# Gépelemek

**Agg, Géza**

**Apró, Ferenc**

**Békés, Attila**

**Bakosné Diószegi, Mónika**

**Bercsey, Tibor**

**Bider, Zsolt**

**Bisztray B., ándor**

**Borbás, Lajos**

**Budai, Zoltán**

**Bukoveczky, György**

**Devecz, János**

**Eleőd, András**

**Gyurecz, György**

**Halmai, Attila**

**Horváth, Sándor**

**Jálics, Károly**

**Kamondi, László**

**Kátai, László**

**Kováts, Attila**

**Kozma, Mihály**

**Körtvélyesi, Géza**

**Loboda, Klára**

**Lovas, László**

# Gépelemek

Agg, Géza
Apró, Ferenc
Békés, Attila
Bakosné Diószegi, Mónika
Bercsey, Tibor
Bider, Zsolt
Bisztray B., ándor
Borbás, Lajos
Budai, Zoltán
Bukoveczky, György
Devecz, János
Eleőd, András
Gyurecz, György
Halmai, Attila
Horváth, Sándor
Jálics, Károly
Kamondi, László
Kátai, László
Kováts, Attila
Kozma, Mihály
Körtvélyesi, Géza
Loboda, Klára
Lovas, László
Marosfalvi, János
Moharos, István
Moharos, Sándor
Molnár, László
Nagy, József
Németh, Géza
Péter, József
Siposs, István
Szabó, István
Szendrő, Péter
Szente, József
Sztachó Pekáry, István
Tiba, Zsolt
Tóth, József
Varadi, Károly

Publication date 2007
Szerzői jog © 2007 Szendrő Péter

# Tartalom


Előszó ..... xxiv
Tisztelt Olvasó! ..... xxiv
1. Gépszerkesztéstani alapismeretek ..... 1
A gépelemek fogalma ..... 4
A tervezés szerepe, gazdasági jelentősége ..... 6
A konstrukciós folyamat, a tervezés munkamódszere ..... 6
A számítások, elemzések típusai ..... 9
Modellezés, kísérletek, mérések a konstrukciós fejlesztésben ..... 11
Szabványosítás ..... 12
Minőségbiztosítás, minőségügy ..... 14
Gépelemek szilárdsági méretezésének alapelvei ..... 15
A szilárdsági méretezés általános modellje ..... 16
A szilárdsági méretezési eljárás ..... 17
Üzemi terhelések ..... 19
Anyagmodellek, szilárdsági tulajdonságok ..... 22
Gyakorlati szilárdsági méretezés ..... 26
Törésmechanika ..... 43
A kialakítás szabályai ..... 43
Igénybevétel-helyes kialakítás ..... 44
Dinamikai-lengéstani viselkedés szempontjából helyes kialakítás, zajszegény konstrukció ..... 47
Ergonómiailag helyes kialakítás ..... 48
Az anyag és a technológia egysége, a felhasznált anyag szempontjából helyes kialakítás szabályai ..... 48
Gyártáshelyes kialakítás ..... 50
Szerelés- és szétszereléshelyes kialakítás ..... 62
Karbantartás szempontjából helyes kialakítás ..... 64
Korrózióállóság szempontjából helyes kialakítás ..... 65
Környezetbarát kialakítás, formatervezés és dizájn ..... 65
Rugók ..... 66
Rugókarakterisztika ..... 67
Rugórendszerek ..... 68
Fémrugók ..... 68
Gumirugók ..... 75
Folyadék- és gáztöltésű rugók ..... 77
A rugók anyagai ..... 79
A rugókra vonatkozó szabványok ..... 80
2. Szerkezeti elemek kötései ..... 82
Anyagzáró kötések ..... 85
Ragasztott kötések ..... 86
Forrasztott kötések ..... 90
Hegesztett kötések ..... 92
Alakzáró kötések ..... 104
Szegecskötések ..... 104
Szegecskötések készítése ..... 107
Szegecsek és szegecskötések méretezése ..... 108
A szegecskötés kialakítása ..... 111
Erőzáró kötések ..... 115
Csavarkötések ..... 115
A csavarmeneteken keletkező erőhatások ..... 116
A csavarkötés-méretezés alapelve ..... 119
Nem előfeszített és előfeszített csavarkötések ..... 120
A csavarkötések élettartama ..... 126
Szerelési előfeszítő erő és a meghúzási tényező ..... 129
Menetkészítő csavarok ..... 131

Csavarok meghúzási módszerei ..... 134
Csavarkötések kialakítása acélszerkezetekben ..... 136
Mozgatóorsók ..... 138
Előzetes számítás az orsómenet kiválasztásához ..... 138
Ellenőrzés szilárdságra ..... 138
Ellenőrzés kihajlásra ..... 139
Ellenőrzés felületi terhelésre (nyomásra) ..... 139
A mozgatóorsó hatásfoka ..... 140
3. Csővezetékek és armatúrák ..... 141
Csővezetékek kialakításának elméleti alapjai ..... 141
Csővezetékekkel kapcsolatos alapfogalmak, anyagválaszték ..... 142
A csővezetékek hidraulikai méretezése ..... 142
Csővezetékek szilárdsági számításai ..... 144
Fém alapanyagú csövek méretezésének és kialakításának speciális szabályai ..... 146
A csőkönyök (csőív) méretezése ..... 148
Csőkarimák méretezése ..... 149
A síkfedél (vakkarima) méretezése ..... 151
Csövek és csőidomok ..... 152
Öntöttvas csövek és idomok ..... 152
Acélcsövek és -idomok ..... 153
Csőkötések ..... 153
Nem oldható csőkötések ..... 154
Nem acél alapanyagú csövek ..... 155
Rézcsövek ..... 155
Ólomcsövek ..... 156
Azbesztcement csövek ..... 156
Betoncsövek ..... 157
Vasbeton csövek ..... 157
Egyéb, rideg alapanyagú csövek ..... 157
Műanyag csövek, csőcsatlakozók és armatúrák ..... 158
Csőkiegyenlítők, csőtartók, vízelválasztók ..... 165
Csőkiegyenlítők ..... 165
Csőtartók ..... 166
Vízleválasztók ..... 167
Csővezetékek hőszigetelése ..... 167
Csőszerelvények ..... 167
Csőelzáró csapok ..... 168
Csőelzáró szelepek ..... 170
Csőelzáró tolózárak ..... 172
Önműködő szelepek ..... 173
Biztonsági szelepek ..... 174
Tároló- és nyomástartó tartályok ..... 175
Tömítések ..... 176
Tömítési alapelvek ..... 176
Nyugvó felületek érintkező tömítései ..... 177
4. Tengelyek, tengelykapcsolók ..... 179
Tengelyek, forgórészek ..... 184
Ellenőrzés statikus igénybevételre ..... 186
Ellenőrzés alakváltozásra ..... 189
Ellenőrzés kifáradásra ..... 191
Kritikus fordulatszám ..... 193
Forgórészek kiegyensúlyozása ..... 196
Hasonlósági törvények ..... 197
Nagy átmérőjű tengelyek ..... 198
Nagy fordulatszámú forgórészek ..... 199
Tengelykötések ..... 200
Alakkal záró tengelykötések ..... 200
Erővel záró tengelykötések ..... 208

Tengelykapcsolók ..... 219
Tengelykapcsolók csoportosítása, kiválasztása ..... 219
Merev tengelykapcsolók ..... 220
Kiegyenlítőkapcsolók ..... 228
Rugalmas tengelykapcsolók ..... 232
Súrlódó (dörzs) tengelykapcsolók ..... 241
Szabályozható tengelykapcsolók ..... 249
Üzemi jellemzőre működő tengelykapcsolók ..... 252
Fékek ..... 253
5. Csapágyazások ..... 257
Tribológia ..... 258
Tribológiai rendszerek ..... 260
Szilárd testek érintkezése ..... 261
Súrlódás ..... 263
Kopás ..... 267
Kenés ..... 273
Siklócsapágyak ..... 280
Kenést nem igénylő siklócsapágyak ..... 281
Hidrodinamikus kenésű siklócsapágyak ..... 290
Csapágyanyagok ..... 298
Hidrosztatikus csapágyak ..... 307
Gördülőcsapágyak, gördülővezetékek ..... 309
Alapfogalmak, szerkezeti kialakítás ..... 310
Gördülőcsapágy-típusok ..... 312
Gördülőcsapágyak beépítése ..... 321
Gördülőcsapágyak szerelése ..... 326
Gördülőcsapágyak dinamikája ..... 328
A gördülőcsapágyak élettartama ..... 331
Új élettartam-elmélet ..... 335
Gördülőcsapágyak határfordulatszáma ..... 336
A csapágy statikus teherbírása ..... 336
A gördülőcsapágy súrlódási vesztesége, üzemi hőmérséklete ..... 337
A gördülőcsapágyak kenése ..... 338
Gördülővezetékek ..... 339
Elmozduló felületek tömítései, súrlódó tömítések ..... 342
Tömítések feladata, elméleti alapok ..... 343
Kompressziós/tömszelence tömítések ..... 349
Alaktartó dugattyú és dugattyúrúd tömítések ..... 350
Rugalmas radiális tengelytömítések ..... 350
Mozgó felületek profilos tömítései ..... 355
Váltakozó, tengelyirányú mozgás tömítései ..... 356
Csúszógyűrűs homloklap tömítések ..... 361
Membrántömítések ..... 363
Nem érintkező tömítések ..... 364
6. Hajtások ..... 367
Erőzáró (rugalmas) hajtások ..... 377
Laposszíjhajtás ..... 377
Ékszíjhajtás ..... 382
Fogasszíjhajtások ..... 386
Dörzshajtások ..... 392
Hajtásátvitel párhuzamos tengelyek között ..... 395
Egyenes fogú belső fogazatú hengeres kerekek, fogaskerék-bolygóművek ..... 406
Ferde fogú hengeres kerekek ..... 411
Hengeres fogaskerekek igénybevétele és méretezése ..... 419
Láncházjtások ..... 428
Metsződő tengelyű fogaskerékhajtások ..... 433
Kitérő tengelyű fogaskerékpárok ..... 439
Csigahajtások ..... 442

Fogaskerék-hajtóművek ..... 449
Fogazathibák, fogaskerekek mérése ..... 464
Fogazathibák, pontossági osztályok, szabványok ..... 465
Fogazathibák és a működési jellemzők kapcsolata ..... 467
Gördülésvizsgálatok ..... 467
Profilhiba mérése és eszközei ..... 469
Osztáshiba mérése és eszközei ..... 470
Az összegzett fogirányhiba és mérése ..... 471
Hajtómű-diagnosztika ..... 472
Fluidtechnika ..... 475
Pneumatika ..... 475
Hidrosztatika ..... 476
Forgattyús hajtóművek ..... 488
7. A számítógéppel segített géptervezés és a műszeres gépvizsgálat alapjai ..... 493
Gépelemek számítógéppel segített tervezése ..... 494
Geometriai modellezés ..... 495
Az alaksajátosság-modellezés ..... 499
Alkatrész-modellezés ..... 501
Összeállítás-modellezés ..... 503
Végeselem-módszer a tervezés folyamatában ..... 504
A szerkezetanalízis folyamata ..... 505
Egyszerű feladat végeselemes modellje ..... 506
Az elméleti alapok bemutatása lineáris háromszög elem segítségével ..... 506
A legalapvetőbb elemtípusok ..... 509
Hálógenerálás és pontossági kérdések ..... 510
Végeselem-vizsgálatok CAD környezetben ..... 511
Gépelemek mérése, méréstechnikája ..... 512
Nyúlások és feszültségek értelmezése ..... 513
Nyúlás- és feszültségmérő eljárások osztályozása ..... 514
Pontszerű környezet mérési eljárásai ..... 514
Felszínek nyúlásmérési módszerei ..... 518
Rezgés- és zajmérés ..... 521
Intelligens gépelemek és szerkezetek, a mechatronika alapjai ..... 524
A gépészet és a mechatronika közötti különbségről ..... 524
Jelérzékelők és jelátalakítók ..... 525
Jelfeldolgozási módszerek ..... 529
Beavatkozóegységek, aktuátorok ..... 531
8. Irodalom ..... 535
Gépszerkesztéstani alapismeretek ..... 535
Szerkezeti elemek kötései ..... 536
Csővezetékek és armatúrák ..... 536
Tengelyek, tengelykapcsolók ..... 537
Csapágyazások ..... 537
Hajtások ..... 539
A számítógéppel segített géptervezés és a műszeres gépvizsgálat alapjai ..... 540

# Az ábrák listája

1. A gépelemek származtatása ..... 5
2. A termék életpályája ..... 6
3. A konstrukciós költségek vállalaton belüli szerepe a VDI-2235 irányelv szerint ..... 6
4. A tervezési folyamat ..... 7
5. Szerkezeti anyagok tájékoztató szilárdsági tulajdonságai Ashby szerint ..... 8
6. A szabványpiramis ..... 13
7. Haszongépjármű hajtott híd egyszerűsített vázlata ..... 16
8. A határállapot értelmezése ..... 17
9. A szilárdsági mértezés fő lépései ..... 17
10. A biztonsági tényező (a) és a megbízhatóság (b) értelmezése ..... 18
11. Rendszertelen terhelési függvény (a), terhelési ciklus (b) ..... 20
12. Időben állandó terhelés ..... 21
13. Az állandó amplitúdójú és középfeszültségű terhelési modell ..... 21
14. Terhelési esetek elnevezései és R értékei ..... 21
15. Jellegzetes terhelésegyüttesek (a), a terhelésegyüttes értelmezése (b) ..... 22
16. Rugalmas alakváltozás (a), lineárisan rugalmas alakváltozás (b), anyagmodell (c), alakváltozás energiaveszteséggel (d) ..... 23
17. Merev-ideálisan képlékeny alakváltozás (a) és az alakváltozás modellje (b) ..... 23
18. Rugalmas-képlékeny anyagmodell (a), lágyacél sematikus szakítódiagramja (b) ..... 24
19. Folyáshatár nélküli (a) és rideg (b) anyag sematikus szakítódiagramja ..... 24
20. Kúszás állandó terhelés esetén (a), feszültségrelaxáció állandó alakváltozás esetén (b) ..... 24
21. σ–e jelleggörbék állandó terhelésváltozási (a) és alakváltozási (b) sebesség esetén ..... 25
22. Viszko-elasztikus anyag leterhelése ..... 25
23. A viszkózus csillapító (a) viszko-elasztikus anyagmodell (b) ..... 25
24. Erővonalak eltérítése (a), tengelyirányú feszültségek, körbefutó horony esetén (b) ..... 26
25. Lágyacél szakítódiagramja (a), az $R_{p0,2}$ határ értelmezése (b), lemezgrafitos öntöttvas szakítódiagramja (c), meleg szilárdsági adatok ötvözetlen szerkezeti acél esetén (d), $R_m$ és $R_e$ növekvő deformációsebességnél (e) ..... 28
26. A méret hatása a statikus szilárdsági adatokra ..... 29
27. A maradó nyúlás megindulása (a), a képlékeny zóna terjedése (b), támasztó hatás hajlításnál (c) ..... 29
28. A határállapot kijelölése húzó igénybevétel esetén ..... 30
29. Kifáradásos töretfelület ..... 31
30. Határállapoti felület $\sigma_M$ = áll., $\sigma_A$ = áll. terhelési esetben ..... 32
31. A Wöhler-görbe ..... 32
32. A Haigh-diagram ..... 32
33. Smith-diagram ..... 33
34. A kd mérettényező ..... 34
35. A $k_R$ felületi érdesség tényező ..... 35
36. Bemetszésérzékenységi tényező ..... 36
37. Alkatrész Haigh-diagramjának szerkesztése (a), (b) Haigh-diagram nagy hőmérsékleten (c) ..... 37
38. A biztonsági tényező értelmezése ..... 37
39. A biztonsági tényező meghatározása egyszerű igénybevétel esetén ..... 38
40. A biztonsági terület összetett igénybevétel esetén ..... 38
41. Biztonsági tényező összetett igénybevétel esetén ..... 39
42. A károsodási összeg meghatározása ..... 40
43. A hőmérséklet befolyása a szakítószilárdságra ..... 41
44. A feszültség–fajlagos nyúlás görbék jellege a terhelési időtartam függvényében ..... 42
45. Polyamid kifáradási görbéi a hőmérséklet függvényében, húzó-lüktető igénybevétel esetén ..... 43
46. Az erőbevezetés helyének változtatása különböző konstrukciós megoldásokkal (hajtóműház fedél rögzítése) ..... 44
47. Az inverz geometria elvének alkalmazása (1) ..... 44
48. Az inverz geometria elvének alkalmazása (2) ..... 45

49. A csapágyazásnál ébredő reakcióerő és a legnagyobb hajlítónyomaték síkja közötti távolság csökkentése a tengelykötés megváltoztatásával ..... 45
50. A megengedett deformációk elvének alkalmazása ..... 45
51. Az összehangolt deformációk elvének alkalmazására ..... 46
52. Az összehangolt deformációk elvének helyes, illetve helytelen alkalmazása ..... 46
53. Az erőkiegyenlítés elvének alkalmazása (nyílfogazatú fogaskerekek) ..... 46
54. A feladatmegosztás elvének alkalmazása: koronás anya (a), lapos anya lemezkoronával (b), a lemezkorona (c) ..... 46
55. Az önsegítés elvének alkalmazása (szakító próbatest befogása) ..... 47
56. Az önsegítés elvének alkalmazása záródugóknál ..... 47
57. Az önsegítés elvének alkalmazása: dugattyúgyűrű (a), peremes tömítőgyűrű (b) ..... 47
58. Átlagos emberi testméretek (Kroemer és Niemann nyomán) ..... 48
59. Példák az öntési ferdeség alkalmazására ..... 50
60. Megmunkálandó felületek kiemelése ..... 50
61. Szilárdságnövelés bordákkal ..... 51
62. Bordák és felöntések kialakításának szabályai öntött alkatrészeknél ..... 51
63. Példák a mag alkalmazásának elkerülésére ..... 51
64. Öntött alkatrészek helyes kialakítására ..... 51
65. Bordázott, öntött alkatrészek helyes kialakítására ..... 52
66. Kovácsolt alkatrészek makroszerkezete ..... 52
67. Kovácsolt előgyártmány kialakításának jellegzetességei (1) ..... 53
68. Kovácsolt előgyártmány kialakításának jellegzetességei (2) ..... 53
69. Hidegalakítással gyártott jellegzetes alkatrészek ..... 53
70. Az alámetszés miatt osztott szerszámban alakított alkatrészek ..... 54
71. Könnyűfémből sajtolt előgyártmányok ..... 54
72. A lemezanyag anizotrópiája ..... 55
73. Az optimális sávtervnek megfelelően kialakított csőbilincs ..... 55
74. A hengerlési anizotrópia hatása hajlításnál ..... 55
75. A visszarugózás jelensége lemezhajlításnál ($R_i$, $\alpha_i$ – hajlított állapot, $R_f$, $\alpha_f$ – visszarugózott állapot a szerszámból való kivétel után) ..... 55
76. Hajlított alkatrészek kialakításának szempontjai ..... 56
77. Edényszerű, mélyhúzott alkatrészek fenékkialakításai ..... 56
78. Csövekből készült tartók merevségének növelése ..... 56
79. Lemez alkatrészek rögzítése csavarkötéssel ..... 56
80. Porkohászati úton gyártott perselyszerű alkatrészek ..... 57
81. Példák kompozit anyagok hajlítására és csatlakoztatására ..... 57
82. Hegesztett alkatrészek kialakításának irányelvei (1) ..... 58
83. Hegesztett alkatrészek kialakításának irányelvei (2) ..... 58
84. Hegesztett alkatrészek kialakításának irányelvei (3) ..... 58
85. Hegesztett alkatrészek kialakításának irányelvei (4) ..... 58
86. Hegesztett alkatrészek kialakításának irányelvei (5) ..... 58
87. Hegesztett alkatrészek kialakításának irányelvei (6) ..... 59
88. Hegesztett alkatrészek kialakításának irányelvei (7) ..... 59
89. Hegesztett alkatrészek kialakításának irányelvei (8) ..... 59
90. Hegesztett alkatrészek kialakításának irányelvei (9) ..... 59
91. Hegesztett alkatrészek kialakításának irányelvei (10) ..... 59
92. Hegesztett alkatrészek kialakításának irányelvei (11) ..... 60
93. Hegesztett alkatrészek kialakításának irányelvei (12) ..... 60
94. Hegesztett alkatrészek kialakításának irányelvei (13) ..... 60
95. Hegesztett alkatrészek kialakításának irányelvei (14) ..... 60
96. Hegesztett alkatrészek kialakításának irányelvei (15) ..... 60
97. Az egyetlen helyzetben és egyféleképpen szerelhető alkatrész kialakítása ..... 62
98. Az élletörések szerepe szerelésnél ..... 62
99. A kettős illeszkedés elkerülése ..... 62
100. Az alak- (a) és erőzáró (b) elven működő elemek alkalmazása ..... 63
101. Növelt felfekvő felületű, illetve alátéttel szerelt kötőelemek ..... 63
102. Önbiztosító csavaranyák a) deformált anyák, b) fogazott anyák, c) műanyag betétes anya ..... 63

103. Elvi ábra húzott rugó helyett nyomó rugó alkalmazására ..... 64
104. A szerszám helyszükségletének figyelembevétele ..... 64
105. Lengéscsillapítók szétszerelési utasítása ..... 64
106. A rugókarakterisztika mint a terhelés (F), deformáció (f) és energia (W) kapcsolatát leíró függvény ..... 67
107. Rugók veszteségienergia-jelleggörbéje ..... 68
108. Rugók kapcsolása soros (a), párhuzamos (b) ..... 68
109. Rúdrugó (a), a rugóban tárolt energia (b) ..... 68
110. Gyűrűs rugó (a), rugókarakterisztika (b) ..... 69
111. Egyenszilárdságú laprugó elvi modellje ..... 70
112. A közel egyenszilárdságú laprugó elv megvalósítása többrétegű, trapézrugó elven kialakított rugóköteggel ..... 70
113. Kényszerpályán hajlított rugó ..... 71
114. Nyomatékterhelésű spirálrugó ..... 71
115. Nyomatékterhelésű forgató csavarrugó ..... 72
116. Tányérrugó és jellegzetes rugókarakterisztikák ..... 72
117. Csavarásra terhelt rugó modellje ..... 73
118. Torziós rúdrugóvégek kialakításai ..... 73
119. Hengeres és kúpos csavarrugók különböző keresztmetszeti kialakítással a) hengeres, kör keresztmetszetű, b) kúpos, kör keresztmetszetű, c) hengeres, négyszög keresztmetszetű, d) kúpos, tekercselt, négyszög keresztmetszetű ..... 73
120. Hengeres csavarrugó modellje ..... 74
121. Húzott csavarrugóvég kialakításai ..... 74
122. Pászmarugók szerkezeti kialakítása a) mag nélküli kivitel, b) központi magra tekercselt kivitel, c) pászmarugó-karakterisztika ..... 75
123. Gumirugók jellemző deformációi, egy jellegzetes statikus ($v \cong 0$) rugókarakterisztika bemutatásával ..... 75
124. Gumirugó csillapítási ellipszise adott középterhelésre szuperponált $F_a$ amplitúdójú periodikus terhelésfüggvény esetén ..... 76
125. Néhány jellegzetes gumirugótípus és azok jellemző terhelése a) lemezes, nyomó terhelésű, b) lemezes, nyíró terhelésű, c) hüvelyes, csavaró terhelésű ..... 76
126. Nyomatékterhelésű, hüvelyes gumirugó, $\tau_{cs}$= állandó esetén ..... 77
127. Ferde beépítésű lemezes rugópár ..... 77
128. Folyadékrugó-kialakítási modellek ..... 78
129. Gáztöltésű rugó modellje, és egy lehetséges karakterisztikája ..... 78
130. Kombinált gáz- és folyadéktöltésű rugórendszer modellje ..... 78
131. Kör keresztmetszetű rugóacél huzalok megengedett csúsztatófeszültség-értékei a huzalátmérő függvényében ..... 79
132. Különböző kötésformák feszültségeloszlása a) ragasztás, b) szegecselés, c) hegesztés ..... 86
133. A folyadékcseppek nedvesítési tulajdonsága ..... 88
134. Nedvesítés és felületi bemélyedés ..... 88
135. Átlapolt (a) és hevederes (b) ragasztott lemezkötések ..... 89
136. A lefejtődés (a) és az ezt meggátló kötésbiztosítási módok (b) ..... 89
137. Az átlagos feszültség alakulása az átlapolt (a) a homlok-, (b) és a ferde (c), ragasztott homlokkötésben ..... 89
138. Átlapolt ragasztott kötés kifáradási határgörbéje váltakozó hajlító igénybevételkor ..... 89
139. Forrasztási varratok alakja és elhelyezkedése ..... 91
140. A hegesztőeljárások csoportosítása ..... 92
141. Jellemző kötéskialakítások a) merőleges illesztésű tompavarrat, b) ferde illesztésű tompavarrat, c) oldalsarokvarrat, d) homloksarokvarrat ..... 96
142. A síkkötés változatai ..... 96
143. A sarokkötés változatai ..... 96
144. S235 acél lüktetőszilárdságának változása a varratalak és -megmunkálás függvényében ..... 97
145. A kifáradási határfeszültség ($\sigma_f$) változása a résméret (i) függvényében ..... 97
146. Feszültségeloszlás hegesztett varratoknál a) gyökutánhegesztés nélküli tompavarrat, b) gyökutánhegesztett tompa és c) homorú kiképzésű sarokvarrat esetén, a varratra merőleges (V–V) és a gyökoldal menti (A–A) keresztmetszetekben ..... 98

147. Feszültségek értelmezése sarokvarratban $\sigma\perp$ = a varrat középsíkjára, egyben a hossztengelyére is merőleges normálfeszültség, $\sigma\|$ = a varrat hossztengelyével párhuzamos normálfeszültség, $\tau\perp$ = a varrat hossztengelyére merőleges nyírófeszültség, $\tau\|$ = a varrat hossztengelyével párhuzamos nyírófeszültség ..... 98
148. Oldalsarokvarrat feszültségei ..... 99
149. A csavarófeszültség meghatározása a Bredt-féle képlet szerint ..... 99
150. A gátlástényező ($\beta_v$) meghatározása a Smith-diagramból ..... 101
151. A feszültségviszony alapján meghatározott gátlástényező ..... 102
152. Az St52 szerkezeti acélra vonatkozó Neumann-diagram ..... 102
153. Gépjárműkerék-abroncs lemezkialakításánál alkalmazott ponthegesztett kötés ..... 103
154. Átlapolt és hevederes ponthegesztett kötés ..... 103
155. Ponthegesztett kötések kifáradási görbéi ..... 103
156. Vakszegecs változatok a) vakszegecs bentmaradó tüskefejjel, b) áthúzótüskés megoldás, c) hosszú tüskével, síkra munkálható, d) beüthető tüskével, e) menetes véggel ..... 105
157. Különleges szegkötés a) szeg zárógyűrűvel, b) szerelés célszerszámmal, c) a kész szegkötés ..... 105
158. Szegecskötések létrehozása a) félgömbfejű szegecs zárófejének kialakítása, b) radiális kötés szegecsszeggel, c) kötés zárt fejű csőszegeccsel, d) súrlódó betét rögzítése csőszegeccsel ..... 107
159. Műanyagok szegecselése a) fej kialakítás ultrahan segítségével, b) kötés kialakítása fröccsöntőfejjel ..... 107
160. Szegecskötésfajták és nyírt keresztmetszetek a) átlapolt kötés egy nyírt keresztmetszettel, b) átlapolt kétsorú kötés egy nyírt keresztmetszettel, c) mint a b), de eltolt lyuksorral, d) hevederes kötés két sor szegeccsel, egy nyírt keresztmetszettel, e) két heveder két nyírt keresztmetszettel, f) nyírt keresztmetszet értelmezése ..... 108
161. A közrefogott elemek mérete ($\Sigma t$) és a nyers szegecshosssz (l) a) félgömb zárófej kialakítása, b) süllyesztett zárófej ..... 109
162. Az egynyírású szegecskötés igénybevétele a) a lyukfal tényleges felületi nyomása, b, d) számított, idealizált felületi nyomás és nyírófeszültség, c) az alakváltozás túlterhelés hatására ..... 110
163. Rúdszerkezet-csomópont kialakítása a) egy nyírt keresztmetszettel, b) két nyírt keresztmetszettel és „a” excentricitással (súlyvonal és a lyuksor távolsága) ..... 111
164. Szögacél rúdcsomópont kialakítása A számított szegecsszám n = 5,3 a terhelt rúdon, 2 a segédrúdon. A két szögvasat összekötő szegecsek száma: 1,5×2 = 3 ..... 111
165. Furatok távolsága szegecskötés kialakításához a) a szabványban javasolt távolságok, b) idomacélok esetén ..... 111
166. Alumíniumszerkezetek építőszekrény elve a) vasúti vagon, differenciált építési mód, kb. 70% sajtolt idom, b) közúti szállító jármű oldalfalrendszere, integrált építési mód, merevített, üreges profilanyagok, c) üreges profilok csatlakozási csomópontja szegecskötéssel ..... 112
167. Könnyűfémek szegecselése a) lapos vagy hordófej, b) kúpos fej c, d, e) bőrszegecselés ..... 113
168. Csavarvonal származtatása ..... 115
169. Meneteknél alkalmazott jelölések ..... 116
170. Laposmenetű csavarorsó egy szakasza vele kapcsolódó anya kis darabjával ..... 117
171. A középátmérőn ható erők egyensúlya ..... 117
172. Erőhatások élesmenetű csavarnál ..... 118
173. Csavarkötésekre ható erők a) nem előfeszített kötés, b) előfeszített csavarkötés a meghúzás előtt, c) előfeszített csavarkötés a meghúzás után: szerelési állapot, d) előfeszített csavarkötés üzemi erővel terhelve: üzemi állapot ..... 121
174. Erőhatás csavarkötésekben a) csavar és közrefogott elemek karakterisztikája, b) csavarkötés erőhatásábrája (szerelési állapot) ..... 121
175. A csavar alakváltozása ..... 122
176. A közrefogott rész alakváltozása ($D_A \geq 3 \cdot d_a$ esetre) ..... 122
177. Előfeszített csavarkötés erő és deformáció viszonyai a) előfeszített állapot, b) üzemi állapot, c) a kötés erőhatásábrája ..... 123
178. Előfeszített csavarkötés erő- és deformációviszonyai dinamikus terhelés esetén a) tiszta lüktető üzemi terhelés esetén, b) egy minimum és egy maximum érték között lüktető terhelés esetén ..... 124

179. Az üzemi erő támadáspontja a közrefogott elemekben a) egyszerűsített eset, b, c) általános eset, d, e) előfeszített csavarkötések erőhatásábrái ..... 124
180. Erőtámadáspont-tényező jellegzetes konstrukciós megoldásokra a) keresztirányú terhelésű, erőzáró csavarkötés, b) fedéllefogatás a csatlakozási síktól távoli erőhatásvonallal (kedvezőtlen), c, d) a csatlakozási síkhoz közelebb eső erőhatásvonal (kedvezőbb) ..... 125
181. Az előfeszítőerő-csökkenés és a lesimulás ábrázolása előfeszített csavarkötésen q = 1 esetén ..... 125
182. A csavar kifáradási diagramja ..... 126
183. A folyáshatárviszony és a menetfinomság összefüggése ..... 127
184. Csavarkötések erőhatásábrája a) nem előfeszített csavar, b) előfeszített kötés $f_{cs} < f_l$, c) előfeszített kötés $f_{cs} > f_l$, b) és c) a q = 1 esetre érvényes ..... 128
185. Magra gyengített csavarok a) a csavar kialakítása, b) beépítési példa (hajtókar-csapágyfedél), c) szabványosított magra gyengített csavar, d) beépítési példa távtartó hüvellyel, e) rövid csavar rugalmas fejkialakítással ..... 128
186. Csavarok teherbíró képessége ..... 128
187. Konstrukciós megoldások a csavarszárat meghúzáskor terhelő csavaró igénybevétel kiküszöbölésére a) lelapolt csavarvég az ellentartáshoz, b) fogazott, rögzített gyűrű alkalmazása, c) külső-belső fogazatú hüvely alkalmazása ..... 128
188. A menetes kapcsolat kialakítása a) általános kialakítás, b) az anyamenet a felfekvő sík felett kialakítva, c) húzó igénybevételű anya ..... 129
189. Nyíró igénybevételre terhelt csavarkötés a) illesztett szárú csavar, b) tehermentesítő nyíróhüvely alkalmazása ..... 130
190. Lemezcsavarok különböző kialakítása ..... 131
191. A meghúzási nyomatékok különböző lefutása lemezcsavaroknál és anyás csavarkötéseknél ..... 132
192. A meghúzási nyomaték tartománya a) ha meghúzáskor a felső lemezen át kell szakítani az anyamenetet, b) ha a felső lemezen átmenő furat van ..... 132
193. A lemezcsavar és anyás csavarkötés nyíró igénybevétele ..... 133
194. A meghúzási nyomaték alakulása a csavarerő függvényében ..... 135
195. Csavar nyúláshatárra húzása ..... 136
196. Csavarkötés – rúdcsatlakozás ..... 136
197. Csavarkötés – nyomatékkal terhelt csomópont ..... 137
198. Csavarkötés – konzolcsatlakozás ..... 138
199. Mozgatóorsó szerkezet ..... 139
200. A λ csősúrlódási szám alakulása a Reynolds-szám, illetve a d/k paraméter függvényében (ahol k a csövek belső átlagos felületi érdessége [m ..... 144
201. Belső túlnyomással terhelt csővezeték terhelési viszonyai ..... 145
202. A falvastagság és a különböző pótlékok értelmezése ..... 147
203. Csőív geometriai paramétereinek meghatározása ..... 148
204. A csőív falvastagságát meghatározó alaktényezők ($B_{int}$, $B_{ext}$) meghatározása ..... 149
205. Merev karima méretezése során alkalmazott jelölések ..... 149
206. Karimás kötés erőhatásábrája ..... 150
207. Síkfedél egyszerűsített geometriai és terhelési modellje ..... 151
208. Csővezetékek hőtágulása ..... 152
209. A ψ tényező meghatározása a hőmérséklet függvényében ..... 152
210. Csőidomok (a, b) ..... 153
211. Hegesztett, laza karimás csőelágazás (a) és temperöntésű könyök csőidom (b) ..... 153
212. Tokos csőkötések (a, b, c) ..... 154
213. Hegesztett csőkötések (a, b, c) ..... 154
214. Karmantyús csőkötés ..... 154
215. Csőkarimák (a, b, c, d, e) ..... 155
216. Csőkötés hollandi anyával ..... 156
217. Azbesztcement csövek kötései (a, b, c) ..... 157
218. Rideg anyagú csövek kötései (a, b) ..... 157
219. SuperSleve rendszer polipropilén karmantyús kötése ..... 158
220. SuperSleve csőhálózat részlete ..... 158
221. HepSeal tokos, gumigyűrűs kötése ..... 158
222. A vékony műanyag csőfal anyagára ható igénybevétel ..... 159

223. Üvegszállal (a) és fémbetéttel (b) erősített műanyag csövek ..... 160
224. Műanyag kiegyenlítők a) líra alakú, b) U alakú ..... 160
225. Csővégek karimás csatlakoztatása. 1., 2. csatlakozó peremes csővégek, 3. összekötőcsavar anyával, 4. tömítés ..... 160
226. Fémszerelvény-műanyag cső oldható csatlakozás felépítése, részei (a) és a gyorscsatlakozófej összeillesztése (b) 1. csatlakozócsonk, 2. hollandi anya, 3. integrált támasztógyűrű, 4. „O" tömítőgyűrű, 5. rugalmas vágó-szorító gyűrű, 6. kettős tömítés, 7. hatlapfejű csavar, 8. menettömítés ..... 161
227. „Push-in" cső kötőelem felépítése 1. csatlakoztató csővég, 2. nyomógyűrű, 3. menesztőhenger, 4. gyorscsatlakozó fej, 5. belső tömítő „O" gyűrű, 6. menettömítés ..... 162
228. „Push-in" cső kötőelem szerelése ..... 162
229. „Push-in" menetes csőcsatlakozók a) rövid csatlakozófej, b) hosszú csatlakozófej, c) 90°-os rövid könyök, d) 90°-os hosszított könyök, e) 180°-ban állítható könyök, f) menetes csővég ..... 162
230. „Push-in" menetes csőcsatlakozó-elosztók a) 90°-os rövid könyök, b) nadrágidom, c) „T" idom, d) elfordítható „T" idom ..... 162
231. „Push-in" csőcsatlakozók a) csatlakozóhüvely, b) 90°-os csatlakozókönyök, c) csatlakozó „T" idom, d) csatlakozó nadrágidom, e) 90°-os átmenőidom, f) átmenő „T" idom ..... 163
232. Csőcsonkos műanyag áteresztő zárszelep 1. ház, 2. fedél, 3. orsó, 4. tömítőgyűrű, 5. kézikerék ..... 164
233. Áteresztő csőcsonkos bronz zárszelep 1. ház, 2. tányér, 3. orsó, 4. fedél, 5. tömítés, 6. tömszelencepersely, 7. hollandi anya, 8. kerék, 9. jelzőtárcsa, 10. anya ..... 164
234. T elágazás műanyagból. A növelt falvastagság: $s_k > s_2 > s_1$ ..... 164
235. PVC csőkereszt acélpáncélban 1. acélkeret, 2. műanyag csőkereszt ..... 165
236. Fém csőkiegyenlítők (a, b, c) ..... 166
237. Merev és rugalmas csőtámasztás, illetve felfüggesztés (a, b, c) ..... 166
238. Elmozduló csőfelfüggesztés (a) és alátámasztás (b) ..... 167
239. Kondenzedény-kialakítások vonalas rajza (a, b) ..... 167
240. A csőszerelvények csoportosítása ..... 168
241. Kúpos csap ..... 168
242. Változó karakterisztikájú záróelem ..... 169
243. A gömbcsap szerkezete ..... 169
244. Változó keresztmetszetű átömlőnyílással készült záróelem ..... 169
245. Egyenes ülésű szelep ..... 170
246. Ferde ülésű szelep ..... 170
247. Szeleptányér-ülék felfekvési kialakítások ..... 171
248. Zárógyűrű- és fészekkialakítások ..... 171
249. Ékes tolózár ..... 172
250. Zárógyűrű- és horonykialakítások ..... 173
251. Visszacsapó szelep ..... 174
252. Torlócsappantyú ..... 174
253. Csőtöréskor záródó szelep ..... 174
254. Rugóterhelésű biztonsági szelep ..... 175
255. Edényfenék-kialakítások ..... 176
256. Hegesztett légtartály ..... 176
257. Lapos tömítések (a, b, c, d, e, f) ..... 177
258. Idom- és fésűstömítések (a, b, c) ..... 178
259. Tömítésbeépítési példák (a, b) ..... 178
260. Kemény és hegesztett zárófelületű tömítések (a, b, c) ..... 178
261. Csillekerék csapágyazás. Példa az álló hordozó tengely alkalmazására. Az álló tengelyen a csillekerék forog ..... 184
262. Gépjárművek mellső kerekeinél használatos, nem kör keresztmetszetű, álló hordozó tengely ..... 184
263. Csillekerék csapágyazás. Példa a forgó hordozó tengely alkalmazására. A csillekerék a tengellyel együtt forog ..... 185
264. A fogaskerékhajtómű tengelyei közlő tengelyek ..... 185
265. Három helyen csapágyazott, négy hengeres belső égésű motor forgattyús tengelye ..... 185

266. A csőtengely külső átmérőjének és tömegének változása a $d_0/d_{cső}$ függvényében ugyanakkora nyomaték átvitele esetén ..... 186
267. Egyenszilárdságú tengelyalak hajlításra ..... 187
268. Szilárdsági szempontból helyes tengelykialakítás hajlító igénybevételre ..... 187
269. A tengelyre ható terheléskomponensek, és az egyes terheléskomponensekhez tartozó reakcióerő-komponensek ..... 188
270. A tengelyre ható terheléskomponensekhez tartozó hajlítónyomatéki ábrák ..... 188
271. Az elcsavarodás számítása lépcsős tengely esetén ..... 189
272. A lehajlás számítása lépcsős tengely esetén ..... 190
273. a) az első tengelyszakaszra ható erők és az első tengelyszakasz rugalmas alakváltozása, b) a második tengelyszakaszra ható erők és a második tengelyszakasz rugalmas alakváltozása, c) a harmadik tengelyszakaszra ható erők és a harmadik tengelyszakasz rugalmas alakváltozása ..... 190
274. A lehajlás meghatározása kéttámaszú tengely esetén ..... 191
275. Három helyen alátámasztott tengely reakcióerőinek számítása ..... 191
276. Tengelyváll feszültséggyűjtő hatásának csökkentése. a) tengelyváll, b) méretnövelés, c) tengelyváll alászúrása, d) és e) jó átmenet kialakítása, f) árnyékolás, g) maradó nyomófeszültség bevitele ..... 192
277. Keresztfurat feszültséggyűjtő hatásának csökkentése. a) keresztfurat, b) méretnövelés, c) árnyékolás, f) maradó nyomófeszültség bevitele ..... 193
278. Egytömegű lengőrendszer a hajlítólengések számításához. a) nyugalmi állapot, b) a tengely fordulatszáma a kritikus fordulatszám alatt van, c) a tengely fordulatszáma a kritikus fordulatszám fölött van ..... 193
279. A nagyítási tényező változása az $\omega/\omega_k$ függvényében ..... 194
280. Két koncentrált tömeggel rendelkező tengely lengésképei ..... 195
281. Torziós lengőrendszer két forgó tömeggel ..... 196
282. Statikus kiegyensúlyozatlanság ..... 196
283. Dinamikus kiegyensúlyozatlanság ..... 196
284. Geometriailag hasonló tengelyek szilárdsági jellemzői ..... 198
285. Szilárdsági jellemzők a külső tömeg függvényében ..... 198
286. Nagy teljesítményű ventilátor csőtengelye ..... 198
287. Forgó, állandó szélességű teli tárcsában ébredő tangenciális és radiális feszültség ..... 199
288. Forgó, állandó szélességű furatos tárcsában ébredő tangenciális és radiális feszültség ..... 199
289. Egyenszilárdságú tárcsa ..... 200
290. Gőzturbina forgórész ..... 200
291. Tengelykötés szeggel és csavarral a) hengeres szeggel, b) kúpos szeggel, c) hasított szeggel, d, e, f) csapos csavarral ..... 201
292. Erőfolyam hengeres szeggel megvalósított kötésekben a) keresztkötésben, b) álló szegnél, c) palástón elhelyezett hossz-szegnél ..... 201
293. Feszítő szegek a) feszítő szeg, b) lágyabb beépítés (kerülendő), c) keményebb kötés, d) feszítőszeg rögzítéshez, e) „spirál” feszítőszeg, f) Connex fogazott feszítőszeg ..... 203
294. Reteszkötések kialakítása a) fészkes retesz lekerekített végekkel, b) hornyos retesz merőleges véggel, c) siklóretesz lekerekített végekkel, rögzítő csavarokkal és menetes furattal a kinyomáshoz, d) íves retesz. A teherviselő reteszhossz az a) és c) típusú reteszeknél $l_{eff} = l -$ b, a, b és d) típusoknál pedig $l_{eff} = l$ ..... 204
295. Reteszkötés erőjátéka és a teherviselő reteszmagasság értelmezése ..... 204
296. Csavart tengelyvég erőátvitele különböző agykivitelek esetén ..... 204
297. Bordás tengelykötés kialakítása ..... 206
298. Tengelykötés fogazott tengellyel a) „Kerb” fogazat szelvénye, b) tengelyvég kerb fogazattal, c) „evolvens” fogazat szelvénye ..... 206
299. Tengelykötés poligon profillal a) P3G poligon profil szelvénye, b) P4C poligon profil szelvénye, c) felületi nyomáseloszlás csavaró nyomatékkal terhelt P3G profilon ..... 207
300. Tengelykötés „Hirth” homlokfogazattal. a) „Hirth” fogazat szelvénye, b) kúpfogaskerék rögzítése tengelyvégen „Hirth” fogazattal ..... 207
301. A szilárd illesztésű tengelykötés fő méretei, és a szerelés után kialakuló feszültségek ..... 208
302. Az átviendő erők és a járulékos terhelések ..... 209
303. Feszültséggyűjtő hatást csökkentő konstrukciós megoldások: a) lekerekítés, b) tehermentesítő hornyok, c) kúpos vállak, d) átmérőnövelés, e) beszúrás a tengelyen ..... 211

304. A tűrésmezők, és a kötés előfeszítési hatásábrája ..... 211
305. A súrlódási korrózió (a) és az agy és a tengely eltérő torziós merevsége (b) ..... 212
306. A kúpkötés erőjátéka ..... 213
307. Axiálisan biztosítatlan a) és axiálisan biztosított b) kúpos kötés ..... 214
308. A szorítókötés erőjátéka és a nyomáseloszlás ..... 214
309. Kúpos gyűrűs tengelykötés erőjátéka és a gyűrűk fő méretei ..... 215
310. Szerkezeti megoldások a kúpos gyűrűs tengelykötés megvalósítására a) tengely oldali befeszítés, b) tengely oldali befeszítés axiális erők átviteléhez, c) kerékagy oldali befeszítés, d) kétoldali befeszítés, e) befeszítés rejtett feszítőcsavarral, k: a központosítás helye ..... 216
311. Példák kúpos szorítóbetétek beépítésére ..... 217
312. Példák a szorítóhüvelyes tengelykötés alkalmazására ..... 217
313. A csillagtárcsa működési elve és alkalmazása ..... 218
314. A kerékagyban keletkező nyomáseloszlás és az ékkötés erőjátéka ..... 218
315. Tengelyvégeken szilárdan illesztett tokos tengelykapcsoló ..... 221
316. Tokos tengelykapcsoló olajnyomásos szereléshez ..... 221
317. Osztott szerelőtárcsa olajnyomásos szereléshez ..... 222
318. Tokos tengelykapcsoló kúpos-szeges tengelykötéssel ..... 222
319. Tokos tengelykapcsoló ékkötéssel ..... 222
320. Tokos tengelykapcsoló reteszkötéssel ..... 222
321. Tokos tengelykapcsoló bordástengelyhez ..... 223
322. Tokos tengelykapcsoló kúpos gyűrűs rögzítéssel ..... 223
323. Héjas tengelykapcsoló ..... 223
324. Függőleges helyzetű tengelyek szerelése ..... 223
325. Kúpos kapcsolóhüvely ..... 224
326. Tárcsás tengelykapcsoló-típusok ..... 224
327. Peremes tárcsakialakítás ..... 224
328. Homlokfogazatú elemekkel megvalósított tengelykapcsolat ..... 225
329. A homlokfelületen kialakított fogak profilja ..... 225
330. Az ék alakú fog terhelése és méretei ..... 226
331. Mereven összekapcsolt forgórészek modellje (a), merev tengelykapcsoló terhelő nyomatékai (b) ..... 227
332. Különböző kiegyenlítőkapcsolók elvi vázlata ..... 228
333. Gépjárművekhez alkalmazott, szögkiegyenlítésre alkalmas tengelykapcsoló ..... 228
334. Szögsebesség függvény, különböző szögek esetén ..... 229
335. a) Kardán kapcsoló b) Kettős kardán ..... 229
336. Gépjárműben alkalmazott kardánkeresztes kapcsoló megoldása ..... 229
337. Keresztcsapos csukló ..... 230
338. Kettős kardán alkalmazása ..... 230
339. Szinkroncsukló értelmezése ..... 230
340. Rzeppa-féle szinkroncsukló ..... 231
341. Körmös kapcsoló a) összeszerelt állapot, b) a szerkezeti elemek látszati képe, c) az összeszerelt kapcsoló látszati képe ..... 231
342. Oldham-kapcsoló ..... 232
343. Fogas gyűrűs tengelykapcsoló ..... 232
344. Fedélkialakítás a fogas gyűrűs kapcsolónál ..... 232
345. Külső gerjesztésű, csillapított, kéttömegű lengő rendszer vázlata a rugalmas tengelykapcsoló mechanikus modelljéhez ..... 233
346. Gumidugós tengelykapcsoló ..... 235
347. Gumituskós tengelykapcsoló a) a befogott gumituskó vázlata, b) a teljes tengelykapcsoló ..... 235
348. Rugalmas abroncsos tengelykapcsolók a) Periflex-abroncsos, b) Periflex-peremes, c) Multicross, d) Vulkollán EZ ..... 236
349. Hardy-tárcsa ..... 236
350. Acélrudas tengelykapcsolók (Forst) ..... 237
351. A rugóelemek beépítési módjai és jelleggörbéik ..... 237
352. a) szabadon befogott rugóelem, b) ívelt profilon vezetett rugóelem ..... 237
353. Acélszalag rugós tengelykapcsoló (Bibby) ..... 239
354. Vázlat a Bibby-kapcsoló méretezéséhez. a) terheletlen állapot, b) terhelt rugalmas elem .... 239

355. Csavarrugós tengelykapcsoló ..... 240
356. Súrlódó tengelykapcsolók kapcsolási típusai a) mechanikus, b) pneumomechanikus, c) hidromechanikus, d) elektromechanikus ..... 241
357. A legelterjedtebb súrlódó felületi alakok a kúpos (a), tárcsás (b), lemezes (c), illetve a hengeres dörzskapcsolók (d) kivitel ..... 241
358. Az indítási folyamat lefutási jellemzői ..... 242
359. Az indítónyomaték, a szöggyorsulás, szögsebesség és a teljesítményigény összefügése ..... 244
360. A súrlódó tárcsás tengelykapcsoló vázlatos rajza ..... 245
361. Gépjármű tengelykapcsoló ..... 246
362. Súrlódó kúpos tengelykapcsoló ..... 246
363. Kétkúpos (axiálisan erőkiegyenlített) súrlódó tengelykapcsoló ..... 247
364. Lemeztávolság-tartó konstrukciós kialakítások ..... 247
365. Dörzskapcsoló lemezformák a) külső körmös, b) belső körmös, c) külső fogazatú, acél vagy színesfém betétes lemezek d) belső fogazatú acéllemezek, e) körmös f) fogazott nyomótárcsák ..... 248
366. Üresjáráskor a lemezek közt légrést biztosító módszerek ..... 248
367. Indukciós tengelykapcsoló ..... 249
368. Hidrosztatikus tengelykapcsoló ..... 249
369. Csúszással működő Lohmann-féle hidrosztatikus tengelykapcsoló ..... 250
370. Föttinger-féle hidrodinamikus tengelykapcsoló ..... 251
371. A hidrodinamikus tengelykapcsoló üzemállapotai ..... 251
372. Portöltésű (centri) kapcsoló felépítése ..... 252
373. AEG, belsőtekercses, csúszógyűrűs, mágnesporos tengelykapcsoló ..... 252
374. Metallux tengelykapcsoló ..... 252
375. Pulvis tengelykapcsoló ..... 252
376. Külső, billenőtuskós fék, daruk rögzítése a) motortengely, b) billenő féktuskók, c) fékbetétek, p), k) emelőkarok, e) állítócsavarok a fékpofák önsúly miatti túlbillenésének megakadályozására, f) nyomórugó, g) behúzómágnes a fék lazításához, m) anya a rugóerő, illetve a fékerő beállításához, n) furatok az emelőkar-áttétel beállításához, o) állítócsavar a fékkarok ütköztetésének beállítására azért, hogy a fék oldásakor a fékpofák azonos mértékben távolodjanak el a fékdobtól ..... 254
377. Tárcsás kerékfék a) elvi, b) egy szerkezeti megoldás ..... 255
378. Elektromágneses működtetésű, lemezes fék a) rögzítendő álló oldal, b) fékezendő oldal .... 255
379. A súrlódási tényező adhéziós ($\mu_a$) és deformációs ($\mu_d$) összetevőjének változása ..... 264
380. A fémek relatív abráziós kopásállósága keménységük függvényében ..... 269
381. A súrlódó felület szerkezetének modellje a) szennyezés, b) szorpciós réteg, c) oxidréteg, d) felkeményedett felületi védőréteg, e) deformálódott anyagréteg, alapanyag ..... 270
382. A súrlódási korrózió alatt kialakuló kopás az elmozdulásamplitúdó függvényében (az alumínium gyorsabban kopik) ..... 271
383. Öntöttvas felület súrlódási korrózió alatt kialakult kopása, keménységének függvényében ..... 271
384. Az eróziós kopás változása a részecskebecsapódás szögének függvényében ..... 272
385. Az eróziós kopás változása a részecske keménységének függvényében ..... 272
385. Egyszerű műanyag csapágyperselyek beépítése ..... 286
386. Vékony falú csapágyperselyek beépítése ..... 286
387. Vékony műanyag futófelületű fém csapágypersely ..... 287
388. Önkenő ón-bronz csapágyperselyek szilárd kenőanyag betétekkel ..... 288
389. Szinterbronz csapágyperselyek ..... 290
390. Hidrodinamikus nyomás kialakulása ..... 291
391. Csapágyhézag a radiális csapágyban ..... 292
392. Hidrodinamikai nyomás eloszlása radiális csapágyban ..... 293
393. Csapágyjellemző-szám változása a relatív excentricitás függvényében ..... 294
394. Hidrodinamikai nyomás kialakulása több hordozófelületű, radiális csapágyakban ..... 294
395. Merev saruk kialakítása ..... 296
396. Beállósaruk ..... 296
397. Ék alakú kenőrés sarus csapágyban ..... 297
398. Saru terhelési száma a résparaméter függvényében ..... 297
399. Egyszerű, nem osztott csapágy ..... 300

400. Laza kenőgyűrűs, osztott siklócsapágy ..... 300
401. A gördülőcsapágyak jellemző szerkezeti elemei a) az egysorú, mélyhornyú radiális golyóscsapágy látszati képe, b) az egysorú, mélyhornyú radiális golyóscsapágy szerkezeti elemei, c) az axiális golyóscsapágy szerkezeti elemei ..... 310
402. Az egysorú mélyhornyú golyóscsapágy szerelése ..... 311
403. A gördülőcsapágyak jellemző csatlakozó méretei a) általános kialakítású radiális csapágy, b) kúpgörgős csapágy, c) axiális csapágy ..... 311
404. A méretsorozat értelmezése ..... 311
405. Az egysorú mélyhornyú golyóscsapágy geometriai kialakítása és jellemző geometriai méretei ..... 311
406. Tengelyek terhelései a) radiális terhelés, b) axiális terhelés, c) összetett terhelés ..... 312
407. Az egysorú, mélyhornyú golyóscsapágy a) hatásvonala, b) hatásszöge ..... 312
408. Görgőtípusok a) hengergörgő, b) tűgörgő, c) kúpgörgő, d) hordógörgő, e) kúpos hordógörgő, f) rugógörgő ..... 313
409. Az axiális csapágyhézag (a) és a szöghézag (b) értelmezése egysorú, mélyhornyú golyóscsapágyak esetén ..... 313
410. Mélyhornyú golyóscsapágyak a) egysorú, b) kétsorú ..... 314
411. Tömített csapágyak a) védőlemezes, b) tömítőtárcsás ..... 314
412. A leggyakrabban használt hengergörgős csapágyak a–e) hengergörgős csapágyak, f–g) kétsorú hengergörgős csapágyak, h–j) tűgörgős csapágyak ..... 314
413. A hengergörgő meridián görbéjének szokásos kialakítása és a nyomáseloszlás (p) a görgő hossza (l) mentén a) hengeres gördülőelem, b) hengeres gördülőelem a két végén ívelt kialakítással, c) ívelt meridián görbéjű gördülőelem ..... 315
414. Radiális beálló gördülőcsapágyak a) kétsorú beálló golyóscsapágy, b) egysorú beálló görgőscsapágy, c) kétsorú beálló görgőscsapágy ..... 315
415. S. Wingquist első vázlata (1907) a beálló golyóscsapágyról ..... 316
416. Vasúti ágytok csapágyazása két, kétsorú beálló görgőscsapággyal. A csapágyazás nagy terhelések és ezen belül jelentős dinamikus hatások felvételére alkalmas ..... 316
417. Csúszási sebességek a beálló görgőscsapágy meridián görbéje mentén ..... 317
418. A beálló görgőscsapágy és a CARB csapágy felépítésének összehasonlítása ..... 317
419. A CARB csapágy szög- és axiális szerelési hiba kiegyenlítésre alkalmas ..... 317
420. Sajtolt lemezházba szerelt Y csapágy ..... 318
421. Ferde hatásvonalú csapágyak a) vállcsapágy, b) egysorú, ferde hatásvonalú golyóscsapágy, c) négypont érintkezésű golyóscsapágy osztott külsőgyűrűvel, d) négypont érintkezésű golyóscsapágy osztott belsőgyűrűvel, e) kúpgörgős csapágy, f) kétsorú, ferde hatásvonalú golyóscsapágy, g) kétsorú kúpgörgős csapágy ..... 318
422. Egysorú ferde hatásvonalú golyóscsapágyak páros beépítése a) nagy szögmerevségű vagy O-elrendezés, b) kis szögmerevségű vagy X-elrendezés, b) tandem-elrendezés ..... 319
423. A négypont érintkezésű csapágy gördülőpályáinak kialakítása ..... 319
424. Négypont érintkezésű csapágyak a) huzalpályás csapágy lemezből sajtolt belső és külső gyűrűvel, b) ékpályás csapágy lemezből sajtolt külső gyűrűvel ..... 319
425. Axiális csapágyak a) egyfelé ható axiális golyóscsapágy, b) kétfelé ható axiális golyóscsapágy, c) egyfelé ható axiális golyóscsapágy beálló fészektárcsával, d) kétfelé ható axiális golyóscsapágy beálló fészektárcsákkal, e) kétsorú ferde hatásvonalú axiális golyóscsapágy, f) axiális beálló görgőscsapágy, g) axiális hengergörgős csapágy ..... 320
426. Axiális keresztgörgős csapágy ..... 321
427. Kombinált csapágyak a) négypont érintkezésű csapággyal kombinált tűgörgős csapágy, b) axiális golyósorral kombinált tűgörgős csapágy, c) axiális hengergörgősorral kombinált tűgörgős csapágy ..... 321
428. Vezetőcsapágyas ágyazás. A vezetőcsapágy két darab, egysorú ferde hatásvonalú golyóscsapágy, O-elrendezésben beépítve. A szabadcsapágy egy hengergörgős csapágy. A szabadcsapágyban az axiális irányú elmozdulás a hengergörgősor és a belső gördülőpályája között jöhet létre ..... 321
429. Vezetőcsapágyas ágyazás. Mind a vezetőcsapágy, mind pedig a szabadcsapágy beálló golyóscsapágy. A szabadcsapágy (a bal oldali) külső gyűrűje a csapágyházban axiálisan elmozdulhat. A beálló golyóscsapágyak alkalmazására azért van szükség, mert nem biztosítható a két csapágyház egytengelyűsége ..... 322
430. Oldalról támasztott ágyazás. A tengely viszonylag rövid, és az axiális erő nem túl nagy ..... 322

431. Oldalról támasztott ágyazás O-elrendezésben beépített kúpgörgős csapágyakkal. A kúpgörgős csapágyak hézagát a tengelyen elhelyezett csapágyanyákkal lehet beállítani ..... 322
432. Szerkezeti megoldások a belső gyűrű axiális irányú rögzítésére a) csapágyanyával és körtarélyos biztosítólemezzel, b) koronás anyával, c) tengelyvégtárcsával és hatlapfejű csavarokkal, d) váll nélküli tengelyvég esetén betétgyűrűvel, tengelytárcsával és hatlapfejű csavarokkal, e) szorítóhüvely, f) szorítóhüvellyel és a csapágy axiális irányú helyzetmeghatározásával, g) kúpos tengelyvégre szerelt kúpos furatú csapágy ellenanyás biztosítással, h) lehúzóhüvellyel, i) hengeres vagy kúpos illesztőszeggel (csak alárendeltebb helyeken), j) rögzítőgyűrűvel, k) tengelybe illeszkedő két félgyűrűvel (a két félgyűrűt a külső paláston elhelyezkedő huzal- vagy spirálrugó fogja össze – csak kis fordulatszámra), l) a tengelybe illeszkedő két félgyűrűvel (a félgyűrűket a csapágy belsőgyűrűje fogja össze) ..... 323
433. Szerkezeti megoldások a külső gyűrű axiális irányú rögzítésére a) fedéllel, b) menetes csavarral, c) váll nélküli fészekfurat esetén betétgyűrűvel és fedéllel, d) a csapágy egyik oldalán rögzítőgyűrűvel, e) a csapágy mindkét oldalán rögzítőgyűrűvel, f) palásthornyos csapágyak esetén rugós gyűrűvel, g) osztott csapágyházak esetén támasztó fedéllel, h) támasztó lemezgyűrűk alkalmazásával, i) a csapágyház peremezésével ..... 323
434. A súrlódó tömítések leggyakrabban alkalmazott megoldásai a) nemeztömítés, b) nemeztömítés porvédő gyűrűvel, c) és d) karmantyús tömítések, e) homloktömítés, ún. V gyűrű, f) rugalmas lemezből kialakított homloklaptömítés ..... 325
435. Szerkezeti megoldás a rugós tömítőgyűrű és az axiális tömítőgyűrű együttes alkalmazására. E megoldással erősen szennyezett és nedves környezetben is megfelelő a tömítettség ..... 326
436. A nem súrlódó tömítések leggyakrabban alkalmazott megoldásai a–c) zsírhornyok, d–g) labirint jellegű tömítések, g–h) védőtárcsás tömítések, i) olajszóró gyűrűs tömítés ..... 326
437. Hengeres furatú csapágyak beszerelése a) a csapágy tengelyre való felhúzása, b) a csapágy házba való beszerelése, c) a két gyűrűt egyszerre kell a fészekbe, illetve a tengelyre szerelni ..... 327
438. Néhány, a szerelhetőséget biztosító konstrukciós megoldás a) az NU típusú hengergörgős csapágy belső gyűrűjének kiszereléséhez hornyokat kell kimunkálni a tengelyvállon a lehúzó szerszám körmei részére, b) a szorosan illesztett külső gyűrűjű, nem szétszedhető csapágyak kinyomócsavarok segítségével szerelhetők ki, c) a szorosan illesztett külső gyűrű kiszereléséhez a támasztóvállon kell hornyokat kimunkálni a lehúzó szerszám körmei részér .... 327
439. Gördülőcsapágy-szerelés hidraulikus anyával. Az ábra felső része a beszerelést, az alsó része pedig a kiszerelést mutatja ..... 327
440. Hidraulikus csapágyszerelés a) kúpos tengelycsonkra, b) speciális lehúzóhüvely alkalmazásával ..... 328
441. A csapágyhézag beállítása ferde hatásvonalú csapágyak beépítése esetén, az axiális irányú elmozdulás mérésével. A csapágyhézagot a bal oldali felhasított anyával lehet a kívánt értékre beállítani ..... 328
442. Felületi nyomáseloszlás a) pontszerű érintkezés esetén, b) vonalszerű érintkezés esetén ..... 329
443. Feszültségállapot az anyag belsejében az érintkezési ellipszis középpontja alatt. A $\tau_1$ nyírófeszültség maximális értéke $(0{,}3–0{,}35)p_{max}$ ..... 329
444. Az érintkezési felület alatt fekvő jellemző pontok igénybevételi állapota ismétlődő átgördülés esetén ..... 330
445. Az ε terheléseloszlási tényező értelmezése és a különböző ε-értékekhez tartozó jellegzetes terheléseloszlások ..... 330
446. Felületi kifáradás kúpgörgős csapágy belső gyűrűjén ..... 331
447. Gördülőcsapágyak kifáradásiélettartam-eloszlása a túlélési és meghibásodási valószínűség függvényében ..... 332
448. A csapágyterhelés és a névleges élettartam közötti összefüggés ..... 332
449. A csapágy kifáradása szempontjából egyenértékű terhelések az egysorú ferde hatásvonalú csapágy esetén ..... 333
450. Az átlagos terhelés meghatározása a lineáris halmozódó károsodások elmélete alapján ..... 334
451. Az átlagos terhelés meghatározása a terhelési spektrum véges szakaszokra való bontásával ..... 334
452. Példák a lineárisan változó terhelésre ..... 335
453. Az $a_{SKF}$ tényező radiális golyóscsapágyakra ..... 335

454. A kielégítő kenéshez szükséges $\nu_1$ viszkozitás a csapágy középátmérőjének és fordulatszámának függvényében, ásványolaj esetén ..... 336
455. Korlátozott elmozdulású gördülővezeték-elemek a) egysorú tűgörgős síkkosár, b) kétsorú tűgörgős síkkosár, c) golyós hüvely ..... 340
456. Gördülővezetékek a tűgörgős síkkosarakhoz a) lapos gördülővezeték, b) V alakú gördülővezeték ..... 340
457. Görgős saru ..... 340
458. Golyós hüvely a) szerkezeti kialakítás, b) működési elv ..... 341
459. Nyitott vezetékek elrendezésének elvi megoldásai a–c) vezetőágyas, d–e) oldaltámasztású megoldás ..... 341
460. Hosszú gyalugép asztalának egyenesbe vezetése ..... 341
461. Zárt vezetékek elrendezésének elvi megoldásai a–b) oldaltámasztású, c) vezetőágyas megoldás ..... 342
462. Korlátozott elmozdulású zárt gördülővezeték ..... 342
463. Nem tömör anyagú tömítések tömítetlenségi útjai ..... 343
464. Súrlódó tömítések anyagjellemzői, ($p \cdot v$) szorzat függvényei, különböző hőmérséklet szinteken ..... 344
465. Az elemi pórus egyensúlya (a) és a felületi feszültség hatása (b) ..... 345
466. Egyszerű tömszelence tömítés: szorító csavar (1), fedél (2), tömítőgyűrű (3), fém alapgyűrű (4) ..... 346
467. Tömör anyagú tömítés tömítetlenségi útjai ..... 346
468. Axiális tömítőnyomás eloszlás jelleggörbéje hidraulika U gyűrűn (a) és radiális elasztomer tengelytömítésen (b) ..... 346
469. Lencsetömítés rugalmas befeszítéssel és önműködő tömítőhatással ..... 347
470. A tömítőnyomás kiegyenlítése kiegyenlítőhüvelyes tömszelence tömítéssel ..... 350
471. Sorbakapcsolt alaktartó tengelytömítések, üzemi nyomás ($p_w$) változás a tengely mentén ..... 350
472. Védőtömítések a) bőrkarmantyúk, b) fémházas nemezgyűrű, c) nemeztömítés ..... 351
473. Szabványos radiális tengelytömítések, spirálrugós ajakbefeszítéssel ..... 351
474. Radiális tengelytömítés hidrodinamikus hatást növelő mikrobarázdás ajak-futófelülettel .... 352
475. Radiális ajakos tengelytömítés rúgós befeszítés nélkül ..... 352
476. Radiális ajakos tömítés furathoz ..... 352
477. Radiális elasztomer tengelytömítés túlnyomásra ..... 353
478. Különböző anyagú radiális tengelytömítések alkalmazhatósági sebességhatára ..... 353
479. Teflonkarmantyús radiális tengelytömítés ..... 353
480. Tájékoztató jellegű megengedett csúszási sebesség–nyomás diagram, erősített teflonelemes tengelytömítésre ..... 353
481. Dupla karmantyús radiális tengelytömítés ..... 354
482. Kazettás radiális tengelytömítés ..... 354
483. Vékony falú kopópersely radiális tengelytömítéshez ..... 354
484. Tengelytömítés távtartó gyűrűn ..... 354
485. Csavarkompresszor erősített teflonelemes tömítése ..... 354
486. Sikló- és gördülőcsapágyazás egyszerű radiális tengelytömítése ..... 355
487. Mozgó felületek profilos tömítései O-gyűrűs (a), háromszög szelvényű (b), T-gyűrűs (c), és X-gyűrűs (d) tömítések ..... 355
488. Elasztomer U-gyűrűk Hagyományos kialakítás kezdeti tömítőnyomás profillal (a), visszavágott tömítőél-kialakítású kezdeti tömítőnyomás profillal (b) és üzemi nyomással terhelt állapotban a vonatkozó tömítőnyomás profillal (c) ..... 356
489. Axiális alternáló mozgás jellegzetes hidraulika tömítései ..... 357
490. Korszerű elasztomer U-gyűrűs hidraulika és pneumatika tömítések kezdeti tömítőnyomás profilja ..... 357
491. Elasztomer U-gyűrűs dugattyúrúd-tömítések beépítése ..... 359
492. Elasztomer U-gyűrűs dugattyútömítések beépítése egy mozgásirányra (a, b) és kettős működésű dugattyúba (c) ..... 359
493. V profilú dugattyúrúd- és dugattyútömítés beépítése ..... 359
494. Rugós befeszítésű, teflon V-gyűrűs dugattyúrúd-tömítés beépítése ..... 359
495. Kettős működésű hidraulika munkahenger kompakt-dugattyútömítés beépítése ..... 360
496. Kompakt, erősített teflon dugattyúrúd- és dugattyútömítés beépítése és tömítőtere ..... 360

497. Kettős működésű, kisnyomású munkahenger karmantyús dugattyútömítése és tömítőtere ..... 360
498. Z profilú, kettős működésű elasztomer pneumatika dugattyútömítés ..... 360
499. Csúszógyűrűs homloklaptömítés szerkezete ..... 361
500. Különböző csúszógyűrűs homloklaptömítés szerkezeti felépítések ..... 362
501. Egyszerű, elasztomer V- és Y-gyűrűs axiális tengelytömítés profilok ..... 362
502. Beépítési példák V-gyűrűs elasztomer tengelytömítésre ..... 362
503. Membrántömítések alaptípusai: hullámosított síkmembrán (a), hullámosított csőmembrán (b) és gördülő membrán (c) ..... 363
504. Vezérlőszelepbe épített, hosszúlöketű gördülő membrán (a) és rövidlöketű gördülő membrán (b) ..... 364
505. Védő csőmembrán, munkahenger dugattyúrúdját védi ..... 364
506. Réstömítés és visszahordó menet ..... 365
507. Porvédő tárcsa ..... 365
508. Radiális (a) és axiális (b) labirint védőtömítés ..... 365
509. Egyszerű sík labirinttömítés ..... 365
510. Radiális (a) és axiális (b) labirinttömítés kialakítások ..... 365
511. Áramlástanilag helyes labirinttömítések (a visszaáramlás réscsökkentő hatásával) ..... 366
512. Tömítés zárófolyadékkal ..... 366
513. Tömítés áramló folyadékkal ..... 366
514. Egyszerű tengelybe munkált folyadékszórók ..... 366
515. Folyadékszóró gyűrű (a) és tárcsa (b) ..... 366
516. Laposszíjhajtás elrendezése ..... 377
517. Erőviszonyok laposszíjhajtásnál ..... 377
518. Erőviszonyok szíjfeszítés hatására ..... 378
519. Szíjakra ható erők ..... 378
520. Erőviszonyok szíjfeszítés hatására a centrifugális erők figyelembevételével ..... 379
521. A szíjat terhelő erők változása a szíjsebesség függvényében ..... 379
522. Az optimális szíjsebesség ..... 380
523. Diagram az üzemi tényező meghatározásához ..... 381
524. Szíjminőség kiválasztása egy adott típusnál ..... 381
525. Ékszíj szelvénye ..... 382
526. Ékszíjtárcsa profilja ..... 383
527. Az ékhatás ..... 383
528. Ékszíjszelvény kiválasztása ..... 384
529. Ékszíjhossz meghatározása ..... 384
530. Normál ékszíj ..... 385
531. Keskeny ékszíj ..... 385
532. Fogazott ékszíj ..... 386
533. Többsoros ékszíj ..... 386
534. Kettős ékszíj ..... 386
535. Poly-V szíj ..... 386
536. Fogasszíjhajtás ..... 386
537. Fogasszíjhajtás feszítőtárcsával ..... 386
538. Fogasszíjhajtás kétoldalas fogasszíjjal ..... 387
539. A fogasszíjhajtás geometriája ..... 387
540. A fogasszíjhajtás működése ..... 388
541. Fogasszíjprofilok ..... 389
542. A fogasszíjak alkotóelemei ..... 390
543. Tárcsakonstrukciók ..... 390
544. Előválasztó diagram ..... 391
545. A párhuzamos tengelyű dörzshajtás elemeire ható erő ..... 392
546. A hornyos tárcsás-dörzshajtás ..... 393
547. Az önfeszítő dörzshajtás elve ..... 393
548. Laza végtelenített szíjas dörzshajtás ..... 394
549. Haladó mozgás előállításának elve ..... 394
550. Fokozatmentesen változtatható áttételű dörzskerékhajtások ..... 395
551. Egyenes fogú külső fogazatú elemek a) fogaskerék, b) fogasív, c) fogasléc ..... 396

552. A fogaskerék jellemzői ..... 396
553. Külső fogazatú fogaskerékpár ..... 397
554. Körevolvens származtatása ..... 398
555. A tengelytáv-változás hatása a kapcsolódásra ..... 398
556. Körevolvens profilú fogazat alapprofilja ..... 399
557. Profileltolás nélkül és profileltolással készített fogazat ..... 399
558. Fogvastagság tetszőleges sugarú körön ..... 400
559. Hézagmentesen kapcsolódó fogak ..... 401
560. Elemi külső fogazatú fogaskerékpár ..... 401
561. Kompenzált külső fogazatú fogaskerékpár ..... 403
562. Egyenes fogú belső fogazatú hengeres fogaskerékpár ..... 406
563. Belső fogazatú fogaskerék gyártása metszőkerékkel ..... 406
564. A belső fogazatú kerék kapcsolódása működés és gyártás közben ..... 407
565. A belső fogazatú fogaskerékpár átmérői ..... 408
566. Fogtő-interferenciák ..... 409
567. Belső fogazatú kapcsolódás fogakadása ..... 409
568. Előtolási interferencia ..... 410
569. A fogaskerék-bolygómű elemei (magyarázat a szövegben) ..... 410
570. Elemi bolygóművek és egyszerű bolygómű ..... 410
571. Kettős bolygókerekes bolygóművek ..... 411
572. Egyszerű bolygómű sebességábrája ..... 411
573. A ferde fogú hengeres kerékpár elrendezése, legfontosabb jellemzőik ..... 412
574. A ferde fogú hengeres kerékpár származtatása ..... 412
575. Normál- és homlokmetszet értelmezése ..... 412
576. Általános fogazatú hengeres kerékpár főbb geometriai méretei ..... 413
577. A kapcsolómező származtatása ..... 416
578. A kapcsolószám és a kapcsolómező ..... 416
579. A többfogméret értelmezése ..... 417
580. Többfogmérés ..... 418
581. Az egyenes fogú kapcsolatban fellépő normál fogerő és komponensei ..... 421
582. A ferde fogú kapcsolatban fellépő normál fogerő és komponensei ..... 422
583. Érintkezési feszültség hengerek terheléses kapcsolatában ..... 422
584. A kapcsolódó fogaskerékpár érintkezési környezete ..... 423
585. A fogtőhajlítás terhelési és igénybevételi modellje ..... 426
586. A görgős lánc felépítése ..... 429
587. A lánckerék kialakítása ..... 431
588. A hajtó és a hajtott lánckerékre ható erő és nyomaték ..... 431
589. A lánc hosszának meghatározása ..... 432
590. Metsződő tengelyű kúpkerékpárok ..... 434
591. A képzelt síkkerék kapcsolódása a hajtás elemeivel ..... 434
592. A kúpkerekek típusai a fogirányvonal alakja szerint ..... 434
593. A foghajlásszög és a profilszög értelmezése ..... 435
594. Változó és állandó fogmagasságú kúpkerekek ..... 435
595. A hajtás osztókúpjai ..... 436
596. Az osztókörátmérő meghatározása fogfelületi szilárdságra ..... 436
597. Az osztókörátmérő meghatározása fogtőszilárdságra ..... 436
598. Ívelt fogú kúpkerekek ajánlott fogszáma ..... 437
599. Egyenes fogú kúpkerekek ajánlott fogszáma ..... 437
600. A fogazat méretei ..... 438
601. Csavarkerékpár ..... 440
602. A tengelyszög és a foghajlásszögek kapcsolata ..... 440
603. Hipoid hajtópár ..... 441
604. A kiskerék elhelyezése és a kerekek fogiránya ..... 442
605. Alsó- (a), felső- (b) és oldalcsigás (c) hajtások ..... 444
606. Csigahajtások osztályozása az elemek külső palástfelületének alakja szerint ..... 444
607. Elemi fogazatú, hengerescsiga-hajtás geometriai méretei ..... 444
608. Globoidcsiga-hajtás geometriai méretei ..... 446
609. Csigahajtás erőjátéka ..... 447

610. Csigahajtás hatásfoka ..... 448
611. Fogaskerék-hajtómű változatai a) egylépcsős fogaskerék-hajtómű, b) kétlépcsős fogaskerék-hajtómű, c) kétfokozatú fogaskerék-hajtómű, d) egylépcsős, kb típusú fogaskerék-bolygómű ..... 449
612. Fogaskerék-hajtómű megkülönböztetése a fogaskerékpárok alapján ..... 450
613. A hajtómű fő méretei ..... 450
614. A 03 tételszámú tengely és a csatlakozó elemek ..... 451
615. Fogaskerékhajtómű-ház fő méretei ..... 452
616. Egylépcsős fogaskerék-hajtómű ..... 452
617. Kb jelű fogaskerék-bolygómű ..... 454
618. A fogaskerék-hullámhajtómű fő részei 1. tárcsás generátor (két excentrikusan csapágyazott tárcsa), 2. hajlékony külső fogazatú kerék, $Z_1 = 202$, $m_n = 0{,}8$ mm, 3. belső fogazatú kerék, $Z_2 = 204$, $m_n = 0{,}8$ mm, 4. bütykös generátor (elliptikus bütyök, hajlékony golyóscsapágy), 5. hajlékony fogaskerék $Z_1 = 408$, $m_n = 0{,}4$ mm, 6. belső fogazatú kerék $Z_2 = 410$, $m_n = 0{,}4$ mm,. A hajlékony fogaskerék belső átmérője mindkét esetben D = 160 mm ..... 454
619. Fogaskerék-hullámhajtómű a) hajlékony külső fogazatú kerék, b) belső fogazatú kerék, c) bütykös generátor, d) a fő részekből összetett hajtómű, e) kapcsolódó fogpárok, f és g) kapcsolódásból kilépő fogak ..... 455
620. A gyűrűkerékkel kapcsolódó deformált hajlékony kerék ..... 458
621. A hullámhajtómű összeszerelésének lépései ..... 460
622. Fogaskerék-hullámhajtómű alkalmazása ipari robotban ..... 461
623. Hatásfokok összehasonlítása ..... 461
624. A **b** típusú elemi bolygómű ..... 461
625. A hajtómű kinematikai vázlata ..... 462
626. A hajtómű axiális nézete ..... 462
627. Csapos fogazatú bolygóhajtómű ..... 463
628. A bolygókerék fogazata ..... 463
629. A hajtómű hézagmentes fogazatának származtatása ..... 463
630. Az alapprofilhelyzetek az illesztésben ..... 466
631. Illesztési fokok és foghézagok ..... 466
632. Kétprofilos mérési elv ..... 467
633. Mérési eredmény ..... 468
634. Kétprofilos vizsgálógép ..... 468
635. Profilhiba értelmezése ..... 469
636. Profilhiba mérőgép működési elve 1. alapkörtárcsa, 2. gördülővonalzó, 3. az ellenőrizendő fogaskerék, 4. útérzékelő ..... 469
637. Profilhiba jellemezői ..... 469
638. Osztásmérés optikai fejjel 1. az ellenőrizendő fogaskerék, 2. szögbeosztás, 3. útérzékelő, 4. mérőszán ..... 470
639. Osztásmérés mérőórával 1. ellenőrzött kerék, 2. ütköző, 3. útérzékelő, 4. mérőszán ..... 470
640. Az összegzett osztáshiba értelmezése ..... 471
641. Valóságos és névleges osztóhengeri fogirány vonalak ..... 471
642. A fogirányhiba értelmezése ..... 471
643. A fogirányhiba mérése ..... 472
644. A „fürdőkád”-görbe ..... 474
645. Kulisszás hajtómű ..... 488
646. Forgattyús hajtómű ..... 489
647. A tangenciális erő és a szögsebesség változása ..... 490
648. Lendítőkerék ..... 490
649. Forgattyús tengely ..... 491
650. Hajtókar ..... 491
651. Dugattyú ..... 492
652. A termékmodellezés életpálya szakaszai ..... 495
653. Az integrált CAD/CAE funkcionális részterületei ..... 495
654. Huzalvázmodell ..... 496
655. Huzalvázmodellek értelmezési bizonytalansága ..... 496
656. Felületmodell ..... 496
657. Palástmodell ..... 496

658. Hasáblebontó modellezés ..... 497
659. Féltérlebontó modellezés ..... 498
660. Elemi sejtekkel való modellezés ..... 498
661. Egy alkatrész 3D-s geometriai és végeselemes modellje ..... 498
662. Előre definiált testprimitívek (hasáb, ék, henger, kúp, torusz, gömb) ..... 498
663. Felhasználó által létrehozható testprimitívek (kihúzás, megforgatás) ..... 499
664. A tesmodellezés halmazműveletei ..... 499
665. Példa az elemi testekkel való modellezésre ..... 499
666. Az alaksajátosság geometriai értelmezése ..... 500
667. Az alaksajátosság geometriai értelmezése az alkalmazási vonatkozások figyelembevételével ..... 500
668. Példa az alaksajátosság geometriai értelmezésének problémájára ..... 501
669. Az alaksajátosságok szemantikai értelmezése ..... 501
670. A vázlatkészítés geometriai kényszerei ..... 502
671. Példa egy geometriai és méretkényszerrel ellátott vázlatra ..... 502
672. Egy 3D-s modellezőprogram parancskészlete ..... 502
673. Példa egy kihúzással létrehozott bázis alaksajátosságra ..... 503
674. Egy 3D-s testmodellező program halmazművelet parancsai ..... 503
675. Példa egy összetett testmodellre ..... 503
676. Egy 3D-s modellezőprogram szerelési kényszerei ..... 504
677. Példa két alkatrész szerelésére a) szerelés előtt, b) szerelés után, c) szerelési fa ..... 504
678. A szerkezetanalízis főbb lépései ..... 505
679. Szerkezeti modell (a) és végeselemes modell (b) ..... 506
680. Koncentrált erővel terhelt tartó szerkezeti (a) és végeselemes (b) modellje ..... 506
681. Lineáris háromszög elemek, csomópontok és csomóponti elmozdulások ..... 507
682. Rugalmasságtani feladat vizsgálatára alkalmas végeselemes programcsomag blokkdiagramja ..... 509
683. 1D-s , 2D-s és 3D-s elemtípusok lineáris és kvadratikus változatának áttekintése ..... 510
684. Parametrikus (a) és automatikus (b) hálógenerálás ..... 511
685. Hengeres csiga végeselemes hálója és az erősen deformált alak ..... 511
686. A h verzió szerinti hálósűrítés illusztrációja tengelyváll feszültségkoncentrációs környezetében tengelyszimmetrikus modell esetén; eredeti háló (a), hálósűrítés részlete (b) ..... 511
687. Tengelykapcsoló szegmens végeselemes modellje ..... 512
688. Integrált CAD/VEM rendszer ..... 512
689. Sík feszültségi állapot (a) tetszőleges pont feszültség-összetevői, (b) főfeszültségek és helyzetük ..... 513
690. Egy felszíni pont deformációja (a) általános helyzetű, (b) főnyúlás irányába eső ..... 513
691. Mechanikus nyúlásmérés elve ..... 514
692. Pfender-nyúlásmérő készülék elvi felépítése ..... 515
693. Induktivitás elvén működő mechanikus nyúlásmérő elvi elrendezése ..... 515
694. Nyúlásmérő ellenállás kivitelek a) klasszikus kivitelű, huzalos, b) fólia ellenállás, c) keresztérzékenység csökkentésére alkalmazott kivitel ..... 515
695. Három, általános irányban elhelyezett nyúlásmérő ellenállás a főirányok meghatározásához ..... 516
696. Mérőrozetták elvi elrendezése a) 120° alatt, b) 45° alatt ..... 516
697. Wheatston-híd felépítése a) kiegyenlített mérőhíd, b) kiegyenlített mérőhíd hőkompenzáló ellenállással kiegészítve ..... 517
698. Optikai feszültségvizsgálat transzmissziós (a), valamint reflexiós eljárásának (b) elvi elrendezése ..... 519
699. Negyedhullám lemezek hatása a polarizált fény hullámterjedésére ..... 519
700. Moire-hatás két, azonos osztású, torzult és torzulásmentes rács átvilágításakor ..... 520
701. Moire-sávok kapcsolata az $\varepsilon_y$ (a), valamint $\varepsilon_x$ (b) deformációkkal ..... 520
702. Árnyék Moire-eljárás elvi elrendezése ..... 521
703. Relatív rezgésmérő berendezés elvi elrendezése (a), mechanikai modellje (b) ..... 522
704. Abszolút rezgésmérő berendezés elvi elrendezése (a), a rezgést leíró vektorok modellje (b) ..... 522
705. A nagyításfüggvény az $\omega/\alpha$ függvényében ábrázolva ..... 523
706. Ellenállásos hőmérséklet-érzékelő ..... 526

707. Fólia típusú nyúlásmérő bélyeg ..... 526
708. Szilíciumból készített mikromechanikai membránra integrált nyúlásmérő bélyeg ..... 527
709. Nyitott mágneskörű, differenciál kapcsolású induktív érzékelő induktivitásának változása az elmozdulás függvényében ..... 527
710. Induktív elmozdulás-jeladók ..... 528
711. A piezoelektromos érzékelés elve ..... 528
712. Piezoelektromos gyorsulásmérő keresztmetszete 1. rugalmas elem (az előfeszítést adja), 2. szeizmikus tömeg, 3. piezoelektromos érzékelő, 4. ház ..... 528
713. Fotodióda keresztmetszete ..... 528
714. Szilícium fotodióda és az emberi szem érzékenysége a hullámhossz függvényében, valamint különböző fényemittáló diódák sugárzási spektruma ..... 529
715. Fotodiódák áram-feszültség karakterisztikái ..... 529
716. Kvadráns fotodióda ..... 529
717. Invertáló alapkapcsolású műveleti erősítő ..... 530
718. Nem invertáló kapcsolású műveleti erősítő ..... 530
719. Híderősítő kapcsolás differenciaerősítővel ..... 530
720. A vivőfrekvenciás rendszer tömbvázlata ..... 531
721. Töltéserősítő áramkör ..... 531
722. Fotodióda áramának mérése műveleti erősítővel ..... 531
723. Légréstekercses egyenáramú szervomotor keresztmetszete ..... 532
724. Egyenáramú szervomotor nyomaték-fordulatszám és nyomaték-áram jelleggörbéje ..... 532
725. Egyenáramú szervomotor teljesítmény- és hatásfok-jelleggörbéi ..... 533
726. A Marsra küldött Pathfinder robot ..... 533
727. A léptetőmotorok különböző fajtái ..... 533
728. Négyfázisú léptetőmotor ..... 534
729. Elektronikusan kommutált motorral egybeépített ventilátor ..... 534

# Előszó

## Tisztelt Olvasó!

Kérem, ezúttal ne lapozza át szakkönyvnél, egyetemi tankönyvnél gyakran követett gyakorlat szerint az előszót, mert miként maga a Gépelemek tankönyv, már a bevezetés is formabontó szándékkal készült, mindenképpen igényt tartva az Ön megtisztelő, megkülönböztetett figyelmére.

A Tisztelt Olvasó magyar felsőoktatás-fejlesztés nagy kísérletének, a bolognai folyamat szellemében fogant osztott mérnökképzés, ezen belül a gépészmérnök-oktatás első tankönyvi lenyomatát tartja a kezében. A könyv gondolatát mintegy két évvel ezelőtt vetettem fel a Gépelemeket vagy más néven Elemi gépszerkezettant oktató tanszékek és szakemberek – az osztott rendszerű gépészmérnökképzés bevezetése idejére eső – hagyományos országos tanácskozásán. A gépészmérnökképzés színvonalát szívükön viselő résztvevők egyhangúan támogatták a kezdeményezést, és elhatároztuk, hogy a gépészmérnöki alapozó tantárgyi stúdiumok közül elsőként megalkotjuk a Gépelemek című tantárgy valamennyi gépészmérnökképző egyetemen és főiskolán használatos BSc tankönyvét.

Mi, „gépelemesek" valamennyien Vörös Imre professzor, Terplán Zénó professzor és Zsáry Árpád tanár úr nagyszerű könyveit forgattuk évtizedeken át, és kinek-kinek ízlése és előiskolája szerint elkészültek egy-egy intézményi szak részére írott egyetemi jegyzetei és példatárai, hogy csak a Budapesti Műszaki Egyetemen nagy sikert arató, Magyar József professzor által kezdeményezett füzetsorozatot vagy a Gödöllői Gépészmérnöki Kar háromkötetes jegyzetét és példatárait említsem. Mára azonban megváltozott a helyzet, hiszen nemcsak arra van szükség, hogy a felsőoktatás ekvivalenciája és az intézményközi mobilitás érdekében megalkossuk a gépészmérnöki alapdiploma e fontos tantárgyának ismeretanyag-standardját – hiszen a mesterfokozatokba való átjárás, az alapdiplomák egyenértékűsége mindezt megköveteli –, hanem gazdasági szempontból, a megfelelő példányszám miatt is fontos a megegyezés az egész országban kézbe vehető tankönyv tekintetében.

Az sem közömbös szempont továbbá, hogy az egyes fejezetek megírására vállalkozó intézetek, tanszékek, tudományos és oktatói közösségek lényeget nem érintő, de a részleteket tekintve eltérő hagyományait és szakmai orientációját a jelen és jövendő kollégáink e könyvből is megismerhetik, hiszen attól is értékes az egységes magyar gépészmérnökképzés, hogy végzettjeinken mindig is érződik és érződni fog a kibocsátó intézmény karaktere és habitusa.

Tankönyvünk hét fő fejezetben tárgyalja a gépelemek tudományát és tananyagát, illetve abból azt, ami az alapdiplomához (BSc) szükséges ismeretanyag. A hét fejezet hét műhely munkájának az eredménye, a fejezetek sorrendjében: az első Budapesti Gazdasági és Műszaki Egyetem Közlekedésmérnöki Karán működő gépelemeseké Márialigeti János professzor vezetésével, a második fejezet a Győri Széchenyi István Egyetem gépelemeseinek alkotása Bukoveczky György professzor vezetésével, a harmadik fejezetet a gödöllői gépészek az én irányításommal állították össze, míg a negyedik fejezet alkotói a Budapesti Műszaki Főiskola gépelemesei Bánki Horváth Sándor tanár úr vezetésével, az ötödik fejezet a Budapesti Műszaki és Gazdasági Egyetem gépészmérnöki karán működő gépelemesek munkája, amit Marosfalvi János tanár úr fogott össze, a hatodik a fejezet a Miskolci Egyetem Gépészmérnöki Kara gépelemeseinek tollából származik, a munkát Döbröczöni Ádám professzor koordinálta, végül a hetedik fejezet ismét a Budapesti Műszaki és Gazdasági Egyetem Gépészmérnöki Karáról származik a terméktervezők környezetéből Bercsey Tibor tanár úr szerkesztői gondozásában. Így mintegy 40 szerző 7 fejezetbe rendezett alkotása a Gépelemek tankönyv, hozzáteszem, hogy néhány alfejezet tekintetében a gondozó műhelyen kívüli gépelemes társunk, így pl. a gödöllői fejezetben Sztachó Pekáry István tanár úr, a Kecskeméti Főiskola rektora is közreműködött.

Sajátos, közös alkotás tehát ez a tankönyv, amely a gépészmérnököket képző intézmények gépelemeket oktató tanárainak konszenzusán alapul, és bár magán viseli a többszerzős és viszonylag gyorsan készült művek összes elmarasztalható sajátosságát, mégis reményeink szerint a szűk másfél év alatt elkészült alkotáson át egységes szemlélet sugárzik, amely, hisszük, tanárt, diákot, praxisban dolgozó és e könyvet forgató gépészmérnököt egyaránt megérint és vezérel majd a gépelemek igényes elsajátítására. A hét fejezet mindegyikét egy-egy tekintélyes szakértő opponens bírálta, korrigálta.

Köszönet a munkájukért, miként valamennyi szerzőtársunkat, szöveget rögzítő, ábrát rajzoló munkatársukat és kollégánkat is köszönet illeti odaadó, áldásos, gyors és eredményes tevékenységéért. Köszönet Nagy József docens kollégámnak is, aki nagy munkát végzett a kapcsolattartás, a kéziratok illesztése és az iterációs szerkesztés menedzselésében.

A könyv tartalmát tekintve a XXI. század első évtizedének, a megváltozott tartalmú gépészmérnöki alapképzés kívánalmainak megfelelően nem mindenben építkezik a klasszikus módon. Sok a szabványra való hivatkozás, a praktikus ismeret, kevesebb az elmélet és az elvont megközelítésből eredeztetett végeredmény. Így olyan klasszikus fejezetrészek, mint pl. a Reuleaux szerkesztés, a fogaskerékfog-profil vagy a csúszásgörbe-szerkesztés, vagy pl. a siklócsapágyak hidrodinamikai kenéselméletének alapegyenletei csak utalásként szerepelnek. Úgy gondoltuk, hogy ezek egyrészt a mesterkurzusok (MSc) gépelemek tananyagának részei, másrészt ez az ismeretanyag csak a mérnökök azon kis csoportját érdekelheti, akik olyan munkahelyen dolgoznak, ahol elméleti munka folyik vagy ahol a gyakorlat számára használatos empíriák megszületnek.

Bármennyire is sok szerzői egyeztetés és gondos fejezetszerkesztői konzultáció eredménye a tankönyv, az egyes fejezetek felépítése és tartalma az egyes karokon elvárttól eltérő. Így több esetben a megszokottnál kevesebb, más esetekben pedig több a feldolgozott ismeretanyag, és a közlés módszerében is vannak eltérések. Mégis azt reméljük, hogy valamennyi magyar mérnökképző felsőoktatási intézmény, összhangban a munka megkezdésekor kinyilvánított szándékával, jó szívvel fogadja majd ezt a könyvet. Az pedig teljesen természetes, hogy a különböző intézményekben és szakokon a tantárgyat előadó és gondozó kollégák saját felfogásuk szerinti interpretációban közlik és kérik majd számon a tankönyvünkben lefektetett gépészmérnöki BSc szintű gépelemek tananyagot. Ugyanakkor ezt a kötetet, amely nemcsak mint tankönyv, hanem reményeink szerint, mint monográfus szakkönyv is helyt áll, a gépészmérnöki praxisnak is szánjuk, hiszen hasonló mű e témában jó ideje nem jelent meg a magyar könyvpiacon.

A megértést és a használhatóságot szolgálja, hogy minden fejezetkezdetkor közöljük az alkalmazott jelölések értelmét és dimenzióját, továbbá a könyv végén, fejezetenkénti csoportosításban, részletes irodalomjegyzéket is adunk. Nem volt célunk a könyv bonyolult túldecimálása és az olvashatóságot megnehezítő belső hivatkozások alkalmazása. Így a könyv olvasmányosabb, áttekinthetőbb lett, és ezt szolgálja a nyomdatechnikával megkülönböztetett alfejezetrendszer és a kövér betűs lényegkiemelős tipográfia is.

Mindent összevetve a szerzők azt remélik, hogy a Gépelemek tankönyv, jóllehet úttörő vállalkozás, mégis igényes és jól tanulható lesz, gazdagítja majd az egyetem- és főiskolaközi tankönyvek sorát. Reméljük, hogy használni és szeretni fogják mindazok, akik a téma iránt érdeklődnek vagy a tanterv erre az érdeklődésre szorítja őket.

Végezetül megköszönöm a kiadásra vállalkozó Mezőgazda Kiadónak, hogy számára részben újszerű vállalkozásként vállalta e tankönyv gondozását, Lelkes Lajos úrnak a kiadó igazgatójának és Aranyossy Árpád szerkesztőségvezető úrnak a műszaki tudományok iránti empátiáját és a szerzők irányába mutatott nagy türelmét, továbbá mindazok igyekezetét, akik így vagy úgy hozzájárultak ahhoz, hogy e tankönyv, a Gépelemek időben és szép kivitelben megszülethetett.

Ezen gondolatok jegyében ajánlom a könyvet a Kedves Olvasó megtisztelő figyelmébe. Nézze el a gyors munkából és emberi gyarlóságainkból származó hibáinkat, és használja óhajtásunk szerint eredményesen, a magyar műszaki kultúra fejlesztése érdekében mindazt az értéket, amelyet igyekezetünk e műben összefoglalni és Önnek átnyújtani.

Gödöllő, 2007. május

Szendrő Péter

egyetemi tanár,

a szerkesztőbizottság elnöke

# 1. fejezet - Gépszerkesztéstani alapismeretek

Az 1. fejezetben alkalmazott jelölések

| | | |
|---|---|---|
| A | $mm^2$ (%) | Keresztmetszet, felület, (szakadási nyúlás) |
| D | mm | Rugó középátmérő |
| d | mm | Átmérő |
| E | $N/mm^2$ | Rugalmassági modulus |
| F | N | Erő |
| f | mm | Rugó alakváltozás (rugó út, lehajlás) |
| G | $N/mm^2$ | Csúsztató rugalmassági modulus |
| $H$, $H_1$, $H_2$, $H_ü$ | – | Halmaz |
| $H_{hat}$ | – | Határállapoti jellemzők halmaza |
| $k_d$ | – | Mérettényező |
| $k_R$ | – | Felületi érdesség tényező |
| $k_S$ | – | Felületi kezelés tényező |
| $k_T$ | – | Hőmérséklet tényező |
| $K_{An}$ | – | Anizotrópiai tényező |
| $K_{d,m}$ | – | Technológiai mérettényező szakító szilárdsághoz |
| $K_{d,p}$ | – | Technológiai mérettényező folyáshatárhoz |
| $K_f$ | – | Gátlástényező |
| $K_{t,\sigma}$, $K_{t,\tau}$, | – | Alaktényező |
| l | mm | Szerkezeti hosszúság |
| $l_0$ | mm | Mérési hossz |
| $\Delta l$ | mm | Hosszváltozás |
| $M_{hj}$ | Nm | Hajlítónyomaték |
| $M_\sigma$, $M_\tau$ | – | Középfeszültség érzékenységi tényező |
| N | – | Ciklusszám |
| N | – | Rugó működő menetszáma |
| R | – | Megbízhatóság |
| $R_e$ | $N/mm^2$ | Folyáshatár |
| $R_{eH}$ | $N/mm^2$ | Felső folyáshatár |
| $R_{eL}$ | $N/mm^2$ | Alsó folyáshatár |
| $R_m$ | $N/mm^2$ | Szakítószilárdság |
| $R'_m$ | $N/mm^2$ | Anyag szakítószilárdság alkatrészben |

| | | |
|---|---|---|
| $R_{m,T}$ | $N/mm^2$ | Meleg szakítószilárdság T hőmérsékleten |
| $R_{m,T,t}$ | $N/mm^2$ | Meleg szakítószilárdság T hőmérsékleten, t terhelési időtartam esetén |
| $R_p$ | $N/mm^2$ | Folyáshatár vagy nyúláshatár |
| $R'_p$ | $N/mm^2$ | Anyag folyáshatár vagy nyúláshatár alkatrészben |
| $R_{p,0,2}$ | $N/mm^2$ | 0,2%-os maradó nyúláshoz tartozó feszültség |
| $R_{p,xx}$ | $N/mm^2$ | xx%-os maradó nyúláshoz tartozó feszültség |
| $R_{p,T}$ | $N/mm^2$ | Meleg folyáshatár T hőmérsékleten |
| $R_{p,T,t}$ . | $N/mm^2$ | Meleg nyúláshatár T hőmérsékleten, t terhelési időtartam esetén |
| $R_\sigma$, $R_\tau$ | – | Aszimmetria tényező |
| S | – | Biztonsági tényező |
| s, $s_T$ | N/mm, Nm/rad | Rugómerevség, torziós rugómerevség |
| $s_s$ | N/mm (Nm/rad) | Statikus rugómerevség |
| $s_d$ | N/mm (Nm/rad) | Dinamikus rugómerevség |
| T | $^oC$, (sec) | Hőmérséklet (lengési idő) |
| $T_{cs}$ | Nm | Csavarónyomaték |
| U, W | Nm | Alakváltozási munka (energia) |
| $\beta_{pl,\sigma}$ | – | Bemetszési tényező statikus igénybevételre, σ feszültség esetén |
| $\beta_{pl,\tau}$ | – | Bemetszési tényező statikus igénybevételre, τ feszültség esetén |
| ε | – | Fajlagos nyúlás |
| ϕ | rad | Szögelfordulás (szögdeformáció) |
| κ | – | Feszültségamplitúdó viszony |
| $\eta_k$ | – | Bemetszés érzékenységi tényező |
| σ | $N/mm^2$ | Normális feszültség |
| $\sigma_a$ | $N/mm^2$ | Névleges feszültségamplitúdó, ébredő |
| $\sigma_A$ | $N/mm^2$ | Feszültségamplitúdó, határállapoti |
| $\sigma_{A.K}$ | $N/mm^2$ | Feszültségamplitúdó, határállapoti, alkatrészre |
| $\sigma_B$ | $N/mm^2$ | Szilárdság (törési) |

| | | |
|---|---|---|
| $\sigma'_B$ | $N/mm^2$ | Anyag szilárdság (törési), alkatrészben |
| $\sigma_{B,K}$ | $N/mm^2$ | Alkatrész szakító- (törési) szilárdság |
| $\sigma_{B,t}$ | $N/mm^2$ | Szakítószilárdság, t igénybevételi időtartamnál |
| $\sigma_F$ | $N/mm^2$ | Folyáshatár |
| $\sigma'_F$ | $N/mm^2$ | Anyag folyáshatár alkatrészben |
| $\sigma_{F,K}$ | $N/mm^2$ | Alkatrész folyáshatár |
| $\sigma_m$ | $N/mm^2$ | Névleges középfeszültség, ébredő |
| $\sigma_M$ | $N/mm^2$ | Középfeszültség, határállapoti |
| $\sigma_{M,K}$ | $N/mm^2$ | Középfeszültség, határállapoti, alkatrészre |
| $\sigma_V$ | $N/mm^2$ | Lengőszilárdság ($R_\sigma$=1) |
| $\sigma_{V,K}$ | $N/mm^2$ | Lengőszilárdság ($R_\sigma$=1), alkatrészben |
| $\bar{\sigma}_{hat}$ | $N/mm^2$ | Feszültségvektor, határállapoti |
| $\bar{\sigma}_{meg}$ | $N/mm^2$ | Megengedett feszültség vektor |
| $\sigma_{ü}$ | $N/mm^2$ | Üzemi feszültség vektor (ébredő) |
| $\sigma_{\varepsilon,t}$ | $N/mm^2$ | ε fajlagos nyúláshoz tartozó feszültség, t időtartamú igénybevételnél |
| $\rho$ | mm (°) | Görbületi sugár (súrlódási félkúpszög) |
| $\tau$ | $N/mm^2$ | Nyírófeszültség |
| $\tau_a$ | $N/mm^2$ | Névleges feszültségamplitúdó, nyírás, ébredő |
| $\tau_A$ | $N/mm^2$ | Feszültségamplitúdó, határállapoti, nyírás |
| $\tau_{A.K}$ | $N/mm^2$ | Feszültségamplitúdó, határállapoti, nyírás, alkatrészre |
| $\tau_B$ | $N/mm^2$ | Nyírószilárdság (törés) |
| $\tau'_B$ | $N/mm^2$ | Anyag nyírószilárdság (törés), alkatrészben |
| $\tau_{B,K}$ | $N/mm^2$ | Alkatrész nyíró- szilárdság (törés) |
| $\tau_F$ | $N/mm^2$ | Folyáshatár, nyíró igénybevétel esetén |
| $\tau'_F$ | $N/mm^2$ | Anyag folyáshatár alkatrészben, nyíró igénybevétel |
| $\tau_{F,K}$ | $N/mm^2$ | Alkatrész folyáshatár, nyírás esetén |
| $\tau_m$ | $N/mm^2$ | Névleges középfeszültség, nyírás, ébredő |

| | | |
|---|---|---|
| $\tau_V$ | $N/mm^2$ | Lengőszilárdság ($R_\tau$=1), nyírás |
| $\tau_{V,K}$ | $N/mm^2$ | Lengőszilárdság ($R_\sigma$=1) alkatrészben, nyírás |

Kiegészítő alsó indexek:

A fenti jelölésekhez a következő kiegészítő indexek csatlakozhatnak:

| | |
|---|---|
| a | feszültségamplitúdóra vonatkozó |
| cs | csavaró igénybevétel |
| D | kifáradási határhoz tartozó |
| hj | hajlító igénybevétel |
| hz | húzó igénybevétel |
| m | középfeszültségre vonatkozó |
| max | legnagyobb |
| min | legkisebb |
| ny | nyomó vagy nyíró igénybevétel |
| pl | képlékeny (plasztikus) |
| r | rugalmas |
| σ | σ feszültségre vonatkozó |
| τ | τ feszültségre vonatkozó |

# A gépelemek fogalma

A tervezés alapvetően tudásra **és tapasztalatra alapozott alkotó, kreatív folyamat.** Célja adott feladat ellátására alkalmas technikai eszköz (rendszer) optimális változata funkcionális és strukturális felépítésének megalkotása, valamint a gyártására alkalmas dokumentáció létrehozása.

Az eredményes tervezőmunkához a természettudományi és egyéb ismeretek mellett a mérnöki alaptudományok részét képező **gépelemek** ismerete is szükséges. Ez nemcsak a tervezői tudás elengedhetetlen része, hanem a gyártással, üzemeltetéssel, javítással stb. foglakozó mérnökök gépszerkezettani ismereteinek alapjait is képezi.

Napjaink műszaki objektumai általában rendkívül összetett, bonyolult, nagyszámú elemből álló szerkezetek, amelyek működése, felépítése első látásra sok esetben nehezen áttekinthető. Működésüket megérteni, felépítésüket megismerni részletes analízissel, lépésenként lehet. A célszerű munkamódszert egy példán szemléltetjük.

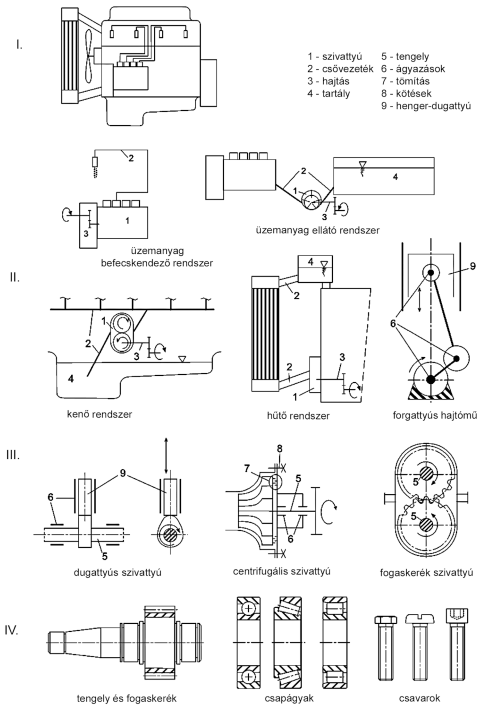
Tekintsünk egy dízelmotort (1. ábra). Ez számos alkatrészből, részegységből épül fel, amelyek rendeltetése, szerepe, feladata első látásra nem feltétlenül világos.

a. Az első kérdés: mi a berendezés feladata, célja, **funkciója?** Erre az összműködés ismeretében rövid, általában egyszerű válasz adható. Az adott esetben az üzemanyag kémiaienergia-tartalmának átalakítása mechanikai energiává (forgatónyomaték és szögelfordulás). A további vizsgálatok során arra a felismerésre juthatunk, hogy ez az **összfunkció részfunkciók** láncolata (energiaátalakítás láncolat: kémiai energia $\Rightarrow$ termikus energia $\Rightarrow$ mozgási energia [erő-elmozdulás] $\Rightarrow$ forgási energia [nyomaték-szögelfordulás]). Az egyes részfunkciók általában további, kevésbé összetett funkciók sorozatára bonthatók.

b. A következő kérdés: **hogyan működik,** azaz hogyan valósulnak meg az egyes részfunkciók? Az energiaátalakítás láncolatának megvalósulását vizsgálva megállapítható, hogy azok fizikai, kémiai folyamatok eredményeként realizálódnak. Az égés, termodinamikai átalakulás stb. **ok-okozati** és mennyiségi összefüggéseit ismert természeti törvények írják le. Ahhoz, hogy ezek a folyamatok meghatározott módon végbe menjenek, különböző, kevésbé összetett, másodlagos részfunkciók

megvalósítása szükséges, üzemanyag eljuttatása az égőtérbe, hűtés stb. Így jól meghatározott **részrendszerek** különíthetők el (1. ábra). A teljességre nem törekedve elkülöníthetünk hűtő-, üzemanyag-ellátó, befecskendező-, kenőrendszert, forgattyús hajtóművet stb. E részrendszerek működésének megértéséhez aztán ismét az a), illetve a b) kérdések megválaszolásával juthatunk el.

## 1. ábra - A gépelemek származtatása




Az elemzés során adódik a felismerés: az egyes részrendszerekben azonos funkciójú szerkezeti egységek, elemek (pl. szivattyúk a folyadék mozgási energiával való ellátására, csővezetékek, hajtások a működtetőenergia biztosítására, szelepek, tartályok, tömítések, kötések) találhatók. Ezek azonos vagy hasonló feladatot ellátó, azonos vagy hasonló fizikai elvek alapján működő szerkezeti egységek.

c. A következő kérdés: **milyen a felépítése?** Milyen kialakítású, anyagú, hogyan gyártható elemekből áll? A teljességre nem törekedve, a szivattyúk további vizsgálata során tengelyeket, csapágyazásokat, kötőelemeket, tömítéseket, hajtáselemeket stb. tudunk elkülöníteni (1. ábra).

A többlépcsős vizsgálat során olyan, általában egyszerűen megfogalmazható feladatot ellátó elemekhez, szerkezeti egységekhez jutottunk, amelyek több, egymástól különböző részrendszer alkotóelemeiként azonos vagy hasonló funkciójúak, azonos vagy hasonló fizikai elven működnek, és kialakításuk is azonos vagy nagymértékben hasonló.

Az igen összetett szerkezet különböző **absztrakciós szintű** elemzése során tehát viszonylag kis számú típusba sorolható építőelemhez, **gépelemhez** jutottunk. A gépelemek a **funkció,** az azt megvalósító **működési elvek** és a **kialakítás** azonossága vagy hasonlósága alapján csoportosíthatók és tárgyalhatók. A gépelemek lehetnek tényleges elemek (csapszeg, tengely, rugó stb.) vagy több, összetartozó építőelemből álló szerelt, működő egységek (csavarorsó-anya, csapágy, tengelykapcsoló stb.).

Általában igaz, hogy bármilyen bonyolultságú szerkezet viszonylag kis számú típusba sorolható gépelemből épül fel és megfordítva, a gépelemek megfelelő kombinációjával bármilyen bonyolult, összetett rendszer létrehozható. Ugyanakkor az egyes gépelemek vagy elemcsoportok térbeli helyzetét meghatározó, burkoló, egyedi kialakítású alkatrészek, pl. motorház, a szivattyúházak vagy egyéb, hasonló rendeltetésű alkatrészek nem sorolhatók a gépelemek közé.

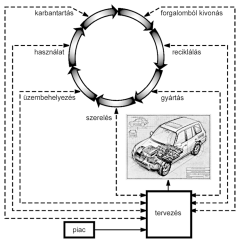
A gépelemeket a gépépítés minden területén nagy számban alkalmazzák, gyakran a több évtizedes fejlődés során kialakult szerkezeti megoldások és formák, más esetekben a szabványosított méretek,

elrendezések a jellemzőik. Tekintélyes hányadukat a fejlesztésükre és gyártásukra szakosodott cégek állítják elő (csavarok, csapágyak, tengelykapcsolók stb.). Így a gépépítésben gyakran katalógusokból kiválasztható, kereskedelmi tételként szerepelnek.

# A tervezés szerepe, gazdasági jelentősége

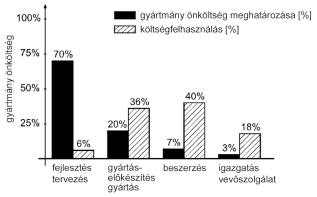
Egy termék-előállító vállalkozás hosszú távú, stabil működésének alapvető feltétele, hogy a **vevők** mindenkori **igényeinek megfelelő funkciójú és minőségű, elfogadható árú gyártmányokkal** jelenjen meg a piacon. A **minőség** a szabványokban és más előírásokban rögzített, továbbá a felhasználók által állított **követelményeknek** megfelelő műszaki és használati jellemzők összességének **teljesítése.** A követelményeket alapvetően a piac, a tervezői szerződések, a jogi, hatósági, belső vállalati stb. előírások, szabályzatok rögzítik. A figyelembe veendő szempontok kiterjednek a **termék** teljes **életciklusára** (2. ábra), és magukban foglalnak a biztonságra, megbízhatóságra, gazdaságosságra, környezetbarát működésre, valamint a termék előállítására, forgalmazására, minőségbiztosítási rendszerek kiépítésére stb. vonatkozó előírásokat is.

### 2. ábra - A termék életpályája




Egy termék műszaki, használati stb. jellemzőit a tervezés során határozzák meg. Ugyanakkor mindez döntő mértékben befolyásolja a termék gazdaságosságát, önköltségét (3. ábra), jóllehet a tervezési költségek a termék-előállítás egyéb költségelemeihez képest csak igen mérsékelt hányadot képviselnek. A két, összefüggő szempontrendszer világosan mutatja a tervezés jelentőségét, valamint azt, hogy a tervezési költségekkel való indokolatlan takarékoskodás a vállalat sikeressége szempontjából kifejezetten hátrányos cégvezetési politika.

### 3. ábra - A konstrukciós költségek vállalaton belüli szerepe a VDI-2235 irányelv szerint

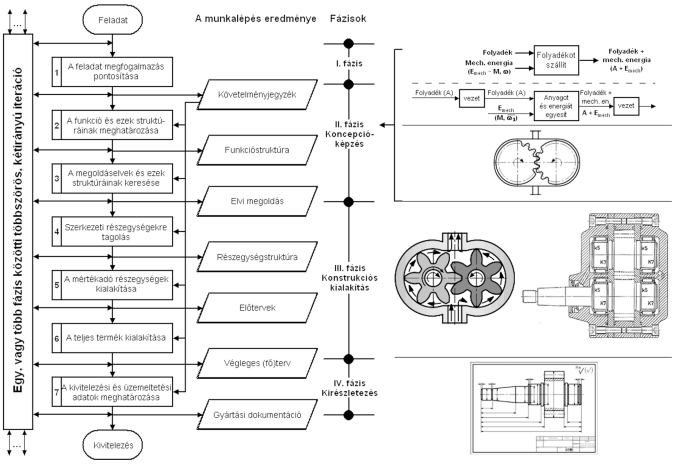



# A konstrukciós folyamat, a tervezés munkamódszere

A termékekkel szemben támasztott sokrétű követelmények folyamatosan tágítják azon – esetenként külön szakterületekhez tartozó – ismeretek körét, amelyek a megfelelő színvonalú terv létrehozásához szükségesek. A tudomány és a technika gyors fejlődése következtében ugyanakkor bővülnek azok az ismeretek, amelyek elősegíthetik az adott probléma hatékony, innovatív megoldását.

Ezért a hagyományos, a tervező tapasztalataira, intuícióira épülő, általában többé-kevésbé jó megoldásokra vezető **hagyományos tervezői munkamódszerekkel** szemben egyre inkább előtérbe kerülnek olyan, **módszeres tervezői eljárások,** amelyek elősegítik minél több lehetséges **megoldásváltozat felismerését** és ennek alapján az „optimális” változat tudatos kiválasztását. Ezen eljárások hozzásegítenek a tervezők vagy tervezői csoportok közötti munkamegosztás, kommunikáció célszerű kialakításához is. A tervezési folyamat különböző fázisokra, munkalépésekre tagolható (4. ábra).

## 4. ábra - A tervezési folyamat




A szigorúan vett tervezési folyamatot megelőzi a **feladat megfogalmazása.** Ez piackutatás, trendelemzés, a vevői igények felmérése, vállalati célok, műszaki, technológiai fejlődés, új termék ötlet stb. alapján kialakított vagy megrendelő által összeállított, új termékre vagy meglévő továbbfejlesztésére vonatkozó nem, vagy nem csak műszaki paraméterek formájában rögzített **termékleírás.**

A tervezési folyamat **I. fázisa** a **feladatmegfogalmazás pontosítása,** a termékelképzelés műszaki paraméterekkel való magadása, valamint a termékéletpálya egyes részeiből következő **követelmények** összegyűjtése, a vonatkozó hatósági, vállalati stb. előírások feltételeinek rögzítése. A munkafázis eredménye a **követelményjegyzék,** amely tartalmaz minden, a teljesítményre és az egyéb teljesítendő paraméterekre (pl. szükséges élettartamra) vonatkozó **követelményt,** valamint a **korlátozó feltételeket** (pl. maximális össztömeg vagy terjedelem, ár, határidők). A követelményjegyzék igen fontos dokumentum, mivel ennek alapján értékelhető a konstrukció, az egyes követelmények és korlátozó feltételek teljesítettségének mértéke. Ez szolgál alapul a közbenső tervezői döntések meghozatalához is. Ezért ennek a lehető legrészletesebbnek és legpontosabbnak kell lennie.

A **II. fázis** a **koncepcióképzés,** amely két további munkalépésre tagolható.

Az első a követelményjegyzékben megadottakból kiindulva, a **főfunkció** felismerése, majd szükség szerint ennek **részfunkciók** sorozatára, láncolatára való bontása. A főfunkció és a részfunkciók minél általánosabb szinten való megfogalmazásával a lehető legnagyobb mértékű absztrakcióra kell törekedni: pl. az elektromos energia átalakítása mechanikai energiává vagy folyadékszállítás az A helyről a B helyre. Ez a fázis megfelel a **„mi a megvalósítandó cél, funkció?"** kérdésre adandó válasznak. E munkalépés eredménye a **funkcióstruktúra,** ami célszerűen több változatban készül. A változatok elemzése, értékelése alapján kiválasztható a továbbfejlesztendő, általában több változat. A főfunkció, illetve a funkcióstruktúra minél általánosabb megfogalmazása és variációk kidolgozása elősegíti a lehető legtöbb lehetséges változat felismerését.

A következő lépés az egyes funkciók megvalósítását lehetővé tevő **megoldáselvek** keresése, ezeknek a funkcióstruktúra szerinti kombinálásával **elvi megoldássá** való fejlesztése. A megoldáselvek fizikai vagy kémiai (esetleg biológiai) folyamatokat, jelenségeket leíró törvények, amelyek a funkciók által megfogalmazott műveletek (pl. elektromos energia átalakítása mechanikai energiává) megvalósítását teszik lehetővé. Mivel egy funkció megvalósítására általában több megoldáselv alkalmas és ezek is többféle módon kombinálhatók, egy funkcióstruktúrához általában több **megoldáselv-struktúra,** elvi megoldás rendelhető. Ebben a munkafázisban a „hogyan **működik?"** kérdésre adunk választ. A kifejlesztett elvi megoldások elemzése, értékelése, megvalósíthatóságának mérlegelése alapján választható ki a továbbfejlesztésre alkalmas, általában több változat. Az elvi megoldás megjelenési formája a működési módot egyértelműen ábrázoló vázlat, szükség esetén magyarázatokkal kiegészítve.

Ezzel a koncepcióképzés fázisa lezárul, vagyis ebben a munkafázisban szerkezeti, kialakítási kérdéseket nem, legfeljebb csak az értékelést, a kiválasztást és a döntés támogatását mérlegelik.

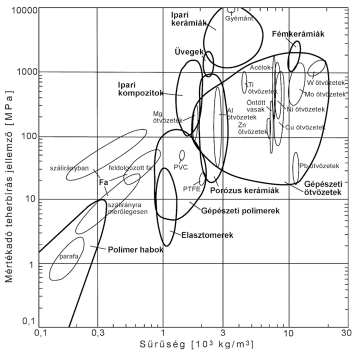
A **III. fázis** a hagyományos értelemben vett konstrukciókialakítás fázisa; a megvalósításra alkalmasnak talált elvi megoldás vagy megoldások gyártható, kivitelezhető szerkezetté való fejlesztése, a gépészeti tervezés. Ebben a fázisban a „milyen **a felépítése?,** milyen alkatrészekből épül fel?" kérdéseket kell megválaszolni.

E munkafázis szintén több munkalépésre tagolható.

Első lépésben, közvetlenül az **elvi megoldásból** kiindulva vagy a léptékhelyes, a felépítést megjelenítő **előterv** alapján, ha indokolt, szerkezeti részegységek különíthetők el, amelyek csatlakozási paramétereit meghatározva, többé-kevésbé önálló tervezői feladatot képezhetnek. Ezeket első lépésben szintén léptékhelyes előterv formában alakítják ki. Szilárdsági elemzésekkel, a gyenge pontok felderítésével, az egyes részegységek összeilleszthetőségének elemzésével javított tervváltozatok készítendők. E többlépcsős folyamat eredményeként alakul ki a teljes termékre vonatkozó **végleges tervváltozat.** Ezt követően kerül sor az egyes alkatrészek, alkatrészcsoportok, kialakítási részletek optimalizálására, végleges fő méreteik, alakjuk, anyaguk, meghatározó technológiai, megmunkálási, tűrési, illesztési stb. paramétereinek rögzítésére, a végleges terv kidolgozására.

A gépépítésben leggyakrabban használatos fémes és nemfémes szerkezeti anyagok szilárdsági és sűrűségi értékeiről az 5. ábra ad tájékoztató áttekintést.

## 5. ábra - Szerkezeti anyagok tájékoztató szilárdsági tulajdonságai Ashby szerint




A **IV. fázisban** kerül sor a részletrajzok, darabjegyzékek, gyártási, szerelési, kikészítési utasítások, azaz az egyértelmű gyártási dokumentáció elkészítésére.

Amint a 4. ábra is utal rá, a tervezési folyamat nem feltétlenül lineáris. Az egyes fázisok között előre- és visszalépések is szükségesek. Törekedni kell azonban arra, hogy ez ne gátolja új megoldások felismerését és ne érvényesüljön túl korai fázisban a szakmai rutin.

A tervezési folyamat munkalépéseinek eredményei jól definiált tartalmi és formai követelményeknek megfelelő dokumentációk formájában rögzítik, pl. végleges funkcióstruktúra, elvi megoldás. Ezek a következő munkalépés kiindulópontjai. Az egyes munkalépések lezárását igen fontos döntések előzik meg. Ezek meghozatala során az **egyértelműség,** az **egyszerűség** és a **biztonság** szempontjainak elemzése mellett a követelményjegyzék előírásainak való megfelelés, a megvalósíthatóság, a gazdaságosság szempontjait is mérlegelni kell. A döntések támogatására különböző, formalizált **értékelemző eljárások,** korábbi konstrukciók tapasztalatai stb. adhatnak támpontokat. Gyakran az adott fejlesztési szinten nem hozható egyértelmű döntés. Ilyen esetekben **több változat** továbbfejlesztésére is sor kerülhet addig a kidolgozottsági szintig, ahol már megalapozott döntés hozható.

1. A tervezési feladatnak megfelelően, nem mindig szükséges a 4. ábra szerinti teljes folyamaton végigmenni. Az ipari gyakorlatban sokszor csak egyes fázisai szükségesek.

2. A tervezői munka leggyakoribb típusai.

a) A leggyakrabban előforduló feladat a technológiai változtatások vagy fejlesztések, az alkatrészbeszerzés lehetőségeinek megváltozása stb. miatt szükségessé váló **alkatrész-, részegység-**

**áttervezés.** Ez általában sem a koncepciót, sem a szerkezet egészét nem érinti. Alapvetően részletrajz-változtatást vagy a részletmegoldások áttervezését igényli.

b) **Konstrukcióillesztés.** Gyakori ez a feladat az olyan gyártmányok esetén, amelyeket több felhasználó részegységként alkalmaz. Ennek megfelelően a csatlakozó méretek vagy egyes műszaki paraméterek, pl. a hajtómű áttételének megváltoztatása szükséges. Az ilyen módosítás általában nem érinti sem a koncepciót, sem a kialakítást. Alkatrész szintű változtatásokra van szükség.

c) **Gyártmánysorozat** kialakítása az adott koncepció és forma megtartásával, csak a gyártott darabok száma nő.

d) **Konstrukciós változatok** kifejlesztése, esetleg újabb kiegészítő funkciók biztosítása. Ez, a kialakítás fázisán felül egyes részletek tekintetében már a koncepcióképzés szintjét is érintheti.

e) **Új termék kifejlesztése.** Ennek során a teljes tervezési folyamatra sor kerül.

3. A tervezéssel foglalkozó vállalati részlegekre és a folyamat egészére is kiterjed, és a teljes vállalati tevékenységet is átfogja a **minőségbiztosítási rendszer.** A termék, és általában a vállalati tevékenység minőségének meghatározó eleme a tervezés.

# A számítások, elemzések típusai

A gépelemek kialakításával, anyaguk, méreteik megválasztásával kapcsolatos számításokra döntően a konstrukciós folyamat kialakítás fázisában (III.) kerül sor. A gépelemeknek elsősorban mechanikai igénybevételeket kell elviselniük. A számítások célja a gépelemek megfelelő **teherbírásának,** tönkremenetelük elkerülésének biztosítása, a szilárdsági méretezés alapján.

A gépelemek tönkremeneteli formája lehet **törés,** a megfelelő működés biztosítására előírt **megengedett deformáció** (rugalmas, esetleg képlékeny) **túllépése, stabilitásvesztés,** pl. kihajlás, a kapcsolódó elemek érintkező felületei tönkremenetelének különböző módjai pl. abrazív **kopás, gödrösödés** (pitting), **berágódás** következtében. Tönkremenetelt okozhatnak egyéb járulékos hatások, pl. üzemi vagy környezeti hőhatások következtében fellépő termikus dilatáció, vegyi vagy elektrokémiai korrózió. Figyelembe kell venni azt is, hogy a környezeti hatások, pl. nagyobb hőmérséklet hatására a szerkezeti anyagok tulajdonságai megváltozhatnak és az igénybevétel időtartamától is függhetnek. Műanyagok esetén ez különösen jelentős.

A szilárdsági számítások során általában af fellépő **terhelések** hatására ébredő **névleges feszültségek** és az adott **alkatrész** szintén **névleges feszültségben kifejezett teherbírásának** összehasonlítása útján határozzuk meg a **biztonsági tényezőt.** A biztonsági tényező megfelelő voltáról az összes figyelembe veendő szempont alapján döntünk. Névleges feszültségen az alkatrészek egyes keresztmetszeteiben kialakuló, az elemi szilárdságtani összefüggésekkel számolt feszültségeket értjük. A **bemetszések feszültséggyűjtő hatásait** az alkatrész-teherbírás névleges feszültségben kifejezett értékének meghatározása során vesszük figyelembe. A tényleges **helyi feszültségek** figyelembevételére speciális esetekben kerül sor, pl. fogaskerekeknél vagy bonyolult kialakítású elemeknél, végeselemes vagy egyéb módon számított feszültségmező elemzése alapján. Ezekben az esetekben a megengedett értékek is ennek megfelelően választandók.

Az alkatrészek teherbírásának meghatározásához szükséges anyagjellemzők szabványokban, gyártóművi adattáblázatokban vagy egyéb forrásokban találhatók. Szükség esetén anyagvizsgálat alapján meghatározhatók.

## Terhelések

A külső terhelések tekintetében a **követelményjegyzékben** foglaltak alkotják a kiindulópontot. Ebben általában a **névleges terhelés,** a teljesítmény, a fordulatszám stb. adatai szerepelnek. Névleges terhelésen a tartós üzemben gyakran, üzemszerűen fellépő átlagos terhelést értjük. Ebből kiindulva határozható meg ébredő feszültség formájában a **névleges igénybevétel.**

A tervezendő gép jellegének, várható üzemi viszonyainak függvényében kell elemezni a várható terhelések, így a **mértékadó igénybevételek időbeli viselkedését,** és ennek függvényében kell

meghatározni a méretezés alapjául szolgáló **terhelési modellt.** Ehhez figyelembe kell venni esetleges szabványokat, szabályzatokat vagy egyéb előírásokat is, pl. daruk, emelőgépek, nyomástartó edények, acélszerkezetek esetén. Elemezni kell ezenfelül a teljes életciklus egyes szakaszai során (pl. szállítás, telepítés) esetleg kialakuló, nem üzemszerűen fellépő, **különleges terhelési eseteket** is.

**Időben állandó terhelési modell** esetén a mértékadó legnagyobb terhelés, az üzemszerűen átviendő maximális terhelés a méretezés alapja.

**Időben változó terhelés** esetén a várható terhelés-idő függvény meghatározására vagy előzetes becslésére több módszer lehetséges.

**Szimulációs számításokkal** elemezhetők a különböző üzemállapotokban, pl. az indításkor kialakuló terhelésjellemzők, a fellépő maximális terhelések, azok gyakorisága.

Egyes esetekben **szabályzatok, irányelvek** rögzítik a figyelembe veendő terheléseket, pl. terhelésegyüttes formájában.

Az egyes géptípusok, gépcsoportok üzemi sajátosságaira jellemző **üzemtényezők** vagy **dinamikus tényezők** felhasználásával, a névleges terhelés adataiból kiindulva becsülhetők a mértékadó terhelés váltakozásának paraméterei.

A fenti módszerek vagy azok együttes alkalmazása, valamint az előírt élettartam alapján meghatározható a méretezés alapjául szolgáló terhelésfüggvény. Ebből kiindulva rögzíthető a mértékadó terhelési modell és paraméterei. Ennek során korábbi, a hasonló berendezéseken végzett mérések, jól bevált konstrukciók stb. tapasztalatai is támpontul szolgálhatnak.

# Számítások az előtervezés fázisában

Új termék esetén előtervezéssel tervezik meg a tényleges szerkezetet. Első lépésben, a kialakítás első változatának megalkotásával párhuzamosan az alapvető fő méreteket kell meghatározni. Itt figyelembe kell venni az előírt csatlakozási, maximális befoglaló és egyéb, a méretekre vonatkozó korlátozásokat is. A fő funkcióhordozó elem vagy elemcsoport kialakítása és előzetes méretmeghatározása – hajtások esetén a tengelytáv, tengelyátmérők stb. – után kerül sor a további részfunkciókat ellátó elemek és elemcsoportok tervezésére és előzetes méretmegállapítására. Ilyenkor a kialakítási részletek még nem ismertek, ezért az előzetes méretmeghatározásnál a fő igénybevételi összetevőre alapozva (pl. tengelyeknél a csavarónyomaték, csavarkötéseknél az erő) közelítő összefüggésekkel számolunk. Sok esetben még csak a kiválasztott szerkezeti anyag típusa (pl. ötvözetlen szerkezeti acél vagy nagy szilárdságú ötvözött acél, műanyag) ismert, így a megengedett igénybevételek értékei is csak az anyagtípusra jellemző átlagértékek lehetnek. A tervezés tárgyát képező gépelem feltételezett teherbírása az elfogadott terhelési modellnek megfelelő anyagjellemzőkből kiindulva, közelítő számítással határozható meg. Tekintettel az adatok bizonytalanságaira, a megengedett értékeket az alsó határok közelében célszerű felvenni. Támpontul szolgálhatnak korábbi, bevált konstrukciók hasonló igénybevételű és kialakítású elemeinek tapasztalatai.

Mivel a konstrukciós részletek újabb és újabb elemcsoportok hozzá vételével csak fokozatosan, több lépésben alakulnak ki és válnak egyre jobban meghatározottá, gyakran szükséges visszalépés, a kialakítás és a méretek korrigálása, megváltoztatása stb. A korrekciós lépések során, esetleg már javított modellek felhasználásával, újabb kialakítási paraméterek figyelembevételével ismételt közelítő számítások szükségesek. Így a több iterációs lépés eredményeként kialakul az előterv (a fő méretek, az alkalmazandó anyagtípusok, a fő kialakítási részletek).

Amikor a szerkezeti kialakítás többé-kevésbé ismert, akkor a feladat jellegének megfelelően már az első lépésekben megalapozottabb, részletesebb számításokat végezhetünk.

# Számítások a végleges terv kidolgozás fázisában

Az előtervből kiindulva (mind a kialakítás, az anyagválasztás, mind a méretek tekintetében) a végleges terv kidolgozása során nyeri el a szerkezet a végleges formáját. A számítások itt már szilárdsági ellenőrzés formájában valósulnak meg. A terheléseket a pontos terhelési modell szerint rögzíthetjük.

A kialakítás, a méretek stb. véglegesítése során, gyakran csak több változat összevetése után érhető el az optimális eredmény.

A szilárdsági számítások eredményeként minden esetben meghatározzák a biztonsági tényezőt.

## A biztonsági tényező megválasztásának szempontjai

A biztonsági tényező az alkatrész tönkremenetelhez tartozó jellemző **határállapoti feszültség** és a terhelések hatására az alkatrészben **ébredő feszültségek** névleges értékeinek „távolságát” kifejező, fajlagos mérőszám (hányados). Szükséges értéke mindig nagyobb, mint egy. A nagyobb biztonsági tényező a tönkremenetellel szembeni nagyobb biztonságot jelenti, de sohasem a teljes biztonságot. Ugyanakkor a nagyobb biztonsági tényező sokszor nagyobb, nehezebb, drágább szerkezetet igényel. Mindez bölcs megfontolásokra kell, hogy késztesse a tervezőt.

A biztonsági tényező szükséges minimális értékét bizonyos géptípusokra szabványok, szabályzatok vagy egyéb előírások is rögzíthetik. Az általános gépépítésben a biztonsági tényező megválasztása legtöbbször a tervező feladata; értékére a mérnöki tapasztalat szolgálhat alapul. Nagyobb biztonsági tényező alkalmazása indokolt akkor, ha

- a tönkremenetelnek akár anyagi, akár emberélet veszélyeztetése tekintetében súlyos következményei lehetnek,
- a tervezett szerkezet felhasználása, várható üzemi terhelései nem pontosíthatók,
- bizonytalan az anyagjellemzők és a gyártás minősége (pl. nincs megfelelő minőség-ellenőrzés, átvételi ellenőrzés),
- rideg vagy kis deformációképességű anyagok alkalmazására kerül sor,
- bizonytalanság van a szilárdsági számítások (modellek) pontossága tekintetében,
- a kritikus alkatrészek/helyek nehezen hozzáférhetők,
- nincs üzem közbeni rendszeres ellenőrzés, felülvizsgálat.

# Modellezés, kísérletek, mérések a konstrukciós fejlesztésben

Ezeknek a módszereknek az alkalmazása különösen új, előzmények nélküli fejlesztéseknél válhat szükségessé, pl. ha

a. a koncepcióképzés fázisában új funkciók vagy új fizikai hatáselvek alkalmazására kerül sor a megfelelő működés ellenőrzésére, vagy egyes paraméterek meghatározására **modellvizsgálatokat vagy méréseket** végeznek, vagy ha

b. a kialakítás és megtervezés fázisában a forma-, az alakváltozás- vagy feszültségviszonyok, a teherbírás, az élettartam stb. tanulmányozására modellek vagy **kísérleti darabok** készítése, mérések és vizsgálatok a járható út.

A modellezés célja lehet bonyolult kialakítású elemek esetén a forma, a részletek ellenőrzése, optimálása. A modellek készülhetnek kartonból, gipszből, fából, műanyagból, fémből. Hatásos eszköz a modellek előállítására az ún. gyors prototípusgyártó berendezés és eljárás. A berendezés egy szabadon programozható, számítógép vezérelte flexíbilis marógép, ami könnyen megmunkálható anyagok (papír, műanyag stb.) szabad formázására alkalmas. A számítógépi modellként rendelkezésre álló darab ily módon közvetlenül gyártható. Ezeken minden olyan vizsgálat elvégezhető, amelyet – az eredetitől általában eltérő – anyag lehetővé tesz. Ilyenek az esztétikai, ergonómiai, kinematikai, szerelhetőségi, hozzáférési stb. vizsgálatok. Megfelelő anyagok alkalmazásával ezek a modellek az alapvető alakváltozási tulajdonságok és feszültségviszonyok (pl. optikai feszültségvizsgálat) tanulmányozására is alkalmassá tehetők.

Feszültség- vagy alakváltozás-mezők vizsgálatára, lokális kialakítások optimálására, a teherbírás ellenőrzésére valódi, illetve megfelelő modelltörvények szerinti kicsinyített vagy nagyított modelleken

végzett vizsgálatok alkalmasak. A mérésekre a kísérleti szilárdságtan módszerei, pl. az optikailag érzékeny rétegbevonatos eljárás, a nyúlásmérő bélyeges technikák alkalmasak.

A mai számítógépes modellezési és analizálási eljárások, pl. a végeselemes eljárás, nagyszámú változat elemzését és értékelését mérsékelt idő- és költségráfordítással teszik lehetővé. A végső döntések meghozatalához így sokszor elegendő csak egy vagy néhány költségesebb, de nagyobb biztonságot nyújtó megvalósított változat elemzése, ellenőrzése.

Váltakozó igénybevételnek kitett gépelemek vagy szerkezetek élettartamának, megbízhatóságának kísérleti ellenőrzése laboratóriumi vagy valóságos üzemi körülmények között végzett fárasztóvizsgálatokkal lehetséges. Tekintettel a vizsgálatok jelentős időigényére és a statisztikai szórások miatt szükséges nagyobb vizsgálati darabszámra, e vizsgálatok igen költségesek. Így csak nagy darabszámú gyártás és/vagy különleges biztonsági követelmények (járműipar, repülés) esetén célszerű az alkalmazásuk.

A mérések (különösen új vagy jelentős újdonságokat tartalmazó fejlesztések esetén) a kísérleti gyártmány előállítását követően annak teljes körű, részletes vizsgálatára terjednek ki – szükség esetén beleértve az élettartam-vizsgálatokat is. Ezek eredményei alapján véglegesíthető a dokumentáció. Ilyen értelemben a kísérleti darab vizsgálata is a tervezési folyamat egyik eleme.

# Szabványosítás

## A szabványosítás alapjai

A szabványosítás célja, hogy elősegítse a nemzetgazdaság szereplőinek a piacképességhez szükséges, korszerű műszaki ismereteit. Általános és ismételten alkalmazható megoldásokat ad fennálló vagy várható problémákra.

A szabványosítás eszköze a közmegegyezéssel elfogadott **műszaki dokumentum,** a szabvány, amit elismert szervezet alkot vagy hagy jóvá. A szabvány útmutatókat, eljárásrendeket vagy a tárgyát képező objektumra vonatkozó (anyag, szabványos alkatrész stb.) jellemzőket tartalmaz, amelyek alkalmazásával a rendező hatás az adott körülmények között a legkedvezőbben érvényesül. A szabványok a tudomány, a műszaki gyakorlat és a tapasztalat korszerű, letisztult eredményein alapulnak.

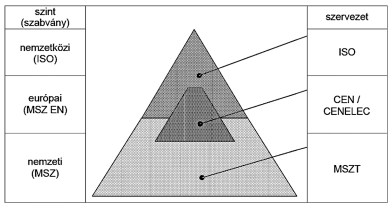
A **szabványok tartalma:**

- a **kommunikáció:** fogalommeghatározások, megjelölések, megnevezések, szimbólumok, egységek,
- az **osztályozás:** besorolás különféle fajtákba, csoportokba, osztályokba,
- a **tervezés:** egyes gyártmányok és berendezések tervezésének alapjai, számításuk, felépítésük, működésük,
- a **méretek:** gyártmányok méretei,
- az **anyagok:** tulajdonságok, besorolás és felhasználás,
- a **minőségbiztosítás:** kritériumok és vizsgálati eljárások műszaki termékek és anyagok megkívánt tulajdonságainak igazolására,
- **a biztonsági előírások:** az élet- és vagyonbiztonság védelmére.

## A szabványosítás intézményei

A műszaki szabványosítás három síkon zajlik, amelyet intézményeivel és hierarchiájával együtt a 6. ábra szemléltet.

### 6. ábra - A szabványpiramis




**Nemzeti szabványosítás.** A szabványosítás feladatait az 1995-ben alapított Magyar Szabványügyi Testület (MSZT) látja el. Az MSZT végzi a szabványok kidolgozását, illetve kidolgoztatását, jóváhagyását és közzétételét, valamint azok módosítását és visszavonását. Gondoskodik továbbá a nemzetközi és európai szabványok nemzeti szabványként való közzétételéről, és mint tag, kapcsolatot tart azok szervezeteivel.

A piacgazdaság résztvevői számára a nemzeti szabványok alkalmazása nem kötelező, csak akkor, ha az élet- és vagyonbiztonságot érint.

**Nemzetközi szabványosítás.** A szabványosítás nemzetközi feladatait a genfi székhelyű ISO (International Organization for Standardization) végzi. A nemzetközi szervezet által kidolgozott ISO szabványok ajánlások a megfelelő nemzeti szabványok összhangba hozatalához.

**Európai szabványosítás.** Az Európai Unió szabványosítási tevékenységét a CEN (Comité Européen de Normalisation) és a CENELEC (Comité Européen de Normalisation Electrotechnique) végzi. A tagországoknak az európai szabványokat kötelezően fel kell venni a nemzeti szabványokba, és az azokkal ellentétes nemzeti szabványokat vissza kell vonni.

## A szabványok elérhetősége

A szabványok megjelentetéséről rendeltetésének megfelelően a Magyar Szabványügyi Testület gondoskodik. A szabványok szerzői jogdíjas termékek, a jogdíjat a szabványok felhasználói fizetik. A Testület lehetőséget ad a szabványok cím, szám és szakterületek szerinti, ingyenes keresésre, valamint térítési díj ellenében a tartalom megtekintésére és másolására.

## A gépelemek szabványosítása

A szabványosítás a munka hatékonyságát ismételten alkalmazható megoldásokkal biztosítja. A gépelemek, jellegüknél fogva, pontosan ilyen, ismételten alkalmazható megoldások, ezért egy részük szabványosított. A következőkben – a könyv tartalmi tagolásához igazodva – kiemelünk néhány jellemző, szabványos gépelemet, illetve eljárást.

Gépszerkesztéstani alapismeretek

A szabványok méreteket és méretsorokat rögzítenek, ezzel lehetővé válik, hogy különböző helyeken ugyanazokat az értékeket használjuk. Így szabvány rögzíti pl. a gépiparban használatos csatlakozó méreteket.

További fontos szerkesztéstani alap, hogy a szabvány meghatározza a gépek építésénél felhasznált alapanyagok összetételét, mechanikai tulajdonságait. Ennek megfelelően a szabványos acélok, öntöttvasak, egyéb szerkezeti anyagok szakítószilárdságát, nyúlását, ütőmunkáját és egyéb szilárdsági adatait.

Szerkezeti elemek kötései

A legismertebb kötőelem a csavarorsó–anya kapcsolat. Szabványosítása kiterjed a csavarmenetek alakjára, paramétereire, az egyes csavarfajták kialakítására, méretsorozatokra stb. is.

Csővezeték elemek, kötések, szerelvények, tartályok

Az e területhez tartozó minden gépelemre találhatunk szabványelőírásokat a fogalmi meghatározásoktól a felhasznált anyagokig. Különös jelentőséggel bírnak a nyomástartó edények és azok szerelvényei, mivel itt az élet- és vagyonbiztonság fokozott követelményei miatt a szabvány alkalmazása kötelező.

Tengelyek, tengelykapcsolók

A szabványokban előírásokat találhatunk pl. a tengelyvégek alakjára, méretére és annak tűréseire, a tengely-agy kapcsolatot biztosító elemekre (retesz, ék, borda). Egyes tengelykapcsoló-típusok csatlakozó méretei, egyéb műszaki adatai szintén szabványosítottak.

Támasztások

Alapvető gépelem a tengelyek megtámasztására szolgáló csapágy. A szabvány előírásokat ad az ágyazás anyagára, méreteire.

A gördülőcsapágyaknál ISO-előírások vonatkoznak a külső és belső átmérőkre, valamint a szélességekre. Meghatározásokat találhatunk továbbá a teherbírásokra vonatkozóan is.

Hajtások

A mechanikus hajtások közül most csak az ékszíjhajtásokra utalunk, ahol a szíjakra és a tárcsákra találunk előírásokat. A fogaskerekekre a régi, visszavont szabványok helyett jelenleg nincs érvényes MSZ-előírás.

# Minőségbiztosítás, minőségügy

Az előző fejezetben a berendezés, gép, termék szempontjából fogalmaztuk meg a minőség fogalmát, utalva a tervezési folyamatnak a minőségbiztosítási rendszerekkel, esetenként a teljes vállalati tevékenységet átfogó és szabályozó **minőségirányítási rendszerrel** való kapcsolatára.

A legelterjedtebb minőségirányítási rendszer az ISO által kidolgozott ISO 9000 szabványcsalád, ami főleg Európában használatos, a TQM (Total Quality Management) pedig elsősorban az USA-ban terjedt el. Az ISO 9000 szabványcsaládot MSZ EN ISO 9000:2001 jelzettel átvette a magyar szabványosító szervezet is. Ezek mellett egyes iparágakban sajátos minőségirányítási technikák alakultak ki, pl. az autóiparban a QS 9000, az élelmiszeriparban és a vendéglátásban a HACCP, a gyógyszeriparban a GMP, a hadiiparban az AQAP rendszer.

Az ISO 9000 szabvány tágan értelmezi a minőséget és a vevőközpontúságot. A vevőn kívül a termék létrehozásában részt vevő vagy azzal kapcsolatba kerülő „összes érdekelt fél” megelégedettségét tűzi ki célul. Így a szervezet tulajdonosai, munkatársai, beszállítói stb., áttételesen az egész társadalom igényeinek kielégítése a cél. A szabvány az eredményesség mellett a gazdaságosságot, az elért eredmények és ráfordítások viszonyát is vizsgálja. Ebből adódóan nemcsak a termékre vagy annak alkatrészeire, hanem az **előállítás teljes folyamatára,** szervezésére, azaz a vállalati működésre is **előírásokat és ellenőrizhető, dokumentálható minőségi kritériumokat** fogalmaz meg.

A szabvány vállalatra és tevékenységére illeszkedő minőségirányítási rendszer kidolgozásához ad ajánlásokat és módszereket. Ezek kiterjednek a termék-előállítási folyamat strukturálására, az egyes fázisokhoz tartozó minőségi kritériumok megfogalmazására, az ezzel kapcsolatos mérésekre, ellenőrzésekre, fejlesztési intézkedésekre. Részletezi a különböző szintű vezetők feladatait, a felelősségi rendszert, az erőforrás-gazdálkodás teendőit, és megköveteli a működés, valamint a termék folyamatos fejlesztését is.

A vállalat sajátosságainak figyelembevételével kialakított minőségirányítási rendszer szabványnak való megfelelőségét erre felhatalmazott, független szervezet tanúsíthatja. A bevezetést követően a folyamatos működtetést a tanúsító szervezetek rendszeresen ellenőrzik, és erről tanúsítványt állítanak ki. Ennek megléte nagymértékben növeli a vállalat termékei iránti vevői bizalmat.

A terméktervezés két szempontból is kapcsolódik a minőségirányítási rendszerhez. Egyrészt a termék megtervezésekor figyelemmel kell lenni a minőségirányítási rendszer szempontjaira is, mivel a

minőségi követelmények utólagos „betervezése” és „beépítése” sokkal költségesebb. A tervezés során ezért ki kell dolgozni nemcsak a végtermékhez, hanem az előállításának, gyártásának egyes lépéseihez kapcsolódó minőségi kritériumokat, azok ellenőrzésének és dokumentálásának módját is. Másrészt a tervezés, mint a termék-előállítási folyamat meghatározó részfolyamata, szintén a minőségirányítás tárgya. Ez szükségessé teszi a **tervezés** egyes fázisaihoz kapcsolódó **tevékenységek minőségi kritériumainak** megfogalmazását, azok teljesülésének **ellenőrzési** módját, az egyes munkafázisok végrehajtása során alkalmazott eljárások megfelelő voltának kimutatását. Hasonlóan össze kell állítani és rögzíteni a tervezési fázisok dokumentálásának formai és tartalmi követelményeit, az értékeléshez szükséges minőségi kritériumokat, azok ellenőrzésének és dokumentálásának módját.

Az Európai Unió államaiban a minőségirányítási rendszerekhez kapcsolódóan „új megközelítésű” **irányelvek, direktívák** (azaz közösségi jogszabályok) vannak érvényben. Ezek általános megfogalmazásban fektetik le a termékekre vonatkozó alapvető követelményeket a biztonság, az egészségmegőrzés, a környezet- és a fogyasztóvédelem területén. A részletes követelményeket az európai szabványok tartalmazzák.

Az egyes termékcsoportokban (gyógyászati készülékek, egyszerű nyomástartó edények, elektromos háztartási hűtő- és mélyhűtő készülékek, építőipari termékek, felvonók stb.) kötelezően alkalmazandó **CE jelölés** pl. azt tanúsítja, hogy a termék megfelel a rá vonatkozó összes irányelvnek, és az Európai Unió területén forgalomba hozható. A megfelelés bizonyítása a gyártó (forgalmazó) feladata az egyes tevékenységi körökhöz illeszkedő, modulárisan felépített rendszer előírásai szerint.

A tervezésben alkalmazott minőségirányítási rendszer megfelelő működésének az ISO 9000 szabvány szerinti bizonyítása többek között kiterjed:

- a műszaki konstrukcióra vonatkozó követelmények megfelelőségének igazolására,
- az alkalmazott szabványok vagy más előírások lényeges követelményeire,
- a tervezés ellenőrzésére és megfelelő voltának igazolására alkalmazott módszerekre,
- a szóban forgó termékcsoportban, az egyes termékek tervezésekor rendszeresen alkalmazott eljárásokra,
- a gyártás előtt, közben és után előirányzott ellenőrzésekre és vizsgálatokra, ezek végrehajtásának gyakoriságára,
- a minőségügyi jegyzőkönyvek követelményeire,
- a résztvevő személyek végzettségére vonatkozó előírásokra,
- azokra a további eszközökre, amelyekkel folyamatosan ellenőrzik a konstrukció előírt minőségét.

A tervezés eredményességét és hatékonyságát tehát a magas szintű szakmai ismeretek és szervezési technikák együttes alkalmazása biztosíthatja a körülményekhez leginkább megfelelő minőségügyi módszerek és rendszerek együttes felhasználásával.

# Gépelemek szilárdsági méretezésének alapelvei

A **szilárdsági méretezés** a tervezés stádiumában végzett azon tevékenységek összessége, amelynek célja a szerkezet **integritásának** biztosítása az előírt **élettartamra,** adott **megbízhatósággal.**

Az **integritás** a szerkezet maradéktalan alkalmassága feladatának ellátására az üzemórában, kilométerben vagy egyéb módon megadott teljes üzemi élettartam folyamán.

Mivel a méretezés kiinduló alapparaméterei: a szerkezetet érő külső **terhelések** és a szerkezetet alkotó alkatrészek **teherbírásértékei valószínűségi jellegűek,** szórással bíró mennyiségek, a biztosan hibamentes működés (100%-os megbízhatóság) nem érhető el. Célul ezért csak a nagy megbízhatóságot (kis meghibásodási kockázatot) tűzhetjük ki.

Mai ismereteink szerint a megbízhatóság egzakt, numerikus értéke a gépészet kényesebb területein (pl. atomtechnika, repülés, egyes járműipar) statisztikailag alátámasztott vizsgálati adatok alapján már számítható. Általános esetben a mérnöki tapasztalatra támaszkodunk.

A továbbiakban a méretezési számításokkal foglalkozunk. Az esetenként szükségessé váló vizsgálatokat (pl. terhelések, teherbírás-jellemzők, feszültségek meghatározására irányuló esetleges méréseket) itt nem tárgyaljuk.

A méretezés során arra kell törekedni, hogy a kívánt célt minél jobb anyagkihasználással, azaz **minél kisebb önsúllyal, gazdaságosan megvalósítható** módon érjük el. Ennek alapfeltétele a kiinduló adatok minél pontosabb (nagy megbízhatóságú) ismerete. A terhelések tekintetében ez a követelményjegyzék gondos összeállítását és figyelembevételét, a teherbírás tekintetében pedig az alkatrészek teherbírás-jellemzőinek lehetőleg pontos meghatározását teszi szükségessé.

A tervezőmunkában a méretezésnek általában két lépése van:

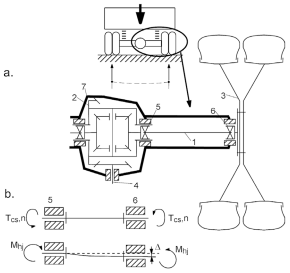
1. **Előtervezés:** előzetes méretmeghatározás, közelítő összefüggések segítségével.

2. A kész konstrukció **ellenőrzése** a méretek, anyagminőség stb. figyelembevételével, részletes szilárdsági méretezés alapján. Szükség esetén a méretek megváltoztatása, majd ennek alapján újabb részletes szilárdsági ellenőrzés.

# A szilárdsági méretezés általános modellje

Tekintsük egy kamion hátsó hídjának (1) kihajtótengelyét (7. ábra), ami a hajtónyomatékot továbbítja a (2) kúpkerék hajtást és differenciálművet tartalmazó egységtől a kerekekhez (3). Az egység (2) bemenő nyomatékát a (4) behajtó tengelycsonkon keresztül a motor-sebességváltó egységtől kapja.

### 7. ábra - Haszongépjármű hajtott híd egyszerűsített vázlata




A kihajtótengelynek (1) a következő követelményeket kell kielégíteni:

- a mindenkori hajtónyomaték átvitele minden lehetséges fordulatszámon, beleértve **extrém üzemi körülményeket** is,
- biztosítani ezt a funkciót a **teljes élettartamon,**
- legyen minimális tömegű és minimális költséggel előállítható.

Az első és második feltétel teljesítése azt jelenti, hogy sem **törés,** sem **maradó** vagy **túlzott rugalmas deformáció** nem léphet fel a tervezett élettartam során. Ennek biztosítása a szilárdsági méretezés feladata.

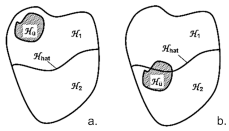
Az első feltétel azt is megköveteli, hogy az (1), (2), (3), (4) egységekből álló, rugalmas lengő rendszer saját körfrekvenciái elegendően nagyobbak legyenek, mint a külső hatások gerjesztő frekvenciái, azaz **káros lengések, estleges rezonanciák ne lépjenek fel.** Mint ismeretes, egy lengő rendszer saját frekvenciáját adott tömegek esetén a rugalmas elemek, pl. az (1) tengely merevsége határozza meg. A megfelelő merevség elérése, adott esetben növelése a tengely terhelések alatti deformációjának

csökkentésével érhető el. Így további kritériumként fogalmazható meg az (1) tengely **rugalmas elcsavarodásának korlátozása** is. A lengéstani analízis nem feltétlenül a szilárdsági méretezés feladata, gyakran azonban azzal szorosan összefügg.

Ha a fenti feltételeket minden szóba jöhető üzemi állapotban teljesítjük a méretezés során, biztosítottuk a tengely megfelelő működését (integritását) a teljes élettartamra. Más megfogalmazásban azt is mondhatjuk, hogy a tengely **megengedett állapotban** van, és **nem megengedett (tönkremeneteli) állapotban** van, ha a fenti feltételek legalább egyike nem teljesül.

A $H_1$ megengedett és a $H_2$ nem megengedett állapotok halmazai a tengely $H$ állapotjellemző halmazának részhalmazai (8. ábra), amelyeket a határállapoti jellemzők $H_{hat}$ halmaza választ el. Legyen $H_ü$ a szóban forgó tengely azon tényleges üzemi állapotainak halmaza, amelyeket a különböző üzemi állapotaiban felvesz. Abban az esetben, ha $H_ü \in H_1$, az alkatrész megfelelő (8/a ábra). Amennyiben a $H_ü$ halmaznak és a $H_{hat}$, illetve a $H_2$ halmaznak van közös része (8/b ábra), az alkatrész nem megfelelő. A méretezés feladata annak biztosítása, hogy az alkatrész tényleges üzemi állapotainak halmaza része legyen a megengedett állapotok halmazának.

### 8. ábra - A határállapot értelmezése




# A szilárdsági méretezési eljárás

A szilárdsági méretezés során a minőségi kritériumok formájában értelmezett állapotokat **mennyiségi kritériumok** meghatározásával, fizikai paraméterek formájában (mechanikai feszültség, deformáció mértéke stb.) határozzuk meg.

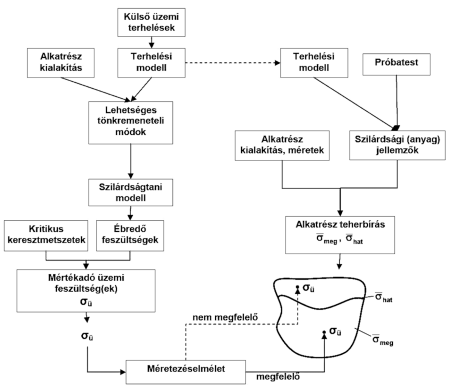
Az alkatrész tényleges állapotai $H_ü$ halmazának elemei a külső, **üzemi terhelések** hatására keletkező **ébredő** vagy **üzemi feszültség,** deformáció stb. értékei. A $H_1$, $H_2$, $H_{hat}$ halmazok elemei szintén mechanikai feszültség, deformáció stb., a **tönkremenetel szempontjából mértékadó** mennyiségek, így a $H_ü$ halmaz $H$-ban való elhelyezkedése közvetlenül kiértékelhető.

Az alkatrész határállapotát jellemző $H_{hat}$ halmaz elemei így azon feszültség-, deformáció- stb. értékeket jelentik, amelyek megadják az **alkatrész teherbírását,** illetve annak **határértékét.**

A $H_ü$ és a $H$ halmaz elemeinek egyértelmű elkülönítésére, az üzemi feszültségek jelölésére kisbetűs, a teherbírás jellemzőkre nagybetűs indexezést alkalmazunk.

A szilárdsági méretezés általános modellje (9. ábra) három fő részre tagolható.

### 9. ábra - A szilárdsági mértezés fő lépései



1. Az ébredő feszültségek meghatározásához az adott alkatrészen ténylegesen fellépő, általában az időben változó **üzemi terhelésekből** indulunk ki, majd ezek elemzése alapján meghatározzuk a tönkremenetel szempontjából mértékadó „maximális" terheléseket, és kiválasztjuk a megfelelő **terhelési modellt.** Az üzemi terhelések jellege, az alkatrész kialakítása és a lehetséges **tönkremeneteli módok** függvényében, alkalmas **szilárdságtani modell** felhasználásával határozzuk meg az **ébredő feszültségeket,** amelyek általában többelemű vektorokként kezelhetők. Mivel az ébredő feszültségek az alkatrész egyes keresztmetszeteiben vagy annak pontjaiban, az igénybevétel jellege és a geometriai kialakítás függvényében változhatnak, a számításokat elegendő a **kritikus keresztmetszetre** vagy annak kritikus pontjára elvégezni. Így a mértékadó, ébredő $\sigma_ü$ üzemi feszültségek egy vagy néhány számértékkel vagy vektorral jellemezhetők.

2. Az alkatrész teherbírása a felhasznált **szerkezeti anyag jellemzőitől** és az **alkatrész kialakításától** függ. Az „anyagjellemzők" általában **szabványosított próbatesteken** mért szilárdsági jellemzők formájában állnak rendelkezésre, így azok értékeit a próbatestalak is befolyásolja. Adott méretezési probléma esetén az ébredő feszültségek meghatározásánál alkalmazott terhelési modellnek megfelelő terhelésekkel felvett vagy elméleti összefüggésekkel, az adott esetre átszámított szilárdsági jellemzők szükségesek. Az **alkatrész teherbírását** a tényleges alkatrész teherbírás szempontjából lényeges geometriai, technológiai stb. paramétereinek a próbatest megfelelő paramétereitől való eltérései függvényében, számítással határozzuk meg. A tönkremenetel szempontjából mértékadó teherbírás-jellemzők alapján adódnak a $\sigma_{-meg}$ és $\sigma_{-hat}$ halmazok.

3. Ha az alkalmazott terhelési modellnek megfelelő „anyagjellemzők" rendelkezésre állnak, a méretezés egyszerűen a $\sigma_ü \in \sigma_{-meg}$ feltétel teljesülésének ellenőrzését jelenti. Egydimenziós $\sigma_ü$ és $\sigma_{-hat}$ paraméterek esetén ez a feltétel $\sigma_ü < \sigma_{-hat}$ formájú lehet. Amennyiben az alkalmazott terhelési modellnek megfelelő teherbírás-jellemzők nem állnak rendelkezésre, a méretezés valamilyen „méretezési elmélet", pl. a Palmgren–Miner-elv felhasználásával lehetséges.

A szilárdsági méretezés során a $\sigma_ü$ **ébredő feszültségeket** a szilárdságtan egyszerű összefüggéseivel, a „szabályos" keresztmetszetekre adódó **névleges feszültség** formájában adjuk meg. Ennek megfelelően az **alkatrész teherbírását jellemző** $\sigma_{-meg}$ és $\sigma_{-hat}$ halmaz elemeit is **névleges feszültség** értékben fejezzük ki. A vizsgált keresztmetszet esetleges feszültséggyűjtő hatásait és egyéb, a teherbírást befolyásoló hatásokat, az alkatrész-teherbírás névleges feszültség formában megadott értékének meghatározásánál vesszük figyelembe.

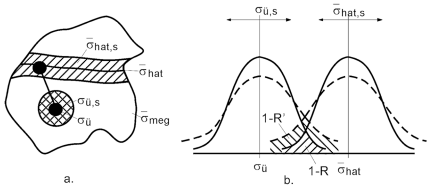
Ezzel szemben, a **helyi feszültségeken** alapuló módszerekben a feszültséggyűjtő hatást az ébredő feszültségek számításánál, míg az egyéb hatásokat az alkatrész-teherbírás meghatározásánál vesszük figyelembe.

A gépészetben általában a névleges feszültségeken alapuló módszerek használatosak, ezért a továbbiakban a szilárdsági számításokat a névleges feszültségekre alapozva tárgyaljuk.

A biztonsági tényező

A méretezési eljárás 9. ábra szerinti lépéseiben, a kiindulásul elfogadott külső terhelések nagyságában és jellegében „bizonytalanságok" adódnak, a modellezés során pedig szükségszerű elhanyagolásokra kényszerülünk. A teherbírás-, illetve határállapoti jellemzők meghatározása is bizonytalansággal jár. Ebből adódóan, mind a $\sigma_ü$ terhelési, mind a $\sigma_{-hat}$ határállapoti jellemző halmaz egzaktan nem meghatározható méretű sáv elemeként fogható fel (10. ábra). A sávok mérete a bizonytalanság mértékének függvénye: minél kevesebb biztos adatunk és információnk van a kiinduló adatok tekintetében, annál nagyobb biztonsági sáv szükséges.

## 10. ábra - A biztonsági tényező (a) és a megbízhatóság (b) értelmezése



Ezt figyelembe véve, a méretezési kritérium a határállapoti jellemzők $\sigma_{-hat,\ s}$, a megengedett feszültségek $\sigma_{-meg}$, és az üzemi feszültségek $\sigma_{ü,\ s}$ halmazát figyelembe véve $\sigma_{ü,\ s} \in \sigma_{-meg}$. Az S **biztonsági tényező** a $\sigma_{ü}$ és $\sigma_{-hat}$ alkalmasan értelmezett „távolságával" arányos numerikus érték. Jelentős bizonytalanságok és elhanyagolások esetén, illetve olyan esetekben, amikor az esetleges tönkremenetel súlyos anyagi károkkal vagy emberélet veszélyeztetésével jár, nagyobb, ellenkező esetben kisebb biztonsági tényezőt célszerű alkalmazni.

A megbízhatóság értelmezése

Ha a határállapoti jellemző és az ébredő feszültség értékek bizonytalanságát, a $\sigma_{-hat,\ s}$ és $\sigma_{ü,\ s}$ szórásmezejét egzakt valószínűségi mérőszámokkal tudjuk megadni, valószínűségszámítási eszközökkel meghatározható a $\sigma_{ü} \in \sigma_{-meg}$ eseménynek az R **valószínűsége,** $P(\sigma_{ü} \in \sigma_{-meg}) = R$, ahol $R < 1$, megfelelő méretezés esetén 1-hez közeli érték, a **megbízhatóság.**

Egydimenziós terhelésvektor és határállapoti jellemző esetén a szórásmezőket a sűrűségfüggvényekkel ábrázolva, a megbízhatóság a sűrűségfüggvények „átfedésének" mértékével szemléltethető. Esetenként feltételezzük, hogy a terhelés és a teherbírás normális (Gauss) vagy abból származtatott kétparaméteres (átlag és szórás) eloszlású valószínűségi változók. Ez a feltételezés a műszaki gyakorlatban sok esetben helytálló. A szaggatott vonalak a paraméterek nagyobb szórását (bizonytalanságát) jelentik, így a megbízhatóság csökken, $R' < R$.

# Üzemi terhelések

A gépszerkezeteket vagy azok elemeit terhelő külső vagy üzemi terhelések mindazok az erő, nyomaték vagy deformációs kényszer okozta, kitérés jellegű terhelések, amelyeket működésük során meghibásodás, károsodás nélkül el kell viselniük. Az egyes szerkezeti elemek, gépelemek mechanikai modelljeit képezve, az azokon ébredő – a vizsgált elem szempontjából – külső terhelések a kapcsolódó elemek hatásait helyettesítő erő, nyomaték stb. mennyiségek. A 7. ábra (1) kihajtótengelyét kiemelve pl. azt kéttámaszú tartóként modellezhetjük; a külső üzemi terhelés a (2) egység által közvetített $T_{cs}$ csavarónyomaték. A (7) híd test üzem közbeni esetleges deformációja a tengely (5) (6) ágyazásának $\Delta$ eltolódását okozhatja, ami alakváltozási kényszerként járulékos $M_{hj}$ hajlító igénybevételt hozhat létre. Ebből kiindulva számíthatjuk a tengely egyes keresztmetszeteiben fellépő erőket és nyomatékokat, illetve a külső terhelésekkel arányos **névleges feszültségeket.** A terhelések jelölésére ezért az F, $M_{hj}$, $T_{cs}$ szimbólumok mellett, esetenként a $\sigma$, $\tau$ **igénybevételi jellemzőket** is alkalmazhatjuk.

Mindennapi tapasztalatból is tudjuk, hogy a gépszerkezetekre, azok elemeire ható üzemi terhelések a gép jellege, az üzemmód, üzemállapot stb. függvényében igen nagy változatosságot mutatnak. Szigorúan véve minden esetben időben változók, nyugvó terhelés csak mint idealizált határeset vagy elfogadható egyszerűsítés értelmezhető.

Az időben való váltakozás jellege, annak mértéke bizonyos géptípusok (pl. járművek, mezőgazdasági gépek) esetén mind a terhelések nagysága, mind a váltakozás frekvenciája tekintetében igen tág határok közötti, **rendszertelen, sztochasztikus** jellegű; kielégítő módon csak **statisztikai jellemzők** formájában adható meg. A terhelések nagysága mellett azok időbeli viselkedése is igen jelentős hatást gyakorol a szerkezeti anyagok, így a szerkezeti elemek teherbírására.

Tekintettel a tényleges terhelési folyamatok mint időfüggvények igen összetett voltára, a gyakorlati számítások céljaira **terhelési modelleket** alkalmazunk, amelyeket a terhelések időbeli váltakozásának, – a szerkezeti anyagokra való hatásuk szempontjából – lényeges jellemzői alapján származtatunk.

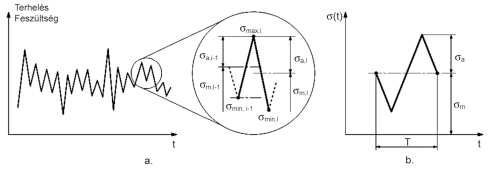
## Terhelési modellek

Tekintsük a legáltalánosabb, rendszertelen terhelési folyamat egy **realizációs függvényét** (11. ábra), a **maximális** és **minimális lokális csúcsértékek** között váltakozó időfüggvényként szemléltetve. Első közelítésben e függvény egymást követő maximális és minimális csúcsok közötti váltakozások, **fél-lengések** sorozatára bontható. Egy fél- lengés a $\sigma_{a,\ i} = (\sigma_{max,\ i} - \sigma_{min,\ i})/2$ **pillanatnyi amplitúdó** és $\sigma_{m,\ i} = (\sigma_{max,\ i} + \sigma_{min,\ i})/2$ **pillanatnyi középfeszültség** értékpárral adható meg. A szomszédos $i \pm 1$

indexű fél-lengésekkel ez általában nem alkot egyetlen teljes lengést, mivel általában $\sigma_{a,\,i} \neq \sigma_{a,\,i \pm 1}$, $\sigma_{m,\,i} \neq \sigma_{m,\,i \pm 1}$.

Ha $\sigma_{a,\,i} = \sigma_{a,\,i \pm 1}$ és $\sigma_{m,\,i} = \sigma_{m,\,i \pm 1}$, a két fél-lengés egyesítésével egy teljes lengést képezhetünk. Egy ilyen teljes elemi lengést egy terhelési ciklusnak nevezünk, amelyhez T lengési idő és így frekvencia (1/T) is kapcsolható (11. ábra).

## 11. ábra - Rendszertelen terhelési függvény (a), terhelési ciklus (b)




A váltakozó igénybevétellel való élettartam-vizsgálatok és itt nem részletezendő elméleti meggondolások arra mutatnak, hogy a szerkezeti anyagok terhelés alatti károsodását és így az alkatrészek élettartamát döntő mértékben e feszültség lengések amplitúdójának és középértékének nagysága befolyásolja. A terhelési folyamatok elemzésével foglakozó terhelésanalízis célja ezért a rendszertelen terhelési folyamatot alkotó elemi lengések azonosítása és ebből alkalmas terhelési modellek származtatása. Minthogy rendszertelen terhelés esetén a vizsgálatok tárgyát képező realizációs függvények önmagukban is valószínűségi változók, az analízis során a stochasztikus folyamatok elméletére támaszkodó statisztikai eszközökkel dolgozunk, és eredményeink is valószínűségi jellemzők formájában adódnak. E kérdéskörrel a továbbiakban nem foglalkozunk, és csak a gyakorlatban legáltalánosabban használt, egyszerűbb terhelési modelleket tárgyaljuk.

1. A kísérleti tapasztalatok arra utalnak, hogy a csúcsértékek közötti elemi lengések alakjának élettartamra való hatása elhanyagolható, és a szélső értékek nagysága a döntő. Sok esetben a tényleges lengésalak pontosan (pl. hajlítófeszültség forgótengelyben) vagy közelítőleg szinuszos jellegű. Szemléltetéshez ezért ez a függvényforma vagy a szélső értékek közötti egyenes szegmensek sorozatával való ábrázolás használatos.

2. Általános esetben a terhelési folyamatok frekvencia-összetétele igen változatos, sőt üzemmódonként is változhat. Ennek a lengéstani, dinamikai vizsgálatoknál van jelentősége. A terhelésváltakozási frekvencia élettartamra való hatása – a gépészetben általánosan előforduló frekvenciatartományban – elhanyagolható.

3. Az időben változó terhelések között különleges helyet foglalnak el az igen nagy terhelésváltozási sebességű, lökésszerű igénybevételek. Ezek eredete lehet pl. túlzott hézag, hirtelen irány- vagy terhelésváltozás stb. következtében létrejövő ütközési folyamat vagy tényleges ütközés, pl. járműveknél. Eltekintve az ilyen jellegű terheléseket üzemszerűen alkalmazó (szecskázó-, zúzó-, kalapáló-, daráló- stb.)berendezésektől, lökésszerű terhelések általában rendkívüli üzemállapotokban vagy meghibásodás esetén lépnek fel.

4. Az elemi lengések sorrendje esetenként jelentősen befolyásolhatja az élettartamot. Ennek figyelembevétele általános elmélet híján egyedi vizsgálatokat igényel.

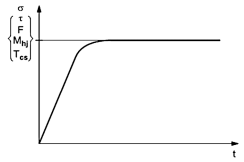
5. A szilárdsági számításokban az élettartamot általában ciklusszámban (11. ábra) mérjük (pl. csapágyaknál: 1 körülfordulás = 1 terhelési ciklus). Ezt a frekvenciák ismeretében üzemórára vagy teljesített km-re stb. lehet átszámítani. Egy 3000/perc névleges fordulatszámú forgó gép esetén pl. a forgómozgás körfrekvenciájának megfelelő feszültségváltakozási frekvencia esetén 3000 ciklus/perc adódik. Ez pl. 1000 üzemóra megkívánt élettartam esetén $N = 10^3$ óra · 60 perc/óra · 3000 ciklus/perc $= 1{,}8 \cdot 10^8$ ciklus szükséges élettartamot jelent.

Időben állandó terhelési modell

E legegyszerűbb terhelési modell az általános esetből $\sigma_{m,\,i}$ = áll., $\sigma_{a,\,i} = 0$, $\forall$ i értékkel adódik (12. ábra). A terhelés a terheletlen állapotból folyamatosan növekedve éri el az állandó értéket. Ezt a

típusú terhelést nyugvó vagy statikus terhelésnek nevezzük. Ez a terhelési modell a névleges értékhez képest kismértékű terhelésingadozások (kézi szerszámok, állványok, egyes nyomástartó edények, függesztőelemek stb.) vagy pl. szilárd illesztésű kötésben a túlfedésből adódó feszültségkomponensek esetén alkalmazható.

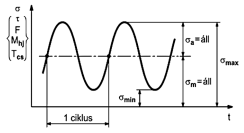
## 12. ábra - Időben állandó terhelés




Állandó amplitúdójú és középfeszültségű, váltakozó terhelési modell

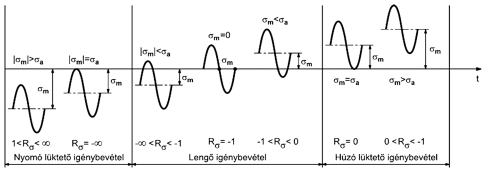
Ezt a terhelési modellt az általános esetből $\sigma_{m,\,i}$ = áll., $\sigma_{a,\,i}$ = áll., $\forall$ i paraméterekkel származtatjuk (13. ábra). Váltakozó igénybevétellel terhelt gépelemek esetén ez a legáltalánosabban használt terhelési modell.

## 13. ábra - Az állandó amplitúdójú és középfeszültségű terhelési modell




A lengés jellemzésére az $R_{\sigma\,(\tau)} = \sigma_{min}/\sigma_{max}$ aszimmetriatényezőt (feszültségviszonyt) használjuk. Attól függően, hogy van-e a feszültséglengésben előjelváltás, különböző elnevezéseket alkalmazunk (14. ábra).

## 14. ábra - Terhelési esetek elnevezései és R értékei



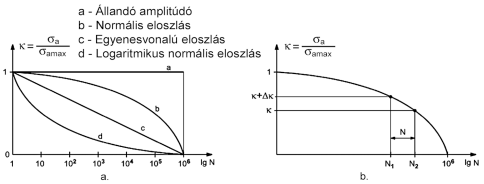

Az $R_\sigma = -1$ értékhez tartozó, nulla közepű lengő feszültséget tiszta lengő feszültségnek nevezzük. Ez a terhelési modell tisztán megvalósul pl. állandó hajlítónyomatékkal terhelt forgótengely esetén. A $\sigma_m = \pm\,\sigma_a$ ($R_\sigma = 0$, illetve $R_\sigma = -\infty$) speciális helyzetű lüktető feszültségeket tiszta lüktető feszültségeknek nevezzük.

Terhelésegyüttes

Olyan terhelési esetekben, amelyekben a terhelésamplitúdó, a középfeszültség vagy mindkettő erőteljesen változik és ezért az állandó amplitúdójú terhelési modell nem vagy csak igen durva elhanyagolásokkal alkalmazható, a terhelésegyüttes formájában megadott terhelési modell alkalmazható. Ez információt tartalmaz a terhelési függvény amplitúdó- és középfeszültség-ingadozásairól, megadva az egyes értékek előfordulásának abszolút gyakoriságát rögzített hosszúságú, általában $10^6$ db elemi lengést tartalmazó terhelési folyamat esetére. A 15. ábrán jellegzetes terhelésegyüttesek láthatók $\sigma_m$ = áll. középfeszültségre, $N_{össz} = 10^6$ db ciklust tartalmazó terhelési folyamatra. A vízszintes tengelyen az egyes amplitúdóértékek ciklusszámainak abszolút összeggyakoriságai szerepelnek logaritmikus léptékben, míg a függőleges tengely a feszültség amplitúdóértékeket adja meg, a folyamatban előforduló $\sigma_{a,\,max}$ legnagyobb feszültségamplitúdóra normált formában: $\kappa = \sigma_a/\sigma_{a,\,max}$, ahol $\sigma_a \le \sigma_{a,\,max}$. A függőleges tengelyen tetszés szerinti ($\kappa$; $\kappa + \Delta\kappa$)

intervallumot kijelölve, azon $\sigma_a$ lengések N száma, amelyekre $\kappa_a\sigma_{a,\,max} < \sigma_a < (\kappa + \Delta\kappa)\sigma_{a,\,max}$, $N = N_2 - N_1$, $N_{össz} = 10^6$ db lengést tartalmazó terhelési folyamat esetén.

### 15. ábra - Jellegzetes terhelésegyüttesek (a), a terhelésegyüttes értelmezése (b)




1. A szabványokban, egyéb műszaki dokumentumokban található terhelésegyüttesekre a leggyakrabban $N_{össz} = 10^6$, de gyakran $N_{össz} = 10^7$ vagy $N_{össz} = 10^8$ ciklus.

2. A 15. ábra szerinti $\sigma_m$ = áll középfeszültségű terhelésegyüttesek az általános, $\sigma_m \neq$ áll terhelésegyüttes speciális esetei. A $\sigma_m \neq$ áll. terhelésegyüttes közelítő összefüggésekkel állandó középfeszültségűre transzformálható.

3. Egy $N_{össz} = 10^6$ ciklusszámú terhelésegyüttes $N > N_{össz} = 10^6$ ciklusszámú terhelési folyamat esetén is alkalmazható modell, ha az adott terhelésegyüttes reprezentatív, azaz a tényleges terhelési folyamat ilyen terhelési blokkok nem feltétlenül blokkonkénti, hanem kevert ismétlődésével előállítható.

4. A terhelésegyüttes nem tartalmaz információt az egyes amplitúdók sorrendiségére vonatkozóan. Olyan esetekben, amelyekben a sorrendiségnek szignifikáns jelentősége lehet, azt további paraméterekkel kell figyelembe venni.

5. A vízszintes tengely abszolút összeggyakoriság skálája az $N_{össz}$ értékével való osztás útján relatív összeggyakoriság tengellyé alakítható. Ez a megadási forma közvetlenül utal a terhelésegyüttes reprezentatív voltára, azaz a tényleges terhelési folyamat hosszától független alkalmazhatóságára.

# Anyagmodellek, szilárdsági tulajdonságok

A szerkezeti anyagok terhelés alatti viselkedéséről, teherbírásáról próbatesteken végzett szilárdsági mérések alapján tájékozódhatunk. Alapvető információkat **időben állandó terhelést** közelítő, lassan növekvő terheléssel végzett, **statikus vizsgálatokkal** nyerhetünk. A **váltakozó igénybevétel** alatti teherbírás-jellemzőket **fárasztóvizsgálatokkal** (élettartam-vizsgálatokkal) határozzuk meg.

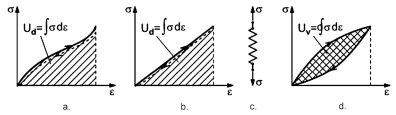
A statikus vizsgálatok közül elsődleges fontosságú a **szakítóvizsgálat,** amelynek eredménye a próbatestek húzó terhelés alatti deformációit leíró **feszültség-fajlagos nyúlásgörbe.** A különböző szerkezeti anyagok terhelés alatti viselkedése nagyon változatos. E viselkedés lényeges jellemzőinek leírására különböző anyagmodelleket vezethetünk be, amelyek egyben elősegítik a jelenségek jobb megértését is.

A **feszültség–fajlagos nyúlás diagramokon** a függőleges tengelyen a $\boldsymbol{\sigma = F/A_0}$ **feszültség,** míg a vízszintes tengelyen az $\boldsymbol{\varepsilon = \Delta l/l_0}$ **fajlagos nyúlás** szerepel, ahol F az alkalmazott húzóerő, $A_0$ a próbatest terheletlen keresztmetszete, $l_0$ a kiinduló mérési hossza, $\Delta l$ a megnyúlása.

## A rugalmas, a képlékeny és a rugalmas-képlékeny anyagmodell

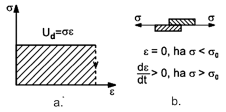
**Rugalmasnak** nevezzük az alakváltozást, ha a terhelés megszűnésekor a deformáció eltűnik, vagyis a próbatest visszanyeri eredeti alakját (16. ábra). Az ideálisan rugalmas alakváltozást rugómodellel szemléltetjük (16/c ábra). Az $\boldsymbol{E(\varepsilon) = d\sigma/d\varepsilon}$ **rugalmassági modulus** lineárisan rugalmas esetben állandó: $E(\varepsilon) = \sigma/\varepsilon$ (Hooke-törvény). A feszültség–fajlagos nyúlás görbe alatti terület az $\boldsymbol{U_d}$ **deformációs munka,** amelyet a terhelés megszűntével (leterheléskor) teljes mértékben visszanyerünk, a folyamat **reverzíbilis.** Speciális eset adódik, ha a terhelés növelésekor és a leterheléskor adódó görbe nem esik egybe. Ekkor a leterheléskor visszanyert alakváltozási energia kisebb, mint a terhelés növelésekor, így $\boldsymbol{U_v}$ **energia (hiszterézis) veszteség** adódik (16. ábra).

## 16. ábra - Rugalmas alakváltozás (a), lineárisan rugalmas alakváltozás (b), anyagmodell (c), alakváltozás energiaveszteséggel (d)




A merev-ideálisan képlékeny alakváltozás esetén a terhelés növelésekor bizonyos $\sigma_0$ feszültségig alakváltozás nem következik be, majd $\sigma>\sigma_0$ esetben ε **képlékeny** (plasztikus) **deformáció** lép fel, ami a terhelés megszűnésekor sem tűnik el (maradó deformáció, 17. ábra). Ezt a deformációtípust két, egymáson elmozduló, súrlódásos kapcsolatban lévő elemmel modellezhetjük, amelyek a $\sigma_0$ küszöbérték elérése után egymáson elmozdulnak.

## 17. ábra - Merev-ideálisan képlékeny alakváltozás (a) és az alakváltozás modellje (b)




Valóságos szerkezeti anyagaink nagy részének, elsősorban a fémeknek terhelés alatti alakváltozási tulajdonságai e két elméleti modell kombinálásából adódó **rugalmas-képlékeny** alakváltozási modellel írhatók le. Ilyenkor a **rugalmassági határig** a deformáció jó közelítéssel lineárisan rugalmas (elméletileg az ideálisan plasztikus anyagmodell $\sigma_0$, küszöbértékéig), majd ezt követően megindul a képlékeny alakváltozás is. Ezt a viselkedést a rugalmas és a képlékeny anyagmodell sorba kapcsolásával modellezhetjük (18. ábra). A $\sigma < \sigma_0$ terhelésnél a $\Delta l_r$ hosszváltozás tisztán rugalmas, $\sigma > \sigma_0$ esetén pedig megindul a képlékeny alakváltozás is, ami $\Delta l_{pl}$ hosszváltozást okoz. A teljes nyúlás $\Delta l = \Delta l_r + \Delta l_{pl}$. A 18. ábrán nagy képlékeny alakváltozási képességű **lágyacél** sematikus szakítódiagramja látható. A $\boldsymbol{\sigma_F}$ **folyáshatáron** megindul a képlékeny alakváltozás, és bizonyos deformációmértékig a terhelés növelése nélkül növekszik (ideálisan képlékeny viselkedés). Így $\sigma \geq \sigma_F$ esetén a fajlagos összdeformáció $\varepsilon = \varepsilon_r + \varepsilon_{pl}$, ahol $\varepsilon_r$ a rugalmas, $\varepsilon_{pl}$ a képlékeny **(plasztikus)** alakváltozási rész.

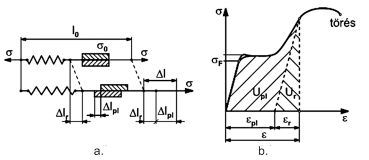
A folyási zónát a **felkeményedési** zóna követi, amelyben mind a rugalmas, mind a képlékeny alakváltozási rész növekszik. A terhelés megszüntetésekor az $\varepsilon_r$ rugalmas deformációrész eltűnik, míg az $\varepsilon_{pl}$ képlékeny alakváltozás megmarad, ezért a leterhelődés a lineárisan rugalmas alakváltozás egyenesével párhuzamos egyenes mentén következik be. Az $U_{pl}$ képlékeny alakváltozási energia elvész, míg a rugalmas alakváltozás $U_r$ alakváltozási munkarésze visszanyerhető.

Jelentős különbségek adódnak a különböző típusú szerkezeti anyagoknál abban a tekintetben, hogy milyen mértékű az anyag képlékeny alakváltozási képessége. A nagy szilárdságú acélok és az alumíniumötvözetek képlékeny alakváltozási képessége kisebb, mint a lágyacéloké (19. ábra). Általában nem adódik kifejezett folyáshatár; a képlékeny alakváltozás megindulását az alakváltozási görbe bekezdő, egyenes szakaszától való elhajlás jelzi a $\sigma_R$ rugalmassági határon. Ezt követően mind rugalmas, mind képlékeny alakváltozás fellép, a végső törést megelőzően azonban még számottevő képlékeny alakváltozás alakul ki. A képlékeny alakváltozási képességet **szívósságnak** is nevezzük.

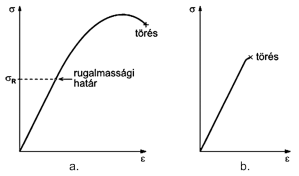
Az öntöttvasak egy részének, a kerámia, a kő, az üveg stb. képlékeny alakváltozási képessége igen kis mértékű. A törés kismértékű képlékeny alakváltozás után már bekövetkezik; a teljes terhelhetőségi tartományukban közelítőleg lineárisan rugalmas viselkedésűek (19. ábra). Az ilyen tulajdonságú anyagokat **rideg anyagoknak** is nevezzük.

A végső törésig felvett feszültség-nyúlás görbék (szakítódiagramok) alatti terület arányos a törés létrehozásához szükséges munka (energia) értékével. A 18. és 19. ábra szakítódiagramjai alapján látható, hogy a nagy képlékeny alakváltozási képességű anyagok törését **(szívós törés)** jelentős alakváltozás előzi meg, a törés jelentős munkabefektetést igényel. Rideg anyagok esetén ez lényegesen kisebb **(rideg törés).** Különösen nagy a fajlagos deformáció és a törési munka lágyacélok esetén.

### 18. ábra - Rugalmas-képlékeny anyagmodell (a), lágyacél sematikus szakítódiagramja (b)




### 19. ábra - Folyáshatár nélküli (a) és rideg (b) anyag sematikus szakítódiagramja




# A viszko-rugalmas anyagmodell

A **rugalmas,** a **képlékeny** és a **rugalmas-képlékeny** anyagmodellek esetén feltettük, hogy a terhelés alatti viselkedés nem függ a terhelés időtartamától, azaz a jellemzők függetlenek az időtől. Ez szobahőmérsékleten a legtöbb szerkezeti anyag esetén gyakorlatilag igaz.

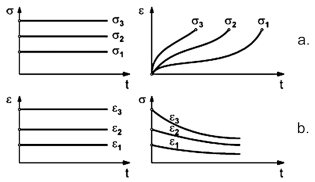
Műanyagoknál vagy magasabb hőmérsékleten (pl. fémeknél) azonban a terhelés alatti viselkedés jelentős mértékben időfüggő lehet. Függhetnek továbbá a jellemzők a terhelésnövekedés sebességétől is. Ezeket a tulajdonságokat **viszkózus tulajdonságoknak** nevezzük.

Az acélok, de általában a fémek közönséges hőmérsékleten és viszonylag kis terhelésnövekedési sebesség esetén gyakorlatilag időtől független viselkedésűek. Nagyobb T üzemi hőmérsékleten $T > (0{,}3\ldots0{,}4)\ T_{olv}$, ahol $T_{olv}$ az olvadási hőmérséklet (acélok esetén 350–400 °C) vagy igen nagy sebességű terhelésnövekedés esetén azonban jelentős viszkózus tulajdonságokat mutathatnak, amelyeket nem lehet figyelmen kívül hagyni.

A szerkezeti anyagok viszkózus tulajdonságait – az eddigiekhez hasonlóan – próbatesteken végzett, legtöbbször húzó vizsgálatokkal tanulmányozhatjuk. Az eddigiektől eltérően azonban a $\sigma(t)$ feszültség és $\varepsilon(t)$ alakváltozás időfüggő (t) paraméterek mellett megjelennek a feszültség- és alakváltozás sebesség, $\dot{\sigma} = d\sigma/dt$, $\dot{\varepsilon} = d\varepsilon/dt$ paraméterek is.

Az idő függvényében kialakuló viszkózus tulajdonságok: az állandó feszültségnél fellépő, időben növekedő megnyúlás, a **kúszás** (20. ábra) és az állandó deformáció esetén időben csökkenő feszültség, a **feszültségrelaxáció** (20. ábra). Kúszás esetén a terhelés fellépésével egyidejűleg kialakuló deformáció rugalmas deformációnak tekinthető, majd fellép a viszkózus deformáció, ami az időben növekszik. Nagyobb terhelés esetén a kúszás mértéke nő, hasonlóan nagyobb deformáció mellett a feszültségrelaxáció (csökkenés) is erőteljesebb.

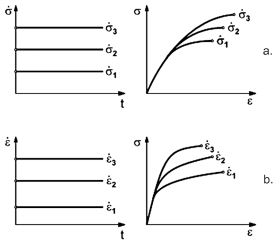
### 20. ábra - Kúszás állandó terhelés esetén (a), feszültségrelaxáció állandó alakváltozás esetén (b)




A feszültség- vagy alakváltozás sebességének hatását a $\sigma$–$\varepsilon$ diagramokon szemléltethetjük. Állandó terhelés- vagy alakváltozási sebesség esetén különböző sebességeknél eltérő $\sigma$–$\varepsilon$ görbéket kapunk. A kezdő szakasz mindkét esetben azonos egyenes mentén kialakuló, lineárisan rugalmas alakváltozási

jelleget mutat, növekvő sebesség esetén egyre nagyobb terhelési értékig, majd ezt követően alakul ki a viszkózus alakváltozás (21. ábra).

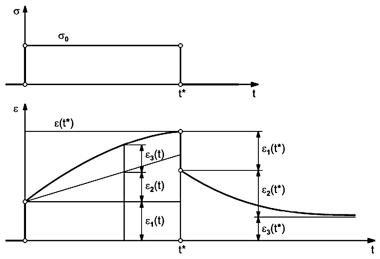
## 21. ábra - σ–e jelleggörbék állandó terhelésváltozási (a) és alakváltozási (b) sebesség esetén




Mivel a 20. és 21. ábra szerinti jellemzőkkel rendelkező anyagok esetén a viszkózus tulajdonságok mellett lineárisan rugalmas tulajdonságok is megjelennek, az ilyen anyagokat **viszko-rugalmas** vagy **viszko-elasztikus** anyagoknak nevezzük.

Ha a fenti tulajdonságokat mutató, állandó terhelésű próbapálca terhelését megszüntetjük, a 22. ábra szerinti alakváltozási jelleget tapasztaljuk. A t* időpontig kialakult ε(t*) összdeformáció $\varepsilon_1(t^*)$ része azonnal eltűnik, $\varepsilon_2(t^*)$ része fokozatosan tűnik el, majd $\varepsilon_3(t^*)$ része maradó alakváltozásként megmarad. Ezt a sajátos viselkedést a 23. ábra szerinti anyagmodellel lehet magyarázni.

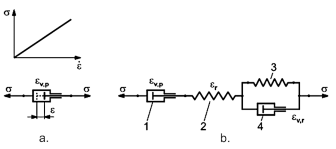
## 22. ábra - Viszko-elasztikus anyag leterhelése




Az $\varepsilon_3(t^*)$ maradó alakváltozás a képlékeny alakváltozáshoz hasonló jelleget mutat, azonban attól lényegesen eltér. A képlékeny alakváltozás a terheléssel egyidejűleg kialakul, míg a viszkózus alakváltozás az időben fokozatosan jön létre, másrészt a képlékeny alakváltozás egy bizony terhelési értéknél indul meg, míg a viszkózus bármely terhelés esetén kialakul.

A viszkózus tulajdonságok modellezésére a viszkózus csillapító modell használható. Ez folyadékkal teli hengerből és abban mozgó dugattyúból áll. A dugattyú elmozdulása esetén a newtoni viszkozitástörvény szerinti $\sigma = \eta d\varepsilon/dt$, azaz a deformáció sebességgel arányos fajlagos ellenállás erő alakul ki, η a viszkozitási állandó (23. ábra). A viszkózus csillapító modell és a lineáris rugó modell 23. ábra szerinti kombinációjával a viszko-elasztikus anyagmodellt kapjuk. A soros kapcsolás következtében az (1), (2) és a (3) és (4) párhuzamos kapcsolásával kialakított egységen a terhelés azonos, míg a (3, 4) elemeken az elmozdulások azonosak. Az $\varepsilon = \varepsilon_{v,\,p} + \varepsilon_r + \varepsilon_{v,\,r}$ teljes deformáció (22., 23. ábra) az $\varepsilon_{v,\,p}(= \varepsilon_3(t))$ **viszko-plasztikus,** az $\varepsilon_r(= \varepsilon_1(t))$ a **rugalmas,** az $\varepsilon_{v,\,r}(= \varepsilon_2(t))$ a **viszko-rugalmas** alakváltozási rész összege.

## 23. ábra - A viszkózus csillapító (a) viszko-elasztikus anyagmodell (b)




A 23. ábra szerinti anyagmodellel a viszkózus tulajdonságok közvetlenül modellezhetők. Kúszás esetén pl. a terhelés felvitelével egyidejűleg létrejön a rugalmas deformáció rész a rugón (2). A

csillapítóelemek (1, 4) és így a rugó (3) elmozdulása csak ezt követően, időkésleltetéssel alakul ki, ami időben növekedő ε(t) nyúlást okoz. Leterheléskor a rugalmas deformáció rész időkésleltetés nélkül eltűnik, míg a (3, 4) elemek alkotta egységen kialakult viszko-elasztikus deformáció a csillapító (4) ellenállása következtében, időkésleltetéssel tűnik el. A csillapító (1) viszko-plasztikus alakváltozása a maradó alakváltozási rész. A viszko-elasztikus anyagmodell (23. ábra) alkotóelemei paramétereinek változtatásával vagy egyes elemek elhagyásával a legváltozatosabb viszko-elasztikus viselkedésű anyagok modellezhetők.

# Gyakorlati szilárdsági méretezés

Az előzőekben bemutattuk a szilárdsági méretezés általános modelljét, és értelmeztük az ebben szerepet játszó fogalmakat és jellemzőket. Tárgyaltuk a terhelési modelleket, majd a szerkezeti anyagok terhelés alatti viselkedését és az anyagmodelleket elemeztük.

Minthogy a gépelemek tönkremenetele szempontjából a terhelések időbeli változásának jellege döntő jelentőségű, a gyakorlati méretezési eljárásokat az **alkalmazott terhelési modellek** szerinti tagolásban tárgyaljuk.

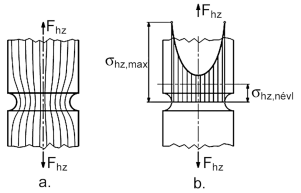
A számításokat a 9. ábra szerinti módon végezzük. A felvett terhelési modell alapján a szilárdságtan alapösszefüggéseivel határozzuk meg az ébredő **névleges feszültségeket.** Ezek a négy alap-igénybevételnek megfelelően a $\sigma_{hz}$ húzó-, $\sigma_{ny}$ nyomó-, $\sigma_{hz,\,ny}$ húzó-nyomó, $\sigma_{hj}$ hajlító-, $\tau_{ny}$ nyíró-, $\tau_{cs}$ csavaró- vagy ezek kombinációja esetén az egyenértékű névleges feszültségek. Az **alkatrész határállapoti jellemzőit,** a szerkezeti anyag próbatest-határállapoti jellemzőiből kiindulva, az alkatrész-kialakítás **teherbírást befolyásoló paramétereinek** függvényében, az adott igénybevételi módnak megfelelően, szintén **névleges feszültség formájában** határozzuk meg. Az alkatrészek kialakítását meghatározó paramétereknek a teherbírásra való hatása a különböző terhelési modellek esetén eltérő. Ezeket külön-külön, míg a minden esetben fontos szerepet játszó **bemetszések feszültséggyűjtő hatását,** az egyes terhelési esetekre vonatkozó méretezési eljárásokat megelőzően tárgyaljuk.

Felületen, vonal mentén vagy ponton való terhelésátadás esetén (bordás kötések, fogaskerekek, csapágyazások stb.) az ébredő igénybevétel jellemzője a felületi vagy vonalnyomás, pontszerű érintkezés esetén a Hertz-feszültség. A méretezés ilyen esetekben is a bemutatandó elvek szerint történik, azonban az adott gépelem sajátosságaihoz igazodó módon. Ezért ezek az egyes gépelemek tárgyalásánál szerepelnek.

## A bemetszések hatása

Az alkatrészeken a csatlakozóelemekkel való megfelelő kapcsolatok biztosítására különböző keresztmetszet-változások, vállak, hornyok, bordák, furatok stb. kialakítása szükséges. Ezek a keresztmetszet-változások a névleges feszültségek számításánál alapul vett szabályos, idealizált alapformákhoz képest, az erőfolyam megzavarása miatt, helyi **feszültségcsúcsokat,** esetenként többtengelyű feszültségállapotot okoznak (24. ábra). Hasonlóan feszültséggyűjtő hatásúak a lokális anyagszilárdság-változások (pl. edzett, nem edzett rész határa) vagy erőbevezetések is.

### 24. ábra - Erővonalak eltérítése (a), tengelyirányú feszültségek, körbefutó horony esetén (b)




A **feszültséggyűjtő hatás** mértékét σ feszültségek esetén a $K_{t,\,\sigma}$, τ feszültségek esetén a $K_{t,\,\tau}$ alaktényezővel számíthatjuk: $\sigma_{max} = K_{t,\,\sigma}\,\sigma_{névl}$, $\tau_{max} = K_{t,\,\tau}\,\tau_{névl}$, $\sigma_{max} \le R_{eH}$ (R), $\tau_{max} \le \tau_F$, ahol $\sigma_{névl}$, $\tau_{névl}$ a szilárdságtan alapösszefüggéseivel, a bemetszés nélküli keresztmetszetre számolt névleges feszültségek.

Az alaktényező a négy alap-igénybevételre különböző értékű, és $K_{t,\,\sigma,\,hz,\,ny} > K_{t,\,\sigma,\,hj} > > K_{t,\,\tau,\,cs}$. Az alaktényező csak a geometriai kialakítástól függ, az anyag minőségétől stb. független. Nem tartalmaz információt a feszültség keresztmetszetben való eloszlására. Meghatározása méréssel vagy számítással lehetséges, pl. végeselemes módszerrel.

A gyakorlatban előforduló bemetszési alakokra a vonatkozó tényezők, diagram vagy egyenlet formában, a szakirodalomban megtalálhatók.

# Méretezés időben állandó terhelési modell esetén, fémanyagokra

Időben állandó, statikus vagy egyszerűsítésként annak felfogható terhelés esetén az ébredő névleges feszültségek időben állandó értékek, és az igénybevételi mód függvényében egyetlen számértékkel megadhatók.

A **károsodás** vagy **tönkremenetel okai:**

- a terhelés alatt bekövetkező rugalmas deformáció működés szempontjából megengedett határértékének túllépése,
- maradó deformáció létrejötte, rugalmas-képlékeny anyagok esetén a folyáshatár átlépése,
- szívós törés rugalmas képlékeny anyagok esetén, a statikus szakítószilárdság túllépése,
- rideg törés kis képlékeny alakváltozási képességű, rideg (vagy alacsony hőmérsékleten elridegedett) anyagoknál, a szakítószilárdság túllépése,
- az anyag kúszása következtében nagyobb hőmérsékleten.

Szerkezeti anyagok statikus szilárdsági adatai

A szerkezeti anyagok statikus szilárdsági adatait szabványos próbatesteken, szabványban vagy egyéb szabályzatokban rögzített módon végrehajtott **anyagvizsgálatokkal,** kísérleti úton határozzuk meg. A gépészeti méretezés legfontosabb alapadatai a szakítóvizsgálattal meghatározott feszültség-nyúlás görbe alapján definiálhatók. A szakítóvizsgálat során a próbatestet fokozatosan növekedő erővel terheljük, a próbatestben ébredő feszültséget a $\sigma = F/A_0$ összefüggéssel a kezdeti, terheletlen $A_0$ keresztmetszetre számítjuk.

Az $\varepsilon$ fajlagos nyúlást a próbatest $\Delta l$ megnyúlása és az $l_0$ kezdeti hossza, $\varepsilon = \Delta l/l_0$ hányadosaként számítjuk. Általában $d_0$ = 7,5–10 mm átmérőjű, polírozott, sima (bemetszés nélküli), hengeres próbatestet alkalmazunk, két végén a **szakítógépbe** való befogáshoz szükséges kialakítással. A hengeres rész mérőhossza $l_0 = (5–10)d_0$ (egyéb próbatest formák és méretek is lehetségesek).

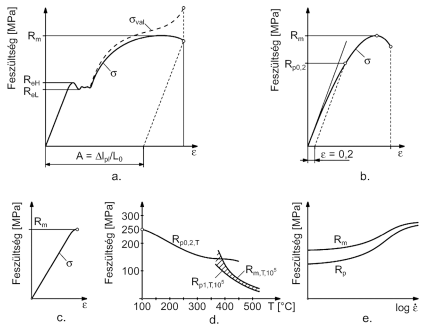
A szakítódiagram alapján a következő adatokat határozzuk meg (25. ábra):

- Folyáshatár ($R_e$), ami a képlékeny alakváltozás, a folyás megindulását jelenti. Kifejezett folyáshatárral rendelkező **lágyacélok** esetén $\mathbf{R_{eL}}$ alsó és $\mathbf{R_{eH}}$ felső **folyáshatár** különböztethető meg (25. ábra).
- Kifejezett folyáshatárral nem rendelkező anyagok (pl. nagy szilárdságú acélok, alumíniumötvözetek, gömbgrafitos öntöttvas stb.) esetén a folyáshatárt a 0,2% maradó nyúláshoz tartozó **0,2-es nyúláshatár,** $\mathbf{R}_{p,\,0,2}$ helyettesíti. A 0,2% maradó nyúlástól eltérő nyúláshatárok is értelmezhetők. Ezeknél az indexben az adott százalékos maradónyúlás-érték szerepel. **Olyan esetekben, amelyekben a folyáshatár és a nyúláshatár fizikai tartalma a vizsgált kérdés tekintetében egyenértékű, az $\mathbf{R_p}$ jelölést használjuk.**
- Az $\mathbf{R_m}$ **szakítószilárdság** a vizsgálat során fellépő legnagyobb feszültség.
- Az **A szakadási nyúlás** a törés bekövetkezése után mérhető $\Delta l_{pl}$ legnagyobb maradó nyúlás és a kezdeti $l_0$ hossz hányadosa százalékban. A vonatkoztatási hossz az általában használt $A_5$ esetén $l_0 = 5d_0$, ahol $d_0$ a próbatest kezdeti átmérője.

- A **Z törési kontrakció** a kezdeti $A_0$ keresztmetszetre vonatkoztatott $\Delta A$ keresztmetszet-csökkenés a törés helyén, $Z = \Delta A/A_0$ százalékban.

- Nagyobb hőmérsékleten végzett szakítóvizsgálatok alapján (vasalapú anyagoknál T > 100 °C) $\mathbf{R_{m,\ T}}$ a **meleg szilárdság** és $\mathbf{R_{p,\ T}}$ a **meleg nyúláshatár,** majd T > 350–400 °C feletti időtartam-vizsgálatok alapján a hőmérséklet- és időfüggő **időtartam-szilárdság** $\mathbf{R}_{m,\ T,\ t}$ és az **időtartam-nyúláshatár** $\mathbf{R_{p,\ T,\ t}}$. (Pl. az $R_{p1,\ T,\ t}$ az a feszültség, amelyet t ideig fenntartva T hőmérsékleten, a kúszás következtében 1% maradó deformáció alakul ki (25. ábra).

## 25. ábra - Lágyacél szakítódiagramja (a), az $R_{p0,2}$ határ értelmezése (b), lemezgrafitos öntöttvas szakítódiagramja (c), meleg szilárdsági adatok ötvözetlen szerkezeti acél esetén (d), $R_m$ és $R_e$ növekvő deformációsebességnél (e)




1. **Nyomó, nyíró, hajlító és csavaró vizsgálatok** a szakítóvizsgálathoz hasonlóan végezhetők próbatesteken, a $\sigma_{F,\ ny}$, $\sigma_{B,\ ny}$ $\tau_{F,\ ny}$ $\tau_{B,\ ny}$ $\sigma_{F,\ hj}$, $\sigma_{B,\ hj}$, $\tau_{F,\ cs}$, $\tau_{B,\ cs}$ folyáshatár- és törésiszilárdság-értékek meghatározására. A gyakorlatban ilyen adatok ritkán állnak rendelkezésre, ezért ezeket általában a szakítóvizsgálati adatokból, számítással határozzuk meg.

2. Lemezgrafitos öntöttvas és rideg anyagok esetén, $R_{p,\ 0,2}$ határ, a rideg törés következtében nem létezik (25. ábra).

3. A szakítóvizsgálat során, a megnyúlás növekedésével a próbatest-keresztmetszet fokozatosan csökken. A csökkenés mértéke a folyáshatárt követően, majd a szakítószilárdság elérése után a kontrakció következtében jelentős, így a kezdeti keresztmetszetre számított ún. **mérnöki feszültség** egyre jobban eltér a mindenkori, tényleges A keresztmetszetre számított, $\sigma_{val} = F/A$ **valódi feszültségtől** (25. ábra).

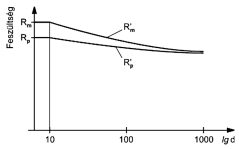
4. A szakítóvizsgálatok során alkalmazott kis $\dot{\varepsilon}$ deformációnövekedési sebesség ($\sim 10^{-4}$/s) kis terhelésnövekedési sebességet okoz. Növekvő deformációnövekedési sebességgel azonban pl. az acélok egyre kifejezettebb viszko-rugalmas tulajdonságokat mutatnak. Az $\dot{\varepsilon}$ növekedésével mind a folyáshatár, mind a szakítószilárdság növekszik, azonban a két érték egyre közelebb kerül egymáshoz (25. ábra), így nő a rideg törés kockázata. A mértékadó anyagjellemzők nagysebességű szakítóvizsgálattal vagy különböző **ütővizsgálatokkal** nyerhetők.

Anyagszilárdság az alkatrészben

A szerkezeti anyagok szilárdsági adatait (határállapoti jellemzőit) próbatesteken határozzuk meg. A tényleges alkatrészekben az „anyagtulajdonságok" ettől eltérhetnek.

Hőkezelt alkatrészekben a kéreg és a mag – nagyobb méreteknél növekvő mértékben – eltérő hűlési viszonyainak következtében különböző szövetszerkezet alakulhat ki, ami a szilárdsági értékek csökkenését okozhatja. Hengerelt anyagoknál, továbbá a szálirányra merőleges igénybevételek esetén kisebb szilárdsági értékek adódnak (26. ábra). E hatásokat formálisan a $K_{d,\ m} \leq 1$, $K_{d,\ p} \leq 1$ **technológiai mérettényezőkkel,** illetve a $K_{An} < 1$ **anizotrópia tényezővel** lehet figyelembe venni. Így az **alkatrész anyagszilárdság $R'_m$ és $R'_p$** értékei az: $R'_m = R_m K_{d,\ m} K_{An}$, $R'_p = R_p K_{d,\ p} K_{An}$ összefüggéssel számíthatók, ahol $R_p$ az $R_{eH}$ folyáshatár vagy adott értékhez tartozó fajlagos nyúláshatár. $K_{d,\ m} \neq K_{d,\ p}$ a jellemző d méret és az anyagminőség függvénye, értéke általában $K_d$, … ~ 0,70…0,95, növekvő átmérő és hőkezelés esetén kisebb, pontosabb értéke esetenként a szabványos anyagtáblázatokban található vagy számítással határozható meg. $K_{An}$ értéke az anyagminőség függvénye: $0,8 < K_{An} < 0,9$.

## 26. ábra - A méret hatása a statikus szilárdsági adatokra




**Nyírás esetén** anyagvizsgálati adatok általában nem állnak rendelkezésre. A nyírószilárdság- és folyáshatár-adatokat a megfelelő szakítószilárdsági értékekből határozhatjuk meg: $\tau'_{B,\,ny} = r_\tau R'_m$, $\tau'_{F,\,ny} = r_\tau R'_p$, ahol $r_\tau = 0{,}58$, acél és acélöntvényre, gömbgrafitos öntöttvasra $r_\tau = 0{,}65$, temperöntvényre $r_\tau = 0{,}75$, lemezgrafitos öntöttvasra $r_\tau = 0{,}85$.

A **nyomószilárdsági adatok** acél és acélöntvények esetén megegyeznek a szakítószilárdsági adatokkal, míg az öntöttvasaknál nagyobbak: $\sigma'_{B,\,ny} = K_p R'_m$, $\sigma'_{F,\,ny} = K_p R'_p$, ahol $K_p = 1$ acél és acélöntvény esetén, gömbgrafitos öntöttvasra $K_p = 1{,}3$, temperöntvényre $K_p = 1{,}5$, míg lemezgrafitos öntöttvasra $K_p = 2{,}5$.

Nagyobb hőmérsékleten a megfelelő melegszilárdsági adatok szükségesek, míg alacsonyabb hőmérsékleten, –40 °C-ig a normál hőmérsékleti szilárdsági adatok vehetők figyelembe, ugyanakkor az anyag ridegedése következtében növekszik a rideg törési hajlam.

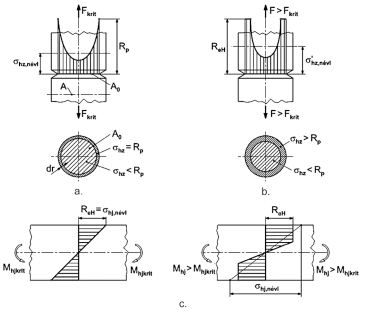
Az alkatrész-teherbírás

Valóságos alkatrészeken mindig találunk bemetszéseket, amelyek megzavarva a bemetszés nélküli keresztmetszetek egyenletes feszültségeloszlását, helyi csúcsfeszültségeket okoznak (24. ábra).

Tekintsük a feszültségeloszlást egy körbefutó bemetszés $A_0$ kritikus keresztmetszetében olyan $F_{krit}$ terhelőerő esetén, amelyre $\sigma_{max} = K_{t,\,\sigma}\sigma_{névl} = R_p$, $\sigma_{névl} = F/A_0$ (27. ábra). Jóllehet a keresztmetszet dr vastagságú körgyűrű felületén megindul a maradó alakváltozás, mind a keresztmetszet egyéb pontjaiban, mind egyéb A keresztmetszetekben még rugalmas az alakváltozás. A kritikus keresztmetszet még rugalmasan deformálódó részei mintegy megtámasztják a plasztikusan deformálódó részt, ezért ezt a hatást **támasztóhatásnak** nevezzük. Egy bemetszés nélküli próbatestben ezzel szemben, az egyenletes feszültségeloszlás következtében, a folyáshatár elérésekor a maradó deformáció minden pontban egyidejűleg megindul. Így a bemetszett próbatestben az $F_{krit}$ erő elérésekor ehhez az állapothoz képest még jelentős teherbírás-tartalék van. $F > F_{krit}$ erőnél, a plasztikusan deformálódó zóna az $A_0$ középpontja felé kiterjed, $\sigma_{max} \sim R_{eH}$. feszültségértékkel (27. ábra). Az alkatrész egésze tekintetében a maradó deformáció még mindig csak egyetlen keresztmetszet kis részére terjed ki, az alkatrész egésze tekintetében a maradó nyúlás elhanyagolható. További terhelésnövekedés is lehetséges, amíg az $A_0$ keresztmetszet minden pontjában megindul a folyás, és így, egyetlen keresztmetszetben a nem bemetszett próbatest esetével összehasonlítható állapot alakul ki.

Hasonló megállapítások tehetők hajlítás és csavarás esetére is, mivel az itt kialakuló inhomogén feszültségeloszlás ebből a szempontból „bemetszésnek” tekinthető (27. ábra).

## 27. ábra - A maradó nyúlás megindulása (a), a képlékeny zóna terjedése (b), támasztó hatás hajlításnál (c)



A kellő anyagkihasználást lehetővé tevő, az alkatrész tönkremenetele szempontjából mértékadónak tekinthető alkatrész-szakítószilárdság és folyáshatár számítására ezért a $K_{t,\sigma}$, $K_{t,\tau}$ alaktényező helyett a **$\beta_{pl,\sigma} \leq K_{t,\sigma}$, $\beta_{pl,\tau} \leq K_{t,\tau}$ statikus igénybevételre vonatkozó bemetszési tényezőt** használjuk, amely a támasztó hatást is figyelembe veszi.

Így az **alkatrész-szakítószilárdság és -folyáshatár** a négy alap-igénybevétel esetén: $\sigma_{BK,\,hz,\,ny} = R'_m/\beta_{pl,\,\sigma,\,hz,\,ny}$, $\sigma_{FK,\,hz,\,ny} = R'_p/\beta_{pl,\,\sigma,\,hz,\,ny}$, $\sigma_{BK,\,hj} = R'_m/\beta_{pl,\,\sigma,\,hj}$, $\sigma_{FK,\,hj} = R'_p/\beta_{pl,\,\sigma,\,hj}$, $\tau_{BK,\,ny} = \tau'_{B,\,ny}/\beta_{pl,\,\tau,\,ny}$, $\tau_{FK,\,ny} = \tau'_{F,\,ny}/\beta_{pl,\,\tau,\,ny}$, $\tau_{BK,\,cs} = \tau'_{B,\,ny}/\beta_{pl,\,\tau,\,cs}$, $\tau_{FK,\,cs} = \tau'_{F,\,ny}/\beta_{pl,\,\tau,\,cs}$, ahol **húzás-nyomás** esetén $\beta_{pl,\,\sigma,\,hz,\,ny} \sim 1$, **hajlítás** esetén $\beta_{pl,\,\sigma,\,hj} \sim 0{,}833$, **nyírás** esetén $\beta_{pl,\,\tau,\,ny} \sim 1$, **csavarás** esetén $\beta_{pl,\,\tau,\,cs} \sim 0{,}833–0{,}9$; a nagyobb értékek felületi edzés esetén (rideg kéreg) érvényesek.

Tekintettel a **lemezgrafitos öntöttvasak** rideg viselkedésére, vagyis arra, hogy folyáshatár és támasztó hatás nincs, $\beta_{pl,\,\sigma} = K_{t,\,\sigma}$, $\beta_{pl,\,\tau} = K_{t,\,\tau}$, és a vonatkozó egyenletek nem érvényesek.

A támasztó hatás pontosabb figyelembevétele a helyi deformációs viszonyok elemzése alapján, számítás vagy mérés útján lehetséges.

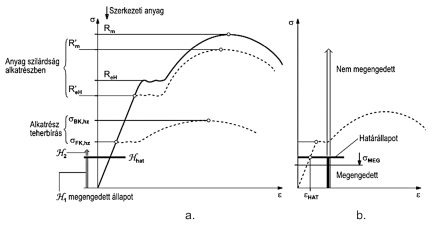
Biztonsági tényező statikus igénybevétel esetén

Időben állandó terhelési modell esetén a külső terhelések hatására ébredő üzemi feszültségek a négy alap igénybevételre névleges feszültségek formájában állnak rendelkezésre: $\sigma_{hz,\,ny}$, $\sigma_{hj,}$ $\tau_{ny}$, $\tau_{cs}$. A tervezendő alkatrész teherbírását az alkatrészre vonatkozó folyáshatár és szakítószilárdság megadásával, szintén a névleges feszültségek formájában határozzuk meg.

A **határállapot kijelölése** a követelményeknek, tönkremeneteli kritériumoknak megfelelően, **a tervező feladata.** Ennek függvényében a $H_{hat}$ határállapoti jellemző, illetve a $H_1$ megengedett és $H_2$ nem megengedett állapotok halmaza kijelölhető. A 28. ábrán húzó igénybevétel esetére ábrázoltuk e halmazokat, amelyek az egydimenziós terhelési és teherbírási adatoknak megfelelően egydimenziós halmazok.

A 28. ábrán olyan méretezési eset szerepel, amelyben a működőképesség érdekében a rugalmas deformáció mértékét $\varepsilon_{HAT}$ értékben korlátozni kell. Ekkor a feszültség paraméterben megadott határállapot: $H_{hat} = \varepsilon_{HAT}\,E$, ahol E a rugalmassági modulus.

## 28. ábra - A határállapot kijelölése húzó igénybevétel esetén




Általános esetben a plasztikus deformáció megjelenése tekinthető tönkremeneteli kritériumnak: $H_{hat,\,hz} = \sigma_{Fk,\,hz,\,ny}$ húzó-nyomó igénybevétel esetén. Lemezgrafitos öntöttvasak esetén a $\sigma_{Bk,\,hz,\,ny.}$ szakítószilárdság lehet a határállapoti jellemző. A hajlítás, nyírás, csavarás esetén hasonlóan járhatunk el, figyelembe véve az igénybevételi módnak megfelelő teherbírási jellemzőket.

Az S biztonsági tényezőt felvéve és bevezetve a megengedett feszültség, $\sigma_{meg}$ fogalmát: $\sigma_{meg,\,hz,\,ny} = H_{hat,\,hz,\,ny}/S_{hz,\,ny}$, $\sigma_{meg,\,hj} = H_{hat,\,hj}/S_{hj}$, $\tau_{meg,\,ny} = H_{hat,\,ny}/S_{ny}$, $\tau_{meg,\,cs} = H_{hat,\,cs}/S_{cs}$.

A méretezés kritériuma ebben az esetben egy relációval fejezhető ki: $\sigma_{hz,\,ny} \leq \sigma_{meg,\,hz,\,ny}$, $\sigma_{hj} \leq \sigma_{meg,\,hj}$, $\tau_{ny} \leq \tau_{meg,\,ny}$, $\tau_{cs} \leq \tau_{meg,\,cs}$

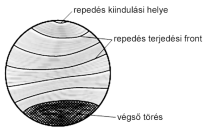
A relációkkal biztosítjuk azt, hogy az ébredő üzemi feszültségek mindenkor a megengedett tartományba essenek, legalább az előírt biztonsággal. Összetett igénybevétel esetén az ébredő feszültség-összetevőkből egyenértékű feszültséget határozunk meg a szilárdságtani elméletek alapján, és erre alkalmazzuk az egyenletet.

A biztonsági tényező értékének megválasztása, az összes körülmény mérlegelésével, a tervező feladata. Általános esetben, folyáshatár vagy az alatti határállapot esetén S ~ 1,3–2, a szakítószilárdságra vonatkoztatva: S ~ 2–3.

# Méretezés állandó amplitúdójú és középfeszültségű terhelési modell esetén

Időben váltakozó igénybevétel esetén a tönkremeneteli folyamat alapvetően eltér a statikus terhelésűtől. Váltakozó igénybevételnél már a folyáshatár alatti feszültségeknél is **mikrorepedések** keletkezhetnek, általában az alkatrészek felületén, bemetszett alkatrészeknél elsősorban hornyokon, vállakon, egyéb feszültséggyűjtő helyeken. E mikrorepedések a terhelésváltakozás során fokozatosan terjedve **makrorepedésekké** növekedhetnek. Ezeknek következtében a csökkenő méretű, legyengült „ép" keresztmetszetrészen így már kisebb terhelés esetén is egy bizonyos $N < \infty$ ciklusszám után bekövetkezhet a törés. A törési keresztmetszeten gyakran azonosítható kagylós felületrész a repedésfront továbbterjedésének a nyoma, míg a végső törési felület általában durva egyenetlenségeket mutat (29. ábra). Szemben a statikus töréssel, itt a végső törést még nagy deformációképességű, szívós anyagok esetén sem előzi meg jelenős képlékeny alakváltozás: rideg törés jön létre. E tönkremeneteli folyamatot **kifáradásnak** nevezzük, amelynek eredménye a **fáradt törés.**

### 29. ábra - Kifáradásos töretfelület



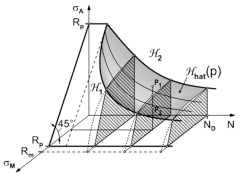

Mivel kifáradás esetén a tönkremeneteli folyamat alapvetően eltér a statikus tönkremenetelnél tapasztalttól, az időben állandó igénybevételre vonatkozó teherbírási jellemzők, szilárdsági adatok váltakozó igénybevétel esetén nem alkalmazhatók. A teherbírási jellemzőket **kifáradási vizsgálatokkal** határozzák meg. Ezekben meghatározott paraméterű, időben váltakozó igénybevétellel terhelünk próbatesteket (a szerkezeti anyagok jellemzőinek meghatározásához) vagy valódi alkatrészeket, számlálva a törés bekövetkezéséig szükséges **N ciklusszámot,** ami egyben az **élettartam** mértéke. A tapasztalatok szerint, azonos terhelés esetén is igen tekintélyes szórások adódnak az élettartamokban, így egy-egy terhelési szinten több (minimálisan 10–20) próbatest vizsgálata szükséges. A kapott ciklusszámok az **élettartam- (valószínűségi) eloszlás függvényére** vett minta elemei, amelyek **statisztikai feldolgozásával** nyerhetünk a gyakorlati méretezés számára is alkalmas, megfelelő megbízhatóságú kiinduló adatokat.

# Szerkezeti anyagok határállapoti jellemzői állandó amplitúdójú és középfeszültségű terhelési modell esetén

Hasonlóan a statikus anyagvizsgálatokhoz, a kifáradási vizsgálatokat is általában szabványos, 7,5–10 mm átmérőjű, hengeres, nem bemetszett, polírozott próbatestekkel végezzük. A leggyakrabban alkalmazott igénybevétel a húzás-nyomás, illetve a forgó-hajlítás. A szerkezeti anyagok teherbírás adatai a próbatestekre vonatkoznak.

A $\sigma_m$ = áll., $\sigma_a$ = áll. terhelésmodell esetén a **határállapoti jellemzők $\{\sigma_M; \sigma_A; N\}$ értékhármassal** adhatók meg; a határállapoti felület a $\sigma_M$; $\sigma_A$; N koordinátarendszerben ábrázolható. A 30. ábrán a $H_1$ megengedett, $H_2$ nem megengedett, háromdimenziós részhalmazok és az azokat elválasztó $H_{hat}$ határállapoti felület jellegét ábrázoltuk húzó-nyomó igénybevétel esetére, a $\sigma_M + \sigma_A = R_p$ síkkal elmetszve. Az $R_p$ értéket meghaladó igénybevételek már maradandó deformációt okoznak, és a gyakorlati méretezés szempontjából már nem megengedettek. Tekintettel a kifáradási adatok statisztikus jellegére, a $H_{hat}$ felülethez egy p valószínűség érték is tartozik (pl. p = 97,5%). A p annak a valószínűsége, hogy egy próbatest törése a $P \in H_1$ ponttal jellemezhető.

## 30. ábra - Határállapoti felület $\sigma_M$ = áll., $\sigma_A$ = áll. terhelési esetben

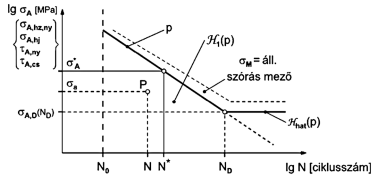


A gyakorlatban a $H_{hat}(p)$ felület síkmetszeteit használjuk: $\sigma_M$ = áll. esetén adódik a $\sigma_A = \sigma_A(N)$ Wöhler- vagy kifáradási görbe, míg N = áll. esetén a $\sigma_A = \sigma_A(\sigma_M)$ Haigh-diagram. A határállapoti felület és a metszetgörbéinek jellege minden igénybevételi esetben azonos, ahol $R_p$ értelemszerűen $\sigma_{F,\,hj}$, $\tau_{F,\,ny}$, $\tau_{F,\,cs}$ értékekkel helyettesítendő. Ugyanez igaz alkatrészek megfelelő görbéire is.

a) A Wöhler-görbe

A p valószínűség értékhez tartozó Wöhler-görbe (31. ábra) alatti sík rész a megengedett állapotok $H_1(p)$ halmaza az adott $\sigma_m = \sigma_M$ = áll. középfeszültségen. Tetszés szerinti $P\{\sigma_a; N\} \in H_1$ esetén törés nem következik be, N-nél kisebb ciklusszámoknál. A $H_{hat}(p)$ halmaz maga a Wöhler-görbe, amely tetszés szerinti bármely N* élettartamhoz megadja azon $\sigma^*_A$ határfeszültség amplitúdóértéket rögzített $\sigma_m = \sigma_M$ = áll. középfeszültség esetén, amelyre $\sigma_a \le \sigma^*_A$ ébredő (üzemi) feszültségamplitúdónál $N < N^*$ ciklusszámnál, p valószínűséggel nem következik be törés. A görbe az $N_0 < N < N_D$ tartományon kettős logaritmikus rendszerben egyenessel közelíthető, $N \ge N_D$ tartományban vízszintes egyenes. Acélokra $N_D = (2–10) \cdot 10^6$, általában $N_D = 2 \cdot 10^6$, más esetekben (pl. alumíniumötvözetek, fogaskerekek felületi terhelése, csapágyak) $N_D \Rightarrow \infty$. Az $N < N_0 \sim 10^3–10^4$ a kisciklusú fáradás tartománya csak néhány speciális esetben bír jelentőséggel, így ezzel nem foglalkozunk.

## 31. ábra - A Wöhler-görbe

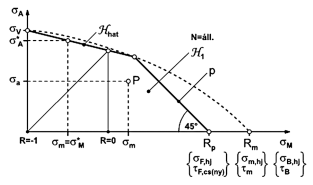



Az $N_D$ ciklusszámot **kifáradási határciklusszámnak,** míg az ehhez tartozó $\sigma_{AD}(N_D)$ értéket **kifáradási határ amplitúdónak** nevezzük. A $\{\sigma_{AD}(\sigma_M); N_D\}$ koordináták a kifáradási határt jelölik az adott $\sigma_M$ középfeszültség esetén, az adott p valószínűséggel. Ez tehát azt jelenti, hogy $\sigma_a(\sigma_m) \le \sigma_{AD}(\sigma_m = \sigma_M; N_D)$ feszültségamplitúdó esetén törés elméletileg $N = \infty$ ciklusszám esetén sem következik be, így az élettartam, az adott valószínűséggel, gyakorlatilag végtelennek tekinthető. A $\sigma_a(\sigma_m) \ge \sigma_{AD}(\sigma_m = \sigma_M; N_D)$ esetén törés $N < N_D$ véges ciklusszám után bekövetkezik, ezért ezt a zónát **időtartam-szilárdsági tartománynak** is nevezzük.

b) A Haigh-diagram

A Haigh-diagram belső pontjai a megengedett állapotok kétdimenziós halmazát alkotják: $P\{\sigma_m; \sigma_a\} \in H_1$ ébredő feszültségek esetén, a rögzített N ciklusszámot megelőzően (32. ábra) törés nem következik be az adott p valószínűséggel. Szokás ezért ezt a területet **biztonsági területnek** is nevezni. A diagram $H_{hat}$ határgörbéje megadja bármely $\sigma_m = \sigma^*_M$ középfeszültséghez azon $\sigma^*_A$ amplitúdóértéket, amelyre $\sigma_a \le \sigma^*_A$ esetén, az adott p valószínűséggel, az N ciklusszámot megelőzően nem következik be a törés.

## 32. ábra - A Haigh-diagram



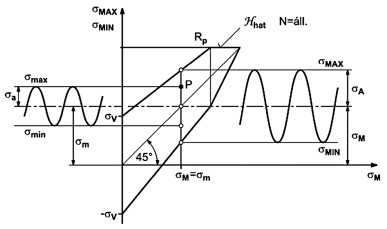
A Haigh-diagram határgörbéjét a gyakorlati számítások esetén jó közelítéssel két egyenes szegmenssel helyettesíthetjük, elhagyva azon diagramrészt, amelyhez tartozó pontok már maradó deformációt okozó feszültségeket jelentenek. Az igénybevételi módnak megfelelően, a diagram felső lehatárolása a megfelelő folyáshatártól indított 45°-os hajlásszögű egyenessel történik. Így a Haigh-diagram a folyáshatár és két $\{\sigma_M; \sigma_A\}$, nem a 45°-os egyenesre eső pont ismeretében megszerkeszthető. A leggyakrabban az $R_{\sigma(\tau)} = -1$ tiszta lengő és $R_{\sigma(\tau)} = 0$ tiszta lüktető terhelési esethez tartozó határamplitúdók ismertek.

Az alkatrész-teherbírás meghatározásában kitüntetett szerepe van a függőleges tengelyen szereplő $\sigma_V$ tiszta lengőfeszültség (zéró középfeszültségű) amplitúdónak, ezért ezt a jelölésben is megkülönböztetjük.

c) A Smith-diagram

Egy adott N ciklusszámhoz rendelt Smith-diagram információtartalma azonos a Haigh-diagraméval, csak az ábrázolási módban van eltérés. A vízszintes tengelyen a $\sigma_M$ középfeszültség-értékek, míg a függőlegesen a hozzá tartozó $\sigma_{MAX}$ és $\sigma_{MIN}$ határállapoti feszültségek szerepelnek. A diagram felső lehatárolása az $R_p$ értéknél történik; a felső és alsó határgörbe így két-két egyenes szegmenssel helyettesíthető (33. ábra). Abban az esetben, ha pl. egy $\sigma_{max}$; $\sigma_m$ értékpárossal megadott ébredő feszültség függvényre a $P\{\sigma_{max}; \sigma_m\}$ a diagram belső pontja, törés az N ciklusszámot megelőzően, p valószínűséggel nem következik be. A Smith-diagram, hasonlóan a Haigh-diagramhoz, néhány ismert pontja alapján megszerkeszthető.

## 33. ábra - Smith-diagram




1. A Haigh- és Smith-diagramok azon jellegzetességét, hogy növekvő középfeszültséggel a határállapoti amplitúdók általában csökkennek, **középfeszültség érzékenységnek** nevezzük.

2. A Haigh- és Smith-diagramok két egyenes szegmenssel való lehatárolása helyett egy vagy kettőnél több egyenes szegmenssel való lehatárolás is lehetséges. Ez lényegileg a középfeszültség-érzékenység eltérő módon való figyelembevételét jelenti.

d) A szerkezeti anyag határállapoti jellemzői $N \geq N_D$ élettartamra

A szerkezeti anyagok határállapoti jellemzői mind a négy alap igénybevétel esetére a megfelelő Wöhler-görbék vagy Haigh- (Smith-)diagramok formájában adhatók meg.

Az általános gépépítésben a szükséges élettartam $N_{szüks} > (2–10) \cdot 10^6 = N_D$ ciklusszám, a legnagyobb gyakorlati jelentőséggel az elméletileg végtelen élettartamra való méretezés bír. Ezt a továbbiakban **kifáradási határra való méretezésnek** nevezzük.

Ebben az esetben az $N_D = (2–10) \cdot 10^6$ ciklusszámhoz tartozó Haigh- vagy Smith-diagram a kifáradási határértékeket tartalmazza. Mint említettük, a bekezdő határoló egyenes két pontjának és a folyáshatárnak az ismerete a Haigh- (vagy Smith-)diagram megszerkesztéséhez elegendő.

A különböző szabványokban, gyártóművi táblázatokban általában az $R_\sigma = -1$ (tiszta lengő) és az $R_\sigma = 0$ (tiszta lüktető) kifáradási határértékek találhatók. Sok esetben azonban csak az $R_\sigma = -1$ értékhez tartozó $\sigma_{V, D, hz.ny}$ húzó-nyomó kifáradási határértéket adják meg. Ebből kiindulva, **hajlítás** esetére acélokra: $\sigma_{V, D, hj} = (1{,}11–1{,}25)\sigma_{V, D, hz.ny}$ vehető.

Csavarás esetén $\tau_{V, D, cs} = (0{,}55–0{,}61)\sigma_{V, D, hz.ny}$, általános esetben $\tau_{V, D, cs} = 0{,}577\sigma_{V, D, hz.ny}$, rideg öntöttvas esetén $\tau_{V, D, cs} = (0{,}8–1)\sigma_{V, D, hz.ny}$.

Egyéb adat hiányában a Haigh-diagramot az **$M_\sigma$ középfeszültség érzékenységi tényezőt az** érték alapján szerkeszthetjük meg,

$$M_\sigma = \frac{\sigma_{V,D} - \sigma_{A,D}(R_\sigma = 0)}{\sigma_M(R_\sigma = 0)}$$

elfogadva közelítésként $M_\sigma$ középfeszültségtől való függetlenségét. $M_\sigma$ értéke az $M_\sigma = 3{,}5 \cdot 10^{-4} R_m$[N/mm$^2$] + a összefüggéssel számítható, ahol acélokra a = –0,1, acélöntvényre a = 0,05, gömbgrafitos öntöttvasra a = 0,08, temperöntvényre a = 0,13, míg lemezgrafitos vasöntvényre $M_\sigma = 0{,}5$.

Csavarás estén az $M_\tau = bM_\sigma$, ahol b = 0,58 acélokra és acélöntvényre, gömbgrafitos öntöttvasra b = 0,65, temperöntvényre b = 0,5, míg lemezgrafitos vasöntvényre b = 0,85.

A fenti adatokkal az egyes **egyszerű igénybevételi esetekre** a Haigh-diagramok, így a kifáradási határamplitúdók minden középfeszültség-értékre megszerkeszthetők; a szerkezeti anyag határállapoti adatai rendelkezésre állnak.

Ha $N < N_D$, azaz véges élettartamra kell méreteznünk, az N ciklusszámhoz tartozó Haigh-diagram vagy a megfelelő Wöhler-görbe ismerete szükséges.

Az alkatrész határállapoti jellemzői $N \geq ND$ élettartamra, egyszerű igénybevétel esetén

Az alkatrész-határállapoti jellemzőket, hasonlóan a statikus terhelési esethez, a próbatestekre vonatkozó adatokból kiindulva, az alkatrész-kialakítás kifáradási szempontból lényeges paramétereinek függvényében határozhatjuk meg. Ezek az **alkatrész jellemző mérete,** a **kialakítás** és a **felületi kezelés paraméterei.** Az alkatrész-határállapot megadása a szerkezeti anyagoknál alkalmazott biztonsági területek, a Haigh- vagy Smith-diagramok meghatározásával történik. A továbbiakban a Haigh-diagramot fogjuk alkalmazni.

Mérethatás

Az alkatrész jellemző átmérője (mérete), a statikus igénybevételhez hasonlóan, váltakozó igénybevétel esetén is befolyással van a határállapoti jellemzőkre. A hatás mértékét a technológiai mérethatáson felül a méret függvényében eltérő mértékű támasztó hatás, továbbá az ún. statisztikai mérethatás is befolyásolja. Ez utóbbi azt jelenti, hogy egy felületi mikroszerkezeti gyenge pont kialakulásának valószínűsége, ahonnan a repedés elindulhat, növekvő felülettel növekszik.

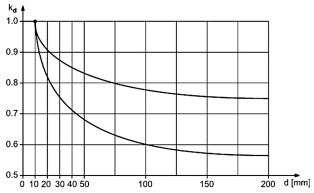
A mérethatás figyelembevételére a kísérletileg meghatározható **mérettényező:**

$$k_d(d) = \frac{\sigma_{V,D,R}(d)}{\sigma_{V,D}(d_0)} \leq 1$$

szolgál, amely tehát a $d_0$ méretű próbatesttől csak méretében

eltérő d méretű „alkatrész-próbatest” és a próbatest tiszta lengő kifáradási határainak hányadosa. Mivel a mérethatás több tényező függvénye, értékében szórásmező figyelhető meg (34. ábra). Általános esetben a szórásmező középső értékei vehetők, hőkezelés esetén a kisebb értékek. A méret tényező anyagminőségtől független.

## 34. ábra - A kd mérettényező

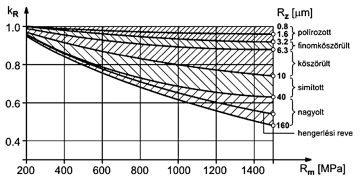



A felületi érdesség hatása

A tapasztalatok szerint durvább felületi minőség esetén a teherbírás csökken. Ez a felületi érdesség mikrobemetszési hatásával magyarázható. Közelítő figyelembevétele a **$k_R(R_z; R_m)$ felületi érdesség tényezővel** történik.

Értéke az $R_z$ felületi érdesség mélységen kívül a szerkezeti anyag $R_m$ szakítószilárdságától is függ: $k_R(R_s; R_m) = \frac{\sigma_{V,D,R}(R_s; R_m)}{\sigma_{V,D}(R_{s_0}; R_m)} \le 1,$ ahol az $R_z$ felületi érdességű „alkatrész-próbatest” csak felületi minőségében tér el a polírozott, $d_0$ méretű próbatesttől. A $k_R$ tájékoztató értékei a 35. ábra diagramjában találhatók.

## 35. ábra - A $k_R$ felületi érdesség tényező




A bemetszések hatása

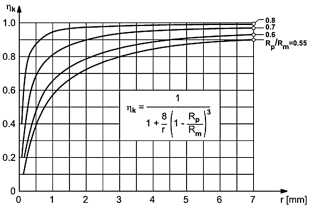
A valóságos alkatrészeken, szemben a szabályos hengeres vagy hasáb alakú próbatestekkel, mindig találunk különböző keresztmetszet-változásokat (váll, horony furat stb.), amelyek helyi feszültségcsúcsokat okoznak.

Időben állandó terhelésnél, szívós anyagoknál, a támasztó hatás következtében ez figyelmen kívül hagyható. Váltakozó terhelés esetén azonban a feszültségcsúcsok jelentős teherbírás-csökkenést okoznak. Így a fáradt törések döntő része éppen a feszültséggyűjtő helyeken következik be. Szívós anyagok esetén ennek a hatásnak a figyelembe vételére a $K_f(K_t; R_m) = \frac{\sigma_{V,D}(K_t = 1; R_m)}{\sigma_{V,D,R}(K_t; R_m)} \le K_t$ **gátlástényező** szolgál, amely a sima próbatest és a bemetszéstől eltekintve azzal azonos méretű és felületi érdességű bemetszett próbatest tiszta lengő kifáradási határainak hányadosa. Az összefüggésben szereplő feszültségamplitúdók névleges feszültségek, általában a bemetszés legkisebb keresztmetszetére vonatkoztatva. A feszültségcsúcs környezetének lokális képlékeny alakváltozása következtében kialakuló támasztó hatás, szívós anyagok esetén, váltakozó igénybevétel esetén is tapasztalható, de nagy képlékeny alakváltozó képességű anyagoknál ez fokozottabb mértékű, ezért $K_f < K_t$. Rideg anyagoknál azonban, pl. lemezgrafitos vasöntvények esetén, $K_f = K_t$. A szerkezeti anyagok e tulajdonságát bemetszésérzékenységnek nevezzük. Acélok esetén a növekvő szilárdság általában a képlékeny alakváltozási képesség csökkenésével jár, ezért ezek a bemetszésekre fokozottan érzékenyek.

Megjegyezzük, hogy a $k_R$ tényező növekvő anyagszilárdsággal való csökkenése szintén ezzel magyarázható.

Míg az **alaktényező** csak a geometriai kialakítás függvénye, a **gátlástényező** az anyagminőségtől is függ. Közvetlen kísérleti adatok csak a leggyakoribb bemetszésalak-anyagminőség kombinációkra állnak rendelkezésre. Ezért általános esetben a gátlástényező, ami a bemetszés tövében lévő r lekerekítési sugár és az anyagminőség függvénye, az $\eta_b(r; \frac{R_p}{R_m}) = \frac{K_f - 1}{K_t - 1} \le 1$ **bemetszésérzékenységi tényező** segítségével, közelítő számítással határozható meg. Értéke diagram formájában áll rendelkezésre (36. ábra) vagy a $\eta_b = \frac{1}{1 + \frac{8}{r}\left(1 - \frac{R_p}{R_m}\right)^3}$ összefüggéssel számítható.

## 36. ábra - Bemetszésérzékenységi tényező




A felületi kezelések hatása

Az olyan felületi kezelések, amelyek a felületi rétegben nyomó feszültségeket hoznak létre (pl. sörétezés, görgőzés) vagy különböző felületikeménység-növelő eljárások (cementálás, nitridálás stb.) általában növelik, a különböző korrózióvédő vagy egyéb bevonatok pedig általában csökkentik a teherbírást. A hatás mértéke függ az anyagminőségtől, a kezelési technológiától, a rétegvastagságtól stb. Az adott esetre vonatkozó kísérleti adatok hiányában e kezelések hatása közelítőleg a **$k_s$ felületi kezelési tényezővel** vehető figyelembe, amely a felületkezelt és a nem kezelt próbatest tiszta lengő kifáradási határamplitúdóinak a hányadosa: $k_s = \frac{\sigma_{V,D,K}(\text{kezelt})}{\sigma_{V,D}(\text{nem kezelt})}$.

Felületszilárdító kezelések esetén $k_s = 1{,}4–2{,}0$ érték, míg krómozás, foszfátozás stb. bevonatok esetén $k_s \leq 0{,}6–0{,}7$.

Az üzemi hőmérséklet hatása

Nagyobb hőmérsékleten ($T > 80–100$ °C) a kifáradási határ csökken. Figyelembevételéhez kísérletileg meghatározott melegszilárdsági kifáradási adatok szükségesek. Közelítő figyelembevétele a

$k_T = \frac{\sigma_{V,D}(T\,°C)}{\sigma_{V,D}(T = 20\,°C)} = \frac{1680}{1600 + T}$ **hőmérséklet-tényező** alapján lehetséges, amely a próbatest T és a normál környezeti hőmérsékleten adódó tiszta lengő kifáradási határainak hányadosa.

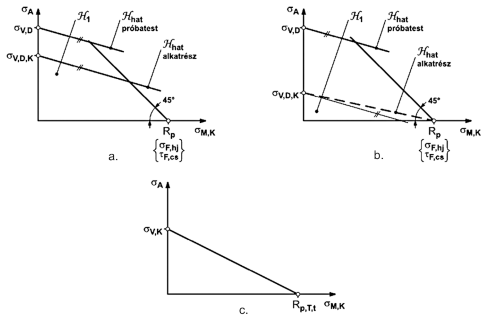
Alkatrész Haigh-diagramjának meghatározása

Az előzőekben az alkatrész teherbírását befolyásoló tényezőket minden esetben az alkatrész és a próbatest tiszta lengő kifáradási határamplitúdóinak hányadosaként értelmeztük. Ennek megfelelően egy tetszés szerinti alkatrész lengő kifáradási határa $\sigma_{V,D,K} = \frac{\sigma_{V,D} k_d k_K k_s k_T}{K_f}$ összefüggés alapján számítható.

Mivel a középfeszültség-érzékenység próbatestek és alkatrészek esetén jó közelítéssel megegyezik, az alkatrész Haigh-diagramjának határoló egyenesei a $\sigma_A$ tengely $\sigma_{V,D,K}$ pontjából induló, a próbatestre vonatkozó határvonallal párhuzamos egyenes, míg a folyáshatáron való lehatárolás változatlan marad (37. ábra). Ha $\sigma_{V,D,K} < \sigma_{V,D}$, adódhat olyan eset, hogy a $\sigma_{V,D,K}$ pontból húzott egyenes a folyáshatár előtt metszi a $\sigma_M$ tengelyt. Ebben az esetben a diagram határoló vonala a $\sigma_{V,D,K}$ és a folyáshatár között húzott egyetlen egyenes.

Nagy hőmérsékleten az $R_{p,T,t}$ folyáshatár figyelembevételével a Haigh-diagram egyetlen, $\sigma_{V,K}$ és $R_{p,T,t}$ pontokat összekötő egyenessel határolandó (37. ábra).

## 37. ábra - Alkatrész Haigh-diagramjának szerkesztése (a), (b) Haigh-diagram nagy hőmérsékleten (c)



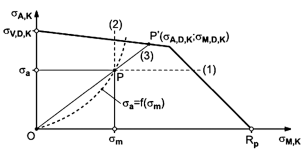

Minthogy a kifáradási határt befolyásoló tényezők meghatározásánál minden esetben névleges feszültségeket alkalmaztunk, az alkatrész Haigh-diagramja is a névleges feszültségre vonatkozó $H_1$ megengedett és $H_{hat}$ határállapoti feszültségeket tartalmazza. Egy alkatrész teherbírását a leggyengébb (kritikus) keresztmetszetének teherbírása szabja meg, így a mértékadó Haigh-diagram a leggyengébb keresztmetszetre vonatkozik. Amennyiben a leggyengébb keresztmetszetre meghatározott $\{\sigma_m; \sigma_a\}$ névleges üzemi (ébredő) feszültségekre $\{\sigma_m; \sigma_a\} \in H_1$, törés a diagramhoz tartozó valószínűséggel, az $N > N_D$ ciklusszámon sem következik be.

Az alkatrész-teherbírást befolyásoló $k_d$, $k_R$, $k_s$, $k_T$, $K_f$ az igénybevételi módtól függő tényezők. A Haigh-diagram meghatározása minden egyszerű igénybevétel esetén azonos módon történik, a megfelelő igénybevételre vonatkozó $\sigma_{V,D,hz}$, $\sigma_{V,D,ny}$, $\sigma_{V,D,hj}$, $\tau_{V,D,ny}$, $\tau_{V,D,cs}$ és $\sigma_{V,D,K,hz}$, $\sigma_{V,D,K,ny}$, $\sigma_{V,D,K,hj}$, $\tau_{V,D,K,ny}$, $\tau_{V,D,K,cs}$ kifáradási határamplitúdók, valamint a megfelelő folyáshatár értékek felhasználásával.

A biztonsági tényező meghatározása egyszerű igénybevétel esetén

Az alkatrész Haigh-diagramjának birtokában annak eldöntése, hogy az adott alkatrész megfelelő-e vagy sem, az üzemi igénybevételeket jellemző ébredő feszültségre a $\{\sigma_m; \sigma_a\} \in H_1$ feltételt kell ellenőrizni, ahol $H_1$ a diagram által határolt „biztonsági terület". A $P\{\sigma_m; \sigma_a\}$ pont diagramon belüli elhelyezkedése kapcsolatba hozható a biztonsággal. Ha a P „közel" van a határállapotot jellemző határvonalakhoz kisebbnek, míg ellenkező esetben nagyobbnak ítélhetjük a „biztonságot". Felmerül a kérdés, hogy a biztonsági tényező számszerű meghatározásához a $H_{hat}$ határállapotot megadó egyenespár mely pontját tekintsük mértékadónak. A statikus esetnél bevezetett biztonsági tényező, mint a határállapoti jellemző és az ébredő feszültség hányadosa, a tönkremenetelhez szükséges „túlterhelődés" mértékeként értelmezhető. Ezt az értelmezést megtartva, a biztonsági tényező meghatározásához azon $P'\{\sigma_m = \sigma_{M,K}; \sigma_{A,K}\} \in H_{hat}$ pontot kell meghatározni, amelyben a kérdéses alkatrész-„túlterhelődés" esetén a határállapotot elérheti. Ez annak függvénye, hogy milyen $\sigma_a = f(\sigma_m = \sigma_M)$ függvény szerint növekedik túlterhelődés esetén az üzemi terhelés. Az üzemi sajátosságoknak megfelelően, elméletileg ez bármilyen függvény szerint bekövetkezhet. A leggyakrabban előforduló túlterhelődési esetek: állandó amplitúdó mellett csak a középfeszültség növekszik (1), állandó középfeszültség mellett csak az amplitúdó növekszik (2), mindkét feszültség komponens $\sigma_a/\sigma_m$ = áll. szerint növekszik (3) (38. ábra). Mindhárom esetben más és más $P' \in H_{hat}$ pont tekinthető határállapotnak.

## 38. ábra - A biztonsági tényező értelmezése




Sok esetben a tervezés stádiumában nincs elegendő információ arról, hogy milyen jellegű túlterhelődés tekinthető mértékadónak.

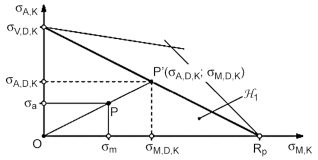
Ilyenkor az egyébként is leggyakrabban előforduló (3) túlterhelődési esetet tekinthetjük mértékadónak.

A P'$\{\sigma_{M,K};\ \sigma_{A,D,K}\} \in H_{hat}$ pont figyelembevételével az S biztonsági tényező: $S = \frac{\overline{0P'}}{\overline{0P}}$

Az **S biztonsági tényező** értékét grafikusan vagy a határoló egyenesek egyenleteinek felhasználásával számítással is meghatározhatjuk. A biztonsági tényező számítással való meghatározásának egyszerűsítésére a Haigh-diagramot határoló két egyenest egyetlen, a $\sigma_{V.D,K}$ és $R_{p,}$ pontokon átmenő egyenessel helyettesítve (39. ábra), és kiindulva a határoló egyenes tengelymetszetes egyenletéből:

$$\frac{\sigma_{A,D,K}}{\sigma_{V,D,K}} + \frac{\sigma_{M,D,K}}{R_p} = 1.$$

## 39. ábra - A biztonsági tényező meghatározása egyszerű igénybevétel esetén




A $\sigma_{A,D,K} = S\sigma_a$, $\sigma_{M,D,K} = S\sigma_m$ egyenlőségeket behelyettesítve és átrendezve:

$\frac{1}{S} = \frac{\sigma_a}{\sigma_{V,D,K}} + \frac{\sigma_m}{R_p}$. Az $S_a = \frac{\sigma_{V,D,K}}{\sigma_a}$, $S_m = \frac{R_p}{\sigma_m}$ **részbiztonsági tényezők** bevezetésével a biztonsági tényező: $\frac{1}{S} = \frac{1}{S_a} + \frac{1}{S_m}$.

A részbiztonsági tényező elnevezést az indokolja, hogy a kifejezések határállapoti jellemző/ébredő feszültség-összetevő hányadosok, így biztonsági tényező jellegű mennyiségekként is értelmezhetők.

A biztonsági tényező fenti értelmezése és számítása minden igénybevételi mód esetén azonos, a megfelelő Haigh-diagramok alapján.

Megjegyezzük, hogy a Haigh-diagram egy egyenessel való lehatárolásával a biztonság felé tévedünk, mivel kisebb $H_1$ halmaz alapján számolunk.

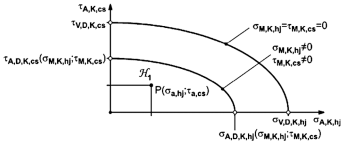
A biztonsági tényező ajánlott értékei acélok esetén S = 1,3–1,5, gömbgrafitos- és temperöntvény esetén S = 1,8–2,1, lemezgrafitos öntvény esetén S = 2,3–2,6.

A biztonsági tényező meghatározása összetett igénybevétel esetén

A leggyakrabban előforduló összetett igénybevétel az egyidejűleg fellépő hajlítás és csavarás. A teherbírás szempontjából legkedvezőtlenebb esetben a két igénybevétel azonos frekvenciájú és azonos fázisú. Az ébredő terhelés komponensei általános esetben: $\{\sigma_{a,\ hj};\ \sigma_{m,\ hj};\ \tau_{a,\ cs};\ \tau_{m,\ cs}\}$. A $H_{hat}$ határállapoti „felület" ebben az esetben így egy négydimenziós halmaz; gyakorlati számításokhoz ennek paraméteres formában való ábrázolását használjuk.

A $H_1$, $H_{hat}$ halmazokat $\sigma_{A,\ D,\ K,\ hj}$, $\tau_{A,\ D,\ K,\ cs}$ koordinátarendszerben, $\sigma_{M,\ K,\ hj}$ = áll., $\tau_{M,\ K,\ cs}$ = áll. esetre és p valószínűség esetén közelítőleg centrális ellipszissel ábrázolhatjuk. Adott $\{\sigma_{a,\ hj};\ \sigma_{m,\ hj};\ \tau_{a,\ cs};\ \tau_{m,\ cs}\}$ ébredő feszültségkomponensű igénybevétel esetén törés nem következik be az adott valószínűséggel, ha a $\sigma_{m,\ hj} = \sigma_{M,\ K,\ hj}$, $\tau_{m,\ cs} = \tau_{M,\ K,\ cs}$ középfeszültségekhez tartozó határállapoti ellipszisre $\{\sigma_{a,\ hj};\ \tau_{a,\ cs}\} \in H_1$, azaz az ellipszis belső pontja (40. ábra).

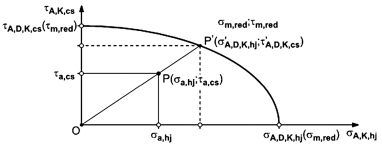
## 40. ábra - A biztonsági terület összetett igénybevétel esetén



Adott $\{\sigma_{a,\,hj};\ \sigma_{m,\,hj};\ \tau_{a,\,cs};\ \tau_{m,\,cs}\}$ ébredő igénybevétel esetén a $\sigma_{A,\,D,\,K,\,hj}(\sigma_{m,\,red})$, $\tau_{A,\,D,\,K,\,cs}(\tau_{m,\,red})$ határállapoti ellipszis féltengelyeket – így az ellipszist – a $\sigma_{m,\,red} = \sqrt{\sigma_{m,\,hj}^2 + a^2 \tau_{m,\,cs}^2}$; $\tau_{m,\,red} = \sqrt{\frac{\sigma_{m,\,hj}^2}{a^2} + \tau_{m,\,cs}^2}$; $a = \frac{R_p}{\tau_F}$ **redukált középfeszültségekhez** az egyszerű hajlításra, illetve csavarásra vonatkozó Haigh-diagramok alapján határozzuk meg. A $P\{\sigma_{a,\,hj};\ \tau_{a,\,cs}\}$ pontot a $\sigma_{A,\,K,\,hj};\ \tau_{A,\,K,\,cs}$ koordinátarendszerbe berajzolva közvetlenül ellenőrizhető a $P \in H_1$ feltétel teljesülése.

A biztonsági tényező (41. ábra): $S = \frac{\overline{0P'}}{\overline{0P}}$.

### 41. ábra - Biztonsági tényező összetett igénybevétel esetén




A biztonsági tényező numerikus számításához, a kiindulásul használt Haigh-diagramok egy egyenessel határolt, egyszerűsített változatából indulhatunk ki.

Bevezetve a redukált középfeszültségekre vonatkozó részbiztonsági tényezőket:

$S_{m,\,\sigma} = \frac{\sigma_{m,\,red}}{\sigma_{F,\,hj}}$, $S_{m,\,\tau} = \frac{\tau_{m,\,red}}{\tau_{F,\,cs}}$ az ellipszis féltengelyek végpontjainak koordinátái a Haigh-diagramok alapján (levezetés mellőzésével):

$$\sigma_{A,\,D,\,K,\,hj}(\sigma_{m,\,red}) = \frac{S_{m,\,\sigma} - 1}{S_{m,\,\sigma}} \cdot \sigma_{V,\,D,\,K,\,hj}, \qquad \tau_{A,\,D,\,K,\,cs}(\tau_{m,\,red}) = \frac{S_{m,\,\tau} - 1}{S_{m,\,\tau}} \cdot \tau_{V,\,D,\,K,\,cs}.$$

Felhasználva az ellipszis tengelymetszetes egyenletét, tetszés szerinti $P'\{\sigma'_{A,\,D,\,K,\,hj},\ \tau'_{A,\,D,\,K,\,cs}\}$ pontra: $\left(\frac{\sigma_{A,\,D,\,K,\,hj}}{\sigma_{A,\,D,\,K,\,hj}(\sigma_{m,\,red})}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{A,\,D,\,K,\,cs}}{\tau_{A,\,D,\,K,\,cs}(\tau_{m,\,red})}\right)^2 = 1$ és felhasználva a

$\sigma_{A,\,D,\,K,\,hj} = \sigma_{a,\,hj} S$, $\tau_{A,\,D,\,K,\,cs} = \tau_{a,\,cs} S$, $S_{a,\,\sigma} = \frac{\sigma_{A,\,D,\,K,\,hj}(\sigma_{m,\,red})}{\sigma_{a,\,hj}}$, $S_{a,\,\tau} = \frac{\tau_{A,\,D,\,K,\,cs}(\tau_{m,\,red})}{\tau_{a,\,cs}}$ összefüggéseket:

$\frac{1}{S^2} = \frac{1}{S_{a,\,\sigma}^2} + \frac{1}{S_{a,\,\tau}^2}$, ahol $S_{a,\,\sigma}$, $S_{a,\,\tau}$ amplitúdóra vonatkozó részbiztonsági tényezők. Az S biztonsági tényező értékeire a fejezet irányértékei alkalmazhatók.

# Méretezés véges élettartamra terhelésegyüttes alapján

Az igen nagy terhelésingadozású folyamatok (pl. jármű, mezőgazdasági gép) esetén gyakran előfordul, hogy az $N_{szüks}$ szükséges élettartam alatt a „legnagyobb” amplitúdójú terhelésciklusok száma $N_{\sigma,\,a,\,max} < N_D$. Ilyen esetekben a legnagyobb amplitúdóval képezett állandó amplitúdójú terhelési modellel (azaz „végtelen” élettartamra) való méretezés sok esetben megengedhetetlen túlméretezéshez vezet.

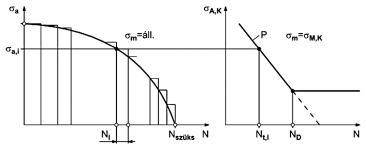
Ilyen esetekben a terhelési folyamatot **terhelésegyüttessel** modellezve és az alkatrész **Wöhler-görbéjét** mint határállapoti (teherbírás-) jellemzőt felhasználva valamilyen **károsodáselmélet** (méretezéselmélet) segítségével méretezhetünk. Különböző károsodás elméletek léteznek, amelyek közül a legegyszerűbbek a Palmgren–Miner típusú, fizikailag nem egzaktan megalapozott elméletek. Ezekben minden egyes terhelés-lengéshez egy adott mértékű „elemi károsodás” tartozik, amelyek lineárisan összegződnek.

Eltérés az egyes elméletek között abban van, hogy a kifáradási határ alatti feszültséglengések károsító hatását hogyan veszik figyelembe. A Corten–Dolan-féle elv szerint a terhelésegyüttes $\sigma_m$ középfeszültség-értékéhez tartozó $\sigma_m = \sigma_{M,K}$ = áll., alkatrész Wöhler-görbét az $N > N_D$ tartományra az eredeti meredekséggel meghosszabítjuk. A terhelésegyüttest n intervallumú felosztásához tartozó lépcsős függvénnyel közelítve, a D károsodási összeg:

$$D = \sum_{i=1}^{n} \frac{N_i}{N_{t\,i}}, \qquad \sum_{i=1}^{n} N_i = N_{\text{össz}},$$

ahol $N_i$ = az i-edik terhelési szinthez tartozó terhelés lengések összes száma, $N_{t,\,i}$ = az i-edik terheléslengéshez tartozó törésiciklusszám (42. ábra).

### 42. ábra - A károsodási összeg meghatározása




Törés elméletileg a D = 1 értéknél következik be, D < 1 esetén törés nem várható. A kísérleti tapasztalatok a törés kritériuma tekintetében meglehetősen nagy szórást mutatnak, ezért a biztonságra törekedve, a törés kritériumaként, egyéb információ hiányában, a D = 0,3 feltételt tekintjük. Megjegyezzük, hogy a csapágyak váltakozó igénybevételre vonatkozó élettartam-számításában, a csapágyszámítás jellemzőihez igazított formában, az egyenértékű terhelés meghatározására, a fenti összefüggést használjuk.

## Méretezés statikus határterhelésre, váltakozó igénybevétel esetén

Méretezés esetén ellenőrizni kell, hogy nem lép-e fel nem megengedett rugalmas vagy maradó deformáció, illetve a statikus tönkremenetellel szembeni biztonság megfelelő-e. Ezt azon ritkán, nem normál üzemben fellépő, extrém terhelésekre is ki kell terjeszteni, amelyek a kifáradási élettartam számításában nem voltak figyelembe véve.

## Lökésszerű terhelések

A lökésszerű terhelésekre speciális, nagysebességű vizsgálatokkal felvett szilárdsági adatok alapján lehet méretezni. Mivel növekvő terhelésnövekedési sebességgel a hirtelen, rideg törés kockázata nő, megfelelő szilárdsági adatok hiányában nagyobb biztonsági tényező alkalmazandó.

## Műanyag alkatrészek méretezése

A műanyag alkatrészek szilárdsági méretezése alapvetően nem tér el a fém alkatrészek méretezésétől. A terhelési és mechanikai modellek, ébredő feszültségek stb. számításánál a fémeknél is alkalmazott eljárások használhatók.

Jelentős különbségek a műanyagok fémekétől erőteljesen eltérő anyag tulajdonságaiban, ennek megfelelően a műanyag alkatrészek teherbírásának meghatározási módjában vannak. Míg a fémek viselkedése alapvetően rugalmas, rugalmas-képlékeny anyagmodellel jellemezhető, a műanyagok már normál környezeti hőmérsékleten is viszko-rugalmas (viszko-elasztikus) tulajdonságokat mutathatnak, amit a méretezésnél figyelembe kell venni.

A műanyagok legfontosabb, **fémekétől eltérő tulajdonságai** a következők:

a. A műanyagok legnagyobb része már szobahőmérsékleten kúszási és relaxációs tulajdonságokat (viszko-rugalmas viselkedés) mutat. Ezért időben állandó terhelési modell esetén is, az

igénybevételi idő függvényében felvett feszültség-nyúlás görbék alapján, „élettartamra” kell méretezni.

b. A viszko-rugalmas tulajdonságok növekvő hőmérséklettel egyre erőteljesebbek, ezért alkalmazási területük esetenként T < 80–100 °C tartományra korlátozódik (43. ábra).

c. Rugalmassági modulusuk a terheléstől (fajlagos deformációtól) függ, a fémekénél jelentősen kisebb. Ebből következően a határállapot általában a megengedett deformáció alapján adható meg. Általában számottevő belső súrlódással rendelkeznek, ami váltakozó igénybevétel esetén jelentős alakváltozási energiaveszteséggel, melegedéssel jár (hiszterézis, 16. ábra).

d. Sűrűségük és szilárdságuk a fémekénél jelentősen kisebb. Legfontosabb statikus anyagjellemzőjük a szakítószilárdság, ami bizonyos műanyagoknál a légnedvességnek is függvénye.

e. Hőtágulási tényezőjük és hőszigetelő képességük a fémekénél jóval nagyobb, amit a méretek megállapításánál és a beépítési környezet kialakításánál figyelembe kell venni.

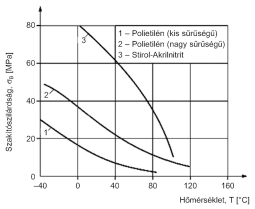
f. Állandó amplitúdójú, váltakozó igénybevétel esetén az $N = 10^{6\ldots7}$ tartományban kifáradási görbéjük gyakorlatilag már csak kis mértékben tér el a vízszintestől; határozott kifáradási határral általában nem rendelkeznek.

| Megnevezés | $R_{m,\ min}$ (MPa) | $R_{e,\ min}$ (MPa) | $\sigma_{V,D,hz}$ $R_\sigma = -1$ (MPa) | $\sigma_{V,D,hj}$ $R_\sigma = -1$ (MPa) | $\sigma_{V,D,cs}$ $R_\sigma = -1$ (MPa) |
|---|---|---|---|---|---|
| Ötvözetlen szerkezeti acélok | 290–670 | 185–360 | 128–246 | 170–284 | 94–161 |
| Nemesíthető acélok | 500–1100 | 340–900 | 223–469 | 266–513 | 150–294 |
| Betétben edzhető acélok (vakedzve) | 640–1130 | 390–835 | 221–396 | 261–459 | 147–263 |
| Rugóacélok nemesített rugókhoz | 1300–1450 | 1150–1300 | | | |
| Acélöntvények (ötvözetlen, gyengén ötvözött) | 380–600 | 200–360 | | | |
| Lemezgrafitos öntöttvas (GJL) | 100–350 | | | | |
| Gömbgrafitos öntöttvas (GJS) | 400–800 | 250–480* | | 180–280 | |
| Tempervas fehér(GJMW) | 350–550 | 190–340* | | | |
| Tempervas fekete (GJMB) | 300–800 | 200–600* | | | |
| Alakítható alumíniumötvözetek | 180–440 | 140–290* | | | |
| Önthető alumíniumötvözetek | 150–220 | 70–180* | | 50–70 | |
| Alakítható magnéziumötvözetek | 200–310 | 145–215 | | | |
| Önthető magnéziumötvözetek | 16–240 | 90–140* | | | |
| Titán és titánötvözetek | 290–1100 | 18–960* | | | |
| Réz és rézötvözetek | 200–590 | 120–470 | | | |

* $R_{p\ 0,2}$ határ

1. táblázat. Fémanyagok tájékoztató szilárdsági adatai

## 43. ábra - A hőmérséklet befolyása a szakítószilárdságra




A műszaki célokra alkalmazott műanyagtípusok:

- Termoplasztok: a teljes felhasználás mintegy 75%-át képviselik. Növekvő hőmérséklettel nyúlóképességük nő, jól alakíthatók. Lehűlve ismét megszilárdulnak.

- Duroplasztok: melegítés hatására nem lesznek képlékenyek, ezért formázást követően forgácsolással alakíthatók.

- Elasztomerek: rugalmas tulajdonságú anyagok. A szilárdsági és rugalmassági modulus tág határok között változtatható.

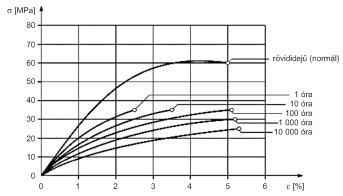
- Szálerősítéses műanyagok (kompozitok): műanyag mátrixba ágyazott szén-, üveg- vagy egyéb szálakból, illetve az azokból szőtt szövetből álló összetett anyagok, amelyek szilárdságát

szálirányban a szálak, kereszt irányban a mátrix anyaga határozza meg. Kialakításuk (szálelrendezés stb.) és szilárdsági tulajdonságaik az igénybevételekhez igazítva tág határok között változtatható.

Méretezés időben állandó terhelésmodell esetén

A tapasztalatok szerint, a műanyagok típusától függően, károsodások a kritikus nyúlást követően lépnek fel. Ezek a terhelés fenntartása esetén törésre vezetnek (kúszás). Az alkatrész teherbírás számításánál ezért kiindulásul az **adott t terhelési időtartamhoz tartozó, próbatestekkel felvett feszültség-nyúlás görbe** szolgál (44. ábra). A határállapot lehet a mértékadó $H_{hat} = \sigma_{B,\,t}$ szakítószilárdság, ami az adott t időtartamon belül nem vezet töréshez, vagy a $H_{hat} = \sigma_{\varepsilon,\,t}$ feszültség, ami t üzemóra után ε fajlagos nyúlásra vezet (44. ábra).

## 44. ábra - A feszültség–fajlagos nyúlás görbék jellege a terhelési időtartam függvényében




Az **alkatrész-teherbírás** meghatározásához figyelembe veendő tényezők:

1. **Bemetszések.** Hasonlóan a fémekhez, a bemetszések műanyagok esetén is feszültséggyűjtő hatásúak, amit a $K_t$ alaktényezővel veszünk figyelembe. „Szívós” tulajdonságokat mutató műanyagok esetén bizonyos mértékű támasztó hatás felléphet, rideg tulajdonságú műanyagoknál azonban ez nem jelentkezik. Mivel a műanyagok az idő függvényében – a környezeti hatások következtében is – gyakran elridegednek, a bemetszés hatását általában a $K_t$ alaktényezővel figyelembe vesszük.

2. További teherbírás-csökkenést okozhat az anizotrópia, a színező adalékok, a nedvesség, a különböző kötővarratok stb. Ezek hatásait rendre egy $A_i \geq 1$ tényezővel vesszük figyelembe. Így az alkatrész teherbírás:

$$\sigma_{B,K,t} = \frac{\sigma_{B,t}}{K_t \prod A_i}, \qquad \text{vagy} \qquad \sigma_{\tau,K,t} = \frac{\sigma_{\tau,t}}{K_t \prod A_i}.$$

Az $A_i$ tényezők értéke az anyagminőségtől, a gyártási technológiától stb. függ, értéke általában $A_i \sim 1–2$. Mind az anyagjellemzőket, mind az $A_i$ álló tényezőket, valamint az egyéb jellemzőket a gyártóművi adatokból határozhatjuk meg.

$$S = \frac{\sigma_{B,K,t}}{\sigma_{ha,\,ny}} \qquad \text{vagy} \qquad S = \frac{\sigma'_{\tau,K,t}}{\sigma_{ha,\,ny}},$$

Az S biztonsági tényező értéke: ahol S > 2 általában.

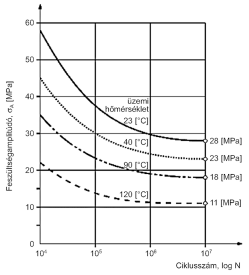
Hajlítás esetén, ha nem áll rendelkezésre hajlítóvizsgálati adat, $\sigma_{B,\,t,\,hj} = 1{,}2\sigma_{B,\,t}$, míg nyírásra vagy csavarásra: $\tau_{B,\,t,\,cs} = 0{,}58\sigma_{B,\,t}$ vehető.

Méretezés állandó amplitúdójú és középfeszültségű, váltakozó igénybevétel esetén

A műanyag alkatrészek váltakozó igénybevételre való méretezése a fémeknél alkalmazott eljárások szerint történhet azzal az eltéréssel, hogy határozott kifáradási határ általában nincs.

Számos műanyag esetén azonban a kifáradási görbe $10^7$ ciklusszám-tartományban már csak mérsékelten csökkenő, így a $10^7$ ciklusszámhoz tartozó érték gyakorlatilag kifáradási határnak tekinthető (45. ábra).

**45. ábra - Polyamid kifáradási görbéi a hőmérséklet függvényében, húzó-lüktető igénybevétel esetén**




A műanyag alkatrészre vonatkozó határállapoti amplitúdó a próbatest Wöhler-görbe határamplitúdója alapján:

$\sigma_{A,K,hz,ny}(\sigma_M; N) = \frac{\sigma_{A,hz,ny}(\sigma_M; N)}{K_t \prod A_i}$, ahol az $A_i$ tényezők az előbbiekben leírt befolyásoló tényezők, váltakozó igénybevétel esetén a statikus esettől eltérő értékkel.

Hajlításra, kísérleti adat hiányában $\sigma_{A,hj}(\sigma_M; N) \approx \sigma_{A,hz,ny}(\sigma_M; N)$, csavarásra $\tau_{A,cs}(\sigma_M; N) \approx 0{,}58 \cdot \sigma_{A,hz,ny}(\sigma_M; N)$.

A biztonsági tényező $\{\sigma_a; \sigma_m; N\}$ ébredő feszültségek esetén (általában $N = \alpha$) a megfelelő igénybevételi módhoz tartozó $\sigma_m = \sigma_M$ Wöhler-görbe N ciklusszámhoz tartozó határamplitúdó értékével: $S = \frac{\sigma_{A,K}}{\sigma_a}$, csavarásra értelemszerűen a $\tau$ feszültség-összetevőkkel. A minimális biztonsági tényező $S_{min} = 3$.

Tekintettel a műanyagok jelentős hiszterézisveszteségére, növekvő frekvencia esetén a melegedés következtében a fáradásos tönkremenetel helyett a meleg szilárdság túllépése lehet a teherbírás határa.

| Megnevezés | Szakítószilárdság (MPa) | Rugalmassági modulus (MPa) |
|---|---|---|
| Termoplasztok | 10–70 (180) | 150–3600 |
| Duroplasztok | 15–200 | 6 000–20 000 |
| Elasztomerek | 1–30 | |

2. táblázat. Műanyagtípusok tájékoztató szilárdsági adatai

# Törésmechanika

A „hagyományos” szilárdsági számítások **kontinuum anyagmodellből** indulnak ki. Repedések vagy egyéb, repedésszerű anyagfolytonossági hibák esetén így ezek az összefüggések nem használhatók. A **törésmechanika** viszont lehetővé teszi a teherbírás szempontjából kritikus helyen, a repedéscsúcs környezetében fellépő feszültségek becslését. Ennek alapján mérlegelhető adott méretű és elhelyezkedésű repedés és adott igénybevétel esetén a repedés továbbterjedésének, majd a végső, rideg törés bekövetkezésének a kockázata.

Repedt elemekben különösen nagy a rideg törés kockázata többtengelyű feszültségállapot esetén, a kis alakváltozó képességű, nagyszilárdságú anyagokban és alacsony hőmérsékleten.

Szükség esetén, amennyiben a repedés jelenléte (pl. szakszerűtlen hegesztés) vagy üzem közbeni megjelenése valószínűsíthető, a hagyományos méretezést ki kell egészíteni törésmechanikai ellenőrzéssel.

# A kialakítás szabályai

Egy konstrukció tervezésekor, miután a tervező kiválasztotta a műszaki megoldást, elkezdődhet a részegységek kialakítása és egyes elemeinek alakadása. A kialakítás és az alakadás folyamatos

optimumkeresés, hiszen az alakadás során kell biztosítani egyfelől, hogy a tervezett alkatrész formája és mérete, a kiválasztott anyaggal együtt, az üzem közben fellépő valóságos terhelés mellett, garantálja a szükséges élettartamot. Másfelől a kialakítás során kell gondoskodni arról is, hogy a tervezett konstrukció minden egyes eleme külön-külön és az egész konstrukció teljes egészében is alkalmas legyen a funkcióri ellátására. Ugyanakkor az alkatrészek gyártása, ellenőrzése, össze- és szétszerelése, valamint utólagos felhasználása a lehető legkisebb költségekkel járjon.

A továbbiakban példák segítségével, a tervezés három alapszabálya **(az egyértelműség, az egyszerűség, a biztonság)** szem előtt tartásával bemutatjuk azokat a kialakítási alapelveket, amelyeket egy alkatrész vagy a kapcsolódó elemek alakjának és formájának meghatározásánál figyelembe kell venni.

# Igénybevétel-helyes kialakítás

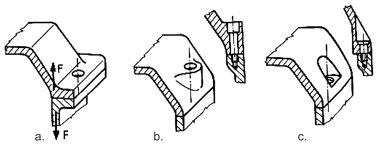
Az igénybevétel-helyes kialakítás az elsődleges elv, hiszen ez határozza meg az adott alkatrész vagy részegység alkalmasságát az adott feladatra. Az igénybevétel-helyes kialakításnál igen sok szempontot kell és lehet figyelembe venni a külső erők bevezetésétől kezdve, a belső erők felvételének lehetőségein keresztül, az önsegítés elvének alkalmazásáig. Irányelvei magukban foglalják a rövid, közvetlen erővezetésre, a minimális alakváltozásra, az egyszerű igénybevételre való törekvést.

## Az erővezetés

A tervezett alkatrész alakjának és formájának biztosítania kell, hogy az erővezetés közvetlen és egyenes vonalú legyen, az akció- és reakcióerők közötti erővonalak lehetőség szerint ne törjenek meg, továbbá a nyomatékkar is a lehető legkisebb legyen. A közvetlen erővezetéssel csökkenteni lehet a kedvezőtlen lokális, többtengelyű feszültségi állapot kialakulását, illetve a többtengelyű feszültségi állapot kedvezőtlen komponenseiből adódó járulékos feszültségeket.

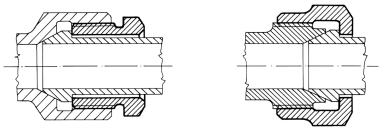
A közvetlen erővezetést elősegítő konstrukciós megoldásokra mutatunk példát egy hajtóműház összeerősítési megoldásai esetében (46. ábra).

### 46. ábra - Az erőbevezetés helyének változtatása különböző konstrukciós megoldásokkal (hajtóműház fedél rögzítése)



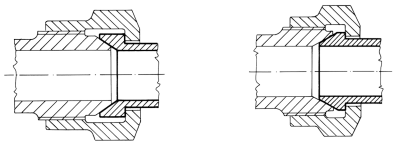

A terhelésátadás a kapcsolódó elemek között valósul meg. Az elemek alakjának és az egymással kapcsolódó felületek szerepének felcserélésével nagymértékben befolyásolhatjuk a terhelésátadás jellegét és annak járulékos hatásait. A 47. ábrán bemutatott külső menetes hollandi anya esetében a kúpfelületek között ébredő erők gyengítik a kötést, míg a belső menetes hollandi anyánál a menetek között ébredő erő és ezzel a kötés szilárdsága is növekszik.

### 47. ábra - Az inverz geometria elvének alkalmazása (1)



A kúpfelület irányítottságának felcserélésével (48. ábra) megváltozik az erőkomponensek iránya is. A jobb oldali esetben nemcsak a menetre ható erők kedvezőbbek, hanem a geometriai viszonyok miatt a csatlakoztató anya is merevebbre készíthető.

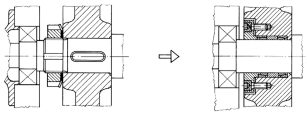
### 48. ábra - Az inverz geometria elvének alkalmazása (2)



# Az erő karjának csökkentése

A hajlítónyomaték csökkenése érdekében törekedni kell az erő karjának csökkentésére. A 49. ábrán példaként csapágyazott tengelyre szerelt fogaskerék-rögzítést mutatunk be.

### 49. ábra - A csapágyazásnál ébredő reakcióerő és a legnagyobb hajlítónyomaték síkja közötti távolság csökkentése a tengelykötés megváltoztatásával



Minél közelebb kerül a fogaskerék síkja az alátámasztáshoz, annál kisebb a tengely keresztmetszetét terhelő váltakozó hajlítónyomaték és a lehajlás.

A jobb oldali konstrukció további előnye, hogy erőzáró tengelykötése miatt nincs szükség a keresztmetszet hajlítószilárdságát csökkentő reteszhoronyra sem.

# Az egyenszilárdság elve

Az egyenszilárdság statikus terhelés esetén az alkatrész bármely keresztmetszetében azonos teherbírást, időben változó terhelésnél pedig azonos kifáradási biztonságot jelent. Az ideális egyenszilárdság csak egyszerű, egytengelyű feszültségi állapot esetén valósítható meg, viszont az ideálishoz közeli egyenszilárdságra mindig törekedni kell, mivel ez a felhasznált anyagmennyiség (tömeg) szempontjából is optimális megoldás.

Hangsúlyozzuk azonban, hogy az egyenszilárdság mellett fokozott figyelmet kell fordítani a szerkezeti elem alakváltozására is, a legtöbb esetben ugyanis a **megkívánt merevség** az elsőrendű követelmény.

Éppen ez az, ami nem teszi lehetővé feszültségi állapot szempontjából ideális geometria alkalmazását.

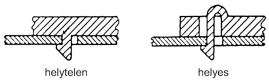
# A megengedett, illetve összehangolt deformációk elve

A konstruktőr feladata, hogy a megengedett deformációk figyelembevételével a legkisebb feszültséget eredményező szerkezeti megoldást alkalmazza. Egy adott konstrukciós környezetben az igénybevétel hatására felhalmozódott rugalmas energia a merevebb környezetben feszültségtorlódást (feszültségcsúcsot) okoz, az alakváltozásra képes környezetben pedig deformációt hoz létre:

$$W_{rug} = \int_0^{\varepsilon} \sigma \, d\varepsilon = \int_0^{\sigma} \frac{\sigma \, d\sigma}{E} = \frac{1}{2E}\sigma^2, \quad \text{illetve} \quad W_{rug} = \int_0^{\varepsilon} \sigma \, d\varepsilon = E\int_0^{\varepsilon} \varepsilon \, d\varepsilon = \frac{E}{2}\varepsilon^2.$$

A megengedett deformációk elvét alkalmazzák pl. a jól kivitelezett bepattanó kötéseknél (50. ábra). Egymáshoz kapcsolódó gépelemeknél alapvető követelmény, hogy az igénybevétel hatására az alakváltozásuk is közel azonos mértékű legyen.

### 50. ábra - A megengedett deformációk elvének alkalmazása

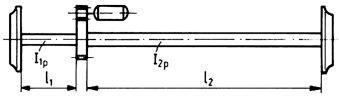


Ellenkező esetben a merevebb darabban olyan járulékos feszültségek ébredhetnek, amelyek az alkatrész repedéséhez, illetve töréséhez vezethetnek.

Nem azonos hosszúságú féltengelyekkel rendelkező hajtás esetében pl. a hajtott kerekek azonos szögelfordulását a tengelykeresztmetszetek másodrendű nyomatékával kell biztosítani (51. ábra):

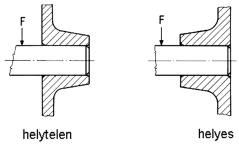
$$\varphi = \frac{Tl_1}{I_{1p}G} = \frac{Tl_2}{I_{2p}G}.$$

### 51. ábra - Az összehangolt deformációk elvének alkalmazására




Az összehangolt deformációk elvének alkalmazására további példa a változó merevségű befogás is (52. ábra).

### 52. ábra - Az összehangolt deformációk elvének helyes, illetve helytelen alkalmazása

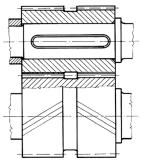



## Az erőkiegyenlítés elve

A konstrukción belül, ha lehetőség van rá, ki kell használni a belső erők kiegyenlítésének lehetőségét.

Ismert példa erre a kúpgörgős csapágyak páros alkalmazása, jobb és bal foghajlás együttes használata a többfokozatú hajtóművek áthajtótengelyein, valamint a nyílfogazatú fogaskerekek beépítése (53. ábra).

### 53. ábra - Az erőkiegyenlítés elvének alkalmazása (nyílfogazatú fogaskerekek)

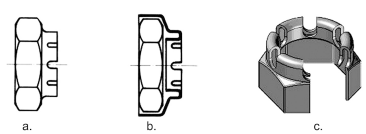


## A feladatmegosztás elve

A feladatmegosztás elvének alkalmazása azt fejezi ki, hogy a tervezés során gyakran célszerű törekedni arra, hogy minden alkatrész, illetve egy alkatrészen belül minden konstrukciós elem (pl. működő felület) lehetőleg csak egyetlen funkcióval rendelkezzék.

Példa erre a koronás anya kiváltása lapos anyával és lemezből készült koronával, ami az elfordulás elleni biztosítás lehetőségét jelenti (54. ábra).

### 54. ábra - A feladatmegosztás elvének alkalmazása: koronás anya (a), lapos anya lemezkoronával (b), a lemezkorona (c)

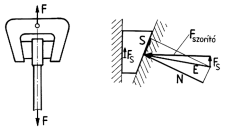


## Az önsegítés elve

Önsegítésen a konstrukciónak azt a tulajdonságát értjük, amikor a szerkezet alaki sajátosságaiból adódóan az aktív külső erők hatására olyan belső erők, illetve reakcióerők ébrednek, amelyek az adott szerkezet vagy szerkezeti elem főfunkcióját erősítik, nem pedig ellene dolgoznak.

Egyszerű példa erre a szakítógépek próbatesteinek kétpofás befogószerkezete (55. ábra). A próbatest és az ék alakú rögzítőelemek között induláskor fellépő súrlódási erő ($F_S$) a rögzítőelemeket a szakítás tengelyével párhuzamosan elmozdítja, ennek következtében a rögzítőelemek befeszülnek.

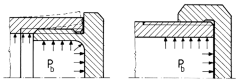
### 55. ábra - Az önsegítés elvének alkalmazása (szakító próbatest befogása)




Az ékfelületen fellépő eredő erő (E) vízszintes komponense a szorítópofa és a próbatest közötti súrlódási erőt ($F_S$) növeli. Ennek következtében az ékfelületen kialakuló erőkomponensek is megnőnek, a külső aktív erő (szakítóerő) növekedésével tehát az önsegítést automatikusan fenntartó erőfolyamat jön létre. Hasonló elven alapul az önzáró kúpos tengelykötés is. Minél nagyobb a tengelyirányú erő, annál nagyobb lesz a nyomatékátvitelt biztosító súrlódási erő is.

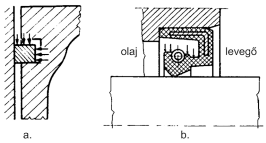
Az önsegítés lényegét jól fejezi ki a belső nyomással terhelt csővezeték lezárásának két lehetséges módja is. A bal oldali megoldásnál a belső nyomás hatására létrejött rugalmas alakváltozás a tömör zárást nyitni igyekszik, a jobb oldali esetben viszont a belső nyomás elősegíti a zárást (56. ábra).

### 56. ábra - Az önsegítés elvének alkalmazása záródugóknál




Hasonló elven működnek a különböző mozgó tömítések is. A dugattyúgyűrű esetében a hengerben lévő nyomás a gyűrűhoronyban is fellép, a gyűrűt a dugattyúhoz és a hengerhez szorítja, ezáltal biztosítja a megfelelő tömítettséget. A helyesen elhelyezett ajakos tömítőgyűrű belső felületén a belső üzemi nyomás (pl. a súrlódási hő hatására megnőtt belső levegőnyomás) a tömítőajkat a tömítendő felületre szorítja (57. ábra). Mindkét példa esetében az üzemi nyomás hozzáadódik a rugalmas szorítóerőhöz.

### 57. ábra - Az önsegítés elvének alkalmazása: dugattyúgyűrű (a), peremes tömítőgyűrű (b)




# Dinamikai-lengéstani viselkedés szempontjából helyes kialakítás, zajszegény konstrukció

A periodikus mozgást végző vagy ütemesen terhelt szerkezeti elemek rugalmasságuknál fogva rezgéseket, illetve lengéseket gerjeszthetnek. Ha a külső igénybevétel frekvenciája megegyezik a test önrezgésszámával, akkor rezonancia következik be, amelynek hatására a gerjesztett kitérések amplitúdója egyre nagyobb lesz. Ha a gerjesztett rendszer ebben az állapotában marad, akkor a rezgés vagy lengés amplitúdója igen gyorsan a lehetséges maximális érték felé konvergál, ami a zaj növekedését, végső esetben az alkatrész törését eredményezi. Az alakadás során, amennyiben erre mód nyílik, meg kell keresni a gerjesztő frekvenciákat (pl. külső erők, illetve a csapágyak vagy

fogaskerekek által gerjesztett rezgések frekvenciáit, vagy a szerkezetazonos rugalmas lengőrendszer lehetséges lengésszámait), valamint az egyes alkatrészek saját frekvenciáit, és ellenőrizni kell, hogy az üzemi állapot elegendően távol van-e a rezonanciától.

A gerjesztés frekvenciája csapágyak esetében a gördülőelemek számával, fogaskerekek esetén pedig az időegység alatt kapcsolódó fogak számával van összefüggésben.

Forgó tengely esetén a gerjesztés frekvenciája a tengely aktuális fordulatszáma. Az alkatrészek saját frekvenciáit, illetve kritikus lengésszámát elemi úton csak hengerszimmetrikus, tengelyszerű alkatrészek esetén lehet meghatározni, számítógépes közelítő eljárásokkal (pl. végeselemes módszerrel) viszont tetszőleges geometriájú alkatrész (pl. hajtóműház) saját frekvenciája is meghatározható.

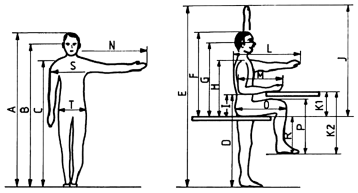
Konstrukciós módszerekkel egyrészt a gerjesztés intenzitását lehet csökkenteni (pl. a hézagok csökkentésével), másrészt a rezgésre, illetve lengésre hajlamos szerkezeti elem saját frekvenciáját el lehet hangolni a gerjesztéshez képest. A gerjesztés intenzitásának csökkentése a megengedett deformációk elvén alapuló rugalmas ágyazásokkal vagy nagy belső súrlódással és ezáltal csillapító hatással rendelkező, lágyabb szerkezeti anyagok (pl. polimerek, kompozit anyagok) alkalmazásával lehetséges. Lényegesen eredményesebb azonban, ha a rezgésre, illetve lengésre hajlamos, gerjesztett szerkezeti elemek saját frekvenciáit merevségük növelésével (pl. célszerűen elhelyezett merevítőbordákkal) hangoljuk el a rezonanciától.

# Ergonómiailag helyes kialakítás

A tervezés három alapszabályának érvényesítése az ergonómiailag helyes kialakításra való törekvéskor alapvető fontosságú. Minden olyan berendezés esetében, amely közvetlen kapcsolatba kerül az emberrel, fontos, hogy az ember-gép kapcsolat egyszerű és áttekinthető, egyértelmű és a munkavégzésre, a munkát végző személyre, valamint a környezetre nézve egyaránt teljesen biztonságos legyen. Törekedni kell az emberi méretek és arányok, valamint a terhelhetőség figyelembevételére, a könnyű hozzáférhetőség, az áttekinthetőség és az egyszerű működtetés megvalósítására.

Az 58. ábra az átlagos emberi méreteket tünteti fel. A feltüntetett értékek tájékoztató jellegű átlagok, ha a tervezett konstrukciónak egy konkrét testrészhez kell igazodnia, célszerű a méretek állíthatóságának lehetőségét biztosítani.

### 58. ábra - Átlagos emberi testméretek (Kroemer és Niemann nyomán)




| Méret [cm] | A | B | C | D | E | F | G | H | I | J | $K_1$ | $K_2$ | L | M | N | O | P | R | S | T |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Nők | 161 | 150 | 131 | 97 | 193 | 85 | 74 | 54 | 24 | 120 | 26-30 | 72-76 | 85 | 42 | 155 | 57 | 50 | 43 | 41 | 37 |
| Férfiak | 172 | 161 | 142 | 106 | 213 | 90 | 79 | 59 | 24 | 131 | 30 | 76 | 97 | 47 | 175 | 59 | 55 | 45 | 45 | 35 |

Az ember által kifejthető erő nagysága igen széles tartományban változik. A kézi erő értéke függ a mozgás síkjától, az erőkifejtés közben a kéz (kar) elmozdulásának nagyságától, valamint az erőkifejtés irányától. Tájékoztató értékként vízszintes síkban max. 20 N, függőleges síkban max. 130 N kézi erővel (kötélhúzás esetén max. 500 N húzóerő kifejtésével) lehet számolni, míg a lábbal kifejthető nyomóerő maximális értéke 300–500 N.

# Az anyag és a technológia egysége, a felhasznált anyag szempontjából helyes kialakítás szabályai

A tervezőnek már a tervezés első fázisában, a fő méretek meghatározásához, a szükséges mechanikai tulajdonságok alapján ki kell választania a tervezendő alkatrész anyagát, az alakadásnál pedig

messzemenően figyelembe kell vennie az alkatrész alakjának és anyagának a külső igénybevételre adott együttes „válaszát”. A választott formák és méretek ugyanis az anyaggal összhangban biztosítják a szükséges élettartamot.

A technológia kiválasztását nem a minden áron való megvalósítás, hanem elsősorban a gazdaságos gyártásra való törekvés motiválja. Ez megköveteli, hogy **már az első technológiai lépés után az alkatrész alakja minél jobban megközelítse a végleges formát,** vagyis a végleges kialakítás minél kevesebb technológiai lépéssel legyen elérhető. Ez a követelmény csak akkor teljesülhet, ha már a tervezés során figyelembe vesszük a technológiai sajátosságokat, azaz az alkatrészt olyan kialakításúra tervezzük, hogy a választott technológiával egyszerűen és biztonságosan elkészíthető legyen.

A szerkezeti anyagok felhasználásának aránya az ipar fejlődésével állandóan változik. Míg pl. a gépjárműiparban korábban a vasalapú ötvözetek adták a felhasznált szerkezeti anyagok csaknem 100%-át, ma már az ötvözött könnyűfémek, a porkohászati anyagok, a műanyagok és a kompozitok is előtérbe kerültek. Ezek együttes részaránya jelenleg 40%. A repülőgépiparban ugyanez a változás korábban kezdődött, de lassabban megy végbe.

A vasalapú, homogén kristályszerkezettel rendelkező ötvözetek alkalmazásának előnye, hogy a megkívánt statikus és élettartam-szilárdság a megmunkálási és a különböző hőkezelési technológiákkal rendkívül széles tartományban változtatható. További előnye ennek az anyagtípusnak a jó alakíthatóság. Hátránya viszont, hogy az alkatrész tömegét csak térfogatával együtt lehet csökkenteni (a vasalapú fémek és ötvözetek sűrűsége gyakorlatilag azonos).

A nem vasfémek és ötvözetek alkalmazásának fellendülését a tömegcsökkentés igénye váltotta ki. A könnyűfém szerkezeti anyagok alkalmazásakor azonban, az acélénál lényegesen kisebb rugalmassági modulusuk miatt, másfajta konstrukciós elveket kell alkalmazni. Az alkatrész szükséges merevségét és szilárdságát nem az anyag térfogatának növelésével (átmérő- vagy falvastagság-növeléssel), hanem a kedvező keresztmetszet–terület/másodrendű nyomaték aránnyal kell biztosítani.

A fémes szerkezeti anyagok mellett a gépelemek és gépszerkezetek gyártásánál is egyre nagyobb teret nyernek a különböző műanyagok **(műszaki polimerek** és **kompozitok)**. A polimer anyagból készült alkatrészek kialakításának szabályai a könnyűfém alkatrészekéhez hasonlók.

A homogén anyagok kedvező tulajdonságainak erősítésére és kedvezőtlen hatásainak csökkentésére az ún. társított anyagokat, más néven kompozitokat alkalmazzák. A **kompozitok** a legkülönbözőbb párosítású anyagok, de minden esetben két alapvető alkotóelemük van, egy lágyabb kitöltő vagy **ágyazó-** (mátrix) és egy a szilárdságot biztosító, ún. **erősítőanyag.** A két alkotóelem lehet egyazon anyagnak különböző formája (pl. szénszál erősítésű amorf karbon kompozit, illetve kerámiaszál erősítésű kerámiakompozit). A kompozit szerkezet minden alkotóelemének külön-külön megvan a saját funkciója, ezek külön-külön méretezhetők, ugyanakkor egységesen biztosítják az alkatrész minden szempontból megbízható üzemelését. Az erősítés tekintetében megkülönböztetünk réteges szerkezetű (tömör, illetve üreges szendvics szerkezetű), szálerősítésű, valamint részecske erősítésű kompozitokat.

A korszerű szerkezeti anyagok másik nagy csoportja a porkohászati termékek. A porkohászat a korszerű tömeggyártási technológiák egyik legdinamikusabban fejlődő ága. A porkohászati anyagok komponenseit nem oldódásos úton elegyítik (az olvadáspont feletti hőmérsékleten, folyékony halmazállapotban), hanem mikro- és nanoszemcsék szobahőmérsékleten való összesajtolásával. Az így kapott szerkezet utólagos hőkezelése révén, a szemcsék felülete között kialakulnak a kohéziós kötések. Így az anyagszerkezet egymással kohéziós kötést alkotó részecskékből áll. Összességében inhomogén, képlékeny alakváltozásra csak igen korlátozottan alkalmas, viszont a szemcséken belül az anyag megőrzi eredeti homogén kristályszerkezetét. Ez a kettősség egyedülálló mikroszerkezeti és mechanikai tulajdonságokat eredményez.

Az új szerkezeti anyagok csoportjába tartoznak a különböző műszaki kerámiák is, amelyeket homogén állapotban, de ma már egyre inkább kompozit formában alkalmaznak.

Az új anyagok új szerkesztési irányelveket igényelnek. Az új szerkezeti anyagok felhasználásának, illetve tervezésének irányelvei ma még nem kristályosodtak ki oly mértékben, mint a hagyományos,

szerkezetükben homogénnak tartott anyagoké. Elsőként a fizikai és mechanikai tulajdonságaikat kutatták és a bevált konstrukciós megoldásokat pedig ritkán publikálják, gyártási titokként kezelik.

# Gyártáshelyes kialakítás

Minden gyártástechnológiának megvannak a sajátosságai, amelyeket a tervezőnek már az alakadásnál figyelembe kell vennie. Alkatrész kiváltásakor (célszerűbb vagy gazdaságosabb technológiával gyártott alkatrésszel) pedig a beépítési környezet kismértékű áttervezésére is szükség van, ami növeli a költségeket. A gyártáshelyes konstrukciók kialakításának alapelveit nem lehet különválasztani a megmunkálási technológiáktól, ezért a szerkesztési alapelveket és konstrukciós megoldásokat a megmunkálási technológiák szerinti csoportosításban ismertetjük.

## Öntött alkatrészek kialakításának alapelvei

Az öntészet a formaadás egyik legrégebbi, nagy formai szabadságot adó módszere. Bonyolult alakú, egyedi darabok vagy kis sorozatok gyártásához alkalmazzák, de az automatizált öntési eljárások nagy sorozatok esetén is gazdaságosak. Öntéssel szinte minden anyag feldolgozható, de az ötvözetek közül azok a legjobban önthetők, amelyek vegyi összetétele közel eutektikus. Ezek az ötvözetek a legkisebb olvadáspontúak és ezeknél a legkisebb a dermedési hőköz (a liquidus és solidus hőmérsékletek közötti különbség). Az öntési eljárások általános jellemzőit a 3. táblázat foglalja össze.

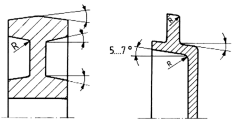
| Öntési eljárások és jellemzőik | Homok-forma | Gravitációs kokilla | Nyomásos | Centrifugál | Preciziós |
|---|---|---|---|---|---|
| Alkalmazható ötvözetek | tetszőleges | Al-, Cu-, Zn-alapú ötvözetek | | tetszőleges | |
| Falvastagság min. [mm] | 3–6 | 1–3 | 1–2 | 10 | 0,8–1,5 |
| Mechanikai tulajdonságok | elfogad-ható | jó | nagyon jó | a legjobb | jó |
| Felületi minőség | elfogad-ható | jó | nagyon jó | elfogad-ható | nagyon jó |
| Alakadási szabadság | jó | jó | nagyon jó | gyenge | nagyon jó |
| Relatív ár kis darabszámnál | a legkisebb | nagy | igen nagy | közepes | nagy |
| Relatív ár nagy darabszámnál | közepes | kicsi | legkisebb | nagy | nagy |
| Pontosság (d < 100 mm) | rossz ±1 mm | jó ±0,2 mm | legjobb ±0,02–0,2 mm | elfogad-ható | jobb ±0,05 mm |
| A változtatás rugalmassága | legjobb | gyenge | leggyengébb | jó | jó |

3. táblázat. Az öntési eljárások általános jellemzői

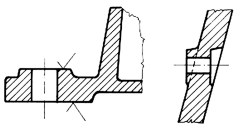
Az öntvények kialakításának az egyes öntési technológiák egyedi sajátosságain kívüli általános szempontjai:

- A formából való kiemelést öntési ferdeséggel és az élek lekerekítésével kell biztosítani (59. ábra).
- Az öntés után megmunkált felületeket ki kell emelni (ráhagyás, felöntés) és a forgácsolószerszám számára jól hozzáférhetővé kell tenni (60. ábra).
- Az öntvény szilárdságát a falvastagság növelése helyett bordákkal célszerű biztosítani (61., 62. ábra).

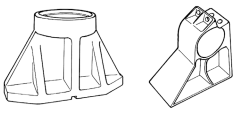
### 59. ábra - Példák az öntési ferdeség alkalmazására



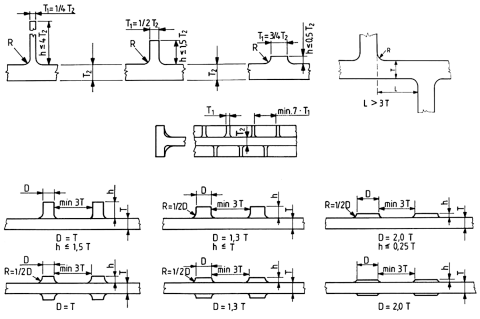

### 60. ábra - Megmunkálandó felületek kiemelése



## 61. ábra - Szilárdságnövelés bordákkal



## 62. ábra - Bordák és felöntések kialakításának szabályai öntött alkatrészeknél

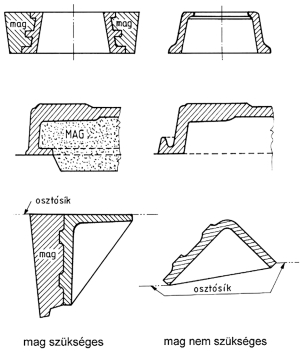



Az öntvény külső alakját a **forma,** belső üregét a **mag** adja meg. (A mag az öntőformának az a része, ami az öntvény kiemelésekor biztosan megsérül, tehát minden darab után újra kell készíteni.) A magra való öntés drágább, és eggyel több hibalehetőség is, ezért, ahol lehetőség nyílik rá, az alkatrészt úgy kell kialakítani, hogy ne kelljen magot alkalmazni (63. ábra). Ha ez mégis elkerülhetetlen, törekedni kell arra, hogy a mag egyszerű, pl. hengeres legyen.

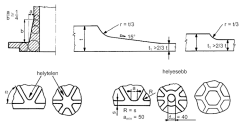
- Az üreg-, illetve repedésképződés elkerülése érdekében, az anyaghalmozódás és a hőátadó felületek nagyságának ugrásszerű növekedésének/csökkenésének megszüntetésével (64., 65. ábra) elő kell segíteni az alkatrész egyenletes hűlését.

- Az X jellegű (merőleges kereszteződésű) bordák helyett Y vagy K jellegű bordák alkalmazásával csökken a bordák találkozásánál felgyülemlő anyagmennyiség, ezáltal az egyenlőtlen lehűlésből eredő repedési veszély.

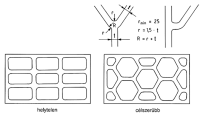
## 63. ábra - Példák a mag alkalmazásának elkerülésére




## 64. ábra - Öntött alkatrészek helyes kialakítására



### 65. ábra - Bordázott, öntött alkatrészek helyes kialakítására



Az öntést követő megszilárdulás jelentős zsugorodással jár. Ennek következtében vetemedés is kialakulhat. A hőleadás a külső felületek mentén mindig jelentősebb, mint a belső felületeken. A kívülről befelé szilárduló öntvényben – a fokozatos zsugorodás (méretcsökkenés) következtében a belső, később megszilárduló részeiben üregek képződhetnek. Ennek veszélye a nagy falvastagságok vagy keresztmetszet-változások esetében fokozottan fennáll. Az üregképződés elkerülése érdekében, az egyenletes falvastagságra való törekvés mellett a beömlési helyek felé fokozatosan növekvő keresztmetszettel kell biztosítani az anyag pótlólagos hozzáfolyási lehetőségét az öntés során.

A megszilárdult állapotban folytatódó lehűlés szintén zsugorodással jár, aminek következtében a nagy keresztmetszet-változások (lépcsők), előnytelenül elhelyezett bordák stb. esetében az egyenetlen lehűlés inhomogén deformációs mezők kialakulását okozza. Ezek pedig vetemedést, maradó feszültségek kialakulását, szélsőséges esetben repedést hozhatnak létre. Az ilyen hibák sokszor csak az öntvény megmunkálásakor jelentkeznek. A kockázat az öntvény célszerű kialakításával, a 62., 64., 65. ábrán javasolt arányok betartásával, illetve utólagos feszültségmentesítő hőkezeléssel csökkenthető.

# Képlékenyalakítással gyártott alkatrészek kialakításának alapelvei

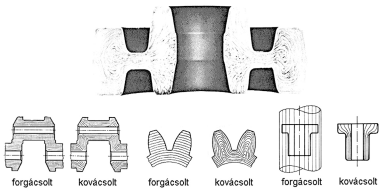
A képlékenyalakítás, néhány kivételes esettől eltekintve, tipikusan a nagy sorozatgyártás technológiája. Szerszám- és gépigénye annál költségesebb, minél közelebb van az alakított alkatrész alakja a késztermékhez. A képlékenyalakító technológiák termelékenysége viszont messze meghaladja az egyéb gyártástechnológiákét, ezért nagy darabszámok esetén jóval gazdaságosabbak a forgácsoló megmunkálásoknál.

Megkülönböztetünk meleg és hideg, illetve a kettő előnyeit bizonyos mértékig ötvöző ún. félmeleg képlékenyalakítást, valamint mindhárom esetben térfogat-, illetve lemezalakító technológiákat.

Az alakítás hőmérsékletétől függően a munkadarabban lejátszódó folyamatok az alakított daraboknak eltérő mechanikai tulajdonságokat biztosítanak.

**Melegalakításkor** ($T_{alakítás} > T_{rekrisztallizáció} > 0{,}5T_{olvadás}$) a regenerációs folyamatok az alakváltozással együtt mennek végbe. Az anyagban dinamikus poligonizáció (szubszemcsés szerkezetesedés) és dinamikus rekrisztallizáció (újrakristályosodás) játszódik le. A melegalakítást a rekrisztallizációs hőmérséklet alatt fejezik be. Az így alakított anyag „emlékszik” az alakváltozás folyamatára. A szubszemcsék irányítottsága (szálirány), ami követte az anyagáramlás irányát, az alakítás után is megmarad (66. ábra), és ez a szálirány határozza meg a melegen alakított alkatrészek mechanikai tulajdonságát. A száliránnyal rendelkező alkatrészek (pl. forgattyústengely) szilárdsága szálirányban sokkal kedvezőbb, mint a forgácsolt alkatrészeké.

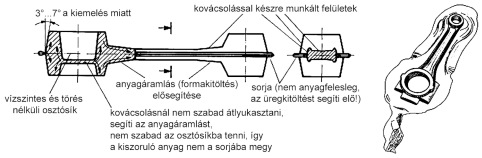
### 66. ábra - Kovácsolt alkatrészek makroszerkezete




Az alkatrészgyártás melegalakító technológiája a kovácsolás (szabadalakító kovácsolás, süllyesztékes kovácsolás, vízszintes kovácsolás, kör- és finomkovácsolás, támolygó alakítás). A kovácsolási technológiák közül a süllyesztékes kovácsolás rendelkezik a legtöbb olyan sajátossággal, (formakitöltés, az osztósík és sorjaképződés) amit a tervezőnek figyelembe kell vennie.

A 67. ábrán bemutatott hajtókar a kovácsolt alkatrészek sajátosságait mutatja be. Felhívja a figyelmet arra, hogy milyen kötöttségekkel kell a tervezőnek számolnia akkor, ha az alkatrész kovácsolt előgyártmányból készül.

## 67. ábra - Kovácsolt előgyártmány kialakításának jellegzetességei (1)




Mint minden képlékenyalakító technológiánál, a süllyesztékes kovácsolásnál is az a cél, hogy a kovácsolt előgyártmány minél közelebb álljon a készgyártmányhoz, azaz minél kevesebbet kelljen forgácsolással utánmunkálni. Ennek megfelelően a nyersen maradó felületek végleges alakját és felületminőségét a kovácsolás határozza meg. A nyersen maradó felületek enyhén ferdék, viszonylag durvák, az átmenetek nagy lekerekítéssel készülnek, a sorja körülvágásának nyoma megmarad, sík felületet csak utólagos forgácsolással lehet kialakítani stb. Ugyancsak a tervezőnek kell gondoskodni a forgó mozgást végző kovácsolt termékek kiegyensúlyozásáról is, mivel a nyersen maradt felületrészek jelentős tömegexcentricitást okozhatnak.

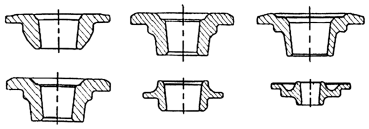
A kovácsolt munkadarabot annak figyelembevételével kell megtervezni, hogy a két szerszámfél nem egyenlő mértékben töltődik ki az anyaggal. Az álló szerszámfélben az anyagáramlás mindig kedvezőbb, mint a mozgó szerszámfélben. Ennek megfelelően az osztósík, hacsak meg nem egyezik az alkatrész szimmetriasíkjával, nem a darab közepére kerül. Alakítani viszont a mozgó szerszámfélnek is kell, különben a szerszámok nem az anyagra, hanem egymásra ütnek. Az osztássíkot és vele együtt a sorja körülvágását nem lehet elkerülni (68. ábra).

## 68. ábra - Kovácsolt előgyártmány kialakításának jellegzetességei (2)

A melegalakítással ellentétben a **képlékeny hidegalakítás** legfontosabb sajátossága, hogy az alakított anyag az alakítás során elszenvedett alakváltozás következtében felkeményedik. Aktuális folyáshatára (egyben az alakítási szilárdsága is) az anyag folyásgörbéjének megfelelően nő. A folyásgörbe viszont – a szuperképlékeny anyagok kivételével – a töréshez tartozó határ-alakváltozásnál fejeződik be. A határ-alakváltozás mértéke az alkalmazott technológiától (pontosabban a technológiára jellemző feszültségi állapottól) függően változik, ezért a határ-alakváltozást meghaladó alakításra van szükség, a törés elérése előtt ki kell lágyítani a munkadarabot. Ezzel az alkatrész elveszíti a korábbi folyáshatár-növekedést, a felkeményedés viszont a folyásgörbének megfelelően újrakezdődik.

A fentiekből következik, hogy a hidegen alakított alkatrészek kialakításával szemben támasztott legfontosabb követelmény a keresztmetszetenkénti lehetőleg azonos mértékű alakváltozás. A 69. ábrán néhány hidegen alakított járműipari alkatrészt mutatunk be.

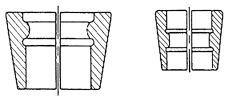
## 69. ábra - Hidegalakítással gyártott jellegzetes alkatrészek



A képlékeny hidegalakítás befejeztével a munkadarab rugalmas visszarugózása miatt a szerszámban marad, eltávolítása csak kilökő alkalmazásával lehetséges. Emiatt kerülni kell az alámetszett alkatrészeket.

Alámetszett darabok (70. ábra) gyártása csak osztott szerszámmal valósítható meg. Az osztott szerszám ára viszont egy nagyságrenddel nagyobb, mint a hengeres furatú, osztatlan szerszámé. A képlékenyen hidegalakított termékek jellemzője a felkeményedéssel elért folyáshatár-növekedésen túl az alakított felületek kiváló minősége ($R_a$ = 1,6…0,4) és rossz alakhűsége. A felület minősége sok esetben semmilyen utólagos forgácsoló megmunkálást nem kívánna, de az alakhűség (hengeresség, egytengelyűség, ütés stb.) szempontjából a felfekvő felületek felszabályozása elkerülhetetlen. Hidegen alakított alkatrészek tervezésénél tehát ügyelni kell arra, hogy a félkész gyártmány megmunkálandó felületén megmunkálási ráhagyás maradjon, és ha lehet, törekedni kell olyan beépítési környezet kialakítására, ami nem különösképpen érzékeny az alakhűség hibáira.

### 70. ábra - Az alámetszés miatt osztott szerszámban alakított alkatrészek



A képlékeny hidegalakítás a kötőelemgyártás jellemző technológiája. A megkívánt szilárdságot itt nem az alapanyag minőségével, hanem az alakváltozási keményedéssel biztosítják (többek között ezért nem az anyag típusát adják meg a kötőelemszabványok, hanem a kész kötőelem szakítószilárdságát, valamint a szakítószilárdság és a folyáshatár arányát).

Képlékeny hidegalakítással csak azok a szerkezeti anyagok alakíthatók, amelyek viszonylag nagy alakváltozási tartományban rendelkeznek folytonos és lehetőleg minél kevésbé emelkedő folyásgörbével. Ilyenek a kis széntartalmú acélok, különböző színesfémek, amelyeknél sem szerkezeti átalakulás, sem kiválásos keményedés nem akadályozza a képlékeny alakváltozást, nem ridegíti el az anyagot.

Jellegzetesen a könnyűfémből készült előgyártmányok (profilos, nyitott és zárt szelvényű rudak, 71. ábra) hidegalakító technológiája a sajtolás.

### 71. ábra - Könnyűfémből sajtolt előgyártmányok

Ezeket az alkatrészeket a darabolás és korróziógátló kezelés után további megmunkálás nélkül használják fel, illetve építik be a berendezésekbe.

## A lemezalakító technológiákkal gyártott alkatrészek kialakításának irányelvei

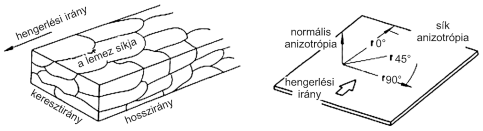
A lemezanyagok gépipari alkalmazását tekintve lehetnek:

- közép- és durva lemezek, amelyeket főként nagy szerkezetek (hajók, tartályok, kazánok, daruk, hidak stb.) gyártásánál használnak,
- finomlemezek, amelyeket kis, illetve közepes nagyságú szerkezetekhez (járműipar, tömegcikkipar, híradástechnika stb.) alkalmaznak.

A közép- és durvalemez-felhasználás jellemzője a viszonylag kis darabszám, univerzális alakítógépek alkalmazása, valamint a hegesztés, mint alapvető kötési technológia. A finomlemezekből készült alkatrészek technológiái, a kivágás, a hajlítás és a mélyhúzás, tipikusan a nagy sorozatgyártás technológiái. A megmunkálási eljárásokra jellemző, hogy olyan anyagminőséget és alakíthatósági állapotot kell biztosítani, ami megfelel a termék funkciójából és gyártásából adódó követelményeknek.

Lemezből készült szerkezetek tervezésekor figyelemmel kell lenni a lemezanyag anizotrópiájára, ami a lemez hengerlése során a nagymértékű képlékeny alakítás következtében a szemcsék megnyúlása és kristálytani orientációjuk nagyfokú rendezettsége (textúraképződés) miatt jön létre (72. ábra).

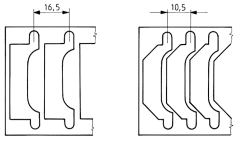
## 72. ábra - A lemezanyag anizotrópiája




Az anizotrópia a lemezanyag károsodás (kontrakció, ráncosodás) nélküli alakíthatóságát nagymértékben befolyásolja. Legkevésbé a kivágás technológiája érzékeny az alakíthatóság mértékére. A hajlításnál csak a hajlítás irányába vett alakíthatóság a lényeges, a rá merőleges irányban a keménység kimondottan előnyös. Mind az anizotrópia, mind az alakíthatóság szempontjából legkényesebb művelet a mélyhúzás, illetve a sajtolás.

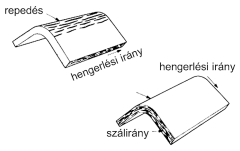
Kivágásnál a lemezanyaggal szemben támasztott legfontosabb követelmény, hogy megfelelően kemény legyen, sorjamentesen törjön és elegendő szilárdsággal rendelkezzen. Az alkatrész alakját lehetőleg úgy kell megválasztani, hogy a sávterv szempontjából is kedvező, vagyis a legkisebb veszteséggel legyen sorolható (73. ábra). A kivágással gyártott alkatrészek IT9…IT12 pontossággal készülnek. Ennek finomítására az ún. finomkivágás, illetve a vízsugaras és a lézeres technológiák adnak lehetőséget. Így IT6 méretpontosságot és $R_a = 0{,}4$ µm felületi érdességet is el lehet érni a vágott felületen.

## 73. ábra - Az optimális sávtervnek megfelelően kialakított csőbilincs



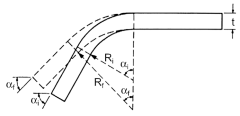

Amennyiben a kivágás hajlítással is párosul, a lemezanyagnak legalább a hajlítás irányában megfelelő alakíthatósággal kell rendelkeznie. A hajlítás tengelye nem eshet egybe a lemez hengerlési irányával (74. ábra), mert az anizotrópia miatt ebben az irányban kismértékű az alakíthatóság. A tervezőnek tehát mind a sávterv, mind a hajlított alkatrész terítékének elkészítésénél figyelembe kell vennie a kiinduló előgyártmány sajátosságait (anizotrópiáját). A hajlítási technológia jellemzője, hogy az anyag csak lokálisan, a hajlított él mentén szenved képlékeny alakváltozást, de ez az alakváltozás kétirányú igénybevétel, az egyik oldalon húzás, a másik oldalon nyomás következtében jön létre.

## 74. ábra - A hengerlési anizotrópia hatása hajlításnál




A hajlított lemez a hajlítás után a rugalmassági tulajdonságaiból adódóan visszarugózik (75. ábra).

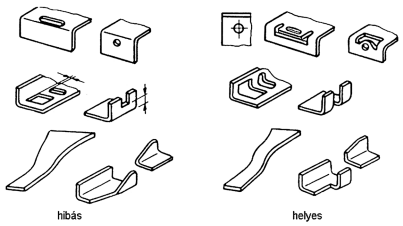
## 75. ábra - A visszarugózás jelensége lemezhajlításnál ($R_i$, $\alpha_i$ – hajlított állapot, $R_f$, $\alpha_f$ – visszarugózott állapot a szerszámból való kivétel után)




A visszarugózás hatását úgy lehet kiküszöbölni, hogy ún. túlhajlítást végzünk, azaz a lemezt kisebb sugárra hajlítjuk, mint ami az alkatrész geometriájából következik. Ez a módszer az előzetes számításon kívül többszöri próbálgatást igényel, sőt, amennyiben a pontos hajlítási rádiusz a követelmény, az utolsó szerszámmal a hajlított rádiuszt kalibrálni, illetve vasalni is kell.

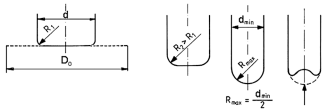
A hajlított alkatrészek kialakításával kapcsolatos egyik alapkövetelmény, hogy a hajlítási él mentén (pontosabban a hajlítási él elhelyezkedésének szórástartományában) a lemezanyag képlékeny folyása azonos anyagtérfogatban történjen. Ennek eredményeképpen a hajlítási él mentén végig azonos mértékű alakváltozását szenvedjen a munkadarab (76. ábra).

### 76. ábra - Hajlított alkatrészek kialakításának szempontjai



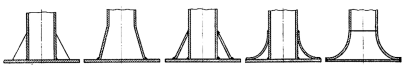

Az edényszerű alkatrészeket mélyhúzással alakítják. Tervezési szempontból annak ismerete a legfontosabb, hogy milyen $D_0/d$ ($D_0$ – a teríték, d – a mélyhúzott darab átmérője) átmérőviszony valósítható meg anélkül, hogy a darabban repedés vagy szakadás keletkezne. A fenék lekerekítési sugara annál nagyobb lehet, minél nagyobb a $D_0/d$ viszony (77. ábra). Sarkos edényfeneket nem lehet készíteni.

### 77. ábra - Edényszerű, mélyhúzott alkatrészek fenékkialakításai



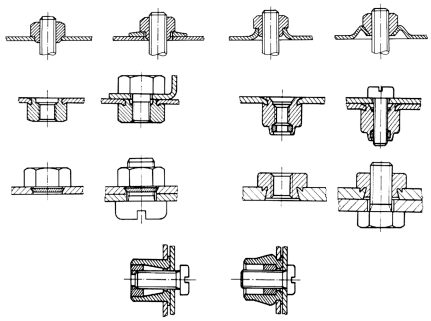
Vékony lemezanyagból készült alkatrésznél követelmény az erőbevitel (terhelésátadás) helyének megerősítése, illetve merevítése. Csőből készült tartók, oszlopok lábrészének merevítésére mutat példát a 78. ábra.

### 78. ábra - Csövekből készült tartók merevségének növelése



A lemezanyag szempontjából kritikus erőátadási környezet a csavarkötés. A csavarkötés környezetét minden, vékony lemezből készült konstrukciónál igen gondosan kell megtervezni, különben már az első csavarmeghúzásnál azonnali maradó alakváltozás lép fel a lemezben, ami nyúlással jár, tehát javíthatatlan. A csavarkötések környezetének megerősítésére mutat jó megoldásokat a 79. ábra.

### 79. ábra - Lemez alkatrészek rögzítése csavarkötéssel



# Porkohászati úton alakított alkatrészek kialakításának irányelvei

A porkohászat kész- és félkész termékek gyártására alkalmas technológia. Főbb jellemzői:

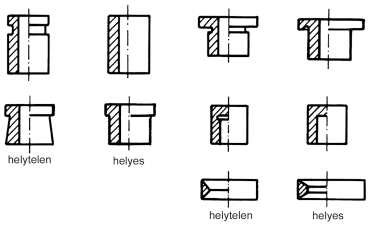
- kis anyagveszteség és gyártási hulladék,

- más eljárással nem készíthető ötvözetek és álötvözetek létrehozása,
- nagy méretpontosság (kalibrálással IT7 elérhető) és jó felületi érdesség,
- széles tartományban gyártható porózus szerkezet stb.

A porkohászati termékek tervezésénél számolni kell a zsugorodással, ami a porsajtolást követő hőkezelésnél (szinterelésnél) következik be. A zsugorodás mértéke a porkeverék összetételétől függ. A lineáris zsugorodás a 13–17%-ot is elérheti. A nagy zsugorodás ellenére a gyártott alkatrészek méretpontossága igen jó, pl. 50 mm-nél 0,5%, míg a minimális tűrés 10 mm alatti méretre ±0,05 mm.

A porkohászattal gyártott alkatrészek alakjának tervezésénél az alámetszéseket, a hirtelen keresztmetszet-változásokat, valamint az éleket kerülni kell (80. ábra).

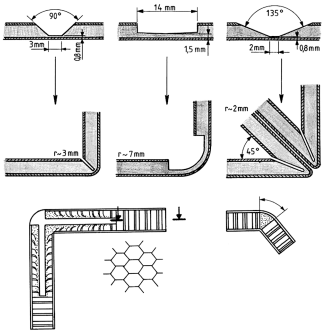
### 80. ábra - Porkohászati úton gyártott perselyszerű alkatrészek




## A társított (kompozit) anyagból készült alkatrészek helyes kialakításának irányelvei

A kompozit anyagból készült alkatrészek esetében a kötések tervezése a nehéz. A merev, egymással párhuzamos héjak és egymáshoz képesti távolságuk megtartását (azaz a töltőanyag alakváltozásának elkerülését) ugyanis biztosítani kell a kötés kialakításakor (81. ábra).

### 81. ábra - Példák kompozit anyagok hajlítására és csatlakoztatására




## Hegesztett alkatrészek kialakításának irányelvei

A hegesztett alkatrészek tervezése a szóba jöhető technológia figyelembevételével, a választott anyagok hegeszthetőségének ellenőrzésével kezdődik. Minden további kialakítási szempont a technológia és az anyagminőség függvénye.

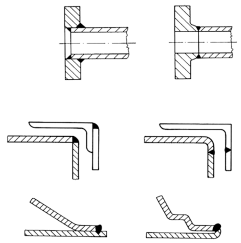
A hegesztés a hegesztési technológiák sokszínűségének köszönhetően az egyedi gyártástól a sorozatgyártásig mindenütt alkalmazható. Példáink döntő többségükben viszont az egyedi vagy kis sorozatgyártással elkészített darabokra vonatkoznak, mivel a nagy sorozatban hegesztéssel gyártott alkatrészeket robotok készítik, így kialakításuk szempontjából a szerelhetőség kritériumának való megfelelés az elsőrendű szempont.

A hegesztési varratok célszerű kialakításával, különösképpen váltakozó igénybevétel esetén, növelhető a varrat megengedhető feszültsége, valamint csökkenthető a hőhatásövezet nagysága és a varratban ébredő maradó feszültségek. Így csökken a hegesztett alkatrész vetemedése is.

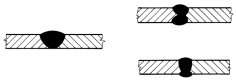
A hegesztendő alkatrész kialakításának főbb szempontjai:

1. A hegesztett varrat által okozott feszültséggyűjtő hatás csökkentése sarokvarrat helyett tompavarrat alkalmazásával (82. ábra), egyoldali tompahegesztés helyett két-oldali vagy gyökhegesztett varratok alkalmazásával (83. ábra), lemunkálatlan varrat helyett lemunkált varrat alkalmazásával (84. ábra), varratok találkozásának elkerülésével (minden varrat leggyengébb része a két végpontja, azaz az ívhúzáshoz és az ívkioltáshoz tartozó pontok), kettőnél több varrat csatlakozását tehát kerülni kell (85. ábra).

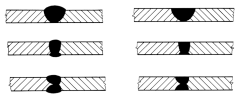
## 82. ábra - Hegesztett alkatrészek kialakításának irányelvei (1)



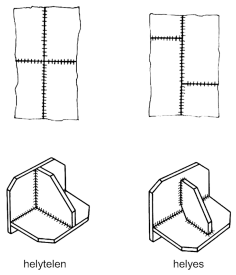
## 83. ábra - Hegesztett alkatrészek kialakításának irányelvei (2)



## 84. ábra - Hegesztett alkatrészek kialakításának irányelvei (3)

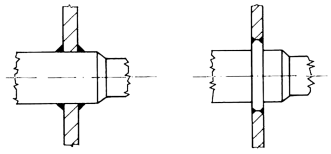


## 85. ábra - Hegesztett alkatrészek kialakításának irányelvei (4)



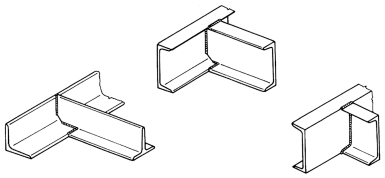

2. A hegesztett varrat igénybevételének csökkentése a varrat minél kisebb igénybevételű keresztmetszetbe kerülésével (86. ábra).

## 86. ábra - Hegesztett alkatrészek kialakításának irányelvei (5)

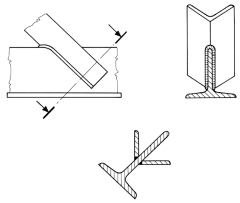


Az igénybevétel-helyes hegesztett kapcsolat kialakításának hangsúlyos szerepe van a különböző profilú tartók esetében. A 87., 88. ábra egyszerű, statikus igénybevételnek kitett tartók hegesztett kötéseire mutat példát.

## 87. ábra - Hegesztett alkatrészek kialakításának irányelvei (6)



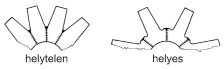
## 88. ábra - Hegesztett alkatrészek kialakításának irányelvei (7)



Amennyiben a hegesztett tartónak időben változó igénybevétele várható, akkor célszerű a varratot (varratokat) a legnagyobb igénybevételű keresztmetszettől minél távolabb kialakítani, illetve a varrat feszültséggyűjtő hatását csökkenteni. Ilyen esetben az átmenetet párnalemezek segítségével, vagy közdarab behegesztésével alakítják ki (88. ábra).

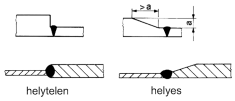
Fontos, hogy a koncentrált hőbevitel ne okozzon egyenetlen hőtágulást és ennek következtében a lehűlés során vetemedést, ami kedvezőtlen esetben a hegesztett alkatrész törésével is végződhet (89. ábra).

## 89. ábra - Hegesztett alkatrészek kialakításának irányelvei (8)



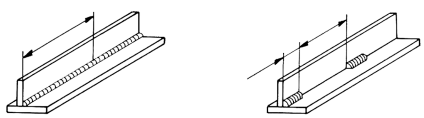

Törekedni kell arra, hogy a hegesztett varrat mindkét oldalán azonos hőhatás övezet alakulhasson ki, illetve hogy mindkét oldal lehűlési sebessége azonos legyen. Ennek érdekében a hegesztendő alkatrészt úgy célszerű kialakítani, hogy a varrat környezetében az anyagok azonos vastagságúak legyenek, továbbá, hogy a varrat mindig két, jól definiált felület között alakulhasson ki (90. ábra). Az azonos falvastagság előnyös az aszimmetrikus hőbevitel elkerülése szempontjából, továbbá csökken a hirtelen keresztmetszet-változás okozta feszültséggyűjtő hatás is, kedvező irányban befolyásolva a varrat és környezete feszültségi állapotát.

## 90. ábra - Hegesztett alkatrészek kialakításának irányelvei (9)



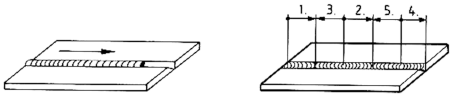

Hosszú, egyirányú varrat helyett célszerű szakaszos varratot alkalmazni (91. ábra). Ezzel a varrat statikus szilárdsága nem csökken, lényegesen kisebb viszont a hőbevitel és ezáltal a vetemedés is.

## 91. ábra - Hegesztett alkatrészek kialakításának irányelvei (10)



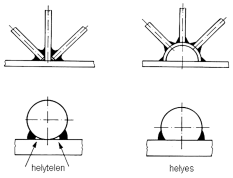
Amennyiben a folytonos hosszvarrat alkalmazása elkerülhetetlen (pl. dinamikus igénybevétel esetén vagy a tömör zárás érdekében), szakaszosan folytonos varratképzést kell előírni. Ebben az esetben a hegesztést a 92. ábrának megfelelő sorrendben és irányban kell elvégezni.

## 92. ábra - Hegesztett alkatrészek kialakításának irányelvei (11)



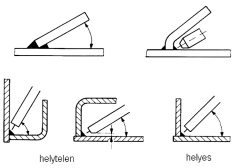

3. A hegesztendő elemek pozicionálása. A hegesztett alkatrészek kialakításának további fontos szempontja, hogy a hegesztendő elemek egymáshoz képesti helyzete jól definiált legyen. Ezzel nemcsak az alkatrészek egyértelmű összeillesztését, szerelési pozícióját könnyítjük meg, hanem egyértelművé tesszük a varratképzés feltételeit is. Ezáltal csökkenek a varrat kialakításával együtt járó hibák, pl. a lunkerképződés is (93. ábra).

## 93. ábra - Hegesztett alkatrészek kialakításának irányelvei (12)

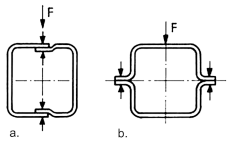



A hegesztett kötések tervezésénél figyelemmel kell lennünk még az elektródával való hozzáférésre (94. ábra), azaz a kivitelezhetőségre, csakúgy, mint az elkészült varratok ellenőrizhetőségére is.

## 94. ábra - Hegesztett alkatrészek kialakításának irányelvei (13)




## 95. ábra - Hegesztett alkatrészek kialakításának irányelvei (14)



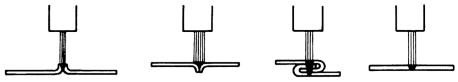

Lemezszerű alkatrészek esetén az olvasztó hegesztési eljárás helyett ellenállás-hegesztést, azaz pont-, vonal- és dudorhegesztési technológiákat célszerű alkalmazni.

Előnyük, hogy a koncentrált hőbevitel miatt az alkatrész vetemedése elhanyagolható, a hegesztendő felületek megolvadása miatt nincs szükség hozaganyagra, továbbá hogy nincs látható ívképződés a hegesztés során.

Hátrányuk viszont, hogy a varrat kialakításához szükséges elektródanyomás miatt a felületen benyomódások maradnak vissza. További hátrány, hogy csak átlapolt kötések lehetnek, illetve gyakorlatilag csak azonos vastagságú lemezanyagok esetében alkalmazhatók. Az átlapolt kötés jellegéből adódóan a pont- és vonalhegesztett kötések a korrózióra fokozottan érzékenyek.

Lemezanyagok olvasztó tompa- és élhegesztésének technológiája a lézeres hegesztés (96. ábra).

## 96. ábra - Hegesztett alkatrészek kialakításának irányelvei (15)



A hegesztés – a dörzs- és a hidegsajtolásos hegesztést kivéve – mindig intenzív hőbevitellel, a hegesztendő anyagok olvadáspontjánál nagyobb hőmérséklettel, valamint a hegesztett darab anyagától és tömegétől függő lehűlési sebességgel jellemezhető technológia. Ennek következtében a hegesztett alkatrészben a lehűlés után maradófeszültségek keletkeznek, amelyek általában az alkatrész vetemedését okozva épülnek le.

A maradófeszültségek üzem közben vektoriálisan hozzáadódnak a mechanikai igénybevétel okozta feszültségkomponensekhez, és az alkatrész törését okozhatják. Amennyiben a hegesztett alkatrész várható igénybevétele időben változó, illetve nem kellőképpen ismert, célszerű az alkatrészt a hegesztés után hőkezeléssel feszültségmentesíteni.

A hegesztéssel együtt járó vetemedések a tervezőt arra kötelezik, hogy a hegesztett alkatrész működő méreteit a hegesztés utáni forgácsolás előírásával biztosítsa. Hasonlóképpen hegesztés utáni forgácsolást kell előírni abban az esetben is, amikor a varrat szilárdságának növelése érdekében a varratot le kell munkálni.

# Forgácsolt alkatrészek kialakításának irányelvei

Az anyagleválasztással járó technológiákat ma már legtöbbször csak a képlékenyalakító technológiákkal gyártott alkatrészek befejező megmunkálására használjuk, ezért a konstruktőrnek törekednie kell arra, hogy a tervezett alkatrész lehetőleg már az első alakító technológiákkal a kész állapotot legjobban megközelítő (near shape) formát nyerjen. Ennek megfelelően forgácsolással csak azoknak a felületeknek a megmunkálását végezzük, amelyeknek előírt alak-, illetve helyzet-, valamint mérettűrése a képlékenyalakító technológiákkal nem biztosítható.

A forgácsolási technológiák időigényesek, segédanyagai nem környezetbarátok, a leválasztott olajos forgács veszélyes anyagnak minősül, továbbá a forgácsolási technológiákkal az alkatrész anyagának mechanikai tulajdonságai egyáltalán nem, a megmunkált felület mechanikai tulajdonságai pedig csak kismértékben javítható. A hátrányok mellett viszont figyelembe kell venni azt a tényt, hogy bizonyos határon túl a megkívánt tűrések kizárólag forgácsoló technológiákkal biztosíthatók. A tervező felelőssége tehát, hogy az alkatrész tűréseit és a tűrt felületek felületi minőségét az adott felületek működési funkciójának megfelelően írja elő. A szükségtelenül szigorú tűréshatár, illetve kis felületi érdesség előírása exponenciálisan növeli a gyártási költségeket.

Forgácsolást, mint befejező felületmegmunkálást kell előírni a hőkezelt, illetve hegesztett alkatrészek működő (kapcsolódó) felületeinél, mivel mindkét, hőbevitellel járó technológia alkalmazása során az egyenlőtlen hőtágulások miatt vetemedik az alkatrész.

A forgácsolt alkatrészek tervezésének legfontosabb szabályai:

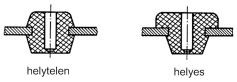
- főszabály az egyszerűség, vagyis törekedni kell arra, hogy a szükséges anyagleválasztás a lehető legkevesebb számú lépésben elvégezhető legyen (pl. nagyfokú szimmetriával rendelkező alkatrészek tervezése),
- az alkatrészt célszerű úgy kialakítani, hogy a forgácsolási lépések között az alkatrész helyzetét egyáltalán ne vagy csak a legkevesebbszer kelljen megváltoztatni,
- a forgácsolt felületek éleit mindig le kell törni, mivel a sorja balesetveszélyes és nagymértékben megnehezíti a szerelést,
- menetes csapok és furatok peremét le kell törni, különben az alkatrész rendkívül nehezen szerelhető,
- a forgácsolásra kijelölt felületek csatlakoztatásánál megfelelő helyet kell biztosítani a forgácsoló szerszám kifutásához,
- a forgácsoló szerszámok éllekerekítését mint lehetséges legkisebb lekerekítési sugarat kell a vállak, átmenetek kialakításánál figyelembe venni,
- törekedni kell az átmenő furatok alkalmazására,

- a furat homlokfelülete mindig merőleges legyen a fúró tengelyére, különben a fúró keresztéle nem tudja a forgácsolást megkezdeni,
- menetes alkatrészek kialakításánál figyelembe kell venni, hogy a menetek nem központosítanak, ha a központosítás szükséges, akkor azt külön arra a célra kialakított felülettel kell megoldani,
- figyelembe kell venni a forgácsolás során kialakuló felületi topográfia irányítottságát, mivel azok nagymértékben befolyásolják az adott felület súrlódási és kopási tulajdonságait.

# Szerelés- és szétszereléshelyes kialakítás

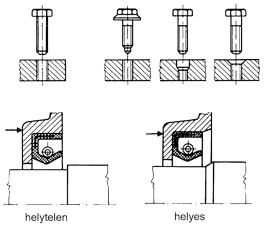
A szerelés- és szétszereléshelyes kialakítási megoldásoknál feltétlenül érvényesíteni kell a három tervezési alapszabályt: az egyszerűséget, az egyértelműséget és a biztonságosságot. Mivel a szerelés során felmerülő módosítások a legköltségesebbek, továbbá a szerelés során végrehajtott változtatásoknak gyakorlatilag már semmilyen értéknövelő szerepük nincs. Ha a szerelés során akár ráfordításiidő-, akár minőségvesztés következik be, az közvetlenül értékcsökkentő hatású. Az egyértelmű, egyszerű, biztonságos és ellenőrizhető szerelhetőség feltételeit már a tervezés fázisában meg kell teremteni, ezért már az alakadás fázisában ismernünk kell, hogy milyen automatizálási fok jellemzi a szerelési munkafolyamatot. Az összeillesztendő alkatrészek egymáshoz képest egyértelműen (csak egyetlen helyzetben, egyféleképpen, adott sorrendben) és biztonságosan legyenek szerelhetők (97. ábra).

### 97. ábra - Az egyetlen helyzetben és egyféleképpen szerelhető alkatrész kialakítása

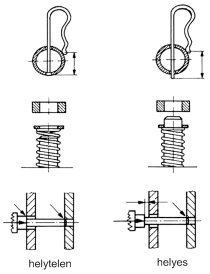



Az alkatrész célszerű kialakításán kívül döntő szerepe van a pozicionálást, valamint a két alkatrész egymáshoz képesti megvezetését megkönnyítő, sőt sok esetben magát a szerelhetőséget lehetővé tévő élletöréseknek (98. ábra). Kerülni kell az egyidejű, illetve kettős illeszkedéseket (egyértelműség alapszabálya, 99. ábra).

### 98. ábra - Az élletörések szerepe szerelésnél



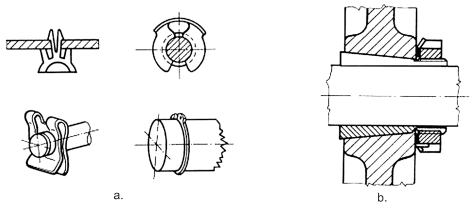

### 99. ábra - A kettős illeszkedés elkerülése




Törekedni kell az egyszerűségre, de annak nem szabad minőségromlást okoznia. Rögzítésre, pozicionálásra (egy konstrukción belüli adott helyzet megtartására) alakzáró elemek (pl. bepattanó,

rugalmas rögzítőelemek) szolgálnak. Terhelés alatt álló elemek pozicionálásához erőzáró elemeket kell alkalmazni (100. ábra).

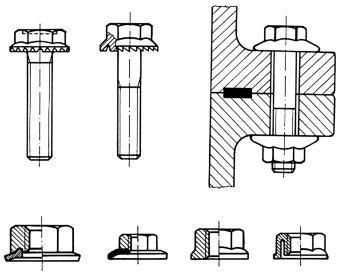
## 100. ábra - Az alak- (a) és erőzáró (b) elven működő elemek alkalmazása




Ezek felcserélt használata a tervezés során súlyos károsodásokhoz vezető konstrukciós hiba forrása lehet.

A szerelés egyszerűsítése végett csavarkötéseknél alátétet csak nagyon indokolt esetben célszerű alkalmazni, akkor is előnyben kell részesíteni a növelt felfekvő felületű vagy az alátéttel szerelt kötőelemeket (101. ábra).

## 101. ábra - Növelt felfekvő felületű, illetve alátéttel szerelt kötőelemek



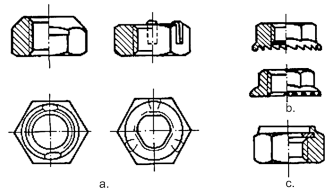
A biztonság alapszabálya értelmében szerelés után a konstrukció az üzemi igénybevételek hatására nem változtathatja meg eredeti állapotát, azaz pl. a kötések nem lazulhatnak a megengedett mértéken túl, a hézagok nem növekedhetnek a rugalmas alakváltozást meghaladó mértékben, a belső reakcióerők nem haladhatják meg a tervezésnél figyelembe vett értékeket.

Csavarkötések tervezésénél a konstruktőrnek minden esetben gondoskodni kell a kötés lazulás elleni, illetve a terheletlen kötőelemek elvesztésével szembeni biztosításáról.

Terhelt kötőelem lazulása elleni legjobb védekezés az ún. nagy szilárdságú (min. 8.8) csavarok alkalmazása, ugyanis az ezek meghúzási nyomatéka által ébresztett előfeszítő erőtől a csavarfej (vagy anya) és az összefogott szerkezeti elemek között olyan súrlódási erő ébred, ami akadályozza a kötőelem önmagától való ki- vagy lecsavarodását.

A terheletlen kötőelemek elvesztése (ki-, illetve lecsavarodása) ellen sokféleképpen, pl. a szerelés egyszerűsítésére kifejlesztett önbiztosító csavaranyák alkalmazásával lehet védekezni (102. ábra).

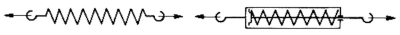
## 102. ábra - Önbiztosító csavaranyák a) deformált anyák, b) fogazott anyák, c) műanyag betétes anya




A szerelési és a működési biztonságot növeli, ha húzott rugók beépítése helyett nyomott rugókat alkalmazunk (103. ábra). A húzott rugó törésekor az alkatrészek közötti kapcsolat megszűnik, míg a

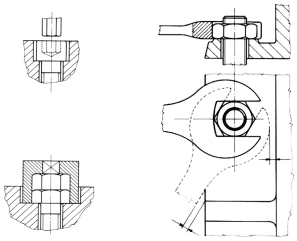
nyomott rugó törésekor a törött rugómenetek egymáson felfeküdve, korlátozott mértékben ugyan, de még ellátják a funkciójukat.

### 103. ábra - Elvi ábra húzott rugó helyett nyomó rugó alkalmazására



A szerelhetőség további feltétele, hogy az alkalmazott szerszámmal biztonságosan és egyértelműen meg lehessen közelíteni a szerelendő alkatrészt. A szerszám helyszükségletét már az alkatrészek kialakításánál figyelembe kell venni (104. ábra).

### 104. ábra - A szerszám helyszükségletének figyelembevétele

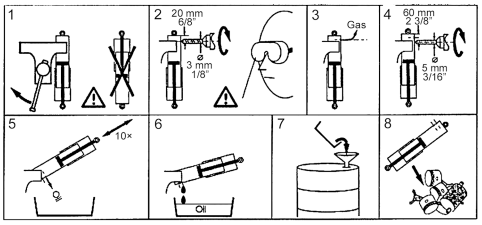


Az is fontos, hogy az alkatrész vagy részegység cseréje esetén az utólagos hasznosíthatóság számára előkészítsük.

Az alkatrésznek, részegységnek tehát nemcsak szerelhetőnek, hanem szétszerelhetőnek is kell lennie. A két művelet módszere és technikája nem feltétlenül azonos, hiszen a szerelés, illetve szétszerelés utáni funkciók különbözők, sőt egymásnak ellentmondók.

A 105. ábra lengéscsillapítók szétszerelési utasítását tartalmazza szöveges útmutató nélkül, mégis mindenki számára egyértelműen érthetően. A szétszerelés ebben az esetben a veszélyes hulladék eltávolítására és az üzemszerű működés (visszarugózás) megszüntetésére irányul.

### 105. ábra - Lengéscsillapítók szétszerelési utasítása




# Karbantartás szempontjából helyes kialakítás

A tervezés alapszabályai ebben az esetben is fokozottan érvényesek. Az egyszerűségre és egyértelműségre való törekvés egyik látványos eredménye a karbantartást nem igénylő termékek (egyes akkumulátorfajták, kenőanyagcserét nem igénylő fogaskerekes hajtások stb.) megjelenése. Ha az üzemszerűen elhasználódó alkatrészek (pl. fékbetétek) szükségessé teszik a rendszeres karbantartást, akkor azt is egyszerűen, egyértelműen és biztonságosan kivitelezhetővé kell tenni. További követelmény az ellenőrizhetőség, a karbantartási igény egyértelmű és biztonságos jelzése vagy észrevehetősége.

Mindezek miatt a tervezett konstrukciónak javíthatónak kell lennie, a karbantartáshoz szükséges szerszámokat le kell gyártani és ki is kell próbálni a prototípus gyártásával párhuzamosan, továbbá el kell készíteni a karbantartási és szétszerelési utasításokat és ellenőrizni a kivitelezhetőségüket, biztosítani kell a karbantartási munkák kivitelezhetőségéhez, illetve az ellenőrizhetőségéhez szükséges helyet (felületet, teret). Ha karbantartás közben veszélyes hulladék (üzemanyag, olaj, gáz, egyéb

szennyező anyag) keletkezik, gondoskodni kell a környezet megóvásáról és a szennyeződés maradéktalan eltávolíthatóságáról.

Az üzemi diagnosztika elvégezhetőségéhez hozzáférési helyeket (nyílásokat, az érzékelők rögzítéséhez szükséges felületeket, illetve elektromos csatlakozási pontokat) kell kialakítani, pl. a kábelek elvezetéséhez is megfelelő teret kell biztosítani. Végül a konstruktőrnek a legrosszabb esetre felkészülve, amennyiben a szükséges karbantartást elmulasztanák, a bekövetkező meghibásodás egyértelmű észlelhetőségét, valamint a berendezés működésének biztonságos leállását is meg kell oldania (anélkül, hogy a berendezés egyéb elemei meghibásodnának, illetve az üzemeltetőre, valamint a környezetre nézve a meghibásodott alkatrész vagy berendezés veszélyt jelentene).

# Korrózióállóság szempontjából helyes kialakítás

A tervezőnek fel kell mérnie, hogy a korrózió formái közül melyik lesz a szerkezeti elem, a részegység vagy az egész konstrukció tervezett élettartama szempontjából mértékadó:

- az üzemi korrózió, vagyis az adott berendezés üzemszerű alkalmazásából adódó mechanikai vagy hőigénybevétel által kiváltott, illetve a munkaközeg (gáz, folyadék, zagy, por, zúzalék stb.) és a munkát végző alkatrész közvetlen kapcsolatából eredő korrózió,

- a környezeti (légköri) korrózió, ami a légköri páratartalom lecsapódása által okozott korróziót jelenti,

- az elektrokémiai (más néven kontakt) korrózió, ami az egymással érintkező, egymáshoz képest igen kis elmozdulást végző, különböző anyagú felületek között, a potenciálkülönbség és a vákuum kivételével mindenütt jelen lévő nedvességtartalom (elektrolit) kölcsönhatásának eredményeképpen kialakuló galvánelemhatás miatt jöhet létre.

A gyakorlatban általában ezek együttes és egymást erősítő hatása érvényesül. A korrózió elleni védekezés minden esetben más és más megoldást igényel. Így a következő, általánosan megfogalmazott kialakítási elveket az adott körülmények között mindig pontosítani kell:

1. Az üzemi korrózióval szemben leghatékonyabban az alkatrészek anyagának célszerű megválasztásával védekezhetünk.

2. A környezeti (légköri) korrózióval szemben a felületvédelem, azaz a legkülönbözőbb fajtájú és minőségű felületi bevonatok alkalmazása nyújt megoldást.

3. Az elektrokémiai (kontakt) korrózió kialakulásának elkerülése érdekében meg kell akadályozni a helyi galvánelemek kialakulását. Az érintkező felületek közé szigetelőanyagot kell tervezni. A veszélyeztetett környezetek átlevegőztetésével (szárításával) minimálisra kell csökkenteni a páralecsapódást. Jó példa erre a gépjárműajtók szerkezete, ami a ponthegesztett kapcsolatok miatt mindaddig a karosszéria leggyengébb része volt, amíg a belső és külső lemezalkatrészek egymáshoz rögzítését ragasztással egybekötött korcolással (a kapcsolódó lemezélek együttes hajlításával) meg nem oldották. Ebben az esetben a ragasztó nemcsak a kötő-, hanem a szigetelőanyag szerepét is betölti.

# Környezetbarát kialakítás, formatervezés és dizájn

A biztonság alapszabályának megfelelően a tervezett berendezés sem a kezelőjére, sem a környezetére nem jelenthet veszélyt. Ugyanakkor sok esetben éppen azért tervezünk és alkalmazunk gépipari berendezéseket, mert azok segítségével akarjuk a környezetünket átalakítani, a kiindulási állapotokat megváltoztatni, azaz a tervezett berendezéssel beavatkozunk a környezetünk természetes rendjébe.

A tervezőnek a környezetbarát kialakítással kapcsolatban legfontosabb tennivalója a vonatkozó szabványok, előírások felkutatása és kötelező érvényű betartása, valamint a már megfogalmazott ajánlások betartására való törekvés. Példa erre a belső égésű motorok károsanyag-kibocsátásának folyamatos csökkentése, a kénmentes üzemanyagok, a kén-, foszfor és klórmentes kenő-, valamint üzemi segédanyagok alkalmazása, a természetes vizekbe engedhető szennyvizek szennyezettségi

fokának folyamatos csökkentése, továbbá az ózonpajzsot elvékonyító gázok levegőbe kerülésének csökkentése, sok esetben mindezek teljes tilalma.

Amennyiben a környezetre veszélyes anyagok alkalmazása elkerülhetetlen (pl. hidraulikus rendszereknél, láncfűrészeknél), helyesen kell kiválasztani a feladatnak megfelelő álló és mozgó tömítéseket, a környezetre legkisebb veszélyt jelentő segédanyagokat (pl. biológiai úton lebontható hidraulikaolajat, illetve kenőanyagot), valamint fokozott gondossággal (pl. megfelelő merevséggel) kell megtervezni a tömítések beépítési környezetét. A műszaki leírásban és a karbantartási utasításban elő kell írni mindezek üzemszerű működésének rendszeres szemrevételezését.

Ma már sok esetben kötelezik is a tervezőmérnököket arra, hogy olyan érzékelőket, érzékelő rendszereket építsenek be a konstrukciókba, amelyek a káros anyag szivárgásának észlelése után automatikusan leállítják a berendezés működését.

A környezetbarát kialakítás érdekében minél több újrahasznosítható (könnyen szétszerelhető és a szétszerelés után anyagfajtánként szétválasztható) anyagot kell alkalmazni. A műszaki leírásban és a szétszerelési utasításban pontosan meg kell jelölni az újrahasznosítás célját és a szétszerelt alkatrészek tárolásának formáját.

A tervezés három alapszabályának a külső megjelenési formájában is érvényesülnie kell. Az egyszerű, egyértelmű és biztonságos kezelhetőség nem csak a működtetés elvárható követelménye. Mindezeknek olyan, látható formában kell megjelennie a termék kialakításában, hogy ezáltal is megnyerje a felhasználó bizalmát. Azt a tevékenységet, amely az alakadás során kizárólag a külső megjelenítéssel foglalkozik, formatervezésnek nevezzük. Az eredményeképpen megvalósuló külső megjelenés a dizájn.

A dizájn egy, a vásárlótól, illetve a felhasználótól függően különböző mértékben értékelt járulékos funkcióval, a tetszetőséggel egészíti ki a termék műszaki funkcióit, növelve ezáltal az értékét, továbbá felhívja magára a felhasználó figyelmét, és hangsúlyozza előnyös működési módját.

A dizájn akkor megfelelő, ha képes visszatükrözni a felhasználó termékkel szembeni elvárásait. Ennek következtében egy adott terméknek többféle dizájnja is létezhet (pl. cél-, presztízs-, nosztalgiaorientált, avantgardista). Ugyanakkor a dizájnnak teljes összhangban kell lennie a termék alap-, mellék- és kiegészítő funkcióival is. A formatervezés felelőssége, hogy meg kell teremtenie a harmonikus kapcsolatot a tervezett berendezés megjelenési formája és szigorúan vett műszaki értékei között. Egy termék dizájnja akkor jó, ha képes hatékonyan leképezni a műszaki funkciók lényegét a potenciális felhasználó számára, annak ízlése és elképzelése szerint. A dizájn fontos üzleti szempont, hiszen az azonos funkciókkal rendelkező, azonos minőségű termékek közül, ha árban megfelelő (ezért a dizájn költségeit mindig mérlegelni kell), a vásárló azt fogja választani, amelyik neki a legjobban tetszik.

# Rugók

A rugók olyan gépelemek, amelyek terhelés hatására **célzott alakváltozást valósítanak meg,** majd annak megszűnésekor ismét felveszik eredeti alakjukat. Általában kis erőváltozásnál is viszonylag nagy alakváltozásra képesek, amit megfelelő kialakítással és anyagválasztással érünk el. E tulajdonságaik alapján fő funkcióik a **rugalmas kötések és támasztások** (erőbevezetések) megvalósítása, **potenciális energia tárolása, valamint a kinetikai energia átalakítása.**

A rugalmas kötéseknél rugóelemek felhasználásával beállítható előfeszítést alkalmazunk a csavarkötésben vagy ágyazásokban, erőzáró tengelykapcsolókban. A rugók nagy alakváltozási képességük következtében alkalmasak a kopásból adódó erőcsökkenés kompenzálására (pl. erőzáró tengelykapcsolóban, tömítésekben) is. Rugalmas tulajdonságaik megfelelő megválasztásával lengő rendszerek elhangolására és rezgésszigetelésre (pl. gépalapok) egyaránt alkalmazhatók, továbbá nagy energiatároló képességük következtében alkalmasak mozgó gépelemek eredeti helyzetének visszaállítására (pl. motorszelepek, visszacsapó szelepek).

Nagy alakváltozási képességük folytán alkalmasak ütközési (lökési) energia nagyobb elmozdulással (kisebb erővel) való felvételére (pl. járműrugózások), megfelelő csillapítás esetén az energia hővé alakítására (pl. gumirugók).

Az alkalmazott igénybevételtől függően vannak húzás-nyomásra, hajlításra, nyírásra, csavarásra igénybevett rugók. További osztályozás lehetséges kialakításuk (tekercs, lap, tányér stb.), anyaguk (fém, gumi), illetve működési elvük (mechanikus, hidraulikus, pneumatikus) szerint.

A rugók alapvető funkciójuk következtében jellemzően időben változó terhelésűek, amit méretezésüknél figyelembe kell venni. Amennyiben a terhelésváltakozás várható ciklusszáma N < $10^4$, a statikus határállapoti jellemzők figyelembevételével, időben állandó terhelési modell alapján méretezhetünk. Nagyobb ciklusszámok esetén az üzemi terhelésekből kiindulva határozhatjuk meg az alkalmazandó terhelési modell paramétereit, az ébredő igénybevételek jellemzőit. A méretezés ebben az esetben a váltakozó igénybevételre érvényes határállapoti (kifáradási) jellemzők alapján, a már tárgyalt módon történhet.

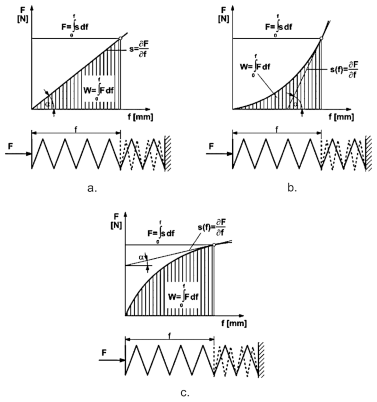
Az általában magas műszaki és minőségi, sok esetben anyaguk tekintetében is speciális követelményeknek megfelelő rugók előállítása különleges technológiai, gyártási stb. ismereteket követel, ezért azokat jobbára az erre szakosodott cégek állítják elő. Így a méretezési alapadatok tekintetében – a vonatkozó szabványok mellett – célszerű a gyártóművi adatokra is támaszkodni.

# Rugókarakterisztika

A rugók terhelési állapotát három mennyiség, a terhelőerő (F), az alakváltozás (f), valamint a benne tárolt energia (W) határozza meg. Kapcsolatuk a rugókarakterisztikán keresztül értelmezhető.

A külső erő (F) alkalmazására adott válaszfüggvény (f) tekintetében beszélhetünk lineáris (a), progresszív (keményedő) (b), valamint degresszív (lágyuló) (c) típusú rugókarakterisztikáról (106. ábra). Torziós rugók esetén az alkalmazott csavarónyomatékot ($T_{cs}$) ábrázoljuk a szögelfordulás ($\phi$) függvényében.

### 106. ábra - A rugókarakterisztika mint a terhelés (F), deformáció (f) és energia (W) kapcsolatát leíró függvény




A **rugókarakterisztika** a rugók általános viselkedésének leírására használt ábrázolás. A terhelés-alakváltozás kapcsolatát a **rugómerevség** (a rugókarakterisztika egy vizsgált, tetszőleges P pontjához húzott érintő iránytangense, tgα, 106. ábra) fejezi ki.

A rugómerevség az egységnyi deformáció (vagy szögdeformáció) megvalósításához kifejtendő erő (vagy nyomaték):

$$s(f)=\frac{dF}{df}\ [N/m] \quad \text{illetve} \quad s_T(\varphi)=\frac{dT}{d\varphi}\ [Nm/rad]$$

A rugómerevség reciproka a **rugóállandó,** jelölése c.

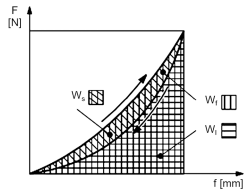
A rugóban külső terhelés hatására felhalmozódó energia:

$$W=\int_0^f F\,df\ [N/m] \quad \text{illetve} \quad W=\int_0^{\varphi} T\,d\varphi\ [Nm]$$

Egy rugó terheléséhez szükséges energia mindig nagyobb, mint amennyit a terhelés megszűntével (leterhelésekor) visszanyerhetünk. A különbség az alkalmazott rugó **hiszterézis**e (veszteség). A veszteség oka anyag természetű (anyagcsillapítás) vagy a szerkezeti kialakításból (rugórendszerek esetén a súrlódási erő alkalmazásán alapulva) következhet.

A terheléshez szükséges ($W_f$), illetőleg a leterhelésnél visszanyert ($W_l$) energia különbsége a **veszteségi energia** ($W_s$) (erő-alakváltozás koordináta-rendszerben a vonatkozó két görbe alatti terület különbsége, 107. ábra).

### 107. ábra - Rugók veszteségienergia-jelleggörbéje

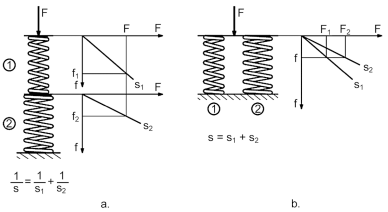



# Rugórendszerek

Külső terhelés tekintetében (az erőbevezetés, valamint a megtámasztás a rugó szabad végein keresztül történik) megkülönböztetünk húzásra, nyomásra, hajlításra, nyírásra, valamint csavarásra igénybe vett rugókat. Ezenkívül definiálható még az ún. közbülső terhelés, amikor is a rugót nem csak szabad végein keresztül, hanem pl. egy csavarrugó esetében belső menetein át is terheljük.

Több rugó (soros, párhuzamos vagy ezek vegyes kombinációjú) kapcsolásával rugórendszereket állíthatunk össze (108. ábra). Amennyiben több összekapcsolt rugó esetén azok azonos külső erővel terheltek, **soros rendszerről** (ilyenkor a deformációk összeadódnak), míg ha az összekapcsolt rugók alakváltozása azonos, **párhuzamos rendszerről** (ilyenkor a rugókban ébredő erők adódnak össze) beszélünk.

### 108. ábra - Rugók kapcsolása soros (a), párhuzamos (b)

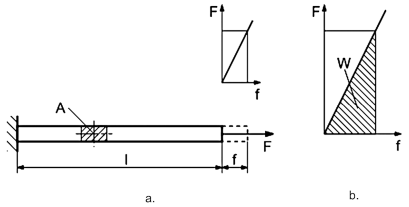



# Fémrugók

## Rúdrugó

A fémrugók legegyszerűbb típusa a húzó-nyomó igénybevétellel terhelt rúdrugó (109. ábra).

### 109. ábra - Rúdrugó (a), a rugóban tárolt energia (b)



Állandó keresztmetszetű kialakítás esetén, az erő–alakváltozás görbe lineáris szakaszán terhelve a fajlagos nyúlás: $\varepsilon = \frac{\sigma_{hz}}{E}$, illetve az elmozdulás: $f = \frac{F \cdot l}{A \cdot E}$.

A rugóban tárolt energia:

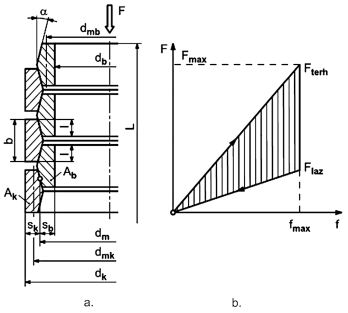
$$W = \frac{1}{2} F \cdot f = \frac{1}{2} \sigma_{hz} \cdot A \frac{\sigma_{hz} \cdot l}{E} = \frac{1}{2} \cdot \frac{V}{E} \sigma_{hz}^2.$$

Fajlagos energiatároló képesség tekintetében (térfogategységre vonatkoztatott energia: W/V) ez a típus a legkedvezőbb (a teljes rugókeresztmetszetben azonos feszültség ébred). Szerkezeti megvalósíthatósága azonban korlátozott, tekintettel a megfelelő rugómerevség (s) érdekében alkalmazandó nagy szerkezeti hosszúságra (l).

# Gyűrűs rugó

Több tagból álló, egymáshoz külső, illetve belső, zárt kúpfelületeken kapcsolódó rugóoszlop a gyűrűs rugó (110. ábra).

## 110. ábra - Gyűrűs rugó (a), rugókarakterisztika (b)




A külső terhelés hatására a gyűrűk egymásba csúsznak. A külső gyűrűkben húzó, a belső gyűrűkben nyomó feszültség alakul ki.

A visszarugózás feltétele (önzárás elkerülése), hogy a gyűrűk kúpszöge (α, gyakorlatban α = 12°… 15°) nagyobb legyen a súrlódási félkúpszögnél (**ρ**, gyakorlatban ρ = 7°…9°).

A lazító ($F_{laz}$) és a terhelő ($F_{terh}$) erő közötti kapcsolat: $F_{laz} = F_{terh} \cdot \frac{\tan(\alpha - \rho)}{\tan(\alpha + \rho)}$.

A rugóerő terheléskor: $F_{terh} = \frac{2\pi \cdot b \cdot f \cdot E \cdot \tan\alpha \cdot \tan(\alpha + \rho)}{n \cdot \left( \frac{d_b}{s_b} + \frac{d_k}{s_k} \right)}$, ahol n az érintkező kúpfelületpárok száma.

Az n számú érintkező kúpfelületpárt tartalmazó rugóoszlop deformációja a 110. ábra jelöléseivel:

$f \cdot n \cdot \left( \frac{d_{mk} \cdot \sigma_h + d_{mb} \cdot \sigma_{ny}}{2 \cdot E \cdot \tan\alpha} \right)$, ahol a külső gyűrűben ébredő húzófeszültség:

$\sigma_h = \frac{F_{terh}}{A_k \cdot \pi \cdot \tan(\alpha + \rho)}$, a belső gyűrűben ébredő nyomófeszültség:

$\sigma_{ny} = \frac{F_{terh}}{A_b \cdot \pi \cdot \tan(\alpha + \rho)}$, ahol $A_k$ a külső húzott és $A_b$ a belső nyomott gyűrű keresztmetszete.

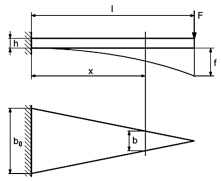
A fel- és a leterhelés súrlódó felületpárok miatti jelentős erőszükséglet különbsége következtében e rugótípus csillapítási tulajdonságai igen jók.

Felhasított kúpos gyűrű kombinációban a rugóköteg karakterisztikája, így csillapítási jellemzői szabályozhatók.

# Hajlításra terhelt rugók

Hajlításra terhelt rugótípusok a különböző **laprugók, spirálrugók,** valamint a **tányérrugók.** Ezek kihasználtsága energiatároló képesség tekintetében kisebb, mint a húzásra igénybe vetteké, mivel a hajlító igénybevétel során maximális feszültség csak a tartó szélső szálában keletkezik. A hajlított rugók speciális esete az **egyenszilárdságú laprugó,** elvi modelljét a 111. ábra mutatja. Az F erővel terhelt tartó x keresztmetszetében ébredő nyomaték: $M_{hj} = (1 – x) \cdot F$.

## 111. ábra - Egyenszilárdságú laprugó elvi modellje




A tartó egyes keresztmetszeteiben ébredő feszültség állandó, ha a tartó görbületi sugara is állandó, így az egyenszilárdságú tartó szélességi méretének meghatározásához állandó magasság (h = konstans) esetén a nyomatéki egyenletből kiindulva kapjuk: $\frac{M_{hj}}{I_{hj}E} = \frac{M_{0,hj}}{I_{0,hj}E}$.

Ennek alapján felírható:

$\frac{12 \cdot F \cdot (1-x)}{b \cdot h^3} = \frac{12 \cdot F \cdot 1}{b_0 \cdot h^3}$, ebből a tartó szélessége: $b = b_0 \frac{1-x}{1}$.

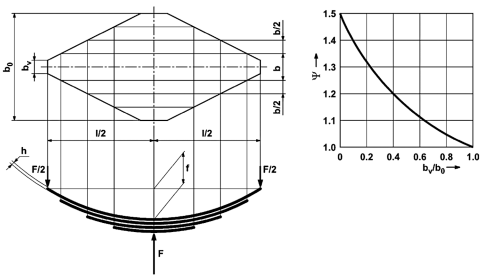
A tartóban ébredő maximális hajlítófeszültség: $\sigma_{hj} = \frac{F \cdot 1}{K_{hj}}$, ahol a 111. ábra szerinti tartó esetén a keresztmetszeti tényező ($K_{hj}$): $K_{hj} = \frac{b_0 \cdot h^2}{6}$.

A tartó lehajlása: $f = \frac{6 \cdot F \cdot l^3}{E \cdot h^3 \cdot b_0}$.

Az egyenszilárdságú, állandó magasságú tartó szélességi mérete tehát a befogástól a tartó végéig lineárisan növekszik. A közel egyenszilárdságú laprugó gyakorlati megvalósítására a járműiparban számos példát találunk, amikor változó hosszúságú, de állandó szélességű rugóelemeket építenek össze.

A **többrétegű trapézrugó** megvalósításának elvi megoldását a 112. ábra mutatja.

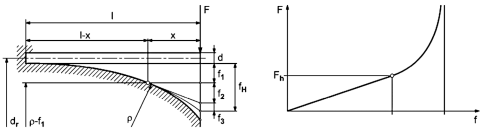
## 112. ábra - A közel egyenszilárdságú laprugó elv megvalósítása többrétegű, trapézrugó elven kialakított rugóköteggel



A 112. ábra jelöléseinek felhasználásával a két végén csuklósan megtámasztott rugóköteg terhelése: $F = \frac{2}{3} \cdot \frac{b_0 \cdot h^2}{l} \cdot \sigma_{hj}$, és a lehajlás: $f = \Psi \cdot \frac{F \cdot l^3}{4 \cdot E \cdot b_0 \cdot h^3}$, ahol Ψ a rugó $b_v/b_0$ paraméterének függvényében a 112. ábra jelöléseivel, és az ott közölt diagram alapján meghatározható.

A hajlított laprugó különleges esete a **kényszerpályára hajlított rugó (tartó),** amelynek modelljét a 113. ábra mutatja.

## 113. ábra - Kényszerpályán hajlított rugó




A rugóvég eredő lehajlása ($f_H$) az egyes komponensek szuperpozíciójával, a 113. ábra jelöléseivel: $f_H = f_1 + f_2 + f_3 = \frac{(1-x)^2}{2\rho} + \frac{x(1-x)}{\rho} + F \cdot \frac{x^3}{3 \cdot I_{hj} E}$.

A rugó felfekvő szakaszán a görbületi sugár: $\frac{1}{\rho} = \frac{M_{hj}}{I_{hj} \cdot E}$ és a rugóban ébredő hajlító feszültség: $\sigma_{hj} = \frac{M_{hj}}{K_{hj}}$.

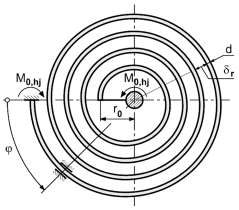
Az összefüggések felhasználásával: $\frac{1}{\rho} = \frac{\sigma_{hj} \cdot K_{hj}}{I_{hj} \cdot E}$.

A tartó felfekvő részén állandó görbületi sugár (ρ = áll.) esetén a hajlító nyomaték ($M_{hj}$) állandó.

Mivel a hajlító nyomaték: $F \cdot x = M_{hj} = \frac{I_{hj} \cdot E}{\rho}$, az adott terhelőerőhöz számítható a felfekvési hossz: $x = \frac{I_{hj} E}{\rho \cdot F}$.

Így a vonatkozó összefüggés alkalmazásával a jelen esetben progresszív rugókarakterisztika előállítható. Egy síkban, spirálvonal mentén tekercselt huzal végeinek nyomaték terhelésével adódik a **nyomatékterhelésű spirálrugó** (114. ábra). Az ilyen rugók műszertengelyek, órabillegők előfeszítésére használatosak. Rugómerevségük befogási hosszúságuk változtatásával (ϕ) szabályozható.

## 114. ábra - Nyomatékterhelésű spirálrugó

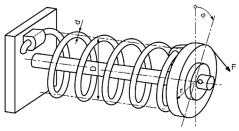



A hajlító nyomaték: $\sigma_{hj} = \frac{M_{0,hj}}{K_{hj}}$ és a szögelfordulás: $\varphi = \frac{M_{0,hj} \cdot l}{E \cdot I_{hj}}$, ahol a rugó hossza (l) n menetszám esetén a 114. ábra jelöléseivel közelítőleg: $l \cong 2\pi \cdot n \left[ r_0 + \frac{1}{2} n (d + \delta_r) \right]$.

A nyomatékterhelésű rugók egy másik, szokásosan alkalmazott típusa a **hengerpalástra tekercselt forgató csavarrugó** (115. ábra). A rugót terhelő hajlító nyomaték a rugó minden keresztmetszetében

azonos hajlító feszültséget indukál, így ez a görbe tartó egyenszilárdságú rugóként viselkedik. A hajlító feszültség a rugóvéget terhelő erő, valamint a rugó geometriai adatainak ismeretében számítható.

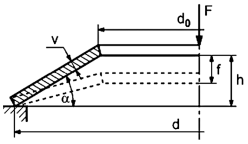
## 115. ábra - Nyomatékterhelésű forgató csavarrugó

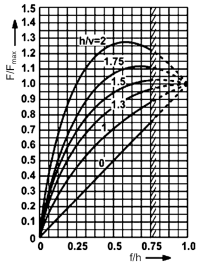


A hajlításból származó feszültség a 115. ábra jelöléseivel: $\sigma_{hj} = \frac{F \cdot r}{d^3} \cdot \frac{32}{\pi}$ és a nyomaték hatására bekövetkező szögelfordulás: $\varphi = \frac{F \cdot r \cdot l}{d^4 \cdot E} \cdot \frac{64}{\pi}$, ahol n menetszám esetén a rugóhossz: $l = D \cdot \pi \cdot n$.

A **tányérrugó** összetett igénybevételű, de alapjában hajlított rugó. Geometria kialakítására egyszerűsített metszeti formában a 116. ábrán láthatunk példát.

## 116. ábra - Tányérrugó és jellegzetes rugókarakterisztikák




A tányérrugók karakterisztikája a szerkezeti magasság (h) és a rugóvastagság (v) arányának függvényében változtatható (116. ábra), ahol $F_{max}$ az f = h deformációhoz tartozó erő. E rugók beépítésénél ügyelni kell arra, hogy a legnagyobb deformáció a 0,75 h értéknél ne legyen nagyobb.

Tekintettel a tányérrugók összetett igénybevételére, számítási összefüggéseik egyszerűen nem adhatók meg. Levezetés mellőzésével a tányérrugóban ébredő legnagyobb nyomófeszültség a $d_0$ átmérőjű helyen: $\sigma_{ny} = \frac{4 \cdot E}{1-\nu^2} \cdot \frac{1}{\alpha(d/v)^2} \cdot \frac{f}{v}\left[\beta\left(\frac{h}{v} - 0{,}5\frac{f}{v}\right) + \gamma\right]$, és a rugóerő: $F = \frac{4 \cdot E}{1-\nu^2} \cdot \frac{v^2}{\alpha(d/v)^2} \cdot \frac{f}{v}\left[\beta\left(\frac{h}{v} - \frac{f}{v}\right) \cdot \left(\frac{h}{v} - 0{,}5\frac{f}{v}\right) + 1\right]$.

Végül a rugómerevség az erő elmozdulás szerinti deriválásával: $s = \frac{4 \cdot E}{1-\nu^2} \cdot \frac{v}{\alpha(d/v)^2}\left[\left(\frac{h}{v}\right)^2 - 3\frac{h}{v} \cdot \frac{f}{v} + 1{,}5\left(\frac{f}{v}\right)^2 + 1\right]$, ahol ν a Poisson-tényező (acélra 0,3), f a rugó összenyomódása, α, β, γ a $d/d_0$ függvényében táblázatból meghatározhatók (4. táblázat).

| $d/d_0$ | α | β | γ |
|---|---|---|---|
| 1,2 | 0,29 | 1,00 | 1,04 |
| 1,4 | 0,45 | 1,07 | 1,13 |
| 1,6 | 0,56 | 1,12 | 1,22 |
| 1,8 | 0,64 | 1,17 | 1,30 |
| 2,0 | 0,70 | 1,22 | 1,38 |
| 2,2 | 0,74 | 1,27 | 1,46 |
| 2,4 | 0,76 | 1,31 | 1,53 |
| 2,6 | 0,77 | 1,35 | 1,60 |
| 2,8 | 0,78 | 1,39 | 1,67 |
| 3,0 | 0,79 | 1,43 | 1,74 |
| 4,0 | 0,80 | 1,61 | 2,07 |
| 5,0 | 0,81 | 1,76 | 2,37 |

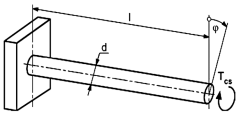
4. táblázat. Tányérrugók α, β, γ együtthatói a $d/d_0$ átmérőhányados függvényében

A tányérrugók különböző módon való egymásra helyezéséből (soros, párhuzamos, vegyes elrendezés) kialakított rugórendszerek karakterisztikája könnyen illeszthető a feladat által megszabott követelményekhez. Járműipari alkalmazása (kis és nagy méretekben egyaránt) egyre jelentősebb.

# Csavarásra terhelt rugók

A csavarásra terhelt rugók legegyszerűbbike az állandó kör keresztmetszetű **rúdrugó.** A rugóvégen ható csavaró nyomaték ($T_{cs}$) hatására a tengelyvég ($\phi$) szögelfordulást szenved, amely a geometriai adatok és anyagjellemzők ismeretében a 117. ábra jelöléseivel: $\varphi = \frac{T_{cs} \cdot l}{I_p G}$, ahol $I_p \approx 0{,}2\ d^3$.

### 117. ábra - Csavarásra terhelt rugó modellje




A csavarónyomaték hatására a rugóban ébredő maximális feszültség a szélső szálban (d/2): $\tau_{cs} = \frac{T_{cs}}{I_p} \cdot \frac{d}{2}$

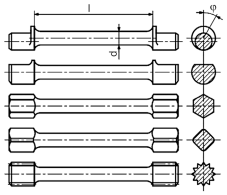
és a torziós rúdrugó fajlagos energiatároló képessége: $\frac{W}{V} = \tau_{cs}^2 \cdot \frac{1}{4 \cdot G}$.

A d átmérőjű, kör keresztmetszetű, csavarásra terhelt rugó átmérője a megengedett feszültég ($\tau_{cs,\ meg}$) ismeretében: $d = \sqrt[3]{\frac{16}{\pi} \cdot \frac{T_{cs}}{\tau_{cs,\ meg}}}$.

Az l hosszúságú, d átmérőjű rugó $\phi$ elcsavarodása (szögelfordulása) a G csúsztató rugalmassági modulus ismeretében: $\varphi = \frac{2 \cdot l}{d} \cdot \frac{\tau_{cs}}{G}$.

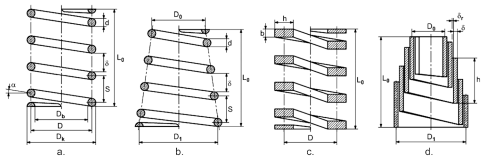
A torziós rúdrugók befogására a 118. ábrán láthatunk példákat.

### 118. ábra - Torziós rúdrugóvégek kialakításai




A **hengeres** (valamint a kúpos) **csavarrugók** a gépészeti gyakorlat leginkább alkalmazott rugótípusai. Keresztmetszeti kialakításuk tekintetében számos változatuk ismert, amelyekre a 119. ábra mutat példát. A hengeres csavarrugókra jellemző méretek azok középátmérője (D = 2R) és szálátmérője (d), a terheletlen rugóhossz ($L_0$), valamint az alkalmazott menetek száma (n).

### 119. ábra - Hengeres és kúpos csavarrugók különböző keresztmetszeti kialakítással a) hengeres, kör keresztmetszetű, b) kúpos, kör keresztmetszetű, c) hengeres, négyszög keresztmetszetű, d) kúpos, tekercselt, négyszög keresztmetszetű

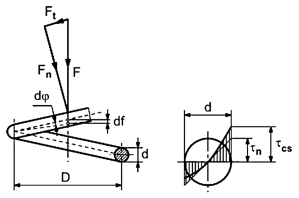


Az állandó menetemelkedésű, hengeres, nyomó terhelésű csavarrugók meneteinek felfekvése a terhelés növekedésével egyszerre következik be. Ekkor a rugókarakterisztika iránytangense megváltozik, az erőtengellyel párhuzamos egyenessé válik, és a rugó további deformáció felvételére nem képes.

Részben ennek a jelenségnek a javítására alkalmazzák a változó külső átmérővel készített úgynevezett **idomrugókat** (pl. kúpos csavarrugó, tekercselt, négyszög keresztmetszetű lemezrugó, 119. ábra). Az idomrugóknál a menetek felfekvése a terhelés növekedésével fokozatosan következik be. A jelenség a rugókarakterisztikán egy-egy törés formájában nyomon követhető. A rugó ilyenkor „keményedik”.

A hengeres csavarrugók terhelése a rugó tengelyirányában ható (nyomó vagy húzó) erővel történik. Ez az erő a rugószálat nyomatékkal terheli, melynek mértéke a 120. ábra jelöléseivel: $T_{cs} = F \cdot R$, valamint az összenyomódás az erő függvényében n menetszámú rugó esetén: $f = \frac{D^3}{d^4} \cdot \frac{8}{G} \cdot n \cdot F$ és a rugó merevsége: $s = \frac{d^4}{D^3} \cdot \frac{G}{8 \cdot n}$.

## 120. ábra - Hengeres csavarrugó modellje



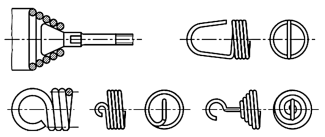

A rugók görbültsége okán a rugószál csavarófeszültség-eloszlása a keresztmetszet mentén eltér a névleges lineáristól (120. ábra). A rugó belseje felé eső oldalon keletkezik a nagyobb feszültség. Mértékét egy, a középátmérő és a szálátmérő függvényében meghatározható alakténye zővel ($\alpha_k$) vesszük figyelembe: $\tau_{cs} = \alpha_k \cdot \tau_n$, ahol az alakténye ző: $\alpha_k = \frac{\frac{D}{d} + 0{,}5}{\frac{D}{d} - 0{,}75}$.

A tekercselt csavarrugó d szálátmérőjének meghatározásához – a hajlító igénybevétel elhanyagolásával a 120. ábra jelöléseit használva: $\tau_{cs} = \frac{T_{cs}}{K_p} = F\frac{16D}{2d^3\pi}$, ebből a megengedett csavaró feszültség ($\tau_{cs,\,meg}$) ismeretében a szükséges szálátmérő (d) számítható.

A rugó szabad magasságának meghatározásakor a legnagyobb üzemi terheléshez tartozó, menetek közötti minimális távolságból ($\delta$ = 0,1d) indulhatunk ki. Ezzel a feltételezéssel a rugó szabad magassága ($H_0$): $H_0 = d(n + 1) + n(f_1 + \delta)$, ahol az egy menet lehajlása ($f_1$) a már tárgyalt módon számolható.

Húzott csavarrugók rugóvégeinek megfogására a 121. ábra mutat megoldásokat.

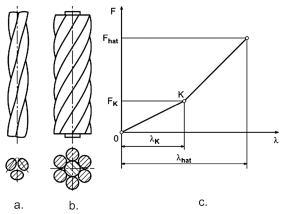
## 121. ábra - Húzott csavarrugóvég kialakításai



Húzóerővel, valamint csavaró nyomatékkal terhelt különleges rugók a **pászmarugók.** Szerkezeti kialakításukat tekintve kettőnél több (pl. 4…6) szálas kivitelben, központi maggal vagy anélkül készülnek, általában 0,8…2 mm huzalátmérővel, kiváló szilárdsági jellemzőkkel bíró, ötvözött

szénacélokból. A pászmarugók a gyártást követően általában laza szerkezetűek mindaddig, amíg húzóerővel vagy sodrásirányú csavaró nyomatékkal nem terhelődnek. A terhelés hatására a fokozatosan kialakuló és növekvő felfekvő felületeknek köszönhetően karakterisztikájuk progresszív, határozott töréspontokkal jellemzett. Szerkezeti kialakításukra, valamint jellemző karakterisztikájukra a 122. ábra mutat példát.

### 122. ábra - Pászmarugók szerkezeti kialakítása a) mag nélküli kivitel, b) központi magra tekercselt kivitel, c) pászmarugó-karakterisztika




# Gumirugók

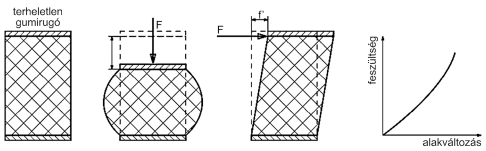
A gumirugók kialakításukat tekintve többnyire fémlemezek között, vulkanizálással rögzített, tömör vagy üreges kivitelű gumitömbök vagy gumigyűrűk. Jellemzően nyomásra és nyírásra terheltek.

A gumirugók viszko-elasztikus tulajdonságaik és jó belső csillapításuknak köszönhetően hatékony lengéscsillapításra alkalmasak. Nagy alakváltozási képességük következtében beépítési egyenetlenségek (radiális, axiális, valamint szöghibák) kiegyenlítésére is képesek.

Rugalmassági modulusuk, ami számos paraméter (terhelés, alak, terhelés sebességének változása stb.) függvénye, több nagyságrenddel kisebb, mint a fémeké, így gumiból kisméretű, lágy rugók alakíthatók ki. Alapanyaguk polimer kaucsukok, amelyek tulajdonságai a gyártás során különböző adalékok (lágyítók, töltőanyagok, festékek stb.) hozzáadásával a kívánt mértékre módosíthatók.

A gumirugók viselkedésének leírására alkalmazott paraméter kis alakváltozási sebességek ($v \cong 0$) esetén a statikus rugómerevség. Értékét a rugókarakterisztika vizsgált pontjához húzott érintőmodulussal szokás megadni (rugómerevség, 123. ábra).

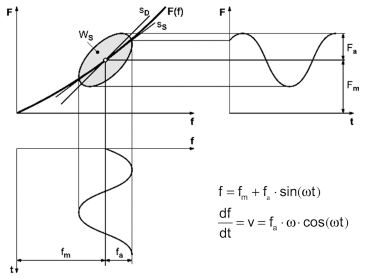
### 123. ábra - Gumirugók jellemző deformációi, egy jellegzetes statikus ($v \cong 0$) rugókarakterisztika bemutatásával




A gumirugók terhelésre adott válaszfüggvényei terhelésisebesség-, valamint időfüggők is lehetnek, így a viszko-elasztikus anyagmodellek törvényszerűségei alapján tárgyalhatók.

Ismétlődő, periodikus terhelések esetén a gumirugók csillapítási tulajdonságait a csillapítási ellipszis felrajzolásával követhetjük nyomon. (Növekvő terhelési frekvencia esetén a gumirugó „felkeményedik”.) Egy gumirugó $F_m$, $f_m$ értékekkel jellemzett statikus terhelésére szuperponált $F_a$ terhelésamplitúdójú lengéshatását a 124. ábra szemlélteti.

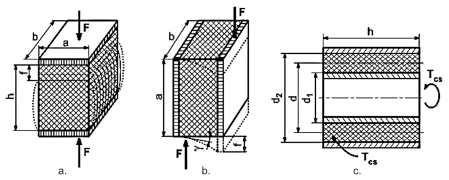
## 124. ábra - Gumirugó csillapítási ellipszise adott középterhelésre szuperponált $F_a$ amplitúdójú periodikus terhelésfüggvény esetén




A kitérés középértéke ($f_m$) által kijelölt munkapontban a rugókarakterisztika iránytangense alapján a statikus rugómerevség ($s_s$), míg a csillapítási ellipszis nagytengelyének iránytangenséből a dinamikus rugómerevség ($s_d$) számítható.

A gumirugók legelterjedtebb típusai a fémlemez, illetőleg fémtárcsa fegyverzetben kialakított hüvelyes, valamint tárcsás lemezrugók. Néhány jellegzetes gumirugótípust, valamint azok jellemző terhelését a 125. ábra mutatja.

## 125. ábra - Néhány jellegzetes gumirugótípus és azok jellemző terhelése a) lemezes, nyomó terhelésű, b) lemezes, nyíró terhelésű, c) hüvelyes, csavaró terhelésű




A gumirugókat a kezdeti, terheléssel lineárisan arányos alakváltozás szakaszán célszerű igénybe venni. A 125. ábrán bemutatott rugótípusok méretezési alapösszefüggéseit – a levezetések mellőzésével – az 5. táblázatban foglaltuk össze.

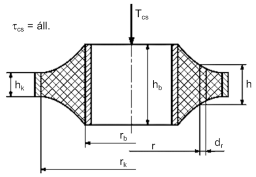
| Méretezési alapösszefüggések | Gumirugó típusa és terhelése | | |
|---|---|---|---|
| | lemezes, nyomó terhelésű | lemezes, nyíró terhelésű | hüvelyes, csavaró terhelésű |
| Feszültség [MPa] | $\sigma_{ny} = \frac{F}{A}$, ahol $A = a \cdot b$ | $\tau_{ny} = \frac{F}{A} = \gamma \cdot G$, ahol $A = a \cdot b$ | $\tau_{cs} = \frac{2 \cdot T_{cs}}{d^2 \pi \cdot h}$ |
| Deformáció | $f = \frac{F \cdot h}{a \cdot b \cdot E \cdot k'}$, ahol $k' = \frac{a \cdot b}{2 \cdot h(a+b)}$ | $\operatorname{tg}\gamma = \gamma = \frac{f}{h} = \frac{\tau_{ny}}{G}$ | $\varphi = \frac{T_{cs}}{h \cdot \pi \cdot G}\left(\frac{1}{d_1^2} - \frac{1}{d_2^2}\right)$ |
| Deformáció megengedett értéke | 20% összenyomódás | $f \le 0{,}35 \cdot h$ | 40% elfordulás |
| Rugómerevség [N/m]; [Nm/rad] | $s = \frac{F}{f} = \frac{a \cdot b \cdot E \cdot k'}{h}$ | $s = \frac{F}{f} = \frac{A \cdot G}{h}$ | $s = \frac{h \cdot \pi \cdot G \cdot d_1^2 \cdot d_2^2}{d_2^2 - d_1^2}$ |

5. táblázat. Néhány jellegzetes gumirugótípus méretezési alapösszefüggése

Nyomatékterhelésű, „egyenszilárdságú” ($\tau_{cs}$= állandó), hüvelyes gumirugó modelljét a 126. ábra mutatja. Amennyiben a rugót egyenfeszültségi elvek ($\tau_{cs}$ = állandó) alapján alakítjuk ki, a külső átmérőhöz kisebb szerkezeti magasság ($h_k$) tartozik, mint a belső átmérőhöz ($h_b$), ezért a rugó azonos nyomatéki terhelés hatására nagyobb ($\phi$) szögelfordulást szenved, mint az állandó keresztmetszetű.

A levezetés mellőzésével a szögelfordulás: $\varphi' = \frac{T_{cs}}{2\pi r_b^2 h_b G} \ln \frac{r_k}{r_b}$ és a $\tau_{cs}$ feszültség alakulása a 126. ábra jelöléseivel tetszőleges r ($r_b = r = r_k$) sugár esetén: $\tau_{cs} = \frac{T_{cs}}{2 \cdot r^2 \cdot \pi \cdot h}$.

### 126. ábra - Nyomatékterhelésű, hüvelyes gumirugó, $\tau_{cs}$= állandó esetén

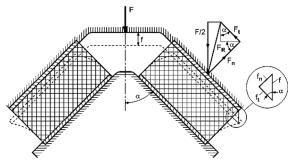



Összetett igénybevétellel, nyomással és nyírással terhelt a 127. ábrán látható, ferde beépítésű, lemezes rugópár. A terhelőerő irányába eső f deformáció terhelőerőre merőleges ($f_n$) és a rugólemezek irányába eső elmozdulás ($f_t$) komponense: $f_n = f \cdot \sin \alpha$, illetve $f_t = f \cdot \cos \alpha$ és a 127. ábra vektorábrája alapján:

$$\frac{F}{2} = F_n \sin \alpha + F_t \cos \alpha.$$

A rugóelemek normális, és tangenciális rugómerevségének különbözősége okán (a vonatkozó levezetést mellőzzük) a terhelt rugóelem vektoregyensúlyi ábráját a 127. ábra szemlélteti. A rendszer erő-deformáció összefüggése az előző egyenletek felhasználásával: $s = \frac{F}{f} = 2\left(\frac{F_n}{f_n}\sin^2\alpha + \frac{F_t}{f_t}\cos^2\alpha\right)$, ebből, mellőzve a részletes levezetést, a fegyverzetre merőleges (normális, $s_n$), valamint a fegyverzet irányába eső ($s_t$) rugó merevségek alapján a rendszer eredő rugómerevsége (s): az $s_n = \frac{F_n}{f_n} = \frac{A \cdot E}{h}$ és az $s_t = \frac{F_t}{f_t} = \frac{A \cdot G}{h}$ alapján $s = \frac{2A}{h}\left(E \sin^2\alpha + G\cos^2\alpha\right)$, ahol A a rendszert terhelő normális erő ($F_n$) irányára merőleges keresztmetszet. Az összefüggés alapján a rugórendszer merevsége a beépítési szög változtatásával módosítható.

### 127. ábra - Ferde beépítésű lemezes rugópár




# Folyadék- és gáztöltésű rugók

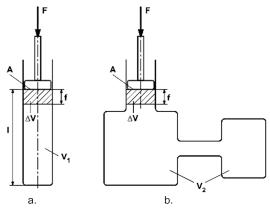
E rugók fizikai elve a folyadékok, valamint a gázok összenyomhatóságán (rugalmasságán) alapszik. Folyadékrugók esetén is meghatározható a közeg rugalmassági modulusa. Mértéke a nyomásváltozás hatására bekövetkező fajlagos térfogatváltozás: $E_f = \frac{\Delta p}{\Delta V / V} = V\frac{\Delta p}{\Delta V}$.

A hengeres nyomástartó edényben lévő rugalmas közeg terhelés hatására bekövetkező térfogat- és hosszváltozásának arányossága alapján a $\Delta p = \Delta F/A$ felhasználásával:

$$f = \frac{F \cdot l}{A \cdot E}.$$

Különböző folyadékrugó kialakítások modelljeit (melyek alapvetően „kemény” rugók) a 128. ábra mutatja. A megfelelő rugókarakterisztika beállításához a szerkezeti hossz változtatása (általában növelése) nem mindig megoldható.

## 128. ábra - Folyadékrugó-kialakítási modellek



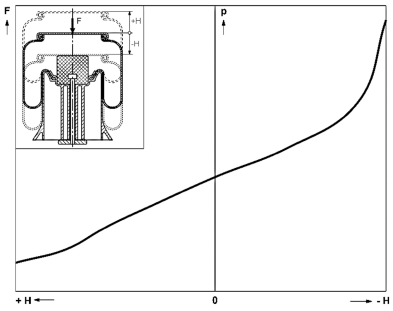

Ilyenkor a térfogat változtatásával kínálkozik lehetőség a megfelelő rugóutak (rugózás lágyítása) beállítására.

A rugóban tárolt energia, lineárisnak feltételezett karakterisztika, valamint a nyomásváltozás-terhelőerő kapcsolatának figyelembevételével: $W = \frac{1}{2} \cdot \frac{V}{E} \cdot p^2$.

A rugózást biztosító folyékony közeget alkalmas gázra cserélve kapjuk a gázrugókat. Rugókarakterisztikájuk az általános gáztörvény állapotváltozásra vonatkozó összefüggésével: pV = állandó, ahol p = a rendszer belső nyomása, V = a közeg számára rendelkezésre álló térfogat.

Egy gázrugó elvi kialakítását, valamint rugókarakterisztikájának alakulását láthatjuk a 129. ábrán. Berugózáskor a rugalmas gördülő membrán (szerkezete általában szövet vagy acélszál erősítésű gumilemez) hatásos felülete az elmozdulás függvényében folyamatosan növekszik. Ez a rugókarakterisztika progresszivitását eredményezi. A gáztöltésű rugó kezdeti (külső üzemi erők által terheletlen) belső túlnyomásához tartozóan határozható meg a rugóút kiindulópontja (H = 0), amelyre pozitív és negatív elmozdulások egyaránt szuperponálhatók.

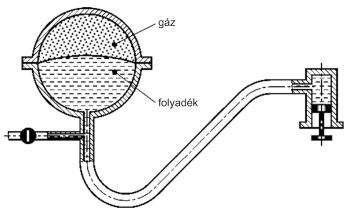
## 129. ábra - Gáztöltésű rugó modellje, és egy lehetséges karakterisztikája




A folyadék-, valamint a gáztöltésű szerkezeti elemek kombinációjával járművekben a rugózási és csillapítási paraméterek tág határok között változtathatók, megteremtve a szintszabályzás lehetőségét is.

Ezen elvek alapján készülnek az úgynevezett hidro-pneumatikus rugózási rendszerek, amelyek modelljére a 130. ábra mutat példát.

## 130. ábra - Kombinált gáz- és folyadéktöltésű rugórendszer modellje



# A rugók anyagai

## Fémrugók anyagai

A rugóanyagokkal szembeni fontosabb követelmények a nagy szilárdság és a nagy rugalmas tartomány (a terhelés megszűnése után visszanyerik eredeti alakjukat). Fontos a nagy kifáradási határ, a túlterhelések esetén képlékeny alakváltozási képesség, amit a szakadási nyúlás, valamint a kontrakció mérőszámaival szokás jellemezni.

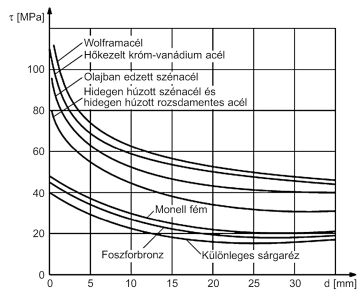
A kifáradási határ javítása végett gondos felületi kikészítéssel készülnek a rugóacélok, és további követelmény az alacsony kén- és foszfortartalom. A rugók jellemzően huzalból és szalagból, képlékeny hideg alakítással vagy meleg hengerléssel készülnek.

A kívánt anyagjellemzőket nemesítéssel érik el. A megfelelő rugóanyag-kiválasztás főbb szempontjai: a rugó igénybevételének módja, nagysága, időtartama, az üzemelés környezeti feltételei (hőmérséklet, nedvességtartalom, a közeg agresszivitása), az utólagos hőkezelés, valamint a felületkezelés alkalmazhatósága (a szilárdsági tulajdonságok javítása céljából).

A 6. táblázatban tájékoztató jelleggel bemutatjuk a rugóanyagként leginkább alkalmazott, melegen hengerelt acélfajták jellemző vegyi összetételét.

A rugóhuzalok szilárdsági jellemzője méret- (hengeres rugók esetén rugóátmérő-) függő. Így a megengedett feszültségek meghatározását is a mindenkori jellemző méret (huzalátmérő) függvényében kell elvégezni. Különféle anyagokból készült, kör keresztmetszetű rugóhuzalok megengedett csúsztatófeszültség-értékeit a huzalátmérő függvényében a 131. ábra mutatja.

### 131. ábra - Kör keresztmetszetű rugóacél huzalok megengedett csúsztatófeszültség-értékei a huzalátmérő függvényében




| Megnevezés | C | Si | Mn | Cr | Ni | S | P |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | | | | | kevesebb, mint | |
| Szénacél | 0,6…0,9 | 0,2…0,4 | 0,5…0,8 | ≤ 0,3 | ≤ 0,3 | 0,045 | 0,04 |
| Mangán ötvözésű acél | 0,5…0,7 | 0,2…0,8 | 0,6…1,2 | ≤ 0,3 | ≤ 0,4 | 0,04 | 0,04 |
| Szilícium ötvözésű acél | 0,50,65 | 1,5…2.2 | 0,6…0,9 | ≤ 0,3 | ≤ 0,4 | 0,04 | 0,04 |
| Króm-vanádium ötvözésű acél | 0,45…0,55 | 0,17…0,37 | 0,8…1,0 | 0,8…1,1 | ≤ 0,4 | 0,04 | 0,03 |

6. táblázat. Acélrugók huzalanyagainak jellemző összetétele

## Gumirugók anyagai

A műszaki gyakorlatban használt lágygumik alapanyaga a kaucsuk. A kaucsuk polimer vegyület, ami természetes vagy mesterséges alapanyagokból készülhet. A természetes kaucsuk alapanyaga a különféle gumifák nedveiből nyert tejszerű folyadék, amelyből vegyi kezeléssel (ecetsavas kicsapatás), majd az ezt követő vizes mosású hengerléssel és sajtolással nyerik a nyersgumi tömböket. A további feldolgozás a gumigyárak feladata.

Gumirugók alapanyagával szemben támasztott főbb követelmények: a nagy szakítószilárság és kifáradási határ, a nagy rugalmas alakváltozási képesség, a hőmérséklettűrés (általában 100 °C-

ban szokás meghatározni), kis öregedésérzékenység, ellenállás a környezeti hatásokkal szemben (pl. olajállóság). A leginkább használt anyagfajták: SBR (sztirol-butadién), NBR (nitril-butadién), CR (poliklorofén), szilikonkaucsuk.

Előállításukhoz többnyire valamilyen (általában butadién) gáz molekuláit sztirollal vagy akrilnitrittel hosszú láncokká polimerizálják, majd ezeket különböző töltőanyagokkal kezelik.

A gumirugó-alapanyag szilárdsági jellemzői a szakító- és nyomószilárdság, a nyúlás, a húzó, valamint csúsztató rugalmassági modulus és a keménység. Fontos anyagjellemző még a kifáradási határ, a melegedési hajlam, a fémekhez való tapadás, valamint az érzékenység a környezeti hatásokra.

A gumi feszültség-nyúlás jelleggörbéjének ismeretében a nyírószilárdságot, a csúsztató rugalmassági modulust (G, közelítő összefüggés E és G között, 0,5 Poisson-szám feltételezésével: $E \cong 3G$), valamint a Shore-keménységet (adott geometriájú tű benyomódási mélysége) használjuk anyagjellemzőként.

A Shore-keménység mellett főleg német nyelvterületeken használatos keménységmérő még a DVM lágysági szám, amelynek meghatározása hasonló a Shore-keménységéhez.

A műszaki gyakorlatban használatos gumianyagok néhány mechanikai jellemzője: a Shore-keménység közepes értéke: 40–75 (az alsó határérték alatt lágy, míg a felső felett kemény rugóanyagról beszélünk). A csúsztató rugalmassági modulus a $G = 4–20$ [N/mm$^2$].

Megengedett statikus igénybevételük a gyakorlatban a 7–15 [MPa] intervallumban változik, mindenkor az eredeti, terheletlen keresztmetszetre vonatkoztatva. Váltakozó terhelés esetén az igénybevétel módjától, a rugó anyagától és kialakításától függően a megengedett értékek a 0,1–1,0 [MPa] tartományba esnek.

Jellemző üzemihőmérséklet-tartományok: természetes kaucsuk: –30…+100 °C, SRB: –20…+120 °C, NRB: –20…+120 °C, szilikongumi: 0…250 °C.

# A rugókra vonatkozó szabványok

A rugók ismertetésének lezárásaként táblázatosan összefoglaljuk a rugók anyagaival, azok összetételével, hőkezelésével kapcsolatos fontosabb szabványokat, azonosítójuk, megjelenési évük, címük, valamint hozzáférési nyelvük feltüntetésével.

| Sorszám | Hivatkozási szám | Szabványcím |
|---|---|---|
| 1. | MSZ EN 10089: 2003 | Melegen hengerelt acélok nemesített rugókhoz. Műszaki szállítási feltételek. Angol nyelvű |
| 2. | MSZ EN 10092-2: 2004 | Melegen hengerelt lapos rugóacél. 2. rész: Bordás rugólapok. Méretek, valamint a méret és az alak tűrései. Angol nyelvű |
| 3. | MSZ EN 10132-4: 2000 | Hőkezelésre szánt, hidegen hengerelt keskeny acélszalag. 4. rész: Rugóacélok és egyéb felhasználások. Angol nyelvű |
| 4. | MSZ EN 10151: 2003 | Korrózióálló acélszalag rugókhoz. Műszaki szállítási feltételek. Angol nyelvű |
| 5. | MSZ EN 10270-1: 2001 | Acélhuzal mechanikai rugókhoz. 1. rész: Patentozott, ötvözetlen, hidegen húzott rugóacél. Angol nyelvű |
| 6. | MSZ EN 10270-2: 2001 | Acélhuzal mechanikai rugókhoz. 2. rész: Olajban edzett rugóacél huzal. Angol nyelvű |
| 7. | MSZ EN 10270-3: 2001 Angol nyelvű | Acélhuzal mechanikai rugókhoz. 3. rész: Korrózióálló rugóacél huzal. Angol nyelvű |
| 8. | MSZ EN 13298:2003 | Vasúti alkalmazások. Rugóelemek. Acél nyomó csavarrugók. Angol nyelvű |
| 9. | MSZ ISO 8458-1: 1992 | Acélhuzal mechanikai rugókhoz. Általános követelmények |
| 10. | MSZ ISO 8458-2: 1992 | Acélhuzal mechanikai rugókhoz. Hidegen húzott ötvözetlen acélhuzal |
| 11. | MSZ EN 13906-1: 2004 Angol nyelvű | Hengeres csavarrugó kör szelvényu huzalból és rúdból. Számítás és tervezés. 1. rész: Nyomórugók. Angol nyelvű |
| 12. | MSZ EN 13906-2: 2004 | Hengeres csavarrugó kör szelvényű huzalból és rúdból. Számítás és tervezés. 2. rész: Húzórugók. Angol nyelvű |
| 13. | MSZ EN 13906-3:2004 | Hengeres csavarrugó kör szelvényu huzalból és rúdból. Számítás és tervezés. 3. rész: Torziós rugók. Angol nyelvű |
| 14. | MSZ EN ISO 2162-1: 2000 | Termékek műszaki dokumentációja. Rugók. 1. rész: Egyszerűsített ábrázolás (ISO 2162-1:1993) |
| 15. | MSZ EN ISO 2162-2: 2000 | Termékek műszaki dokumentációja. Rugók. 2. rész: Hengeres nyomó csavarrugók adatai (ISO 2162-2:1993) |
| 16. | MSZ EN ISO 2162-3: 2002 | Termékek műszaki dokumentációja. Rugók. 3. rész: Fogalom-meghatározások (ISO 2162-3:1993). Angol nyelvű |
| 17. | MSZ EN 13597:2003 | Vasúti alkalmazások. Gumi rugózóelemek. Gumimembrán légrugóhoz. Angol nyelvű |

7. táblázat. Rugókra vonatkozó fontosabb szabványok

# 2. fejezet - Szerkezeti elemek kötései

A 2. fejezetben alkalmazott jelölések

### 2.1. Anyagzáró kötések

| | | |
|---|---|---|
| a | mm | beégés |
| b | mm | kötés szélessége |
| h | mm | ragasztóréteg vastagsága |
| l | mm | kötés hossza |
| $l_h$ | mm | hasznos varrathossz |
| e | mm | sortávolság |
| s | mm | lemezvastagság |
| z | | hegesztési pontok száma |
| $A_v$ | $mm^2$ | ragasztott felület |
| $K_v$ | $mm^3$ | ragasztott szelvény ekvatoriális keresztmetszete |
| $K_{vp}$ | $mm^3$ | ragasztott kötés poláris keresztmetszeti tényezője |
| K | $mm^3$ | keresztmetszeti tényező hajlításkor |
| F | N | erő |
| E | MPa | rugalmassági modulus |
| G | MPa | csúsztató rugalmassági modulus |
| $\sigma_{ny}$ | MPa | nyomó szilárdság |
| $\tau_{ny}$ | MPa | nyíró szilárdság |
| $\sigma_v$ | MPa | varratra utaló átlagos húzófeszültség |
| $\tau_v$ | MPa | varratra utaló átlagos nyírófeszültség |
| $\sigma_{v\ red}$ | MPa | varratra utaló átlagos redukált feszültség |
| $\sigma_\perp$ | MPa | a varrat középsíkjára merőleges feszültség |
| $\sigma_\parallel$ | MPa | a varrat hossztengelyével párhuzamos normálfeszültség |
| | MPa | varrat hossztengelyére merőleges nyírófeszültség |
| $\tau_\parallel$ | MPa | varrat hossztengelyével párhuzamos nyírófeszültség |
| $\rho$ | MPa | a varratkeresztmetszet síkjában ébredő feszültség |
| $\tau_B$ | MPa | nyíró szilárdság |
| $\sigma_F$ | MPa | folyáshatár |
| $M_h$ | Nm | nyomaték hajlító |
| T | Nm | csavaró nyomaték |

| | | |
|---|---|---|
| $\delta$ | ° | bezárt peremszög |
| $\varphi$ | ° | mélyedés hajlásszöge |
| $\alpha_t$ | | feszültségcsúcs tényező |
| $c_2$ | | dinamikus faktor |
| $\beta_v$ | | gátlástényező |
| $\alpha_v$ | | feszültségi viszony |
| $\alpha'_v$ | | terhelési viszony |
| S | | biztonsági tényező |

2.2. Alakzáró kötések

| | | |
|---|---|---|
| d | mm | szegecs átmérő |
| t | mm | lemezvastagság |
| l | mm | szegecshossz |
| $l_ü$ | mm | túlnyúlás |
| n | | szegecsek száma |
| m | | nyírt keresztmetszetek száma |
| $t_{min}$ | mm | legkisebb működő lemezvastagság |
| A | $mm^2$ | szegecsszár keresztmetszete |
| F | N | terhelő erő |
| $p_{meg}$ | MPa | megengedett felületi nyomás |
| $\tau_{nymeg}$ | MPa | megengedett nyírófeszültség |

2.3. Erőzáró kötések

| | | |
|---|---|---|
| $d_2$ | mm | menet középátmérő |
| $d_3$ | mm | magátmérő |
| $r_2$ | mm | csavarmenet középsugara |
| $r_a$ | mm | az anya felfekvő felületének középsugara |
| $t_1$ | mm | teherviselő menethossz (működő szelvénymagasság) |
| $h_3$ | mm | a menetszelvény magassága |
| l | mm | hosszméret |
| $l_k$ | mm | közrefogott rész vastagsága |
| $d_h$ | mm | közrefogott rész furatátmérője |
| $d_a$ | mm | csavarfej vagy anya felfekvő felületének külső átmérője |
| $d_k/2$ | mm | a fej alatti súrlódási erő karja |
| n | | bekezdések száma |
| P | mm | menetemelkedés |
| H | mm | menetmelység |
| A | $mm^2$ | keresztmetszet |

| | | |
|---|---|---|
| $A_s$ | $mm^2$ | egyenértékű keresztmetszet, a menet feszültségi keresztmetszete |
| $K_p$ | $mm^3$ | poláris keresztmetszeti tényező |
| $f_{cs}$ | mm | csavar nyúlása |
| $f_l$ | mm | közrefogott elemek összenyomódása |
| $f_z$ | mm | kötésben résztvevő elemek maradó deformációja |
| $C_{cs}$ | N/mm | csavar rúgómerevsége |
| $C_l$ | N/mm | közrefogott elemek rúgómerevsége |
| $F_e$ | N | előfeszítő erő |
| F | N | terhelő erő |
| $F_n$ | N | összeszorító erő |
| $F_s$ | N | súrlódási erő |
| $F_a$ | N | fárasztó erő amplitúdó |
| M | Nm | meghúzási nyomaték |
| $M_e$ | Nm | becsavarási nyomaték |
| $M_{t1}$ | Nm | első túlhajtási nyomaték |
| $M_{t2}$ | Nm | második túlhajtási nyomaték |
| $T_{1,2}$ | Nm | meghúzási, ill. meglazítási nyomaték |
| $T_{cs}$ | Nm | menetekben lévő súrlódás legyőzéséhez szükséges nyomaték |
| $T_a$ | Nm | az anya felfekvő felületén lévő súrlódás nyomatéka |
| $T_f$ | Nm | a csavarfej felfekvésénél fellépő súrlódási nyomaték |
| $R_m$ | MPa | szakítószilárdság |
| p | MPa | felületi nyomás |
| $R_{eL}$ | MPa | a csavar anyagának alsó folyáshatára |
| $\sigma_h$ | MPa | húzófeszültség |
| $\sigma_{ny}$ | MPa | nyomófeszültség |
| $\sigma_{meg}$ | MPa | megengedett feszültség |
| $\sigma_{krit}$ | MPa | kritikus kihajlási feszültség |
| $\sigma_A$ | MPa | kifáradási erő amplitúdó |
| $R_{p0,2}$ | MPa | 0,2%-os nyúláshatár |
| E | MPa | rugalmassági modulus |
| $\alpha$ | ° | profilszög |
| $\varphi$ | ° | elfordulási szög |
| $\psi$ | ° | csavarvonal emelkedési szög |
| $\mu$ | | súrlódási tényező |

| | | |
|---|---|---|
| $\mu_f$ | | a fej alatti súrlódás tényezője |
| $\rho$ | ° | súrlódási szög |
| a | | közrefogott elemek anyagától függő tényező |
| q | | üzemi erő támadáspont tényező |
| $k_L$ | | lelazulási tényező |
| S | | biztonsági tényező |
| $n_d$ | | maradó deformáció elleni biztonság |
| $\delta$ | | folyáshatár viszony |
| $n_f$ | | csavar fáradás elleni biztonsági tényezője |
| $k_A$ | | meghúzási tényező |
| $\alpha_0$ | | terhelési tényező |
| z | | csavarok száma |
| m | | a nyírt keresztmetszetek száma |
| $\lambda$ | | karcsúság |
| i | | inercia sugár |
| $\eta$ | | hatásfok |

Kiegészítő indexek

| | |
|---|---|
| e | előfeszítő |
| ü | üzemi |
| cs | csavarra vonatkozó |
| kl | közrefogott elemekre vonatkozó |
| l | közrefogott elemekre (lemezekre) vonatkozó |
| m | közép |
| a | amplitúdó |
| max | legnagyobb |
| min | legkisebb |
| meg | megengedett érték |
| krit | kritikus |
| ösz | összerő |
| h | húzó |
| ny | nyomó, vagy nyíró |

# Anyagzáró kötések

A gépészeti szerkezet helyes és megbízható működését döntően befolyásolják az egyes szerkezeti elemeinek kötései. Kiválasztásuknál és kialakításuknál elsősorban a szerkezet funkciója (feladata) a meghatározó. Ezenkívül figyelembe kell venni a kötésekkel szemben támasztott követelményeket: a kötés szilárdságát, nyúlását, tömítését, mozgathatóságát, szerelhetőségét, lazulás elleni biztonságát, valamint a kivitelezhetőséget, gazdaságosságot, dizájnt stb.

A gépészet megkülönböztet **oldható** és **nem oldható** kötéseket. Az oldható kötéseket egyszerűen, az alkatrészek, a kötőelem sérülése nélkül lehet bontani és újra szerelni. Ide tartoznak a csavarkötések,

szegek, csapszegek, tengely-agy szerkezetek retesz-, ék-, szorító-, valamint rögzítőelemes kötései. A nem oldható kötéseket csak az alkatrészek vagy kötőelem roncsolásával lehet szétbontani. Ezek közé tartoznak a ragasztott, a forrasztott, a hegesztett és a szegecskötések.

Közbenső csoportot alkotnak a szilárd illesztésű kötések, ezek bontása és újraszerelése az összeszerelt alkatrészek túlfedésének mértékétől, illetve az össze- és szétszerelési technológiától függ.

Más szempont szerinti csoportosítás: az **anyaggal, alakkal** és **erővel záró** kötések.

**Anyaggal záró** (anyagzáró) kötésnél az alkatrészek között egy más anyag létesíti a kötést. Az anyagzáró kötések a nem oldható kötések csoportjába tartoznak. Ilyenek a ragasztott, forrasztott, hegesztett kötések.

Az **alakkal záró** (alakzáró) kötés kötőelemmel vagy a kötésben részt vevő alkatrészek kialakításával jön létre. Általában oldható kötések, bonthatók és újra összeszerelhetők (pl. szegek, csapszegek, rögzítőelemek vagy a tengelykötéseknél a reteszkötés, bordás tengelykötés).

**Erővel záró** kötéseknél a kötés megvalósításához erőt kell kifejteni, az erő, illetve nyomatékátvitel súrlódásos kapcsolattal jön létre. E kötések leggyakrabban oldható kötések, mint a csavarkötés, a túlfedéses kötések, kúpos, illetve kúpos-gyűrűs kötések.

A szerkezeti elemek kötéseinek tervezésénél gyakran több változat is adott, ezek közül a legegyszerűbben megvalósíthatót, általában a leggazdaságosabbat kell választanunk.

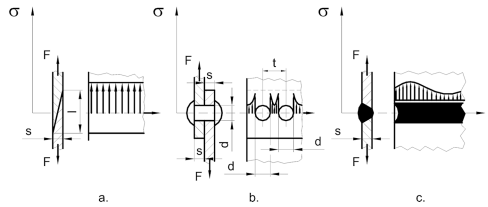
# Ragasztott kötések

A ragasztás az egyik legkorszerűbb, alapvetően anyagzáró, a felületi érdesség miatt részben alakzáró, roncsolás nélkül nem oldható kötési eljárás. Itt elsősorban a fémragasztással foglalkozunk, de ez a kötési mód egyaránt alkalmas fémes és nem fémes anyagok, illetve műanyagok kötéseinek kialakítására is. A kötés szintetikus anyaggal, vegyi reakció révén jön létre, az alkatrészek és a ragasztóréteg között adhézió, a réteg belsejében kohézió útján.

A fémragasztás vékony, nagy szilárdságú acél- vagy könnyűfém lemez szerkezetek kötésére a legalkalmasabb. Széles körben alkalmazzák a villamos iparban (tudni kell azonban, hogy a ragasztóréteg rossz vezető), a finommechanikában, a repülőgépgyártásban, és mindinkább tért hódít a hagyományos gépiparban is.

A ragasztott kötés számtalan előnyös tulajdonsággal rendelkezik (132. ábra). A terhelésátadás sokkal egyenletesebb, mint a szegecselt vagy hegesztett kötés esetén, elmarad a szegecselés okozta gyengítés és feszültséghalmozódás, továbbá a hegesztés során keletkező helyi feszültségkoncentráció. Kifáradási határa nagy, általában hidegen készíthető, jelentős a súlymegtakarítás, a legkülönfélébb anyagok köthetők egymáshoz általa. Jó a villamos szigetelése, a vegyi hatásoknak ellenáll, jól festhető, galvanizálható, eloxálható, esztétikus, varratmentes kötést ad, az illesztett felületek közül kifolyt ragasztóanyag letörölhető, zajcsökkentő és lengéscsillapító hatású.

### 132. ábra - Különböző kötésformák feszültségeloszlása a) ragasztás, b) szegecselés, c) hegesztés




A ragasztás hátrányos tulajdonsága, hogy némely ragasztóanyagnak kötéskor nagy a nyomás- (2 MPa) és hőmérséklet-igénye (140–195 °C). Kicsi a fajlagos terhelhetősége, ezért viszonylag nagy átfedő felületekre van szükség. Hőhatásra érzékeny, így a nagyobb hőmérséklet csökkentheti a kötésszilárdságot.

A kötésszilárdság az időjárási viszonyoktól is függ. Öregedésre hajlamos, jó kötéstulajdonságok csak a technológia pontos betartása esetén várhatók.

# Ragasztóanyagok

A ragasztóanyagok lehetnek **állati eredetűek** (glutinenyv, kazeinenyv), **növényi alapanyagúak** (keményítőenyv, dextrinenyv, kaucsuk) és **műanyag származékok** (óriás molekulájú szerves vegyületek, amelyeket szintetikus úton vagy természetes alapanyagok módosításával állítanak elő polimerizációval, polikondenzációval, illetve poliaddícióval).

A hőhatással szembeni viselkedés szerint megkülönböztethetők:

- hőre **keményedő műanyag ragasztók,** amelyek keményedés után nem lágyulnak újra,
- **hőre lágyulók** (hőhatásra ismét képlékennyé válnak).

Az egykomponensű ragasztók általában hőhatással térhálósíthatók, míg a kétkomponensűeknél a térhálósodási reakció megindítását adalékkal, keményítőanyaggal biztosítják.

A leginkább elterjedt ragasztóanyagok

A **poliuretán műanyag ragasztók** kétkomponensű, poliaddíciós termékek, nagy szilárdságúak, hidegen keményedő kötésük vegyileg is ellenálló.

Az **epoxigyanták** a leghatásosabb kétkomponensű ragasztóanyagok. Kedvező tulajdonságaik kötőanyagok (palaliszt, grafit, üvegszál, fémporok) hozzáadásával is növelhetők.

Jól ellenállnak szerves oldószereknek, savnak, sóoldatnak, ezenkívül korrózióállók is. A hidegen keményedő epoxigyanták folyadékok. A melegen keményedők por, rúd vagy folyadék állapotban szerezhetők be (pl. Araldit, Epoxit, Epilox, Epokit).

A **fenolgyanták** hőre keményedő, kétalkotós ragasztók, többségük vinilgyanta alapú (pl. Redux).

Az **egyalkotós műanyag ragasztók** közül a Loctite ragasztócsalád a legjelentősebb. A Loctite gyűjtőfogalom, mert ilyen márkanéven több tucat, különböző típusú ragasztó kerül forgalomba.

A kötés a levegő kizárásán és a fémek katalitikus hatásán alapszik. A Loctite folyékony állapotban, jó nedvesítőképessége és a kapillárishatás következtében, a szűk réseket is betölti, szobahőmérsékleten szilárdul, nagy nyomó- ($\sigma_{ny}$ = 350–580 MPa) és nyírószilárdsággal ($\tau_{ny}$ = 5–35 MPa) rendelkezik, és tág (–80 °C és + 150 °C) hőmérséklethatárok között felhasználható. Kémiai ellenálló képességére jellemző, hogy oldhatatlan, a kémiai hatásoknak (a koncentrált savaktól és lúgoktól eltekintve) ellenáll.

Ugyanakkor a hőre lágyuló műanyagok egy részét (PVC, polisztirol, celluloid, plexiüveg) megtámadja, így ezek kötésére nem alkalmas. Használata igen gazdaságos: 1 $dm^3$-nyi ragasztó kb. 160 $cm^2$ felülethez elegendő.

Felhasználási területe széles körű. Illesztés, sajtolókötés helyettesítésére, tömítésre, erővel, nyomatékkal terhelt alkatrészek összekapcsolására, csavarok, csavaranyák, elfordulás elleni biztosítására egyaránt kiváló, ha gondosan készül. Néhány ismertebb fémragasztó jellemzőit a 8. és 9. táblázat tartalmazza.

| Ragasztótípus | Keményedési feltételek | | Átlagos kötésszilárdság 20 °C [MPa] | Üzemi hőmérséklet [°C] |
|---|---|---|---|---|
| | nyomás [MPa] | hőmérséklet [°C] | | |
| Poliészter | csak rögzítés | 18…23 | 15–20 | –70…+140 |
| Vinil-, illetve metakrilgyanta | csak rögzítés | 20…80 | 35 | +100 |
| Araldit I. | csak rögzítés | 130…220 | 27–35 | –60…+120 |
| Araldit 101. | csak rögzítés | 20…100 | 10 | –20…+70 |
| Epoxigyanta | 0,2 | 100…260 | (Al-Al) 25–35 | –55…+150 |
| Műkaucsuk | 0,3…0,5–1,00 | 100…180<br>160…180 | fékbetéthez 3–29 | …+250<br>–45…+260 |
| Fenolgyanta | 0,2…0,3<br>0,07…0,7 | 150…200<br>140…155 | (Al-Al) 38<br>(Al-Al) 20 | …+ 90<br>–60…+350 |
| Redux | 0,4… 2,0 | 145…195 | 35 | +100…+200 |

8. táblázat. A fémragasztók jellemzői

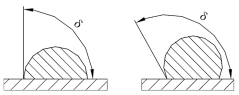
| Ragasztó jelzés | Átlagos kötés-szilárdság [MPa] | Húzó-szilárdság [MPa] | Ütés-állóság [Nm/cm$^2$] | Nyúlás [%] | Hőérzékenység (50%-os kötésterhel-hetőség-csökkenés) [°C] | További jellemző tulajdonság |
|---|---|---|---|---|---|---|
| Loctite 306 | 12,50 | 19,50 | 0,2 | 0.2 | 200 | hőálló |
| Loctite 307 | 24,50 | 56,00 | 1,7 | 2,0 | 125 | nagy húzó-szilárdság |
| Loctite 310 | 24,50 | 56,00 | 2,6 | 2.0 | 125 | sokoldalú felhasználás |
| Loctite 312 | 21,00 | 35,00 | 2,1 | 15,0 | 65 | kontakt ragasztó |

9. táblázat. A Loctite ragasztók jellemzői

# A fémragasztás technológiája

A kötés szilárdságát leginkább befolyásoló adhézió erőssége leginkább a ragasztóanyag nedvesítő hatásától függ. Ez annál jobb, minél kisebb a folyadékfelszín érintője és a fémfelület által **bezárt peremszög** (δ) értéke (133. ábra).

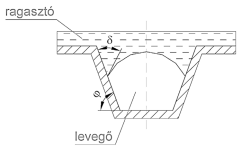
### 133. ábra - A folyadékcseppek nedvesítési tulajdonsága



A kötésszilárdság nagymértékben függ a felület előkészítésétől is. Az érintkezés, illetve tapadóképesség annál jobb, minél síkabb és simább a felület. Érdes felületeknél az érintkezés az anyag kiemelkedő csúcsain jön létre. Ilyenkor a jobb tapadási viszonyokat a bemélyedések ragasztóanyaggal való kitöltésével lehet létrehozni. Nehézséget okoz viszont a bemélyedések kapillaritása és a ragasztó által ki nem szorított levegő nyomása. A mélyedés alakjának, valamint a peremszögnek ilyenkor döntő szerepe van.

A kapilláris nyomás akkor pozitív, ha $\phi + \delta < 180°$ ($\phi$ a **mélyedés hajlásszöge**), ekkor a felület nedvesedik, ha $\phi + \delta > 180°$ (a kapillárisnyomás negatív), nem következik be nedvesedés (134. ábra). Minél nagyobb a δ, annál kevésbé hatol be a ragasztó a felületi mélyedésekbe. Nyomás alatti kötéskor a levegő a mélyedésekből és pórusokból kiszorul.

### 134. ábra - Nedvesítés és felületi bemélyedés

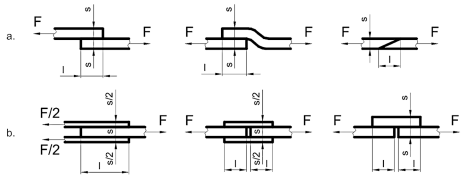



A ragasztás a felületek előkészítésével kezdődik. A durva szennyeződéseket mechanikai úton kell eltávolítani, majd a kémiai zsírtalanítás következik. Az aktív felület szükség esetén durvítással növelhető. A ragasztóréteg vastagságának növekedése a húzó-nyíró szilárdság csökkenéséhez vezet, ezért vékony, egyenletes réteg felhordására kell törekedni.

# Ragasztott kötések kialakítási szempontjai

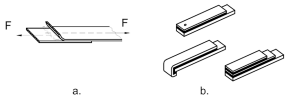
A ragasztott kötés szilárdsága csak részben függ a felhasznált ragasztó tulajdonságaitól, nagymértékben befolyásolja azt a kötés helyes vagy helytelen szerkezeti kialakítása is. Elsősorban nyíró igénybevételre terhelhető, ezért terhelőerő irányú átlapolt vagy hevederes kötést célszerű kialakítani (135. ábra).

### 135. ábra - Átlapolt (a) és hevederes (b) ragasztott lemezkötések



Hajlító igénybevétel hatására a ragasztórétegben, a felületre merőlegesen, járulékos húzófeszültségek ébrednek. Ha ezek számottevőek, megindul a lefejtődés, a lemezszélek felválása, és csökken a kötés szilárdsága (136. ábra). A lefejtődés veszélyét csavarkötéssel, szegecseléssel, ponthegesztéssel, a lemezszél aláhajtásával vagy kettős lemezvég-kialakítással lehet elhárítani.

### 136. ábra - A lefejtődés (a) és az ezt meggátló kötésbiztosítási módok (b)



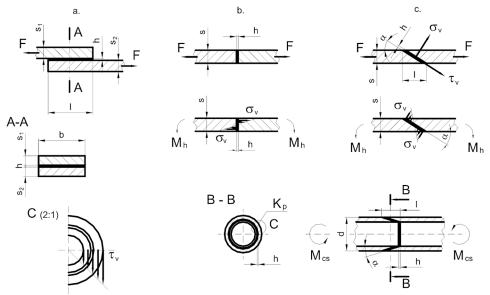
## Ragasztott kötések szilárdsági méretezése

Ragasztott kötések méretezésénél, mivel a tapadás, az adhézió meghatározására jelenleg még nincs általánosan elfogadott elmélet, egyszerűsített, közelítő számítások a célravezetők.

A méretezés alapja az ébredő feszültség ($\sigma_v$, $\tau_v$, $\sigma_{v\,red}$ ) meghatározása. Az átlapolt kötéseket úgy kell kialakítani, hogy a kötés igénybevétele nyírás legyen.

Ilyen esetben az ellenőrzés (137. ábra): ahol b = a kötés szélessége, l = a kötés hossza.

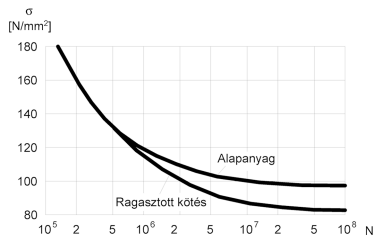
### 137. ábra - Az átlagos feszültség alakulása az átlapolt (a) a homlok-, (b) és a ferde (c), ragasztott homlokkötésben



A megengedett nyírófeszültség nyugvó terheléskor a ragasztóréteg $\tau_B$ nyírószilárdságából számítható (a biztonsági tényező: S = 2…3).

A ragasztott kötés különösen érzékeny az ismételt igénybevételekre. Ezek közül a lüktető jellegű a veszélyesebb (138. ábra).

### 138. ábra - Átlapolt ragasztott kötés kifáradási határgörbéje váltakozó hajlító igénybevételkor



Ilyenkor, amennyiben a kifáradási határgörbe nem áll rendelkezésre, közelítésképpen a statikus igénybevételre megengedhető feszültség egyharmadával célszerű számolni.

Homlokkötés esetén (137. ábra) a ragasztás méretezése húzásra $\sigma_v = \frac{F}{A_v} \le \sigma_{v\,meg}$, vagy hajlításra: $\sigma_v = \frac{M_h}{K_v} \le \sigma_{v\,meg}$ történik, ahol $A_v$ = a ragasztott felület, $K_v$ = a ragasztott szelvény ekvatoriális keresztmetszeti tényezője.

A ferde homlokkötés méretezése a húzásból (F) származó összetett igénybevételre: $\sigma_v = \frac{F}{A_v}\sin^2\alpha, \quad \tau_v = \frac{F}{A_v}\sin\alpha\cdot\cos\alpha$ és $\sigma_{v\,red} = \sqrt{\sigma_v^2 + 4\tau^2} \le \sigma_{v\,meg};$ hajlításra ($M_h$): $\sigma_v = \frac{M_h}{K_v}\sin^2\alpha \le \sigma_{v\,meg};$ csavarónyomatékkal ($M_{cs}$) terhelt ferde homlokkötés esetén pedig csavarásra: $\tau_v = \frac{M_\alpha}{K_{vp}}\sin\alpha \le \tau_{v\,meg}$ ($K_{vp}$ = a ragasztott kötés poláris keresztmetszeti tényezője) történik.

A kötésben részt vevő elemek és a ragasztóréteg a terhelés hatására deformálódik. Ennek megfelelően, számítással nehezen megközelíthető feszültségcsúcsok alakulnak ki.

A ragasztórétegben fellépő maximális csúsztatófeszültség meghatározására többféle közelítő módszer ismeretes. Példaként Volkersennek átlapolt kötésben ébredő nyírófeszültségcsúcsra ($\tau_{max}$) kimunkált összefüggését mutatjuk be (137. ábra).

$\alpha_t = \frac{\tau_{max}}{\tau_,} = \sqrt{\frac{A}{B}}\,\frac{B - 1 + \cos\left(h\sqrt{AB}\right)}{\sin\left(h\sqrt{AB}\right)},$ ahol α a feszültség-csúcs tényező és $A = \frac{G\cdot l^2}{E_2 s_2 h},$ illetve $B = 1 + \frac{E_2 s_2}{E_1 s_1},$ ahol $E_1$ és $E_2$ rugalmassági modulusok, ($E_1s_1 > E_2s_2$), G a varrat csúsztató rugalmassági modulusa, h a ragasztóréteg vastagsága.

Végül, ha $E_1s_1 = E_2s_2$, akkor B = 2 és $\alpha_t = \sqrt{\frac{A}{2}}\,ctg\left(h\sqrt{\frac{A}{2}}\right).$

A méretezés alapegyenlete pedig: $\tau_{max} = \alpha_t\tau_v \le \tau_{v\,meg}$.

# Forrasztott kötések

A forrasztás anyaggal záró, esetleg oldható kötés. Fémes vagy nem fémes, de fémmel bevont alkatrészek között ömlesztett adalékfém segítségével hoz létre kapcsolatot. Az adalékfém olvadáspontja alacsonyabb a két összekötendő fém olvadáspontjánál.

A megolvasztott forrasz bevonja az alapanyagot, felületi ötvözetet alkot vele, majd a határfelületeken adhéziós, diffúziós folyamat megy végbe, és ez lehűlés után adhéziós kötést hoz létre. A fémragasztás a forrasztást sok területről kiszorította, ezért jelentősége csökken, de ahol a jó hővezetés és az elektromos vezetőképesség fokozott követelmény (műszeripar, híradástechnika, hűtőberendezés-gyártás stb.), az egyedi és a tömeggyártásban továbbra is használatos, vékony falú, nagy teherbírású, kényes, igényes, cső-, lemez- és profilszerkezeteknél pedig megkerülhetetlen.

A szilárdsági terhelhetőség és a tömör zárás fokozása érdekében a forrasztott kötést gyakran egyéb kötési módokkal (szegecselés, csavarozás, korcolás, redőzés) kombinálják. A legtöbb fémes anyag – könnyebben vagy nehezebben – forrasztható. A forraszthatóság főként az alkatrészek felületén keletkező oxidrétegtől, illetve ennek eltávolítási lehetőségétől függ. A nehézfémek és ötvözeteik könnyebben, a könnyűfémek nehezebben forraszthatók. A 10. táblázat néhány anyag forraszthatósági körülményeit tartalmazza.

| Alapanyag | Olvadáspont (°C) | Forrasz | | Forraszthatóság | |
|---|---|---|---|---|---|
| | | lágy | kemény | lágy | kemény |
| Szénacél | ~1520 | ón | sárgaréz, ezüst | közepes | jó |
| Nagy szén-tartalmú és ötvözött acél | 1200…1500 | ón, horgany, kadmium | ezüst, réz, sárgaréz | jó | nagyon jó |
| Rozsdamentes acél | 1400…1600 | ón | nagy ezüst-tartalmú ezüstök | közepes | közepes |
| Ónozott acéllemez | ~1250 | ón | sárgaréz, új ezüst | jó | jó |
| Rézötvözetek | 600…1100 | ón | sárgaréz, ezüst | nagyon jó | nagyon jó |
| Nikkel-ötvözetek | 925…1415 | ón | újezüst | rossz | nagyon jó |
| Horgany-ötvözetek | 380…450 | ólom | – | jó | – |
| Alumínium-ötvözetek | –600 | Al-ón | Al (kemény) | rossz | részben jó |
| Keményfém | 2800-ig | – | réz, sárgaréz, ezüst | – | jó |
| Volfrám | –3370 | – | sárgaréz, különleges ezüst | – | rossz |

10. táblázat. Anyagok forraszthatósága

Forraszanyagként különböző, legtöbbször könnyen olvadó fémötvözeteket használunk. A megfelelő forraszanyag kiválasztásakor az olvadási hőmérséklet és a szilárdság a döntő szempont.

Mindenképpen teljesülnie kell annak a feltételnek, hogy **a forraszanyag legalább 50 °C-kal kisebb olvadáspontú legyen, mint az alapanyag.**

A **forrasztás előnyös tulajdonsága,** hogy az alacsony forrasztási hőmérséklet miatt nem keletkeznek hő okozta feszültségcsúcsok, elhúzódások, repedések, jó a villamos vezetőképessége, jól tömít, végül, mivel a forrasztóanyagok rugalmassági modulusa általában kisebb az alapanyagénál, a kötés rugalmasabb.

A forrasztás **hátrányos tulajdonsága** az aránylag kis terhelhetőség, a gondos előkészítés igénye és a forrasztóanyagok (ón, réz, ezüst) viszonylagos drágasága.

A forrasztási eljárások a forrasztóanyag és az alkalmazott hőfok alapján két csoportra oszthatók.

**1. Lágy forrasztás.** A forraszanyag ón-, cink-, ólomötvözet ömlesztési hőfoka < 300 °C, a létrehozott kötés szilárdsága kicsi: $\tau_B$ = 20 MPa ónforrasztásnál és $\tau_B$ = 120 MPa ón-kadmium forrasztás esetén.

**2. Kemény forrasztás.** A forrasztóanyag vörösréz, réz, ezüst, sárgaréz (ömlesztési hőfok > 500 °C); az ilyen kötés már nagyobb szilárdságú: $\tau_B$ = 180–270 MP a vörösréz forrasztásnál.

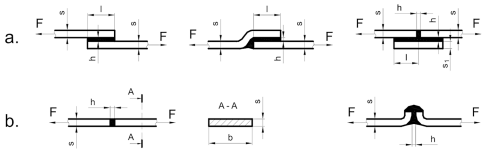
# Forrasztott kötések kialakítása

A forrasztási varrat alakjától és elhelyezkedésétől függően a legkedvezőbb kötéstípus, a nyíró igénybevételnek kitett átlapolt vagy hevederes kötés (139/a ábra), ahol a párhuzamos felületek résvastagsága h = 0,05…0,6 mm.

A forrasztás húzó igénybevétel fefvételére kevéssé alkalmas, így szilárdságilag a tompa varrat (139/b ábra) a legkedvezőtlenebb megoldás. Tompa ütköztetéskor a lemezek közötti szokásos hézag 0,5 mm.

A felületek közötti hézagot a megömlött forrasztóanyag a kapillárishatás révén tölti ki. Nem szűkülő résméret esetén a kötésszilárdság a nem elég hatásos diffúzió következtében csökken.

## 139. ábra - Forrasztási varratok alakja és elhelyezkedése



## A forrasztott kötések szilárdsági méretezése

Egyenletes nyírófeszültség-eloszlás feltételezésével az egyszerűsített méretezés alapegyenlete: $\tau = \frac{F}{bl} \leq \tau_{meg} = \frac{\tau_B}{S}$, ahol b = a lemez szélessége, l = az átlapolás hossza, S = a biztonsági tényező (szokásos nagysága 3…4).

A kötést az alapanyaggal egyenértékű teherviselésre célszerű méretezni, vagyis: $F = \sigma_{meg} bs = \tau_{meg} bl$, ebből a szükséges átlapolási hossz: $l = s\frac{\sigma_{meg}}{\tau_{meg}}$, ahol F = az alapanyag húzó igénybevétele, $\sigma_{meg}$ = az alapanyagra megengedett húzófeszültség, $\tau_{meg}$ = az alapanyagra megengedett húzófeszültség, sl = az alapanyag F-re merőleges keresztmetszete (a gyakorlatban az l átlapolásra a 3…5 s érték a kívánatos), s = a lemez vastagsága.

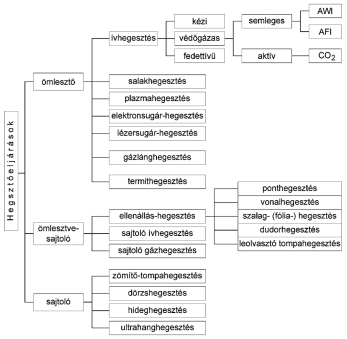
# Hegesztett kötések

A különböző fémből és ötvözetből készített szerkezeti elemek oldható vagy oldhatatlan kötéssel egyesíthetők. Az oldhatatlan kötések közül a szegecselés hosszú évekig egyeduralkodó volt. Az 1800-as évek végén kezdtek kifejlődni és tért hódítani a korszerű hegesztési eljárások. A hegesztés munkadaraboknak egyesítése hővel, nyomással vagy mindkettővel, aminek során az anyagok természetének megfelelően fémes (kohéziós) kapcsolat jön létre. A nem fémes szerkezeti anyagok közül főleg a hőre lágyuló műanyagok hegeszthetők hő és nyomás alkalmazásával.

A hegesztés az új gyártmányok előállításán kívül törött alkatrészek újraegyesítésére **(kötőhegesztés)** vagy kopott szerkezeti elemek méretnövelő javítására is alkalmas, illetve gyakran használatos korrózió- vagy kopásálló felületi réteg (pl. késélek) felrakására **(felrakó hegesztés)** is.

A hegesztési eljárásokat a felhasznált energia, az alapfém hegesztés közbeni halmazállapota, gépesítési foka és egyéb műszaki jellemzők alapján is megkülönböztetjük. A leginkább elterjedt hegesztési eljárásokat a 140. ábrán szemléltetjük.

### 140. ábra - A hegesztőeljárások csoportosítása




## Ömlesztő hegesztőeljárások

Az **ívhegesztés** alapvető feltétele a hegesztőív, ami a szilárd vagy folyékony halmazállapotú fémek közötti gázközegben végbemenő, hosszan tartó elektromos kisütés. Az ívkeltést mindig rövidzárási folyamat előzi meg, amit az előmelegedett elektróda végének a munkadarabtól való eltávolítása követ. Az ívhegesztés ömlesztőfolyamatában az ívkeltést a leolvadás követi.

Ekkor a megolvadt alapanyag, valamint elektródafém és a bevonat anyagának egy része összekeveredik, majd együttesen megdermedve létrehozza a varratot. Az ívhegesztés legegyszerűbb módja a kézi ívhegesztés. Amennyiben a hegesztőívet gázból képzett gázburokkal védjük a levegőtől, és mivel a védőgáz egyetlen fémömledékkel sem lép reakcióba, ezért acélok, öntöttvasak, illetve

az összes nem vas fémfajta (kivéve az alumíniumot, amelyen a felületi oxidréteg nehézséget okoz) hegesztése is könnyen megoldható.

Az alkalmazott gáz minősége és az elektróda felhasználása szerint AWI, AFI vagy $CO_2$-os ívhegesztés használatos. További lehetőség, hogy a hegesztőív a fedőporból olvasztással képződött salaktakaró alatt ég. Ez esetben a fedőpor a bevonat feladatát is ellátja, így a nagyobb széntartalmú acélok is jól hegeszthetők. Ez esetben fedett ívű hegesztésről beszélünk.

A **salakhegesztés** csaknem azonos a fedett ívű hegesztéssel azzal a különbséggel, hogy míg a fedett ívű hegesztés a zárt térben égő hegesztőív, addig a salakhegesztésnél a salakon mint villamos ellenálláson fejlődő Joule-hő a hőforrás. Ez az eljárás függőleges varratok készítésére is alkalmas.

A **plazmahegesztés** alapja az anyagok hőmérsékletétől függő, a termodinamikai egyensúlyának megfelelő arányban disszociált és ionizált gázállapot. Hegesztéskor a gáz plazma állapotának előállítására a villamos ív szolgáltatja az energiát. A plazmasugárhoz argon-, hidrogén-, nitrogéngáz vagy keverékük használatos. A plazmasugár elektromosan nem vezető anyagok hegesztésére is alkalmas.

Az **elektronsugár-hegesztésnél** a vákuumban nagy sebességre gyorsított elektronok kinetikai energiáját hasznosítjuk. Az elektronok a fémekbe csekély mértékben hatolnak be, mégis mély beolvadás érhető el, mert a becsapódás helyén nagy hőmérséklet jön létre, így igen kis falvastagságú anyagok hegesztése is alkalmas.

A **lézersugár-hegesztés** lényege a nagy energiájú, azonos hullámhosszúságú, monokromatikus sugárzás. Meghatározott energiaszintnél a sugár kilép az ionokból és a hordozóanyagból álló aktív közegből. A kilépő sugár, megfelelő fókuszálással, igen nagy energiakoncentrációja révén hegesztésre használható. Lézerrel kifogástalanul hegeszthetők a jó hővezető képességű (Cu, Ag, Au) és nagy olvadáspontú anyagok (W, Mo, Ti), illetve századmilliméter nagyságrendű varratok is elkészíthetők.

A **gázlánghegesztésnél** az egyesítendő tárgyak hevítésére a hegesztőpisztolyban képzett gázkeverék magas hőmérsékletű lángját használjuk. Az égőgázok közül az acetiléngáz- ($C_2H_2$-)oxigén keverékek használatosak.

A **termithegesztés** a vas-oxid és az alumínium por alakú elegyét, a termitport használja hőforrásként. Meggyújtva hevesen ég, és olyan nagy hőt fejleszt, hogy mind a vas, mind az alumínium megömlik. Termitfürdő képződik, amit megfelelően megcsapolva hozanyagként használnak.

Ez a kb. 10 mm távolságra elhelyezett alkatrészeket (pl. sínvégek) körülfogja, és a köztük lévő réseket kitöltve összehegeszti őket.

# Ömlesztve sajtoló hegesztési eljárások

A **ponthegesztés** az ellenállás-hegesztés egyik alapvető eljárása. Lényege, hogy az összehegesztendő átlapolt lemezeket elektródákkal összenyomjuk, majd nagy erősségű áramot vezetünk át rajtuk.

Az érintkező felületek közötti átmeneti ellenállás hatására hő fejlődik, ami erősen felhevíti az anyagok kiemelkedéseit. Az állandó nyomóerő hatására a két anyag rövid idő elteltével tökéletes fémes érintkezésbe kerül egymással, és az áram kikapcsolása után megdermedő anyag varratfémet alkot.

A **vonalhegesztés** folyamatos vagy csaknem folyamatos pontsorvarrat, amelyhez tárcsa alakú elektródákat használunk.

A **dudorhegesztés** olyan, villamos ellenállás-hegesztés, ahol az áramkoncentráció a munkadarab különleges felületi kialakítása, „dudora” révén jön létre.

A **leolvasztó tompahegesztéskor** a munkadarabok érintkezési felületét olvadáspontjuk fölé hevítjük, így a teljes homlokfelületen folyékony fémhártya alakul ki. Ezt követően a hegesztendő felületeket zömítőerővel összesajtoljuk úgy, hogy az oxidok és az egyéb szennyezők kipréselődnek.

# Sajtoló hegesztések

A **zömítő tompahegesztés** hozanyag nélkül, nyomás alatt végzett sajtoló hegesztés. A hevítéshez szükséges hőmennyiséget a munkadarabokon áthaladó áram Joule-hője adja.

A **dörzshegesztés** olyan sajtoló hegesztés, amelynél a kötéshez szükséges hőmenynyiség az egyesítendő felületek súrlódása révén fejlődik.

A **hideg hegesztés** lényege, hogy a fémfelületek külső hőközlés nélkül, megfelelő nyomásra képlékeny alakváltozást szenvednek. Az anyag megfolyásával az oxidréteg széttöredezik, és az egyéb idegenanyagokkal együtt kiszorul a kötési övezetből, majd a nyomás növekedésével a teljes összesajtolt keresztmetszet összeheged.

Az **ultrahanghegesztésnél** az átlapolt munkadarabok az (ultrahangenergia-átalakító és az üllő között, a $10^3$–$10^5$ Hz frekvenciájú) ultrahangrezgés és a megfelelő nyomóerő hatására a felületek megolvadása és hozanyag nélkül összehegednek.

# A hegesztett kötések hátránya

A hegesztett kötések kialakítása nagyobb technológiai fegyelmet és szakképességet kíván, mint az egyéb kötésmódoké.

A hőhatás következtében, különösen a varrat és a hegesztett felület határán, kedvezőtlenül változhat a kristályszerkezet.

Visszamaradó belső feszültségek keletkezhetnek, amelyek csökkentik a varrat teherbírását.

Helytelen hegesztési sorrend következtében elhúzódások léphetnek fel. A nagy hőmérséklet-gradiens következtében nő a ridegtörési veszély, a feszültséggyűjtő helyeken repedésgócok keletkezhetnek, (ilyenkor a törés felülete sima vagy recézett, és jellegében élesen eltér a fáradt törésre jellemző törési felülettől), végül csökken a hegesztési varrattal terhelt keresztmetszet kifáradási határa.

# A hegesztési varratok fajtái

A varratok a **hegesztés technológiája** szerint: egy oldalról és két oldalról készülő, **felületük** szerint: lapos, domború, homorú, **kiterjedése** szerint: kötő (teherhordó szerkezeti részek összekötésénél) és fűző (részek egybekapcsolása teherátadás nélkül), továbbá szerelő, **alakja** szerint: tompa-, sarok és K-varratok lehetnek.

A főtípusokon belüli különböző variánsokat is megkülönböztetünk, amelyeket a 11. táblázatban, az alkalmazási és kiviteli irányelvek megadásával ismertetünk. A varrat helyzete szerinti merőleges illesztésű tompavarrat, ferde illesztésű tompavarrat, oldalsarok varrat, homloksarokvarrat (141. ábra) lehet.

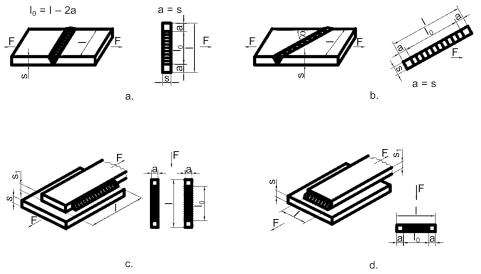
| Tompavarrat | | | |
|---|---|---|---|
| Varratok | Jelkép | Lemez–vastagság [mm] | Igénybevételi mód |
| *Élvarrat* | | ⩽ 3 | Alárendelt jelentőségű szerkezetekhez |
| *I varrat* | | ⩽ 6 | Gyökhegesztés nélkül stat., gyök–hegesztéssel din. igénybevételre |
| *V varrat* | | 4÷20 | Gyökhegesztés nélkül stat., gyök–hegesztéssel din. igénybevételre |
| *U varrat* | | ⩾ 20 | Gyökhegesztés nélkül stat., gyök–hegesztéssel din. igénybevételre |
| *X varrat* | | ⩾ 12 | Din. és nagyobb statikus igénybevételre |
| *Kettős U* | | ⩾ 40 | Din. és nagyobb statikus igénybevételre |
| *K varrat* | | ⩾ 12 | Din. és kisebb statikus igénybevételre |
| *Fél V* | | ⩾ 20 | Statikus igénybevételre |

11. táblázat. A hegesztési varratok fajtái

| Sarokvarrat | | | |
|---|---|---|---|
| Varratok | Jelkép | Lemez–vastagság [mm] | Igénybevételi mód |
| *Egyoldali sarok* | | $\frac{a}{s}=1$ ⩽ 10<br>$\frac{a}{s}\leqslant 0{,}5$ ⩽ 20 | Belső nyomásra nem alkalmas |
| *Fél Y* | | $\frac{a}{s}=0{,}75$ 10–80<br>$\frac{a}{s}=0{,}5$ 20–80 | Statikus terhelésre |
| *Kettős sarok* | | $\frac{a}{s}=1$ ⩽ 20<br>$\frac{a}{s}\leqslant 0{,}5$ ⩽ 30 | Statikus terhelésre |
| *Fél V* | | ⩽ 80 | Statikus és dinamikus terhelésre |
| *K varrat* | | ⩽ 30 | Statikus és dinamikus terhelésre |

11. táblázat folytatása

### 141. ábra - Jellemző kötéskialakítások a) merőleges illesztésű tompavarrat, b) ferde illesztésű tompavarrat, c) oldalsarokvarrat, d) homloksarokvarrat




# A hegesztett kötések fajtái

Az összehegesztendő elemek egymáshoz viszonyított helyzete alapján sík- és sarokkötések vannak. Mindkét kötésmód megvalósítható tompa-, illetve sarokvarrattal. A tompavarrat szilárdsági, illetve kialakítási tulajdonságai kedvezőbbek.

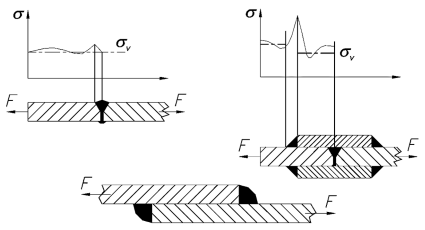
**A síkkötés változatai** (142. ábra):

- A tompakötés különböző igénybevételeknél alkalmazható, a legkedvezőbb kötésmód. Nagy teherbírású, megbízható, gazdaságos.
- Az átlapolt kötés kedvezőtlen. Gyenge, rossz minőségű kötést ad, kétszeres varratmennyiséget igényel, nagy járulékos hajlítási igénybevételt okoz (általában csak tagolt elemek kötésénél alkalmazzák).
- A hevederes kötés a szegecskötéseknél kialakított kötésmód utánzata. Szilárd kötést ad, de a sok hegesztési varrat gazdaságtalanná teszi.

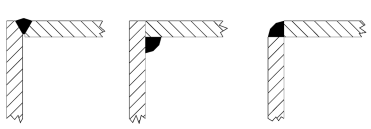
**A sarokkötés változatai** (143. ábra):

- a vályús helyzetű V-varratos kötés a legjobb sarokvarrat-kiképzési mód, a legkevesebb anyaggal a legjobb szilárdságot biztosítja.
- A belső sarokvarratos kötés gazdaságos, de kisebb teherbírású.
- A külső sarokvarratos kötés drága, a pontos illesztés beállítása nehézkes, ezért a megbízhatósága és a teherbírása kisebb.

### 142. ábra - A síkkötés változatai



### 143. ábra - A sarokkötés változatai



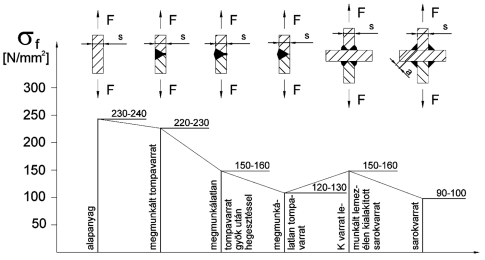
# A hegesztési varratokban fellépő feszültségek

A kötések méretezésénél a gyakorlatban az elemi szilárdságtan összefüggéseit alkalmazzuk, ugyanis a varratok teherbírását és igénybevételét befolyásoló számtalan tényező értékelése, a feszültségek pontos meghatározása rendkívül összetett és gyakran csak vitatható közelítésekkel megoldható feladat. A kapcsolat teherbírása megfelelő, ha az egyidejűleg ható külső terhelésekből számított mértékadó összehasonlító feszültség kisebb, mint a varrat anyagára, típusára és igénybevételére megengedett határfeszültség. A nehezen meghatározható tényezőket úgy vesszük figyelembe, hogy a varrat tervezése során a tapasztalatok szerint legkedvezőbb kialakításokra és az egyértelmű terhelési formákra törekszünk. A méretezésnél tehát számba vesszük a hegesztési varratok feszültséggyűjtő hatását, az alap- és a heganyagok szilárdsági és technológiai jellemzőit, a teherviselő varratméreteket, valamint a szerkezetre ható terhelés nagyságát és időbeliségét.

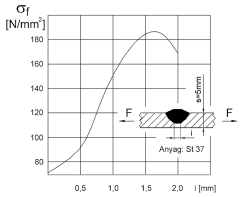
# A hegesztési varratok feszültséggyűjtő hatása

A hegesztett szerkezetek nyugvó vagy fárasztó terheléseknek vannak kitéve. A varratok feszültséggyűjtő hatása következtében fárasztó terhelés esetén a keletkező feszültségcsúcsok jelentősen csökkenthetik a kifáradási határt. Feszültségcsúcsokat okozhatnak a hőbeviteli feszültségek (saját vagy visszamaradó feszültségek), a technológiai hibák (beégés, kezdő- és végkráter, salakzárványok, porozitás stb.), a hegesztési varrat alakja stb. A kifáradási határ jelentősen növelhető a gyökutánhegesztéssel és a széleken mutatkozó feszültséggyűjtő helyek lemunkálásával. Az S235 minőségű lágyacél lüktető szilárdságának változását, a varratalak és -minőség függvényében a 144. ábra szemlélteti. Az egy oldalról hegesztett tompavarratok kifáradási határfeszültségét az illesztési rés (i) nagysága is jelentősen befolyásolja. Ezt példázza a 145. ábra, amely St37 anyag esetén az illesztési rés függvényében szemlélteti a lüktető határfeszültség változását.

### 144. ábra - S235 acél lüktetőszilárdságának változása a varratalak és -megmunkálás függvényében




### 145. ábra - A kifáradási határfeszültség ($\sigma_f$) változása a résméret (i) függvényében



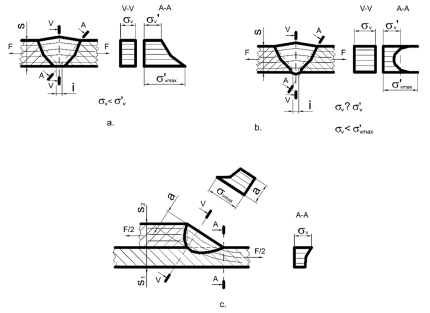

A hegesztett szerkezet kötéseiben fellépő feszültségtorlódásokat legjobban az erővonalak eloszlása szemlélteti. A keresztmetszet hirtelen változása összesűríti, iránytörésre kényszeríti az erővonalakat. Ez feszültségcsúcsot okoz, így csökken a kötés kifáradási határa.

A tompahegesztés kifáradási határa nagyobb, mint a sarokvarraté. Ha a lemunkált tompavarrat kifáradási határa 100%, akkor a lemunkálatlan gyökutánhegesztett tompavarraté 78%, a megmunkálatlan, gyökutánhegesztés nélküli tompavarraté pedig 55%.

A gyökutánhegesztés nélküli tompavarratnál a sűrűsödő erővonalak és a hegesztési varrat feszültséggyűjtő hatása következtében a feszültségeloszlás (annak ellenére, hogy a varrat V–

V keresztmetszetében szinte teljesen egyenletes), az átmeneti A–A keresztmetszetben igencsak egyenetlen (146. ábra).

**146. ábra - Feszültségeloszlás hegesztett varratoknál a) gyökutánhegesztés nélküli tompavarrat, b) gyökutánhegesztett tompa és c) homorú kiképzésű sarokvarrat esetén, a varratra merőleges (V–V) és a gyökoldal menti (A–A) keresztmetszetekben**



A feszültségeloszlás egyenletesebbé válik gyökutánhegesztés esetén, bár az alap- és hegesztőanyag között keletkező zárványok, beégések feszültséggyűjtő hatására a kiugró feszültségcsúcsok ebben az esetben is kialakulnak. Sarokvarratoknál az erővonal-eloszlás a varratkiképzés módjától függően változik. Így a domború sarokvarratnál a legnagyobb mértékű a sűrűsödés, míg a legkedvezőbb terhelődést a homorú varratkiképzés mutatja, vagyis a varrat kifáradási határa ekkor a legnagyobb.

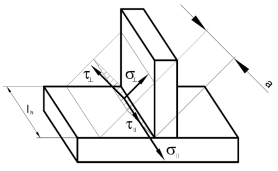
# A hegesztési varratok névleges feszültségei

A varratokban keletkező feszültségek nehézkes, pontos meghatározása helyett tervezéskor legtöbbször elegendő a névleges feszültségekre vonatkozó elemi szilárdságtani, közelítő számítást végezni. A varrat keresztmetszetének meghatározásakor az ún. **hasznos varrathosszal** számolunk: $l_h = l–2a$. Vagyis a teljes l varrathosszból le kell vonni a kezdő és a befejező varratrésznél adódó beégés gyengítő hatását, amelyet a értékkel veszünk figyelembe (záródó varratnál $l_h = l$).

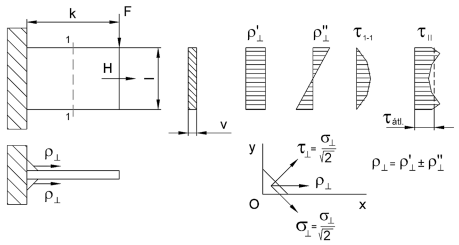
A varratkeresztmetszet másik mérete a vastagság, ami tompa- és K-varrat esetén a lemezvastagsággal egyenlő, 1/2 K-varrat esetén a lemezvastagság 85%-a, a sarokvarratra pedig az „a” varratba írható derékszögű, egyenlőszárú háromszög átfogójára merőleges magasság $\left(a = \frac{\sqrt{2}}{2} s \approx 0{,}7s\right)$.

A térbeli feszültségi állapot helyett a varrattal párhuzamos (||) és az arra merőleges (⊥) normál- és csúsztatófeszültségeket határozzuk meg (147. ábra).

**147. ábra - Feszültségek értelmezése sarokvarratban σ⊥ = a varrat középsíkjára, egyben a hossztengelyére is merőleges normálfeszültség, σ|| = a varrat hossztengelyével párhuzamos normálfeszültség, τ⊥ = a varrat hossztengelyére merőleges nyírófeszültség, τ|| = a varrat hossztengelyével párhuzamos nyírófeszültség**



## 148. ábra - Oldalsarokvarrat feszültségei



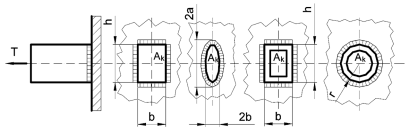

A terhelés és a keresztmetszeti adatok ismeretében a feszültségek elemi szilárdságtani összefüggésekkel meghatározhatók.

Az oldalsarokvarrat méretezésekor (148. ábra) a húzásból és a hajlításból származó feszültségek értelmezése többféleképpen szokásos. Az ISO számítási javaslat szerint a 45°-os varratkeresztmetszet síkjában ébredő feszültséget (ρ) két összetevőre kell felbontani: $\rho_{\perp}' = \frac{H}{2al_h}$, $\rho_{\perp}'' = \frac{6Fk}{2al_h^2}$ és $\rho_{\perp} = \rho_{\perp}' + \rho_{\perp}''$, illetve $\tau_{\parallel} = \frac{F}{2al_h}$.

Hengeres darabok esetén a körgyűrűvarrat keresztmetszeti tényezője hajlításkor: $K = \frac{1}{r+a}\left[(d+2a)^4 \frac{\pi}{64} - d^4 \frac{\pi}{64}\right]$ csavaráskor: $K_p = \frac{1}{r+a}\left[(d+2a)^4 \frac{\pi}{32} - d^4 \frac{\pi}{32}\right]$.

A csavarófeszültség meghatározásához közelítésként vékony zártszelvények esetén a Bredt-féle képlet is használható (149. ábra).

## 149. ábra - A csavarófeszültség meghatározása a Bredt-féle képlet szerint




$\tau_{\parallel max} = \frac{T}{2A_k a}$, ahol $A_k$ = a varratkeresztmetszet középvonala által bezárt terület, a = a varrat méretezési vastagsága.

Megfelelő pontosságnak vehető azonban, ha a szelvény kerülete által bezárt területtel számolunk, tehát: négyszög keresztmetszetre $A_k = bh$, kör keresztmetszetre $A_k = r^2\pi$, ellipszis keresztmetszetre $A_k = ab\pi$.

Üreges, csőszerű darabok esetén lehet tompakötést is készíteni. Ekkor a varratvastagság a cső falvastagsága, illetve 1/2 K-varrat esetén a varratvastagság a lemezvastagság 85%-a.

Bonyolultabb szerkezetekben sokszor kombinált kötést kell alkalmazni, vagyis tompavarratot sarokvarrattal vagy homloksarokvarratot oldalsarokvarrattal kell kiegészíteni. A kérdés ilyenkor az, hogy az egyes varratfajták milyen arányban vesznek részt a terhelés felvételben. Mivel az egyes varrat alakok rugóállandója különböző, és a számításnál is eltérő rugalmassági modulust (E, illetve G) kell figyelembe venni, ezért a terhelésfelvétel nem történhet a varratkeresztmetszet arányában. Tompavarrat és oldalsarokvarrat együttes alkalmazasakor az oldalvarrat hasznos hosszanak csak 60–70%-a vehető figyelembe. Homloksarok- és oldalsarokvarrat is lehet egy kötésben. A szakirodalom többféle varrat-figyelembevételi javaslatot tartalmaz. Logikusnak látszik az az álláspont, amikor az oldalsarokvarrat hosszától függ a számítási eljárás, eszerint: ha $l > 1{,}5\ b$, akkor a homloksarokvarrat figyelmen kívül hagyható, ha $0{,}5\ b < I < 1{,}5\ b$, akkor $F = F_{old} + 1/3F_{hom,}$ ha viszont $l < 0{,}5\ b$, akkor $F = F = 1/3F_{old} + F_{hom.}$

Az összetett szilárdság eseteiben a redukált feszültséget hegesztett kötésekre egyszerűsítve szokás számítani: $\sigma_{red} = \sqrt{\sigma^2 + \tau^2} \le \sigma_{meg}$.

Pontosabb számítások esetére a munkaelmélet használható. Így általános síkbeli feszültségi állapotra: $\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 + \sigma_x \cdot \sigma_y + 3\tau^2}$, illetve húzó- és rá merőleges nyírófeszültség esetén: $\sigma_{red} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2}$.

A különböző feszültségelméletek nem bizonyultak kifogástalanoknak, ezért az ISO keretében a hegesztési varratokra (elméleti alapokon álló és kísérletekkel alátámasztott) eltérő és pontosabb méretezési módot dolgoztak ki. Ezzel a redukált feszültség kéttengelyű feszültségállapot esetén: $\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_1^2 + (\sigma_1 - \sigma_2)^2 + \sigma_2^2 + \lambda(\tau_\perp^2 + \tau_\parallel^2)}$, illetve húzó- és rá merőleges nyírófeszültség esetén: $\sigma_{red} = \sqrt{\sigma^2 + \lambda\tau^2}$, ahol $\lambda = 1{,}8$.

# Hegesztett kötések méretezése nyugvó terhelésre

A hegesztési varrat legtöbb esetben gyengíti a keresztmetszetet, ezért a méretezés során ezt a gyengítő hatást valamilyen formában figyelembe kell venni. A már ismertetett elemi szilárdsági összefüggések segítségével meg kell határozni a varratkeresztmetszetben a névleges feszültségeket ($\sigma_v$, $\tau_v$), és ezeket kell összehasonlítani a varratra megengedett feszültséggel.

Ez utóbbit egy **jóságtényező** (ν) figyelembevételével állapítjuk meg: $\sigma_{v\ meg} = \nu\sigma_{meg}$, illetve $\tau_{v\ meg} = \nu\tau_{meg}$.

A sarokvarrat esetén a kísérletek szerint nyugvó igénybevételnél a varrat akkor lesz az „A” keresztmetszetű alapanyaggal azonos szilárdságú, ha az összes varratkeresztmetszet $A_v = 1{,}6A$.

Végül az ellenőrzési összefüggés: $\sigma v \leq \sigma_{v\ meg} = \nu\sigma_{meg}$.

| A ν jóságtényező értékei | húzás | nyomás | nyírás |
|---|---|---|---|
| | esetei | | |
| Ívhegesztésnél, vékony bevonatú pálcával | 0,6 | 0,75 | 0,5 |
| Ívhegesztésnél, vastag bevonatú pálcával | 0,8 | 0,9 | 0,6 |
| Fedett ívű automata hegesztésnél | 0,9 | 1,0 | 0,65 |
| Lánghegesztésnél | 0,6 | 0,75 | 0,5 |

Vagyis a statikus méretezés eredményeként biztonságosnak minősül a hegesztés akkor, ha a varratban ébredő feszültség megengedett varratfeszültséghez viszonyított értéke egy vagy egynél nagyobb. (A jóságtényező általában érvényesnek vehető minden acélfajtára. A szakirodalom és néhány szabvány sok esetben varrattípusonként, igénybevételi fajtánként a különböző hegeszthetőacél-minőségekre táblázatban adja meg azt a nyugvó terhelésre érvényes határfeszültséget, amelyhez viszonyítva adódik a varratfeszültség és a biztonsági tényező. Így jár el a DIN 4100 szabvány is.)

# Hegesztett kötések méretezése kifáradásra

Az időben változó terhelés a szerkezeti elemeket és azok hegesztett kötéseit fokozott, ún. fárasztó igénybevételnek teszi ki. Méretezéskor először a dinamikus terhelés során előforduló csúcs igénybevételeket kell számba venni. Ennek módja, hogy a váltakozó terhelés igénybevételének karakterétől függően a számítható vagy mérhető névleges értéket 10–350%-ig terjedő mértékben célszerűen választott (12. táblázat) dinamikus faktorral ($c_2$) megnöveljük: $\sigma_{vmax} = \sigma_v c_2$.

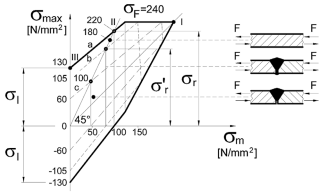
| Igénybevételi mód | Dinamikus faktor [$c_2$] | Alkalmazási terület |
|---|---|---|
| Egyenletes körmozgást végző gépek, alkatrészek | 1,0–1,1 | villamos forgógépek, köszörűk, gőz- és vízturbinák |
| Egyenletes lüktető mozgást végző gépek és alkatrészek | 1,2–1,4 | dugattyús gépek, szivattyúk gőzgépek, motorok, légsűrítők |
| Lökésszerű igénybevételnek kitett gépek, alkatrészek | 1,3–1,5 | sajtók, hengerek, egyengetőgépek |
| Ütésszerű igénybevételnek kitett gépek, alkatrészek | 1,5–3,0 | kőtörők, kalapácsok, hengerállványok, élhajlítók, kovácsprések stb. |
| Egyenletes üzemű, stabil vagy lassú járatú gépek | 1,0–1,2 | csávázógépek, tisztítók, manipulátorok stb. |
| Traktorral hajtott mobil gépek, betakarítógépek | 1,5–2,0 | vontatott és függesztett betakarítógépek vázszerkezetei |
| Traktorral hajtott mobil munkagépek, betakarítógépek | 2,0–3,0 | vonóhorog, ekék, kultivátorok |
| Traktorral hajtott betakarítógépek, cséplőgépek és aprítógépek szerkezetei | 2,0–3,5 | aprítódobok, szecskázók, cséplődobok |

12. táblázat. A $c_2$ dinamikus faktor értékei váltakozó igénybevételek esetén

Az egyes varratfajták kifáradási jellemzői különbözők és alapanyagtípusonként is változnak. Ezenkívül befolyásoló tényező a technológiai eljárás hatása is, amit egzakt méretezési módszerekkel jelenleg még nem tudunk követni, ezért kísérleti úton minden jellemző anyag- és varratfajtára fárasztási vizsgálattal kellett felvenni a kifáradási biztonsági területet. A legismertebb méretezési séma a Smith-féle kifáradási területen alapszik. Ennek használatos formája a Neumann-féle diagram.

A Smith-féle biztonsági terület anyagfajtán belül a hegesztési mód és kivitel szerinti **gátlástényezőt** (β) a varratok lüktető szilárdságának változása alapján adja meg. Az S235 anyagra vonatkozóan pl. húzó-nyomó igénybevétel és tompavarrat esetén a 150. ábra szerint az alapanyagra érvényes kifáradási biztonsági terület az „a" alatti területrész, a gyökhegesztett V-varratra a „b" alatti területrész, a gyökutánhegesztés nélküli varratra pedig a „c" alatti területrész.

## 150. ábra - A gátlástényező ($\beta_v$) meghatározása a Smith-diagramból




A diagramból a lüktető szilárdság értékeivel a varratra vonatkozó gátlástényező: $\beta = \frac{\sigma_r}{\sigma_r} = \frac{220}{180} = 1,22$ gyökhegesztés esetén, és $\beta_{,} = \frac{\sigma_r}{\sigma_r} = \frac{220}{100} = 2,2$ gyökhegesztés nélküli esetben.

Lengőszilárdságra a gyökutánhegesztés nélküli esetben meghatározható gátlástényező pedig: $\beta = \frac{\sigma_1}{\sigma_1} = \frac{130}{60} = 2,16.$

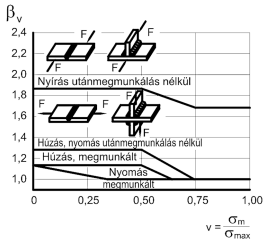
A gátlástényezőt a varrat- és az átmeneti keresztmetszetekre fárasztóvizsgálati eredmények alapján közvetlenül is meg lehet határozni. Mivel értéke nagymértékben függ a **feszültségi viszonytól,** azt $\alpha_{,} = \frac{\sigma_m}{\sigma_{max}}$ függvényeként szokás megadni.

A gátlástényező figyelembevételével való ellenőrzésnél a dinamikus tényezővel meghatározott varratfeszültség gátlástényezővel tovább növelt értékét kell a folyáshatárhoz viszonyítani: $S = \frac{\sigma_F}{\beta_{,}\sigma_{,max}} \geq S_{még}$ egyszerű igénybevételkor, merőleges síkú összetett igénybevétel esetén pedig: $S = \frac{S_F \cdot S_\tau}{\sqrt{S_F^2 + S_\tau^2}} \geq S_{még}.$

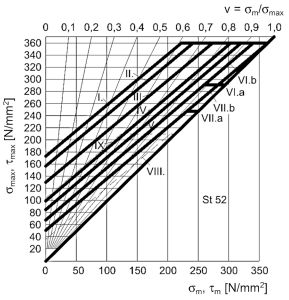
A gyakorlatban a Neumann-féle biztonsági terület alapján való méretezés terjedt el. Neumann igen nagy számú fárasztóvizsgálati eredmény összegyűjtésével, a különböző hegesztési varratokra és anyagokra az összes lényeges hatás figyelembevételével állapította meg a biztonsági területet. Így az általa kidolgozott diagramok igen jól közelítik a varratok tényleges teherbíró képességét.

A 152. ábra a hegesztett St52-es anyagminőségre vonatkozik. A középfeszültség $\sigma_m$ és a változó igénybevétel jellegének ($\sigma_m/\sigma_{max}$, $\tau_m/\tau_{max}$) függvényében rögzíti a különböző típusú és terhelésmódú varratok maximális terhelhetőségét ($\sigma_{fmax'}$, $\tau_{fmax'}$). A diagramban az I–IX. jelű vonalak a hegesztési varrat kialakítási és igenybevételi módjára vonatkozó varratosztályozást jelentik.

### 151. ábra - A feszültségviszony alapján meghatározott gátlástényező




### 152. ábra - Az St52 szerkezeti acélra vonatkozó Neumann-diagram




A méretezés során elsőként a dinamikus tényezővel növelt terhelőfeszültség ($\sigma_{vmax}$ és $\sigma_{vmin}$, illetve $\tau_{vmax}$ és $\tau_{vmin}$) nagyságát kell meghatározni, majd kiszámítjuk a $\sigma_m$, illetve $\tau_m$ névleges középfeszültség, valamint a **terhelési viszony** (v) értékét: $\sigma_m = \frac{\sigma_{,max} + \sigma_{,min}}{2}$, $\alpha'_\sigma = \frac{\sigma_m}{\sigma_{,max}}$, illetve $\tau_m = \frac{\tau_{,max} + \tau_{,min}}{2}$, $\alpha'_\tau = \frac{\tau_m}{\tau_{,max}}$.

A diagram használatához ezt követően ki kell választani az adott esetben érvényes hegesztési varratvonalat.

Végül a feszültséghányadost és az origót összekötő egyenes, valamint a római számmal jelzett varratvonal metszéspontjának vízszintes ordinátája adja az adott varrat terhelhetőségét ($\sigma_{fmax}$, illetve $\tau_{fmax}$).

A varrat biztonságának meghatározásakor ezt a feszültséget kell a tényleges számítással meghatározott $\sigma_{vmax}$ , illetve $\tau_{vmax}$ értekkel összehasonlítani.

$S = \frac{\sigma_{f\,max}}{\sigma_{,max}} \geq S_{meg}$, illetve $S = \frac{\tau_{f\,max}}{\tau_{,max}} \geq S_{meg}$.

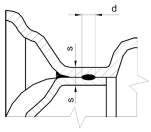
# Ponthegesztett kötések méretezése

A ponthegesztett kötések méretezése viszonylag egyszerű, de az ajánlott összefüggések csak tájékoztató jellegűek, ezért fokozott követelmények esetén célszerű a szilárdsági értékeket mérésekkel is ellenőrizni.

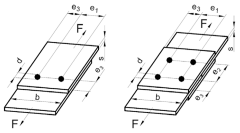
A méretezés alapelve, hogy az n pont vigyen át annyi terhelést, mint az A = bs lemezkeresztmetszet.

A hegesztési pont átmérője (153. és 154. ábra) a lemezvastagság (s) függvényében: d = 5 vs, ahol a pont- és sortávolság: $e_1 = e_2 = (3…6)d$ statikus és 2d dinamikus terhelés esetén, a széltávolság: $e_3 = (2…4)d$ statikus, és 2d dinamikus terhelésnél.

## 153. ábra - Gépjárműkerék-abroncs lemezkialakításánál alkalmazott ponthegesztett kötés



## 154. ábra - Átlapolt és hevederes ponthegesztett kötés



A hegesztési pontok száma $z = \frac{1,73A}{A_p}$ egy- és kétsoros egynyírású, és $z = \frac{1,73A}{A_p}$ egy- és kétsoros kétnyírású kötés esetén, ahol A = bs a lemezkeresztmetszet és $A_p = \frac{d^2\pi}{4}$ a hegesztési pont keresztmetszete.

Az igénybevételtől függően nyírásra, palástnyomásra és a kedvezőtlen igénybevételt jelentő fejhúzásra kell elvégezni a szilárdsági ellenőrzést.

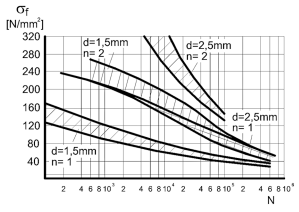
A nyírófeszültség egy- illetve kétnyírású kötés esetén: $\tau_t = \frac{F}{nA_p} \le \tau_{tmeg}$, illetve $\tau_t = \frac{F}{2nA_p} \le \tau_{tmeg}$.

A nyomófeszültség a hegesztési pont palástján: $\sigma_p = \frac{2F}{nd\pi s} \le (1,8...2,5)\,\sigma_{tmeg}$.

A fejhúzáskor fellépő feszültség a lemezkeresztmetszetben: $\sigma_h = \frac{F}{A} \le \sigma_{tmeg}$, és a hegesztési pontban: $\sigma_h = \frac{F}{nA_p} \le \sigma_{hmeg}$.

Ismételt igénybevételű ponthegesztett kötésre a megengedhető terhelésmaximumok értékét a varratkifáradási görbék tartalmazzák (155. ábra).

## 155. ábra - Ponthegesztett kötések kifáradási görbéi




Nyugvó terhelésnél a megengedett feszültségek anyagminőségtől és igénybevételi módtól függően változnak, pl. az St52-es anyag esetén: $\sigma_{vmeg}$ = 139 MPa, $\sigma_{pmeg}$ = 432…600 Mpa és $\sigma_{hmeg}$ = 48 MPa.

A kifáradási biztonsági területek meghatározására vonatkozó kísérleti eredmények azonban ma még csak néhány legjellegzetesebb anyag- és kötésfajtára állnak rendelkezésre. A ponthegesztett kötés biztonsága minden esetben: $S = \frac{\tau_{tmeg}}{\tau_t} \ge S_{meg}$.

## Korszerű hegesztésméretezési módszerek

Napjainkban a hegesztett szerkezetek tervezésénél is mindinkább előtérbe kerül a gazdaságosság. Az eddig tárgyalt hagyományos méretezési eljárásoknál a teljes biztonságra törekedve olyan nagy biztonsági tényezőt szokás választani, amely remélhetően mind az igénybevétel, mind pedig a teherbírás bizonytalanságait lefedve a teljes élettartam alatt kizárja törést.

Az ilyen, „túlméretezés” fölösleges súlytöbbletet és költségnövekedést okoz. Ugyanakkor nyilvánvaló, hogy az úgynevezett „teljes” biztonság megvalósíthatatlan, hiszen a maximális igénybevétel és teherbírás csak bizonyos valószínűséggel meghatározható tényező.

A statisztikus eljárások alkalmazásával és a valószínűség-számítás térhódításával, valamint az informatika eszközrendszerének rendelkezésre állásával a biztonsági tényező is új értelmezést kapott. Új és gazdaságosabb méretezési módszerek vannak kialakulóban.

# Alakzáró kötések

# Szegecskötések

Szegecseket két, akár különböző anyagból készült tárgy összekapcsolására majdnem olyan régen használ az ember, mint amilyen régen egyáltalán fémeszközöket. Mára már sok területről kiszorította ugyan a hegesztés, de a korszerű szegecseket és technológiájukat ma is széles körben alkalmazza a jármű- és gépipar, a könnyűipar, az építőipar és számtalan, szolgáltatást végző iparág. A szabványok által rögzített alakú és anyagú szegecsekkel létrehozott kapcsolat oldhatatlan kötés. A kötést ugyan oldhatatlannak tekintjük, de a hegesztéssel szemben oldása általában nem jár együtt az összekapcsolt elemek roncsolásával, csak a szegecs megy tönkre. **A kötés a szegecsszár képlékeny alakításával alakzáró módon jön létre,** de az esetek többségében ehhez erőzáró hatás is párosul. A kötések alkalmazhatók merev kapcsolatok létesítéséhez (pl. toronyházak, daruk, hidak alátámasztásainál, teherhordó kapcsolatainál) vagy rácsos szerkezetek csomópontjaiban, teherhordó fal- és tetőszerkezetek összekapcsolásánál. Olyan kapcsolatoknál ahol a merevség és a tömítettség egyaránt követelmény (pl. kazánoknál, nyomástartó edényeknél) vagy ott, ahol a tömítő funkció az elsődleges: tartályoknál, silóknál, csővezetékeknél, karosszériák lemezborításainál, vasúti vagonoknál és a repülőgépiparban. Ugyanakkor kazánok és nyomástartó edények gyártásánál a hegesztési eljárások nagymértékben kiszorítják a szegecskötéseket, és ma csak ott alkalmazzák őket, ahol az összekapcsolandó anyagok nem vagy csak nagy költséggel hegeszthetők, valamint ott, ahol különböző anyagból készült alkatrészeket kell összekapcsolni.

Előnye más kötésekkel szemben, hogy nincs az elemeknél anyagszerkezeti átalakulás, keményedés, mint a hegesztésnél, és az összekötött elemek még meleg szegecselés esetén is csak a szegecsfej környezetében is csak kevéssé deformálódnak. Különböző anyagfajtákból készült gépelemek biztonságosan és gyorsan köthetők össze szegecseléssel, és könnyen ellenőrizhető a kötés. Helyszíni szerelések esetén gyorsabban és főleg olcsóbban hozhatók létre, mint a hegesztett kötések. Szükség esetén általában az összekötött gépelemek számottevő sérülése nélkül, a szegecs fejének eltávolításával oldható a kötés.

Természetesen a szegecs ebben az esetben nem hasznosítható újra. Túlterhelések esetén kedvezően viselkednek, csökkentik a dinamikus hatást. A nagy deformációs munka miatt, amit a számításainknál figyelembe vehetünk, a gépelemekre jutó erőhatás jellege megváltozik. A modern vakszegecsekkel a kötések gyorsan és olcsón előállíthatók és a legnagyobb igénybevételek esetén is alkalmazhatók még abban az esetben is, ha a másik oldalhoz nem férünk hozzá. Az ilyen típusú szegecsek egyaránt készülhetnek zárófejjel vagy anélkül.

Hátrányai: az alkalmazásukhoz elengedhetetlen furatok miatt csökken a teherviselő keresztmetszet, ezért azt növelni kell, ami növeli az önsúlyt. Átlapolások alkalmazása esetén nem érhető el sima felület. (Ez tartályok esetében kedvezőtlen erőfolyamot okoz.) Számtalan esetben előfordul, hogy a szegecselt szerkezet drágább a hegesztettnél.

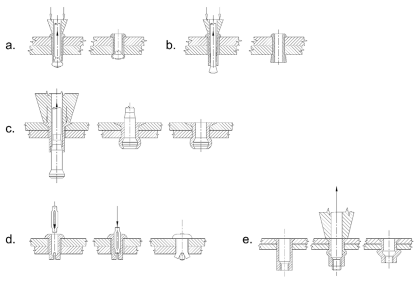
# A szegecsek kialakítása

A **tömör szegecsek** fejjel és szárral készülnek, de a szár fejjel ellentétes vége lehet üreges is. A **csőszegecsek** (ahogy azt a nevük is jelzi) csőből készülnek, az egyik végükön perem kialakítással. A **POP-** vagy **vakszegecsek** a csőszegecsekhez hasonlók, peremes vagy zárt fejjel rendelkezhetnek, és tartozékuk egy szár vagy szeg is, ami a kötés megfelelő célszerszámmal való létrehozásához szükséges. A tömör szegecsek fejkialakításuk alapján kapták a nevüket: félgömbfejű, lencsefejű, süllyesztett fejű stb. A vakszegecsek napjainkban egyre nagyobb teret hódítanak, amit sokféle változatuknak és jól kidolgozott számítási eljárásaiknak köszönhetnek.

Törőtüskével ellátott vakszegecs látható a 156/a ábrán. A kötés előtt a csőszerű szegecs és a törőtüske egy egységet képez. A kötés létrehozásához szükséges erő a tüskén keresztül hat a szegecsre, a tüske fej része kialakítja a zárófejet, majd a tüske gyengített része elszakad, a fej a szegecsben marad. Ezeket elterjedten alkalmazzák a fémipar számtalan területén, az autóiparban, bútorgyártásnál. A „serleg” vakszegecs csak a zárófej kialakításában különbözik. Az építőiparban használatos, tető- és falborítások kivitelezésénél. A 156/b ábra kúpos áthúzótüskével ellátott vakszegecset mutat. A kúpos fejű tüskét a készülék áthúzza a szegecs kúpos furatán. Ennek során a szár zömítése révén a húzótüske feje kialakítja a szegecs zárófejét, miközben az összekapcsolandó elemeket egymáshoz szorítja, majd a kúpos fejet továbbhúzva a szegecsszár külső felületét a furatok belső felületéhez préseli. Tömítési igény esetén vagy ha nagy nyíróerő felvételét kell biztosítani, a szegecs belső furatába tüskei is illeszthető.

Az 156/c ábra hosszú törőtüskéjű vakszegecset mutat. A kúpos résszel rendelkező tüske előbb a szegecs szárát préseli a furat falához, ezt követően alakítja ki a fejrészt. A tüske a szegecsen kívül szakad el, kiáll a felületből, ezért le kell munkálni. A maradó tüskerész növeli a kötés nyírószilárdságát, ami így eléri a tömör szegecsét. A kialakuló tömítő hatás a repülőgépgyártás és az űrhajózás által támasztott biztonsági követelményeket is kielégíti. A 156/d ábra terpesztőcsapos vakszegecset ábrázol. A csap beütésével a szegecsszár felhasított vége széthajlik, és összeszorítja a közrefogott elemeket.

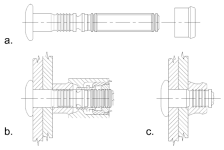
### 156. ábra - Vakszegecs változatok a) vakszegecs bentmaradó tüskefejjel, b) áthúzótüskés megoldás, c) hosszú tüskével, síkra munkálható, d) beüthető tüskével, e) menetes véggel




Alkalmazzák a járműiparban, konténerek gyártásánál, burkolatok, fóliák rögzítésére. A 156/e ábra anyamenettel ellátott szegecsszárat mutat. A kötés a c) részen bemutatott módon készül, és a menetes tüske eltávolítása után menetes orsó csatlakoztatható a szegecsre.

A 157/a ábra zárógyűrűs szegecset mutat, amely két, különálló részből áll. A szegecs hasonlít a tömör változathoz, de ez a szár gyengített helyén megfelelően nagy húzóerő hatására elszakad. A zárógyűrűnek hengeres belső palástja van, kívül pedig kúpos része, ami megkönnyníti a gyűrű deformálását. A kötés a gyűrű levágása révén oldható.

### 157. ábra - Különleges szegkötés a) szeg zárógyűrűvel, b) szerelés célszerszámmal, c) a kész szegkötés



Az ezzel a szegeccsel alkotott kötés hasonlóan viselkedik, mint az előfeszített csavarkötés vagy a melegen alakított szegecskötés. Az ilyen kötés révén nagyobb összeszorító erő érhető el, mint a csavarkötéssel, sőt a csavarkulcs működtetéséhez szükséges helyre sincs szükség. A zárógyűrű 8.8 minőségű acélból készül. Ezt a kötést többnyire statikus terhelésnek kitett acélszerkezeteknél, alumíniumkonstrukcióknál alkalmazzák (pl. konténerek, vasúti vagonok és egyéb szállítóeszközök). Csavarkötést és más szegecskötést helyettesíthet.

Előnyei: termelékeny (egy ember 1500 kötést képes létrehozni óránként), szerény szaktudást igénylő, zajmentes technológia.

# Szegecsanyagok

A szegecs anyaga általában hasonló az általa rögzített elemekéhez, mivel el kell kerülni az elektromechanikus korróziót és az eltérő hőtágulás miatti ellazulást. A kialakítandó zárófej miatt a szegecs anyaga képlékeny és általában kevésbé merev, mint az összekötendő elemeké. Az általánosan használt szabványos szegecsek anyagait a 13. táblázat tartalmazza.

| Ábrázolás | Megnevezés | Szabvány | Jellemző méret | Anyagok | Használat |
|---|---|---|---|---|---|
| | félgömbfejű szegecs | MSz 4254 | d = 10…36<br>d = 1…8 | S 234<br>AlMg Si | általános gépgyártás, járműgyártás |
| | süllyesztett fejű szegecs | MSz 4256 | d = 10…36<br>α = 75°, 60°, 45°<br>d = 1…8 | S 234<br>AlMgSi,<br>CuZn 37 | acélszerkezetek,<br>járműgyártás |
| | lemez-szegecs | MSz 4261 | d = 1,6…8 | S 234<br>Al, Cu,<br>AlMgSi | járműipar, akadásmentes felületek |
| | lencsefejű szegecs | MSz 4257 | d = 2…36<br>α = 75°, 60°, 45° | S 234<br>Al, Cu,<br>AlMgSi | acélszerkezetek |
| | szíjszegecs | MSz 4266 | d = 3…5 | S 234<br>Al<br>AlMgSi | bőr, műanyag, szövet elemekhez, hevederekhez |
| | alacsony félgömbfejű szegecs, végfurattal | DIN 6791 | d = 1,6…10<br>D = 2d | S 234<br>Al<br>CuZn 37 | gépi szegecseléshez, érzékeny anyagokhoz |
| | süllyesztett fejű szegecs végfurattal | DIN 6792 | d = 1,6…10<br>D = 2d | S 234<br>Al<br>CuZn 37 | gépi szegecseléshez, érzékeny anyagokhoz |
| | csőszegecs kétrészes, A kivitel | MSz 10816 | d = 2…6 | mélyhúzható acélszalag | fémek és bőrök kötéséhez, érzékeny anyagokhoz (műanyag, papír) |
| | vakszegecs vagy POP-szegecs | | d = 2,4…6,4 | anyag-kombinációk Al, Cu, NiCu/acél | ha a fejoldal nem hozzáférhető, automatizálható (járműipar) |
| | csőszegecs | MSz 10813 | d = 3…8 | AszM,<br>Al 99,5<br>Cu-C | tengelykapcsoló- és féktárcsa szegecseléshez |
| | csőszegecs domború fejjel | DIN 7340 | d = 1…10 | St 35, Al99<br>CuZn33 | érzékeny anyagok (bőr, gumi, kerámia) szegecseléshez |
| | szegecsszeg | DIN 7341 | d = 2,5…20 (h9, h11) | 9SMnPb28K<br>St50K | nagy szorítóhosszaknál, összedugható elemeknél, tengelyek, csuklók |

A szegecsátmérő „d” mérésének helye a szabványban rögzített, a fejtől mért „e” távolságra.

13. táblázat. Az általánosan használt szabványos szegecsek

Egyébként, ha a különleges felhasználási területeket is (könnyűipar, ötvösmesterség) ide számítjuk, szinte minden ismert fémből és ötvözeteikből készítenek szegecseket. Daruknál, hidaknál, acél- és alumíniumszerkezeteknél a szegecsek anyagát szabványok írják elő.

Vakszegecsek általában alumíniumötvözetből (AlMgSi) készülnek, de lehetnek rézötvözetből, rozsdamentes acélból és poliamidból is. A szegecsben maradó tüske anyaga általában acél vagy megegyezik a szegecs anyagával.

A szegecsek jelölése

A szegecsek géprajzokon, dokumentációkban való jelölését géprajz, illetve kötőgépelem szabványok írják elő, pl.:

- félgömbfejű szegecs 5×20 MSZ 4254 – AlMgSi1 (d = 5, l = 20, alumíniumötvözet),
- lemezszegecs 3×6 MSZ 4261 – A 34 SZK (d = 3, l = 6, szerkezeti acél),
- csőszegecs 6×10 Cu MSZ 10813 (d = 6, l = 10, rézből).

# Szegecskötések készítése

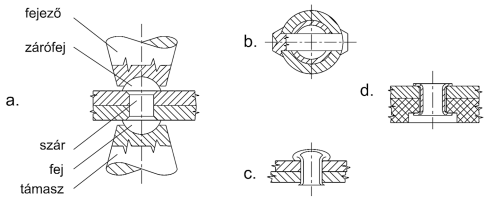
A szegecs számára kialakított furatot gondosan kell elkészíteni, a furat éleit letöréssel kell ellátni (d/20)×45°. Teherhordó acél-, daru- és hídszerkezeteknél a furatokat egyenként kell elkészíteni, és a kész méretet dörzsárral vagy húzótüskével kell kialakítani.

Statikus igénybevétel esetén a lyukak meleg technológiával (gépi égetés) vagy lyukasztással is készülhetnek. (Szereléskor a laza illesztés kívánatos, a kötés létrejöttekor azonban a szár a zömítés miatt kitölti a furatot, így a méretezés során ennek átmérőjével számolhatunk.)

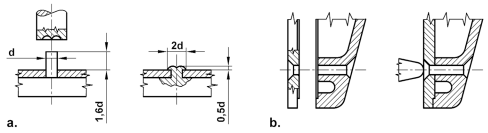
Lyukasztás és időben változó terhelés esetén, 16 mm anyagvastagság felett, a hajszálrepedések megszüntetése végett a lyukat 2 mm-rel kisebb átmérővel kell elkészíteni, majd dörzsárral készre munkálni. Az összeszegecselendő elemeket lehetőleg úgy kell egymáshoz illeszteni, hogy ne keletkezzen bennük feszültség. A zárófejet tömör szegecseknél kézzel, elektromos, pneumatikus kalapáccsal vagy lassú préseléssel alakítják ki.

Termoplasztikus műanyag elemeknél (ABS kopolimer) lehetséges, hogy az elemen kialakított hengeres csap látja el a szegecs feladatát (159/a ábra). A fej kialakítható hidegen vagy melegen, pl. ultrahang segítségével. Kiváló kötés érhető el fröccsöntéssel, de csak nagy darabszám esetén gazdaságos.

### 158. ábra - Szegecskötések létrehozása a) félgömbfejű szegecs zárófejének kialakítása, b) radiális kötés szegecsszeggel, c) kötés zárt fejű csőszegeccsel, d) súrlódó betét rögzítése csőszegeccsel




### 159. ábra - Műanyagok szegecselése a) fej kialakítás ultrahan segítségével, b) kötés kialakítása fröccsöntőfejjel




## Meleg szegecselés

Az acél anyagú szegecsek zárófejét 10 mm szárátmérő felett világosvörös állapotba hevítve, ütésekkel vagy sajtolással alakítják ki. Lehűlés közben a szegecsszár zsugorodna, de a közrefogott elemek ezt akadályozzák, így a lehűlt szárban húzófeszültség marad, és az ebből származó nyomóerő összeszorítja az elemeket. Az összeszorított elemek közötti súrlódás csökkenti a külső terhelésből a szegecsszárra jutó nyíróerő nagyságát. A melegen elkészített szegecsek szárát még dinamikus terhelés esetén is csak nyugvó, húzó igénybevétel éri. Hasonlóan működnek, mint az előfeszített csavarkötések vagy a zárógyűrűs vakszegecsek. Ezt azonban a számításoknál nem szoktuk figyelembe venni. Lehűléskor a szegecsszár átmérője is csökken, ezért nem feszül neki a lyuk belső palástjának. Ha a külső terhelés legyőzi az összeszorított elemek közötti súrlódóerő nagyságát, pl. dinamikus túlterhelés hatására, az elemek el tudnak csúszni egymáson mindaddig, amíg a szegecsszár neki nem feszül a lyuk felületének. Ez a nyomóerő azonos vastagságú elemeket feltételezve a szár mindkét felén jelentkezik, de az ellentétes oldalon. Ezt az elmozdulást szokás „ütésnek” is nevezni. A kismértékű elmozdulás az összeszorított elemek között lévő súrlódás miatt energiát emészt fel, így a kötés túlterhelésnél vagy lökésszerű igénybevétel esetén csillapítással rendelkezik.

## Hideg szegecselés

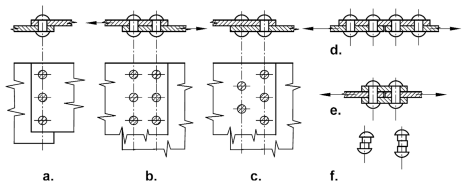
Az acélszegecseket 10 mm-ig, a réz és alumínium anyagúakat, valamint ötvözeteiket hidegen szegecselik. A szár tengelyirányú zömülése miatt radiális irányban a furat palástfelületének feszül, és kismértékű súrlódás alakul ki az összeszorított elemek között. Terhelés hatására a hengeres száron nyomás jön létre, miközben az összeszorított elemek érintkező síkjában nyíró igénybevételt is szenved. Vagyis úgy viselkedik, mint egy hengeres csapszeg. Az így kialakított kötés kevésbé szorítja egymásnak az összekötött elemeket (ezzel a záródó felületek deformációja és súrlódási ellenállása is kisebb), mint a melegen készített változat, ennek következtében kisebb lehet a zárófej is.

## Szegecselt kötésfajták

A szegecsekkel létrehozott **kötés lehet átlapolt vagy hevederes.** A kötés méretezésénél fontos az erőhatás irányára merőlegesen elhelyezkedő szegecssorok száma. A számításokhoz ismerni kell a szár nyírt keresztmetszeteinek a számát (160. ábra). Ezeknél az egymással ellentétes irányban ható terhelő erők hatásvonala párhuzamos, és az elemek, illetve a heveder méretétől függő távolságban helyezkednek el egymástól. Fontos jellemző az ún. szegecsosztás (P), ami az ismétlődő szegecskiosztás periódushossza.

Az elemeket és a szegecseket is kisebb-nagyobb, kedvezőtlen, járulékos hajlítónyomaték is terheli. Ennek következtében a kifáradási határ jelentős csökkenésével kell számolni. A 160. ábrán látható dupla hevederes kötés már szimmetrikus az erőhatások tekintetében, a szegecsszárnak két nyírt keresztmetszete van, a járulékos hajlítás ugyan elmarad, de a két heveder és a kétszeres szegecsszám miatt a megoldás költséges és gyakran nem is esztétikus.

**160. ábra - Szegecskötésfajták és nyírt keresztmetszetek a) átlapolt kötés egy nyírt keresztmetszettel, b) átlapolt kétsorú kötés egy nyírt keresztmetszettel, c) mint a b), de eltolt lyuksorral, d) hevederes kötés két sor szegeccsel, egy nyírt keresztmetszettel, e) két heveder két nyírt keresztmetszettel, f) nyírt keresztmetszet értelmezése**




Egyes kényes és költséges teherhordó szerkezetek esetében külön rendelkeznek a szegecskötés készítésének technológiájáról és a méretezés módjáról. Ezek ágazatokhoz vagy géptípusokhoz kapcsolódó szabványok, illetve szerkesztési irányelvek (pl. a Vasúti híd szabályzat, Emelőgépek szabvány). Ilyen esetben a tervezésnél és a kivitelezésnél a szabványban rögzített számítási módszert és gyártástechnológiát kell alkalmazni. Általános esetben az előzőkben leírtak és a szilárdságtani ismeretek szerint járhatunk el.

# Szegecsek és szegecskötések méretezése

## Szegecs és furatának átmérője

Lehetőség szerint csak a szabványokban is javasolt, főként félgömbfejű szegecseket (ez a legáltalánosabb és legolcsóbb kivitel) alkalmazzuk. A furatátmérőt a gyakorlatban nem méretezzük, hanem gyakorlati tapasztalatok alapján, az összeszerelendő elemek méretéből határozzuk meg. A járulékos előfeszítő erőt nem számoljuk, de hatását megfelelő biztonsági tényezővel a megengedett feszültség meghatározásánál figyelembe vesszük. Rúd- és idomacélok estében (L, U) a **szegecsátmérőt** (d), részben az övlemez szélessége részben a vastagsága alapján határozzuk meg úgy, hogy elegendő hely maradjon a fej megfelelő kialakításához. Az alkalmazható legnagyobb szegecsméretet és a hozzá tartozó furatátmérőt a szabványok és a műszaki irányelvek tartalmazzák.

Lemezszerkezetek esetén is a szabványok iránymutatása követendő. Ekkor a d szegecsátmérő közelítő összefüggése: $d \approx \sqrt{50t} - 2$, ahol t = a **lemezvastagság.** Valamennyi szegecsre, ha d ≥ 12 mm: $d = d_{szám} + 1$ mm.

# Szegecshossz

A szegecsszárnak elég hosszúnak kell lennie ahhoz, hogy a furat kitöltéséhez és a kialakítandó zárófejhez megfelelő mennyiségű anyag álljon rendelkezésre. Vagyis a szárhossz függ az összeszorítandó hossztól (Σt), a zárófej alakjától, a furat átmérőjétől és a szárátmérőtől.

A javasolt furatátmérők alkalmazása esetén: $l = \Sigma t + l_ü$, ahol $l_ü$= **túlnyúlás** [mm].

A választott fejalaktól függően:

- – félgömbfej esetén: gépi szegecseléssel $l_ü = (4/3)\ d$, kézi szegecseléssel $l_ü = (7/3)\ d$,
- – süllyesztett fej esetén: $l_ü = (0{,}6 \ldots 1{,}0)\ d$.

Minél hosszabb a szegecsszár annál bizonytalanabb a zömülés egyenletessége és a furat teljes kitöltése, ezért a megengedhető szárhosszat (Σt) korlátozzák:

- félgömbfejű szegecsnél $\Sigma t \leq 0{,}2\ d^2$,
- erősített szárnál $\Sigma t \leq 0{,}3\ d^2$,

ahol d a furatot kitöltő, zömített szegecs átmérője. Helyes kialakítás esetén $d = d_f$.

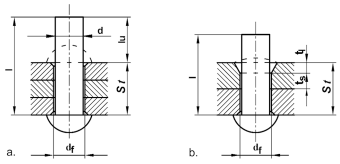
A szegecs hossza a legközelebbi nagyobb szabványos hosszra választandó (sem a hosszabb, sem a rövidebb szár nem kívánatos).

# A szegecs igénybevétele

Nyírásra és a palástnyomásra méretezünk. Ez érvényes a melegen készített szegecskötésekre is, mivel az elemek közötti súrlódóerő nagysága nem határozható meg megfelelő biztonsággal. A tényleges feszültségi viszonyok meghatározása helyett tehát a szegecs igénybevételét úgy állapítjuk meg, hogy a szárra merőleges erők csak nyírásra ($\tau_{ny}$) veszik igénybe a keresztmetszetet, a furattal érintkező nyomott felületeket pedig palástnyomás terheli.

A méretezéskor abból indulunk ki, hogy az összes szegecs azonos mértékben vesz részt a terhelés felvételében, és a feszültségeloszlás homogén (süllyesztett fejű szegecs esetén, ha a felületi nyomás a $t_s$ szakaszon nem elegendő, a megengedett erőt 20%-kal csökkenteni kell, 161/b ábra). Az egyszerűsített számítás tehát: $\tau_{ny} = \frac{F}{nmA} \leq \tau_{nymeg}$ és $p = \frac{F}{ndt_{min}} \leq p_{meg}$, ahol F = a kötést terhelő erő [N], $A = d^2\pi/4$ = a szegecsszár keresztmetszete [$mm^2$], d = a furatot kitöltő, zömített szegecs átmérője [mm], n = szegecsek száma [db], m = nyírt keresztmetszetek száma [db], $t_{min}$ = a legkisebb működő lemezvastagság (a szegecs azonos oldalát nyomó furatalkotóhosszak közül a kisebb, átlapolt kötésnél a kisebb lemezvastagság, hevederes kötés, két nyírt keresztmetszet esetén a lemezvastagság [mm] és a hevederek vastagságának összege közül a kisebb, süllyesztett fej esetén $t_s$-sel kell számolni, $p_{meg}$, $\tau_{nymeg}$ = a megengedett felületi nyomás és a nyírófeszültség [Mpa].

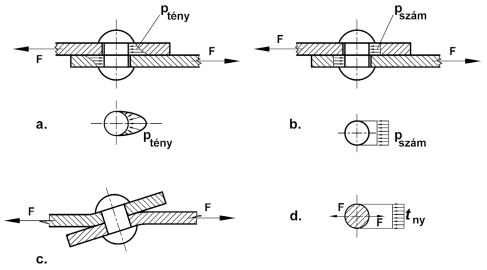
### 161. ábra - A közrefogott elemek mérete (Σt) és a nyers szegecshosssz (l) a) félgömb zárófej kialakítása, b) süllyesztett zárófej



A megengedhető nyíróerő nagysága az illesztőcsavarokkal azonos módon, a nyírófeszültség alapján: $F_{meg} = \tau_{ny\ meg}\ d^2\ \pi/4$.

Szegecset csak kivételes esetben szabad húzásra igénybe venni!

**162. ábra - Az egynyírású szegecskötés igénybevétele a) a lyukfal tényleges felületi nyomása, b, d) számított, idealizált felületi nyomás és nyírófeszültség, c) az alakváltozás túlterhelés hatására**




# Mértékadó igénybevétel, optimális szegecskihasználás

A megengedett nyírófeszültség és palástnyomás értékei (egymással szoros kapcsolatban vannak: acélszerkezeteknél $p_{meg} = 2{,}286\ \tau_{nymeg}$, daruknál $p_{meg} = 2{,}5\ \tau_{nymeg}$); minden anyagra és terhelési esetre vonatkozóan szabványok tartalmazzák. Az előbbi összefüggésekből adódóan: $F_{meg} = Am\tau_{nymeg} =$

$$F_{meg} = \frac{d^2\pi}{4} m \tau_{nymeg} = dt_{min} \frac{p_{meg}}{\tau_{nymeg}} \tau_{nymeg}, \quad t_{lim} = \frac{d\pi m}{4 \frac{p_{meg}}{\tau_{nymeg}}}$$

$dt_{min}p_{meg}$, (pl. daruknál, egy nyírt keresztmetszet esetén: $t_{min} = d \times 0{,}314$).

# Szükséges szegecsszár

Az összefüggésekből a szegecsátmérő vagy a szegecsszárhossz a megengedett nyírófeszültség, illetve a palástnyomás ismeretében kifejezhető: $n_s \geq \frac{F}{\tau_{nymeg} mA} = \frac{F}{mF_{NYmeg}}$ és $n_1 \geq \frac{F}{p_{meg} dt_{min}}$, ahol új fogalomként $F_{NY\ meg}$ = a megengedett átviendő nyíróerő a nyírt keresztmetszeteknél.

Az összefüggésekből meghatározható, egész értékre kerekített szegecsszámok közül természetesen a nagyobb az irányadó. Ha el akarjuk kerülni mindkét érték számítását, akkor először a mértékadó igénybevételt kell meghatározni, és csak a szükséges számítást elvégezni. A szegecsszám kiválasztásakor nomogramokból vagy táblázatokból tájékozódhatunk.

# Rúdcsatlakozás és kötés

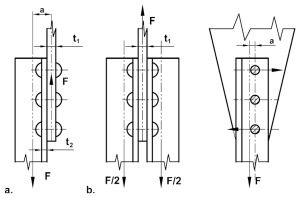
A 163. ábra szerint terhelt kötésekben járulékos hajlító nyomaték is terheli a szegecset, ami deformálhatja azt. Daruszerkezeteknél ezért az egy keresztmetszetben nyírt szegecsekre kisebb megengedett feszültséget írnak elő. Ha a kötést úgy alakítják ki, hogy a szegecseket terhelő erő hatásvonala és a rúd súlyvonala egy egyenesbe esik, akkor a rudat egyenletes terhelés éri. Ez sok esetben nem valósítható meg, ezért egy nyomaték is terheli a kötést.

A 163/a ábrán ábrázolt „a” excentricitás okozza az $M = F(t_1 + t_2)/2$ nyomatékot, ami a kötésmegoldásokban már nem működik, tehát nem kell figyelembe venni. Nagyobb excentricitások esetén alapos elemzésnek kell alávetni a kapcsolatot.

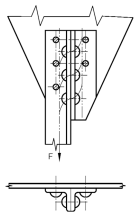
Az erő irányában egymás mögött elhelyezkedő szegecseket az elemek egyenlőtlen alakváltozása miatt eltérő nagyságú terhelés éri. Ezért szabad alumíniumszerkezeteknél és daruk esetében maximum öt, egyéb acélszerkezetek esetében legfeljebb hat szegecset egy sorban elhelyezni a terhelő erő hatásvonalában. Ha a szilárdsági számítások alapján többre lenne szükség, akkor több sort kell

alkalmazni. Szögacélok esetén az adott övlemezszélesség miatt ez nem mindig megoldható, ekkor a 164. ábra szerinti megoldást lehet alkalmazni.

**163. ábra - Rúdszerkezet-csomópont kialakítása a) egy nyírt keresztmetszettel, b) két nyírt keresztmetszettel és „a” excentricitással (súlyvonal és a lyuksor távolsága)**




**164. ábra - Szögacél rúdcsomópont kialakítása A számított szegecsszám n = 5,3 a terhelt rúdon, 2 a segédrúdon. A két szögvasat összekötő szegecsek száma: 1,5×2 = 3**




Ilyenkor a segédrúdon 1,5-es, két rúd esetén 1,25-os szorzóval számítjuk ki a szögvasakat összekötő szegecsek terhelését és számát. Ugyanakkor az excentricitásból adódó hajlítást is figyelembe kell venni, ezért mindenütt legalább két szegecset kell alkalmazni. A különböző csomópontokban nem tudunk ugyanolyan minőségű kötést készíteni. Alárendelt helyeken azonban az egy darab szegecs is (rácsok, kerítések) megengedhető.

## Nyomatékkal terhelt csomópontok szegecsei

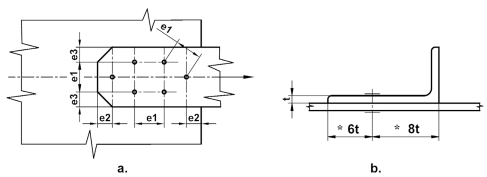
Ebben az esetben a szegecsek igénybevétele már nem egyenletes, hanem a csatlakozás súlyvonalától legtávolabb lévőt éri a legnagyobb terhelés. A csavarkötésekkel foglalkozó fejezet tárgyalja ezekben az esetekben az egyes kötőelemeket terhelő erők számítási módját, ami a szegecsekre is alkalmazható. Ezután a már ismeretes összefüggések alapján végezhetjük a számításokat.

# A szegecskötés kialakítása

## Acélszerkezetek szegecskötései

A szegecs geometriai méreteinek és darabszámának meghatározása után a szegecsek elhelyezését a kötésben (pl. a szegecsek egymástól és az elemek széleitől mért távolsága) a szegecs átmérője, valamint a szélen fekvő legvékonyabb összekapcsolandó elem vastagsága függvényében, szabványok írják elő (165. ábra).

**165. ábra - Furatok távolsága szegecskötés kialakításához a) a szabványban javasolt távolságok, b) idomacélok esetén**

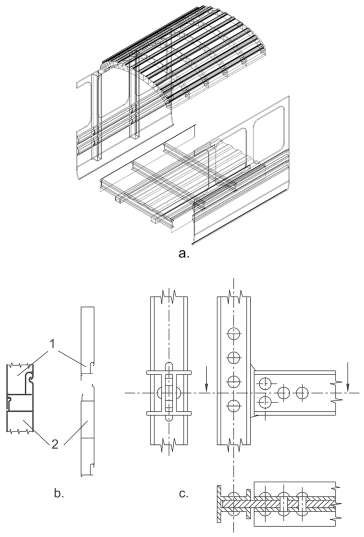


Az előírt távolságok biztosítják, hogy az elemek nem szakadnak el, nem szenvednek károsan nagy alakváltozást, és a fej kialakításához elegendő hely áll rendelkezésre. A távolságok nem lehetnek túl nagyok, mert az elemeket összeszorító erő a szegecsek közötti részeken oly mértékben csökkenhet, hogy rés alakul ki közöttük, ami a fokozott korrózió veszélyével jár. Nyomott rudak esetén ekkor nő a kihajlás veszélye is. Idomacélokból készült rúdszerkezetek esetén a szabvány megadja a lyukak helyét a szálon és a végeknél. Szögvasak esetén az övvel párhuzamos tengelyű szegecseket eltolva helyezik el, hogy a fej kialakításához elegendő hely álljon rendelkezésre. A gerinclemezre elhelyezendő lyukakra (I vagy U acélok) általában nincs előírás, de a szabványok javaslatokat tartalmaznak. Az ábrázoláshoz és jelölésekhez szükséges szimbólumokat szintén szabványok tartalmazzák.

# Könnyűfém szerkezetek szegecskötései

A könnyűfémeket, különösen az alumíniumot és nagy szilárdságú ötvözeteit elterjedten használják a közlekedés, az építőipar és a gépipar számtalan területén. A 166/c ábrán látható szegecselés alkalmazása akkor előnyös a hegesztéssel szemben, ha a keményített vagy hidegen szilárdított alumíniumötvözet szilárdsága a hő hatására megváltozna, ha nem hegeszthető ötvözetről van szó (mint az AlCuMg vagy az AlZnMgCu), ha a hegesztési elhúzódás nem engedhető meg vagy ha különböző anyagokat kell összekötni.

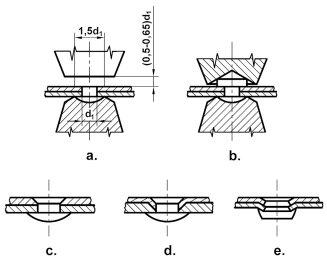
**166. ábra - Alumíniumszerkezetek építőszekrény elve a) vasúti vagon, differenciált építési mód, kb. 70% sajtolt idom, b) közúti szállító jármű oldalfalrendszere, integrált építési mód, merevített, üreges profilanyagok, c) üreges profilok csatlakozási csomópontja szegecskötéssel**




A könnyűfém szerkezetek zöme tisztán profilanyagokból építkezik, más részük profilból és lemezből készül (amit differenciális építésnek is neveznek), vagy integrális építési módon, amikor vázszerkezetre külső lemezborítást rögzítenek, többféle anyag felhasználásával. A könnyűfém sajtolt profilok lehetővé teszik az anyag gazdaságos kihasználását és a különböző profilok egymáshoz kapcsolását a felhasználási célnak és az igénybevételnek megfelelően, kizárólag speciális kapcsolatokkal. A méretezési eljárások, a csatlakozóelemek kialakítása, valamint a szerkezeti megoldások, a vonatkozó szabványokban többnyire nyugvó terhelési esetekre érvényesek.

A könnyűfém szerkezeteknél alkalmazott szegecsformák általában azonosak az acélszerkezeteknél használtakkal. A kialakítandó zárófej viszont sokkal változatosabb lehet, pl. hordó vagy kúpos (167/a ábra), amelyek kialakításához kisebb erő szükséges mint más fejformákhoz, ráadásul ilyen esetekben a szárhossz pontosságának a betartása sem olyan fontos.

## 167. ábra - Könnyűfémek szegecselése a) lapos vagy hordófej, b) kúpos fej c, d, e) bőrszegecselés




A kúpos fejnek a hordófejjel szemben az az előnye, hogy jobban központosít és nagyobb szorítóerőt biztosít, de megfelelő formájú fejező szerszámot igényel, és nagyobb erő kell a kialakításához. Ennek ellenére a kötés könnyen elkészíthető és biztonságos. A süllyesztett fejű bőrszegecsek a zárófej oldalán nem emelkednek ki az anyag síkjából. A zárófej lehet félgömb vagy lencse formájú is. Ha a zárófej oldala nehezen vagy egyáltalán nem közelíthető meg (pl. üreges profil vagy cső esetén), a már leírtak szerint lehet eljárni.

Alumínium- (alumíniumötvözet) szegecsek csak hidegen, ütéssel vagy sajtolással alakíthatók. Végül ismételten felhívjuk a figyelmet arra, hogy a szegecseknek és a velük összekötendő elemeknek feltétlenül azonos anyagból kell készülniük a lehetséges elektrokémiai korrózió elkerülése érdekében. Nagy terhelésnek kitett kötéseknél a korrózióvédelem figyelembevételével acél kötőelemek (szegecsek, zárógyűrűk, csavarok) is használhatók.

Méretezési irányelvek

Alumíniumszerkezetek szegecskötéseit nyugvó terhelés esetén, nyírásra és felületi nyomásra ugyanúgy méretezzük, mint az acélszerkezetekét. A szükséges szegecsszám az előzőek szerint számítható, de a biztonság érdekében a d névleges (nem zömített) szegecsátmérővel számolunk. A megengedett feszültségek értékét vagy számításuk módját a vonatkozó szabványok tartalmazzák. Alumíniumszerkezetek esetében további figyelmet igényel a kúszás jelensége és minden, állandóan ható főterhelés, vagyis a statikus funkcióból eredő terhelések összege mellett hidaknál pl. a forgalmi és a hóterhelés is. Ha a $\sigma_{Hs}/\sigma_H$ és $\tau_{Hs}/\tau_H$ (H a főterheléseket, Hs a különleges terheléseket figyelembe vevő esetek) nagyobb, mint 0,5 akkor az építő- és kötőelemekre egy 1000 órás kísérlettel kell a megengedett feszültséget meghatározni, és egy c tényezővel kell figyelembe venni: $\sigma_{c\ meg} = c \cdot \sigma_{meg}$, $\tau_{c\ meg} = c \cdot \tau_{meg}$ és $c = 1 - 0{,}4\left(\frac{\sigma_{Hs}}{\sigma_H} - 0{,}5\right)$, $c = 1 - 0{,}4\left(\frac{\tau_{Hs}}{\tau_H} - 0{,}5\right)$, a c 1,0 és 0,8 közötti érték.

Emellett még a stabilitási problémákra is tekintettel kell lenni. A repüléstechnikában a félgömb- és süllyesztett fejű szegecskötésekre különleges szabályok vonatkoznak. Mivel a könnyűfém szerkezeteknél kizárólag hideg szegecselést alkalmaznak, a külső terhelést szinte csak a nyíróellenállás és a felületi nyomás viszi át. Nagyobb Σt közrefogási méret esetén acél, illetve alumínium zárógyűrűs szegecset alkalmaznak (repülőgépiparban a „hi-shear" és a „hi-lock" rendszer). Ez hideg technológia, de ugyanolyan szorítóerőre képes, mint a melegen szegecselt kötés. Az alumíniumötvözetek rugalmassági E modulusa 1/3-a az acélokénak, és nagy elasztikus deformációra képesek. Nyomó igénybevétel esetén a kihajlást helyes kialakítással kerülhetjük el. Nyomott rudak méretezéséhez az acélrudaknál alkalmazott, a mechanikából ismert „ω" eljárást kell alkalmazni.

Szegecs- és szegecsfurat-átmérő

Az alumíniumszerkezetek megengedett palástnyomása ($p_{meg}$) a szerkezeti elemek anyagától, a megengedett nyírófeszültség ($\tau_{meg}$) a szegecs anyagától függ, a $\sigma_{meg}/\tau_{meg}$ viszonyra nem határoznak meg konkrét értéket, mint az acélszerkezeteknél és a daruknál. A szerkezet és a szegecs anyagának függvényében meghatározható az optimális t/d (a lemezvastagság és a szegecsátmérő hányadosa) arány, ami mindenkor teljesen kihasznált kötést tesz lehetővé a furatpalást és a szegecs nyírása szempontjából. A szegecsátmérő (d) ezért a gyakorlatban függ a lemezvastagságok legkisebb

összegétől ($t_{min}$) és az azonos irányban terhelt furatpalástok nyomásától: $d = 2t_{min} + 2$ egy nyírt keresztmetszet és $d = t_{min} + 2$ két nyírt keresztmetszet esetén, ahol $t_{min}$ egy nyírt keresztmetszet esetén a vékonyabb lemez vastagsága, két nyírt keresztmetszet esetén vagy a belső lemez vastagsága, vagy a két külső lemez vastagságának összege. Alumínium rúdanyagok (T, U, I profilok) esetén a szegecsátmérő meghatározása azonos a hasonló acélprofiloknál megismert módszerrel. Hidegszegecselésnél, figyelembe véve a zömülést és a furatkitöltést, a hézag kb. 2%-a szegecsátmérőnek, jelentősen kisebb, mint az acélszerkezeteknél. A furatátmérő ($d_f$) d = 4 mm-től 10 mm-ig, a szabványostól eltérve, $d_f = d + 0{,}1$ mm.

A szegecshossz

A **nyers szegecshossz** (l) meghatározása ugyanúgy történik, mint az acéloknál. A túlnyúlás $l_ü$ a kialakítandó szegecsfej függvénye: félgömbfej; $l_ü \approx 1{,}5$ d, süllyesztett fej; $l_ü \approx$ d, lapos fej; $l_ü \approx 1{,}8$ d. A továbbiakban úgy kell eljárni, mint az acélszegecseknél. Fontos, hogy a közrefogott elemek vastagsága ne lépje túl az 5d-t.

# Szegecskötés gépekben és készülékekben

Gépekben és készülékekben szegecskötéseket rögzítésre vagy kisebb mértékű terhelések felvételére alkalmazzák olyan esetekben, amikor az összekapcsolandó anyagok vagy közülük egy nem hegeszthető. Általában félgömb- vagy süllyesztett fejű szegecsek használatosak.

Nemfémes anyagok kötéséhez, egymáshoz vagy különböző fémekhez pl. szíj-, üreges vagy félig üreges szegecset használnak. Érzékeny vagy rideg anyagok, gumi, műanyagok, üveg, kerámia esetén, ahol a záróerő kicsi, cső- vagy üreges szegecset alkalmaznak. Használják drága vágóanyagok hordozóhoz való rögzítéséhez, körfűrészekhez, láncokhoz, csuklós kapcsolatokhoz stb. Ezenkívül itt használatosak még a már említett vakszegecsek és zárógyűrűs csapszegecsek is.

A szegecskötést általában statikus terhelések esetén alkalmazzák, ilyenkor a korábban tárgyalt irányelvek szerint méretezzük a kapcsolatot. A gépiparban és a járműiparban széles körű a használata sajtolt acéllemezek és profilanyagok súlytakarékos kapcsolásához, azonban a dinamikus terhelés miatt gondos tervezés szükséges, és kifáradásra is ellenőrizni kell. Daruknál, hidaknál és járműveknél szabványok tartalmazzák a szegecsekre, illetve méretezésükre vonatkozó előírásokat.

Kifáradásnál a megkövetelt élettartam (ciklusszám) és a maximális terhelés gyakorisága függ a megengedett váltakozó feszültségtől. Szerkezeti acélból készült, lyukasztott szerkezeti elemek esetén, ha a terhelés lüktető jellegű, a $\sigma_{Rmeg} = 1{,}6\ \sigma_{Vmeg}$.

Szerkezeti elemek esetén a megengedett feszültség: $\sigma_{meg} = \sigma_{V\,meg}$. Szegecseknél a **megengedett nyíró feszültségek** és **palástnyomások** egy nyírt keresztmetszet esetén: $\tau_{ny\,meg} = 0{,}6 \cdot \sigma_{meg}$, és $p_{meg} = 1{,}5 \cdot \sigma_{meg}$, két nyírt keresztmetszet esetén: $\tau_{ny\,meg} = 0{,}8 \cdot \sigma_{meg}$, és $p_{meg} = 2{,}0 \cdot \sigma_{meg}$.

Az anyagválasztásnál tekintettel kell lennünk arra, hogy az élettartam szilárdságtartományában ($2 \cdot 10^6$ ciklusszám felett) a megengedett feszültség az erős „maghatás” miatt majdnem teljesen független a statikus anyagszilárdságtól.

A fentebb leírt élettartam-méretezés érvényes illesztett szárú csavarokra 4.6, 5.6 anyagminőség mellett és S235, S355 anyagból gyártott szerkezeti elemek esetén, ha lüktető terhelésnél a csap és furat illesztése H11/h11, lengő terhelésnél pedig H11/k6. Ha a vakszegecseket nemcsak rögzítésre, hanem erőátvitelre is használjuk, akkor az átvihető erőt a szabvány, illetve a gyártó útmutatása alapján határozhatjuk meg.

A megengedett nyíró- és nyomóerőt biztonsági tényező figyelembevételével számítjuk. Dinamikus terhelés esetén az átviendő erőt a $C_B > 1$ terheléstényezővel kell megszorozni. Hőre lágyuló műanyagszerelés esetén (159. ábra), más a terhelésátadási viszony, mint a fémszegecseknél. Tönkremenetel előtt a kötés nagymértékben deformálódik. A szakirodalmi táblázatokban megengedett feszültségeket azonban olyan alacsony értékre határozták meg, hogy számottevő deformáció nem alakul ki.

# Erőzáró kötések

# Csavarkötések

## Alapfogalmak

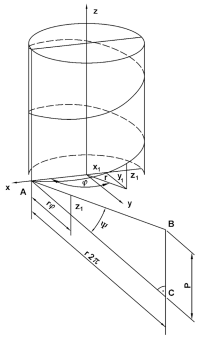
A csavarorsó-anya kapcsolatok az egyszerű ék elvén működő gépelempárok. Mozgásukra jellemző, hogy a forgó és az egyenes vonalú mozgás együtt, egymáshoz rendelve jelenik meg. Csavarvonal akkor keletkezik (168. ábra), ha egy pont egy egyenesen állandó sebességgel mozog, az egyenes pedig állandó fordulatszámmal, illetve szögsebességgel egy függőleges forgástengely, a csavar tengelye körül, attól r távolságra, vele párhuzamosan, forgó mozgást végez. A csavarvonal tehát egy hengerfelületre írt térgörbe (csavarvonal kúpfelületen is értelmezhető).

A csavar tengelyirányban, egyenes mentén való z elmozdulása arányos a $\phi$ **elfordulási szöggel.** Az egy teljes körülforduláshoz tartozó P elmozdulást **menetemelkedésnek** nevezzük. A csavarvonalat lefejtve, a henger érintősíkjában egy $\psi$ **csavarvonal-emelkedési szög** alatt hajló AB egyenest kapunk. Az így síkba fejtett csavarvonalon kijelölve az egy körülforduláshoz tartozó tengelyirányú és kerületirányú elmozdulásokat,

kapjuk az ABC háromszöget, amelyből: $\operatorname{tg}\psi = \frac{P}{2r\pi}$.

A 168. ábrán feltüntetett csavarvonal jobb emelkedésű (jobb hajlású), mivel a függőleges z tengelyhez képest balról jobbra haladva emelkedik. Ellenkező esetben a csavarvonalat bal emelkedésűnek (bal hajlásúnak) nevezzük.

### 168. ábra - Csavarvonal származtatása



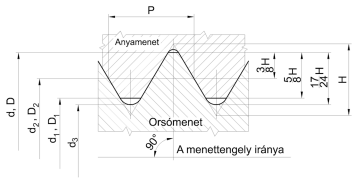

Az erőátadó felületek a hengerfelületen úgy alakulnak ki, hogy a csavarvonal mentén különböző, négyszögből, trapézból, háromszögből, körívekből összetett profilokkal hornyot készítünk, amely a kötés belső szerkezeti elemén, a csavarorsón külső menetet képez. Ugyanígy a külső szerkezeti elemen, az ún. anyán, belső menet alakul ki. A választott menetprofil minden pontja csavarvonalat ír le, amelyek csak akkor azonosak, ha ugyanazon hengerpaláston helyezkednek el. A kötőcsavaroknál kis menetemelkedés a kedvező, mivel a kis emelkedésű meneteknél létrejövő önzárás biztosítja az előfeszítő erő fenntartását. A csavarorsós mozgatószerkezeteknél, amelyeknél az a cél, hogy az egyenes vonalú elmozdulást forgó mozgássá (pl. kézi fúró) vagy a forgó mozgást egyenes vonalú mozgássá (pl. mozgatóorsók, sajtók) alakítsuk, a lehető legnagyobb hatásfok elérése végett nagy emelkedésű meneteket kell alkalmazni. Így a mozgató csavarszerkezeteket gyakran több-bekezdésű menettel készítjük. Ilyenkor a két szomszédos, azonos irányú menetoldal távolságát P-vel, a **bekezdések számát** n-nel jelölve, a menetemelkedés, vagyis egy fordulathoz tartozó tengelyirányú elmozdulás: $P_n = nP$.

## Menetfajták

Az alkalmazott menetprofil fajtáját a felhasználási cél és a funkció határozza meg. Kötőcsavarokhoz a nagyobb súrlódás miatt az egyenlő szárú, háromszög profilú élesmenetek felelnek meg. Az

élesmenetek jellemzői az α **profilszög,** a P menetemelkedés, a H **menetmélység,** a menetcsúcsok letörése, valamint a menettő lekerekítése. A menettő lekerekítése főként a csavar teherbírása, elsősorban kifáradása szempontjából fontos. Ha ugyanis a csavarra vágott menet tövében a lekerekítés nagyobb, kisebb lesz a feszültséggyűjtő hatás, és nő a magkeresztmetszet. A 169. ábra a menetszelvényen alkalmazott szokásos jelöléseket tünteti fel.

### 169. ábra - Meneteknél alkalmazott jelölések




Csavarmenetek jelölésrendszere

A csavarmenetek jelölésrendszerét a MSZ 200-81, néhány menetfajtát és jelölésüket a 14. táblázat tartalmazza. A menetszelvény betűjele általában a menetszelvény nemzetközi, illetve a hazai gyakorlatban használatos elnevezésének kezdőbetűje vagy betűi. A nagyságra utaló méretjel a menet névleges átmérője (mm). A méretjelet közvetlenül a menetszelvény betűje mellé írjuk.

| Menetfajta | Menetszelvény | A menet-szelvény betűjele | A menet jele | Névleges átmérő-tartomány | Jellemző alkalmazási terület |
|---|---|---|---|---|---|
| Métermenet | 60° | M | M64 | 0,25 – 600 mm | Általános |
| | | | M70 x 1 | 3,5 – 400 mm | Optikai és finom-mechanikai ipar |
| Hengeres csőmenet | 55° | G | G3 1/2 | 7,7 – 163,8 mm (1/16 – 6") | Nem tömítő csövek és csőkötések |
| Trapézmenet | 30° | Tr | Tr40 x 7 | 8 – 640 mm | Általános |
| Fűrészmenet | 30° 3° | S | S80 x 10 | 10 – 640 mm | Általános |
| Whitworth-menet | 55° | W | W2" | 1/4 – 6" | Csak pótlási célokra |

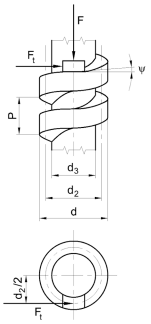
14. táblázat. Néhány jellemző menetfajta főbb adatai

A menetemelkedés jele, annak számértéke (mm), amit a méretjelhez x-szel kell hozzáfűzni (pl. M24x2; Tr40x7). A menetátmérő tűrésének jele a pontossági fokozatot jelölő szám és az alapeltérést jelölő betű. A menettűrés jelét a menet jele után, gondolatjellel kapcsolva kell megadni (pl. Tr40x7 – 7e).

# A csavarmeneteken keletkező erőhatások

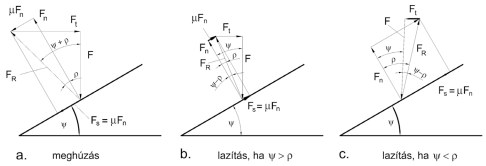
A keletkező erőhatások legegyszerűbben laposmenetű (derékszögű négyszög alakú menetszelvényű) csavarokon tanulmányozhatók (ezek nem szabványosak). A 170. ábrán laposmenetű csavarorsó egy szakasza látható, a vele kapcsolódó anya kis darabjával. Az anyára ható külső erőhatásokat (amennyiben azok eredője a szerkezet szimmetriavonalába esik, illetve arra merőleges síkra) koncentrálva az F és $F_t$ erőt kapjuk. Ez utóbbi a kerületi erő, amit azért fejtünk ki, hogy az anyát vagy az orsót az F terhelés ellenében elmozdítsuk. Ez megfelel a kötőcsavar meghúzásának vagy a csavarral való teheremelésnek.

### 170. ábra - Laposmenetű csavarorsó egy szakasza vele kapcsolódó anya kis darabjával




Ha a középátmérőhöz tartozó csavarvonalat síkba terítjük, az erők egyensúlyát a lejtőre érvényes törvények alapján vizsgálhatjuk a 171. ábra szerint. Itt a külső erőkön kívül a lejtőn elhelyezett testre ható reakcióerő két komponensét: az $F_n$ **összeszorító erőt** és az $F_s$ **súrlódási erőt** is feltüntettük. A test elmozdulásának határesetében fellépő, legnagyobb súrlódó erő: $F_s = \mu F_n$, a **súrlódási tényező** pedig a súrlódás, **fél kúpszöggel:** $\mu = tg\rho$.

### 171. ábra - A középátmérőn ható erők egyensúlya




Az egyensúlyi vektorábra a meghúzás határesetére érvényes. Ebből: $F_t = Ftg(\psi + \rho)$.

Vizsgáljuk ezután a testre ható erő egyensúlyát lefelé való elmozdulásának határesetében! Ilyenkor a súrlódási erő értelme ellentétes és ennek megfelelően módosul a vektorábra.

A b ábrarészleten $\psi < \rho$, a c ábrarészleten pedig $\psi > \rho$. Az egyensúly határán a kerületi erő abszolút értéke mindkét esetben $F_t = Ftg(\psi - \rho)$, előjele (értelme) azonban ellentétes.

Gyakorlatilag tehát az $\psi > \rho$ feltétel teljesülésekor erőt kell kifejtenünk a test F erő hatására való lecsúszásának megakadályozására, ha pedig $\psi < \rho$, a test csak külön erő kifejtésekor csúszik le, azaz fennáll az önzárás, aminek határa $\psi = \rho$.

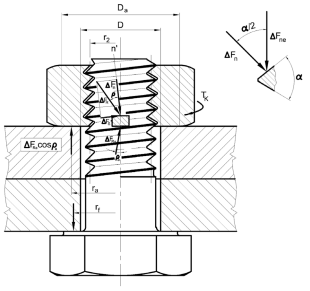
Az önzárás legtöbbször elegendő kívánalom azért, hogy a csavarkötések önmaguktól ne lazuljanak meg és a mozgatócsavarok ne jöjjenek mozgásba pusztán terhelésük hatására.

A **csavaranya vagy -orsó forgatásához** (meghúzásához, illetve meglazításához) **szükséges nyomaték** nagysága a kerületi erő nagyságának és karjának szorzata, tehát $T_{1,2} = F\frac{d_2}{2}tg(\psi \pm \rho)$, ahol $d_2 = \frac{d + d_3}{2}$ (d a menet névleges átmérője, $d_3$ a csavarorsó magátmérője, 170. ábra).

# Meghúzási és oldási nyomaték

A gyakorlatban előforduló menetszelvények legtöbbször háromszög, illetve trapéz alakúak. A 172. ábrán látható, hogy meghúzáskor az anya menetének felső felülete felfekszik a csavar menetének alsó felületén. Az anya menete, mint egy ék, a csavar menete alatt helyezkedik el, az anya felfekvő felülete pedig a felső közrefogott elemre támaszkodik.

## 172. ábra - Erőhatások élesmenetű csavarnál



Az anya egy adott „menetelemére” a csavar(orsó) felől $\Delta F_R$ erő hat. A $\Delta F_R$ erő az n’ normálissal a súrlódási félkúpszögnek (ρ) megfelelő, az anyaelem felfekvési helyén ébredő $\Delta F_{Ra}$ pedig a függőlegessel $\rho_a$ szöget zár be.

A függőleges irányú erőösszetevő összege egyenlő az $F_e$ **előfeszítő erővel.** A vízszintes erőösszetevőket a megfelelő $r_2$, illetve $r_a$ sugarakkal szorozva és összegezve a meneteken, illetve az anya felfekvő felületén lévő súrlódás legyőzéséhez szükséges $T_{cs}$ és $T_a$ nyomatékok adódnak. Így $\sum\Delta F_R \cos(\psi + \rho) = F_e$, vagy $\sum \Delta F_R = \frac{F_e}{\cos(\psi + \rho)}$ és $T_{cs} = \sum r_2 \Delta F_R \sin(\psi + \rho) = r_2 \sin(\psi + \rho) \sum \Delta F_R$, illetve $T_{cs} = F_e r_2 \mathrm{tg}(\psi + \rho)$.

Az előzőhöz hasonlóan felírható, hogy $\sum\Delta F_{Ra} \cos\rho_a = F_e$ vagy $\sum \Delta F_{Ra} = \frac{F_e}{\cos\rho_a}$ és $T_a = \sum r_a \Delta F_R \sin\rho_a = r_2 \sin\rho_a \sum \Delta F_{Ra}$, illetve behelyettesítve $T_a = F_e r_a \mathrm{tg}\rho_a = F_e r_a \mu_a$.

Végül az adott $F_e$ **előfeszítő erő létrehozásához szükséges meghúzási nyomaték:** $M_1 = F_e \left[ \frac{d_2}{2} \mathrm{tg}(\psi + \rho) + r_a \mu_a \right]$, ahol $r_2 \approx \frac{d_2}{2}$.

A súrlódási félkúpszög meghatározásakor figyelembe kell venni, hogy élesmenetnél a menetfelületeken az ékhatás (vagy horonyhatás) látszólagos súrlódási tényező növekedést (μ’) okoz, ami a súrlódási tényező (μ) és a menetprofilszög (α)

ismeretében: $\mathrm{tg}\rho = \mu' \approx \mu / \cos\frac{\alpha}{2}$.

A 172. ábra alapján felírható, hogy $\Delta F_s = \mu \Delta F_n = \mu' \Delta F'_n$ és $\Delta F'_n \approx \Delta F_{ne} = \Delta F_n \cos\frac{\alpha}{2}$ vagyis $\mu \Delta F_n \approx \mu' \Delta F_n \cos\frac{\alpha}{2}$, ha α = 60° (ez ún. metrikus „M” menet) és μ’ = 1,16 μ, az $r_a$ sugár az anya körgyűrű alakú felfekvő felületének a középsugara, ami egyenletesen megoszló felületi nyomást feltételezve, az $r_a = \frac{1}{3} \cdot \frac{D_a^3 - D^3}{D_a^2 - D^2} \approx \frac{D_a + D}{4}$ összefüggéssel határozható meg (közelítőleg vehetjük, hogy $r_a \approx d_3$).

Azért, hogy az anya meghúzásakor a csavar ne forduljon el, a csavarfej felfekvésénél fellépő $T_f$ súrlódási nyomatéknak $T_f = F_e r_f \mu_f$ nagyobbnak kell lennie, mint a meneteken fellépő $T_{cs}$ súrlódási nyomaték. Csavar meghúzása esetén az előbbiekben levezetett egyenlet változatlanul érvényes, de a szögletes zárójelben a második tag ekkor $r_f \mu_f$.

Ha a kötés meghúzásához szükséges nyomatékot a d névleges átmérőre vonatkoztatjuk, a $\operatorname{tg}(\psi+\rho)\approx\operatorname{tg}\psi+\operatorname{tg}\rho=\frac{P}{\pi d_2}+\frac{\mu}{\cos\frac{\alpha}{2}}$ behelyettesítésével az $M_K=F_e\left[\frac{d_2}{2}\operatorname{tg}(\psi+\rho)+r_a\mu_a\right]$ egyenlet dimenzió nélküli alakban is felírható: $\frac{T_\Sigma}{F_e d}=\frac{1}{2\pi}\cdot\frac{P}{d}+\frac{1}{2\cos\frac{\alpha}{2}}\cdot\frac{d_2}{d}\mu+\frac{D_a+D}{4d}\mu_a.$

Szabványos metrikus meneteknél (M4-M24) az $\frac{1}{2\pi}\cdot\frac{P}{d}\approx 0{,}022,$ az $\frac{1}{2\cos\frac{\alpha}{2}}\cdot\frac{d_2}{d}\approx 0{,}525,$ míg a $\frac{D_a+D}{4d}\approx 0{,}645.$

Ezeket az átlagos értékeket behelyettesítve, az M4-M24 csavarokra közelítőleg érvényes a $\frac{T_\Sigma}{F_e d}\approx 0{,}022+0{,}525\mu+0{,}645\mu_a$ összefüggés.

A $\mu$, $\mu_a$ és $\mu_f$ súrlódási tényező tág határok között változhat, mivel nagyságát számtalan körülmény (anyagpárosítás, felületi érdesség, a felületkezelés jellege, a kenés módja) befolyásolja. A számításokhoz a 15. táblázat szerinti súrlódási tényező ($\mu$) értékek vehetők fel.

| A felület jellemzője | Kenés nélkül, nincs zsírtalanítva | Olajkenés | Kenés Molykote adalékkal |
|---|---|---|---|
| Fényes | 0,20…0,35 | 0,16…0,23 | 0,13…0,19 |
| Foszfátozott | 0,28…0,40 | 0,16…0,40 | 0,13…0,19 |
| Foszfátozott és feketített | 0,26…0,37 | 0,24…0,27 | 0,14…0,21 |
| Galvanikusan horganyzott | 0,14…0,20 | 0,14…0,19 | 0,10…0,17 |
| Galvanikusan kadmiumozott | 0,10…0,19 | 0,10…0,17 | 0,13…0,17 |

15. táblázat. Csavarkötésben előforduló súrlódási tényezők

A $\mu_a$ és $\mu_f$ súrlódási tényező kísérletileg meghatározott értéke $\mu_a = \mu_f = 0{,}1\ldots0{,}2$. Ezek alapján a meghúzási nyomatékban jelentkező szórás értékei is becsülhetők:

- a minimális értékek (galvanikus horganyzás vagy kadmiumozás, jó kenés): $\mu=0{,}1;\ \mu_a=0{,}1;\ \frac{T_\Sigma}{F_e d}\approx 0{,}14,$
- a szokásos átlagértékek (fényes vagy foszfátozott felület, olajkenés): $\mu=0{,}16;\ \mu_a=0{,}12;\ \frac{T_\Sigma}{F_e d}\approx 0{,}185,$
- a különleges nagy értékek (fényes, foszfátozott, foszfátozott és feketített, kenés nélkül): $\mu=0{,}4;\ \mu_a=0{,}2;\ \frac{T_\Sigma}{F_e d}\approx 0{,}36.$

# A csavarkötés-méretezés alapelve

A terhelés alatt meghúzott csavaroknál, pl. a feszítő- és szorítócsavaroknál, valamint minden előfeszített csavarkötésnél a húzás mellett csavaró igénybevétel is fellép, tehát a többtengelyű feszültségállapotnak megfelelően, a normál és a csúsztatófeszültségekből egy egyenértékű feszültséget kell meghatározni. Váltakozó és dinamikus igénybevételeknél a feszültséggyűjtő helyek mindig nagy veszélyt jelentenek. Ilyen esetben a csavar és az anya közötti terhelésátadás jellege, egyenletessége is fontos szerepet játszik. Normál csavarkötéseknél az egyes meneteken a tehereloszlás rendkívül egyenlőtlen. Ilyenkor a legveszélyesebb hely a csavar és az anya kapcsolódásának kezdeténél van, mivel az első menet egyedül viseli az összterhelés kb. 50–60%-át.

A csavarkötés tervezésekor, a berágódás vagy helyi képlékeny alakváltozás elkerülésére a csavarszárban és a meneteken jelentkező feszültségeken kívül az érintkező felületeken, a meneteken, a csavarfej és az anya felfekvő felületén ébredő felületi nyomásokat is figyelembe kell venni.

A meneten fellépő felületi nyomás ismeretében pl. a szükséges anyamagasság, illetve a becsavarási hossz meghatározható.

A csavarkötések méretezéséhez általában egyszerűsített számítási módszereket és tapasztalati értékeket használunk. Az m anyamagasság, illetve a becsavarási hossz a megengedett felületi nyomásból számítható, feltételezve, hogy minden egyes z menet terhelése azonos, azaz az egyes meneteken a terheléseloszlás egyenletes. Ha a teherviselő menethossz $t_1$, a menet középátmérője $d_2$, akkor a teljes teherhordó felület $z\pi d_2 t_1$, így a felületi nyomás $p = \frac{F}{z\pi d_2 t_1} \le p_{meg}$.

Bevezetve a P menetemelkedést a minimálisan szükséges anyamagasság, illetve becsavarási hossz m = zP, illetve $m \ge \frac{FP}{\pi d_2 t_1 p_{meg}}$.

A gyakorlatban szokásos értékek: acélcsavar

- acélban vagy bronzban m = 0,8d…1d és $p_{meg} \approx 0{,}25R_{eL}$,
- öntöttvasban és temperöntvényben m = 1,3d és $p_{meg} \approx 0{,}15R_{eL}$,
- könnyűfémben m = 2d és $p_{meg} \approx 0{,}10R_{eL}$,, ahol $R_{eL}$ a csavar anyagának alsó folyáshatára.

A kötőcsavarok leggyakoribb terhelése az orsó irányú húzó, esetleg nyomó igénybevétel. A terhelés lehet nyugvó vagy közel nyugvónak tekinthető, és változó dinamikus. Terhelési alapesetek:

1. Felcsavarják az anyát, biztosítják, de a csavarkötés szerelés közben nincs terhelve (pl. a daruhorog csavarkötése). A csavar akkor kap hosszirányú terhelést, ha a terhet ráakasztják. A méretezés húzásra történik, a méretezési keresztmetszet a magkeresztmetszet (ahol $d_3$ a magátmérő), tehát $\sigma_h = \frac{F}{\frac{d_3^2\pi}{4}} \le \sigma_{meg}$.

A megengedett feszültség a folyáshatárból számítható, S = 1,5…2,5 biztonsági tényezővel. Ez a megoldás kismértékű túlméretezés, mert a csavarvonal miatt a tengelyre merőleges metszet nem azonos a magkeresztmetszettel, hanem ennél valamelyest nagyobb, vagyis az ébredő feszültség kisebb a számítottnál, továbbá a csavarmenet merevítő hatása következtében a menetes orsó folyáshatára látszólag megnövekedik a sima pálca (próbatest) folyáshatárához képest. Ezért van olyan számítási mód is, amikor a feszültségi keresztmetszetet (egyenértékű keresztmetszet) szokás felvenni: $A_s = \left[\frac{d_2 + d_3}{2}\right]^2 \cdot \frac{\pi}{4}$.

2. A csavarkötést az orsót terhelő hosszirányú erőhatás működése alatt kell meghúzni. Ekkor a kötést a húzó igénybevételen kívül csavarós is terheli.

A csavarás hatására, ha a csavarmenet emelkedési szöge kisebb mint 6°, számítással bizonyítható, hogy egy M36 csavarnál például az orsósban 32%-kal növekszik a feszültség. A befolyásoló hatásokat figyelembe véve mondhatjuk, hogy a meghúzás 30–40%-kal növeli az orsó feszültségét. Tehát ha az orsót tiszta húzásra méretezzük, akkor a terhelőerőt növeljük meg 32%-kal: $\sigma_h = \frac{1{,}32F_h}{A_3} \le \sigma_{meg}$ vagy $\sigma_h = \frac{1{,}32F_h}{A_s} \le \sigma_{meg}$.

Ez a méretezés helytálló minden olyan esetben, amikor a forgató hatás a tengelyirányú erő működése alatt valósul meg.

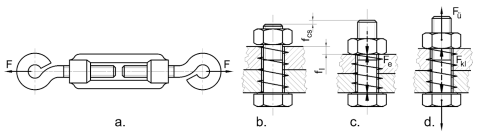
# Nem előfeszített és előfeszített csavarkötések

**Nem előfeszítettnek** azokat a csavarkötéseket tekintjük, amelyek esetében sem a csavar, sem a vele kapcsolódó anya nincs meghúzva.

A csavar tehát külső erő működtetése előtt nincs terhelve, nincs előfeszítve (173/a ábra).

Az **előfeszített csavarkötéseknél** még az üzemi erő működése előtt, a csavar illetve az anya meghúzása által létrejön egy előfeszítő erő (173/c ábra).

### 173. ábra - Csavarkötésekre ható erők a) nem előfeszített kötés, b) előfeszített csavarkötés a meghúzás előtt, c) előfeszített csavarkötés a meghúzás után: szerelési állapot, d) előfeszített csavarkötés üzemi erővel terhelve: üzemi állapot




A következőkben a gyakorlatban előforduló kötéseket elemezzük. Ezek az acélcsavarokkal közrefogott, nagy merevségű elemek 20 °C-on működő kötései.

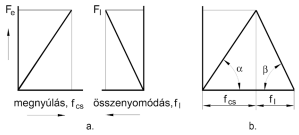
## Erők és deformációk szerelési állapotban

A csavaranya meghúzása előtt a csavar és a közrefogott elemek (lemezek) még terheletlenek (173/b ábra). A csavaranya meghúzásakor a közrefogott elemek összenyomódnak ($f_l$), a csavar szára ugyanakkor megnyúlik ($f_{cs}$). A kötésben kialakul a csavarszár középvonalában ható $F_e$ előfeszítő erő, ami megegyezik a közrefogott elemeket összeszorító erővel.

A kötésben részt vevő elemek az anyagok rugalmas tartományában ($\sigma = E\varepsilon$) rugókkal helyettesíthetők. Így a kötés előfeszítésének folyamata **rugókarakterisztikákkal** ábrázolható (174/a ábra).

A csavar és a közbenső elemek rugókarakterisztikájának egyesítésével kapjuk a kötés előfeszítésének erőhatásábráját szerelési állapotban (174/b ábra).

### 174. ábra - Erőhatás csavarkötésekben a) csavar és közrefogott elemek karakterisztikája, b) csavarkötés erőhatásábrája (szerelési állapot)

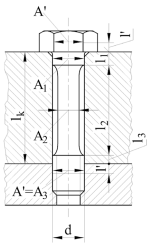



A kötés rugalmas viselkedésének jellemzésére a csavar és a közrefogott elemek **rugómerevsége** $C_{cs}$ és $C_l$ az erőhatás ábrájából: $\operatorname{tg}\alpha = C_{cs} = \frac{F_e}{f_{cs}}\ [\mathrm{N/mm}]$ és $\operatorname{tg}\beta = C_l = \frac{F_e}{f_l}\ [\mathrm{N/mm}]$.

Tetszőleges méretű és kialakítású csavar rugómerevsége $F_e = A \cdot \sigma$ és $f_{cs} = l \cdot \varepsilon$, $\varepsilon = \sigma/E$ figyelembevételével: $C_{cs} = \frac{F_e}{f_{cs}} = \frac{E_{cs}}{\Sigma \frac{1}{A}}\ [\mathrm{N/mm}]$, ahol $E_{cs}$ = a csavar anyagának rugalmassági modulusa (210 000 N/mm$^2$ acél esetén) és $\Sigma \frac{1}{A}$ = a csavar adott hosszúságú szakaszainak és az ahhoz tartozó keresztmetszetek hányadosának összege.

A 175. ábra alapján $\Sigma \frac{1}{A} = 2 \cdot \frac{l'}{A'} + \frac{l_1}{A_1} + \frac{l_2}{A_2} + \frac{l_3}{A_3}$, ahol $l' \approx 0{,}4 \cdot d$, tapasztalati érték, a csavarfej (vagy anya), és a menet deformálódó része, $A'$ – az $l'$-höz hozzátartozó keresztmetszet, közelítésként a menet közép és magátmérőjéből: $A' = \frac{\pi}{4} \cdot \left( \frac{d_2 + d_3}{2} \right)^2$.

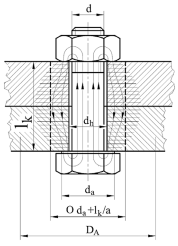
## 175. ábra - A csavar alakváltozása




Az $l_1$, $l_2$, $l_3$, hosszméretek és a hozzá tartozó $A_1$, $A_2$, $A_3$ keresztmetszetek gyártmánykatalógusokban találhatók.

A közrefogott elemek rugómerevségének meghatározása bonyolultabb, mert általában nem lehet pontosan meghatározni az alakváltozásban részt vevő terület nagyságát. A kísérletek azt igazolják, hogy a csavarszárral azonos középvonalú, hordó alaktól egészen a kúp alakig kiszélesedő anyagrész vesz részt a deformációban. Ez a geometria egy üreges hengerrel helyettesíthető, mely ugyanakkora deformációval rendelkezik (176. ábra). Ha a közrefogott elemek szélessége $D_A \geq 3 \cdot d_a$ és vastagsága $l_k \leq 8 \cdot d$, a helyettesítő henger keresztmetszete: $A_Z \approx \frac{\pi}{4} \cdot \left[ \left( d_a + \frac{l_1}{a} \right)^2 - d_h^2 \right]$, ahol $d_a$ = a csavarfej vagy anya felfekvő felületének külső átmérője; hatlapfejű csavarnál ez a méret azonos a fej hengeres kiképzésének átmérőjével vagy a fej laptávolságával; hengeres fejű csavarok esetében a fej átmérőjével. Előzetes számításoknál $d_a \approx 1{,}5 \cdot d$ értékre vehető, $l_k$ = a közrefogott rész vastagsága, $d_h$ = a közrefogott rész furatátmérője; általában $d_h \approx 1{,}1 \cdot d$; ha a furatot az öntőforma alakítja ki: $d_h \approx 1{,}25 \cdot d$, és a = a közrefogott elemek anyagától függő tényező acélra a = 10, öntöttvasra a = 8, Al vagy Al-ötvözetre a = 6.

## 176. ábra - A közrefogott rész alakváltozása ($D_A \geq 3 \cdot d_a$ esetre)




Ha a közrefogott elemek deformációja gátolt (pl. hüvely, persely, karima által), akkor a számításoknál ezt figyelembe kell venni.

Vékony, hengeres perselynél, amelynek külső átmérője $D_A$ kisebb vagy egyenlő a csavarfej felfekvő felületének $d_a$ átmérőjével, akkor: $A_Z = \frac{\pi}{4}\left(D_A^2 - d_h^2\right)$, ha a persely külső átmérője $d_a < D_A < 3 \cdot d_a$, akkor: $A_Z \approx \frac{\pi}{4}\left(d_a^2 - d_h^2\right) + \frac{\pi}{8}\left(\frac{D_A}{d_a} - 1\right) \cdot \left(\frac{d_a \cdot l_1}{5} + \frac{l_1^2}{a^2}\right)$.

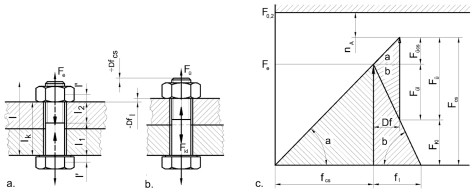
Ezzel a közrefogott elemek deformálódott részének rugómerevsége: $C_1 = \frac{F_a}{f_1} = \frac{A_Z \cdot E_1}{l_1}$, ahol: $E_l$ = A közrefogott elemek rugalmassági modulusa, különböző rugalmassági modulusú elemek esetén az eredő rugómerevség: $\frac{1}{C_t} = \frac{1}{C_{a1}} + \frac{1}{C_{a2}} + \ldots$

Az összefüggésben: $C_{a1} = \frac{A_Z \cdot E_{a1}}{l_{k1}}$, $C_{a2} = \frac{A_Z \cdot E_{a2}}{l_{k2}}$ stb. és $l_{k1}$, $l_{k2}$ stb. az egyes összekötött elemek vastagsága.

# Erők és deformációk időben állandó terhelésnél

Abból a szempontból, hogy a csavarszár tengelyvonalával megegyező irányú terhelés hol adódik át a csavarszárra, a legegyszerűbb eset (bár ez a gyakorlatban ritkán fordul elő), amikor ez a közrefogott elemek külső felületén történik (177. ábra). Az üzemi ($F_ü$) erő működése esetén az előfeszített csavarszár további húzó igénybevételt szenved, és további $\Delta f = \Delta f_{cs}$ értékkel megnyúlik.

### 177. ábra - Előfeszített csavarkötés erő és deformáció viszonyai a) előfeszített állapot, b) üzemi állapot, c) a kötés erőhatásábrája



A közrefogott elemek összenyomása ugyanakkor $\Delta f = \Delta f_l$ értékkel csökken, ennek megfelelően részben tehermentesül. Az üzemi erő működése esetén a **közrefogott elemeket szorító erő** $F_{kl} = F_e - F_{ül}$, ahol $F_{ül}$ az **üzemi erő** a közrefogott elemek tehermentesülését okozó része.

A csavart terhelő összes erő: $F_{csö} = F_{kl} + F_ü = F_e + F_{ücs}$, ahol $F_{ücs}$ az üzemi erő a csavart pótlólagosan terhelő része (177/c ábra).

A kötés meghúzásakor fellépő csavarás is hozzáadódik a csavarszárat érő húzó igénybevételhez, ezért a deformáció elkerülése érdekében azt is figyelembe kell venni. Az üzemi erő megszűnésével, a kötés az eredeti előfeszített állapotba kerül és csak az $F_e$ előfeszítő erő terheli.

Tekintettel arra, hogy $C_{cs} = \frac{F_{ücs}}{\Delta f}$ és $C_l = \frac{F_{ül}}{\Delta f}$, valamint $F_ü = F_{ücs} + F_{ül} = C_{cs} \cdot \Delta f + C_l \cdot \Delta f = \Delta f \cdot (C_{cs} + C_l)$, a csavarszárat pótlólagosan terhelő erő, ha az üzemi erő támadáspontja a közrefogott elemek külső felületén van (külső ellazítású): $F_{cs} = F_ü \cdot \frac{C_{cs}}{C_{cs} + C_l} = F_ü \cdot \frac{1}{1 + C_l / C_{cs}} = F_ü \cdot \Phi'$, illetve általános esetben $F_{ücs} = F_ü \cdot \Phi$, ahol $\Phi'$ = viszonyszám: $\Phi' = C_{cs}/(C_{cs} + C_l)$ és $\Phi = q \cdot \Phi'$, q az üzemi erő támadáspont tényezője (lásd később).

A közrefogott elemek előfeszítő erő csökkenése: $F_{ül} = F_ü - F_{ücs} = F_ü \cdot (1 - \Phi)$, ami a kötés elemeinek rugómerevségeiből (q = 1 esetén):

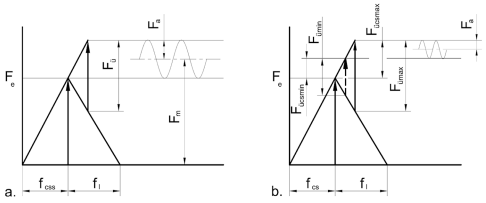
$$F_{ül} = F_ü - F_{ücs} = F_ü - F_ü \cdot \frac{C_{cs}}{C_{cs} + C_l} = F_ü \cdot \frac{C_l}{C_{cs} + C_l}.$$

Ezzel a közrefogott elemeket összeszorító erő: $F_{kl} = F_e - F_{ül} = F_e - F_ü \cdot (1 - \Phi)$ és a csavart terhelő összes erő: $F_{csö} = F_e + F_{ücs} = F_{kl} + F_ü$.

# Erők és deformációk dinamikusan ható üzemi terhelésnél

Időben változó, dinamikus terhelésnek kitett, előfeszített csavarkötések üzemi terhelése $F_ü$, nulla és a maximális érték $F_{ü\,max}$ között (178/a ábra) vagy egy minimális $F_{ü\,min}$ és egy maximális érték között változik (178/b ábra). Ennek megfelelően a csavart egy $F_m$ közepes erő körül $F_a$ amplitúdóval lüktető terhelés éri, amelynek nagysága alapvetően meghatározza a csavar kifáradási határát.

**178. ábra - Előfeszített csavarkötés erő- és deformációviszonyai dinamikus terhelés esetén a) tiszta lüktető üzemi terhelés esetén, b) egy minimum és egy maximum érték között lüktető terhelés esetén**



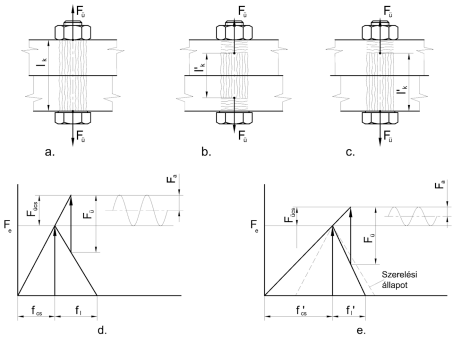
Az erőamplitúdó ($F_a$) a 178. ábra alapján: $F_a = \frac{F_{tüzmax} - F_{tüzmin}}{2} = \frac{F_{tmax} - F_{tmin}}{2} \cdot \Phi$ és az $F_m$ közepes erő: $F_m = F_e + \frac{F_{tmax} + F_{tmin}}{2} \cdot \Phi$.

# Az üzemi terhelés átadódása a csavarkötésre

Az $F_ü$ üzemi erő támadáspontja általában nem a közrefogott elemek külső síkjában van, mint az $F_e$ előfeszítő erőé, hanem valahol a közrefogott elemeken belül (179. ábra).

Ha az üzemi erő támadáspontja a közrefogott elemeken belül van, akkor az összenyomott elemeknek csak az $l'_K$ vastagsága fog tehermentesülni, ezáltal a közrefogott elemek merevebbek lesznek, a karakterisztikájuk ennek megfelelően meredekebb. Az $l'_K$ vastagságon kívül fekvő területeket plusz terhelés éri, ezáltal további összenyomódást szenvednek, ami hatással van a csavar karakterisztikájára, így az laposabb lesz. Ennek megfelelően a csavart pótlólag terhelő erő ($F_{ücs}$) és amplitúdóerő ($F_a$) kisebb lesz (179/e ábra).

**179. ábra - Az üzemi erő támadáspontja a közrefogott elemekben a) egyszerűsített eset, b, c) általános eset, d, e) előfeszített csavarkötések erőhatásábrái**



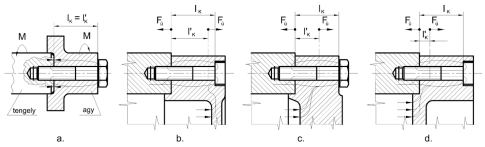

Ebből adódik, hogy megfelelő konstrukciós kialakítással a terhelési viszonyokat kedvezően befolyásolhatjuk és a csavarkötés élettartamát megnövelhetjük aszerint, hogy mennyire van közel az $F_ü$ üzemi erő támadáspontja a közrefogott elemek érintkezési síkjához.

Az üzemi erő támadáspontja pontosan nem ismert, csupán közelítőleg lehet meghatározni: $l'_K = q \cdot l_K$.

Az erő támadáspont tényező legkedvezőtlenebb értéke q = 1. Ezt használjuk egyszerűsített számításnál (külső ellazítású) vagy ha az üzemi erő csak keresztirányú terhelést okoz.

Az ideális érték q = 0, ha az üzemi erő közvetlenül az érintkező síkban hat, ez belső ellazítású eset. Ekkor $F_{ücs} = 0$. A gyakorlatban általában $q \approx 0{,}5$, kedvezőbb esetekben $q \approx 0{,}25$-re vehető (180. ábra).

**180. ábra - Erőtámadáspont-tényező jellegzetes konstrukciós megoldásokra a) keresztirányú terhelésű, erőzáró csavarkötés, b) fedéllefogatás a csatlakozási síktól távoli erőhatásvonallal (kedvezőtlen), c, d) a csatlakozási síkhoz közelebb eső erőhatásvonal (kedvezőbb)**




A konstrukciós kialakításnak megfelelően változik az erőviszony is.

$\Phi = q \cdot \Phi'$, ahol q = erőtámadáspont-tényező és $\Phi'$ = az egyszerűsített erőviszonyszám, ha az üzemi erő a csavarfej vagy az anya felfekvő síkjában hat: $\Phi' = C_{cs}/(C_{cs} + C_l)$.

# Csavarkötések felületeinek lesimulása, lazulása

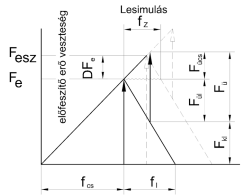
A csavarkötés befeszítéséhez szükséges szerelési előfeszítő erő ($F_{esz}$) a viszonylag kis csavarfej vagy anya felfekvő felületen és a menetfelületen úgy adódik át, hogy az összenyomott felületek felületi érdességei, egyenetlenségei maradó alakváltozást szenvednek, a felületek lesimulnak.

Ez a maradó deformáció az előfeszítő erő csökkenéséhez vezet ($\Delta F_e$), ezáltal az üzemi erő működése esetén a közrefogott elemeket szorító erő ($F_{kl}$) is csökken, ami a kötés megszűnését okozhatja. Ennek mértéke az igénybevétel nagyságától és fajtájától, a kötés elemeinek szilárdságától, a közrefogott elemek számától és a felfekvő felületek felületi érdességétől függ. A legnagyobb lesimulás már a meghúzásnál kialakul. További előfeszítőerő-csökkenés különösen dinamikus terhelésnél jelentkezhet.

A szerelési előfeszítő erőnek ($F_{esz}$) olyan nagynak kell lennie, hogy az üzemi erő ($F_ü$) működésekor a szorítóerő ($F_{kl}$) ne váljon nullává vagy ne csökkenjen egy előírt tömítő- vagy szorítóerő-érték alá. Ha az előfeszítő erő csökkenése ($\Delta F_e$) olyan nagy, hogy $F_{kl} = 0$-vá válik (181. ábra), a kötés lazul, a felületek elemelkednek egymástól. Ütésszerű igénybevétel esetén a $\Delta F_e$ értéke növekszik, és a növekvő erőamplitúdó miatt a csavar kifáradhat.

Az előfeszítő erő csökkenését ($\Delta F_e$) már a számításoknál figyelembe kell venni. A $\Delta F_e$ és $f_Z$, a lesimulás mértéke közötti összefüggés a 181. ábrából kiolvasható, ugyanis: $\frac{\Delta F_e}{f_Z} = \frac{F_e}{f_{cs} + f_l}$.

**181. ábra - Az előfeszítőerő-csökkenés és a lesimulás ábrázolása előfeszített csavarkötésen q = 1 esetén**




Figyelembe véve, hogy és $f_{cs} = F_e/C_{cs}$ és $f_l = F_e/C_l$, továbbá $\Phi' = C_{cs}/(C_{cs} + C_l)$, az előfeszítő erő csökkenése: $\Delta F_e = f_Z \cdot \frac{C_{cs} \cdot C_l}{C_{cs} + C_l} = f_Z \cdot \Phi' \cdot C_l$, ahol $f_Z$ = a lesimulás, a maradó deformáció értéke.

Határesetben $F_{kl} = 0$, és az üzemi erőnek a közrefogott elemeket szorító része: $F_{ül} = F_ü - F_{ücs} = F_ü \cdot (1 - \varphi) = F_e$. Ebből a teljes lelazulást, az elemelkedést okozó üzemi erő: $F_{ü\,(le)} = F_e/(1 - \varphi)$. Azért, hogy ez ne forduljon elő, $F_e \geq F_{ül} + \Delta F_e$ kell hogy legyen, ami a **lelazulási tényezővel:** $k_L = \frac{F_e}{F_{ü} - F_{ücs}} = \frac{F_e}{F_{ü} \cdot (1 - \phi)} > 1.$

A $k_L$ értéke a csavar szilárdsági csoportján kívül az átmérőjétől, az $l_K/d$ viszonyától és $f_Z$-től, a kötésben részt vevő elemek maradó deformációjától függ. Könnyen belátható, hogy a hosszabb csavarok rugalmas hosszváltozásuk miatt kisebb mértékű lesimulást jobban kitudnak egyenlíteni mint a rövidebbek. Ezért nagyobb $l_K/d$-értékhez kisebb $k_L$-érték tartozik. Vékony, rövid, különösen alacsonyabb szilárdsági csoportú, valamint a vastag, rövid csavarok már nem tudják a lesimulást kompenzálni.

Ahhoz, hogy a maximális csavarerő hatására a csavarfej, illetve az anya felfekvő felülete és az előfeszített elemek között ne lépjen fel maradó deformáció, a felületi nyomás értéke nem haladhatja meg a közrefogott elemek folyáshatárát. A felfekvő felületek a maradó deformáció miatt felkeményednek, a szerkezet folyáshatára megnő, ezért a megengedett felületi nyomás nagyobb, mint az alapanyag folyáshatára: $p = \frac{F_{cs\ max}}{A_P} \leq p_{meg}$, ahol $F_{cs\ max}$ = a maximális csavarerő, $A_P$ = az összenyomott felfekvő felület nagysága, $A_P = d^2_a \cdot \pi/4 - d^2_h \cdot \pi/4$, ($d_a$ a felfekvő felület külső átmérője, $d_h$ a furat átmérője) és $p_{meg}$ = a felületi nyomás megengedett értéke. Ha $p > p_{meg}$ pl. alátét alkalmazásával vagy anyagminőség-változtatással meg kell növelni a felfekvő felületet.

# A csavarkötések élettartama

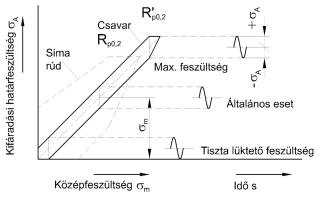
## Amplitúdó- (változó) feszültség

A gépészetben többnyire dinamikus terhelések lépnek fel. A húzó igénybevételű csavarok eközben lüktető terhelést kapnak, emiatt a feszültséggyűjtő helyeken pl. a csavarfej és a szár között, különösen a menetes részen, az élettartam lecsökken. A csavart pótlólagosan terhelő $F_{ücs}$ erő időben változik. Az ebből adódó $F_a$ amplitúdóerő $\sigma_a$ feszültséget okoz, ami nem haladhatja meg a csavarkifáradási feszültség amplitúdóértékét ($\sigma_A$). Ahhoz, hogy a csavar ne fáradjon ki, teljesülnie kell a következő feltételnek: $\pm\sigma_a = \pm\frac{F_a}{A_s} \leq \sigma_A$, ahol $F_a$ = a fárasztóerő amplitúdója, $A_s$ = a menet feszültségi keresztmetszete, $\sigma_A$ = kifáradási feszültség amplitúdója.

A csavarok élettartam-kísérletei alapján látható, hogy kifáradási feszültség amplitúdója ($\sigma_A$) független a $\sigma_m$ középfeszültséghez csökkenő kifáradási amplitúdó tartozik. A csavar kifáradásihatár-amplitúdója a csavar növekvő szilárdsági csoportjával csak kismértékben nő. A legnagyobb befolyása a menetátmérőnek és a menet gyártási technológiájának van (betétedzés, görgőzés).

A 182. ábra együtt ábrázolja egy csavar és egy sima felületű rúd kifáradási diagramját. A támasztó hatás miatt a menetes rész folyáshatára, statikus teherbíró képessége nagyobb, mint a sima rúdé ($R'_{p0,2} > R_{p0,2}$). Mindezek alapján megállapítható, hogy a csavarok élettartama nemcsak a csavar anyagától, alakjától, gyártási módjától függ, hanem az előfeszítési viszonyoktól is.

### 182. ábra - A csavar kifáradási diagramja



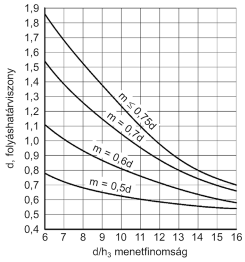

## Előfeszített csavarok méretezése

Statikus terhelésű csavarkötés szereléskor

Ekkor a csavarszár igénybevétele húzás és csavarás. Az egyenértékű feszültség, amely az ellenőrzés alapja, a H. M. H. elmélet szerint: $\sigma_e = \sqrt{\sigma_h^2 + 3\tau_{cs}^2} = \sqrt{\left(\frac{F_e}{A_s}\right)^2 + 3\left(\frac{M_f}{K_3}\right)^2}$, ahol $M_f = \frac{d_2}{2} F_e \operatorname{tg}(\psi + \rho')$ és $\psi$ = a menetemelkedési szög, $d_2$ a menet középátmérője, $K_3 = \frac{d_3^3 \pi}{16}$ és $d_3$ a menet magátmérője.

A maradó deformáció elleni biztonság szerelési állapotban: $\frac{\delta R_{eH}}{\sigma_e} = n_d \geq n_e$, ahol $\delta$ = a folyáshatárviszony a 183. ábra alapján, $h_3$ = a menetszelvény magassága.

### 183. ábra - A folyáshatárviszony és a menetfinomság összefüggése




Külső ellazításnál üzemi állapotban is vizsgálni kell a kötést maradó deformációra.

A fellépő feszültség ekkor: $\sigma_{max} = \frac{F_{max}}{A_s} = \frac{F_e + F_{ter}}{A_s}$.

A maradó deformáció elleni biztonság: $\frac{\delta R_{eH}}{\sigma_{max}} = n_d \geq n_e$.

Időben változó üzemi terhelés

A fáradás elleni biztonság a már ismert összefüggések figyelembevételével a közép- és az amplitúdófesztültség: $\sigma_m = \frac{F_m}{A_s}$ és $\sigma_a = \frac{F_a}{A_s}$.

Megrajzolva a csavarkötés kifáradási diagramját (182. ábra), a kiszámított feszültségértékek ábrázolhatók, és a csavar fáradás elleni biztonsági tényezője: $\frac{\sigma_A}{\sigma_a} = n_f \geq n_e$ meghatározható.

Az előírt biztonsági tényező deformációra és kifáradásra $n_e$ = 1,8–2,0.

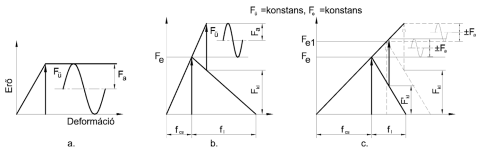
# Konstrukciós kialakítások a kötés élettartamának növelésére

Rugalmas szárú csavarok, merev, közrefogott elemek

Rugalmas szárú csavarok és a csavarkötés helyén merev kialakítású, közrefogott elemek alkalmazásával kedvező előfeszítési viszonyok adódnak, így a $\sigma_a$ amplitúdófeszültség viszonylag kicsi lesz. A csavar kedvező kialakításával a feszültséggyűjtő hatás is jelentősen csökkenthető.

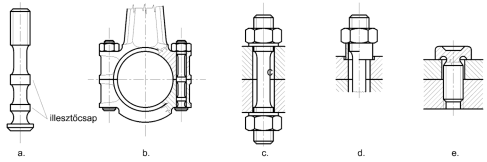
A nem előfeszített, dinamikus terhelésnek kitett kötés esetén kedvezőtlen, a lehető legnagyobb $F_a = F_ü/2$ amplitúdóerő adódik (184. ábra). Előfeszített kötésnél azonos $F_ü$ üzemi erő mellett az $F_a$ amplitúdóerő lényegesen kisebb. A legkedvezőbb viszonyt olyan rugalmas csavarnál és merev, közrefogott elemeknél kapjuk, ahol a deformációkra $f_{cs} > f_l$, illetve a merevségekre $C_{cs} < C_l$ teljesül. Ez esetben azonos $F_ü$ üzemi erő mellett kisebb $F_a$ amplitúdóerő adódik. Amennyiben egy azonos nagyságú $F_{kl}$ szorítóerőt kell elérni, mint a 184/b ábra esetében, akkor megfelelő nagyságú $F_{el}$ előfeszítő erő szükséges. Ehhez azonban nagy szilárdságú csavart kell alkalmazni (a 184/c ábra szaggatott vonala).

**184. ábra - Csavarkötések erőhatásábrája a) nem előfeszített csavar, b) előfeszített kötés $f_{cs} < f_l$, c) előfeszített kötés $f_{cs} > f_l$, b) és c) a q = 1 esetre érvényes**




Az átmérőjéhez képest hosszú szárú csavarok nagy deformációval és kis merevséggel rendelkeznek. A sima felületű, nagy lekerekítési sugarú átmenettel készült csavarok kis feszültséggyűjtő hatásúak. Ezeknek a kívánalmaknak felel meg a „magra gyengített" csavar (185. ábra), ami a furatban központosított vezetőrésszel rendelkezik, és magra gyengített átmérője: $d_T \approx (0{,}8\ldots0{,}9)d_3$, ahol $d_3$ a menet magátmérője.

**185. ábra - Magra gyengített csavarok a) a csavar kialakítása, b) beépítési példa (hajtókar-csapágyfedél), c) szabványosított magra gyengített csavar, d) beépítési példa távtartó hüvellyel, e) rövid csavar rugalmas fejkialakítással**



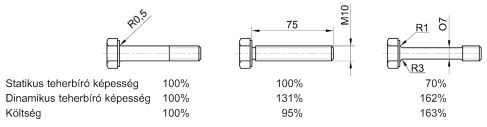

A **magra gyengített csavarok** érzéketlenek a gyártási, beépítési pontatlanságra (pl. ha ferde a csavarfej alatt a felfekvő felület) és a hőtágulásra. Dinamikus terhelésnél nagy az energiatároló képességük. Magas előállítási költségük miatt csak indokolt estben, nagy dinamikus terhelésnél érdemes alkalmazni. A különböző kialakítású csavarok statikus és dinamikus teherbíró képességét és költségarányát a 186. ábra szemlélteti.

A csavarszár csavaró igénybevételének kiküszöbölése

Az általános kialakítású csavarkötés meghúzásakor a csavarszárat csavaró igénybevétel terheli.

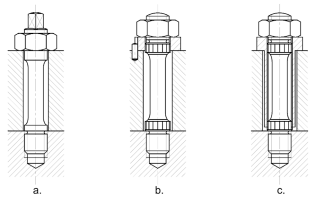
Ha ezt kiküszöböljük, akkor csak húzó igénybevétel éri, így nagyobb lehet az előfeszítő erő.

**186. ábra - Csavarok teherbíró képessége**




A 187. ábra különböző megoldásokat mutat, amelyeket csak nagyon dinamikusan terhelt, hosszú, magra gyengített csavaroknál célszerű alkalmazni.

**187. ábra - Konstrukciós megoldások a csavarszárat meghúzáskor terhelő csavaró igénybevétel kiküszöbölésére a) lelapolt csavarvég az ellentartáshoz, b) fogazott, rögzített gyűrű alkalmazása, c) külső-belső fogazatú hüvely alkalmazása**



Az üzemi erő kedvező támadási pontja

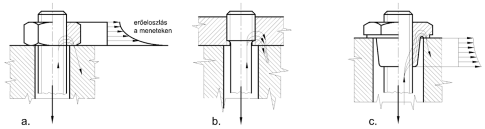
Az üzemi erő kedvező támadási pontja esetén csökkenthető az erőamplitúdó és ezáltal az amplitúdófeszültség.

Ezért konstrukciós kialakítással célszerű az üzemi erő működési pontját a leszorított elemek érintkezési síkja közelébe helyezni, mivel ez a közrefogott elemek merevebb, illetve a csavar rugalmasabb működését teszi lehetővé.

A csavaranya kialakítása

A kapcsolódó csavar- és anyamenet egyenlőtlen rugalmas deformációja miatt az erőátadás egyenlőtlen. Az orsómenetet ugyanis húzó, az anyamenetet nyomó igénybevétel éri. Az anya felfekvő felületénél az első menetre az átviendő erő közel 50%-a jut (188/a ábra), így ezen a helyen a feszültségcsúcs miatt a kifáradás veszélye különösen nagy. Az erőeloszlás javítható és az élettartam is növelhető a 188/b és c ábra szerinti kialakítással.

### 188. ábra - A menetes kapcsolat kialakítása a) általános kialakítás, b) az anyamenet a felfekvő sík felett kialakítva, c) húzó igénybevételű anya




# Szerelési előfeszítő erő és a meghúzási tényező

A csavarkötés szerelésekor, a súrlódási viszonyoktól és a meghúzás módjától függően, az előfeszítő erő $F_{e\ max}$ és $F_{e\ min}$ között változik. Ha a meghúzási nyomaték pontossága nem biztosítható, az előfeszítő erő szórása még nagyobb lesz, és a kötés csak alárendelt helyeken használható.

Ahhoz, hogy az előírt előfeszítő erőt megfelelő pontossággal biztosítani tudjuk, a kötést ellenőrzött módon kell meghúzni: a csavar hosszváltozását kell mérni, vagy nyomatékjelző kulccsal kell meghúzni a csavarkötést. A nyomatékjelző kulcs egyik fajtája a nyomatékmérő kulcs, ami skálán vagy mérőórán mutatja a meghúzási nyomatékot. A másik fajta a nyomatékhatároló kulcs, ami a beállított meghúzási nyomaték elérésekor önműködően old.

Az előfeszítő erő szórásának mértékét a kísérleti úton meghatározott **meghúzási tényező** fejezi ki:

$$k_A = \frac{F_{e\ max}}{F_{e\ min}} > 1.$$

Ahhoz, hogy egy adott előfeszítő erőt (pl. szorító- vagy tömítőerő) megfelelő pontossággal garantálni tudjunk üzemi állapotban, szükség van a szerelési előfeszítő erő ($F_{esz}$) meghatározására. Ehhez ismerni kell a szerkezet működését, a kötés feladatát.

Ha az üzemi erő a csavarszárat tengelyirányban terheli, és üzemi állapotban előírt a tömítőerő (nyomástartó edény fedéllefogatása), a kívánt előfeszítő erő a 177/c ábra alapján: $F_{e\ min} = F_{kl} + F_{ül} = F_{kl} + F_{ü} \cdot (1 - \varphi)$.

Figyelembe véve a kötés lesimulását (181. ábra), valamint az előfeszítő erő csökkenését ($\Delta F_e$), illetve a $k_L$ lelazulási tényezőt: $F_{e\ min} = F_{kl} + F_e \cdot (1 - \varphi) + \Delta F_e$, illetve $F_{e\ min} = F_{kl} + k_L \cdot F_{ü}(1 - \varphi)$.

Szereléskor az előfeszítő erő szórásával, a meghúzási tényezővel, a szerelési előfeszítő erő: $F_{esz} = k_A \cdot F_{e\ min} = k_A[F_{kl} + F_{ü}(1 - \varphi) + \Delta F_e]$, illetve $F_{esz} = k_A[F_{kl} + k_L \cdot F_{ü}(1 - \varphi)]$.

Ha az üzemi erő a csavarszárat tengelyirányban terheli, de nincs előírva a beszorítóerő értéke (pl. csapágyház-lefogatás), a szerelési előfeszítő erő: $F_{esz} = k_A[F_{ü}(1 - \varphi) + \Delta F_e]$, illetve $F_{esz} = k_A \cdot k_L \cdot F_{ü}(1 - \varphi)$.

Amennyiben üzemi állapotban tengelyirányú üzemi erő nincs, $F_ü = 0$, akkor $F_{esz} = k_A(F_{kl} + \Delta F_e)$, illetve $F_{esz} = k_A \cdot k_L \cdot F_{kl}$, ahol $F_{kl}$ = a felületeket összeszorító normális erő alakzáró csavarkötés esetén.

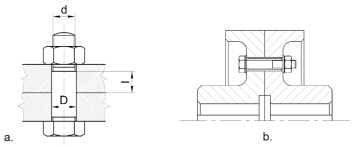
# Nyíró igénybevételre terhelt csavarkötés

A csavarkötés az előfeszítésen kívül nyíró igénybevételt is kap, ha az összeszorított részek eltolódását kell megakadályoznia, vagyis a terhelőerő a csavar tengelyére merőleges. Ez az igénybevétel az orsó szempontjából kedvezőtlen, tehát a szerkezetekben igyekszünk ezt elkerülni.

Ha a csavar tehermentesítése nem oldható meg, és a meghúzásból adódó súrlódás az összeszorított részek között nem jelentős, akkor a csavart a nyíró igénybevételnek megfelelően kell kialakítani és méretezni.

A csavar menetes részét nem szabad nyíró igénybevételnek kitenni, a nyíróerő csak a sima szárat terhelheti, ezért célszerű a csavar szárát a menetes rész után megnövelni és a tűrésezett furatba illesztve szerelni. Az **illesztett szár** (általában H7/k6 illesztés) egyben központosít is (189/a ábra). A szárban ébredő maximális nyírófeszültség, ha a szár átmérője D: $\tau_{max} = 1{,}4\frac{4F_{ny}}{D^2\pi} \le \tau_{meg}$.

### 189. ábra - Nyíró igénybevételre terhelt csavarkötés a) illesztett szárú csavar, b) tehermentesítő nyíróhüvely alkalmazása




Nagyobb terhelés esetén célszerű a csavarszár felületét palástnyomásra is ellenőrizni: $p = \frac{F_{ny}}{Dl} \le p_{meg}$, ahol l = a vékonyabb lemezben felfekvő szárhosszúság.

A palástnyomás megengedett értékei ($p_{meg}$) a gyakrabban használt csavar acélokra 280–480 N/mm$^2$.

Az illesztett csavaros kötés költséges, ezért célszerű elkerülni. Ennek egyik módja, hogy megfelelően méretezett csavarok kellő meghúzásával olyan nagy $F_e$ összeszorító erőt létesítünk, amely az $F_{ny}$ nyíróerő fellépésének elkerüléséhez elegendő $F_s$ súrlódási erőt ébreszt: $F_{ny} \le F_s = F_e\mu$.

A csavar nyíró igénybevétel alóli mentesítésének másik módja, ha a nyírást más szerkezeti elemmel váltjuk ki. Ez megoldható pl. hengeres, illetve kúpos szeg vagy feszítőcsap beszerelésével, vagy pedig nyíróhüvely alkalmazásával tehermentesítő (189/b ábra).

# Nagy szilárdságú feszített csavarkötések

Híd- és daruszerkezeteknél, acélszerkezeteknél egyre gyakrabban találkozunk nagy szilárdságú csavarokkal létrehozott kötésekkel. Ezeknél a közrefogott elemek felületén ébredő súrlódással a csavar tengelyvonalán merőleges erők is átvihetők. A kötések számítására és méretezési körülményeinek megállapítására nagyszámú statikus és fárasztóvizsgálatot kell elvégezni. Az $F_e$ előfeszítő erő hatására a közrefogott elemek (lemezek) érintkező felületein ébredő $\mu F_e$ súrlódó erőnek nagyobbnak kell lennie, mint az összekötött elemek síkjában működő $F_{ny}$ erő. Ha a kötésben n a csavarok száma és m az egymással érintkező felületpárok száma, akkor a $\mu F_e nm \ge F_{ny}$ feltételből: $F_e \ge \frac{F_{ny}}{\mu nm}$, majd az S biztonsági tényezőt felvéve a szükséges előfeszítő erő: $F_e \ge \frac{SF_{ny}}{\mu nm}$.

Ebből a csavarok száma (ábrából vagy táblázatból), ha adott a méret és a szilárdsági csoport, az $F_e$ max értékével: $n \ge \frac{SF_{ny}}{\mu m F_{e\,max}}$.

A μ súrlódási tényező nagymértékben függ az érintkező felületek állapotától (rozsdás, homokszórással kezelt, kefével tisztított, festett stb.), ezért az a biztonsági tényező is tág határok között változhat (S = 1,25…1,6)

A μ szokásos átlagos értékei: $R_n$ = 350…450 N/mm$^2$-nél μ = 0,45 és $R_m$ = 450… 550 N/mm$^2$-nél μ = 0,5.

A nagy szilárdságú feszített csavarkötések méretezése az acélszerkezetek tervezési feladatkörébe tartozik. Ehhez nemzeti szabványok és célszerű táblázatok tartalmaznak előírásokat. A 16. táblázatban feltüntettük csavarmenettől függően 10.9-es szilárdsági csoportra vonatkozó megengedett előfeszítő erőt [N] és meghúzási nyomatékot [Nm]. Az adatok akkor érvényesek, ha acélszerkezetek előfeszített kötéseihez használt nagy szilárdságú, növelt, hatlapfejű feszítőcsavart (MSZ 2282), nagy szilárdságú feszítőanyát (MSZ 2283) és az MSZ 2284 szerinti alátétet használunk. A táblázati értékek 8.8 anyagminőségű csavarok esetén 70%-ra veendők, ha pedig a szilárdsági csoport 12.9, az értékek 1,2-del szorzandók.

| Menet mérete | M12 | M16 | M20 | M22 | M24 | M27 |
|---|---|---|---|---|---|---|
| Előfeszítő erő, $F_o$, N | 52 000 | 99 000 | 155 000 | 192 000 | 221 000 | 292 000 |
| Meghúzási nyomaték, $T_k$, Nm | 120 | 305 | 597 | 815 | 1020 | 1520 |

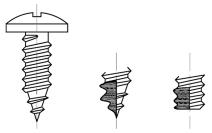
16. táblázat. NF-csavarkötés megengedett előfeszítő erői és nyomatékai

A táblázatból kivett megengedett előfeszítő erő felvételével kiszámíthatjuk az egy csavar által átvihető $F_{meg}$ erőhatást. Ha F az átviendő rúderő, akkor a szükséges csavarszám n = F/$F_{meg}$. Célszerű nagyobb méretű csavart alkalmazni, mert akkor kevesebb csavart kell kisebb helyen kevesebb furatban és így olcsóbban elhelyezni. A megállapított csavarméretet célszerű még palástnyomásra is ellenőrizni (a palástnyomás megengedett értéke kb. a szakítószilárdság lehet). A palástnyomásra való ellenőrzés azért is lényeges, mert esetleg a kötésben néhány csavar környezetében csúszás jön létre. A terhelőerő növekedhet, és végül is minden csavar közel azonos terhelést kap. A megcsúszást okozó erőhatás túllépése után a kötés képes még további terhelés felvételére, mert ekkor kapcsolódik be a teherhordásba a csavarok nyírószilárdsága, illetve palástnyomása.

# Menetkészítő csavarok

Menetkészítő (vagy lemez-) csavarok megnevezéssel tárgyalunk minden olyan csavarkötést, amely az anyamenetet saját maga hozza létre, tehát a szorosabb értelemben vett lemezcsavart, a menetfúró, menetmángorló stb. csavarfajtákat. Ezek a csavarok szereléskor és a terhelés hatására másként viselkednek, mint a többi csavarkötés. Mivel általában betétedzéssel készülnek, ezért számottevő nyúlásuk nincs. A 190. ábra lemezcsavarok különböző kialakítását mutatja.

### 190. ábra - Lemezcsavarok különböző kialakítása



Lemezcsavaroknál nem a húzószilárdság és a nyúláshatár a mérvadó, hanem a $M_B$ szakítási nyomaték és a felület keménysége, valamint a mag keménysége. Ezenkívül figyelembe kell venni a húzó- és nyomóerőket is. A csavarméret (hossz- és keresztmetszet), a csavarok száma, a furatátmérő – az anyag megválasztása szempontjából ezek a döntő tényezők. A lemezcsavarok a szokásos csavarkötésekhez képest jellegzetesen eltérő nyomatéklefutást mutatnak.

Azt a forgatónyomatékot, ami az anyamenet formálásához szükséges, **becsavarási nyomatéknak** ($M_e$) nevezzük.

Az **első túlhajtási nyomaték** ($M_{t1}$) akkor lép fel, amikor a csavarfej alatt, a menetkifutásnál a furatban elkészített anyamenet megszakad, tehát nincsen akkor, ha a csavarfej alatti lemezfurat nagyobb,

mint a menet külső átmérője vagy ha ennek a lemeznek a vastagsága nagyobb, mint a lemezcsavar menetemelkedése.

Azért kell a lemezcsavarral a felső (leszorított) lemezben az anyamenetet átszakítani, hogy ebben az alkatrészben a csavarmenetnél nagyobb furat keletkezzen, és ezáltal ezt a másikhoz a lemezcsavarral szilárdan rögzíteni lehessen (hozzá lehessen szorítani).

A **második túlhajtási nyomaték** ($M_{t2}$) akkora, amekkora az alsó alkatrészben képes az anyamenetet kiszakítani, nagyobb, mint akár a becsavarási, akár az első túlhajtási nyomaték.

Ha az alsó alkatrész vastagsága és anyagszilárdsága miatt benne a menet megszakításához szükséges nyomaték nagyobb, mint amekkorát a csavar átvinni képes ($M_{cs}$), akkor a csavar e nyomaték elérése előtt el fog szakadni.

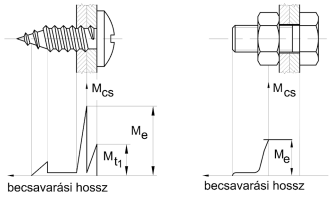
A meghúzási nyomatékkal (M) húzzák meg a lemezcsavart. Ez a nyomaték általában nagyobb, mint a becsavarási és az első túlhajtási nyomaték, de kisebb, mint a második túlhajtási nyomaték, valamint az a nyomaték, amekkorát a csavar egyáltalán átvinni képes.

A csavarral átvihető nyomatékot két értékkel lehet figyelembe venni:

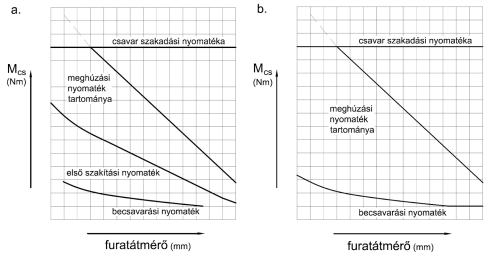
- egy elméletivel, ami nem veszi figyelembe a menet- és a csavarfej alatti súrlódást,
- és egy gyakorlatival, ami a menet- és a fej alatti súrlódás legyőzéséhez szükséges nyomatékkal nagyobb, mint az előző; amennyiben méretezéskor az elméleti átvihető nyomatékkal számolnak, akkor ez akkora biztonságot ad, mint amekkora a két súrlódási nyomaték összege.

A becsavarási nyomaték csavartól függő tényezői: menettűrés, a menetkifutás kialakítása, a csavar anyaga és a felületi minősége. Az összeszorított alkatrészektől függő tényezők: az anyaguk, a vastagság, az előfúrt lyuk mélysége, átmérője és tűrése. Az összeszorított alkatrészektől függő tényezők nagyobb mértékben határozzák meg a nyomatékértékeket, mint a csavaroktól függők.

### 191. ábra - A meghúzási nyomatékok különböző lefutása lemezcsavaroknál és anyás csavarkötéseknél




### 192. ábra - A meghúzási nyomaték tartománya a) ha meghúzáskor a felső lemezen át kell szakítani az anyamenetet, b) ha a felső lemezen átmenő furat van



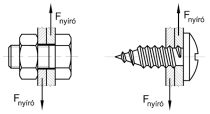

## Lemezcsavarok nyíró igénybevétele

A hagyományos csavarkötések úgy veszik fel a nyíró igénybevételt, hogy meghúzáskor akkora szorítóerőt hoznak létre a kötésben, hogy a keletkező súrlódási erő nagyobb, mint a nyíróerő. Ennek

következtében a csavar és a számára készített furat oldalai nem adnak át egymásnak erőt. Így sem a csavar, sem a furat oldala nincs nyírásnak kitéve.

Mivel lemezcsavarok (193. ábra) számottevő szorítóerőt nem képesek átvinni, a lemezcsavarokkal létrehozott csavarkötések nyíró igénybevételét a csavarok és a lemezbe készített furat oldala veszi fel. Ebben az esetben vagy a csavar, vagy a lemezen a furatoldal tud kisebb nyíró igénybevételt elviselni.

### 193. ábra - A lemezcsavar és anyás csavarkötés nyíró igénybevétele




Helytelen méretezési stratégia, ha a csavar a kisebb terhelhetőségű, ugyanis a merev lemezcsavarok nem képesek kitérni az igénybevétel elöl, és még akkor is, ha a kötést több csavarral hozták létre (a geometriai pontatlanságok, a terhelés egyenetlen eloszlása, a lemezanyag inhomogenitása miatt), a terhelések sem egyenletesen fogják az összes csavart terhelni, ugyanis először a legjobban terhelt csavarok nyíródnak el, majd az összes többi is.

Ha a lemezek nyírási igénybevehetősége kisebb, mint a csavaroké, mivel a lemezanyagok lágyabbak, mint a lemezcsavarok, a túlterhelt lemezrészek rugalmas és rugalmatlan alakváltozással ki tudnak térni a terhelés elől, és ezzel egyre több furatoldal és lemezcsavar fogja felvenni az igénybevételt. Az ezen az elven való méretezéssel a lemezvastagság és lemezszilárdság függvényében meg lehet határozni a szükséges csavarméretet. Ennek egyik módja a számításos, amelyhez a következő tapasztalati képlet szolgál: $F_{nyíró} = 5{,}75\ R_m(t^2 + 0{,}22)$, ahol $F_{nyíró}$ = a lemezanyaggal átvihető határnyíróerő, $R_m$ = a lemezanyag szakítószilárdsága, t = a lemezvastagság.

A 17. táblázatban lemezcsavarok szabványos határnyíróerői találhatók. Méretezéskor olyan csavart kell választani, amelynek határnyíróereje nagyobb, mint a lemezre kapott érték.

| Névleges átmérő | mm | 2,2 | 2,9 | 3,5 | 3,9 | 4,2 | 4,8 | 5,5 | 6,3 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Szakadási nyomaték | Nm | 0,45 | 1,50 | 2,80 | 3,40 | 4,50 | 6,50 | 10,00 | 14,00 |
| Megengedhető nyíróerő | N | 800 | 2000 | 2900 | 3600 | 4200 | 5400 | 7100 | 9200 |
| Megengedhető húzóerő | N | | 2320 | 3360 | | 4180 | 4850 | 6320 | 8300 |

17. táblázat. Lemezcsavarok mechanikai tulajdonságai

## Méretezés húzó igénybevételre

A tiszta húzó igénybevételnek kitett lemezcsavarkötések kétféleképpen mehetnek tönkre: a lemezcsavar elszakad, illetve a lemezben készült anyamenet elnyíródik. A gyakorlat azt mutatja, hogy a lemezcsavar szakadására az esetek elhanyagolhatóan kis része esik (ahol valószínűleg a csavar hőkezelése volt az ok), tehát a kötéspárban húzó igénybevétel esetén feltehetően mindig a lemez a gyengébb. A 17. táblázat ad hozzávetőleges értékeket arra, hogy a különböző lemezcsavarok mekkora húzóerőt képesek felvenni.

## Lemezcsavarok alkalmazási területei

Lemezcsavarokkal 0,5–1,5 mm falvastagságú (acél, rozsdamentes acél, könnyűfém, sárgaréz, egyéb nem vas fémek, fa, műanyagok, gipszkarton, papír, azbesztcement, textil és gumi) alkatrészek köthetők. Az anyamenetet a lemezcsavar vagy vágja vagy alakítja az anyagban.

Célszerű a hozzászorított részben átmenő furatot készíteni, mivel ebben az esetben nem kell ügyelni arra, hogy meghúzáskor az első átszakítási nyomatékot mindenképpen elérjük. Így a meghúzási nyomaték nagyobb biztonsággal a becsavarási és a második átszakítási nyomaték közé tervezhető. Az átmenő furatokat viszont a szerelés előtt kell kifúrni, ami költségnövekedést okoz.

Vékony lemezek esetében könnyen előfordulhat, hogy az alsó (tartó) lemez is a lemezcsavar menetkifutási tartományába kerül, és ezáltal kisebb igénybevételt lesz képes elviselni. Ilyenkor

célszerű a lemezbe készített furatot kihajlítani, mert ezzel egyrészt hosszabb anyamenettel kapcsolódik a lemez, másrészt a kapcsolódás eltolódik a menetkifutástól. Bár a kihajlítás pontatlanabb magátmérőt ad a furatnak, ez a pontatlanság peremezéssel csökkenthető.

Különösen oldhatóra (az újra meghúzhatóra) szánt lemezcsavarkötéseket ajánlatos ilyen, igényesebb módon elkészíteni.

Rugóanyák alkalmazása tovább bővíti a lemezcsavarokkal létrehozott kötések alkalmazhatóságát, mivel a kötés nem szándékolt oldódását messzemenően megakadályozzák, és a lemezanyagok vastagságától, továbbá szilárdságától függetlenül biztosítják a kötés maximális szilárdságát, valamint különböző vastagságú és szilárdságú lemezekhez ugyanolyan lemezcsavarok használatát teszik lehetővé, ezáltal egyszerűbbé válik a szerelés.

# Csavarok meghúzási módszerei

## Kézi meghúzás

Ez a módszer is feltételez valamilyen szerszámot (csavarhúzó, villáskulcs stb.), de ezenkívül már csak a szerelő érzékére hagyatkozik.

Eleve pontatlan módszer, mert általában ilyen meghúzáskor nem is tudatosul a dolgozóban, hogy most mekkora nyomatékra kellene ezt a csavart meghúzni, ehhez mekkora erőkaron mekkora erőt kellene kifejteni, hanem csak a korábbi tapasztalatok alapján, érzésre húz. Ez viszont – bár ez a legelterjedtebb csavarmeghúzási mód, barkácsolásnál nem is áll más rendelkezésre – rendkívül pontatlan akkor is, ha valaki esküszik az érzékére.

A csavarszárban adott értékű húzófeszültséget akarunk létrehozni a meghúzással. Ez a feszültség egyenesen arányos a csavarban ébredő húzóerővel és fordítottan a csavar keresztmetszetével. A csavarban ébredő húzóerő közel lineárisan függ a meghúzási nyomatéktól.

Mivel a csavarmérettel (M6, M8, M10…M20 stb.) négyzetesen nő a csavarkeresztmetszet, a kifejtendő nyomatéknak is négyzetesen kellene nőnie. Ezzel szemben csavarhúzóval vagy dugókulcskészlettel ugyanolyan erőkarral kell négyzetesen növekvő meghúzási nyomatékokat létrehozni, négyzetesen növekvő erőt kifejteni. A villáskulcsok, csillagkulcsok úgy vannak kialakítva, hogy növekvő csavarmérethez/laptávhoz hosszabb szerszámkar is tartozik, de ez a karnövekedés nem négyzetes. Mivel tehát a szükséges és a kifejthető nyomatékot csak legfeljebb egy értékpárnál lehet összhangba hozni, a szerszámokat, átlagos embert és csavart feltételezve, a kézi meghúzáskor leggyakoribb M8-as csavarra méretezték. A kisebb csavarokat ezért – ha nem is mindig szakítjuk meg – hajlamosak vagyunk túlhúzni, a nagyobbakat pedig nem húzzuk meg kellőképpen.

Ennél még nagyobb bizonytalanságot okoz a különböző anyagminőségű (5.6, 8.8, 10.9, 12.9 stb.) csavarok használata, mivel egy 5.6-oshoz képest egy 12.9-es, egyébként ugyanolyan méretű csavart majdnem négyszer akkora nyomatékkal kell meghúzni (szakítószilárdság: 300, illetve 1080 MPa)! Ezért sem szabad túlbecsülni a kézi meghúzást, és különösen nem szabad a szabványos szerszámok (pl. villáskulcs) szárát pl. csődarabbal meghosszabbítani.

## Nyomatékra húzás

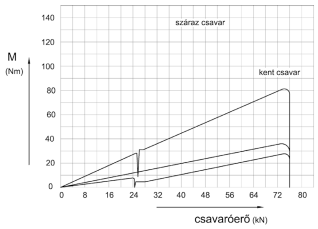
A meghúzási nyomaték (M) és a csavarban ébredő húzóerő (F) közötti pontos összefüggés:

$$M = F\left[\frac{d_k}{2}\mu_f + \frac{\frac{p}{2\pi}}{1-\frac{\mu}{\cos\frac{\alpha}{2}}\cdot\frac{p}{d_2\pi}} + \frac{\frac{d_2}{2}\cdot\frac{\mu}{\cos\frac{\alpha}{2}}}{1-\frac{\mu}{\cos\frac{\alpha}{2}}\cdot\frac{p}{d_2\pi}}\right],$$

ahol M = a meghúzási nyomaték, F = a csavarban ébredő húzóerő, $d_k$ = a fej alatti súrlódási erőkarja, $\mu_f$ = a fej alatti súrlódás tényezője, p = a menetemelkedés, $d_2$ = a menet-középátmérő, $\mu$ = a menetsúrlódási tényező.

**A meghúzási nyomaték kb. 20%-a nyújtja meg a csavart, a meneteken valamivel több, a fej alatt valamivel kevesebb, mint 40% a súrlódási nyomaték.** Ha a súrlódás csökken akkor kevesebb a veszteség, de nagyobb a nyújtás részaránya. A 194. ábrán a meghúzási nyomaték alakulása a csavarerő függvényében látható. A diagramból megállapítható, hogy kent csavarnál kisebb nyomatékkal nagyobb csavarerőt lehet elérni, és a meghúzási nyomaték egyenesen arányos a csavarerővel, a menetsúrlódással és a fej alatti súrlódási ellenállással.

### 194. ábra - A meghúzási nyomaték alakulása a csavarerő függvényében




Látható továbbá, hogy a meghúzást a száraz csavarnál 55 és 68 Nm-nél, kent csavarnál 28 Nm-nél megszakították (pl. átfogtak), és a meghúzási folyamat megszakítása esetén a továbbhúzáshoz nagyobb nyomatékra van szükség, mint amekkora a megszakítás pillanatában hatott (mivel ebben az esetben a csúszó helyett az ennél nagyobb nyugvó súrlódás hat), valamint a nyugvó és a csúszó súrlódás között kisebb a különbség kent csavarnál, végül, hogy a fej alatti súrlódást a kenés (ebben az esetben) nem csökkentette.

## Meghúzás szögelfordítás alapján

Ha az előfeszített csavarkötést egy bizonyos szöggel tovább húzzuk, akkor a hatására kialakuló deformáció (a csavar nyúlása és az összeszorított részek összenyomódása) úgy fog a menetemelkedéshez aránylani, mint ahogy az elfordítási szög aránylik a 360°-hoz (mivel az elfordítás és a tengelyirányú elmozdulás egyenesen arányos). Ez a deformáció a csavarkötés eredő merevségének megfelelő előfeszítőerő-növekedést okoz.

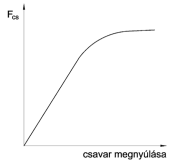
Adott előfeszítő erőből kiindulva (a menetemelkedés ismeretében) ezért ehhez képest bármely más előfeszítő erő eléréséhez szükséges elfordítási szöget meg lehet határozni. A módszer előnye, hogy szögmérésen alapul, és nem függ a súrlódástól. Problémát az okoz, hogy a kiindulási állapotot csak bizonyos pontossággal tudjuk elérni, így a módszert egyrészt a szögmérés pontossága, másrészt a kiindulási állapot elérésének pontossága minősíti. Általában kis értékű meghúzásinyomaték-szükséglettel definiálják a szögrehúzás kezdőpontját, vagyis azt a pontot célszerű minél jobban megközelíteni, ahol a csavar „üres” behajtása véget ér (akkor is le kell győzni egy kis ellenállást, ha a csavar még nem feszül) és a nyomatékgörbe az elfordulás függvényében elkezd meredeken emelkedni.

## Nyúláshatárra húzás

Már tárgyaltuk, hogy a csavarerő és a csavarmeghúzási nyomaték hogyan függ össze. Ha az összes tényezőt (súrlódás, merevség, geometria) állandónak tekintjük, akkor a csavarerő és a meghúzási nyomaték között lineáris az összefüggés. Mivel az csavarerő és a csavar megnyúlása közti összefüggést a csavar anyagának szakítódiagramja adja, a csavar megnyúlása és a meghúzási nyomaték között is a szakítógörbének megfelelő összefüggés lesz. A nagy szilárdságú csavarok anyaga is nagy szilárdságú, ezért szakítódiagramjaik is lineáris szakasszal indulnak, majd folytonosan görbébe mennek át, és egy maximum után visszahajlanak (szakadás).

Ha tehát addig húzzuk a csavart, amíg túl nem jutunk a lineáris szakaszon, akkor valamennyi maradó alakváltozást is létre hozunk. Ezért együtt kell mérni a csavar nyúlását (pl. hosszváltozást) és a meghúzási nyomatékot, és ha a kettő differenciálhányadosa eltér az állandó értéktől, akkor meg kell állítani a meghúzást. A módszer pontossága a nyomaték- és nyúlásmérés pontosságától függ, valamint attól, hogy milyen gyorsan állítja le a vezérlőjel a folyamatot. Ez a módszer igényes és drága, de nagy pontosságot lehet vele elérni.

### 195. ábra - Csavar nyúláshatárra húzása




## Meghúzás ütve csavarozóval (impulzusos csavaróval)

Kézzel nem lehet egy csavart nagyobb nyomatékra meghúzni, mint amekkorát a dolgozó ki tud fejteni. A kifejthető nyomaték pl. a villáskulcsra húzott csőtoldattal maximum kb. megötszörözhető, de ez nem elfogadható, sőt tilos megoldás! A többorsós csavarbehajtók, amelyek egyszerre több csavart húznak meg, erőhatás szempontjából kifelé semlegesek, mivel az egyes orsók egyidejűleg meg is támasztják a berendezést. Különben a csavarbehajtóknál külön megtámasztásról kellene gondoskodni.

Ha viszont a meghúzási nyomatékot sok gyors és apró impulzus formájában fejtjük ki, akkor a berendezés tömegtehetetlensége miatt nem keletkezik reakcióerő. Termelékenység, egyszerűség és a dolgozó kímélése szempontjából is kedvező az ütve csavarozó, de éppen azért, mert letompítja a reakcióerőt, nehéz ezzel a módszerrel a csavarban ébredő erőt szűk határok közt tartani. Ez az egyik legpontatlanabb módszer, viszont gyors és kényelmes.

# Csavarkötések kialakítása acélszerkezetekben

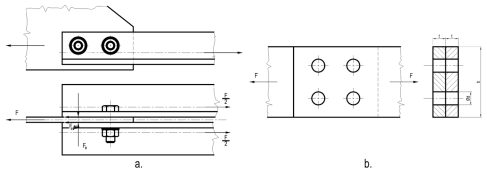
Az acélszerkezeteket gyakran szállíthatóságuk, egyszerűbb összeszerelhetőségük miatt részekből készítik, ezeket a rendeltetési helyen csavarokkal kötik össze. Leggyakrabban három kötésfajtát alkalmazunk: rúd-, nyomatékkal terhelt csomópont- és konzolcsatlakozást.

## Húzó- (nyomó-)erővel terhelt rúdcsatlakozás

Csavarkötések a terhelő erő nagy részét vagy egészét a lemezek, rudak között ébredő súrlódással viszik át. A kötést azonban nyírásra és felületi nyomásra is ellenőrizzük: $\tau_{nyító} = \frac{F}{zmA} \leq \tau_{nyítómeg}$, illetve $p = \frac{F}{zdt_{min}} \leq p_{meg}$, ahol F = az átvitt erő (a rúdban ható erő), A = az orsó keresztmetszete, illetve illesztett szárú csavaroknál a furat keresztmetszete, z = a csavarok száma, m = a nyírt keresztmetszetek száma, átlapolt kötésnél m = 1, hevederes kötésnél m = 2, d = az orsó, illetve illesztett szárú csavaroknál a furat átmérője, $t_{min}$ = a kötés legvékonyabb lemezvastagsága.

A rudat a gyengített keresztmetszetben támadó feszültség szerint ellenőrizzük: $\sigma_{húzó} = \frac{F}{A_{legyengített}} \leq \sigma_{húzómeg}$ és $A_{legyengített} = A - dtz = bt_{min} - dtz$, ahol A = a teljes keresztmetszet, b, d, t = a 196. ábra szerinti méret.

### 196. ábra - Csavarkötés – rúdcsatlakozás

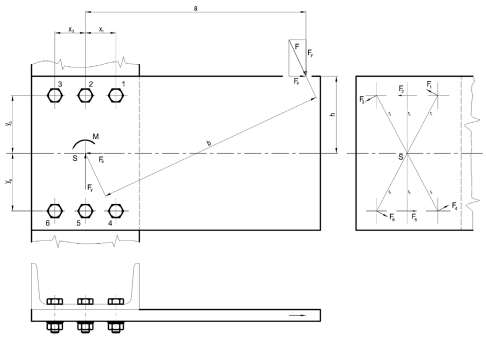



## Nyomatékkal terhelt csomópont

A külső terhelőerőt a csavarelrendezés súlypontjától $x_i$, $y_i$ távolságban elhelyezkedő csavarok viszik át (197. ábra). Az F erő a súlyponttól b karon hat. Míg az F erő összetevőinek $F_y$, $F_x$ elmozdító

hatása a csavarokra egyenletes: $F_{1x} = F_{2x} = \ldots = F_{nx} = \frac{F_x}{z}$, illetve $F_{1y} = F_{2y} = \ldots = F_{nx} = \frac{F_y}{z}$ az $M = Fb = F_x h + F_y$ a nyomaték hatására a súlyponttól legtávolabbra eső csavar szenvedi a legnagyobb terhelést. Feltételezzük ugyanis, hogy a csatlakozó szerkezeti elemek a csavarelrendezés súlypontja körül fognak elfordulni.

### 197. ábra - Csavarkötés – nyomatékkal terhelt csomópont



A nyomatékok egyensúlya a súlypontban: $\sum_{i=1}^{n} M_i^{(S)} = 0 = F_1 r_1 + F_2 r_2 + \ldots + F_n r_n - M.$

Feltételezzük továbbá, hogy a csavarokban ébredő reakcióerők arányosak a súlyponttól mért távolságukkal. Bevezetve, hogy a $F_2 = F_1 \frac{r_2}{r_1}$, $F_3 = F_1 \frac{r_3}{r_1}$, …, $F_n = F_1 \frac{r_n}{r_1}$, nyomaték pedig $M = F_1 \frac{r_1^2}{r_1} + F_1 \frac{r_2^2}{r_1} + \ldots + F_1 \frac{r_n^2}{r_1} = \frac{F_1}{r_1} \sum_{i=1}^{n} r_i^2$, így a súlyponttól legtávolabbra eső csavarra ható tangenciális irányú erő: $F_{max} = \frac{Mr_{max}}{\sum_{i=1}^{n} r_i^2} = \frac{Mr_{max}}{\sum_{i=1}^{n} (x_i^2 + y_i^2)}$.

A külső terhelőerő leggyakrabban $F_x$ és $F_y$ összetevőivel van megadva. A csavarelrendezés súlypontjától legtávolabbra eső csavarra (csavarokra) az egyenletesen eloszlott elmozdító erőkön kívül a nyomatékhatásból származó, maximális tangenciális irányú erő is hat. A csavarra ható erők összetevői tehát:

$$F_{x\acute{o}s} = F_{max} \frac{y_{max}}{r_{max}} + \frac{F_x}{z} = \frac{My_{max}}{\sum_{i=1}^{n} (x_i^2 + y_i^2)} + \frac{F_x}{z}$$ és

$$F_{y\acute{o}s} = F_{max} \frac{x_{max}}{r_{max}} + \frac{F_y}{z} = \frac{Mx_{max}}{\sum_{i=1}^{n} (x_i^2 + y_i^2)} + \frac{F_y}{z}.$$

Ebből az eredő terhelőerő:

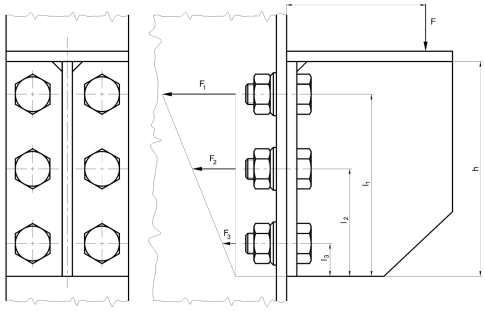
$$F_{eredő} = \sqrt{F_{x\acute{o}s}^2 + F_{y\acute{o}s}^2}.$$

Ezzel az eredő erővel ellenőrizzük a csavart nyírásra és felületi nyomásra.

# Konzolcsatlakozás

Konzol típusú csatlakozásoknál a csavaroknak a csúsztató- (az alkatrészeknek egymáson való elcsúszását létrehozó) erőkön kívül $M_h = Fa$ hajlítónyomaték hatását is fel kell venniük (198. ábra). A csúsztató hatást a csavarok egyenletesen, nagyrészt súrlódásos kötésként veszik fel. A megcsúszás veszélye miatt a csavarokat nyírásra és felületi nyomásra ellenőrizzük.

**198. ábra - Csavarkötés – konzolcsatlakozás**



Az F erő hatásától a konzol alsó részében levő csavarok nyomásnak, a felső részében lévők húzásnak vannak kitéve.

A nyomatékegyensúlyból következik, hogy $M_h = Fa = F_1l_1 + F_2l_2 + \ldots + F_nl_n$.

A legnagyobb húzóerőnek kitett z számú csavart célszerű ellenőrizni: $\sigma_h = \frac{F_{max}}{A_c} \le \sigma_{hmeg}$, a legnagyobb csavarerő pedig $F_{max} = \frac{M_h}{z} \cdot \frac{l_1}{l_1^2 + l_2^2 + \ldots + l_n^2}$.

# Mozgatóorsók

A mozgatóorsók olyan szerkezetek (mechanizmusok), amelyekkel **a forgó mozgást egyenes vonalú mozgássá, ritkábban az egyenes vonalú mozgást forgó mozgássá alakítjuk.** Emellett az orsóban nagy tengelyirányú erőt ébresztünk. Leggyakoribb alkalmazásai: csavaros emelők, orsós sajtógépek, tárcsalehúzó készülékek, megmunkálógépek vonóorsói, precíz kivitelű mérőeszközelemek stb.

Az orsókon a kisebb súrlódási tényező miatt gyakran alkalmazunk nem szabványos laposmenetet, de leginkább trapéz-, illetve egyirányú terhelésnél fűrészmenetet.

# Előzetes számítás az orsómenet kiválasztásához

Rövid mozgatóorsóknál, ahol nem áll fenn a kihajlás veszélye, a menetorsó magátmérőjét előzetesen a nyomó- vagy húzófeszültség megengedett értéke alapján választjuk. Az **orsómenet magkeresztmetszete:** $A \ge \frac{F}{\sigma_{nymeg}}$.

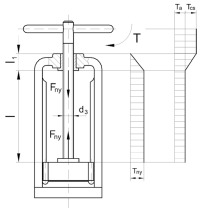
A megengedett nyomó-, illetve húzófeszültséget nyugvó terhelésnél $R_{eH}/1{,}5$, lüktető terhelésnél $\sigma_{hA0}/2$ és változó terhelésnél $\sigma_{hA\text{-}1}/2$ értékkel vesszük figyelembe. **A hosszú orsókat, nyomó igénybevétel esetén, kihajlásra is ellenőrizzük.** Euler kihajlási egyenletéből a csavarorsó magátmérője: $d_3 = \sqrt[4]{\frac{64FSl_0^2}{\pi^3 E}}$.

Az S biztonsági tényező célszerű nagysága: 6…8. Az $l_0$ az orsó kihajlási mód szerinti számítási hossza. A vezetett csavarorsóknál az Euler-kihajlás 3. módjának megfelelően $l_0 = 0{,}7\,l$. Szabványokból a legközelebbi nagyobb magkeresztmetszetű, illetve magátmérőjű csavarmenetet választjuk. Az így kiválasztott csavarorsót szilárdságra és kihajlásra ellenőrizzük.

# Ellenőrzés szilárdságra

A mozgatóorsók nyomáson és húzáson kívül csavarással is terhelve vannak. A 199. ábrán látható elrendezésnél a tengelyirányú F erő az anyamenettől az orsó lábcsapágyáig hat.

### 199. ábra - Mozgatóorsó szerkezet



A forgatónyomatékot a menettől a mozgatókarokig értelmezzük. A támasztásnál keletkező súrlódási nyomaték az egész orsót terheli. A csavarásnak kitett részt a megengedett csavarófeszültséggel hasonlítjuk össze: $\tau = \frac{T}{K_p} \le \tau_{csmeg}$.

A T csavarónyomaték a csavarmenetben fellépő súrlódás következménye. A támasztásban keletkező nyomatéktól a méretezéskor eltekinthetünk. Ezek szerint: $T = F\frac{d_2}{2}\mathrm{tg}(\psi \pm \rho'),$ ahogy ezt korábban már tárgyaltuk.

A nyomott (esetenként húzott) részben ébredő feszültség: $\sigma_{ny} = \frac{F}{A_3} \le \sigma_{nymeg}$.

Más esetekben a mozgatóorsó lehet összetett terhelésű is, ekkor egy redukált feszültséget határozunk meg: $\sigma_r = \sqrt{\sigma_{ny}^2 + 3(\alpha_0 \tau_c)^2} \le \sigma_{nymeg}$, ahol lüktető terhelésnél $\alpha_0 = 1$, különben $\alpha_0 = 0{,}7$.

# Ellenőrzés kihajlásra

Hosszú mozgatóorsókat nyomó igénybevétel esetén kihajlásra is ellenőrizzünk. Először az orsó karcsúsága szerint eldöntjük, hogy Euler (elasztikus kihajlás), vagy Tetmajer (nem elasztikus kihajlás) összefüggéseit alkalmazzuk. Az orsó karcsúsági foka: $\lambda = \frac{l_0}{i},$ ahol $i = \sqrt{\frac{I}{A_3}} = \frac{d_3}{4}.$

Ha pl. az S235 acéloknál $\lambda \ge 105$, illetve S355 és E335 acéloknál $\lambda \ge 89$, akkor Euler szerint a kritikus kihajlási feszültség: $\sigma_{krit} = \frac{E\pi^2}{\lambda^2}.$

Kisebb karcsúságoknál (S235 acéloknál), ha $\lambda < 105$, akkor Tetmajer szerint a kritikus kihajlási feszültség: $\sigma_{krit} = 310 - 1{,}14\,\lambda$, illetve nagyobb szilárdságú acélok esetében ha $\lambda < 89$, akkor $\sigma_{krit} = 335 - 0{,}62\,\lambda$.

Ezután megállapítjuk a kihajlás elleni biztonságot: $S = \frac{\sigma_{krit}}{\sigma_{ny}},$ illetve $S = \frac{\sigma_{krit}}{\sigma_{nd}}.$

Méretezésünk akkor elfogadható, ha ez az érték elasztikus kihajlásnál 3…6, nem elasztikus kihajlásnál pedig 4…2 között adódik.

# Ellenőrzés felületi terhelésre (nyomásra)

Az orsó- és az anyamenet közelítőleg körgyűrű felületen érintkezik egymással. A teljes felület ($A_{menet}$) az anya magasságától, illetve a menetek számától függ:

$$A_{menet} = z\left(\frac{\pi d^2}{4} - \frac{\pi D_1^2}{4}\right).$$

A menetekben fellépő nyomás, ha a terhelés a meneteken egyenletesen oszlik el: $p = \frac{F}{A_{menet}} \leq p_{meg}$.

A kötőcsavarokkal ellentétben a mozgatóorsóknál a sebességet is figyelembe kell vennünk, vagyis a megengedett felületi terhelés az anyagtól és a kerületi sebességtől is függ. Acélorsónál, öntöttvas anyánál pl. (0,1…0,2) m/s kerületi sebességnél a megengedett felületi nyomás $p_{meg}$ = (2,0…4,0) MPa, bronzanyánál pedig $p_{meg}$ = (3,0…6,0) MPa.

# A mozgatóorsó hatásfoka

A forgó mozgás egyenes vonalúra változtatásánál a mozgatóorsó hatásfoka, ha a mozgás erő ellenében hat: $\eta_{\uparrow} = \frac{\operatorname{tg}\psi}{\operatorname{tg}(\psi + \rho)}$, ha pedig a mozgás az erő irányába történik: $\eta_{\downarrow} = \frac{\operatorname{tg}(\psi - \rho)}{\operatorname{tg}\psi}$.

Mivel a mozgatóorsók általában önzárók, az összefüggés azonos a kötőcsavarokéval, a hatásfok optimuma pedig az önzárás határesetében ($\psi = \rho$), ún. tehermentesítéskor, vagyis erő ellenében történő mozgatás esetén $\eta_{opt} = \frac{1}{2} - \operatorname{tg}^2\psi < 50\%$.

# 3. fejezet - Csővezetékek és armatúrák

A 3. fejezetben alkalmazott jelölések

| | |
|---|---|
| F | erő, erőkötés [N] |
| α | félkúpszög [°] |
| M | nyomaték [Nm] |
| $F_s$ | súrlódási erő [N] |
| m | súrlódási tényező |
| μ | nyomás [MPa] |
| d | átmérő [mm] |
| ρ | súrlódási félkúpszög [°] |
| ρ’ | horonyhatás miatt megnövekedett súrlódási félkúpszög [°] |
| s | cső falvastagság [mm] |
| c | járulék (falvastagság korrigálásra) [mm] |
| δ | járulék (falvastagság korrigálásra) [mm] |
| $\sigma_m$ | cső anyagára megengedhető feszültség [MPa] |
| $d_n$ | névleges csőátmérő [mm] |
| p | csőben uralkodó nyomás [bar] |
| $d_2$ | közepes menetátmérő [mm] |
| d, D | csövezetés átmérője [mm] |
| σ, f | csővezetékben ébredő feszültségek, megengedett feszültségek [MPa] |
| B | csőívek falvastagságát meghatározó alaktényező |
| α | lineáris hőtágulási együttható [1/°C] |

# Csővezetékek kialakításának elméleti alapjai

A **csővezetékek** különböző folyadékok, gőzök és gázok – általánosabb megfogalmazásban **ömleszthető anyagok – szállítására, továbbítására szolgálnak,** míg bizonyos esetekben ezen túlmutató funkciókat (hőcserélők, nyomásmérési megoldások stb.) is betölthetnek. Az egyenes csővezetékdarabok különböző idomokkal (ívelt könyökelemek, elágazások, csatlakozások), szerelvényekkel (elzáró- és szabályzóelemek), tartályokkal és más nyomástartó edényekkel, illetve kiegészítő berendezésekkel összekapcsolva összetett rendszert alkothatnak. Az ilyen műszaki megoldások méretezése különös gondosságot igényel, hiszen az egyes elemek és kapcsolataik meghibásodása az egész rendszer üzemzavarához vezethet, a szállított közeg sajátosságaitól függően akár katasztrófát is okozhat. A tervezés során az igénybevételek pontos meghatározása érdekében figyelembe kell venni a rendszerben továbbított anyag fizikai és kémiai jellemzőit, áramlástechnikai paramétereit.

A **csővezetékek** és a nyomástartó edények **méretezésének menetét** meghatározó eljárásokat alapelveikben jelentős hasonlóságot mutató **szabványokban rögzítették.** E fejezetben ezért elsősorban a csövek kialakításával kapcsolatos elméleti ismeretanyag összefoglalására kerül sor. Ugyanakkor a megfelelő szabványi hivatkozások megadásával az egyes megközelítések könnyen kiterjeszthetők és adaptálhatók a nyomástartó edények szélesebb körének elemzésére is.

A **csővezeték-rendszerek ábrázolására** gyakran egyszerűsített formában (sematikusan, jelképi elemek megadásával) kerül sor. Bonyolultabb térbeli összeállítások esetében ezért korábban kicsinyített méretarányú makettek készítésére is sor került. Manapság ezt a funkciót a korszerű

gépészeti tervező szoftvercsomagok speciális csővezetékekre szakosodott moduljai látják el. A csővezetékek ábrázolásával kapcsolatos információkat az MSZ EN ISO 4067-1 (MSZ EN ISO 6412) szabvány tartalmazza.

# Csővezetékekkel kapcsolatos alapfogalmak, anyagválaszték

A csővezetékek tervezésével és kialakításával kapcsolatos leglényegesebb **alapfogalmak** egyike a névleges átmérő (DN). Definícióját és a csővezeték elemek összekapcsolhatóságát biztosító átmérők meghatározását az MSZ EN ISO 6708-2000 szabvány az adja meg.

Az MSZ 2873 szabvány a csővezetékekben alkalmazható névleges, üzemi és próbanyomást definiálja. Ennek megfelelően a **névleges nyomás** az a legnagyobb nyomás, amelyre a csővezetékelemek 20 °C hőmérsékleten tartósan igénybe vehetők. A névleges nyomás adott számsoron alapuló lehetséges értékeit a szabvány tartalmazza. Az **üzemi nyomás** az a legnagyobb túlnyomás, amelyen egy adott névleges nyomású csővezeték-rendszer üzemi hőmérsékleten tartósan működtethető. A **próbanyomás** az a túlnyomás, amellyel a rendszer tömítettségét vizsgálják. Az eljárás pontos módját és körülményeit a jelzett szabvány tartalmazza.

A csővezetékeket lehetnek:

Fém alapanyagúak:

- acél (acélötvözet),
- öntöttvas,
- réz (rézötvözet),
- alumínium (alumíniumötvözet),
- ólom,

és nem fém alapanyagúak:

- polivinil-klorid (PVC, PVC-U),
- polietilén (PE, PE-X),
- hőre keményedő, üvegszál erősítésű műanyag (GFRP),
- gumi,
- azbesztcement,
- beton, vasbeton,
- egyéb, rideg alapanyagú csövek (üveg, kerámia stb.).

# A csővezetékek hidraulikai méretezése

A csővezetékek belső átmérőjét a **szállított közeg áramlási jellemzői,** illetve a hálózat kialakításának költségelemzésén alapuló optimalizáció eredményeként határozzuk meg. Minden csőhálózat esetében követelmény, hogy a szállított közeget a rendszer minden pontjába megfelelő mennyiségben és az előírt nyomáson eljuttassa. A működés közben fellépő áramlási-súrlódási veszteségek és így az üzemeltetési költségek szempontjából a nagyobb átmérők alkalmazása az előnyösebb. A **csőkeresztmetszet** növelésének azonban határt szab a gyártási, előállítási költségek növekedése. Az optimális megoldást átgondolt hidraulikai méretezési eljárással találhatjuk meg.

Legyen a tervezésbe vont csőszakaszon szállított **közeg tömegárama** Q. A kontinuitási feltételből adódóan:

$$Q = A \cdot v \cdot \rho = \frac{d^2 \pi}{4} \cdot v \cdot \rho \, [\mathrm{m^3/s}],$$

ahol

A = a csővezeték áramlási keresztmetszete [$m^2$],

d = a csővezeték belső átmérője [m],

v = a közepes áramlási sebesség [m/s],

ρ = a közeg sűrűsége [$kg/m^3$].

Ebből a csővezeték minimális belső átmérője:

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{v \cdot \rho \cdot \pi}} \text{ [m]}.$$

Az áramló **közeg közepes sebességét** gyakran tapasztalati adatok, illetve a tervezési segédletekben megadott értékek alapján, a szállított közeg minőségének megfelelően választjuk.

A szállítási sebességek szokásos értékeit szakirodalmi adatok alapján a 18. táblázat tartalmazza. A megállapított elméleti belső átmérőt ($D_i$) célszerű a legközelebbi szabványos értékre kerekíteni.

| A szállított közeg megnevezése | A csővezeték alkalmazási területe | Közepes áramlási sebesség [m/s] |
|---|---|---|
| Víz | nyomóvezetékek | 1–7 |
| | vízművek hálózatai | 0,6–3 |
| | hűtővízrendszerek | 0,6–2 |
| Gőz | 10 bar nyomásig | 15–20 |
| | 10–40 bar nyomás között | 20–40 |
| | 40 bar nyomás felett | 40–70 |
| Gáz | gáztartási gázvezeték | 0,4–1 |
| | gáztávvezetékek | 25–60 |
| | gázerőművi vezetékek | 20–35 |
| Levegő | sűrítettlevegő-hálózat | 20–25 |
| Olaj | távvezetékek (benzin, gázolaj) | 1,5–5 |
| | kenőolaj-vezeték | 0,5–1 |
| | nehézolaj | 0,5–1,5 |

18. táblázat. Néhány jellegzetes csővezetéktípus tervezésekor ajánlott közepes áramlási sebesség

A csővezetékben **szállított közeg** az áramlás során **súrlódik,** veszít energiájából. Ennek a veszteségnek a meghatározása a hidraulikai tervezés fontos lépése, hiszen a rendszer működtetéséhez szükséges áramlástani gépeket (pl. szivattyúkat) ennek figyelembevételével kell megválasztani. Az egyenes, kör keresztmetszetű csőben áramló viszkózus (belső súrlódással rendelkező) anyag sebessége a vezeték falának környezetében zérus, attól távolodva fokozatosan nő, és maximumát a keresztmetszet középvonalában éri el. (Nem szimmetrikus csővezetékelemeknél (könyökök, elágazások, szerelvények környezetében) az áramlási kép nem ilyen szimmetrikus, de jellegét tekintve hasonló.

Az egyenes csőben kialakuló sebességeloszlás konkrét formáját az áramló közeg anyagjellemzője (kinematikai viszkozitása, ν [$m^2/s$]), a keresztmetszet nagysága (d [m]) és az átlagos sebesség (v [m/s]) határozza meg. Ezek alapján a fizikából jól ismert Reynolds-szám ($R_e$), amely mértékegység nélküli áramlástani jellemző:

$$R_e = \frac{v \cdot d}{\nu}.$$

Kísérletek igazolták, hogy amennyiben $R_e < R_{e\ krit} = 2320$, a csővezetékben az áramlás sebességeloszlása parabolikus, és a folyadékrészecskék egymással, valamint a cső tengelyével párhuzamos áramvonalak mentén mozognak. Ezt az állapotot lamináris áramlásnak nevezzük. Amennyiben $R_e$ értéke meghaladja a kritikus értéket, az áramlás keveredetté válik, a részecskék a csővezeték tengelyére merőlegesen is elmozdulnak, és kialakul a turbulens közegáram. A **turbulencia** esetében a sebesség eloszlása egyenletesebb, ugyanakkor nőnek a súrlódásból fakadó veszteségek.

Az l hosszúságú és d belső átmérőjű, egyenes csővezetékben kialakuló veszteségek következtében fellépő **nyomásesés:**

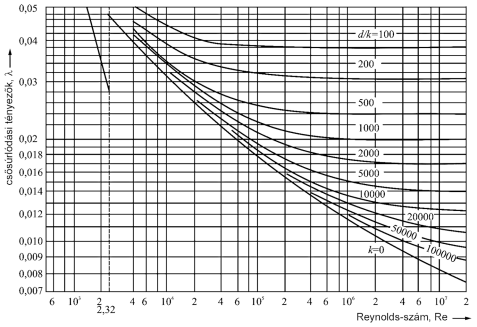
$$\Delta p = \lambda \frac{l}{d} \rho \frac{v^2}{2} \text{ [Pa].}$$

Az összefüggésben ρ az áramló közeg sűrűsége [kg/m$^3$], míg λ dimenzió nélküli jellemző, az ún. csősúrlódási szám (tényező). A λ értéke lamináris áramlás:

$$\lambda = \frac{64}{R_e}.$$

Turbulens áramláskor a csősúrlódási számot empirikus összefüggések, illetve laboratóriumi kísérletek eredményeit integráló nomogramok alapján határozhatjuk meg (200. ábra).

### 200. ábra - A λ csősúrlódási szám alakulása a Reynolds-szám, illetve a d/k paraméter függvényében (ahol k a csövek belső átlagos felületi érdessége [m




)]

A csővezetékrendszerek nem csak egyenes szakaszokból épülnek fel, gyakran tartalmaznak különböző idomokat, elzáró- és szabályozószerelvényeket (pl. szűkítőket, könyököket és elágazási idomokat, szelepeket, csapokat stb.). A nyomásesés ezeknél a csővezetékelemeknél is fellép:

$$\Delta p_j = \xi_j \frac{v^2 \rho}{2} \text{ [Pa],}$$

ahol $\xi_j$ = a j-edik csővezeték elem ellenállás-tényezője (19. táblázat).

| Csőszerelvény, idom | Ellenállás-tényező, ξ |
|---|---|
| Egyenes szelep | 3,9–4,5 |
| Ferde szelep | 0,6–1 |
| Sarokszelep | 3–6,5 |
| Tolózár | 0,05–0,1 |
| Visszacsapó szelep | 3,0–5,0 |
| 45°-os könyök | 0,07–0,1 |
| 90°-os könyök | 0,11–0,14 |

19. táblázat. Néhány csővezetékelem ellenállás-tényezője

Felhasználva a korábbi összefüggéseket, az n egyenes szakaszból és m különböző szerelvényből álló vezetékrendszerben fellépő veszteségekből fakadó nyomásesés:

$$\Delta p_{össz} = \left( \sum_{i=1}^{n} \lambda_i \frac{l_i}{d_i} + \sum_{j=1}^{m} \xi_j \right) \frac{v^2 \rho}{2} \text{ [Pa].}$$

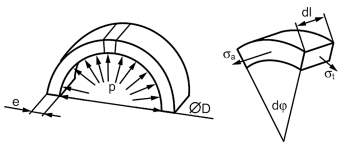
# Csővezetékek szilárdsági számításai

A **csövek falvastagságának meghatározása** alapos szilárdságtani elemzést igényel. Ennek során a szállított közeg nyomását, a hőmérsékleti viszonyokat, illetve az egyéb környezeti hatásokat kell figyelembe venni.

A csővezetékeknél és a nyomástartó edényeknél a leggyakrabban azzal a feltevéssel élhetünk, hogy a szerkezet falvastagsága az átmérőhöz képest kicsi, így a szerkezet héjként (forgáshéjként, illetve egyszer vagy kétszer görbült héjként) modellezhető.

A kör keresztmetszetű cső (vagy hengeres tartály) belső átmérője legyen D, a szerkezet falvastagsága e, a belső túlnyomás pedig p. Amennyiben a geometriai méretekre fennáll, hogy D/e > 20, akkor a szerkezetet **egyszer görbült héjszerkezetnek** tekinthetjük (201. ábra).

## 201. ábra - Belső túlnyomással terhelt csővezeték terhelési viszonyai




Az egyszer görbült héjban **érintő irányú** (tangenciális, $\sigma_t$) és **tengely irányú** (axiális, $\sigma_a$) **feszültségek** lépnek fel. Ezek meghatározása érdekében a vékony falú csőből képzeletben emeljünk ki egy dl hosszúságú gyűrűt, és ebből származtassuk a dϕ középponti szöghöz tartozó palástelemet. Az egyensúly feltételeként – a 201. ábra jelöléseit felhasználva – felírható, hogy

$$2e \cdot \sigma_t \cdot dl \cdot \sin\frac{d\varphi}{2} = p \cdot \frac{D}{2} \cdot d\varphi \cdot dl.$$

Figyelembe véve, hogy a dϕ szög nagyon kicsi, így szinusza megközelítőleg magával a szöggel egyenlő:

$$e \cdot \sigma_t = p \cdot \frac{D}{2}.$$

Így az ébredő tangenciális feszültség:

$$\sigma_t = \frac{p \cdot D}{2 \cdot e}.$$

Az összefüggést a gyakorlatban **„kazánformulának”** nevezik, és mint látni fogjuk, a méretezés alapjául szolgál a csővezetékek esetében is, hiszen az axiális feszültség a tangenciális igénybevételnek csupán a fele. Ennek bizonyítására képzeljük el, hogy a csővezetéket a végeinél lezárjuk, és ekkor a belső nyomásból fakadóan $F_a$ axiális erő terheli a szerkezetet:

$$F_a = p\frac{D^2\pi}{4}.$$

Ez a terhelés a Dπ kerületű e vastagságú keresztmetszetet húzásra veszi igénybe. Így a feszültség:

$$\sigma_a = \frac{F_a}{A} = \frac{p\frac{D^2\pi}{4}}{D \cdot \pi \cdot e} = \frac{p \cdot D}{4 \cdot e}.$$

Az **érintő irányú igénybevétel tehát kétszerese az axiális feszültségnek.** (Ezzel a törvényszerűséggel magyarázható az a jelenség, amikor a műanyag fóliába csomagolt virsli a főzés hatására mindig „alkotóirányban” hasad fel.)

A csővezeték belső falánál kiválasztott, egységnyi oldalhosszúságú ún. elemi hasábfőfeszültségek:

$$\sigma_1 = \sigma_t = \frac{pD}{2e}, \qquad \sigma_2 = \sigma_a = \frac{pD}{4e} \quad \text{és} \quad \sigma_3 = \sigma_r = -p.$$

Mohr szerint a redukált feszültség:

$$\sigma_{red} = \sigma_1 - \sigma_3 = \frac{Dp}{2e}\left(1 + \frac{2v}{D}\right) \approx \frac{Dp}{2e}.$$

Vagyis a csővezetékek, illetve egyéb vékony falú nyomástartó edények méretezésére használt kazánformula:

$$\sigma_{red\,max} \approx \frac{Dp}{2e} \leq f,$$

ahol f = a tervezés során megengedhető feszültség.

# Fém alapanyagú csövek méretezésének és kialakításának speciális szabályai

A fém alapanyagú csövek és csővezeték-rendszerek kialakítására és méretezésének eljárására vonatkozó általános szabályokat az MSZ EN 13480 szabványcsoport foglalja össze („Fémből készült ipari csővezetékek”). E szabványcsoportot és néhány egyéb, fontosabb vonatkozó hatályos szabvány egyes fejezeteinek tartalmi elemeit a 20. táblázat tartalmazza.

| Szabvány megjelölése | A szabvány tematikája |
|---|---|
| MSZ EN 13480-1-2002 | Fémből készült ipari csővezetékek. 1. rész: Általános követelmények |
| MSZ EN 13480-2-2002 | Fémből készült ipari csővezetékek. 2. rész: Anyagok |
| MSZ EN 13480-3-2002 | Fémből készült ipari csővezetékek. 3. rész: Tervezés és számítás |
| MSZ EN 13480-4-2002 | Fémből készült ipari csővezetékek. 4. rész: Gyártás és szerelés |
| MSZ EN 13480-5-2002 | Fémből készült ipari csővezetékek. 5. rész: Vizsgálatok |
| MSZ EN 13480-6-2005 | Fémből készült ipari csővezetékek. 6. rész: Földbe fektetett csővezetékek kiegészítő követelményei |
| MSZ EN 13480-7-2002 | Fémből készült ipari csővezetékek. 7. rész: Útmutató a megfelelőségigazoló eljárásokhoz |
| MSZ EN ISO 6412-1-3:2003 | Műszaki rajzok. Csővezetékek egyszerűsített ábrázolása |
| MSZ EN ISO 6708:2000 | Csővezetéki elemek. A DN (névleges átmérő) fogalom meghatározása és kiválasztása |
| MSZ 2873:1986 | Csővezetékek névleges, üzemi és próbanyomása |
| MSZ 2874:1984 | Ipari szerelvények általános műszaki előírásai |

20. táblázat. A fém alapanyagú csővezeték-rendszerek kialakításával kapcsolatos fontosabb szabványok összefoglalása

A szabvány szerint a tervezés során számos, a csővezeték élettartalma szempontjából jelentőséggel bíró terhelést kell figyelembe venni. Ezek:

- a külső és/vagy belső nyomás,
- a hőmérsékleti viszonyok,
- az önsúly és töltetsúly,
- a klimatikus hatások (pl. hó-, szélterhelés),
- a szállított közeg dinamikája,
- a rezgések,
- a természetes, illetve mesterséges környezet esetleges elmozdulásai.

E hatások közül kizárólag az extrém esetek kivételével meghatározható belső nyomás okozta terhelés problematikájával foglalkozunk.

Az egyenes, belsőnyomással terhelt csővezeték minimális falvastagsága, amennyiben a külső és belső átmérők aránya nem nagyobb, mint 1,7:

$$e = \frac{p_c D_i}{2 \cdot f \cdot z - p_c}\ [\mathrm{m}],$$

ahol

e – a minimális falvastagság pótlékok nélkül,

$D_i$ – a csővezeték belső átmérője, pc – a tervezés során alkalmazott (tervezési, vagy kalkulációs) nyomás,

z – a hegesztett kötések szilárdsági tényezője (varratszilárdsági tényező): z = 1, ha a varratok szilárdsági jellemzői roncsolásos és roncsolásmentes vizsgálati eljárással teljes körűen igazoltak,

z – z = 0,85, amennyiben a vizsgálati eljárás roncsolásmentes és szúrópróbaszerű, és

z – z = 0,7, ha a varratok csak szemrevételezéssel ellenőrzöttek, illetve

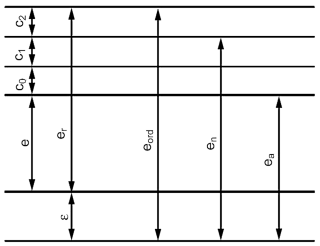
f – a tervezés során alkalmazott megengedhető maximális feszültség (21. táblázat).

| Anyagminőség | Megengedhető feszültség |
|---|---|
| Ausztenites acél (A>35%) | $f = \frac{R_{p1,0t}}{1,5}$ |
| Ausztenites acél (35 %>A>30%) | $f = \min\left\{\frac{R_{p1,0t}}{1,5}; \frac{R_m}{2,4}\right\}$ |
| Nem ausztenites acél (A<30%) | $f = \min\left\{\frac{R_{eHt}}{1,5} vagy \frac{R_{p0,2t}}{1,5}; \frac{R_m}{2,4}\right\}$ |
| Acélöntvények | $f = \min\left\{\frac{R_{eHt}}{1,9} vagy \frac{R_{p0,2t}}{1,9}; \frac{R_m}{3}\right\}$ |
| Az MSZ EN 10204-nek megfelelően nem vizsgált acélok | lásd nem ausztenites acélok, további min. 1,2 biztonsági tényezővel; ha $R_{p0,2t}$ nem ismert: $R_{p0,2t} = R_m \frac{720 - t}{1400}$ |

21. táblázat. A megengedhető feszültségek meghatározása cső méretezésekor

A **szükséges falvastagság** a gyártási és üzemeltetési körülmények következtében módosulhat. A pótlékokat a 202. ábra segítségével értelmezhetjük.

## 202. ábra - A falvastagság és a különböző pótlékok értelmezése




Ahol e – a szilárdsági számítások alapján kalkulált minimális falvastagság, $c_0$ – a korrózió (erózió) hatását figyelembe vevő pótlék nagysága, $c_1$ – a csőgyártó által megadott negatív gyártási tűrés abszolút értéke, $c_2$ – a gyártási eljárás során fellépő technológiai vékonyítás mértéke, ε – a végső (előírt) falvastagság miatt adódó kiegészítő pótlék, $e_{ord}$ – a tervezés eredményeként (a gyártó számára) előírt falvastagság.

Az ábra alapján az előírt falvastagság értékére fennáll, hogy

$e_{ord} \geq e + c_0 + c_1 + c_2$ [m].

Az ún. vizsgálati falvastagság (a korróziók és egyéb hatások miatt kialakuló falvastagság) pedig:

$e_a = e_{ord} – (c_0 + c_1 + c_2) = e + \varepsilon$ [m].

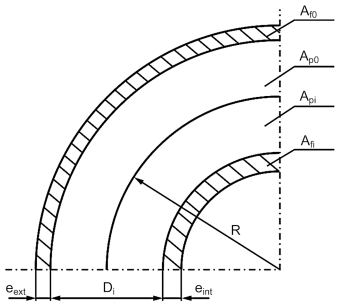
A szabvány továbbá bevezeti a nominális (a műszaki rajzokon megjelenített) falvastagság ($e_n$) fogalmát:

$e_n = e_{ord} – c_2$ [m].

# A csőkönyök (csőív) méretezése

Az R sugárban meghajlított csőkönyökök (csőív) szilárdság szempontjából szükséges külső és belső falvastagságát a 203. ábra jelöléseit felhasználva, feltételezve, hogy kiindulási adatként a belső csőátmérő $D_i$ adott, az ún. felület-összehasonlító eljárás segítségével határozhatjuk meg. A külső átmérőre vonatkozó összefüggések analóg módon levezethetők.

### 203. ábra - Csőív geometriai paramétereinek meghatározása




A csőív belső és külső falában ébredő tangenciális feszültség és a belső nyomásból származtatható erők egyensúlyára fennáll, hogy:

$p_c A_{pt} = f_{ti} A_{fi}$, illetve $p_c A_{p0} = f_{t0} A_{t0}$,

ahol $p_c$ = a csővezetékben szállított közeg túlnyomása, $f_{ti}$ = a csővezeték belső falában fellépő átlagos tangenciális feszültség, $f_{to}$ = a csővezeték külső falában fellépő átlagos tangenciális feszültség.

Az összefüggésben szereplő felületek a 203. ábrán azonosíthatók. Az ív belső oldalán az $e_{int}$ vastag csőfalban ébredő feszültség:

$$f_{ti} = p_c \frac{A_{pi}}{A_{fi}} \text{ [Pa]},$$

ahol az egyes felületek kiszámítása az érintett negyed körök nagyságát alapul véve:

$$A_{pi} = \frac{R^2 \pi}{4} - \left(R - \frac{D_i}{2}\right)^2 \frac{\pi}{4} = \frac{\pi}{4}\left[R^2 - \left(R^2 - R \cdot D_i + \frac{D_i^2}{4}\right)\right] = \frac{\pi}{16}\left(4 \cdot R \cdot D_i - D_i^2\right) \text{ [m}^2\text{]},$$

illetve

$$A_{fi} = \frac{\pi}{4}\left[\left(R - \frac{D_i}{2}\right)^2 - \left(R - \frac{D_i}{2} - e_{int}\right)^2\right] = \frac{\pi}{16}\left(8 \cdot R \cdot e_{int} - 4 \cdot D_i \cdot e_{int} - 4e_{int}^2\right) \text{ [m}^2\text{]}.$$

Visszahelyettesítve :

$$f_{ti} = p_c \frac{4 \cdot R \cdot D_i - D_i^2}{8 \cdot R \cdot e_{int} - 4 \cdot D_i \cdot e_{int} - 4e_{int}^2} = \frac{p_c D_i}{2e_{int}} \frac{2R - \frac{D_i}{2}}{2R - D_i - e_{int}} = \frac{p_c D_i}{2e_{int}} \cdot B_{int}.$$

A belső falban az ébredő radiális feszültség átlagértéke:

$$f_r = -\frac{p_c}{2},$$

a Mohr szerinti redukált feszültség, és a méretezés alapegyenlete:

$$f_{red} = f_{ti} - f_r = \frac{p_c D_i}{2e_{int}} \cdot B_{int} + \frac{p_c}{2} \le f,$$

ahol f = a megengedhető feszültség nagysága (21. táblázat), $B_{int}$ = a kazánformulát a belső fal esetében módosító alaktényező.

Így a minimális belső falvastagság:

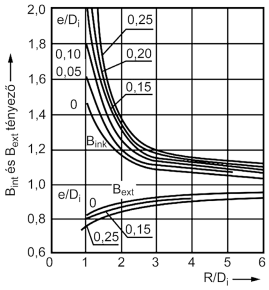
$$e_{int} = \frac{p_c D_i}{2f - p_c} \cdot B_{int} = e \cdot B_{int}.$$

Analóg módon levezethető a külső fal vastagságát módosító tényező is:

$$B_{ext} = \frac{2R + \frac{D_i}{2}}{2R + D_i + e_{ext}}, \text{ ezzel } e_{ext} = \frac{p_c D_i}{2f - p_c} \cdot B_{ext} = e \cdot B_{ext}.$$

Vegyük észre, hogy a megadott összefüggések a falvastagság meghatározására csak iterációs eljárással alkalmasak, hiszen a B alaktényezők magukban foglalják a keresett falvastagság értékét. Végül, összhangban az MSZ EN 13480-3-2002 szabványban foglaltakkal, az explicit alakra hozás mellett lehetőség van B értékeinek diagrammból való meghatározására is (204. ábra).

### 204. ábra - A csőív falvastagságát meghatározó alaktényezők ($B_{int}$, $B_{ext}$) meghatározása



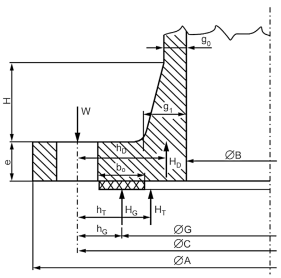

# Csőkarimák méretezése

A **csővezeték elemek és szerelvények közötti nyomástartó kapcsolat** gyakran különböző (laza, hegesztett, merev) karimás kötések segítségével valósul meg. A karimás kötések méretezésénél egyfelől biztosítani kell üzemi körülmények közötti tömítettséget, másfelől a karima veszélyes keresztmetszeteiben ébredő feszültséget a megengedhető mérték alatt kell tartani. A karima környezetében fellépő terhelések összetett feszültségi viszonyokat eredményeznek, amelynek mechanikai-szilárdságtani modellezése gyakran nehézkes.

A gyakorlatban ezért sok esetben egyszerűsítő feltételezésekkel történik a méretezés (ellenőrzés), és a szerkezetet később valóságos, illetve virtuális ellenőrző vizsgálatoknak vetik alá.

A következőkben az elterjedt **merev karima** (205. ábra) egyszerűsített – a szabványban is rögzített – méretezési eljárását ismertetjük. A karimákat ebben az esetben csavarok (legalább 4 db) szorítják össze. A kialakuló felületi nyomás hatására a tömítőanyag biztosítja a nyomástartást.

### 205. ábra - Merev karima méretezése során alkalmazott jelölések



A szereléskor szükséges szorítóerő a tömítőanyagra jellemző minimális tömítési nyomás (y [Pa]) ismeretében:

$W_a = \pi \cdot b \cdot G \cdot y$ [N],

ahol b = a tömítés hasznos (effektív) szélessége.

Üzemi nyomás esetén a szükséges szorítóerő a kettős hatás összege, vagyis:

$$W_{\text{üp}} = H + H_G = \frac{G^2\pi}{4} p_c + b \cdot G \cdot \pi \cdot m \cdot p_c W_a = \pi \cdot b \cdot G \cdot y \text{ [N]}.$$

Az összefüggés első tagja a közeg belső nyomásából fakadó lazítóerőt, míg a második tag a tömítettség fenntartásához szükséges minimális nyomásból fakadó erőhatást adja meg. Az m tömítési tényező, illetve az előzőekben már bevezetett y minimális tömítési nyomás értékét a 22. táblázatban foglaltuk össze.

| Tömítőanyag megnevezése | Tömítési tényező (m) | Minimális tömítési nyomás (y) [MPa] |
|---|---|---|
| Lágygumi | 0,5–1 | 0–1,4 |
| Növényi rostok | 1,75 | 7,6 |
| Spirál fémlemez (acél) | 2,5–3,0 | 35 |
| Hullámlemez (alumínium) | 2,75 | 25 |
| Hullámlemez (réz, bronz) | 3 | 31 |
| Hullámlemez (lágyacél) | 3,75 | 52 |

22. táblázat. Jellemző szerkezeti anyagok tömítési tényezője és minimális tömítési nyomása

Felhasználva a szorítóerő meghatározásra szolgáló összefüggéseket, a szükséges összes csavarkeresztmetszet:

$$A_{B,\min} = \max\left(\frac{W_a}{f_{B,A}}; \frac{W_{\text{üp}}}{f_B}\right) \text{ [m}^2\text{]},$$

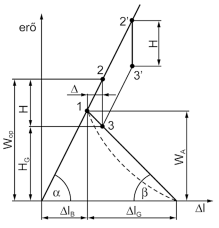
ahol $f_{B,A}$ = a csavar anyagára megengedett feszültség szerelési hőmérsékleten, $f_B$ = a csavar anyagára megengedett feszültség üzemi hőmérsékleten.

Ebből a szükséges csavarszám ($d_1$ magátmérőjű csavarokat feltételezve, egész számra felkerekítve):

$$z_{\min} = \frac{4 \cdot A_{B,\min}}{d_1^2 \pi}.$$

A karimára ható erőket és az előidézett deformációkat a kapcsolat erőhatásábrájának segítségével értelmezhetjük (206. ábra). A kötést létrehozó csavarok rugalmas alakváltozása (linearitást feltételezve) α szögben ábrázolható, míg a tömítés deformációját a β szögben emelkedő egyenes szimbolizálja. A szerelési állapotot az 1. munkapont jelképezi. Ebben az állapotban a csavarok $\Delta l_B$ nyúlást, a tömítés $\Delta l_G$ összenyomódást mutatnak. Az üzemi hatások következtében (H, $H_G$ erők) a szerkezet tovább deformálódik. A csavarok tovább nyúlnak, a tömítés pedig kirugózik (Δ). Az adott minimálisan szükséges tömítési nyomáshoz ($H_G$) tartozó szerelési erő ($W_A$) az ábrából geometriai összefüggések alapján, de grafikus úton is meghatározható.

## 206. ábra - Karimás kötés erőhatásábrája




A karimában ébredő hajlító nyomaték (a 205. ábra jelöléseit felhasználva) szerelési állapotban: $M_A = W \cdot h_G$ [Nm], illetve üzemi körülmények között:

$M_{op} = H_G \cdot h_G + H_T \cdot h_T + H_D \cdot h_D$ [Nm],

ahol $H_D = \frac{B^2 \pi}{4} p_c$ = a vékony falú csőről a karimára átszármazott erő,

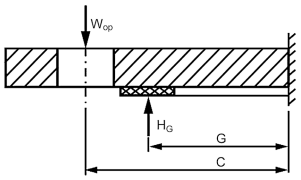
$H_T = H - H_D$ = a közeg nyomásából származó, a karima felületén ébredő erő, $H_G$ = a tömítettséget biztosító szorítóerő.

A terhelő nyomaték és a keresztmetszet ismeretében az ébredő feszültségek közelítő értékei meghatározhatók. A karima méreteit, elsősorban a vastagságát (e), a csőszelvény falvastagságával való egyen szilárdság igényével szabvány írja elő törésre (öntött szelvények esetén), illetve megengedett minimális deformációra (acél, színesfém, műanyag alapanyagú szelvényeknél) való méretezés, valamint üzemi vizsgálatok alapján.

# A síkfedél (vakkarima) méretezése

Karimás csővégek lezárásának általánosan elterjedt formája az ún. síkfedél **(vakkarima)** alkalmazása (207. ábra). Az öntöttvasból vagy acélból készült **záróelem** méretezése a minimálisan szükséges vastagság meghatározására irányul. Tekintettel a bonyolult térbeli feszültségi viszonyokra, ebben az esetben is közelítő eljárás alkalmazása tűnik célravezetőnek. Az ábrán bemutatott, egyszerűsített geometriai és terhelési modellnél feltételezzük, hogy a zárófedél törése egy átmérő mentén következik be. Ekkor a szerkezetet ezen keresztmetszet mentén befogott tartóként tekinthetjük.

### 207. ábra - Síkfedél egyszerűsített geometriai és terhelési modellje




Az így befogott lemezre egyszerűsítésként egyfelől a belső nyomásból (H) és a tömítettséget biztosító szorítóhatásból ($H_G$) fakadó, egyenletesen megoszló terhelés, másfelől a csavarok feszítőhatása ($W_{op}$) is jelentkezik, de a korábban felírt egyensúly miatt az is igaz, hogy:

$W_{op} = H + H_G$ [N].

Az egyes megoszló erőhatások eredőjének helyére (az adott félkör, illetve félkörvonalak súlypontjának megfelelő pozícióra) igaz a statika tanításai szerint, hogy

$$x_c = \frac{C}{\pi},\ x_G = \frac{G}{\pi} \text{ és } x_H = \frac{2}{3}\frac{G}{\pi}.$$

Ezzel a karima méretezési alapegyenlete:

$$H_G \cdot (x_c - x_G) + H \cdot (x_c - x_H) = \frac{C \cdot e^2}{6} f_{meg},$$

ahol e = a karima vastagsága [m], $f_{meg}$ = a karima megengedett hajlító terhelése [Pa].

Az összefüggésből átrendezéssel a szükséges **karimavastagság** meghatározható.

**Hasonló elvet követhetünk a laza karimák, zárómembránok, szeleptányérok méretezésekor is.** Azonban az egyszerűsítéseket mindenkor az adott szerkezeti kialakítás elemzése alapján kell mérlegelni.

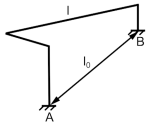
Hőfeszültségek hatása a csövekben

Amennyiben a csővezetéket **szabad elmozdulásukban gátoljuk,** az áramló közeg esetleges hőhatása (vagy más hőmérséklet-változás) miatt a szerkezetben hőfeszültségek ébredhetnek.

Mivel a legtöbb csővezeték esetében a szerelési és a működési hőmérséklet jelentősen eltér, a hőfeszültség nagyságának meghatározása, illetve a szükséges kompenzáció lehetőségének biztosítása elkerülhetetlen. A **kiegyenlítés** speciális kompenzátorok beépítésével, illetve kellő rugalmasságú nyomvonalvezetés megvalósításával történhet.

A 208. ábrán vázolt csővezeték példáján belátható, hogy az alakváltozás (a hőmérséklet-változás hatására bekövetkező alakváltozás a cső pontos vonalvezetésétől függetlenül) a kezdő és a végpontokat összekötő képzeletbeli egyenes mentén értelmezhető.

### 208. ábra - Csővezetékek hőtágulása




Az alakváltozásra a fizikából tudjuk, hogy:

$\Delta l = \pm \alpha \cdot l_0 \Delta T$ [m],

ahol $\alpha$ = a lineáris hőtágulási együttható, $\Delta T$ = a hőmérséklet változása.

Ennek megfelelően egy egyenes, végükön befogott csővezetékben a $\Delta T$ hőmérséklet-változás hatására az E rugalmasságmodulussal jellemezhető anyagban ébredő hőfeszültség:

$$\Delta l = \alpha \cdot l_0 \cdot \Delta T = \sigma_\alpha \frac{l_0}{E} \text{ [m]}.$$

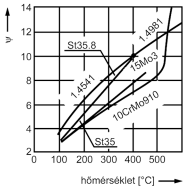
Így $\sigma_\alpha = \alpha \cdot E \, \Delta T$ [Pa].

A deformációk, illetve a feszültségviszonyok pontos meghatározása különösen – térbeli vonalvezetés esetén – számításigényes feladat, ezért a gyakorlatban csak egyszerűsített ellenőrzést célszerű végezni. Ennek során a szükséges rugalmasság megítéléséhez a tényleges csőhossz (l) és a korábban már bevezetett végpontok közötti „fixponttávolság” ($l_0$) viszonyát elemzik. A kapcsolatra a megfelelő esetben fennáll, hogy:

$$l \geq l_0 \left(1 + \psi \sqrt{\frac{D_e}{l_0}}\right) \text{ [m]},$$

ahol $\psi$ = anyagjellemzőktől függő tényező a 209. ábra segítségével meghatározható, $D_0$ = a cső külső átmérője.

### 209. ábra - A ψ tényező meghatározása a hőmérséklet függvényében



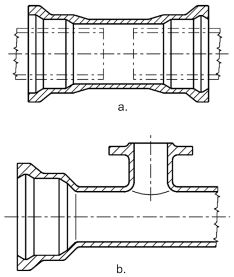

# Csövek és csőidomok

## Öntöttvas csövek és idomok

Az öntöttvas csöveket és idomokat elsősorban nagy mennyiségek viszonylag lassú áramoltatására kialakított vezetékrendszerekben alkalmaznak. Kialakításuk erősen technológiafüggő. A **csövek álló** (függőleges), a **csőidomok fekvő** (vízszintes) vagy **ferde** helyzetben **önthetők.** Centrifugál

öntéskor az öntöttvas cső lejtősen elhelyezett forgó kívülről vízzel hűtött kokillában készül. Az öntési kérget a korrózió elleni védelem érdekében nem kell eltávolítani. Előírás, hogy a **cső és csőidom mentes legyen a salakzárványoktól,** hólyagoktól és kellő szilárdság mellett se legyen olyan kemény, hogy reszelővel, fúróval ne lehessen utánmunkálni. A korrózió elleni védelmet és a tömörséget az öntvény pórusainak 150–200 °C hőmérsékletű kőszénkátrány-bitumenfürdőben való telítése szolgálja. A csővezetékek irányváltoztatásait, elágazásait, közbeiktatott idomokkal lehet megvalósítani. Öntöttvas **csövek** (MSZ EN 545, MSZ EN 598, MSZ EN 969) és **csőidomok anyaga** GG 150 és GG 200 minőségű szürkeöntvény. Nagyobb igénybevételekre és gázvezetékekhez pedig GGG 400. Használhatók 300 °C-ig és a 10 bar névleges nyomás alatti tartományban. Az idomok jelölésére nagybetűket használnak, például az E jelű a **tokos-karimás cső,** az **U áttoló darab** a tokos csőkötésekhez (210/a ábra), **T idom,** vagy az A jelű **tokos cső** (210/b ábra) az elágazásokhoz alkalmas.

### 210. ábra - Csőidomok (a, b)

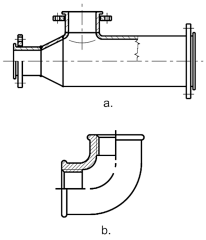



# Acélcsövek és -idomok

Az acélcsöveket nagyobb nyomású és hőmérsékletű közegek szállításánál alkalmazzák. Előnyük az öntöttvas csövekkel szemben a **nagyobb szilárdság** és a **kisebb tömeg.** A csőszakaszok általában sima végződéssel készülnek, **varratos és varrat nélküli kivitelben.** Az összekötésükre szolgáló **karimákat utólag,** többnyire hegesztéssel **rögzítik.** Egy-egy szelvénycsoportra vonatkozóan a külső átmérő általában nem változik, és a karimafurat is megegyezik. A belső átmérő viszont előzetes megadáskor csak névleges. A varrat nélküli acélcsöveket a szabványok **négy minőségi osztályba** sorolják: **kereskedelmi, szavatolt, fokozott minőségű** és **szavatolt, meleg szilárdságú** acélcsövek.

A folytacél csővezetékbe elágazások és iránytörések helyére beépíthető **idomdarabok acélöntéssel** vagy **hegesztéssel készülnek.** A 211/a ábra hegesztett laza karimás csőelágazást mutat (a szerkezetek gyenge pontja a hegesztés, ezért a méretezésnek a már tanult módon, mindig erre kell irányulnia). Kisebb átmérőjű víz-, gáz- és gőzcsövekhez temperöntésű (211/b ábra), nagyobb igénybevételek esetén pedig **kovácsolt acél** menetes **csőidomokat** használnak.

### 211. ábra - Hegesztett, laza karimás csőelágazás (a) és temperöntésű könyök csőidom (b)




# Csőkötések

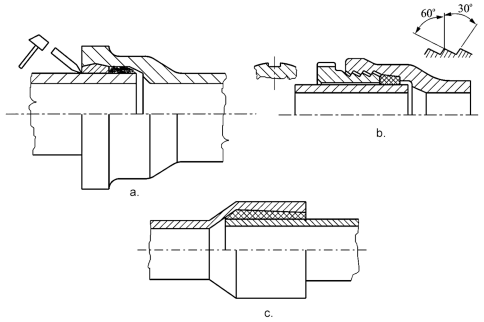
Az előírt hosszúságú csővezetékeket legtöbbször csak viszonylag rövid csőszakaszok és csőszelvények **oldható** és **nem oldható összekapcsolása** útján lehet kialakítani, ezért ezek ismertetésére fokozott hangsúlyt fektetünk.

# Nem oldható csőkötések

Az ólomtömítéses öntöttvas **tokos csőkötés** (212/a ábra) nem nagy axiális erőhatás esetén, legfeljebb 10 bar nyomáshatárig, földbe fektetett csővezetékeknél (ahol nagyobb talajsüllyedés nem fordul elő) használható. A **zárást** kenderzsineg és tompa vésővel tömörített **ólomkiöntés biztosítja.** A külső felület kátrányos jutaburkolattal védhető a rozsdásodástól.

A csavarkötéses öntöttvas nyomócsőtok (212/b ábra) 500 [mm] névleges átmérőig, nagyobb nyomásokhoz (10–40 [bar]) alkalmas. A tömítőanyag csupasz vagy ólommal páncélozott gumigyűrű, amit peremes csőanyával szorítanak a menetes tokba. A kötés nagyobb mozgékonyságú, így a talajsüllyedés, az útgörbületek felvételére alkalmas.

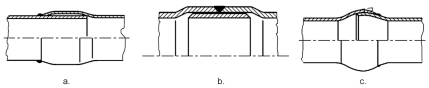
## 212. ábra - Tokos csőkötések (a, b, c)




Földbe fektetett varratnélküli acélcsövek kötésére szolgál az ólomtömítéses tokos csőkötés (204/c ábra). Ennél a tok befelé bővül (önzáró!), így a kötés zárása a terhelés növekedésével fokozódik. Ez a kötésmód megvezetett kivitelben is készülhet. Ilyenkor a tokos szelvényvég két lépésben bővül. Az első átmérőlépcső, amely megegyezik a hengeres csőszelvény külső átmérőjével, megvezetésre szolgál.

**Acélcsövek** végeinek legegyszerűbb összekötési módja a csővégek **tompahegesztése.** Ennél erősebb kötést biztosít a **hegesztokos** kivitel (213/a ábra), valamint a két kitágított csővég központosítását is elősegítő, rövid **betétcsöves** (213/b ábra) kialakítás, amely a belső rozsdavédő festés leégését, a varrat anyagának a cső belsejébe való befolyását, valamint a keresztmetszet-változást is megakadályozza. A 213/c ábra olyan, gömb alakú hegesztokos kötést mutat, amely nagyrészt tehermentesíti a varratot a húzó, nyomó és hajlító igénybevétel alól méghozzá úgy, hogy – jó kötés esetén – a csőfalnál maximális, az átmérő szélén pedig éppen nulla, hiszen a tömítőfelületek közül nem távozhat a szállított közeg.

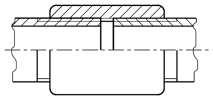
## 213. ábra - Hegesztett csőkötések (a, b, c)




Oldható csőkötések

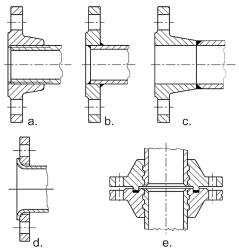
Kisebb átmérőjű gőz- és gázcsöveknél **karmantyús csőkötést** (214. ábra) alkalmaznak. A két csővég menetes kiképzésű (hengeres vagy kúpos 1:16 menettel), amelyek lehetnek egyirányú, illetve ellenirányú emelkedésűek. **A kötőelem a belsőmenetes karmantyú.** A tömör zárást a hagyományos, míniumba áztatott **kenderszálak** biztosítják, gázvezetéki kötéseknél már inkább **teflonszalag** használatos.

## 214. ábra - Karmantyús csőkötés



A **karimás csőkötés** (215. ábra) **nagyobb átmérőjű öntöttvas** és **acélcsöveknél** használatos. A karimákat kötőcsavarokkal húzzák össze. Az illeszkedő homlokfelületek közé tömítést helyeznek. Az érintkező felületek, a simára munkált, kiálló munkalécek (a munkaléc átmérője fontos adata a szelvénynek, ugyanis ennek mentén értelmezzük a rendszert terhelő belső nyomás eloszlását) közé kerül a tömör zárást biztosító tömítőgyűrű. Az öntöttvas karimát együtt öntik a csővel. Acélcsöveknél a karima felerősíthető menettel (215/a ábra), hegesztéssel (215/b, c ábra) vagy e kettő kombinációjával, ami megbízhatóbb és erősebb kötést ad (a varratok nemcsak a terhelhetőséget javítják, hanem a menetek korrózió elleni védelmét is szolgálják), illetve csőtágítással (215/e ábra), laza karima esetén pedig peremezett csővéggel (215/d ábra) vagy csővégre hegesztett kötőgyűrűvel (211/a ábra).

### 215. ábra - Csőkarimák (a, b, c, d, e)




Az alkalmazott **csavarok száma** az átmérőtől és a belső túlnyomástól függően a **négy többszöröse.** A furatokat a főtengelyekhez képest szimmetrikusan, úgy kell elhelyezni, hogy a vízszintes és függőleges főtengelybe csavarlyuk ne essék, különben a cső és a szállított közeg súlya okozta hajlító igénybevétel egyenetlenül terhelné a csavarokat. A csavarok osztása az egyenletes szorítás és a csavarkulcs elhelyezhetősége érdekében (2,5–3,5) d, ahol „d” a csavar névleges átmérője.

Lapos acélkarimákkal készült csőkötés varrataiban a csavarok összehúzó hatására hajlító igénybevétel is ébred. Ez a hatás elkerülhető, ha toldatos acélkarimát alkalmazunk. A karima oly módon is felerősíthető, hogy a belsejébe esztergált, 1,5 mm mélységű barázdákba a csövet belülről csőpréssel behengerlik, a végét pedig a karima kúpos süllyesztésébe deformálják. A csőtágítással így felerősített karimás kötés 300 °C felett nem alkalmazható, mert a cső meglazulhat.

A karimák közös jellemzője, hogy mereven vannak a cső végére erősítve, ezért a **laza karimáktól** való megkülönböztetésül ezeket **ülő karimáknak** nevezik. Vékony falú acélcsövek laza karimáit a csőre felhúzzák, majd a szelvény végét kiperemezik. Vastagabb falú acélcsöveknél kötőgyűrűt hegesztenek fel a cső végére.

# Nem acél alapanyagú csövek

## Rézcsövek

A rézcsövek varrat nélküli technológiával, **vörös- és sárgaréz alapanyagból készülnek.** Hajlíthatók, nem korrodálnak, jó hővezetők, ezért az élelmiszeriparban, a gyógyászatban, a vegyiparban, az épületgépészetben stb. széles körben használják (MSZ EN 1057), de előnyösen alkalmazhatók pl. motorok és szerszámgépek kenőanyag-hozzávezetéseinél is. A rézcsövek falvastagsága (s) közelítésként a kazánképlettel számítható:

$$s = \frac{p_n \cdot d_n}{2 \cdot \sigma_{meg}} + c,$$

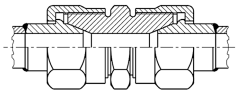
ahol

$\sigma_{meg}$ = 20 [MPa] és a c járulék $d_n \leq 100$ [mm] esetén 1,5 [mm], $d_n > 100$ [mm] fölött pedig 0.

A **pontos méretezést,** illetve kivitelt a **gyártók** a kínálati **katalógusaikban** (a szabvány megkötéseit is betartva) **közlik.**

A rézcsövek nem oldható kötése **keményforrasztással** (MSZ EN 1254-1), oldható kötése pedig többféleképpen (MSZ EN 1254-1) készülhet: kisebb csőátmérő esetén pl. **közbetétdarabbal és hollandi anyával.** Ekkor a cső végére keményforrasztással kupakot erősítenek, amit az előzőleg a csővégre felhúzott hollandi anya szorít a közdarab belső kúpos végéhez (216. ábra).

### 216. ábra - Csőkötés hollandi anyával



Nagyobb átmérőjű rézcső végekre keményforrasztással bronz ülőkarimát erősítenek, esetleg acél laza karimát vagy hollandi anyát húznak, a csővéget kiperemezik. **A rézcsövek 200 °C hőmérsékletig és p = 8 [bar] üzemi nyomásig használhatók.** A hőmérséklet növekedésével a réz szilárdsága csökken, ezért a nagyobb átmérőjű rézcsöveket acélszalaggal vagy huzallal burkolják.

# Ólomcsövek

Lágy, könnyen alakítható; vízvezetéki nyomó- és lefolyócsövekként, valamint vegyipari vezetékeknél alkalmazzák. **Savaknak jól ellenáll.** Szilárdságának növelésére antimonnal ötvözik, ez a kemény ólomcső. Az ólom alapanyagú csövek kedvezőtlen tulajdonsága a kristályközi öregedés, amelynek hatására e költséges vezetékanyag néhány évtized után elporladhat. Falvastagsága ugyancsak a kazánképlettel számítható. A c járulék értékei: c ~ 0–3 [mm], a megengedett feszültség lágy ólomcsőnél: 2,5 [MPa], kemény ólomcsőnél: 5 [MPa].

Ólomcsövek **nem oldható kötésénél** az egyik cső végét kitágítják, és **önnal beleforrasztják** a másik csővéget.

**Oldható kötésnél** az ólomcső végére kúpokkal ellátott vagy **kiperemezett rézcsövet forrasztanak,** és azt **a csővégre** előzőleg ráhúzott laza karimával vagy hollandi anyával csatlakoztatják.

# Azbesztcement csövek

Az azbesztcement csövek (MSZ 4741 és MSZ 4742) anyaga a húzószilárdságot (15 [MPa]) adó, hosszú szálú azbesztrost és lassan kötő portlandcement keveréke. Nyomócsőként 10 [bar] üzemnyomásig alkalmazhatók. Víz-, levegő-, gőzvezetékként, nyomás nélküli szennyvíz-lefolyócsövekként stb. használható. Öntöttvas csövek helyettesítésére alkalmas, előnye, hogy nem rozsdásodik, könnyen megmunkálható és kisebb a sűrűsége. Gyakori az építőipari, nem közegszállítást szolgáló felhasználása. **A környezet- és egészségkárosító azbesztrost összetevő miatt forgalmazását 2005-től törvény tiltja, így gyártása megszűnt.** Az **azbesztrost helyettesítését szintetikus szálakkal oldották meg,** így e csőfajta előnyös jellemzőivel a felhasználók rendelkezésére állhat, azonban egyelőre a hazai gyártás feltételei még nincsenek meg. Szerepét a beton- és vasbeton csövek részben veszik át.

## Az azbesztcement csövek kötései

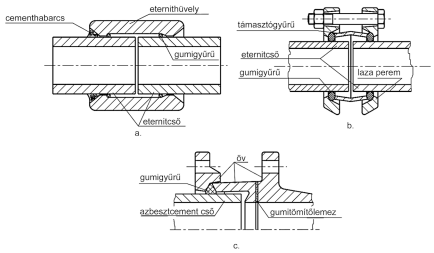
**Tokos kötés** esetén az egyik cső sima végét a másik cső tokos végébe illesztik, tömítésül kötelet használnak, majd **cementhabarccsal** vagy **bitumennel kiöntik.**

Simplex-kötésnél (217/a ábra) a sima csővégekre vastagabb azbesztcement karmantyút húznak, melynek egyik végén lévő nagyobb nyílásán két gumigyűrűt helyeznek be, majd ezek tömítenek. A karmantyút a nagyobb nyílású végébe öntött cementhabarccsal rögzítik a csőhöz. A karmantyú másik végében nincs cementhabarcs, hogy a kötés hajlékony maradjon.

Gibault-kötésnél (217/b ábra) a csővégekre két, a kötőcsavarok számára 120°-onként fülekkel ellátott öntöttvas laza karimát húznak. A két tömítő gumigyűrűt a karimák és az öntöttvas támasztó közdarab homlokfelületei szorítják a cső külső falára.

Az azbesztcement csővezetékek idomai nyomás nélküli csöveknél azbesztcementből, nyomócsöveknél öntöttvasból (GG 150 és GG 200) készülnek. A csatlakozó elzárószerkezetek szintén öntöttvasból készülnek. Az öntöttvas szerelvény csatlakoztatására az EFK-kötés (217/c ábra) használatos. Elemei: az azbesztcement csövet körülvevő öntöttvas laza karima, az ellendarab karimája, a kötőcsavarok, az öntöttvas támasztógyűrű, a lemeztömítés és a gumi tömítőgyűrű.

### 217. ábra - Azbesztcement csövek kötései (a, b, c)




Valamennyi ismertetett kötésforma közös jellemzője, hogy a tömítést közrefogó szerkezet élkialakításai a belső nyomás irányába szűkülő rést képeznek, így az igénybevétel a tömítés fokozódását eredményezi.

# Betoncsövek

A betoncsövek **szulfátálló cement hozzáadásával készülnek,** és külső alapcsatornák készítéséhez használatosak (MSZ EN 1916). A cső szelvénye kör vagy tojás alakú. A tokos kivitelű csövek **kötésekor a tömítést cementhabarccsal vagy bitumenkiöntéssel** és bitumenszalaggal biztosítják. A csövek idomai ugyancsak betonból készülnek.

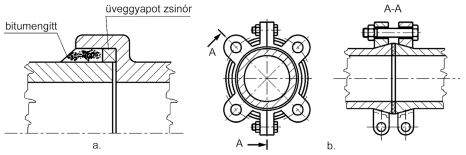
# Vasbeton csövek

Ezek **acélhuzalbetétes betoncsövek.** Idomaik acéllemezből, betonbevonattal készülnek. A csövek kötése a gyártási módjuktól függően lehet tokos és Gibault-rendszerű. Előnyük a nagy szilárdság és az olcsó előállítás. Különösen nagy átmérőjű távvezeték és csatornahálózat építésére használhatók, de alkalmasak a folytacél nyomócsövek helyettesítésére is.

# Egyéb, rideg alapanyagú csövek

Az élelmiszer- és vegyiparban egyaránt használt a **kőagyag,** a **porcelán-** és az **üvegcső.** Kötésükre tokos megoldás alkalmazható. A tömítőanyag bitumennel átitatott üveggyapot vagy a már tiltott azbesztzsinór, a kötőanyag pedig ugyancsak bitumen (218/a ábra). Oldható a kötés, ha a cső végei kifelé emelkedő kúpossággal készülnek. Ekkor két félből készült, kúpos furatú, öntött laza karimát alkalmaznak, amely a homlokfelületek közé illesztett gumi vagy régebben azbeszt tömítőgyűrűvel tömít (218/b ábra). A **kőagyag csövek** (MSZ EN 295) szelvénye lehet kör vagy tojás alakú. **Sómázas bevonatuk** következtében agresszív szennyvizek vezetésére is alkalmasak.

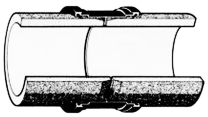
### 218. ábra - Rideg anyagú csövek kötései (a, b)




A SuperSleve rendszer (219. ábra) egyenes csövekből és polipropilén karmantyúkból áll. Felhasználási területük: települések szenny- és csapadékvíz-elvezetése (220. ábra) gravitációs módon (közcsatorna), ipari szennyvízelvezetés (savas és lúgos, valamint magas hőfokú szennyvíz esetén), épületek ejtő- és

alapvezetékei (bilincsekre függesztve, konzolra szerelve), családi- és társasházépítések, régi kőagyag hálózatok rekonstrukciója (megfelelő adapterekkel vízzáróan kapcsolható), agresszív levegőjű terek (laborok, vegyi fülkék) szellőzővezetéke.

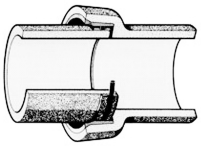
### 219. ábra - SuperSleve rendszer polipropilén karmantyús kötése



### 220. ábra - SuperSleve csőhálózat részlete

Hasonló célokat szolgál a HepSeal tokos, gumigyűrűs kötésű rendszer. A tokban és a csővégén kemény poliészter méretkiegyenlítést öntenek, és ebben helyezkedik el a tömítő gumigyűrű (221. ábra).

### 221. ábra - HepSeal tokos, gumigyűrűs kötése



# Műanyag csövek, csőcsatlakozók és armatúrák

## Műanyag csövek

A gépipar, az épületgépészet és a mezőgépészet nagy mennyiségben használ műanyag csöveket. Az épületeken belüli és az épületek körüli **szennyvízelvezetésben** a műanyag csövek részesedése 90%, a kis és közepes nyomású **gázvezetékeknél** 80%, a települési ivóvizet elosztó vezetékrendszerben 60%. Ugyanakkor a házon belüli **ivóvízvezetékeknek** csak 35%-a műanyag , habár arányuk növekvő tendenciát mutat. A csatornacsövek anyaga többnyire PVC, az ivóvíz- és gázvezetékekben pedig a PE részesedése a legnagyobb. A műanyag csövek mintegy felét (48%-ot) csatornacső céljára gyártják. Ebből 85%-ot tesznek ki az ingatlanokban lefektetett és azokhoz kapcsolódó bekötőcsövek és 15%-ot a települési szennyvízelvezető hálózat, a kommunális csatornacsövek. A műanyag csövek 8%-ából gázcső, 20%-ából pedig ivóvízvezeték készül. A műanyag csövek további felhasználási területére (kábelvédő csövek, ipari csövek, fűtővezetékek stb.) jut a csőgyártás fennmaradó 24%-a.

A műanyag csövek nagy előnye, hogy **korrózióállók,** kitűnő **villamos szigetelő** tulajdonságuk nélkülözhetetlenekké teszi őket a kóboráramok övezetében lefektetett csőhálózatoknál. Ezenkívül a műanyag csövek lényegesen **könnyebbek,** ezért szállításuk és szerelésük is egyszerűbb.

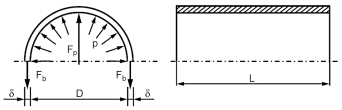
Az adott műszaki megoldáshoz legjobban megfelelő műanyag cső kiválasztásának szempontjai:

- nyomás- és hőmérséklet-határértékei használat közben,
- a csővezetékben áramló anyag fizikai és kémiai jellemzői,
- a csőrendszerre kívülről ható fizikai és kémiai hatások,
- a csövek csatlakoztatásához alkalmazandó szerelvények,

- a csőhálózatba beépítendő szabályzórendszer okozta esetleges dinamikus terhelések,
- a megvalósítás költségigénye.

A műanyag csövek üzemképességének kritériuma az általuk elviselt folyadék- vagy gáznyomás, amelynek értéke az anyag fizikai-mechanikai tulajdonságától, az üzemelés módjától és feltételeitől, valamint az armatúra műanyag alkatrészének szerkezeti kialakításától függ. Méretezésük, összhangban a már megismert és a kazánképletre visszavezethető elvekkel, a korábbi és a szabványon alapuló méretezéshez képest egyszerűbb levezetést bemutatva, a 222. ábra szerinti.

## 222. ábra - A vékony műanyag csőfal anyagára ható igénybevétel




A **csőben** uralkodó **p** nyomás következtében **fellépő palásterő:**

$$F_p = p \cdot D \cdot L.$$

A **csőfalban ébredő belső húzóerő:**

$$F_b = \frac{F_p}{2}.$$

A **csőfalban fellépő megengedett feszültség:**

$$\sigma_m = \frac{F_b}{A_{fal}},$$

ahol

$A_{fal}$ = a csőfal keresztmetszete: $A_{fal} = \delta \cdot L$ [mm$^2$].

A **csőfalban fellépő húzófeszültség** az adott szerkezeti anyag folyási határfeszültségéből:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_f}{C} \text{ [N/mm}^2\text{]},$$

ahol

$\sigma_f$ – a cső anyagának folyási határfeszültsége

C – a biztonsági tényező.

Az előző egyenletekből az összevonás után:

$$\frac{2 \cdot \sigma_f \cdot \delta \cdot L}{C} = p \cdot D \cdot L.$$

Ebből adott p belső nyomás esetén a **megengedett minimális falvastagság:**

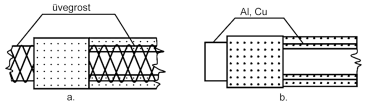
$$\delta_{min} = \frac{p \cdot D \cdot C}{2 \cdot \sigma_f},$$

illetve adott δ falvastagság mellett a megengedett maximális nyomás:

$$p_{max} = \frac{2 \cdot \delta \cdot \sigma_f}{D \cdot C}.$$

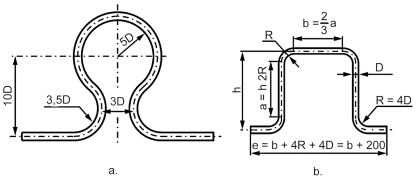
A hagyományos műanyag csövek **alkalmazhatósági határa** szobahőmérsékleten általában 10 [bar] (1,0 [MPa]). Ezen nyomásérték, illetve szobahőmérsékletnél nagyobb hőmérséklet felett üvegszálas hálóval, vékony alumínium- vagy rézcsővel erősített műanyag csöveket használnak (223. ábra).

### 223. ábra - Üvegszállal (a) és fémbetéttel (b) erősített műanyag csövek




A műanyag csövek szerelésének technológiája sajátos, mert az üzemeltetés során fellépő nagy hőtágulásokat fokozottan kell figyelembe venni, továbbá ügyelni kell arra, hogy a csővezeték csatlakozási helyei ne legyenek ferdék, mert a ferdén összefekvő csőkarimákat nem lehet és nem szabad erővel összehúzni csavarokkal vagy hollandi anyákkal. Ezt helyes csőkiválasztással, valamint a rendszer fix pontjainak helyes elhelyezésével, továbbá különleges kiegyenlítők alkalmazásával ki lehet küszöbölni. A kiegyenlítők méreteinek csőátmérőhöz viszonyított arányai a 224. ábrán láthatók. Egyéb tekintetben a műanyag csövek szerelési technológiája nem tér el a fémcsöveknél alkalmazottól.

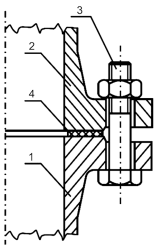
### 224. ábra - Műanyag kiegyenlítők a) líra alakú, b) U alakú




# Csőcsatlakozók

A **hagyományos karimás, peremes, menetes** és egyéb, a fémcsöveknél alkalmazott csőkötések műanyag csöveknél akkor alkalmazhatóak, ha a csővéget ilyen csatlakozóelemmel látjuk el (225. ábra).

### 225. ábra - Csővégek karimás csatlakoztatása. 1., 2. csatlakozó peremes csővégek, 3. összekötőcsavar anyával, 4. tömítés




Gyorscsatlakozókat fékszerelvényekhez használ a járműgépészet. A szerelvényeket az alvázra és a tengelyekre szerelik. A gyorscsatlakozókat légfékszerelvények összeköttetését szolgáló, hajlékony csőhálózatokban nem szabad alkalmazni!

Az alkalmazott alkatrészek anyagát és felületvédelmét a cikkszám utolsó számjegye jelöli:

1 = acél, foszfátozott,

2 = acél, horganyzott, sárgakrómozott,

5 = sárgaréz, fényes,

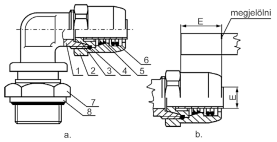
6 = acél, horganyzott, olajzöldkrómozott, a belső menet epoxigyantával bevont,

7 = acél, horganyzott, sárgakrómozott, a belső menet epoxigyantával bevont,

8 = foszfátozott, a belső menet epoxigyantával bevont, speciális kivitel.

Gyorscsatlakozó fejjel szerelt szorítógyűrűs fémszerelvény és műanyag cső csőcsatlakozását szemlélteti a 226. ábra.

**226. ábra - Fémszerelvény-műanyag cső oldható csatlakozás felépítése, részei (a) és a gyorscsatlakozófej összeillesztése (b) 1. csatlakozócsonk, 2. hollandi anya, 3. integrált támasztógyűrű, 4. „O” tömítőgyűrű, 5. rugalmas vágó-szorító gyűrű, 6. kettős tömítés, 7. hatlapfejű csavar, 8. menettömítés**




A szerelés menete a következő: a műanyag cső kézzel, szerszám alkalmazása nélkül becsúsztatható a gyorscsatlakozó fejbe. A cső először keresztülhalad a kettős tömítésen (6), amely biztosítja a tökéletes tömítést és megakadályozza a szennyeződések bejutását a fejegységbe. A továbbtoláskor a cső kissé szétfeszíti a hasított kivitelű, rugalmas vágó-szorító gyűrűt (5), majd felütközik az integrált támasztóhüvely (3) alján. A vágó-szorító gyűrű az előfeszítettségéből adódóan belevág a cső falába. Mivel a hollandi anya (2) belseje kúpos kiképzésű, a vágó-szorító gyűrű fűrészfogazása mind a cső kihúzásának, mind a gyorscsatlakozó fej lehúzásának megkísérlésekor még mélyebben vág a csőfalba, és megakadályozza az egység szétcsúszását. Mivel a vágó-szorító gyűrű bevágási mélysége előre kiszámított, így a csőfal átvágásának lehetősége kizárt. A hollandi anyában lévő „O” tömítőgyűrű (4) kettős funkciójú: egyrészt tömít a csatlakozócsonk (1) és a gyorscsatlakozó fej között, másrészt egyben is tartja a fejegységet, így lehetővé teszi annak külön szállíthatóságát. A műanyag cső gyorscsatlakozó fejhez illesztésekor a műanyag csövet megfelelő vágószerszámmal derékszögben kell levágni. A vágott felületnek kívül-belül sorjamentesnek kell lennie. Megfelelő módon – tollal vagy szalaggal – a beépítési mélységet meg kell jelölni a csövön. A jelnek pontosan a hollandi anya alsó síkjába kell esnie, különben a cső nem fog elég mélyen becsatlakozni a fejbe. A beszerelés után a cső erőteljes visszahúzásával meg kell győződni kifogástalan tartásáról.

Feltétlenül ügyelni kell arra, hogy a cső és a csatlakozófej összetartozó méretei pontosan megegyezzenek. Így pl. 10×1,5 méretű egységet csak 10×1,5-ös műanyag csővel szabad összeszerelni, és semmi esetre sem 10×1,25 vagy 10×1-es méretűvel! Szigorú előírás, hogy a csatlakozóegységet tilos az alváz és a futómű közötti fékvezetéken alkalmazni!

A különálló gyorscsatlakozó fej összeszerelésekor a csatlakozófejet kézzel a menetes csőcsonkra csavarozzuk, majd villáskulccsal a megadott nyomatékkal meghúzzuk. A csatlakozófej ugyancsak villáskulcs segítségével lecsavarozható.

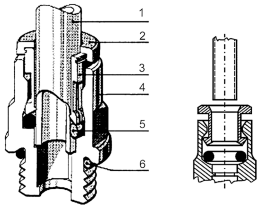
A csatlakozófej szétszerelésekor az „O” gyűrűt speciális tűvel vagy egyszerűen egy biztosítótűvel el kell távolítani. Ezután a hollandi anyát a csövön hátra kell tolni, majd az integrált támasztóhüvelyt ki lehet húzni. A csövet a hollandi anya biztosítógyűrűje mögött le kell vágni, és a biztosítógyűrűt le kell húzni a levágott csődarabról. Ezután a csatlakozófej újra összeállítható és használható. Különös figyelmet kell fordítani arra, hogy a biztosítógyűrű az eredeti helyére kerüljön, és sérülésmentes legyen! Az „O” gyűrű a tű segítségével újra könnyen benyomható a hátsó menetalászúrásba.

A gyorscsatlakozós, ún. „push in” cső kötőelemeket a hagyományos csatlakozók alapján a DIN 73378, DIN 74324, SAE J 844 és SAE J 1394 szabvány szerinti műanyag csövekhez fejlesztették ki. Az alkatrészeket beépítésre kész kivitelben szállítják, a csomag tartalmazza az integrált támasztóhüvelyt,

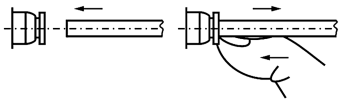
valamint az összes szükséges alkatrészt és tömítést mind a műanyag csőhöz, mind a szerelvényhez kapcsolódó oldalon.

Ezzel a megoldással lehetővé válik az összes meglévő hagyományos, vágógyűrűs cső kötőelem műanyag cső oldali részegységének kicserélése a gyorscsatlakozó fejes kivitelre. A műanyag cső beszereléséhez nem szükséges szerszám, egyszerűen be kell nyomni a gyorscsatlakozó fejbe, így a csőoldali kötés kész. A fejegység ezzel azonnal és tökéletesen tömített. A csatlakozóelem fején a nyomógyűrű megnyomását követően a kötés egyszerűen bontható (228. ábra).

**227. ábra - „Push-in” cső kötőelem felépítése 1. csatlakoztató csővég, 2. nyomógyűrű, 3. menesztőhenger, 4. gyorscsatlakozó fej, 5. belső tömítő „O” gyűrű, 6. menettömítés**

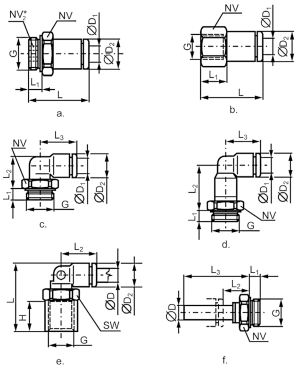



**228. ábra - „Push-in” cső kötőelem szerelése**

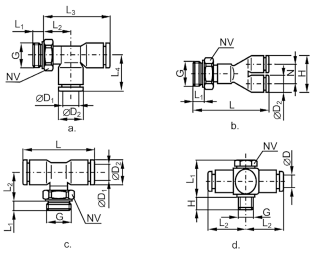


A „push-in” kötőelemek széles választéka a legkülönbözőbb csőcsatlakozási megoldásokat teszi lehetővé, melyeket a 229., a 230. és a 231. ábrán – a jellemző méretek feltüntetésével – mutatunk be.

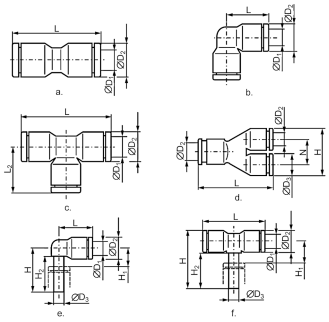
**229. ábra - „Push-in” menetes csőcsatlakozók a) rövid csatlakozófej, b) hosszú csatlakozófej, c) 90°-os rövid könyök, d) 90°-os hosszított könyök, e) 180°-ban állítható könyök, f) menetes csővég**




**230. ábra - „Push-in” menetes csőcsatlakozó-elosztók a) 90°-os rövid könyök, b) nadrágidom, c) „T” idom, d) elfordítható „T” idom**



**231. ábra - „Push-in” csőcsatlakozók a) csatlakozóhüvely, b) 90°-os csatlakozókönyök, c) csatlakozó „T” idom, d) csatlakozó nadrágidom, e) 90°-os átmenőidom, f) átmenő „T” idom**



Műanyag armatúrák

A műanyag armatúrákat elsősorban a vegyipari gépekben alkalmazzák. A csővezetékek armatúráinak alkatrészeit egyaránt készítik hőre lágyuló, illetve keményedő műanyagokból. Az alkatrészek anyagának megválasztását a velük szemben támasztott követelmények, üzemelésük és szerelésük feltételei határozzák meg. A fenol-formaldehid, poliészter és epoxigyanta alapú hőre keményedő műanyagokból (grafit-, papír-, textil- és üvegvázas társított műanyag rendszerekből) készült csöveket nem hajlítják, és nem hegesztik a helyszínen, hanem csak ragasztják. Polietilén, polipropilén, kemény PVC alapú vagy más, hőre lágyuló műanyagok mechanikai szilárdsága kisebb, mint a hőre keményedő műanyagoké, de könnyebben meg munkálhatók, és a helyszínen hajlíthatók, hegeszthetők és ragaszthatók.

A műanyag armatúrák tervezésekor figyelembe kell venni az üzemelés módját és feltételeit, valamint az alkalmazott átmérőt és néha az egész termék kialakítását is. Így a tervező viszonylag szabadon csak a falvastagságot tudja változtatni, ezért a méretezés a falvastagság optimális értékének meghatározásán alapul.

A műanyag armatúra (szelep, csap) geometriailag különböző, egymásba illesztett forgástest alakú részekből áll. A leggyakrabban használt idom a henger. Ebben a már ismert módon kell meghatározni a feszültségeket mind a rugalmas, mind pedig a rugalmas-képlékeny zónában. Az első esetben a számítások során az üzemi (normális), a második esetben a maximális (rövid ideig ható), 200 másodpercet meg nem haladó időtartamú nyomással számolunk.

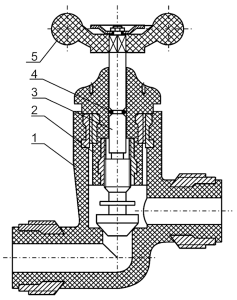
A maximális nyomást az armatúrában a hidraulikus hatás vagy az egész rendszer üzemzavara okozhatja, ezért a biztonsági tényező és a megengedett feszültségek meghatározása az első és a második esetben nem azonos. Az armatúrák határállapotának azt az értéket fogadjuk el, amikor az egész keresztmetszet képlékeny állapotba kerül. Végül ellenőrizni kell, hogy az armatúra mennyiben felel meg a szerkezeti követelményeknek. Ekkor a tangenciális feszültségek tekintendők alapvetőnek.

Műanyag armatúrák tervezése során az üzemi lehetőségekből és az alkalmazott műanyag előállítási és feldolgozási sajátosságaiból kell kiindulni. A gyártási követelményeket a kiválasztott anyag, a forma és a termék méretei határozzák meg. A tervezőnek minden esetben figyelembe kell vennie a gyártmány elkészítésének technológiáját, és elemeznie kell a változatait. Ennek során nemcsak a termékkel szemben támasztott követelményeket veszi figyelembe, hanem a meglevő berendezéseket és a termékek várható sorozatnagyságát is, aminek nagyságától nagymértékben függ a szerkezeti kialakítás. Kísérleti, kis sorozatú gyártáshoz nem célszerű bonyolult szerszámokat igénylő szerkezeti kialakítást tervezni.

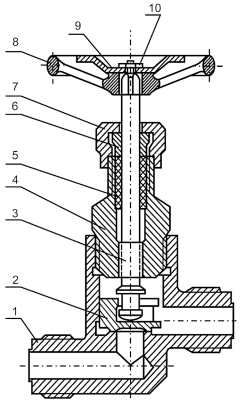
A műanyagok előnyei csak a műanyag gépelemek helyes tervezésekor érvényesülnek. Ez rendszerint megköveteli a szerkezet hagyományos formákhoz képesti módosítását. Az újszerű kialakítás azért szükséges, hogy ezzel biztosítsuk a műanyag gépelem szilárdságát és merevségét. Ezenkívül olyan szerkezeti kialakítást kell választani, ami egyszerű és olcsó szerszámmal elkészíthető. Példaként egy műanyag áteresztő zárszelepet mutatunk be (232. ábra), amelynek névleges csőátmérője 6–32 mm.

A szelep szelepházból, zárfedélből, orsóból, tömítőgyűrűből és kézi kerékből áll. A szelepházat és a zárfedelet polikaprolaktánból, a kézi kereket üvegszállal erősített módosított fenol-formaldehid présporból sajtolják. A fémszelepben a zárófelületek síkok, míg a műanyag szelepben kúposak. (Kúpos szelepülést, egyes esetekben a fémszelepekben is alkalmaznak, de a nagyon bonyolult szelepülés alkatrészeit ilyenkor egyformára kell kialakítani.) A kúpos szelepülés szerkezeti megoldása egyszerűbb, az orsó kúpos tömítőfelületéből és a kúpos szelepülésből áll. Az ilyen szerkezethez – a polikaprolaktán rugalmas tulajdonsága miatt – nem kell külön szeleptányér. Összehasonlításul a 233. ábra a 232. ábrán bemutatott műanyag armatúrával megegyező rendeltetésű bronz zárszelepet mutat.

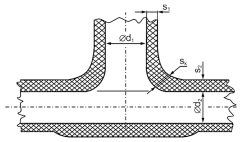
**232. ábra - Csőcsonkos műanyag áteresztő zárszelep 1. ház, 2. fedél, 3. orsó, 4. tömítőgyűrű, 5. kézikerék**




**233. ábra - Áteresztő csőcsonkos bronz zárszelep 1. ház, 2. tányér, 3. orsó, 4. fedél, 5. tömítés, 6. tömszelencepersely, 7. hollandi anya, 8. kerék, 9. jelzőtárcsa, 10. anya**




**234. ábra - T elágazás műanyagból. A növelt falvastagság: $s_k > s_2 > s_1$**



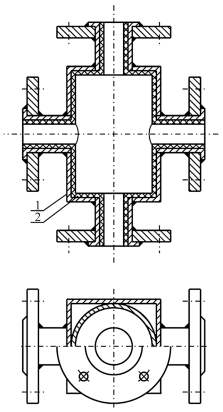
A szelepház megoldása egyszerű, nincsenek benne tömítőkiszögellések, és a belső átmérője is kisebb, mint a fémszelepek átmérője ugyanolyan névleges csőátmérő mellett. A fémarmatúra szerkezeti sajátossága a zársapka és az orsó közötti tömítés megoldása. A fémszelep tömítését tömszelencével oldják meg. Megbízható tömítés végett a tömszelence tömítését rendszeresen utána kell állítani. A műanyag szelepben gumigyűrű tömít. Ez egyszerűsíti a szerkezetet, és növeli megbízhatóságát, mivel nem kell a tömítést utánállítani. A szelep egyszerű és biztonságos. A műanyag szelepek előnyeit az üzemi vizsgálatok igazolták. Célszerű a szelepházat merev, folyamatos átmenetű erősítésekkel tervezni, mert így csökken az átmenetek helyén a belső feszültség.

Méretezésekor ellenőrizni kell a műanyag tolózártest merevségét, mert előfordulhat, hogy a közeg nyomásának hatására keletkezett alakváltozás miatt a tolózár már nem zár tökéletesen. A műanyag tolózártestek merevségének méretezésekor a megengedett behajlást a hőre keményedő műanyagoknál 0,002r-nek, a hőre lágyuló műanyagok esetében pedig 0,003r-nek fogadhatjuk el.

Más armatúraelemek (orsó, hajtókerék), a megfelelő fejezetben ismertetett vagy az ugyancsak ismert, egyszerű mechanikai összefüggések alapján méretezhetők.

Az armatúraelemek falvastagságának növelése általában nem célravezető, különösen nem a hőre keményedő műanyag armatúrák esetében. Ugyanis a belső falon nagyobb a feszültség, mint a külsőn, és a falvastagság növelésével ez a különbség csak tovább növekszik. Vagyis a falvastagság növekedésével romlanak a szilárdsági viszonyok, nagyobb a valószínűsége a ragasztás vagy a hegesztési varrat hibájának. Ha tehát az igénybevétel ezt indokolja, célszerű a fémborítású szerkezeti megoldás (235. ábra). Ezen szerkezetek előnye a vegyi anyagokkal szembeni ellenállás, valamint az, hogy szállításkor és üzemeléskor az ilyen armatúra ritkán törik el. Mivel a külső terhelést és a belső erőket a fémborítás (tok) fogja fel, az armatúrában nagyobb lehet a folyadék nyomása. Ilyenkor a műanyag csak a bélés szerepét tölti be, ezért nem szükséges a szilárdsági méretezés.

**235. ábra - PVC csőkereszt acélpáncélban 1. acélkeret, 2. műanyag csőkereszt**




# Csőkiegyenlítők, csőtartók, vízelválasztók

## Csőkiegyenlítők

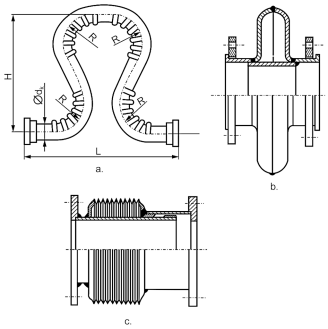
A **csővezetékek** hőmérséklet-ingadozás okozta **hosszváltozásait,** amelyre vonatkozó számításokat a szabvány alapján e fejezet elején már bemutattuk, a tervezésnél és szerelésnél egyaránt **figyelembe kell venni,** különben a vezetékben fellépő feszültségek maradó alakváltozást, a cső törését, gyakrabban a kötés sérülését okozhatják. A hőtágulásból előbb említett hibák megelőzésének legfontosabb módja a jól átgondolt csővezeték-elrendezés. Amennyiben mégis szükséges, **a hőtágulás felvételére kiegyenlítőszerkezeteket** (kompenzátorokat) **kell a csővezetékbe építeni.** Egyszerűbb esetben ezek **rugalmas ív-** és egyenes csövekből álló, a hőhatására megváltozó elhelyezkedésű **könyök-** vagy **U szelvények.** A korszerű műanyag vezetékrendszereknél a nyomvonal-megválasztással kialakított dilatációs hajlatok (lehetőleg védőcsőben) önmagukban megoldást jelenthetnek. Ezekről már szóltunk.

Fémből készült csőhálózatoknál hatékony, de nagy helyigényű kiegyenlítő a **csőlíra** (236/a ábra) rugalmas, hullámos felületű acélcsőből készül L = H vagy L = 1,5H hosszúságú, görbületi sugara R = (2–4)$d_k$. Nagyobb hőtágulások felvételére **kettős csőlíra** is beépíthető. Alkalmazása inkább nagy átmérőjű ipari csővezetékeknél időszerű. Fontos előnye, hogy tömítési probléma nem jelentkezik.

A **lencsés kiegyenlítőket** (236/b ábra) kisebb, 2–3 bar nyomású gáz- és légvezetékeknél alkalmazzák. Ezek domborított lemezekből, hegesztett kivitelben készülnek. Az áramlási keresztmetszet állandóságát az egyik csővéghez hegesztett **elmozduló csőbetét** biztosítja. Nagyobb nyúlások felvételére a többszörös lencsés kiegyenlítő is alkalmazható.

Nagyobb, 20–25 bar nyomású vezetékhez 400 °C hőmérsékletig a **hullámlemezes kiegyenlítő** (236/c ábra) javasolható. A tömör zárást itt a hullámos felületű, rozsdaálló króm-molibdén **acél harmonikalemez** biztosítja. Az áramlás ugyanakkor a belső vezetőcső révén kiegyenlített (laminális) marad.

### 236. ábra - Fém csőkiegyenlítők (a, b, c)

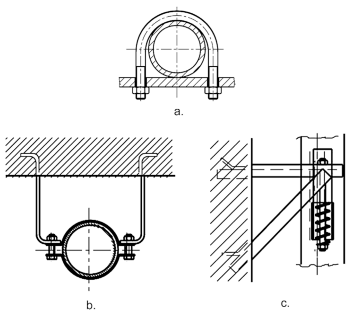



Hosszú, egyenes csöveknél a **tömszelencés csőkiegyenlítőt** alkalmazzák, ami a csőlíránál sokkal kisebb helyigényű. A tömszelence üregébe helyezett **tömítőanyag** faggyúzott kenderzsineg, meleg közeg esetén grafitos zsinór, amelyet a tömszelence szorít a két cső falfelületéhez. A tömszelence háza és perselye bronzgyűrű betéttel van ellátva, ezzel megakadályozható az összerozsdásodás. A **tömítőanyagok kopása miatt a csavarokat időnként után kell feszíteni.** A csőkiegyenlítők méretezése (a kiegyenlítés mértékének meghatározása) a fizikában és a mechanikában tanult alapján, a már ismertettek szerint történik.

# Csőtartók

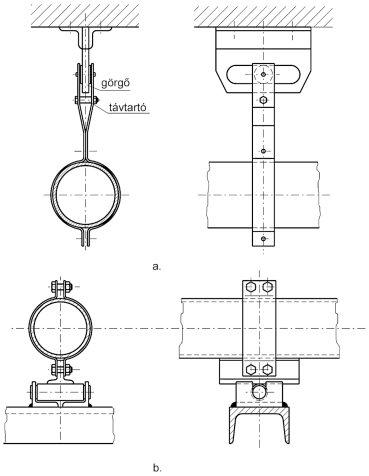
Feladatuk a **csővezetékek támasztása,** rögzítése. Ez lehet **merev** vagy **elmozdulást lehetővé tevő** kivitelű. A kialakítás a csővezeték rendeltetése és nyomvonalának környezete szerint változik. A legegyszerűbb csőmegfogás a **leszorítókengyel** (237/a ábra) és a **csőbilincs** (237/b ábra). A csőbilincs egyszerű esetben laposacélból hajlított két félgyűrűből áll, amit csavarok fognak össze. A bilincshez csatlakozó csőfelfüggesztések lehetnek merevek vagy rugózóak. Függőleges cső **rugós felfüggesztése** látható a 237/c ábrán.

### 237. ábra - Merev és rugalmas csőtámasztás, illetve felfüggesztés (a, b, c)




A 238/a ábra dilatáció felvételére alkalmas, **görgős csőfelfüggesztést,** a 238/b ábra pedig **hengergörgős alátámasztást** mutat. A csőtartók méretezésénél a hőkiterjedésen túl a csővezeték tengelyirányú, esetleg oldalirányú elmozdulása és szögelfordulása, valamint az önsúlyból, a szállított súlyból, a szállított közeg áramlási sebességének változásából, továbbá az egyéb külső hatásokból (szélhatás, támasztóerők stb.) származó kívánalmak és igénybevételek is figyelembe veendők.

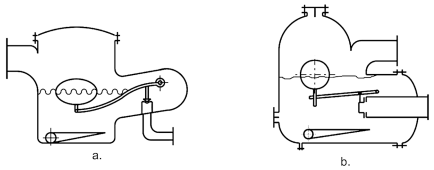
**238. ábra - Elmozduló csőfelfüggesztés (a) és alátámasztás (b)**




# Vízleválasztók

A szabad vezetékek legmélyebb pontjára **víztelenítő csapokat** kell beiktatni. Vízvezetékeknél, zárt tartályoknál a lehűléskor keletkező vákuum ellen **légbeszívó szelepet** kell beépíteni. Gőzvezetékeknél **vízpára-leválasztó tartályt** alkalmaznak. A kondenzvizet úgy kell levezetni, hogy a gőz ne szökjön el. E célra szolgálnak a **kondenzedények.** A 239/a ábra szelepes, a 239/b ábra pedig tolattyús kondenzedény elvi vázlatát mutatja. A vízelvezetés automatikus, ugyanis a szint emelkedésével az úszó szabaddá teszi a kifolyónyílást.

**239. ábra - Kondenzedény-kialakítások vonalas rajza (a, b)**




# Csővezetékek hőszigetelése

A hőveszteségek csökkentésére a meleg közeget szállító vezetékeket szigetelni kell, de a használati vízvezeték hőszigetelése is követelmény. Gyakran az ipari technológiák is csővezetéki hőszigetelési igényelnek. A hőmérséklettől függően erre a célra **szerves** vagy **szervetlen szigetelőanyagokat** alkalmaznak. Szerves szigetelőanyag a **nemez,** a **parafa,** a **növényi rostok,** a **tőzeg** stb. Szervtelen szigetelőanyag a **kő-** vagy **bazaltgyapot,** az **üvegszál,** a **salakgyapot,** a **habbeton,** illetve egyre inkább a **műanyag csőhéjak,** amelyeket már az egyes idomok szigetelését is megoldó rendszerben alakítottak ki. Az előbbieknél **burkolóanyagként** a fémfóliák és -szövetek használata a legelterjedtebb. Hőszigetelés szempontjából kedvezőek a **műanyag** csővezetékek védőcsöves (pl. **gégecsöves**) **rendszerei.**

A gyárilag szigetelt, kötött köpenyű csőrendszerekről és szerelvényeikről földbe fektetett távhővezeték-rendszer kialakítására alkalmas **poliuretán** hőszigeteléssel és **polietilén** külső **köpennyel,** az MSZ EN 488 rendelkezik.

# Csőszerelvények

A csővezetékbe, tartályokra szerelt olyan szerkezeteket, amelyek légnemű, cseppfolyós anyagok áramlásának szabályozását szolgálják, csőszerelvényeknek (armatúráknak) nevezzük. A szerelvény lehet **csap, szelep** vagy **tolózár.** Szerkezetét úgy kell kialakítani, hogy nyitott állapotban minél kisebb fojtást okozzon, zárt állapotban pedig jól tömítsen. A felhasznált szerkezeti anyagok megválasztásánál

az áramló közeg tulajdonságait is figyelembe kell venni. A csővezetékhez csatlakoztathatók karimás peremmel, karmantyúval vagy csavarmenettel. A szerelvények belső átmérői megegyeznek a csövek szabványos belső átmérőivel.

A csőszerelvények kiválasztásánál elsősorban a tömítési jellemzőket, valamint az áramlástani tulajdonságokat kell figyelembe venni. A csőszerelvényeket három alapvető funkció valamelyikének megvalósítására használják: az átáramló keresztmetszet **zárására-nyitására,** az áramlási mennyiség **szabályozására,** valamint az áramlás útjának szabályozására **(útváltás).**

Az elzárószerelvények a záróelemnek a ház zárófelületére való mozgatási iránya szerint négy csoportba sorolhatók:

1. a zárófelületre merőlegesen mozgó záróelem (pl. szelepek),

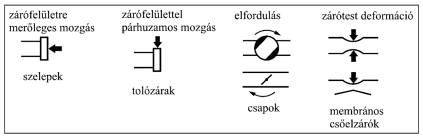
2. a zárófelülettel párhuzamosan mozgó záróelem (pl. tolózárak),

3. a zárófelületen elforduló záróelem (pl. csapok),

4. rugalmas zárótest (a záróelem egy rugalmas zárótestetet deformál, pl. membrán).

A 240. ábra elvi vázlatai és az egyes csoportokhoz tartozó főbb szerelvénytípusokat szemléltetik.

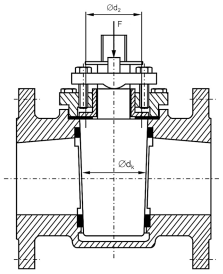
### 240. ábra - A csőszerelvények csoportosítása




# Csőelzáró csapok

A csőelzáró csapok záróeleme nyílással ellátott, működtetéskor általában 90°-ban forgatható hengeres, kúpos (241. ábra) vagy gömb alakú forgástest. Főbb típusai: az **átmeneti csap,** ami nem változatja meg az áramlás irányát, **a háromágú csap** lehet háromjáratú, amikor egyszerre két irányba, és váltócsap, amikor felváltva valamelyik ágba áramolhat tovább a közeg. Szükség esetén kettős falú, fűthető csap is készíthető. Anyaga szénacél, ötvözött acélok (pl. saválló acél), titán, cirkónium stb. lehet. A csapokat akár több száz mm névleges átmérőig is alkalmazzák. A korszerű anyagok igen megbízható tömítést (zárást) és széles körű alkalmazást tesznek lehetővé, továbbá a környezetvédelmi szabványokhoz igazodva veszélyes közegek esetében is alkalmazhatók.

### 241. ábra - Kúpos csap




A **kúpos csapnál** a zárótest a házzal két csonkakúppalást-felületen érintkezik. A tömítőfelületek acélbevonattal vagy PTFE bevonattal készülhetnek. A kúpos záróelem finom megmunkálása a pontos zárást és a kopás csökkentését szolgálja. A kúpos záróelemet leszorító fedél alatti rugalmas membrán elemmel biztosítják a kopás esetén szükséges automatikus utánállítást.

A kúpos záróelem elfordításához szükséges nyomaték (M) két részből, egyrészt a forgó és a ház közötti súrlódóerő ($F_{s1}$) nyomatékából ($M_1$), másrészt az alátétnél ébredő súrlódási nyomatékból ($M_2$) áll. Ha a csapot terhelő erő F, akkor a nyitás nyomatékigénye a 241. ábra jelöléseivel közelítően:

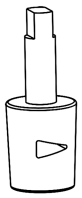
$$M = M_1 + M_2 = \mu_1 \cdot F_{n1} \cdot d_k + F_{n2} \cdot d_2,$$

$$M = \mu_1 \cdot \frac{F}{2 \cdot \sin\alpha} \cdot d_k + \frac{F}{2} \cdot \mu_2 \cdot d_2,$$

ahol $\mu_1$ és $\mu_2$ = súrlódási tényezők.

A kúpos csapok változó karakterisztikájú **szabályozókúpok** alkalmazásával **áramlásszabályozási** célokra is alkalmassá tehetők. A 242. ábra ilyen, speciális kialakítású záróelemet szemléltet.

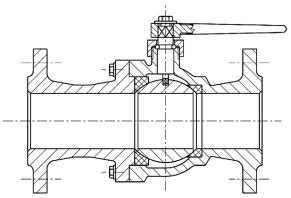
## 242. ábra - Változó karakterisztikájú záróelem



A kúpos csapok tehát **feladatukat** tekintve elsősorban **zárásra-nyitásra** szolgálnak, de bizonyos feltételek mellett áramlásszabályozásra, valamint áramlásirányításra is alkalmasak. Használatuk kiterjed a gázokra, folyadékokra, vákuumra, agresszív anyagokra (pl. savas közegek) stb.

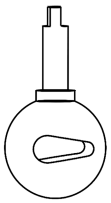
A **gömbcsapok** (243. ábra) esetében **a záróelem gömb** alakú. Az érintkezési felület kör. Ennek eredményeként a zárófelületen kialakuló terhelés egyenletes. A golyóscsapok többségénél a tömítési felületet deformálható anyaggal vonják be, így könnyen illeszkedik a záróelem geometriájához, és megfelelő zárást biztosít. Tömítési szempontból a golyóscsap kiválónak minősíthető, ezzel is magyarázható az igen széles körű alkalmazása.

## 243. ábra - A gömbcsap szerkezete



A házat a szerelhetőség miatt osztott kivitelben készítik. Ha a gömbcsapot tartósan részlegesen nyitott állásban működtetjük, a nagy nyomásesés miatt a golyó (záróelem) átömlőnyílásának pereme mentén a lágy anyagból készült ülék deformálódhat, ez pedig blokkolhatja (rögzítheti) a golyót az adott pozícióban. Éppen ezért a **gömbcsapokat** elsősorban **zárás-nyitás funkcióra használják.** Amennyiben az áramlás **részleges szabályozása** a feladat, a 244. ábrán bemutatott, **speciális kialakítású záróelemet** alkalmazzák. Mivel a golyó az ülékfelületek között fordul el, ún. törlő hatás jelentkezik, ezért szilárd részecskéket tartalmazó közeg esetében is alkalmazható. Figyelembe kell venni azonban azt a tényt is, hogy ha abrazív szemcsékről van szó, akkor az ülék és a golyó is sérülhet. Szintén előnytelen a használat hosszú szálas anyagot tartalmazó közeg esetében; ekkor a szálak az elforduló záróelemre csavarodhatnak, ami meghibásodáshoz, elégtelen záráshoz vezethet.

## 244. ábra - Változó keresztmetszetű átömlőnyílással készült záróelem



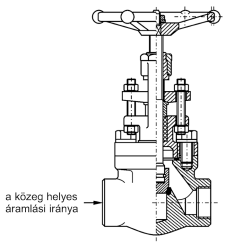
A gömbcsapok többségénél a zárófelület **(ülék) anyaga PTFE.** Ez a legtöbb kémiai anyaggal szemben ellenálló. További kedvező tulajdonsága a kis súrlódási tényező, a széles hőmérsékleti tartományban való alkalmazhatóság, valamint a kiváló tömítési képesség. A **záróelem** (golyó) általában **acélból készül.** Abrazív közegben való alkalmazásra készülhet kerámiagolyóval és üveggel töltött teflonülékkel. Az alkalmazott átmérő több száz mm is lehet, a nyomástartomány pedig a vákuumtól kb. 16 bar értékig terjedhet.

A gömbcsapok tehát előnyösen alkalmazhatók zárásra-nyitásra, korlátozottan áramlásszabályozási, valamint áramláselosztási feladatokra. Az alkalmazott közegek gázok, folyadékok, nem abrazív iszapok (abrazív közeg esetén speciális a kialakítás), vákuum valamint hűtőanyagok.

# Csőelzáró szelepek

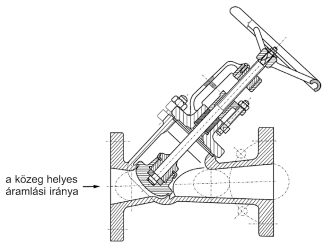
A szelep a **legjobb zárást biztosító csőelzáró szerkezet.** Sok fajtája ismeretes. Közös jellemzőjük, hogy a **szeleptányér a nyílás síkjára merőlegesen mozdul el.** Záróelemei a szelepházban kiképzett **zárógyűrű** és a ráilleszkedő, a mozgatóorsó végén elforgathatóan rögzített **szeleptányér** (245. ábra). A nyitás nagysága a szeleptányér mozgatásával egyenes arányos, több szempont mellett ezért is a szelepek **ideálisak az áramlás szabályozására.** További kedvező tulajdonsága a szelepeknek, hogy a csavarorsós szár forgatásával a zárást létrehozó erő szabályozható, és a szeleptányér az üléken – a szeleptányér rögzítésétől függően – nem vagy alig súrlódik. **Nagyon jó tömítettségű zárást biztosít.** Hátrányos tulajdonsága, hogy az áramló közegben lévő szemcsék benyomódhatnak és károsíthatják a zárófelületet.

### 245. ábra - Egyenes ülésű szelep




A szelepház alakja a folyadék **áramlásának iránya** szempontjából meghatározó jelentőségű. Alapvető, hogy az mindig szelepnyitás irányú legyen. Az áramlási veszteség szempontjából legkedvezőtlenebb a sarokszelep, amelynél a folyadékáram iránytörése 90°, kedvezőbb az iránytöréses kézi elzárószelep. Az áramlási ellenállás lényegesen csökken a ferde ülésű szelep (246. ábra) alkalmazásával, ugyanakkor viszont itt nagyobb a szeleptányér útja és így a zárási idő.

### 246. ábra - Ferde ülésű szelep




A szeleporsó forgó és haladó mozgást végez; mozgatása leggyakrabban kézikerékkel történik. A nagyobb méretű ipari szelepház két részből áll: a tulajdonképpeni házból és a hidat, valamint a tömszelencét magában foglaló fedélből. Alján víztelenítőnyílás is elhelyezhető. A fedelet tömítés közbeiktatásával csavarok szorítják a házhoz.

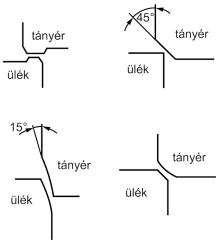
A hídban helyezkedik el az elfordulás ellen pl. csavarral biztosított bronzanya és a tömszelence, amelyet kialakításától függően menettel, kalapácsfejű vagy tőcsavarral, esetleg hollandi anyával préselnek a tömítendő felületek (a ház és az orsó menet nélküli része) közé.

A szelepház anyaga öntött- vagy kovácsoltvas, acélöntvény, bronz, könnyűfém, vörösötvözet, illetve műanyag.

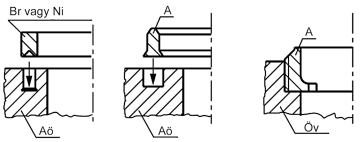
Az orsó anyaga: sárgaréz, bronz, acél vagy rozsdamentes acél, ez utóbbi **500 °C hőmérsékletig** is alkalmazható. A szeleptányér, illetve a szelepház kialakításától függően akár **400 bar feletti nyomásértékig is használhatók.** A 245. ábra egyenes ülésű szelep kialakítását szemlélteti.

A tömszelence anyaga: bronz és öntöttvas. A nagyobb szelepek felfekvési felületeire zárógyűrűket erősítenek. A zárófelület gumi, bőr, fiber vagy műanya (pl. teflon), gázszelepeknél keményólom, nagyobb nyomású és hőmérsékletű közegeknél pedig bronz, nikkel, acél, rozsdamentes acél. A szeleptányér felfekvése sík, kúpos vagy esetleg gömbfelület. Néhány gyakori kialakítást szemléltet a 247. ábra. A 248. ábra jellemző zárógyűrű- és fészekkialakításokat mutat.

## 247. ábra - Szeleptányér-ülék felfekvési kialakítások




## 248. ábra - Zárógyűrű- és fészekkialakítások




Az elméletileg szükséges **legkisebb szelepemelkedés** (h), amikor a folyadék átömlési keresztmetszetek a peremhatás és egyéb veszteségfokozó tényezők elhanyagolásával megegyeznek:

$$\frac{d_0^2 \cdot \pi}{4} = d_0 \cdot \pi \cdot h \text{ alapján } h = \frac{d_0}{4},$$

ahol $d_0$ = az átömlőnyílás átmérője.

A **szeleptányér vastagsága** a vakkarima méretezéséhez hasonlóan, a féltányért befogott tartónak véve

$$M = \frac{1}{2} \cdot \frac{2}{3} \cdot \frac{d_0}{\pi} \cdot \frac{d_0^2 \cdot \pi}{4} \cdot p = \frac{d_0 s^2}{6} \cdot \sigma_{meg}$$

alapján számítható, ahol

p = a belső túlnyomás,

s = a szeleptányér vastagsága,

$\frac{2}{3} \cdot \frac{d_0}{\pi}$ = a féltányér felület súlyponti koordinátája,

σ = a megengedett hajlító feszültség. Ebből:

$$s = d_0 \cdot \sqrt{\frac{p}{2 \cdot \sigma_{meg}}}.$$

Az **orsómozgatás nyomatékigénye** a folyadéknyomásból származó erő alapulvételével, az orsó és az anya relatív elmozdulásából, illetve a szerkezet felépítéséből adódó egyéb súrlódási nyomaték veszteségekből tevődik össze. Helyes, ha a kézikerék átmérőjét úgy határozzuk meg, hogy a forgatás erőszükséglete ne lépje túl a 150 N-t. A nyomatékigény (M) ismeretében, az $F_k$=150 N kézierőhöz tartozó kézikerék átmérő:

$$d = \frac{M}{F_k} \cong 0,007M.$$

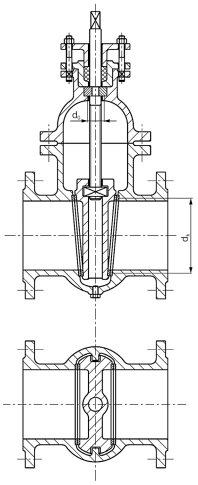
A szelepek alkalmazásának előnye a tökéletes zárás, a gyors nyitható-zárhatóság, a zárófelületek könnyű utánmunkálhatósága, az áramló mennyiség fokozat nélküli szabályozhatósága. Hátránya az iránytörés következtében nagyobb nyomásveszteség, a csővezetékben nyitáskor és záráskor keletkező vízlökés.

Összefoglalva: **a szelepek gyakori működtetés esetén is alkalmasak az áramlásszabályozási, zárás-nyitási feladatokra.** Az alkalmazott közegek lehetnek – elsősorban szilárd anyagoktól, szemcséktől mentes – gázok, folyadékok, vákuum, valamint hűtőközeg.

# Csőelzáró tolózárak

A tolózárakban az áramlás irányára merőleges lapok nyitnak és zárnak. **Ékes tolózárnál** (249. ábra) a zárótest ékszerű, a **kényszerzárású tolózárnál** pedig rendszerint két, párhuzamos, a tömítőfelületekhez illeszkedő tárcsa. Kis nyomásoknál, legfeljebb 225 °C hőmérsékletig merev ékzárású, efelett a nyomástól függetlenül, párhuzamos zárófelületű tolózárakat alkalmaznak.

### 249. ábra - Ékes tolózár



A **párhuzamos tömítőfelületű tolózárak** alkalmazásának korlátai a következők:

- amennyiben a folyadék nyomása alacsony, nem jön létre megfelelő zárás a fém-fém tömítőfelületek között,
- a felületek anyagától, a szállított közeg jellemzőitől (kenőképesség, koptatóanyag-tartalom stb.) függően a gyakori működtetés a tömítőfelületek intenzív kopásához vezethet, ezért a tolózárakat gyakori működtetés esetén nem célszerű alkalmazni,
- ha nagy sűrűségű és nagy sebességű közeg áramlásáról van szó, a lazán megvezetett tárcsa, illetve az egyéb elemek intenzív rezgésre hajlamosak, az áramlás szabályozására nem alkalmasak.

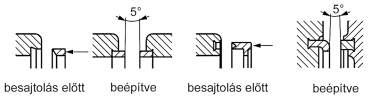
A párhuzamos zárófelületű tolózáraknál a pontosabb zárás érdekében osztott kivitelű záróelemeket alkalmaznak. A két fél közé rugót helyeznek, ez alacsony folyadéknyomás esetén is a zárófelületre feszíti a zárólapokat. Másik lehetséges megoldás az osztott zárólap érintkező felületének ék alakú

kiképzése. A zárás során az egyik fél felütközése után a másik fél az ékpályán elcsúszva szétfeszíti a zárólapokat, amelyek így megfelelő zárást biztosítanak.

Az **ékes tolózárak** esetén a zárótest ék alakú kialakításának az a célja, hogy záráskor az ékhatás miatt jelentős erő ébredjen a tömítési felületekre merőlegesen. Ez lehetővé teszi, hogy a fém-fém zárófelületek között megfelelő zárást biztosítsunk abban az esetben is, ha kis nyomású közeg szállításáról van szó. A zárótest általában horonyban vagy bordában megvezetett kiképzésű, hogy a tényleges zárás előtt az ülékkel ne érintkezzen. Ezzel a zárófelületek kopása minimalizálható.

A tolózár orsói lehetnek forgó a 249. ábra és emelkedő (pl. iszapos folyadékokhoz) kialakításúak aszerint, hogy a menetes orsó vagy az anya az emelőszerkezet elmozduló tagja. Az ékes tolózár forgó csavarorsója trapézmenettel csatlakozik a zárótestben elhelyezett négyszögletes anyához. Az orsó haladó mozgását a fedélbe helyezett, két félből álló gyűrű akadályozza. Működtetéskor tehát az anya a zárótesttel együtt emelkedik az orsón. Nyitáskor a kb. 5°-ban összetartó zárófelületek egymásra csúsznak, és a záró folyamat végén, nem önzáró módon kialakul az üzem közbeni kopásokat is részben kompenzáló tömör zárás A tolózár elemei hasonló anyagból készülhetnek, mint a szelepéi. A 250. ábra néhány zárógyűrű-kialakítást szemléltet.

### 250. ábra - Zárógyűrű- és horonykialakítások




A **tolózárakat nagymennyiségű** víz-, gőz-, gáz-, olaj- stb. **szállító csőhálózat szerelvényeként alkalmazzák.** Kialakításuk lehet lapos, ovális és hengeres alakú. A nagy tolózárak nyitásakor keletkező súrlódó erő kiküszöbölésére, a zárótag kétirányú megtámasztására körülfolyó csapokat szokás áthidalásként beiktatni. Nyitáskor először ezt a csapot kell kinyitni, és így a nyomás a zárótag két oldalán kiegyenlíthető.

A tolózár nyitásirányú működtetéséhez az orsó elforgatásakor szükséges nyomaték (M) közelítően, néhány kisebb jelentőségű súrlódási veszteség elhanyagolásával, a csavarmenetnél ($M_1$) és a gyűrűfeleknél ($M_2$) fellépő nyomatékok összege, vagyis a 249. ábra jelöléseivel:

$$M = F \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \rho') + F \cdot \frac{d_0}{2} \cdot \mu_2,$$

ahol az orsóra ható erő (F), körülfolyó nélküli esetet feltételezve:

$$F = \frac{d_k^{\,2} \cdot \pi}{4} \cdot p \cdot \mu_1,$$

és $\alpha$, $\rho$' és $d_2$ menetjellemzők, p = a belső nyomás; $\mu_1$ = súrlódási tényező a zárógyűrűknél, $\mu_2$ = súrlódási tényező a járulékos nyomatékot igénylő támasztófelület.

A **tolózárnál** a közeg átáramlása iránytörés nélküli. **Záráskor nincs vízlökés.** Hátrány, hogy **nyitáskor és záráskor** a zárófelületek a csiszolódás következtében **kopnak,** utánmunkálásuk nehéz (különösen az ékes tolózáraknál), az átáramló **mennyiség** részleges nyitással (a turbulencia és zárólapok vibrációja következtében) **nem szabályozható.** A zárólapot mozgató szerelvények szükség esetén belsőégésű vagy hidromotorral, vagy villamos hajtással, távvezérlés útján is működtethetők.

Összefoglalva: a tolózárak nem túl gyakori működtetés esetén zárási-nyitási feladatokra alkalmasak. Az áramló közeg lehet gáz, folyadék, vákuum, valamint hűtőközeg.

# Önműködő szelepek

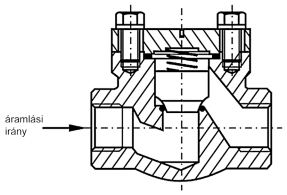
Az önműködő szelepek feladata a szállított közeg visszaáramlásának megakadályozása. Csoportosításuk a **záróelem-mozgás módja** alapján:

- egyenes irányban elmozduló (a szeleptányér az ülékre merőleges irányban mozog, ilyen a visszacsapó szelep),
- elforduló (a szelepülék síkján kívül elhelyezkedő csuklópont körül fordul el a szeleptányér, ilyen a torlócsappantyú),
- deformálódó (membrán).

A szeleptányért ezeknél az áramló közeg nyomása működteti.

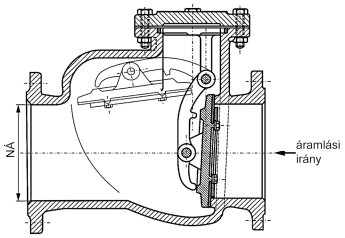
A **visszacsapó szelep** (251. ábra) csak egyirányú áramlást enged. Ellenkező irányú áramlásnál a folyadék a szeleptányért a szelepülésre nyomja. A gyors zárás rugóval segíthető. Használatakor pl. a nyomás alatt álló tartályokból megakadályozza a visszaáramlást.

### 251. ábra - Visszacsapó szelep



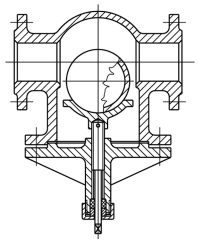

Ugyancsak a visszaáramlás megakadályozására szolgál a **torlócsappantyú** (252. ábra). Ezt nagyobb átmérőjű csöveknél alkalmazzák. A zárást zárólap biztosítja, amelynek beszerelésére a házon kialakított négyszögletes nyílás szolgál. Tömítésre lágy tömítőanyagot, bőr- vagy műanyag gyűrűt használnak. Városi vízvezeték-hálózatban is elterjedten alkalmazzák.

### 252. ábra - Torlócsappantyú




A **csőtöréskor záródó szelep** (253. ábra) a közeg kiáramlását akadályozza meg oly módon, hogy a megnövekedett sebességű áramló közeg a tányérról lesodorja és az elzárónyíláshoz szorítja a zárógolyót.

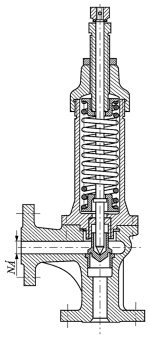
### 253. ábra - Csőtöréskor záródó szelep



# Biztonsági szelepek

A biztonsági szelepeket a túlnyomás elleni védettség érdekében szerelik a nyomás alatt lévő tartályokra, csővezetékekre. A **beállított üzemi nyomás túllépése esetén nyitnak, és annak visszaálltakor zárnak.** A biztonsági szelep tányérját **súly-** vagy rugó**terheléssel** tartják zárt helyzetben (254. ábra).

**254. ábra - Rugóterhelésű biztonsági szelep**



A **rugóterhelésű** biztonsági szelepeknél a rugót lehet közvetlenül a szeleptányéron vagy meleg közeg esetén a felmelegedéstől védve, feljebb elhelyezni. A működtető nyomás pl. csavarorsós rugóelőfeszítéssel állítható. Mivel a szeleptányért terhelő maximális erő 6000 N lehet, szükség esetén közös házba 2–4 azonos kialakítású, önállóan működő biztonsági szelepet helyeznek el.

Rugóterhelésű szelepeknél csak nyomórugó használható. A rugó méretezését a mechanikában tanultak alapján lehet elvégezni.

# Tároló- és nyomástartó tartályok

A **tartályok** különböző halmazállapotú **anyagok tárolására szolgálnak.** A mezőgazdaságban és az élelmiszeriparban pl. víz, tej, gyümölcslevek, üzemanyagok, folyékony műtrágyák, trágyalé, növényvédő- és permetezőszerek, levegő, gőz, gázok és ömlesztett vetőmagvak, szemes termények, liszt, cukor, műtrágyák, növényvédő és csávázószerek stb. tárolására használják. A tartályok lehetnek hengeres, hasáb, ívelt oldalú hasáb, kúpos, gömb, szferoid, csepp stb. alakúak. Anyaguk ötvözetlen vagy ötvözött acél, alumínium, réz, különféle műanyagok (pl. üvegszállal erősített poliészter), vasbeton stb. Az acéltartályok, ha szükséges, a vegyi anyagokkal szembeni ellenállás érdekében gumi-, ólom-, műanyag stb. béléssel is elláthatók.

**Feladatuk szerint a tartályok tároló- vagy nyomástartó edények.** A **tárolótartályok** vagy -edények terhelése a bennük tárolt anyag súlyából, illetve a hidrosztatikai nyomásból származik. A tényleges falvastagságot úgy kell megállapítani, hogy a tartály kellően merev legyen, ugyanakkor az anyag megválasztásnál a tárolt közeg kémiai tulajdonságait és hőmérsékletét is figyelembe kell venni. A **nyomástartó tartályok** belsejében túlnyomás vagy vákuum van. A túlnyomással terhelt tartályok – ilyenek a **gőzkazánok** és a legtöbb esetben a **vegyipari tartályok** – veszélyes üzeműek, ezért tervezésük, kivitelezésük és üzemeltetésük csak a vonatkozó szabályzatok (előbbiekre a „Kazánbiztonsági Szabályzat”, utóbbiakra a „Nyomástartó Edények Biztonsági Szabályzata”) és szabványok (pl. MSZ EN 14025) előírásai szerint történhet. A tartályok kevés kivételtől eltekintve hegesztett kivitelben készülnek.

Az edény névleges űrtartalmának alapján alakja meghatározásához az alábbi szempontokat célszerű figyelembe venni:

1. a szabványos lemezméreteket, törekedve a legkevesebb hulladékra és varrathosszra,

2. a szabványos fenék- és köpenyméreteket,

3. a tartály rendeltetését.

A tartályok alakja lehet:

1. 1. karcsú tartály, ha $L/D > 2$,

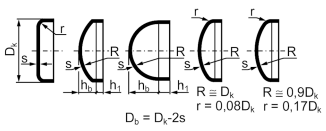
2. 2. arányos tartály, ha $1 \leq L/D = 2$,

3. 3. zömök tartály, ha $L/D < 1$,

ahol L = a tartály hengeres szakaszának hossza, D = a tartály külső átmérője.

A nyomástartó edény hengeres része a köpeny, amely lemezből hajlítva tompán illesztve hegesztéssel készül. Az edény lezárására az edényfenekek szolgálnak, amelyek sík, elliptikus, kosárgörbe (sekély és mély domborítással), valamint félgömb alakúak lehetnek, terhelhetőségük emelkedő sorrendjében (255. ábra).

### 255. ábra - Edényfenék-kialakítások

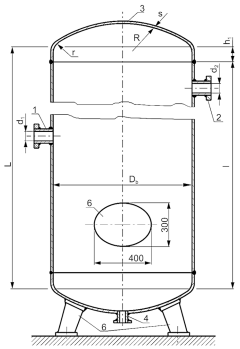



A köpeny és az edényfenék csatlakoztatását tompavarrattal kell készíteni. Az egyes tartálykialakítások fő méretei tekintetében szabványok nyújtanak eligazodást.

Tervezésnél a névleges űrtartalom és tervezési nyomás ismeretében megválasztjuk a tartály hosszának és átmérőjének viszonyát. Ebből a szabványos tartályfenék-átmérőkhöz alkalmazkodóan határozzuk meg a köpenyátmérőt, majd a tartály anyagának, hőmérsékletének ismeretében megállapítjuk a megengedhető feszültséget, és kiszámítjuk a falvastagságot.

Ezt követően a varratok kijelölésével, csőcsatlakozások, kezelőnyílások, alátámasztások, szerelvénycsatlakoztatási helyek feltüntetésével főtervet készítünk (256. ábra), majd előírjuk a részletes gyártástechnológiát. Az ábra szerinti hegesztett légtartályon lévő csőcsonkok (1 és 2) a levegő be-és kivezetését illetve a biztonsági szelep csatlakoztatását (3) szolgálják, a lecsapódó víz ürítésére kifolyócsonkot (4) alkalmaznak, végül a búvónyílás (5) és az alátámasztó lábak (6) teszik teljessé a berendezést.

### 256. ábra - Hegesztett légtartály




**Fontosabb üzemi szerelvények:** kezelőnyílás, ellenőrző nyílás, a töltés, fogyasztás és leeresztés elzárószerelvényei, nyomáscsökkentők, visszacsapó szelepek, kondenzedények stb.

**Főbb biztonsági szerelvények:** állapothatároló szerelvények, biztonsági szelep, szippantószelep, hasadótárcsa, olvadótárcsa stb.

**Állapotjelző szerelvények:** hőmérő, nyomásmérő, vízállásmutató, légtelenítő stb.

**Karbantartási szerelvények:** tisztítónyílás, búvónyílás, csapadékleeresztő nyílás stb.

# Tömítések

## Tömítési alapelvek

A karimás csőkötések érintkező felületeinek biztosítani kell a belső és külső terek elválasztását. Ezt szolgálja a tömítés, amelyet kétféle módon lehet megvalósítani.

1. A **zárófelületeket** fényesre csiszolják és nagy felszíni alakváltozást okozó tömítőerővel **összeszorítják.**

2. A zárófelületek közé **rugalmas,** azok egyenetlenségeit kitöltő anyagú **tömítést** helyeznek, és az előzőnél jóval kisebb tömítőerővel **összenyomják.**

A tömítésnek a tömör záráson túl megfelelő üzembiztonságúnak és élettartamúnak kell lennie. Kialakítása lehet lapos, idom és hegesztett zárófelületű. Anyaga lehet lágy, kemény vagy a kettő kombinációja.

A tömítések kialakításának szerteágazó tudománya és szakirodalma van. Különösen mozgó alkatrészekkel lezárt terek tömítésekor adódik bonyolult probléma. Ezért a kérdést később, a csapágynál részletesen is tárgyaljuk. Itt csak a csővezetékek tömítésével kapcsolatos legfontosabb ismereteket foglaljuk össze.

# Nyugvó felületek érintkező tömítései

## Lapos tömítések

A **lágy tömítés** anyaga **gumi, IT lemez, parafa, műanyag, kéregpapír, prespán, fíber,** nagyobb nyomás esetén szövetbetétes vagy rézsodrony szövettel merevített gumi. (Az IT lemez anyaga gumi és azbeszt – a nevét is a két szó utolsó betűje alkotja –, kb. 90% bontott azbesztrostot és 10% gumit vagy műgumit tartalmaz; **hőterhelés** és **nagy nyomás** esetén huzalszövettel merevítik, azbeszttartalma miatt használata ma már kerülendő.)

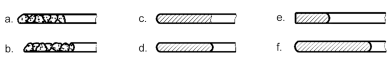
A lágy tömítéseket célszerű rejtetten elhelyezni, így a belső nyomás a tömítést a zárófelületek közé szorítja, és csökkenti a kifújás veszélyét. Néhány jellemző megoldás: a kiugrás-beugrás, a horony-szád (257/e ábra) és a gyűrűs horony-beugrás (257/a ábra) párosítás.

A kiugrásnak és a szádnak szereléskor mindig az áramlás irányába kell esnie. Szerelvényen csak beugrásos vagy hornyos karima lehet.

Gyakran a beugrásos és horony kiképzésű karimát a külső peremen megkülönböztető beszúrással látják el. A lágy tömítőanyag szilárdsága fémrészekkel növelhető. Megoldások:

- Hullámlemezes tömítőgyűrű rozsdamentes acélból, két oldalán lágy tömítőzsinórral bélelve, belső fémszegéllyel (257/a ábra) vagy anélkül (257/b ábra).
- **Lágy tömítőgyűrű,** kívül-belül fémszegéllyel (257/c ábra), készülhet egy oldalon fémszegélyezetten is (257/d ábra).
- **Fémburkolatú, lágy tömítőgyűrű** (257/e, f ábra).

### 257. ábra - Lapos tömítések (a, b, c, d, e, f)

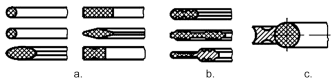



A kemény tömítések anyaga rendszerint fém (**vörösréz, bronz, nikkel, alumínium, ólom, lágyvas** stb.). Lapos tömítésként csak nagyobb nyomásoknál és hőmérsékleteknél gazdaságos. Főként idomtömítésként alkalmazzák.

## Idomtömítések

Az idomtömítések **lágy és kemény anyagból készülhetnek** kör, ovális, lencse, négyszög, élére állított négyszög (258/a ábra) stb. profillal. A 257/a ábra vízvezetékeknél alkalmazható, beépített rejtett tömítést mutat. A körszelvényű gumitömítés a kifelé szűkülő horonyba szorul, a felső karima sima homlokfelületű.

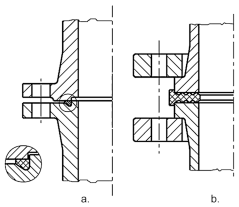
### 258. ábra - Idom- és fésűstömítések (a, b, c)




A 258/c ábrán kör keresztmetszetű gumi tömítőgyűrű és a vele együtt alkalmazott merevítő fémtámasz látható.

A **fésűs tömítések** (258/b és 259/b ábra) anyaga szénacél és réz-molibdén, króm-molibdén, króm-nikkel ötvözésű acél. A **fésűs tömítés** 32 MPa névleges nyomásig használható. Nagynyomású vízvezetéknél a fésűs tömítés felfekvő felületein ~1 mm vastagságú lágy tömítést is alkalmaznak.

### 259. ábra - Tömítésbeépítési példák (a, b)




A **lencsetömítés** (259/a ábra) a karima kúpos felületén felfekvő körívekkel határolt keresztmetszetű tömítőgyűrű. Anyaga lágyvas vagy acél és vörösréz. A csővégek kismérvű elmozdulását és szögelhajlását is megengedi. Alkalmazása többek között gépjárműmotor-kipufogócsonk csatlakozásoknál általános.

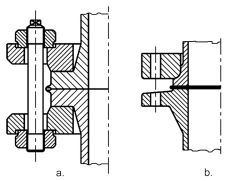
## Hegesztett zárófelületű tömítések

Nagy hőmérsékletű és nyomású csővezetékeknél alkalmazott, korszerű tömítés az **ajak- és a membránhegesztés.**

**Ajakhegesztésnél** (260/a ábra) a kötőgyűrűkre ajkakat esztergályoznak, és ezeket – a kötőcsavarok meghúzása után – körülhegesztik. Többszöri szétszerelés után az ajak tönkremegy, ezért pótolható, ajakhegeszthető acél tömítőgyűrű párt is szokás a karimához hegeszteni.

**Membránhegesztésnél** (260/b ábra) a belső átmérő mentén gyengén ötvözött króm-molibdén acélból készült lemezt hegesztenek a kötőgyűrűk homlokfelületére, majd a kötés összeszerelése után a kiálló membránlemezeket külső átmérőjükön összehegesztik. A könnyebb hozzáférhetőség miatt a karimák ferdén leesztergályozottak.

### 260. ábra - Kemény és hegesztett zárófelületű tömítések (a, b, c)



# 4. fejezet - Tengelyek, tengelykapcsolók

A 4. fejezetben alkalmazott jelölések (rövidítések jegyzéke)

## 4.1. Tengelyek

| | | |
|---|---|---|
| d, D | mm | tengelyátmérő |
| $\tau$ | MPa | csúsztatófeszültség |
| $\tau_{cs}$ | MPa | csavarófeszültség |
| T | Nm | csavarónyomaték |
| K | $mm^3$ | keresztmetszeti tényező |
| $K_p$ | $mm^3$ | poláris keresztmetszeti tényező |
| m | kg | tömeg |
| $M_h$ | Nm | hajlítónyomaték |
| $\sigma_h$ | MPa | hajlító feszültség |
| $\sigma_{red}$ | MPa | redukált feszültség |
| $\sigma_{meg}$ | MPa | megengedett feszültség |
| F | N | erő |
| f | m | lehajlás |
| $\beta$ | ° | keresztmetszet szögelfordulása |
| $\phi$ | ° | elcsavarodás |
| l | mm | (tengely)hossz |
| I | $mm^4$ | másodrendű nyomaték |
| $I_p$ | $mm^4$ | poláris másodrendű nyomaték |
| G | MPa | csúsztató rugalmassági modulus |
| E | MPa | rugalmassági modulus |
| $\sigma_m$ | MPa | hajlító középfeszültség |
| $\tau_m$ | MPa | csavaró középfeszültség |
| $\sigma_a$ | MPa | hajlítófeszültség amplitudó |
| $\tau_a$ | MPa | csavarófeszültség amplitudó |
| $c_d$ | | dinamikus tényező |
| $\omega$ | 1/s | szögsebesség |
| e | m | excentricitás |
| y | m | rugalmas lehajlás |
| $F_c$ | N | centrifugális erő |
| $F_r$ | N | rugalmas visszatérítő erő |
| s | N/m | rugómerevség |
| $n_k$ | 1/s | kritikus fordulatszám |
| $\omega_k$ | 1/s | kritikus szögsebesség |
| c | 1/s | tengely rugóállandója |
| $\nu$ | | nagyítási tényező |
| $\rho$ | $kg/m^3$ | sűrűség |
| $\omega_{tk}$ | 1/s | a torziós lengések sajátfrekvenciája |

| | | |
|---|---|---|
| $s_t$ | Nm | a tengely torziós rugómerevsége |
| $\Theta$ | $kgm^2$ | tehetetlenségi nyomaték |
| m | kg | tömeg |
| r, R | m | sugár |
| C | n | centrifugális erő |
| p | N/m | fajlagos súly |
| $\sigma_{gy}$ | MPa | gyűrűfeszültség |
| $\Delta_r$ | mm | radiális megnyúlás |

4.2 Tengelykötések

| | | |
|---|---|---|
| $F_N$ | N | normálerő |
| $F_t$ | N | érintő irányú erő |
| $p_K$ | MPa | kötőnyomás |
| $p_t$ | MPa | felületi nyomás tengelyben |
| $C_ü$ | | üzemi tényező |
| T | Nm | csavarónyomaték |
| $d_t$ | mm | tengelyátmérő |
| d | mm | szeg átmérője |
| $p_{meg}$ | MPa | megengedhető felszíni nyomás |
| $\tau_{meg}$ | MPa | megengedhető csavarófeszültség |
| $\sigma$ | MPa | hajlítófeszültség |
| $\sigma_{meg}$ | MPa | megengedhető hajlítófeszültség |
| M | Nm | hajlítónyomaték |
| s | mm | agyvastagság, beütés mélysége |
| l | mm | retesz hossz |
| h | mm | retesz magasság |
| b | mm | retesz szélesség |
| A | $mm^2$ | retesz nyírt keresztmetszete |
| $\tau_n$ | MPa | névleges nyírófeszültség |
| p | MPa | felületi nyomás |
| $F_{t1}$ | N | reteszre ható erő tengelyben |
| $F_{t2}$ | N | reteszre ható erő agyban |
| $l_{eff}$ | mm | teherviselő reteszhossz |
| $h_{eff}$ | mm | teherviselő retesz magasság<br>teherviselő borda magasság |
| $\varphi$ | | együtthordási tényező |
| n | | teherviselő reteszek száma |
| $F_t$ | N | kerületi erő |
| $d_m$ | mm | középátmérő |
| L | mm | bordázat hossza |
| $d_1$ | mm | agy fejkörátmérője |
| $d_3$ | mm | fogazott tengely fejkörátmérője |

| | | |
|---|---|---|
| $d_{a1}$ | mm | fogazott tengely fejkörátmérője |
| $d_{a2}$ | mm | agy fejkörátmérője |
| $D_{Tb}$ | mm | tengely belső átmérője |
| $D_{Tk}$ | mm | tengely külső átmérője |
| $D_{Ab}$ | mm | agy belső átmérője |
| $D_{Ak}$ | mm | agy külső átmérője |
| $D_K$ | mm | illeszkedési átmérő |
| $\sigma_{red}$ | MPa | redukált feszültség |
| $\sigma_{meg}$ | MPa | megengedett feszültség |
| $Q_A$, $Q_T$ | | átmérőarányok |
| $Q_T$ | | tengely átmérőaránya |
| R | MPa | mértékadó szilárdsági határérték |
| $R_{eh}$ | MPa | alsó folyáshatár |
| $R_{p0,2}$ | MPa | egyezményes folyáshatár |
| $S_K$ | | képlékeny alakváltozási biztonsági tényező |
| E | MPa | rugalmassági modulus |
| $\varepsilon$ | | fajlagos nyúlás |
| $\nu$ | | Poisson-tényező |
| f | mm | túlfedés |
| $S_k$ | | képlékeny alakváltozási biztonsági tényező |
| $S_H$ | | megcsúszási biztonsági tényező |
| K | | merevségi tényező |
| $\mu$ | | csúszó súrlódási együttható |
| $\mu_0$ | | tapadó súrlódási tényező |
| $R_Z$ | mm | egyenetlenség magasság |
| $p_H$ | MPa | többletnyomás |
| B | mm | agy szélessége |
| $\omega$ | 1/s | szögsebesség |
| $f_T$ | mm | tehetetlenségi erő okozta túlfedés különbség |
| $\rho$ | $kg/m^3$ | sűrűség |
| $f_t$ | mm | járulékos erő okozta túlfedés különbség |
| $\alpha_{A,T}$ | mm/°Cmm | hőtágulási együttható |
| $f_f$ | mm | hőmérséklet változás okozta túlfedés különbség |
| t | °C | hőmérséklet |
| T | mm | túlfedés |
| FH | mm | felső határméret |
| AH | mm | alsó határméret |
| $\vartheta_A$ | °C | agyhőmérséklet |

| | | |
|---|---|---|
| $\vartheta_T$ | °C | tengelyhőmérséklet |
| $\vartheta_{sz}$ | °C | szobahőmérséklet |
| $\alpha$ | ° | kúpszög |
| $\rho$ | ° | csúszó súrlódási félkúpszög |
| $F_e$ | N | feszítőerő |
| $F_{rad}$ | N | radiális erő |
| $F_s$ | N | súrlódási erő |
| $F_{s(K)}$ | N | szükséges súrlódási erő |
| $D_{mK}$ | mm | palástfelület középátmérője |
| a | mm | sajtolási úthossz |
| $a_{sz}$ | mm | szerelési játék megszüntetéséhez szükséges sajtolási úthossz |
| a’ | mm | teljes sajtolási úthossz |
| $\Delta a$ | mm | agy elmozdulása |
| $F_{SZ}$ | N | szorítóerő |
| $\Psi$ | | terhelésátvivő gyűrűpárok száma |
| w | | gyűrűpárok száma |
| s | mm | résméret |
| B | mm | gyűrű szélessége |
| $B_o$ | mm | gyűrűpár szélessége |
| B’ | mm | gyűrűpár szélessége szerelés után |
| $\alpha$ | | ék hajlásszöge |

## 4.3 Tengelykapcsolók

| | | |
|---|---|---|
| $M_k$ | Nm | mértékadó nyomaték |
| $M_{névl}$ | Nm | átviendő névleges nyomaték |
| $k_n$ | | szorzótényező |
| v | mm | tokvastagság |
| $\tau_{cső}$ | MPa | tokban ébredő csavarófeszültség |
| $\tau_{tengely}$ | MPa | tengelyben ébredő csavarófeszültség |
| $d_s$ | mm | súrlódó felület középátmérője |
| z | | összeszorító csavarok száma |
| $d_{cs}$ | mm | csavarok magátmérője |
| $\sigma_{cs\ meg}$ | MPa | csavarok húzásra megengedett igénybevétele |
| $d_k$ | | csavarok lyukkör átmérője |
| $\tau_{cs\ meg}$ | MPa | csavarok nyírásra megengedett igénybevétele |
| $\sigma_{hj}$ | MPa | fogtőben ébredő hajlítófeszültség |

| | | |
|---|---|---|
| A | $mm^2$ | érintkező fogoldal felülete |
| β | ° | profilszögszög |
| $F_e$ | N | előfeszítő erő |
| b | mm | foghossz |
| $d_m$ | mm | a fogazat közepes átmérője |
| $h_k$ | mm | fogmagasság |
| $\tau_{ny}$ | MPa | fogban keletkező nyírófeszültség |
| $\theta_m$ | kg $m^2$ | motor tehetetlenségi nyomatéka |
| $\theta_g$ | kg $m^2$ | hajtott gép tehetetlenségi nyomatéka |
| $M_m$ | Nm | motor nyomatéka |
| $M_g$ | Nm | hajtott gép üzemi nyomatéka |
| $M_\varepsilon$ | Nm | gyorsítónyomaték |
| $M_{ig}$ | Nm | járulékos nyomatéktöbblet |
| ε | $1/s^2$ | szöggyorsulás |
| $M_k$ | Nm | a kapcsolót terhelő nyomaték |
| *s* | N/m, Nm/rad | rugómerevség |
| δ | Ns/m<br>Nms | csillapítási tényező |
| f | m | kitérítés |
| φ | | szögelfordulás |
| F | N | kitérő erő |
| γ | | fáziskésés |
| ω | 1/s | körfrekvencia |
| a | mm | gumituskó magassága |
| c | mm | gumituskó szélessége |
| b | mm | gumituskó vastagsága |
| $W_b$ | Nm | hasznos munka |
| $W_h$ | Nm | befektetett munka |
| $W_v$ | Nm | hőveszteség |
| $P_1$ | W | indítás teljesítmény igénye |
| $P_{1d}$ | W | felgyorsítás teljesítmény igénye |
| $P_{2d}$ | W | hasznos indítási teljesítmény |
| $P_{vd}$ | W | indítás teljesítmény vesztesége |
| C | | dinamikus tényező |
| $C_m$ | | gyakorisági tényező |
| $C_v$ | | sebességtényező |
| $C_z$ | | lemezek számát figyelembe vevő tényező |

Kiegészítő indexek

| | |
|---|---|
| max | legnagyobb |

| | |
|---|---|
| min | legkisebb |
| meg | megengedett |
| k | kerületi |
| red | redukált |
| s | súrlódó |
| m | közép |
| t | tangeciális |
| r | radiális |
| a, ax | axiális |
| A | agy |
| T | tengely |

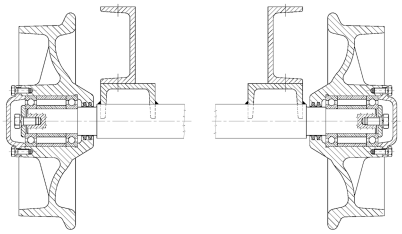
# Tengelyek, forgórészek

A csapágyakkal megtámasztott, forgó szerkezeteket hordozó gépelemeket tengelyeknek nevezzük A szerkezeti kialakításuknak megfelelően a tengelyek lehetnek: hordozó és közlő tengelyek.

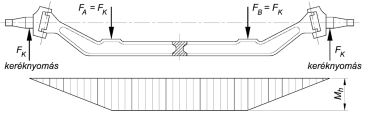
**A hordozó tengelyek** feladata forgó szerkezeti elemek, pl. görgők, kerekek, tárcsák, dobok és hasonlók hordozása. A hordozó tengelyek jellemző igénybevétele a hajlítás, csavaró igénybevétel ezeket a tengelyeket nem terheli. (Megjelenik a nyíró igénybevétel is, de mivel ez tengelyeknél nagyságrendileg kisebb, mint a hajlítás, ezt méretezéskor általában elhanyagoljuk.) A hordozó tengely lehet álló vagy forgó.

- **Álló hordozó tengely** esetén a tengelyre szerelt alkatrészek forognak. Az álló tengelyek keresztmetszete rendszerint kör, különleges esetekben I szelvény vagy szekrényes tartó. Álló tengely kialakítására a 261. ábra mutat példát. A 262. ábrán ugyancsak egy – a gépjárműveknél használatos – álló hordozó tengelyre látható példa, ahol a tengely kialakítása a hajlító igénybevételnek legjobban megfelelő I tartó.

### 261. ábra - Csillekerék csapágyazás. Példa az álló hordozó tengely alkalmazására. Az álló tengelyen a csillekerék forog

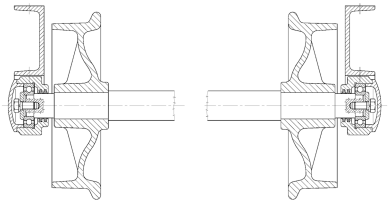


### 262. ábra - Gépjárművek mellső kerekeinél használatos, nem kör keresztmetszetű, álló hordozó tengely



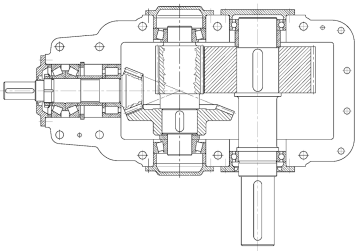

- **A forgó hordozó tengelyek** keresztmetszete szinte kivétel nélkül kör, vagy körgyűrű. Amíg az álló tengelyek fárasztó igénybevétele lüktető, addig a forgó tengelyeké forgóhajtogatás, ami azt jelenti, hogy a keresztmetszet szélső szála a forgó helyzetétől függően hol húzó, hol pedig nyomó igénybevételt szenved. A forgó hordozó tengely kialakítására a 263. ábra mutat példát.

### 263. ábra - Csillekerék csapágyazás. Példa a forgó hordozó tengely alkalmazására. A csillekerék a tengellyel együtt forog



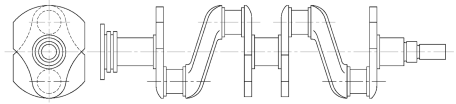
**A közlő tengelyek** feladata a forgó szerkezeti elemek hordozása mellett forgatónyomaték továbbítása is. A forgatónyomatékot fogaskerékkel, csigával, lánckerékkel, szíjtárcsával, kötélkoronggal stb. lehet a tengellyel közölni, vagy onnan elvezetni. A közlő tengelyekre a 264. ábra mutat példát.

### 264. ábra - A fogaskerékhajtómű tengelyei közlő tengelyek



A közlő tengelyek külön csoportja az egyenes vonalú alternáló mozgást forgó mozgássá, illetve a forgó mozgást egyenes vonalú mozgássá alakító forgattyús hajtóművek legfontosabb szerkezeti eleme: a forgattyús tengely. A forgattyús tengely kialakítására a 265. ábra mutat egy példát.

### 265. ábra - Három helyen csapágyazott, négy hengeres belső égésű motor forgattyús tengelye



A tengelyek anyaga leggyakrabban acél, ritkábban acélöntvény, esetleg öntöttvas. Az anyag megválasztásakor nemcsak a szilárdsági tulajdonságok a döntők, hanem az anyag szívóssága is fontos jellemző. Ez utóbbi tulajdonság a fárasztó igénybevételek és a lökésszerű dinamikus terhelések miatt fontos.

Normál üzemi körülmények között a tengelyek anyaga az MSz EN 500 szerinti általános rendeltetésű szerkezeti acélok. Nagyobb igénybevételű helyekre a tengelyeket ötvözetlen vagy ötvözött nemesíthető acélból készítik (MSz EN 10083). A tengely felületét kopásállóvá lehet tenni betétben edzhető acél (MSz EN 10084) használatával. A betétedzés a kopásállóság mellett a kifáradási határt is növeli. Hasonló hatás érhető el a nitridálható acélok alkalmazásával is.

A tengelyek szinte kivétel nélkül fárasztó igénybevételnek vannak kitéve, ezért indokolt mindazokat a technológiai eljárásokat alkalmazni, amelyek az élettartamot növelik: betétedzés, lángedzés, indukciós edzés, nitridálás, görgőzés, sörétezés, keménykrómozás stb.

A tengelyek tervezésekor a tengelyeket ellenőrizni kell:

- statikus igénybevételre,
- alakváltozásra,
- kifáradásra,

- kritikus fordulatszámra.

# Ellenőrzés statikus igénybevételre

## Csavarás

A közlő tengelyek egyik alapvető igénybevételi módja a **csavarás.** *T* csavaró nyomaték hatására ébredő csavarófeszültség:

$$\tau_{cs} = \frac{T}{K_p},$$

ahol a $K_p$ poláris keresztmetszeti tényező tömör, illetve csőtengely esetén:

$$K_p = \frac{d^3\pi}{16}, \quad K_p = \frac{(d^4 - d_0^4)\pi}{32} \cdot \frac{2}{d}.$$

Az előző két összefüggésben *d* a tömör tengely átmérője, illetve a csőtengely külső átmérője, $d_0$ pedig a csőtengely belső átmérője.

Ha egy csőtengely külső átmérője $d_{cső}$, belső átmérője pedig $d_0$, az ugyanakkora nyomaték átviteléhez szükséges csőtengely külső átmérője a ($d_0/d_{cső}$) függvényében:

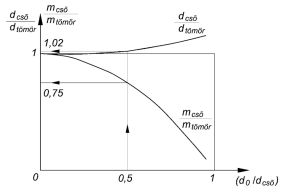
$$d_{cső} = \sqrt[3]{\frac{1}{1-(d_0/d_{cső})^4} \cdot \frac{16}{\pi} \cdot \frac{T}{\tau_{meg}}} = \sqrt[3]{\frac{1}{1-(d_0/d_{cső})^4}} \cdot d_{tömör}.$$

és az ugyanakkora nyomaték átviteléhez szükséges csőtengely tömege a ($d/d_{cső}$) függvényében:

$$m_{cső} = \frac{\left[1-(d_0/d_{cső})^2\right]d^2}{4} \cdot \pi L \rho = \left[1-(d_0/d_{cső})^2\right] \cdot m_{tömör}.$$

A fenti összefüggésben *L* a csőtengely hossza, $\rho$ pedig a tengely anyagának sűrűsége. Az előző két összefüggést grafikusan a 266. ábra mutatja. Az ábrából látható, hogy ha ugyanakkora nyomaték átvitelére tömör tengely helyett olyan csőtengelyt építünk be, amelyiknél a belső és külső átmérő hányadosa $d_0/d_{cső} = 0{,}5$, akkor a csőtengely átmérője 2%-kal nagyobb, tömege viszont 25%-kal kisebb, mint a tömör tengelyé.

### 266. ábra - A csőtengely külső átmérőjének és tömegének változása a $d_0/d_{cső}$ függvényében ugyanakkora nyomaték átvitele esetén




## Hajlítás

A tengelyek másik alapvető igénybevételi módja a **hajlítás.** $M_h$ hajlítónyomaték hatására ébredő hajlítófeszültség:

$$\sigma_h = \frac{M_h}{K}.$$

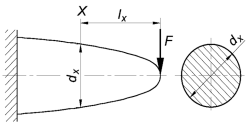
ahol a *K* keresztmetszeti tényező tömör, illetve csőtengely esetén:

$$K = \frac{d^3\pi}{32},\ K = \frac{(d^4 - d_0^4)\pi}{64} \cdot \frac{2}{d}.$$

Ahol $d$ a tömör tengely átmérője, illetve a csőtengely külső átmérője, $d_0$ pedig a csőtengely belső átmérője.

Hajlítás szempontjából egyenszilárdságú tömör tengely alakja az előzőleg ismertetett összefüggések felhasználásával (267. ábra):

### 267. ábra - Egyenszilárdságú tengelyalak hajlításra

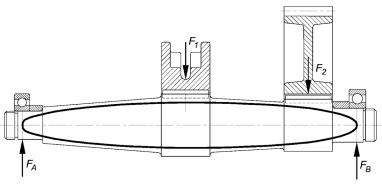



A tengelyátmérő az $l_x$ helyen:

$$d_x = \sqrt[3]{\frac{32M_h}{\pi\sigma_{meg}}} = \sqrt[3]{\frac{32Fl_x}{\pi\sigma_{meg}}},\ \text{azaz}\ d_x = \sqrt[3]{\frac{32F}{\pi\sigma_{meg}}} \cdot \sqrt[3]{l_x}.$$

Hajlításra szilárdsági szempontból helyes tengelykialakítást mutat a 268. ábra.

### 268. ábra - Szilárdsági szempontból helyes tengelykialakítás hajlító igénybevételre




Megjegyezzük, hogy a 268. ábra szerinti kúpos kialakítás csak nagyobb méretű, kovácsolt tengelyeknél szokásos, kisebb tengelyek esetén a kúpos tengelyszakaszt lépcsőzéssel közelítjük.

## Összetett igénybevétel

A közlő tengelyek egyidejűleg csavarásra és hajlításra is terhelve vannak, tehát ezeket összetett igénybevételre kell méretezni, illetve ellenőrizni. Statikus terhelés esetén szívós anyagra a redukált feszültség Huber – Mises – Hencky szerint:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_h^2 + 3\tau_{cs}^2} \le \sigma_{meg}.$$

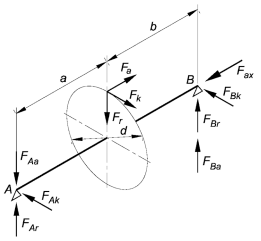
Öntöttvas tengelyek esetén nem használjuk az alakváltozási munka elméletét, hanem a rideg anyagokra érvényes összefüggés szerint számítjuk a redukált feszültséget:

$$\sigma_{red} = \frac{3}{8}\sigma_h + \frac{5}{8}\sqrt{\sigma_h^2 + 4\tau_{cs}^2}.$$

## A tengely igénybevételi módjának meghatározása

A tengelyre ható általános irányú, külpontos terhelés (pl. egy ferdefogú fogaskerék esetében) három terheléskomponenssel, a radiális irányú ($F_r$), a kerület irányú ($F_k$), és az axiális irányú ($F_a$) komponensekkel jellemezhető. A csapágyakra ható radiális irányú erők meghatározásához célszerű a szuperpozíció elvét használni, azaz a reakcióerő-komponensekből kiindulni (269. ábra).

## 269. ábra - A tengelyre ható terheléskomponensek, és az egyes terheléskomponensekhez tartozó reakcióerő-komponensek




Az $F_k$ kerületi erő amellett, hogy csavarásra terheli a tengelyt ($T = F_k d/2$), a csapágyakon vízszintes irányú reakcióerőket ébreszt:

$$F_{Ak} = \frac{b}{a+b} F_k, \; F_{Bk} = \frac{a}{a+b} F_k.$$

Az $F_r$ radiális erővel függőleges irányú reakcióerők tartanak egyensúlyt:

$$F_{Ar} = \frac{b}{a+b} F_r, \; F_{Br} = \frac{a}{a+b} F_r.$$

Az $F_a$ axiális erő ébresztette reakcióerők (az $F_a \cdot \mathbf{d}/2$ hajlító nyomatékkal egy erőpár tart egyensúlyt):

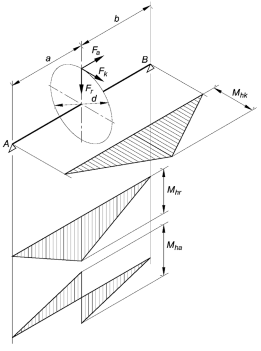
$$F_{Ba} = -F_{Aa} = \frac{d}{2(a+b)} F_a.$$

A csapágyakat terhelő radiális irányú erők:

$$F_A = \sqrt{\left(F_{Ar} - F_{Aa}\right)^2 + F_{Ak}^2}, \;\; F_B = \sqrt{\left(F_{Br} + F_{Ba}\right)^2 + F_{Bk}^2}.$$

A tengely hajlító igénybevételének meghatározásakor is célszerű a szuperpozíció elvét használni. Ennek megfelelően a nyomatékokat két, egymásra merőleges síkban rajzoljuk fel (270. ábra).

## 270. ábra - A tengelyre ható terheléskomponensekhez tartozó hajlítónyomatéki ábrák




A hajlítónyomaték-komponensek a vízszintes síkban:

$$M_{hk} = aF_{Ak} = \frac{ab}{a+b} F_k,$$

és a függőleges síkban:

$$M_{hr} = aF_{Ar} = \frac{ab}{a+b} F_r, \; M_{ha} = \frac{d}{2} F_a,$$

A hajlítónyomaték eredője: $M_h = \sqrt{\left(M_{hr} + M_{ha}\right)^2 + M_{hk}^2}$.

Felhívjuk a figyelmet arra, hogy a veszélyes keresztmetszet helye (az a keresztmetszet, amelyikben a legnagyobb feszültség ébred) lépcsős tengelyek esetén nem szükségszerűen esik egybe a legnagyobb nyomaték helyével.

Ha a tengelyre több erő hat, a reakcióerők és az igénybevételek meghatározásakor érdemes a szuperpozíció elvét használni.

# Ellenőrzés alakváltozásra

A tengelyek az erők és a nyomatékok hatására lehajlanak, elcsavarodnak. A rugalmas lehajlás (elcsavarodás) a legtöbb esetben nem számottevő, és a tengely üzemét nem befolyásolja. Más esetekben viszont az üzemvitel szempontjából fontos lehet a rugalmas deformáció mértéke. Fogaskerék kapcsolódásoknál például, a lehajlás helytelen kapcsolódást, és ezzel kedvezőtlen fogterhelést eredményez. Villanymotoroknál, szivattyú vagy turbina járókerekeknél a forgórész deformációja a radiális rés nagyságát befolyásolja, de hatással lehet a tengelytömítések, sőt még a csapágyak működésére is.

A tengelyek megengedhető rugalmas alakváltozására általános érvényű előírások nincsenek. Az általános gépgyártásban – szokásosan – a rugalmas lehajlásra a következő feltételt szabják: $f \leq 0{,}00035l$, ahol $l$ a csapágyazás távolsága.

Szerszámgépekre szigorúbb előírásokat érvényesítenek: $f \leq 0{,}00021l$. Villamos gépeknél a rugalmas lehajlást az $s$ légrésre szokták vonatkoztatni: $f \leq 0{,}1s$.

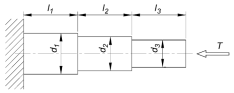
További feltétel a rugalmas alakváltozások korlátozására, így a keresztmetszet szögelfordulása a csapágyak alatt $\beta \leq 0{,}1°$, ami a szokásos csapágyazások üzemét még nem zavarja.

Az elcsavarodás mértékére a következő előírás a szokásos: $\phi\,[°] \leq 0{,}005l$ [mm], ahol a $\phi$ elcsavarodási szög fokban értendő, az $l$ hosszt pedig mm-ben kell behelyettesíteni.

A rugalmas lehajlások és elcsavarodások számítását prizmatikusnak tekinthető tengelyek esetén a mechanika könyvek megadják.

Lépcsős tengelyek esetén az elcsavarodás számítására szolgáló modellt a 271. ábra mutatja.

### 271. ábra - Az elcsavarodás számítása lépcsős tengely esetén




Egy állandó keresztmetszetű szakasz elcsavarodása:

$$\varphi_i = \frac{Tl_i}{I_{pi}G},$$

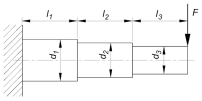
ahol $I_{pi}$ az $i$-edik szakasz másodrendű poláris nyomatéka, $G$ pedig a csúsztató rugalmassági modulusz.

A tengelyszakaszok sorba kapcsolt torziós rugóknak felelnek meg, így a lépcsős tengely teljes elcsavarodása:

$\varphi = \sum_{i=1}^{n} \frac{Tl_i}{I_{pi}G}$, ahol n a tengelyszakaszok száma.

Lépcsős tengelyek esetén a lehajlás számítására szolgáló modellt a 272. ábra mutatja.

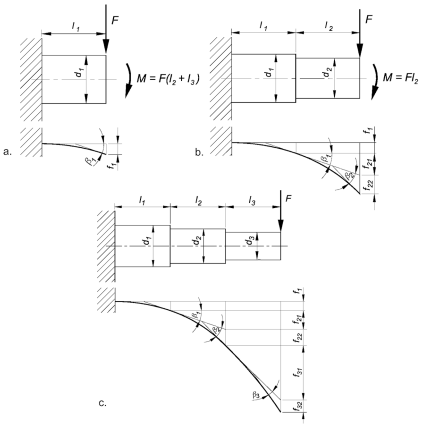
## 272. ábra - A lehajlás számítása lépcsős tengely esetén



A lehajlás számítását az 1 jelű tengelyszakasznál kell kezdeni. Ehhez az $F$ erőt az első szakasz végére kell áthelyezni. Az elhagyott tengelyszakaszokat pedig egy nyomatékkal vesszük figyelembe: $M = F (l_2 + l_3)$.

Az első szakasz rugalmas alakváltozása egy lehajlásból ($f_1$) és egy keresztmetszet szögelfordulásból ($\beta_1$) áll (273/a ábra).

## 273. ábra - a) az első tengelyszakaszra ható erők és az első tengelyszakasz rugalmas alakváltozása, b) a második tengelyszakaszra ható erők és a második tengelyszakasz rugalmas alakváltozása, c) a harmadik tengelyszakaszra ható erők és a harmadik tengelyszakasz rugalmas alakváltozása




Az $F$ erő és a helyettesítő $M$ nyomaték hatására az első szakasz rugalmas lehajlása:

$$f_1 = \frac{Fl_1^3}{3I_1E} + \frac{F(l_2 + l_3)l_1^2}{2I_1E},$$

ahol $I_1$ a keresztmetszet másodrendű nyomatéka, $E$ pedig a rugalmassági modulusz. A keresztmetszet rugalmas szögelfordulása:

$$\beta_1 = \frac{Fl_1^2}{2I_1E} + \frac{F(l_2 + l_3)l_1}{2I_1E}.$$

A második szakasz (273/b ábra) alakváltozása egy merevtest-szerű ($f_{21}$) és egy rugalmas ($f_{22}$) lehajlásból áll:

$$f_{21} = l_2 \tan\beta_1,\ f_{22} = \frac{Fl_2^3}{3I_2E} + \frac{Fl_2l_2^2}{2I_2E},\ \beta_2 = \frac{Fl_2^2}{2I_2E} + \frac{Fl_2l_2}{2I_2E}.$$

A harmadik, és egyben utolsó szakasz (273/c ábra) alakváltozása szintén egy merevtest-szerű ($f_{31}$) és egy rugalmas ($f_{32}$) lehajlásból tevődik össze:

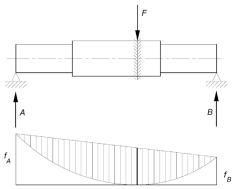
$$f_{31} = l_3 \tan(\beta_1 + \beta_2),\ f_{32} = \frac{Fl_3^3}{3I_3E},\ \beta_3 = \frac{Fl_3^2}{2I_3E}.$$

A három szakaszból álló befogott tartó végén a teljes lehajlás: $f = f_1 + f_{21} + f_{22} + f_{31} + f_{32}$' és a teljes szögelfordulás: $\beta = \beta_1 + \beta_2 + \beta_3$.

Több lépcső esetén az eljárást a bemutatott módszernek megfelelően kell folytatni. Az eljárás ismétlődik, aminek megfelelően könnyen algoritmizálható.

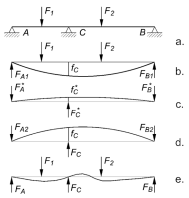
Kéttámaszú tengely esetén az *F* erő hatásvonalában a tengelyt két részre kell bontani (274. ábra), majd a két félnek a lehajlását – a 272. ábrán bemutatott modellnek megfelelően – külön-külön kell meghatározni ($f_A$ és $f_B$). Az $f_A$ és $f_B$ lehajlásokat a 273. ábrán bemutatott módon egy vízszintes egyenesre felmérve, és a végpontokat összekötve adódik a tengely lehajlása az *F* erő hatásvonalában.

### 274. ábra - A lehajlás meghatározása kéttámaszú tengely esetén




Ha az alakváltozások csökkentése érdekében egy tengely három helyen támasztunk alá (forgattyús tengelyeknél általánosan használt megoldás), akkor a reakcióerőket és alakváltozásokat nem lehet egyszerűen a statikai egyensúlyi feltételek alapján meghatározni, mivel a rendszer statikailag határozatlan. Egy háromtámaszú tengelymodellt mutat a 275/a ábra.

### 275. ábra - Három helyen alátámasztott tengely reakcióerőinek számítása




A reakcióerők számításához első lépésként hagyjuk figyelmen kívül a C jelű közbenső támaszt, és határozzuk meg az $F_{A1}$ és az $F_{B1}$ reakcióerőket, valamint a tengely lehajlását a C jelű támasz helyén (275/b ábra).

Az elhagyott közbenső támasz helyén vegyünk fel egy felfelé mutató, tetszőleges nagyságú $F^*_c$ erőt (célszerűen egységnyi nagyságút), és határozzuk meg az ehhez az erőhöz tartozó $f^*_c$ lehajlást (275/c ábra). Határozzuk meg továbbá az $F^*_c$ erőhöz tartozó $F^*_A$és $F^*_B$ reakcióerőket is.

A C támaszban ébredő reakcióerő meghatározható egy arányossági feltételből $F^*_c : f^*_c = F_c : f_c$ (275/d ábra):

$$F_C = F_C^* \frac{f_C}{f_C^*}.$$

Az $F_C$ erőhöz tartozó reakcióerők:

$$F_{A2} = F_A^* \frac{f_C}{f_C^*}, \; F_{B2} = F_B^* \frac{f_C}{f_C^*}.$$

Az **A** és **B** reakcióerők (274/e ábra): $F_A = F_{A1} - F_{A2}$, $F_B = F_{B1} - F_{B2}$.

Négy vagy több támaszú tengely esetén a reakcióerők és az igénybevételi állapot a Clapeyron-egyenletek segítségével számítható [xy–4].

# Ellenőrzés kifáradásra

Kifáradásra való ellenőrzéskor az alábbiak szerint lehet eljárni:

1.) Meg kell határozni az adott keresztmetszetben az igénybevételi állapotot, azaz a hajlító és csavaró középfeszültséget ($\sigma_m$ és $\tau_m$), valamint a feszültségamplitúdókat ($\sigma_a$ és $\tau_a$):

$\sigma_m$ és $\sigma_a$: forgó tengelyeknél a legtöbb esetben $\sigma_m = 0$; $\sigma_a$ pedig a hajlításból számított feszültség;

$\tau_m$ és $\tau_a$: forgó tengelyeknél $\tau_m$ a nyomatékból meghatározott névleges csavarófeszültség; $\tau_a$ pedig a dinamikus hatásokból számítható: $\tau_a = (c_d - 1)\tau_m$, ahol $c_d$ a dinamikus tényező.

2.) A Smith-diagramok megszerkesztésével meg kell határozni a kifáradási határállapot jellemzőit.

3.) El kell végezni a kifáradásra való ellenőrzését összetett igénybevételre.

A tengelyek törése 85… 90%-ban fáradt törés. A kifáradás veszélyét a feszültséggyűjtő hatások növelik. A tengelyek konstrukciós kialakítása során a tervezőmérnök legfontosabb feladata a feszültséggyűjtő helyek feszültséggyűjtő hatásának csökkentése. A leggyakoribb feszültséggyűjtő hatások:

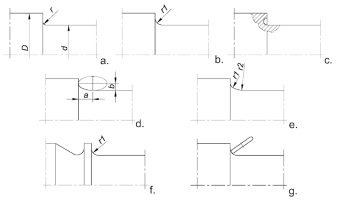
- tengelyváll,
- hosszirányú horony (pl. reteszhorony),
- körhorony,
- keresztfurat,
- menet,
- szilárd illesztésű kötés stb.

A feszültséggyűjtő hatás csökkenthető:

- helyi méretnöveléssel,
- jó átmenet kialakításával,
- árnyékolással,
- maradó nyomófeszültség bevitelével.

A feszültséggyűjtő hatás csökkentésére – egy tengelyváll esetén – a 276. ábra mutat példákat. A 276/a ábra a leggyakrabban előforduló feszültséggyűjtő hatást, a tengelyvállat mutatja. Csökkenthető a kifáradási veszély a lekerekítési sugár növelésével (276/b ábra). Arra kell törekedni, hogy $D < 1{,}2d$ és $r > 0{,}1d$ legyen. Gördülőcsapágyak felszerelésekor gondot jelenthet, hogy a csapágy belső gyűrűjének éltompítása kisebb, mint a tengely megkívánt váll-lekerekítése. Ilyen esetekben célszerű egy betétgyűrű elhelyezése. Elkerülhető az élfelfekvés a váll alászúrásával is (276/c ábra).

## 276. ábra - Tengelyváll feszültséggyűjtő hatásának csökkentése. a) tengelyváll, b) méretnövelés, c) tengelyváll alászúrása, d) és e) jó átmenet kialakítása, f) árnyékolás, g) maradó nyomófeszültség bevitele

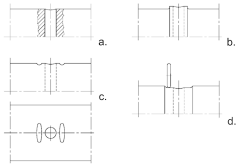



A 276/d ábra egy elliptikus váll-átmenetre mutat példát, ami a feszültségcsúcsot akár 30%-kal csökkenti a hagyományos váll-lekerekítéshez képest. Az elliptikus átmenetet rendszerint két körgyűrű felülettel helyettesítik (276/e ábra). A 276/e ábra szerinti kialakítással vasúti kocsi tengelyeknél lehet leginkább találkozni.

A 276/f ábra a feszültséggyűjtő hely árnyékolására példa. A 276/g ábra a görgőzést mutatja, amivel nyomófeszültséget lehet a feszültséggyűjtő hely környezetébe bevinni. Nyomófeszültség vihető be sörétezéssel, homokszórással vagy vibrogörgőzéssel is.

A 277. ábra keresztfurat esetén mutatja a feszültségcsúcsok csökkentésének lehetőségeit.

**277. ábra - Keresztfurat feszültséggyűjtő hatásának csökkentése. a) keresztfurat, b) méretnövelés, c) árnyékolás, f) maradó nyomófeszültség bevitele**




# Kritikus fordulatszám

Rugalmasságuk következtében a forgórészek lengőrendszerek, amelyeket a centrifugális erők, és/vagy a külső erőhatások, nyomatékingadozások gerjesztenek. Ha a gerjesztő hatás lengésszáma megegyezik a tengely sajátfrekvenciájával, fellép a **rezonancia** jelensége.

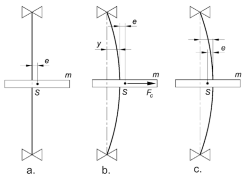
A sajátfrekvenciának megfelelő fordulatszámot kritikus fordulatszámnak nevezzük. Az üzemi fordulatszámnak nem szabad a kritikus fordulatszám környezetébe esnie, mert a fellépő erős rezgések károsíthatják a berendezést, sőt az egyes szerkezeti elemek töréséhez is vezethetnek.

A gerjesztés és az alakváltozás jellegétől függően hajlító- és csavarólengésekről, valamint a hozzájuk tartozó kritikus fordulatszámokról beszélhetünk.

## Hajlítólengések

A hajlítólengések vizsgálatához tekintsük a 278. ábrán bemutatott tömeg nélküli, de *s* hajlító merevséggel rendelkező karcsú tengelyt a rászerelt *m* tömeggel.

**278. ábra - Egytömegű lengőrendszer a hajlítólengések számításához. a) nyugalmi állapot, b) a tengely fordulatszáma a kritikus fordulatszám alatt van, c) a tengely fordulatszáma a kritikus fordulatszám fölött van**




A rugalmas tengelyre az *m* tömegű tárcsa *e* excentricitással van szerelve. (Még a leggondosabb kiegyensúlyozás mellett sem lehet biztosítani, hogy a forgástengely pontosan a tömeg S súlypontján menjen keresztül, így az excentricitásból származó tömegerők a gyakorlatban mindig jelentkeznek.) Ha a tengely ω szögsebességgel forog, a tengelyre ható centrifugális erő az excentricitásból (*e*) és a rugalmas lehajlásból (*y*) (278/b ábra): $F_c = m\,(e + y)\,\omega^2$.

Az $F_r$ rugalmas visszatérítő erő a tengely rugalmas alakváltozásával és *s* rugómerevségével arányos: $F_r = sy$.

Egyensúlyi helyzetben $F_r = F_C$, azaz: $sy = m\,(e + y)\omega_2$, amiből kifejezve a rugalmas lehajlást:

$$y = \frac{m\omega^2}{s - m\omega^2} e.$$

Ha a fenti összefüggés nevezője 0, akkor az *y* lehajlás értéke elméletileg végtelen nagy lehet. A nevező 0 értékéhez tartozó szögsebességet $\omega_k$-val jelölve, a kritikus szögsebesség:

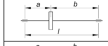
$$\omega_k = \sqrt{\frac{s}{m}}, \text{ vagy } \omega_k = \frac{1}{\sqrt{mc}},$$

ahol *c* a tengely rugóállandója ($c = 1/s$), illetve a kritikus fordulatszám:

$$n_k = \frac{\omega_k}{2\pi}.$$

Az összefüggés jól mutatja, hogy a tengelyre szerelt nagyobb tömeg a kritikus fordulatszámot csökkenti, a tengely rugómerevségének növelésével pedig növelni lehet a kritikus fordulatszámot.

Az *s* rugómerevséget – más eljárások mellett – a súlyerőből és a súlyerőhöz tartozó rugalmas lehajlásból is meg lehet határozni. A leggyakrabban előforduló esetekre a rugómerevség számítását a 23. táblázatban is összefoglaltuk.

| Elrendezési vázlat | Összefüggés |
|---|---|
|  | $s = \frac{3IEl}{a^2b^2}$ |
| | $s = \frac{48IE}{l^3}$ |
| | $s = \frac{3IE}{a^2(a+l)}$ |

23. táblázat. Rugómerevség számítása

A tengely rugalmas lehajlását a már ismertetett összefüggés fejezi ki. A súlypont forgástengelytől mért távolsága (278. ábra):

$$y + e = \frac{m\omega^2}{s - m\omega^2}e + e.$$

Az összefüggést matematikailag rendezve:

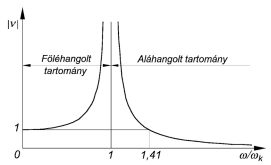
$$\frac{y+e}{e} = \frac{m\omega^2 + s - m\omega^2}{s - m\omega^2} = \frac{s}{s - m\omega^2} = \frac{1}{1 - \frac{m}{s}\omega^2} = \frac{1}{1 - (\omega / \omega_k)^2}.$$

Az $(y+e)/e$ érték az ún. nagyítási tényező *(v)*:

$$v = \frac{y+e}{e} = \frac{1}{1-(\omega / \omega_k)^2}.$$

A nagyítási tényező abszolút értékének változását az $\omega/\omega_k$ függvényében a 279. ábra mutatja.

## 279. ábra - A nagyítási tényező változása az $\omega/\omega_k$ függvényében




Az ábrán jól látható, hogy $\omega/\omega_k = 1$-nél – azaz amikor a forgórész üzemi fordulatszáma megegyezik a kritikus fordulatszámmal – a *v* nagyítási tényező elméletileg végtelen. Az $\omega/\omega_k < 1$ tartományban, az ún. aláhangolt tartományban – ezt szubkritikus zónának is nevezik – a nagyítási tényező mindenhol nagyobb egynél, és a rezonancia pont felé haladva egyre növekszik. Az $\omega/\omega_k > 1$ tartományban, az ún. föléhangolt tartományban – ezt hiperkritikus zónának is nevezik – a kritikus fordulatszám átlépése során fellépő rezgések rohamosan csökkenek, a nagyítási tényező csökken, és az $\omega/\omega_k >$

tartományban 1-nél is kisebb lesz. Ez azt jelenti, hogy a tengely nagy fordulatszámoknál önmagától központos helyzetbe áll be, és nyugodtabban jár, mint az aláhangolt tartományban.

Megjegyezzük, hogy a 279. ábrán bemutatott rezonanciagörbe stacioner állapotra vonatkozik, tehát amikor a rendszer az adott fordulatszámon huzamosabb ideig üzemel. A fordulatszám gyors változtatásával a rezonanciaponton gond nélkül át lehet haladni.

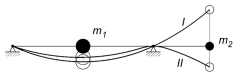
Külső tömeg nélküli, egyenletes, folytonos tömegeloszlású, állandó keresztmetszetű tengely kritikus fordulatszáma a következő összefüggéssel számítható:

$$n_k = \frac{d}{l^2}\frac{\pi}{8}\sqrt{\frac{E}{\rho}},$$

ahol $d$ a tengely átmérője, $l$ a hossza, $E$ a rugalmassági modulusza, ρ pedig a tengely anyagának sűrűsége.

Az eddigiek során egytömegű lengőrendszert vizsgáltunk (278. ábra). Ha egy elhanyagolható saját tömegű tengelyen két koncentrált tömeg helyezkedik el, a tengelynek két kritikus fordulatszáma van. A kisebbet **alapharmonikusnak,** a magasabbat **felharmonikusnak** szokták nevezni. A 280. ábra a kéttömegű lengőrendszerre mutat példát. Az I jelű görbe az alapharmonikushoz tartozó lengésképet, a II jelű görbe pedig a felharmonikushoz tartozó lengésképet mutatja.

### 280. ábra - Két koncentrált tömeggel rendelkező tengely lengésképei




További külső tömegek, illetve a tengely saját tömegének figyelembevételével további sajátfrekvenciák, azaz további felharmonikusok jelennek meg. A műszaki gyakorlat számára általában elég az alapharmonikus és az első felharmonikus ismerete.

Több koncentrált tömeggel rendelkező tengely alapharmonikus kritikus fordulatszáma a Dunkerley-féle közelítéssel a következőképpen számítható:

$$\frac{1}{n_k^2} = \frac{1}{n_{k1}^2} + \frac{1}{n_{k2}^2} + \frac{1}{n_{k3}^2} + \dots$$

ahol $n_{k1}$, $n_{k2}$, $n_{k3}$ … rendre az $m_1$, $m_2$, $m_3$ … tömegekhez, mint egytömegű lengőrendszerhez az ismertetett összefüggésekből számított kritikus fordulatszám. A fenti összefüggésben a tengely előző oldalon ismertetett, $n_k$, saját kritikus fordulatszámát is figyelembe lehet venni.

# Torziós lengések

A torziós lengések sajátfrekvenciája egytömegű lengőrendszer esetén az alábbiaknak megfelelően számítható:

$$\omega_{sk} = \sqrt{\frac{s_t}{\Theta}},$$

ahol $s_t$ a tengely torziós rugómerevsége, Θ pedig a tengelyre szerelt forgórész tehetetlenségi nyomatéka. A torziós rugómerevség egy lépcsős tengely esetén a 271. ábra jelölésivel:

$$\frac{1}{s_t} = \frac{l_1}{GI_{p1}} + \frac{l_2}{GI_{p2}} + \frac{l_3}{GI_{p3}} + \dots,$$

ahol $l$ a tengelyszakaszok hossza, $I_p$ a poláris másodrendű nyomaték, $G$ pedig a nyíró rugalmassági modulusz.

Tehetetlenségi nyomaték számításához támpontot ad az alábbi két összefüggés:

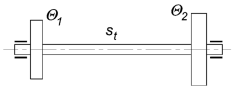
- tömör henger esetén: $\Theta = m\frac{R^2}{2}$,
- csőszerű alkatrész esetén: $\Theta = m\frac{R^2 + r^2}{2}$,

ahol *m* a forgórész tömege, *R* a külső, *r* pedig a belső sugár.

Két forgó tömeg esetén (281. ábra) az összefüggés használatához egy redukált tehetetlenség nyomatékot kell képezni:

$$\Theta = \frac{\Theta_1 \Theta_2}{\Theta_1 + \Theta_2}.$$

### 281. ábra - Torziós lengőrendszer két forgó tömeggel



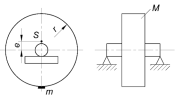

A forgórészek lengéstani méretezése során a tervezőnek biztosítani kell a rezonancia elkerülését. Állandó fordulatszámon üzemelő gépek esetén ez azt jelenti, hogy a forgórész kritikus fordulatszámát legalább 30%-kal az üzemi fordulatszám fölé vagy alá kell hangolni.

# Forgórészek kiegyensúlyozása

A rezonancia elkerülése – azaz a kritikus fordulatszámra való méretezés, illetve ellenőrzés – csak az egyik dinamikai feltétel kielégítését jelenti. Fontos feladat a gerjesztő hatások kis értéken való tartása. Forgórészeknél a legnagyobb gerjesztést a statikus, illetve a dinamikus kiegyensúlyozatlanság jelenti.

A **statikus kiegyensúlyozatlanság** esetében a forgórész súlypontja nem esik a forgástengelybe, de az egyik súlyponti tehetetlenségi főtengely a forgástengellyel párhuzamos (282. ábra). Ilyenkor a centrifugális erők eredője a súlyponton átmenő és a forgástengelyre merőleges erő.

### 282. ábra - Statikus kiegyensúlyozatlanság



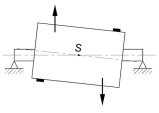

A forgórészre ható centrifugális erő, ha a forgórész tömege *M*, és szögsebessége $\omega$: $C = Me\omega^2$.

A statikus kiegyensúlyozatlanság viszonylag könnyen kimutatható a forgórész vízszintes prizmákra való helyezésével (282. ábra). A forgórész tömeg elvételével (a súlypont felöli oldalon furatok befúrása), vagy tömeg hozzáadásával (a súlyponttal ellentétes oldalon) statikusan könnyen kiegyensúlyozható. A kiegyensúlyozó tömeg a 282. ábra jelöléseivel:

$$m = \frac{Me}{r}.$$

A **dinamikus kiegyensúlyozatlanság** esetében a forgórész súlypontja a forgástengelybe esik ugyan, de a tehetetlenségi főtengely szöget zár be a forgástengellyel (283. ábra). A centrifugális erők eredője ilyenkor egy erőpár. Dinamikus kiegyensúlyozáshoz speciális kiegyensúlyozó gépekre van szükség.

### 283. ábra - Dinamikus kiegyensúlyozatlanság



A megengedett maradó kiegyensúlyozatlanság nagyságára megfigyelések alapján a német VDI Lengéstani Szakbizottság dolgozott ki ajánlást. A legtöbb nemzeti szabvány elfogadja az ajánlott irányértékeket, amelyeket kivonatosan a 24. táblázat mutat be.

| Minőségi osztály | A forgórész rendeltetése | Súlypont sebesség [mm/s] |
|---|---|---|
| G40 | Autókerekek, keréktárcsák, személy és teherautók forgattyús tengelyei. | 40 |
| G16 | Hajócsavar tengelyek, kardántengely, mezőgazdasági gépek forgó alkatrészei. | 16 |
| G6,3 | Centrifuga dobok, ventilátorok, szivattyú járókerekek, lendkerekek, villamosgép armatúrák. | 6,3 |
| G2,5 | Gáz- és gőzturbinák, turbógenerátorok, szerszámgépek, kis villanymotorok. | 2,5 |
| G1 | Magnetofon, CD lejátszók hajtása, köszörűgépek, különleges kis villanymotorok | |
| G0,4 | Precíziós szerszámgépek, finom köszörűk, pörgettyűk. | 0,4 |

24. táblázat. A megengedett maradó kiegyensúlyozatlanság nagysága

A táblázat utolsó oszlopában az adott minőségi osztályhoz megengedett súlypont sebességek vannak összefoglalva, amiből a relatív kiegyensúlyozatlanság a következőképpen számítható:

$$e = \frac{v_s}{\omega},$$

ahol ω a forgórész szögsebessége.

# Hasonlósági törvények

Ebben a fejezetben a tengelyek hasonlósági viselkedésének vizsgálatára mutatunk be két példát. Az első példa a hasonló geometriai kialakítású tengelyekre vonatkozik, amikor is $l/d$ = állandó ($l$ a tengely hossza, $d$ az átmérője).

A tengely tömege:

$$m = \frac{d^2\pi}{4} l \rho = Cl^3,$$

ahol ρ tengely anyagának sűrűsége, $C$ pedig az állandókat magába foglaló konstans. A fenti összefüggés azt fejezi ki, hogy geometriailag hasonló tengelyeknél a tengely tömege a tengely hosszának harmadik hatványával arányos.

A fajlagos súly:

$$p = \frac{mg}{l} = Cl^2,$$

ahol $C$ továbbra is az állandókat foglalja össze.

A legnagyobb hajlítónyomaték:

$$M_h = \frac{pl^2}{8} = Cl^4,$$

a másodrendű nyomaték és a keresztmetszeti tényező:

$$I = \frac{d^4\pi}{64} = Cl^4, \; K = \frac{d^3\pi}{32} = Cl^3,$$

A lehajlás és a keresztmetszet szögelfordulása:

$$f = \frac{pl^4}{77IE} = Cl^2, \quad \beta = \frac{pl^3}{24IE} = Cl.$$

A hajlítófeszültség:

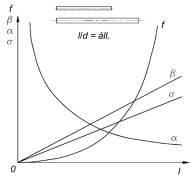
$$\sigma = \frac{M}{K} = C\!l.$$

A sajátfrekvencia:

$$\alpha = \sqrt{\frac{s}{m}} = \frac{C}{l}.$$

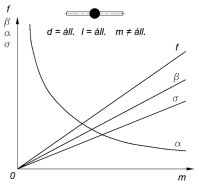
A geometriailag hasonló tengelyek esetén a lehajlást (*f*), a keresztmetszet szögelfordulását (β), a feszültséget (σ) és a sajátfrekvenciát (α) a geometriai méret (*l*) függvényében a 284. ábra mutatja.

### 284. ábra - Geometriailag hasonló tengelyek szilárdsági jellemzői




A bemutatotthoz hasonló gondolatmenettel más paraméterek hatása is vizsgálható. A 285. ábra példaképpen abban az esetben mutatja a főbb szilárdsági jellemzők változását, ha a geometria változatlan (*d* = áll. és *l* = áll.), a koncentrált tömeg változik ($m \neq$ áll.).

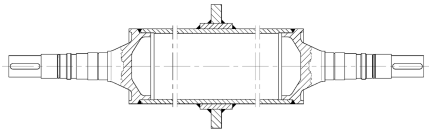
### 285. ábra - Szilárdsági jellemzők a külső tömeg függvényében




# Nagy átmérőjű tengelyek

Nagy átmérőjű és nagy támaszközű tengelyeket csőtengelyszerűen kell kiképezni, mert az alakváltozás és az ébredő feszültség szempontjából ez kedvezőbb, mint a tömör tengely. Egy csőtengely kialakításra a 286. ábra mutat példát.

### 286. ábra - Nagy teljesítményű ventilátor csőtengelye



A csőtengely alkalmazásának határt szab a nagy fordulatszám következtében a csőben ébredő ún. **gyűrűfeszültség: $\sigma_{gy} = \rho\omega^2 r^2$**, ahol $\rho$ a tengely anyagának sűrűsége, $\omega$ a szögsebessége és *r* a sugara. A csőtengely radiális irányú megnyúlása:

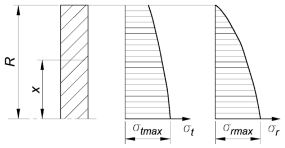
$$\Delta r = \varepsilon r = \frac{\sigma_{gy}}{E} r = \frac{\rho}{E} \omega^2 r^3.$$

A gyűrűfeszültség és főleg a radiális irányú méretváltozás miatt nagy átmérőjű és gyorsan forgó tengelyek esetén (például 5000 – 10000 ford/perc fordulatszámú turbinatengelyek) a csőtengely nem alkalmazható.

# Nagy fordulatszámú forgórészek

A fordulatszámnak a forgórészben ébredő feszültség szab határt. Egy forgó, állandó szélességű **teli tárcsában** ébredő tangenciális és radiális feszültségeket a 287. ábra mutatja.

### 287. ábra - Forgó, állandó szélességű teli tárcsában ébredő tangenciális és radiális feszültség




Állandó szélességű teli tárcsa esetén a tangenciális és a radiális irányú feszültség-eloszlás a sugár ($x$) függvényében:

$$\sigma_t = \frac{3+\nu}{8}\sigma_{gy}\left(1-\frac{1+3\nu}{3+\nu}\frac{x^2}{R^2}\right), \quad \sigma_r = \frac{3+\nu}{8}\sigma_{gy}\left(1-\frac{x^2}{R^2}\right).$$

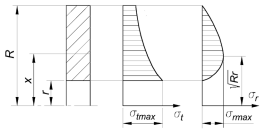
A fenti összefüggésekben ν a Poisson-szám, $\sigma_{gy}$ összefüggéssel meghatározott gyűrűfeszültség.

Mind a tangenciális, mind pedig a radiális feszültség a tárcsa közepén, az $x = 0$ helyen éri el a legnagyobb értékét:

$$\sigma_{t\max} = \sigma_{r\max} = \frac{3+\nu}{8}\sigma_{gy}.$$

Egy forgó, állandó szélességű furatos tárcsában ébredő tangenciális és radiális feszültségeket a 288. ábra mutatja.

### 288. ábra - Forgó, állandó szélességű furatos tárcsában ébredő tangenciális és radiális feszültség




Állandó szélességű **furatos tárcsa** esetén a tangenciális és a radiális irányú feszültségeloszlás a sugár ($x$) függvényében:

$$\sigma_t = \frac{3+\nu}{8}\sigma_{gy}\left(1+\frac{r^2}{R^2}+\frac{r^2}{x^2}-\frac{1+3\nu}{3+\nu}\frac{x^2}{R^2}\right), \quad \sigma_r = \frac{3+\nu}{8}\sigma_{gy}\left(1+\frac{r^2}{R^2}-\frac{r^2}{x^2}-\frac{x^2}{R^2}\right).$$

A fenti összefüggésekben ν a Poisson-szám, $\sigma_{gy}$ a meghatározott gyűrűfeszültség.

A tangenciális feszültség a legnagyobb értékét a tárcsa belső peremén éri el ($x = r$):

$$\sigma_{t\max} = \frac{\sigma_{gy}}{4}\left[3+\nu+(1-\nu)\frac{r^2}{R^2}\right].$$

A radiális feszültség a legnagyobb értéke az $x = \sqrt{R \cdot r}$ helyen van:

$$\sigma_{r\max} = \frac{3+\nu}{8}\sigma_{gy}\left(1-\frac{r}{R}\right)^2.$$

Az érintő irányú feszültség mindig nagyobb, mint a sugár irányú, de kisebb, mint a gyűrűfeszültség.

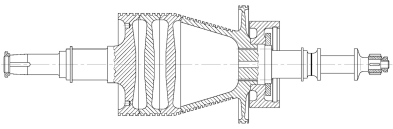
Kedvezőbbé tehető a feszültségeloszlás **egyenszilárdságú tárcsa** használatával. Az egyenszilárdságú tárcsa alakját Stodola határozta meg a $\sigma_r = \sigma_t$ feltételből:

$$y = y_0 e^{-\frac{1}{2}\left(\frac{r}{r}\right)^2},$$

ahol $y$ a tárcsa vastagsága a sugár függvényében, $y_0$ pedig a tárcsa legnagyobb vastagsága (289. ábra). Az egyenszilárdságú tárcsákat turbina forgórészek felépítésénél használják (290. ábra).

### 289. ábra - Egyenszilárdságú tárcsa

### 290. ábra - Gőzturbina forgórész



# Tengelykötések

A tengelykötés alapvető funkciója a nyomatékátvitel a tengely és az agy között. A különböző tárcsákat, fogaskerekeket, agyakat stb. rögzítő nyomatékkötést a csavaró nyomaték mellett gyakran axiális erő és hajlítónyomaték is terheli.

A tengelykötések különböző szempontok alapján csoportosíthatók. Hatásmódjuk szerint meg lehet különböztetni alakkal, erővel és anyaggal záró tengelykötéseket. Szerelés szempontjából oldható és oldhatatlan csoportba oszthatók. Működés szempontjából az agy a tengelyen lehet axiálisan eltolható, vagy rögzített.

# Alakkal záró tengelykötések

Alakkal záró a tengelykötés, ahol a kötés **meghatározott alakkal** (bordás tengelyprofillal, barázdaprofillal vagy poligon profillal), illetve **közvetítő elemmel** (retesszel, siklóretesszel vagy keresztcsappal), mint „menesztővel” van megoldva. Az alkatrészek közötti terhelés átadása mindig nyomott felületeken keresztül történik. A veszélyes keresztmetszetek nyírva és hajlítva is vannak. Előfordul a terhelés irányától eltérő mozgatás igénye is (pl. tolófogaskerekeknél).

Az alakkal záró kötések vizsgálatának, méretezésének lépései a következők:

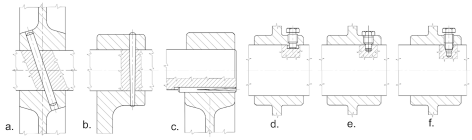
- az erőfolyam meghatározása,
- a terhelésátadó felület és a felületi nyomás meghatározása,
- a veszélyes keresztmetszet és az ébredő nyírófeszültség meghatározása,
- a kiszámított felületi nyomás és nyírófeszültség összehasonlítása a megengedett értékkel,
- egyéb vizsgálatok: pl. agyvastagság meghatározása.

A) Csavar- és szegkötés

A csavar- és szegkötések tengelykötésként főleg kis és lökésmentes csavaró nyomatékok átvitelére alkalmazhatóak. A szerkezeti megoldásokban ügyelni kell az illeszkedő furatok gyárthatóságára és a kötőelemek szerelhetőségére.

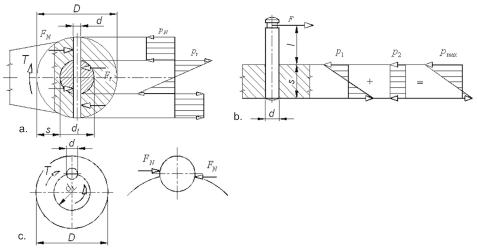
A 291. ábra a) hengeres, b) kúpos és c) hasított szeggel, valamint d) csapos csavarral megvalósított tengelykötésre ad példát, elhelyezésük rendre ferde, radiális és tengelyirányú lehet. A szegekkel megvalósított tengelykötéseket csak ritkán oldjuk a szeg axiális kitolásával (kihúzásával), míg a csavarral kötött elemek szerelése, beállítása gyakori feladat.

## 291. ábra - Tengelykötés szeggel és csavarral a) hengeres szeggel, b) kúpos szeggel, c) hasított szeggel, d, e, f) csapos csavarral




A hengeres szeggel megvalósított kötések erőfolyamát és a felületi terhelés egyszerűsített modelljét vizsgáljuk a 292. ábrán. A **keresztszeg** felületi terhelése a 292/a ábra alapján az agyban egyenletesnek tekinthető, $F_N$ eredővel, a tengelyben pedig irányt vált, és egyenletesen változónak tekinthető. Eredője $F_t$ koncentrált erő a tengely sugarának 2/3-ában helyezkedik el. Az alkalmazott méretek akkor megfelelőek, ha a keresztcsap felületi terhelése nem haladja meg a megengedhető mértéket sem az agyfuratban, sem a tengely furatában, továbbá a nyírófeszültség is a megengedhető szint alatt marad.

## 292. ábra - Erőfolyam hengeres szeggel megvalósított kötésekben a) keresztkötésben, b) álló szegnél, c) palástón elhelyezett hossz-szegnél




$$p_N = \frac{C_ü \cdot T}{d \cdot s \cdot (d_t + s)} \le p_{meg},$$

alkalmazva az erőpár nyomatékát: $F_N \cdot (d_t + s) = C_ü \cdot T$

$$p_t = \frac{6 \cdot C_ü \cdot T}{d \cdot d_t^2} \le p_{meg},$$

ahol az $F_t$ erőpár nyomatéka: $F_t \cdot d_t \cdot 2/3 = C_ü \cdot T$, és

$$F_t = \frac{p_t \cdot d_t}{2 \cdot 2} \cdot d$$

A nyírófeszültség a $d_t$ átmérőn:

$$\tau_a = \frac{4 \cdot C_ü \cdot T}{d^2 \cdot \pi \cdot d_t} \le \tau_{meg},$$

ahol

| | |
|---|---|
| T | – névleges csavarónyomaték |
| $C_ü$ | – üzemtényező, ($1 < C_ü < 3,5$ hajtó és hajtott gép függő) |
| $d_t$ | – tengelyátmérő |

| | |
|---|---|
| d | – szeg átmérője, ajánlott méret: $d=(0,2…0,3)\cdot d_t$ |
| s | – az agy vastagsága, ajánlott méretek: $s=(0,25…0,5)\cdot d_t$ acél, illetve acélöntésű agyakra, |
| s | $= 0,75 \cdot d_t$ öntöttvas agyakra |
| $p_{meg}$ | – megengedhető felszíni nyomás |
| $t_{meg}$ | – megengedhető nyírófeszültség |

A 292/b ábra kiálló szeg beépítését mutatja, konzolon terhelve. Az *F* erő a szeget $M=F\cdot l$ nyomatékkal hajlítja, az *s* befogási hosszon pedig felületi nyomással terheli.

A hajlításból adódó feszültség:

$$\sigma = \frac{C_ü \cdot M \cdot 32}{d^3 \cdot \pi} \le \sigma_{meg},$$

ahol

*M* – névles hajlítónyomaték

$C_ü$ – üzemtényező, ($1<C_ü<3,5$ hajtó és hajtott gép függő)

*d* – szegátmérő

$\sigma_{meg}$ – megengedhető hajlítófeszültség; hasított szegekre csak a 0,8-szoros érték javasolt.

A furatban fellépő felületi nyomást két részből lehet összetenni, az *F* erő hajlítását ellensúlyozó egyenletesen változó ($p_1$ maximummal jellemezhető) nyomásból és a lemez középvonalába áthelyezett erő okozta egyenletes $p_2$ nyomásból.

$$p_1 = \frac{F \cdot (l + s/2)}{d \cdot s^2/6}, \text{ és } p_2 = \frac{F}{d \cdot s},$$

A felső felszínen ébredő nyomásmaximum

$$p_{max} = p_1 + p_2 = \frac{C_ü \cdot F_n \cdot (6 \cdot l + 4 \cdot s)}{d \cdot s^2} \le p_{meg},$$

ahol

$C_ü$ – üzemtényező, ($1<C_ü<3,5$ hajtó és hajtott gép függő)

$F_n$ – névles terhelő erő

*d* – szegátmérő

*l* – hajlító erőkar

*s* – beütés mélysége

$p_{meg}$ – megengedhető felszíni nyomás; hasított szegekre csak a 0,7-szeres érték javasolt.

Csavarónyomaték-átvitelre tervezett tengelykötés létrehozható a **henger alkotójában** elhelyezett hengeres szeggel is a 292. c ábra szerinti kivitelben, ekkor a szeg a hossza mentén felszíni terhelésnek van kitéve, amelynek az eredője $F_N$ kerületi erő, a tengely metszetében pedig nyírófeszültség lép fel. Felhasználva a kerületi erő nyomatékát:

$$F_N \cdot \frac{d_t}{2} = C_ü \cdot T$$

és a felszíni nyomást egyenletesnek tekintve írható:

$$p = \frac{2 \cdot F_u}{d \cdot l}.$$

A kerületi erőt behelyettesítve a felszíni nyomás:

$$p = \frac{4 \cdot C_ü \cdot T}{d \cdot d_t \cdot l} \leq p_{meg},$$

ahol

$T$ – névleges csavaró nyomaték

$C_ü$ – üzemtényező, ($1 < C_ü < 3,5$ hajtó és hajtott gép függő)

$d_t$ – tengelyátmérő

$d$ – a szeg átmérője, ajánlott méret: $d = (0,15 \ldots 0,2) \cdot d_t$

$l$ – a szeg teherviselő hossza, ajánlott méret: $l = (1 \ldots 1,5) \cdot d_t$

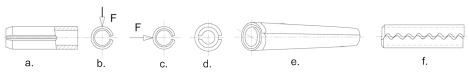
$p_{meg}$ – megengedhető felszíni nyomás; hasított szegekre 0,7-szeres érték javasolható.

Mivel a felszíni terhelés kétszer akkora, mint a számítható nyíró igénybevétel, és a tömör keresztmetszetű szeg anyagára igaz, hogy $2 \cdot \tau_{meg} \geq p_{meg}$, ezért a nyírásra történő ellenőrzés elhagyható.

Nagy nyomaték átvitelére a kerületen több **axiális hengeres szeg** is elhelyezhető. A fúrás megkönnyítésére a tengelyhez és az agyhoz azonos anyagminőség választása célszerű.

A feszítőszegeket hengerelt rugóacél lemezből állítják elő. A 293. ábra a feszítőszegek különféle kialakítását mutatja. A hosszában nyitott perselyek a furatátmérőhöz képest 0,2...0,5 mm túlfedéssel rendelkeznek a beütés utáni kellően szilárd ülés biztosítására. A szegek könnyen be- és kitolhatók, és többször is felhasználhatók. A feszítőszegek kúpos vége megkönnyíti, „tájolja” a beszerelést. A feszítőszegek rugalmas deformációjuk miatt kismértékű toló-, illetve ütőmunka felvételére is alkalmasak. A hasított szegekhez hasonlóan illesztő, rögzítő és biztosító funkciót láthatnak el. Csavar-, illetve csapperselyként beépítve a nyíró igénybevételtől tehermentesítik a csavart és a csapot, így azok kisebb keresztmetszettel is megfelelnek. A feszítőszeg beépítésekor a terhelő erő irányát figyelembe kell venni (293/b és c ábra). Nagy nyíróerők esetén két, egymásba tolt feszítőszeget is alkalmazhatunk (d), vagy „spirál” feszítőszeget (e), amely 2¼ menetnyi hengerelt (420…520 HV keménységű) rugóacél lemezből készül, kúpos végekkel.

## 293. ábra - Feszítő szegek a) feszítő szeg, b) lágyabb beépítés (kerülendő), c) keményebb kötés, d) feszítőszeg rögzítéshez, e) „spirál” feszítőszeg, f) Connex fogazott feszítőszeg




A Connex feszítőszeg (293/f ábra) az axiálisan eltolt fogazata miatt előfeszített kivitel. A nyitott résű feszítőszegekhez képest a spirál és a Connex kivitel a következő előnyökkel rendelkezik: nagy rögzítési biztonság, azonos nyíró teherbírás minden radiális terhelési irányban, automatikus szerelésre alkalmasabb.

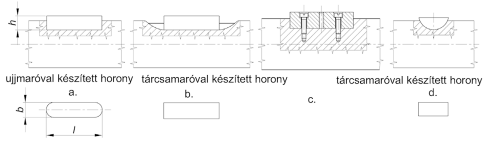
Feszítőszegekhez a furatok H12 tűrésűek lehetnek, így egyszerűen csigafúróval készíthetők.

B) Reteszkötés

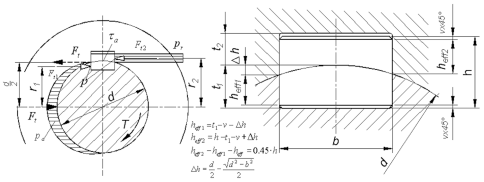
A reteszkötések és íves reteszkötések gyakorta alkalmazott alakzáró kötések szíjtárcsák, fogaskerekek, tengelykapcsolók és hasonló gépelemek tengelyen való rögzítésére, amelyek egyirányú, vagy váltakozó irányú nyomatékkal, esetenként erőlökésekkel is terheltek. Ezek a kötések egyszerű eszközökkel szerelhetők.

A reteszalakokat és -hornyokat a 294. ábra mutatja. A méreteket a tengelyátmérő függvényében szabvány rögzíti. A fészkes retesz hornyát ujjmaróval, a hornyos és íves reteszét tárcsamaróval készítik. A siklóretesz horonyba történő rögzítése csavarral történik, ez a csavar használható a retesz kiszereléséhez is. A tengelyirányban mozgatott tárcsákhoz a **siklóreteszeket** megfelelő laza tűréssel készítik, ezeket alkalmazzák pl. a tolókerekekhez a szerszámgép hajtóműben és a vonóorsónál. Kisebb nyomatékokhoz **íves reteszt** használnak, különösképpen a kúpfelületen való illeszkedés és nyomatékátvitel biztosítására a járműépítésben és a kisebb gépeken. A tengely- és agyhoronyba helyezett, menesztőként igénybevett retesz csak az oldalfelületein fekszik fel, szemben az ékkel. A retesz és az agyhorony között sugárirányban hézag van. A reteszek erőjátékát a 295. ábra mutatja, anyaguk a szokásos igénybevételekre E 295 gépacél. A sarokfelfekvés biztos elkerülésére a reteszeket a hornyok lekerekítésénél nagyobb „élletöréssel" készítik. A retesz teherviselő oldalfelületének a magasságát a tengelyben és az agyban a 295. ábra kinagyított részlete mutatja. A $h_{eff1}$ és $h_{eff2}$ a szabványos retesz- és horonyméretekkel minden beépítésre külön-külön meghatározható volna az ábra szerinti összefüggésekkel (a $\Delta h$ mérete $d$ és $b$ függő), de egyszerűbb és megfelelő pontosságú a $h_{eff1} \approx h_{eff2} \approx h_{eff}=0{,}45 \cdot h$ közelítés használata mindkét részmagasságra.

## 294. ábra - Reteszkötések kialakítása a) fészkes retesz lekerekített végekkel, b) hornyos retesz merőleges véggel, c) siklóretesz lekerekített végekkel, rögzítő csavarokkal és menetes furattal a kinyomáshoz, d) íves retesz. A teherviselő reteszhossz az a) és c) típusú reteszeknél $l_{eff} = l - b$, a, b és d) típusoknál pedig $l_{eff} = l$

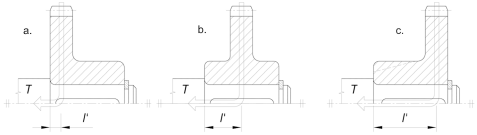



## 295. ábra - Reteszkötés erőjátéka és a teherviselő reteszmagasság értelmezése



A nyomaték erőfolyama és a retesz „működő" hossza a tengelykötés kialakításától és a kerületi erő pozíciójától függ. A 296. ábrán látható a különböző tárcsakialakítások hatása a retesz erőátvitelére. Az a) kivitelnél az erőátvitel közvetlenül a tengelyváll mellett történik, a c) kivitelnél a rendelkezésre álló retesz nagyobb tartománya vesz részt az erőátvitelben. Még kedvezőbb viszonyokat érhetünk el, ha az agy csavaró-merevségét csökkentjük és hozzáigazítjuk a tengely rugalmas viselkedéséhez. A felületi nyomás valódi eloszlása nehezen számítható.

## 296. ábra - Csavart tengelyvég erőátvitele különböző agykivitelek esetén




A tervezőnek a fenti erőjáték ismeretében kell helyes kompromisszumra jutnia, ti. a hosszabb úton bevitt nyomaték a retesz szempontjából egyenletesebb, kisebb terhelést jelent ugyan, azonban a tengely hajlító és csavaró deformációja növekszik.

A reteszkötés szerkezeti kialakításánál figyelembe kell venni, hogy a retesz az agy hosszánál kissé rövidebb legyen, működő hossza pedig $l_{max}=1{,}3 \cdot d$.

A tárcsa **axiális pozícióját** kis terhelésnél hernyócsavarral (célszerűen a fészkes retesz tetejére támaszkodjon), nagyobb terhelésnél állító gyűrűvel, távtartó hüvellyel, vagy tengelyvállal biztosíthatjuk, a tengely szabad végén pedig alkalmazhatunk hornyos csapágyanyát, vagy rugós biztosítógyűrűt is.

A tengelyvégre, vagy hosszabb tengelyre alkalmazott agykapcsolatokhoz az átmérőkre statikus csavarás és hajlítás esetén átmeneti (szoros, illetve laza) illesztés ajánlott. Lengő csavarónyomaték esetén a reteszhornyokra szilárd illesztés javasolható.

A reteszek és a hornyok tűréseit szabvány írja elő.

A reteszkötés méretezésekor a terhelő csavarónyomatékból kell kiindulnunk. A névleges csavaró igénybevételt a gépcsoport dinamikai viselkedését jellemző „üzemtényező”-vel kell megszoroznunk, hogy a tényleges terhelést megkapjuk. A csavaró-nyomaték hatására a retesz teherviselő oldalfelületein és a tengely/agy hornyában közel egyenletes felszíni nyomás ébred (295. ábra), a helyettesítő koncentrált erők az ábra jelöléseivel $F_{t1}$ és $F_{t2}$ . Csavaráskor a tengely és az agy érintkező felülete a hengerpalást nyomott baloldali henger felszíne. Az itt fellépő felületi nyomást tengelyszimmetrikusnak tekintve a helyettesítő koncentrált erőt a tengelyvonalra helyezhetjük, így a tényleges csavarónyomatékkal egy $F_t \cdot d/2$ mértékű erőpár tart közelítően egyensúlyt, azaz $C_ü \cdot T = F_t \cdot d/2$. Így a reteszhoronyoldalak közepén támadó kerületi erőkomponensek helyett a tengely kerületére vonatkoztatott erővel ($F_t$) számítva a közepes felületi nyomás értéke:

$$p_k \approx \frac{F_t}{h_{eff} \cdot l_{eff} \cdot n \cdot \varphi} \approx \frac{2 \cdot T \cdot C_ü}{d \cdot h_{eff} \cdot l_{eff} \cdot n \cdot \varphi} \leq p_{meg},$$

ahol

$F_t$ – helyettesítő kerületi erő

$T$ – névleges csavaró nyomaték

$C_ü$ – üzemtényező, ($1<C_ü<3,5$ hajtó és hajtott gép függő)

$d$ – tengelyátmérő

$l_{eff}$ – teherviselő reteszhossz, (294. ábra felülnézetei)

$h_{eff} \approx 0,45 \cdot h$ – teherviselő retesz-magasság, (295. ábra)

$n$ – teherviselő reteszek száma

$\phi$ – együtthordási tényező, amellyel két retesz beépítésekor az egyenetlen felfekvés vehető figyelembe: $\phi = 1$, ha $n = 1$, és $\phi = 0,75$, ha $n = 2$

$p_{meg}$ – megengedhető felszíni nyomás

A megengedhető felszíni nyomás értékét, amely az érintkező felületek anyagától függ, az anyagszabványok tartalmazzák. Általában az agy készül kisebb teherbírású anyagból, ezért ezzel az adattal kell összevetni a $p_k$ közepes nyomást, megfelel, ha $p_k<p_{meg}$.

Az $F_t$ kerületi erő nyírja (és kismértékben hajlítja) a retesznek a tengely érintősíkjába eső keresztmetszetét, amelynek nagysága közelítően $A=b \cdot l$, így a névleges nyírófeszültség értéke: $\tau_n=(3/2) \cdot F_t /A$.

A megengedhető nyírófeszültséget az anyagtáblázat megfelelő adatából a biztonsági tényezővel ($1,5<n<2,5$) történő osztással kapjuk: $\tau_{meg} = \tau_F/n$. Nyírásra megfelel a retesz, ha a fellépő nyírófeszültség a megengedhető érték alatt marad.

Az agy külső méreteire a következő arányok javasolhatók a tengelyátmérő és az anyag függvényében: az agy külső átmérője $1,6 \cdot d<D<2,2 \cdot d$ és az agy hossza $1,6 \cdot d<L<2,2 \cdot d$ (öntöttvasra), illetve $0,8 \cdot d<L<2,0 \cdot d$ (acélra).

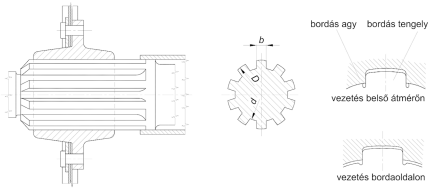
A kisebb „*D*” értékeket a poligon tengelykötésre, a nagyobb „*L*” értékeket a csúszásra is igénybevett bordás és palástfogazatú kötésekre alkalmazzuk.

C) Bordás és palástfogazatú tengelykötések

Bordástengely profillal megoldott csavaró-merev, de hosszmozgást megengedő tengelykötéseket ott találunk, ahol az átviendő csavarónyomaték mértéke, váltakozó iránya és a jelentkező terheléscsúcsok miatt az átmérőhöz tartozó retesz, siklóretesz már alkalmatlan.

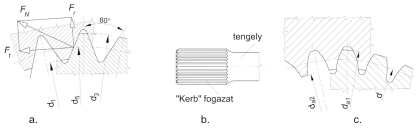
Szerszámgép- és járműtervezéshez a szabványosított könnyű, közepes és nehéz sorozatú bordáskötések közül választhat a tervező. Ha az ütésmentesség fontos, akkor **belső átmérőn** vezetett, ha nagy és váltakozó kerületi erőt kell átvinni, akkor **bordaoldalon** vezetett bordáskötés alkalmazása ajánlott. A tárcsa lehet tengelyirányban rögzített, vagy eltolható, ez utóbbi esetben kenéssel kell ellátni. A tengely bordázatát tárcsamaróval, vagy lefejtő marással állítják elő 297. ábra.).

## 297. ábra - Bordás tengelykötés kialakítása




A palástfogazatú tengelykötések a menesztő profil formájában különböznek a bordástengelyektől. Az ún. **kerb fogazat** háromszöghöz hasonló profillal készül; a fogaskerékprofillal gyártott „evolvens” fogazatú tengelyt a lefejtés szabályainak megfelelően gyártják, a kötés fogoldalon vezetett. A viszonylag nagyszámú fog miatt a palástfogazatú tengelykötés nagy és lökésszerű csavaró terhelések felvételére alkalmas. Forgásirányban finomabb szögbeállítás lehetséges, a bordás tengellyel összehasonlítva kisebb a tengely gyengítése is, így átmérőben kisebb és rövidebb a kötés. Sajátosság a fogoldal ferdesége miatt fellépő radiális erőkomponens, ami a gyengébb anyagból készült agyat tágítani igyekszik. A kerb fogazatot karok, torziós rúdrugók rögzítésére használjuk (csúszó kapcsolatra nem alkalmas). Az evolvens profil alkalmas könnyű szereléshez, csúszó és szilárd rögzítésre egyaránt (298. ábra).

## 298. ábra - Tengelykötés fogazott tengellyel a) „Kerb” fogazat szelvénye, b) tengelyvég kerb fogazattal, c) „evolvens” fogazat szelvénye




Bordás tengelykötéseknél a teherbíró tengelyméret és a hozzá tartozó ajánlott agy külméretek választása esetén a szilárdsági ellenőrzés elhagyható. Amennyiben rövid aggyal alakítjuk ki a tengelykötést, akkor a teherviselő bordafelületek átlagos felszíni terhelését célszerű kiszámítani. Feltételezve, hogy az elkerülhetetlen gyártási pontatlanságok miatt a bordaoldalak együtthordása 75%-nál nem rosszabb, a fellépő közepes felületi nyomás:

$$p_k \approx \frac{F_t}{L \cdot h_{eff} \cdot 0{,}75 \cdot n} \approx \frac{2 \cdot T \cdot C_{\ddot{u}}}{d_m \cdot L \cdot h_{eff} \cdot 0{,}75 \cdot n} \leq p_{meg},$$

ahol

$F_t$ – kerületi erő, itt: $F_t = C_{\ddot{u}} \cdot T \cdot 2/d_m$

$T$ – névleges csavarónyomaték

$C_{\ddot{u}}$ – üzemtényező, ($1<C_{\ddot{u}}<3{,}5$ hajtó és hajtott gép függő)

$d_m$ – középátmérő

$L$ – bordázat hossza

$h_{eff}$ – teherviselő bordamagasság

$n$ – bordák száma

$p_{meg}$ – megengedhető felszíni nyomás

A fenti összefüggés alapján ellenőrizhetjük a fogazott kötésekben fellépő felszíni nyomást is, ha a megfelelő fogazati értékeket helyettesítjük be a vonatkozó táblázatokból:

$d_m=d_5=d$ – a fogazat osztóköre

$h_{eff}=0{,}5 \cdot (d_3–d_1)$ – kerb fogazatra; ahol $d_3$ a fogazott tengely fejköre, $d_1$ az agy fejköre

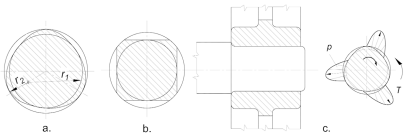
$h_{eff}=0{,}5 \cdot (d_{a1}-d_{a2})$ – evolvens fogazatra; ahol $d_{a1}$ a tengely fejköre, $d_{a2}$ az agy fejköre

D) Poligon tengelykötések

A poligon profilok a köralaktól eltérő profilok. A velük megvalósított kötések megtalálhatók a szerszámgépekben, járműveken, repülőgépekben és az elektromos ipar gépeiben. Alkalmasak lökésszerű terhelések felvételére, készíthetők laza, vagy szoros illesztéssel. A kötés „önközpontosító”, ami azt jelenti, hogy elforduláskor az illesztési játékot szimmetrikusan kiegyenlíti. Horonyhatás szempontjából kedvezőbb, mint a többi alakzáró tengelykötés, gyártása a megfelelő célgépen pontosabb, egyszerűbb és gazdaságosabb, mint a bordás vagy fogazott tengelykapcsolat.

A 299. ábra P3G „háromszögű”a) és P4C „négyszögű” b) poligon profilt mutatja. A P3G jelű előnyösebb, ha a profilt köszörülni kell, a P4C profil akkor alkalmasabb, ha terhelés alatt az agyat axiális irányban mozgatni kell.

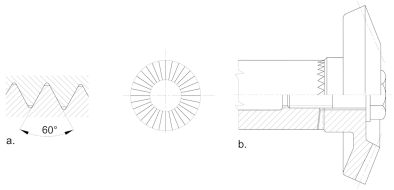
## 299. ábra - Tengelykötés poligon profillal a) P3G poligon profil szelvénye, b) P4C poligon profil szelvénye, c) felületi nyomáseloszlás csavaró nyomatékkal terhelt P3G profilon




E). Homlokfogazattal megvalósított tengelykötések

Azokat a géprészeket, amelyeknek az előállítása egy darabból nehézkes, vagy gazdaságtalan, esetleg különböző szerkezeti anyagból készülnek (pl. edzett, ötvözött anyagú fogaskerekek rögzítése „szénacél” tengelyvégre, vagy különböző anyagú fogazott kerekek egymáshoz való kötése), összeköthetjük a homlokfelületükön létrehozott „Hirth” fogazattal. Ez a nyomatékálló kötés is „önközpontosító”, osztáspontos, kellően merev és kopásálló. A kötéshez szükséges tengelyirányú erőt az agyban és a tengelyben létrehozott csavarkötés meghúzásával érjük el (300. ábra).

## 300. ábra - Tengelykötés „Hirth” homlokfogazattal. a) „Hirth” fogazat szelvénye, b) kúpfogaskerék rögzítése tengelyvégen „Hirth” fogazattal



# Erővel záró tengelykötések

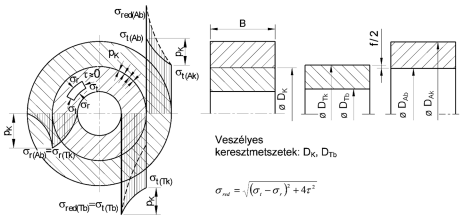
Az erővel záró tengelykötések jellemzője, hogy a tengely és az agy egymáson közvetlenül, vagy közvetve felfekvő felületein, **összeszorító erő** hatására nyomás jön létre. Az erő rugalmas alakváltozásból származik, amit a felületek közötti túlfedéssel, csavar összehúzó erejével, feszítőgyűrűkkel stb. lehet elérni. Mivel a felületek **érdesek,** a közöttük keletkező nyomásból származó súrlódó erő, alkalmas mind a kerületi, mind az axiális erők felületek közötti közvetítésére. A számítások célja, a közvetítendő erő és nyomaték biztonságos átviteléhez szükséges legkisebb és legnagyobb megengedhető nyomás, vagy túlfedés meghatározása. A tengelykötések közül – mivel nincsenek gyengítő bemetszések – anyagkifáradási szempontból, az erővel zárók előnyösebbek. Túlterhelés hatására megcsúsznak, ami az alkatrészek védelme szempontjából fontos. Rendszerint könnyen szerelhetők, és újra felhasználhatók. A szigorúbb gyártási követelmények miatt azonban drágábbak, mint az alakkal záró tengelykötések.

## Szilárd illesztésű tengelykötés

A szilárd illesztésű tengelykötés esetén az egybeépítés előtt a tengely és az agy egymáson felfekvő felületei között **túlfedés,** azaz negatív átmérőkülönbség van (301. ábra). A sugár irányú rugalmas alakváltozás, és a felületi kötőnyomás az összeszerelés eredményeképp jön létre. A szilárd illesztésű kötések a szerelés módjától függően két csoportra oszthatók:

- sajtolt kötés, amikor a tengelyt és az agyat nagy erővel egymásba sajtolják;
- zsugorkötés, amikor a szereléshez az agyat felmelegítik, vagy/és a tengelyt lehűtik, és szerelés után a környezeti hőmérsékleten jön létre a szükséges kötőnyomás.

### 301. ábra - A szilárd illesztésű tengelykötés fő méretei, és a szerelés után kialakuló feszültségek




A szilárd kötéseket túlnyomórészt nem oldható kötésként, (lendkerék, szíjtárcsa, fogas-, vagy lánckerék rögzítésére tengelyen, fogaskoszorú felerősítésére keréktestre, siklócsapágyház és -persely egybeépítésére stb.) használják. A kötés oldása és ismételt létrehozása lehetséges, de a teherbírás rendszerint 15–20%-kal csökken.

A legnagyobb feszültségek a legnagyobb alakváltozást szenvedő ($D_K$ és $D_{Tb}$) illeszkedési átmérőkön ébrednek (301. ábra). Az agyban és a tengelyben keletkező alakváltozás rugalmas tartományban tartásának feltételei, felhasználva a vastag falú csövekre érvényes összefüggéseket és bevezetve a $Q_A = D_K / D_{Ak}$, illetve $Q_T = D_{Tb} / D_K$ átmérőarányokat:

$$\text{az agyra}: \sigma_{red(Ab)} = \frac{2 \cdot p_K}{1 - Q_A^2} \le \frac{2 \cdot R}{\sqrt{3}} \cdot \frac{1}{S_{KA}}, \quad \text{a tengelyre}: \sigma_{red(Tb)} = \left| -\frac{2 \cdot p_K}{1 - Q_T^2} \right| \le \frac{2 \cdot R}{\sqrt{3}} \cdot \frac{1}{S_{KI}},$$

ahol

R – a mértékadó szilárdsági határérték, képlékeny anyagok esetén az alsó folyáshatár, ridegebb anyagok esetén az egyezményes folyáshatár,

$p_K$ – az egymáson felfekvő felületeken ébredő nyomás;

$S_K$ – képlékeny alakváltozási biztonsági tényező. Képlékeny anyagok esetén

$S_K = 2…3$, rideg anyagok esetén $S_K = 1…1,3$,

$2 \cdot R / \sqrt{3}$ – a Mises-féle folyási feltétellel összhangban felvett feszültség határérték: $\sigma_{red} = 2 \cdot \tau_{max} \le 2 \cdot R / \sqrt{3}$.

A $p_K$ felületi nyomás hatására, ha a fenti összefüggések teljesülnek, a $D_{Tk}$ és $D_{Ab}$ szerelés előtti felületátmérők (301. ábra) méretei az $\varepsilon = \sigma/E$ törvénynek megfelelően $D_K$ közös átmérőre módosulnak. A $D_{Ab}$ agyátmérő rugalmas tágulása, illetve a tengelyátmérő rugalmas zsugorodása:

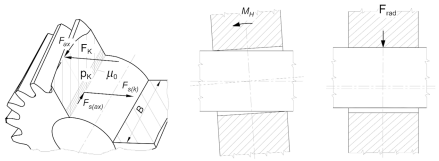
$$\varepsilon_{Ab} = \frac{p_K}{E_A} \cdot \left( \frac{1 + Q_A^2}{1 - Q_A^2} + \nu_A \right), \quad \varepsilon_{Tk} = -\frac{p_K}{E_T} \cdot \left( \frac{1 + Q_T^2}{1 - Q_T^2} + \nu_T \right),$$

ahol

$v_A$, $v_T$ – az agy és a tengely anyagának Poisson-tényezői, E – a rugalmassági modulus.

Az egyenletek a terhelőerők közvetítéséhez szükséges nyomás és a megvalósításához szükséges $f = D_K \cdot (\varepsilon_{Ab} + \varepsilon_{Tk})$ túlfedés közötti kapcsolatot számszerűsítik. A terhelőerőket az $F_{ax}$ tengely vagy az $F_K$ kerületi irányú erő, illetve egyszerre mindkettő alkothatja, amelyekkel az $F_{s(ax)}$ és $F_{s(k)}$ súrlódó erők tartanak egyensúlyt (302. ábra).

## 302. ábra - Az átviendő erők és a járulékos terhelések




Megcsúszási **határhelyzetben** a szükséges felületi nyomás:

$$p_K = \frac{\sqrt{F_{ax}^2 + F_K^2}}{A_K \cdot \mu_0},$$

ahol $A_K = D_K \cdot \pi \cdot B$ – a kötés felülete, és $\mu_0$ – a tapadó (statikus) súrlódás tényező.

A megbízható terhelésátvitelhez a biztonsági tényezőkkel növelt érték alkalmazandó:

$$p_{K\,min} = \frac{\sqrt{F_{ax}^2 + F_K^2}}{A_K \cdot \mu_0} \cdot C_{ü} \cdot S_H,$$

ahol

$C_ü$ – dinamikus üzemi hatásokat figyelembe vevő biztonsági tényező,

$S_H$ – megcsúszási biztonsági tényező (1,5…2),

$P_{K\,min}$ – a terhelőerők átviteléhez szükséges legkisebb nyomás.

Bevezetve a

$$K = \frac{E_A}{E_T} \cdot \left( \frac{1 + Q_T^2}{1 - Q_T^2} - \nu_T \right) + \frac{1 + Q_A^2}{1 - Q_A^2} + \nu_A$$

merevségi tényezőt, a túlfedés és a felületi nyomás közötti összefüggés:

$$f = p_K \cdot \frac{D_K}{E_A} \cdot K.$$

Számításba kell venni ugyanakkor, hogy az egybeillesztés folyamán a felületek érdességcsúcsai, képlékeny alakváltozást szenvedve lesimulnak. Így a számított túlfedésnél kisebb valósul meg. A valójában szükséges legkisebb túlfedést a lesimulást figyelembe véve kapjuk:

$$f_{min} = \frac{p_{K\,min} \cdot D_K}{E_A} \cdot K + (0{,}6 \div 0{,}8) \cdot (R_{zA} + R_{zT}).$$

Az $R_z$ érdességmagasság megbecsülhető (DIN ISO 1302), ha ismert a felületek $R_a$ átlagos érdességmagassága. A lesimulási szorzó értékét (amit befolyásol az egybeillesztés technológiája is) gyakorlati tapasztalatok alapján határozzák meg. Az átvihető legnagyobb terhelésnek, illetve az alkalmazható legnagyobb túlfedésnek a geometriai sajátosságok, és a felhasznált anyagok folyáshatára szab határt.

A levezetett összefüggések alapján, a legnagyobb megengedhető nyomás:

agyfuratnál: $p_{K\,max} \le \frac{R}{S_{KA}} \cdot \frac{1-Q_A^2}{\sqrt{3}}$, csőtengely palástján: $p_{K\,max} \le \frac{R}{S_{KT}} \cdot \frac{1-Q_T^2}{\sqrt{3}}$.

Ebből, a legnagyobb megengedett túlfedés:

$$f_{max} = \frac{p_{K\,max} \cdot D_K}{E_A} \cdot K + (0{,}6 \div 0{,}8) \cdot (R_{zA} + R_{zT}).$$

Ennél nagyobb túlfedés esetén az agyban és/vagy a csőtengelyben, (tömör tengely esetén csak az agyban) a veszélyes keresztmetszet környezetében az anyag megfolyik. Az ilyen **rugalmas-képlékeny kötés** előnye a tisztán rugalmashoz képest, hogy teljesen kihasználja az anyag rugalmasságát, és a képlékeny alakváltozás következtében a felületek között megnő a tapadás. Hátránya, hogy a nagy túlfedés miatt az egybeépítés költségesebb. A szétszerelés nem oldható meg roncsolásmentesen, és csak képlékenyebb anyagok esetén használható. Számítása a DIN 7190 szabvány alapján történik.

A terhelés átviteléhez a túlfedés értéke az $f_{min}$ és $f_{max}$ tartományba kell, hogy essen, amely méretét azonban több külső tényező is befolyásolja.

A járulékos terhelés hatása

A kerületi és tengely irányú erők mellett $M_H$ hajlítónyomaték és $F_{rad}$ radiális erő is terhelheti a kötést (302. ábra). Gropp szerint a kilazulás elkerüléséhez szükséges többletnyomás:

$$p_H = \frac{9 \cdot M_H}{4 \cdot (2 - Q_A) \cdot D_K \cdot B^2}, \text{ illetve } p_{rad} = \frac{F_{rad}}{D_K \cdot B}.$$

Ezekből a szükséges túlfedés többlet:

$$f_i = \frac{(p_H + p_{rad})}{E_A} \cdot K.$$

A tehetetlenségi erő hatása

A forgó agyban és tengelyben ébredő tehetetlenségi erő hatására, a sugár irányú tágulás miatt a túlfedés megváltozik, legtöbbször csökken. Tömör, állandó vastagságú tárcsát feltételezve (legelőnytelenebb eset) az agyfurat tágulása:

$$f_{T(Ab)} = \rho_A \cdot \omega^2 \cdot D_K \left[ 2 \cdot c_1 \cdot \left( \frac{D_{Ak}}{2} \right)^2 + (c_1 - c_2) \cdot \left( \frac{D_K}{2} \right)^2 \right] / E_A$$

és a tengely külső átmérőjének tágulása:

$$f_{T(Tk)} = \rho_T \cdot \omega^2 \cdot D_K \left[ 2 \cdot c_1 \cdot \left( \frac{D_{Tb}}{2} \right)^2 + (c_1 - c_2) \cdot \left( \frac{D_K}{2} \right)^2 \right] / E_T,$$

ahol

$c_1 = (3+\nu)/8$, $c_2 = (1+3\cdot\nu)/8$, illetve $\rho$ anyagsűrűség, ω szögsebesség.

A túlfedésváltozás az egyes elemek tágulásának összege: $f_T = f_{T(Ab)} + f_{T(Tk)}$.

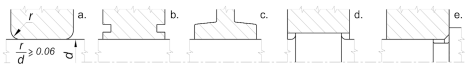
A hőmérséklet-változás hatása

Ha az agy $\alpha_A$ és a $\alpha_T$ tengely hőtágulási együtthatója eltérő, hőmérséklet-változás hatására a túlfedés megváltozik. A $t_0$ szerelési, és a $t_{ü}$ üzemi hőmérsékletek közötti különbség hatására keletkező túlfedéskülönbség: $f_\phi = D_K \cdot (\alpha_A - \alpha_T) \cdot (t_{ü} - t_0)$.

A felületi nyomás eloszlása

A kötés peremén jelentkező támasztó hatás hiány következtében többletfeszültség keletkezik, ami az anyag megfolyását okozza ezen a helyen. Ez a jelenség hidegalakítással, felületi hőkezeléssel, a tengely agy alatti részének megerősítésével, különböző tehermentesítő módszerek (303. ábra) alkalmazásával csökkenthető. A jelenség teljes megszüntetésére Glöggler dolgozott ki optimalizáló eljárást.

## 303. ábra - Feszültséggyűjtő hatást csökkentő konstrukciós megoldások: a) lekerekítés, b) tehermentesítő hornyok, c) kúpos vállak, d) átmérőnövelés, e) beszúrás a tengelyen

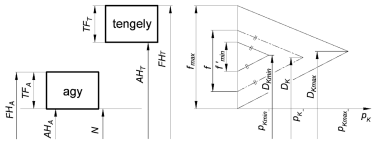



A pontossági osztály és a tűrés-illesztés kiválasztása

A túlfedéskülönbségeket előjelhelyesen hozzáadva $f_{min}$-hez, kapjuk a valódi legkisebb túlfedés módosított értékét: $f'_{\min} = f_{min} + f_T + f_\vartheta + f_t$, illetve a túlfedésmező valódi nagyságát: $T_f = f_{max} - f'_{\min}$. A túlfedést az ISO tűrés-illesztés rendszerben való megvalósításhoz a pontossági osztály függvényében felosztjuk a tengely és a furat között: $T_f = T_{fT} + T_{fA}$.

A pontossági osztály kiválasztása **alaplyuk** rendszerben az agyfuratra jutó $T_{fA}$ tűrésmező szélességgel összhangban történik, amit IT8 minőségig 0,4 · $T_f$-re, felette 0,6 · $T_f$-re választanak. A biztonság érdekében a számított értéknél kisebbet (nagyobb túlfedést biztosító), vagy hozzá közelebb álló osztályt javasolt választani. A tengely pontossági osztályát, IT8 felett a furatéval megegyezőre, alatta, pedig eggyel kisebbre ajánlott választani. A 304. ábrán a tűrésmezők és a kötés előfeszítési hatásábrája látható.

## 304. ábra - A tűrésmezők, és a kötés előfeszítési hatásábrája




A tengely $FH_T$ felső és $AH_T$ alsó határeltérése: $AH_T = FH_A + f'_{min}$, $FH_T = AH_A + f_{max}$.

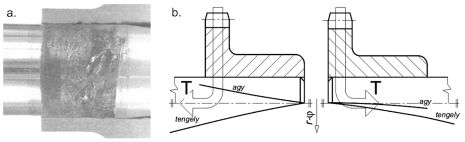
A határeltéréseket felhasználva az N névleges átmérő alapján, kikereshető a szabványos tűrésmező. A kiválasztásnál a nagyobb, illetve a közelebbi értékeket kell előnyben részesíteni, és teljesülni kell a $T_{f(számított)} \le T_{fT(választott)} + T_{fA(választott)}$ egyenlőtlenségnek.

A súrlódási korrózió

A felfekvő felületeken az ismétlődő terhelés hatására fellépő rugalmas alakváltozások, váltakozó irányú, kis amplitúdójú relatív elmozdulásokat idéznek elő, amelyek elnyírják a felületi

egyenetlenségek csúcsait. A felületről felkeményedett anyagrészecskék válnak le, amelyek aztán oxidálódnak. Nagy részük a felületek között marad, és abráziós hatásukkal még egyenetlenebbé teszik a felületet (305/a ábra), ami újabb leválásokat okoz. Ennek eredményeként a felületen repedés keletkezik, ami aztán fáradásos töréshez vezethet. A súrlódási korrózió kialakulásának veszélye $p_K$, $\mu$, $D_K$, $S_H$ értékeinek növelésével csökkenthető. Kialakulására hatással van a kötés anyaga és kialakítása is. A súrlódási korrózió megjelenhet az agy és a tengely **eltérő torziós merevsége** miatt, különösen, ha a nyomaték bevezetése oldalról történik (305/b ábra). A tengelyirányú nyomáseloszlás egyenetlenné válik, a legnagyobb nyomás a bevezetési oldalon jön létre.

### 305. ábra - A súrlódási korrózió (a) és az agy és a tengely eltérő torziós merevsége (b)




Ennek következtében a nyomaték fő része, nagyobb tangenciális feszültség mellett itt adódik át. Ha ez meghaladja a $\tau_t = \mu_0 \cdot p_F$ tapadási feszültséget, a kötés ezen a részen megcsúszik (emiatt a túl rövid kötések nem szerencsések) és főleg váltakozó nyomaték esetén megjelenhet a súrlódási korrózió. Niemann szerint a megcsúszás nélkül átvihető legnagyobb nyomaték tömör tengely és tárcsa, valamint

$$E_T = E_A \text{ és } \frac{B}{D_K} > \frac{1}{4} \text{ esetén: } T_{max} \le \frac{T \cdot S_H}{\sqrt{2 \cdot \frac{8}{1-Q_A^2} \cdot \frac{B}{D_K}}},$$

ahol $T \cdot S_H$ a megcsúszási határhelyzethez tartozó nyomaték.

A szilárd illesztésű kötés megvalósítása

Sajtolt kötés esetén az alkatrészek, összesajtoláshoz szükséges $F_e$ erő: $F_e \approx \pi \cdot D_K \cdot B \cdot \mu \cdot p_{max}$, ahol $p_{max}$ – a legnagyobb túlfedéshez tartozó nyomás, $\mu$ – csúszó súrlódási együttható.

A túl nagy erőigény kenőanyaggal csökkenthető, de ezzel csökken a kötés hordozóképessége is. **Anaerob ragasztó** alkalmazásával viszont egyenletesebb feszültségeloszlást, korróziómentes, szilárdabb kötést kapunk. Zsugorkötés esetén a sajtolás előtt a külső részt felmelegítve (forró légkemence, forró homok) és/vagy a belső részt lehűtve (folyékony $CO_2$ vagy levegő), a túlfedést, és ezzel a szerelési lesimulást csökkentik vagy teljesen megszüntetik. A túlfedés megszüntetéséhez szükséges $\phi_A$ agyhőmérséklet:

$$\vartheta_A = \vartheta_{SZ} + \frac{f_{max} + 0{,}001 \cdot D_K}{\alpha_A \cdot D_K} + \frac{\alpha_T}{\alpha_A} \cdot (\vartheta_T - \vartheta_{SZ}),$$

ahol $\vartheta_{SZ}$, $\vartheta_T$ a szoba- és tengelyhőmérséklet, $\alpha_A$, $\alpha_T$ az agy és a tengely hőtágulási együtthatói, $0{,}001 \cdot D_K$ – szerelési

hézag (összetapadás elkerüléséhez).

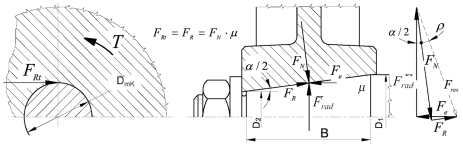
A $\vartheta_A$ nem haladhatja meg az előírt $\vartheta_{Ameg}$ legnagyobb szerelési hőmérsékletet ($\vartheta_{Ameg} \le 200$ °C), mivel az anyag kilágyulhat.

## Kúpos tengelykötés

A kúpos kötésnél, a rugalmas alakváltozást túlfedés helyett tengelyirányú feszítőerő hozza létre. Az feszítőerő létrejöttét, önzáró esetben *($\rho \le \alpha/2$)* beütéssel, egyébként pedig csavarral vagy csavaranyával (306. ábra) biztosítják. A kúpos kötés megfelelően **középpontosít,** így pontos a futás és csendesebb az üzem. Az agy tengelyirányú helyzete ugyanakkor a szerelés és az üzemeltetés sajátosságai miatt

nem pontosan meghatározott. A kúpos kötés a túlfedéses kötéshez képest költségesebb, mivel a jó terheléselosztást biztosító, megfelelő pontosságú kúppár előállítása nagy gyártási pontosságot igényel. A kúpos tengelykötést különböző kerekek, tárcsák, tengelykapcsolók túlnyomórészt tengelyvégeken való rögzítésére használják.

## 306. ábra - A kúpkötés erőjátéka




Az $F_e$ feszítőerő hatására keletkező, a $D_{mK} = (D_1 + D_2)/2$ palástfelület középátmérőre redukált erőrendszert mutatja a 306. ábra. A számítás abból a feltételezésből indul ki, hogy a megcsúszás határhelyzetében az összeszerelés következtében ébredő $F_R$ súrlódási erő, megegyezik az átvihető $T$ forgatónyomatékhoz szükséges $F_{s(K)}$ súrlódási erővel:

$$F_{Rt} = F_{s(K)} = F_N \cdot \mu \quad \text{és} \quad F_{s(K)} \cdot \frac{D_{mK}}{2} = F_R \cdot \frac{D_{mK}}{2} = F_N \cdot \mu \cdot \frac{D_{mK}}{2} = T.$$

Az $F_e$ előfeszítő és az $F_N$ normálerő közötti összefüggés a 306. ábra alapján:

$$F_{eredő} = \frac{F_N}{\cos(\rho)} = \frac{F_e}{\sin(\alpha/2+\rho)}.$$

A fenti két összefüggésből, a biztonsági tényezővel megnövelt minimális előfeszítő erő és a T nyomaték közötti összefüggés:

$$F_{e\min} = \frac{2 \cdot T}{D_{mK} \cdot \mu} \cdot \frac{\sin(\alpha/2+\rho)}{\cos(\rho)} \cdot C_a \cdot S_H = \frac{2 \cdot T}{D_{mK}} \cdot \frac{\sin(\alpha/2+\rho)}{\sin(\rho)} \cdot C_a \cdot S,$$

ahol $\alpha$ a kúpszög és $\rho$ a csúszó súrlódási félkúpszög.

Az $F_e$ erő következtében a kúpfelületek között ébredő nyomás a felületekre merőleges $F_N$ erőkomponensből:

$$p_K = \frac{F_N}{A_K} = \frac{F_N}{D_{mK} \cdot \pi \cdot \frac{B}{\cos(\alpha/2)}}.$$

Ebből, a biztonsági tényezőt alkalmazva a legkisebb szükséges felületi nyomás:

$$p_{K\min} = \frac{2 \cdot T}{D_{mK}^2 \cdot \pi \cdot \frac{B}{\cos(\alpha/2)} \cdot \mu} \cdot C_a \cdot S_H.$$

A legnagyobb, kötés által elviselhető nyomás $P_{Kmax}$ megállapításához a szilárd illesztésű tengelykötés összefüggéseit felhasználva, valamint a $D_K$ helyett a $D_{mK}$ középátmérővel számolva az átvihető legnagyobb nyomaték jó közelítéssel:

$$T \le \frac{p_{K\max}}{C_a \cdot S_H} \cdot \frac{D_{mK}^2 \cdot \pi \cdot \mu \cdot B}{2 \cdot \cos(\alpha/2)}.$$

Kúpos kötés megvalósítása

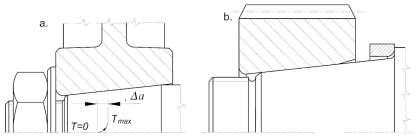
Nagyobb erő használata nélkül az agyat felültetik a tengelykúpra, majd ebből a helyzetből csavar-csavaranya kapcsolattal sajtolják egymásra az elemeket. A sajtolási úthossz meghatározásához abból

lehet kiindulni, hogy a szilárd illesztésű kötéshez hasonló túlfedést kell legyőzni. Így $D_K$ helyett a $D_{mK}$ középátmérő, illetve $B$ helyett a $B/\cos(\alpha/2)$ értelemszerűen itt is használhatók, vagyis a túlfedéshez tartozó legkisebb és legnagyobb sajtolási úthosszak:

$$a_{min} = \frac{f_{min}}{2 \cdot \sin(\alpha/2)}, \; a_{max} = \frac{f_{max}}{2 \cdot \sin(\alpha/2)}.$$

Fontos ügyelni a sajtolási úthossz pontos megvalósítására. Egyszerű és gyors módszer az agyat a sajtolási úthosszhoz igazított **közbetét gyűrűre** felütközetni, biztosítva ezzel az axiális agyrögzítést és a későbbi utánállítás lehetőségét is (307/b ábra). Az axiálisan nem biztosított kötéseknél az első terhelés hatására az agy csigavonalban kissé megcsavarodik, (307/a ábra), és $\Delta a$ értékkel feljebb tolódik a tengelykúpon (ez retesz alkalmazásával meggátolható), ami miatt az első terhelés után a kötést újból meg kell húzni.

### 307. ábra - Axiálisan biztosítatlan a) és axiálisan biztosított b) kúpos kötés



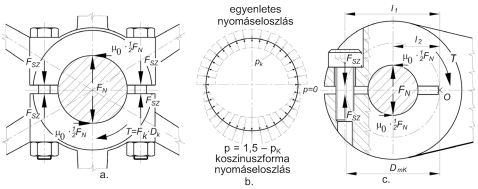

A kúpkötéseken a későbbi lelazulás megakadályozása érdekében ajánlott feszítőanyát vagy feszítőcsavart (DIN 2510-1) alkalmazni. Axiális irányú biztosításra az önzáró kúpoknál is szükség van. Túlterhelés esetén ugyanis a kötés hirtelen megcsúszik, az $F_s$ nullára csökken, és az $F_N$ normális erő tengelyirányú komponense lelöki az agyat a tengelyről.

A nagyobb átmérők felé haladva a kúpos kötés egyre nagyobb nyomatékot visz át ($T = F_{s(K)} \cdot D/2$). Az egyenletesebb terhelésátvitel biztosítása érdekében ezért a kúpszögtűrést (DIN 7178) úgy kell előírni, hogy szereléskor először a nagy kúpátmérők érjenek össze (a tengelykúp tűrését pozitívnak, a kúpos agyfurat tűrését negatívnak kell előírni), a tengelyvég kialakítását és a kúpszöget javasolt szabvány alapján kiválasztani (DIN 1448 – 49 és DIN 228).

## Szorítókötés

A szorítókötés jellemzője az osztott vagy hasított agy. Olyan esetekben használják, amikor az agy később kerül fel a tengelyre (pl. hajtókarok), vagy fontos a forgás- és/vagy keresztirányú, tengelyhez képesti állíthatóság. A kötés kis vagy közepes, csekély mértékben ingadozó nyomaték átvitelére a legalkalmasabb. Nagyobb nyomatékok esetén reteszkötéssel vagy érintős ékkötéssel célszerű kombinálni. A felületek összeszorítása, az osztás vagy a felhasítás síkjára merőlegesen, (nem illesztett!) csavarokkal, lehetőség szerint közvetlenül a tengely mellett történik.

### 308. ábra - A szorítókötés erőjátéka és a nyomáseloszlás




Az összeszorítás és a kötés geometriai sajátosságai miatt a felületeken ébredő nyomáseloszlás csak közelítőleg egyenletes. Osztott kötésnél, átmeneti illesztéssel számolva, a kisebb **hajlítási merevségű** geometriával rendelkező agy jól közrefogja a tengelyt, ami közel egyenletes nyomáseloszlást eredményez. A merevebb agy kevésbé képes a tengelyt közrefogni és ezért a keletkező nyomáseloszlás koszinuszos jellegű (308/b ábra). Hasított agy esetében, ahol a lehetséges járulékos hajlítóerők miatt szoros illesztés szükséges, túlnyomórészt lineáris nyomáseloszlás várható. Osztott agynál figyelembe véve a nyomáseloszlás egyenetlenségét, a terhelés átviteléhez szükséges legkisebb nyomás:

$$p_{K\,min} = \frac{2 \cdot T}{D_K^2 \cdot \pi \cdot B \cdot \mu_0} \cdot C_{ü} \cdot S_H \cdot K,$$

ahol K = 1 egyenletes nyomáseloszlás, $K = \pi^2/8$ koszinusz forma nyomáseloszlás, és $K = \pi^2/2$ lineáris nyomáseloszlás esetén. A nyomást *n* darab kötőcsavar meghúzásával érik el. Így a felületek között

$$p = \frac{F_{sz} \cdot n}{D_K \cdot B}.$$

nyomás keletkezik. Ezzel az egyes csavarok által előállítandó szorítóerő és az átvihető nyomaték összefüggése:

$$F_{sz} = \frac{2 \cdot T}{n \cdot \pi \cdot D_K \cdot \mu_0} \cdot C_{ü} \cdot S_H \cdot K.$$

A hasított hajtókart (308/c ábra) olyan *O* pontbeli csuklóval rendelkező bilincsnek lehet tekinteni, amelynek az átmérője hozzávetőlegesen az agy $D_{mK}$ középátmérőjével egyezik. A legkedvezőtlenebb (lineáris) eloszlású nyomást feltételezve, a súrlódó erők és a külső nyomaték egyensúlya:

$$2 \cdot F_N \cdot \mu_0 \cdot \frac{D_K}{2} = T.$$

Az *O* pontra felírt nyomatéki egyenletből:

$$F_N = F_{sz} \cdot \frac{l_2}{l_1}.$$

Ebből, a biztonsági tényezővel növelt, egy csavarra jutó szorítóerő:

$$F_{szt} = \frac{T}{n \cdot D_K \cdot \mu_0} \cdot \frac{l_1}{l_2} \cdot C_{ü} \cdot S_H,$$

ahol $l_1$, $l_2$ az $F_n$ és az $F_{sz}$ erők *O* ponttól való távolsága.

A szorítóerő hatására keletkező nyomás pedig:

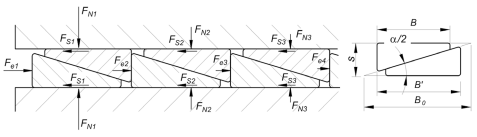
$$p_K = \frac{n \cdot F_{sz}}{D_K \cdot B} \cdot \frac{l_2}{l_1} \leq p_{Fmeg}.$$

# Kúposgyűrűs tengelykötés

A kúposgyűrűs tengelykötés a közvetítőelemes kötések csoportjába tartozik. A terhelést a tengely és az agy közé helyezett, rugóacélból készült kúpos gyűrűpár közvetíti.

Az $F_{e1}$ tengelyirányú feszítő erő hatására a gyűrűk egymásba tolódnak, majd rugalmas alakváltozással kiegyenlítik a szerelési játékból származó átmérőkülönbségeket. Befeszülnek a tengely és az agy közé, kötőnyomást hozva létre felületeiken. A kötéssel átvihető nyomaték növelése érdekében egymás után több gyűrűpár is beépíthető, azonban az első után következőkre egyre kisebb feszítőerő jut, a befeszítés következtében keletkező, a feszítőerő ellenében ható, $F_{S1}$, ... , $F_{Si}$ súrlódó erők miatt (309. ábra). Ezért az egyes gyűrűpárok által létrehozott nyomás és az általuk átvihető nyomaték is egyre csökken. Az i-edik gyűrűpárra ható feszítőerő:

### 309. ábra - Kúpos gyűrűs tengelykötés erőjátéka és a gyűrűk fő méretei



A *w* számú gyűrűpár közül, a terhelőnyomaték átvitelében ténylegesen résztvevők száma:

$$\psi = 1 - \left(1 - 2 \cdot \frac{\mu}{tg(\alpha/2)}\right)^w.$$

A 309. ábrán a kúpos gyűrűk fő méretei is fel vannak tüntetve, amelyek az *s* résmérettől függően a következő összefüggésekkel számíthatók:

$$B_0 = \frac{s}{tg(\alpha/2)},\ B = \frac{0,6 \cdot s}{tg(\alpha/2)},\ B' = \frac{0,7 \cdot s}{tg(\alpha/2)}.$$

ahol, $B_0$ a gyűrűpár szerelés előtti szélessége.

A legnagyobb kötőnyomást az első gyűrűpár hozza létre,

$$p_{K1} = \frac{F_{el}}{D_{Tk} \cdot \pi \cdot 0,6 \cdot s} \le p_{meg},$$

ahol a megengedett felületi nyomás a már ismert összefüggés alapján számítható.

Innen, a legnagyobb megengedhető feszítőerő: $F_{e1} = 0,6 \cdot p_{K1} \cdot D_{Tk} \cdot \pi \cdot s$.

Figyelembe véve, hogy a *w* darab gyűrűpárral átvihető kerületi erő $F_K = 0,5 \cdot F_{e1} \cdot \psi$ közölt egyenletekből a biztonságosan átvihető *T* forgatónyomaték:

$$T = 0,6 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot \frac{D_{Tk}^2 \cdot \psi \cdot s \cdot p_{K1}}{C_u \cdot S_H}.$$

Az $F_{e1}$ előfeszítő erőhöz tartozó sajtolási hossz:

$$a = \frac{1,1 \cdot F_{e1} \cdot \psi \cdot E_k}{4 \cdot \pi \cdot B \cdot \mu \cdot tg(\alpha/2) \cdot K},$$

ahol *K* a korábban közölt összefüggés alapján számítható, amelyben *E*, és *v* valamint az átmérőértékek, a tengelyre és az agyra vonatkoznak.

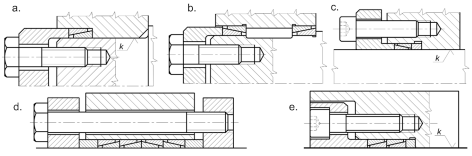
Javasolt az agy és a gyűrűk között *H7/h6,* illetve a gyűrűk és a tengely között *H6/h5* illesztést választani, mivel ilyenkor a szerelési játék elhanyagolható.

A szerelési játék megszüntetéséhez szükséges $a_{sz}$ sajtolási hossz:

$$a_{sz} = w \cdot \frac{(J_1 + J_2)}{2 \cdot tg(\alpha/2)},$$

ahol $J_1$ és $J_2$ a felületpárok közti játékok teljes feszítőerő létrehozásához szükséges a sajtolási hossz pedig: $a' = a + a_{sz}$. A központosítást az agy és a tengely illesztésével kell biztosítani.

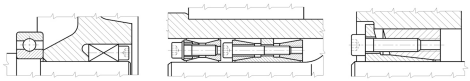
**310. ábra - Szerkezeti megoldások a kúpos gyűrűs tengelykötés megvalósítására a) tengely oldali befeszítés, b) tengely oldali befeszítés axiális erők átviteléhez, c) kerékagy oldali befeszítés, d) kétoldali befeszítés, e) befeszítés rejtett feszítőcsavarral, k: a központosítás helye**



# Kúpos szorítóbetétes tengelykötés

A kúpos szorítóbetétek kereskedelemben beszerezhető önálló szerkezeti részegységek. A külső és belső **kettős kúpos gyűrűket** (amelyek sokszor hasítottak a nagyobb szerelési játék biztosításának érdekében) csavarok és a kétkúpos feszítőgyűrűk segítségével a tengely és az agy közé feszítik be (311. ábra).

### 311. ábra - Példák kúpos szorítóbetétek beépítésére



A kötés működési elve megegyezik a kúpos gyűrűs tengelykötésével. Előnye, hogy a gyűrűpárok egymástól függetlenül is előfeszíthetők, ami így nagy nyomatékok közvetítését teszi lehetővé. A gyakorlatban a feszítőerőt, az átvihető legnagyobb nyomatékot, vagy axiális erőt a gyártó által előírt módon számítják, ami alapján a betét, szintén a gyártó által rendelkezésre bocsátott táblázatokból kiválasztható. Abban az esetben ha a $T$ forgatónyomaték és $F_a$ axiális erő együttesen terheli a kötést, az átvihető forgatónyomaték $T_{tab}$ táblázatos értékét a fellépő $T_{eredő}$ nyomatékkal kell összevetni:

$$T_{tab} \geq T_{eredő} \approx \sqrt{T^2 + \left(F_a \cdot \frac{d}{2}\right)^2}$$

ahol: $d$ a tengelyátmérő (a betét belső átmérője).

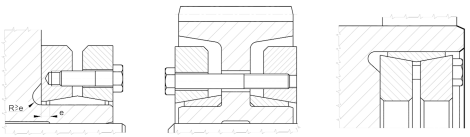
Az agyat, illetve tengelyt, a már ismert módon, felületi nyomásra kell ellenőrizni. A tengelyt *h8,* az agy furatát *H8* tűréssel, a szorítóbetét típusától függően

$10\ \mu m \geq R_z \geq 16$ µm felületi érdességgel ajánlott elkészíteni. A központosítást az agy és a tengely illesztésével kell biztosítani.

# Szorítóhüvelyes tengelykötés

A szorítóbetétes kötéssel ellentétben a kötést nem az agy és a tengely közé, hanem az agyon vagy tengelyen, erre a célra kialakított vállra vagy furatba helyezik el (312. ábra).

### 312. ábra - Példák a szorítóhüvelyes tengelykötés alkalmazására

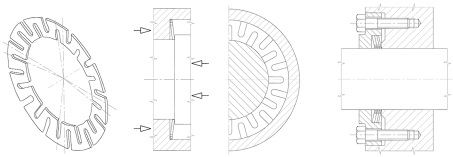


A csavarokkal előfeszített, relatív **merev külső gyűrűk** a vékony kúpos belső gyűrű közvetítésével szorítják az agyat a tengelyre úgy, hogy a terhelés átviteléhez szükséges kötőnyomás létrejöjjön. A kötéshez különböző gyártók termékeit használják, számításuk és kiválasztásuk a gyártó előírása szerint történik. A már ismert módon azonban mindig meg kell határozni az eredő forgatónyomatékot, illetve szilárdságilag ellenőrizni kell az agy, illetve a tengely kötés alatti részét. A központosítást az agy és a tengely illesztésével kell biztosítani.

# Csillagtárcsás tengelykötés

A csillagtárcsák edzett rugóacélból készült kúpos, radiálisan felhasított, hengeres külső átmérővel és furattal rendelkező feszítőelemek. Axiális irányú befeszítés hatására a külső átmérő tágul, a belső átmérő zsugorodik, vagyis befeszül a tengely és az agy közé (313. ábra), így hozva létre a terhelés átviteléhez szükséges nyomást.

### 313. ábra - A csillagtárcsa működési elve és alkalmazása

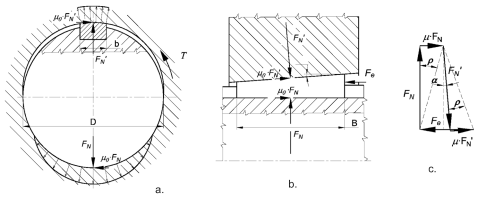


Az axiális és a keletkező radiális erő közötti 5–10-szeres szorzó lehetővé teszi a kézi erővel történő befeszítést és oldást is. A központosítást az agy és a tengely illesztésével kell biztosítani.

## Ékkötés

A terhelés átviteléhez szükséges nyomást a tengely és az agy közé befeszített önzáró *(α < ρ)* ék hozza létre. A reteszkötéstől eltérően az alsó és a felső felület viszi át a terhelést. Az ék lelapoláson, vagy horonyban (az oldallapjai kis játékkal, D10/h9 illeszkedve) fekszik fel a tengelyre. Igény szerint reteszkötéssel vagy szorítókötéssel való kombinálása is lehetséges. Hátránya, hogy az egyoldalú ékbeütés folytán az agyfelülés nem középpontos és döntött, ami miatt csak alárendelt helyeken, alacsonyabb fordulatszámokon használatos. Kis hatásfokkal képes csak kihasználni a kötés anyagát; a kötésben keletkező kötőnyomás egyenetlen eloszlású (314. ábra). Beütés során fennáll a repedés veszélye. Ez különösen öntöttvas agy esetén problematikus. Az ék hosszát számítással határozzák meg, a többi méret a tengelyátmérőtől függően szabványosított érték. Az ékek formai, beépítési választéka szintén szabványosított (DIN 6881-89).

### 314. ábra - A kerékagyban keletkező nyomáseloszlás és az ékkötés erőjátéka




Az agyat és a tengelyt az ék beütése következtében ébredő $F_N$ és $F'_N$ erők szorítják egymáshoz, biztosítva azt, hogy a *T* nyomatékkal szemben azzal egyensúlyt tartó és súrlódási erők ébredhessenek (314. ábra).

A számítás azt feltételezi, hogy a súrlódó erők összege egyenlő a beütéskor $F_e$ erővel legyőzött $F_S$ és $F_S$' súrlódó erők összegével. A 314/c ábra alapján a beütési erő, és az éken keletkező súrlódó erők közötti összefüggés:

$F_e = \mu \cdot F_N + \mu\, F'_N \cdot \sin(\alpha) + F'_N \cdot \cos(\alpha)$, illetve

$F'_N \cos(\alpha) = F_N + \mu \cdot F'_N \cdot \sin(\alpha)$.

Mivel az ék hajlásszöge $\alpha = 1 : 100$, így $\sin(\alpha) \cong 0$, következésképp a két normálerő közti különbség jelentéktelen. Ezt az egyszerűsítést alkalmazva: $F_e = 2 \cdot \mu \cdot F_N$.

Megcsúszási határhelyzetben a külső nyomatékkal ellent tartó súrlódási erők (314. ábra):

$$T = 2 \cdot F_N \cdot \mu_0 \cdot \frac{D}{2} = F_N \cdot \mu_0 \cdot D,$$

így a nyomaték biztonságos átviteléhez szükséges feszítőerő:

$$F_e = \frac{2 \cdot T}{D} \cdot \frac{\mu}{\mu_0} \cdot C_u \cdot S_N.$$

A legnagyobb átvihető nyomatékot az ék és az agy, illetve az ék és a tengely közti nyomás megengedett értéke szabja meg:

$$p_K = \frac{T}{\mu_0 \cdot D \cdot b \cdot B} \leq p_{K\max}.$$

Az ék hosszának ($B$) meghatározása a megengedett felületi nyomás ($p_K$) alapján:

$$B = \frac{T}{\mu_0 \cdot D \cdot b \cdot p_K}.$$

# Tengelykapcsolók

**Tengelykapcsolók** két tengelyvég összekapcsolására szolgáló szerkezeti egységek, amelyek alapfeladata (alapfunkciója) nyomaték (teljesítmény) vagy erő és forgó vagy haladó mozgás egyik tengelyvégről a másikra való átvitele. Leggyakrabban erő- és munkagépek vagy közbeiktatott hajtóművek tengelyeinek összekötése a feladat. Az alapfunkció mellett a kapcsolók működésével szemben gyakran további követelményeket is támasztanak:

- Vigye át a forgást és a nyomatékot. Alapfunkció: vezetés.
- Legyen érzéketlen a szerelési hibákra, ebből ne származzék káros többlet igénybevétel a rendszer elemeire (pl. a tengelyekre, csapágyakra). Funkció: **kiegyenlítés.**
- Külső lökéseket, gerjesztéseket csökkentse. Funkció: **elhangolás.**
- Csillapítsa az esetleges rezgéseket. Funkció: **csillapítás.**
- Biztosítsa a tengelyek forgás közbeni össze-, illetve szétkapcsolását. Funkció: **kapcsolhatóság.**
- Korlátozza a maximális igénybevételeket. Funkció: **biztonság.**
- Szabályozza az átviendő nyomatékot, teljesítményt, fordulatszámot. Funkció: **szabályozhatóság.**
- Változtassa meg a kapcsolt tengely dinamikai viszonyait (pl. keltsen hasznos vibrációt). Funkció: **gerjesztés.**
- Legyen könnyű, üzembiztos, könnyen szerelhető, hosszú élettartamú, kevés gondozást igénylő, olcsó stb.

# Tengelykapcsolók csoportosítása, kiválasztása

Belátható, hogy ezeket a követelményeket egyszerre egyetlen tengelykapcsoló sem tudja kielégíteni. A technika fejlődésével az alapfunkció mellett újabb üzemi feladatok ellátására is alkalmas tengelykapcsolókat fejlesztettek ki, az újabb funkciók újabb megoldásokat szültek, szerteágazó rendszer alakult ki.

Rendszerbe sorolásuk különféle szempontok szerint lehetséges. Könyvünkben rendező elvként az üzemtani feladatok ellátása szerint tárgyaljuk tulajdonságaikat, szerkezeti változataikat, méretezésük elemeit. Eszerint a következő **főcsoportokat** tárgyaljuk:

- merev,
- kiegyenlítő,
- rugalmas,

- súrlódó vagy dörzs,
- szabályozható,
- egy üzemi jellemző változására működő (biztonsági),
- különleges tengelykapcsolók.

Napjainkban a különféle tengelykapcsolók gyártására számos gyártó szakosodott, ezért általában a hajtásrendszert tervező feladata a megfelelő tengelykapcsoló kiválasztása. A kiválasztást a gyártók irányelvei segítik. Leghelyesebb, ha követjük iránymutatásaikat.

A járható út gyakran a következő:

- **üzemtani, dinamikai, szilárdsági** szempontok alapján kiválasztjuk a típust, a méretet,
- **ellenőrizzük** választásunk helyességét,
- **módosítunk,** ha szükséges.

A folyamatban fel kell tárni, vizsgálni kell a terhelés forrásait. Ezek általában a következők:

- normális, egyenletes üzemi terhelés (pl. $M_{névleges}$),
- üzemszerű indítás, leállás (pl. $M_{járulékos}$),
- rezonanciaponton való áthaladás,
- a tengelykapcsoló gyártási hibáiból vagy
- a gépcsoport szerelési hibáiból adódó, külső terhelés nélkül is igénybevételt jelentő terhelések.

Számításba kell venni az esetleges üzemzavar okozta rendkívüli terhelés (pl. blokkolás) lehetőségét is.

Egy tengelykapcsoló kiválasztásakor vagy előtervezésekor az előre nem számítható hatásokat, a mérnöki gyakorlatban szokásos módon, a névleges nyomatékot tapasztalati tényezőkkel növelve veszik figyelembe. Eszerint egy tengelykapcsoló ún. mértékadó nyomatéka ($M_k$), amelyre a kapcsolóra jellemző szerkezeti elemek (pl. csapok, csavarok, rugók, súrlódó lemezek) kiválasztását, illetve szilárdsági ellenőrzését el kell végezni: $M_k = M_{névl} \cdot k_n$, ahol $M_k$ a kapcsoló mértékadó nyomatéka, $M_{névl}$ a kapcsolóval átviendő névleges nyomaték, $k_n$ szorzótényező, amely a kezdetben csak becsülhető hatásokat veszi figyelembe ($k_n > 1$), mint pl. dinamikus hatások, lengések, melegedés, kopás, környezeti hőmérséklet.

Ezeket gyakorlati tapasztalatok alapján becsülik. Felhívjuk a figyelmet, hogy a kiválasztott tengelykapcsoló tulajdonságainak (karakterisztika, csillapítóképesség, jelleggörbe stb.) ismeretében el kell végezni a rendszer adott szempontok szerinti ellenőrzését. Ennek eljárásait az egyes kapcsolótípusoknál tárgyaljuk.

# Merev tengelykapcsolók

A merev tengelykapcsolók jellemzője, hogy a kapcsolandó tengelyek és a tengelykapcsoló nyomatékátvivő elemei merev rendszert alkotnak. Tengelyhibák és a tengelyek közötti szögelfordulás nem jöhet létre.

Ha gyártási és szerelési pontatlanság miatt mégis létrejön valamilyen tengelyhiba, akkor a tengelyeken lévő ágyazások túlterhelődnek és ennek hatására gyorsan tönkremehetnek.

A merev tengelykapcsolók a nyomatékátvitel módja alapján erő- és alakzárók. Az erőzáróknál a nyomatékátvitelt az összeszorító erő által létrehozott súrlódás, alakzáróknál pedig az egymásba illeszkedő alkatrészek szilárdsága biztosítja.

Régebben sok szabvány foglalkozott a merev tengelykapcsolók szerkezeti kialakításával, illetve a gyártók által megadandó adatokkal. Ezen szabványok többségét azóta visszavonták, így a ma Magyarországon egyetlen hatályos szabvány sincs ezekről az adatokról.

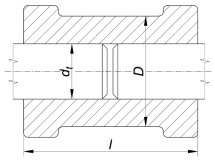
A mérnöki gyakorlatban egyedi tengelykapcsolót ritkán tervezünk, többnyire a gyártók katalógusadataira támaszkodva választjuk ki a tengelyátmérő, a nyomatékátvitel, a tehetetlenségi nyomaték és a szerkezeti kialakítás szempontjából megfelelő megoldást. Ha mégis egyedi konstrukció tervezésére vállalkoznánk, akkor a geometriai és szilárdsági méretezés során a tengelykötések fejezetben írottakra és az irodalomjegyzékben felsorolt művekre támaszkodhatunk. A szerkezeti kialakítás megválasztásakor minden esetben figyelembe kell venni, hogy szereléskor a tengelyvégek elmozdíthatók-e, illetve azt, hogy a tengelyek vízszintes vagy függőleges elhelyezkedése szereléskor okoz-e nehézséget.

Tokos tengelykapcsoló

Szerkezetét tekintve ez a legegyszerűbb merev tengelykapcsoló. A nyomatékátvivő elem egyszerű cső vagy alakos hüvely, amit alak- vagy erőzáró tengelykötéssel rögzítünk a két tengelyvégen.

Egyszerű szerkezeti kialakítás, ha a két tengelyvéget egy acél vagy öntöttvas hüvelyben szilárdan illesztjük a 315. ábra szerint. Ez a nyomatékátvitel szempontjából erőzáró kapcsolat.

## 315. ábra - Tengelyvégeken szilárdan illesztett tokos tengelykapcsoló




A tengelykötés létrehozható zsugorítással és sajtolással is. A szerelés már kis nyomatékok esetén is gondot okozhat, a szétszerelés pedig az illeszkedő felületek károsodásával járhat.

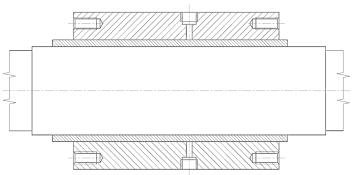
A tok méreteit a szilárd illesztés méretezésének alapján lehet meghatározni. Közelítő számításokhoz:

– öntöttvas tok esetén $D$ = 2,0–2,5 d és $l$ = 2,5–3,0 $d$,

– acéltok esetén $D$ = 1,8–2,3 $d$, illetve $l$ = 1,2–2,0 $d$.

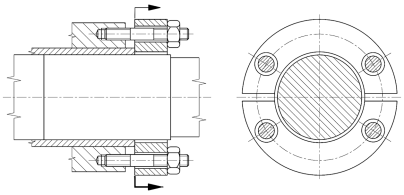
A szerelés megkönnyítése és a tengelyvégek épségének megőrzése céljából az SKF ún. olajnyomásos szerelési technológiát fejlesztett ki. A szerkezeti kialakítást a 316. ábra mutatja.

## 316. ábra - Tokos tengelykapcsoló olajnyomásos szereléshez



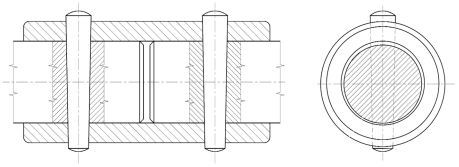
A két tengelyvéget egy 1 : 50, illetve nagyobb méretek esetében 1:80 kúposságú, vékony hüvely köti össze. Erre a hüvelyre kívülről illeszkedik az olajozó- és feszítő-, illetve lazítófuratokkal ellátott acéltok. Szereléskor a tokot a hüvelyre húzzák, az olajbevezető furatokra csatlakoztatják az olajnyomást létrehozó injektort, illetve a nagyobb méretek esetén szivattyút és az osztott szerelőtárcsát (317. ábra). A hüvely és a tok közé kis viszkozitású gépolajat sajtolnak, ami a súrlódást a száraz súrlódás töredékére csökkenti, majd a szerelőszerszám segítségével a tokot a hüvelyre húzzák. Az olajnyomás megszüntetése után a kialakuló száraz súrlódás biztosítja a nyomatékátvitelt. A roncsolásmentes szétszerelés olajnyomás létesítése után szerelőszerszámmal a kúpos hüvelyről való lehúzással valósítható meg.

## 317. ábra - Osztott szerelőtárcsa olajnyomásos szereléshez



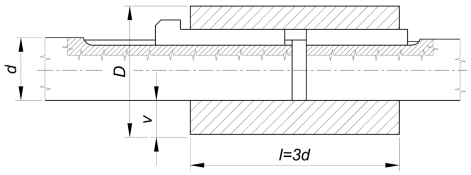
Alárendelt helyeken, kis nyomatékok átvitelére, különösen, ha a nyomaték nagysága és iránya állandó, alkalmazható **a tokos tengelykapcsoló kúpos-szeges tengelykötéssel** (318. ábra).

## 318. ábra - Tokos tengelykapcsoló kúpos-szeges tengelykötéssel



Tokos tengelykapcsoló megvalósítható **ékkötéssel** is (319. ábra).

## 319. ábra - Tokos tengelykapcsoló ékkötéssel



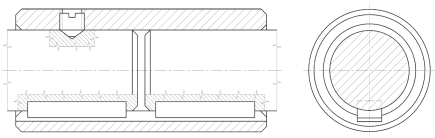

A vonalkázott vastag falú cső anyaga acél vagy öntöttvas. A szilárdsági méretezés alapja, hogy a tengely és a nyomatékátvivő tok csavarásra azonos szinten legyen kihasználva, azaz:

$$\frac{(D^4 - d^4)\cdot\pi}{16\cdot D}\cdot\tau_{acél} = \frac{d^3\cdot\pi}{16}\cdot\tau_{tengely}$$

Közelítő számításokhoz acéltengely és öntöttvas tok esetén, figyelembe véve az ékhorony gyengítő hatását is, a tok vastagsága: v = 0,30–0,35 *d*.

Ékkötés helyett alkalmazható fészkes vagy íves retesz is 320. ábra szerint.

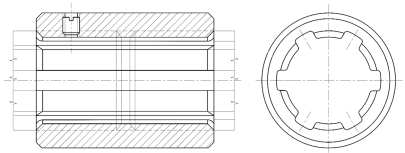
## 320. ábra - Tokos tengelykapcsoló reteszkötéssel



A nyomatékátvitel ebben az esetben tisztán alakzáró. A hüvelyt axiális irányban rögzíteni kell. Erre célszerű megoldás a kúpos végződésű, önbiztosító hernyócsavar. Ez a megoldás azonban, különösen ismételt és gyakran váltakozó igénybevétel esetén, a tengely kifáradási határfeszültségének csökkenése miatt nem ajánlható.

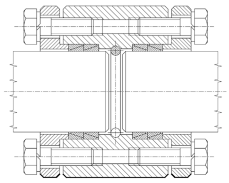
Tokos tengelykapcsoló alakos tengelyvégek (bordás tengely, poligon, evolvens fogazás stb.) összekapcsolására is alkalmazható 321. ábra. A hüvely axiális rögzítését ebben az esetben is meg kell oldani.

## 321. ábra - Tokos tengelykapcsoló bordástengelyhez



Tokos tengelykapcsolók a tengelyvégre rögzíthetők kúpos gyűrűkkel is (322. ábra). Ebben az esetben a tokba a kúpos gyűrűk befeszítéséhez szükséges, menetes furatokat alakítanak ki.

## 322. ábra - Tokos tengelykapcsoló kúpos gyűrűs rögzítéssel



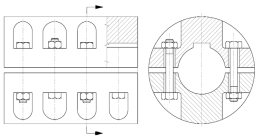
A nyomatékátvitel szempontjából a tengelykötés méretezése a mértékadó.

A kapcsolóhüvely közepén elhelyezett rugós gyűrű feladata, hogy a szerelés közbeni elmozdulást meggátolja.

Héjas kapcsoló

A tengelyvégekre egy sík mentén 1–3 mm hézaggal osztott hüvelyt szerelnek. A két kapcsolófelet nagyszilárdságú csavarkötésekkel fogják össze. A csavarok összeszorító ereje biztosítja az erővel záró kapcsolatot, bár a tengelyek rögzített helyzete, továbbá az esetleges megcsúszások elkerülése érdekében a tengelyvégeket reteszkötéssel is ellátják (323. ábra).

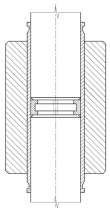
## 323. ábra - Héjas tengelykapcsoló



A furatok pontos elkészítésére és jól számítható erőátvitelre csak azonos tengelyátmérők esetén van lehetőség, eltérő tengelyátmérők esetében ritkán használjuk.

Mind a tokos, mind a héjas tengelykapcsolók esetében a függőleges helyzetű tengelyek szerelhetőségének érdekében a tengelyvégeken elhelyezett osztott függesztőgyűrűt alkalmaznak (324. ábra).

## 324. ábra - Függőleges helyzetű tengelyek szerelése

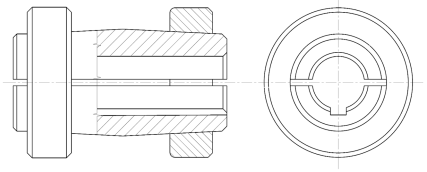


Kúpos kapcsolóhüvely

A héjas kapcsolónál látott, osztott hüvelyt ilyenkor külső felületén 2–3°-os kettős kúppal készítik, és erre mindkét oldalon gyűrűt sajtolnak (325. ábra). A nyomatékátvitelt a tengelyvégek és az osztott

hüvely közötti súrlódás biztosítja, bár biztonsági okokból itt is ajánlott a kiegészítő reteszkötés. Csak alárendelt szerepben, kis nyomatékok átvitelére és azonos tengelyátmérők esetében használjuk.

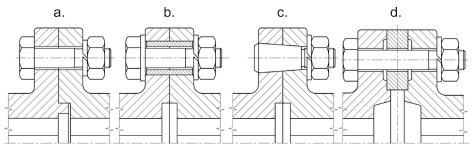
## 325. ábra - Kúpos kapcsolóhüvely



Tárcsás tengelykapcsolók

A tárcsás tengelykapcsoló a legelterjedtebb kapcsolótípus (326. ábra). Szerkezeti kialakítástól függően erővel vagy alakkal záró kapcsolatot valósít meg. A tengelyvégekre szerelt vagy kovácsolt kapcsolótárcsákat csavarokkal fogjuk össze.

## 326. ábra - Tárcsás tengelykapcsoló-típusok

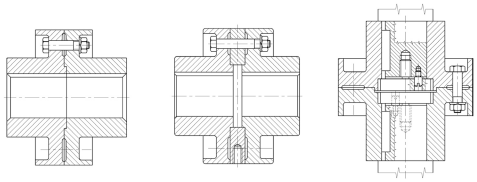



A 326/a ábrán a nyomatékátvitelt a két tárcsába illesztett csavarok biztosítják. Illesztett csavarok helyett alkalmazható nyírásra igénybevett illesztőhüvely is (326. b ábra). Szintén alakzáró kapcsolatot valósít meg a 326/c ábrán bemutatott kúpos csavarral való összefogás. A 326/d ábra nagyszilárdságú csavarkötéssel létrehozott erőzáró kapcsolatot mutat be. Ha az összefogó csavarok a kötés meghúzásakor a tárcsafalakat is összeszorítják, minden esetben az erőzárás is fellép!

A két kapcsolótárcsa központosítását is biztosítani kell. Ezt a 326/a ábra szerint egymásba illesztett tárcsafelekkel vagy belső (326/b ábra), illetve külső (326/d ábra) központosító gyűrűvel oldhatjuk meg.

A tárcsák készíthetők a csavarokat biztonsági okból elrejtő védőperemmel (327. ábra) is. Ez a megoldás azonban növeli a költségeket és nehezíti a szerelést.

## 327. ábra - Peremes tárcsakialakítás



Kovácsolt tengelyek (pl. gépjárművek forgattyús hajtóműve) esetén a tárcsákat a tengelyvégre kovácsolják.

A tengelykapcsoló méretezését a tengelykötések méretezésén túl erőzáró kapcsolat esetén a létrehozható súrlódási erőből kiindulva végezzük:

$$M = \frac{d_s}{2} \cdot \mu \cdot \frac{z \cdot d_{cs}^2 \cdot \pi}{4} \cdot \sigma_{cs\ meg}$$

ahol $d_s$ – a súrlódó felületek közepes átmérője, $z$ – az összeszorító csavarok száma,

$d_{cs}$ – a csavarok magátmérője, $\sigma_{cs\ meg}$ – a csavarok húzásra megengedett igénybevétele, $\mu$ – súrlódó felületek közötti tapadási súrlódás.

Alakzáró kapcsolat esetén pedig a nyírt elemek szilárdságát alapul véve méretezünk:

$$M = \frac{d_1}{2} \cdot z \cdot \frac{d_{cs}^2 \cdot \pi}{4} \cdot \tau_{cs\ meg}$$

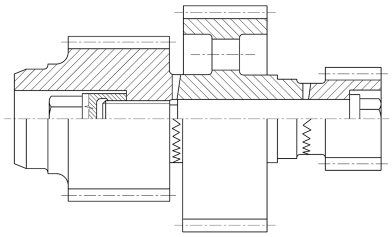
ahol $d_k$ – a csavarok lyukkörátmérője, $z$ – az összeszorító csavarok száma, $d_{cs}$ – a csavarok magátmérője, $\tau_{cs\ meg}$ – a csavarok nyírásra megengedett igénybevétele.

Mivel a nyíróerő kör keresztmetszetet nyír, célszerű az anyagra megengedett nyírófeszültséget a 3/4-ére csökkenteni.

Homlokfogazatú kapcsolók

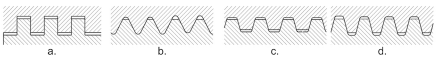
A két, csőszerű kapcsolófél homlokfelületén fogazatot alakítanak ki, amelyek nagy pontossággal egymásba illeszthetők. Az összeszorító erőről általában a tengelyben kialakított menetes szerkezet gondoskodik 328. ábra. A kialakított fogazat geometriai viszonyaiban és gyártástechnológiájában nagyon hasonlít a kúp-, illetve tányérkerék fogazatú fogaskerekekre, ezért ezt a kapcsolótípust gyakran tányérkerék-fogazatú kapcsolónak is nevezik.

## 328. ábra - Homlokfogazatú elemekkel megvalósított tengelykapcsolat



A homlokfelületen kialakított fogak alakja többféle lehet. A legegyszerűbb a négyszögletes fogprofil (329/a ábra). Ilyen fogazatot alakítanak ki a körmös kapcsolókon. Körmös kapcsolót merev kapcsolóként csak elvétve alkalmaznak, többnyire kiegyenlítő vagy kikapcsolható tengelykapcsolóként használják, így ennek fejezetnek a következő pontjában ismertetjük. A legismertebb kialakítás az ék alakú, **Hirth-fogazat** (329/b ábra). Használatosak még a kúpfogaskerekek gyártására kifejlesztett berendezésekkel előállítható **Gleason-Curvic-** (329/c ábra) és **Oerlikon-** (329/d ábra) fogazatok is.

## 329. ábra - A homlokfelületen kialakított fogak profilja




A homlokfogazatú kapcsolókat általában nagyméretű, sok szerelt felülettel rendelkező tengelyeknél (pl. turbinák tengelyeit) és régebben kovácsolással, bonyolult megmunkálással készített alakos tengelyeknél (pl. forgattyús tengelyeket) használják. Ekkor a tengelyre merőlegesen több helyen osztásokat készítenek. Az így kialakított tengelyeknek több előnyös tulajdonsága is van. Egyes részei a rendeltetésüknek leginkább megfelelő anyagból készülhetnek, a kisebb, egyszerűbb alakú tengelyrészek gyártása is egyszerűbb, hőkezelésük külön-külön is elvégezhető. A tengely szerelhetősége lehetővé teszi, hogy olyan helyeken is osztatlan gördülőcsapágyakat alkalmazzunk, ahol a szerelhetőség miatt csak osztott, egyedi tervezésű és gyártású siklócsapágyat használhatnánk (pl. gépjárművek forgattyús tengelyének ágyazása). A homlokfogazatú kapcsolók lehetővé teszik az egyes tengelyszakaszok szöghelyzetének beállítását. A beállíthatóság természetesen a fogszámtól függ. További előny, hogy a tengely meghibásodása esetén nem kell az egészet kicserélni, csak a tönkrement tengelyszakaszt.

A többi tengelykapcsolóhoz képest ezeknek a tengelykapcsolóknak a legkisebb a helyszükséglete. Az önmagukat központosító kapcsolófelek és a kötéshez létrehozandó egyetlen csavarkötés gyors és egyszerű szerelést tesz lehetővé.

Hátrány, hogy a kapcsolatok létrehozásával hibákat viszünk a tengelybe, illetve, hogy a fogazatok készítése növeli a gyártási költségeket. A korszerű fogazógépeken készített, nagypontosságú fogazatok azonban csak nagyon kis hibát okoznak a tengelyeken. A mai korszerű technológiákkal a fogazatok gyorsan és olcsón elkészíthetők, ami különösen sorozatgyártás esetén a költségek csökkentését eredményezi. Így ma már a hátrány konstrukciós alkalmazási indok esetén elhanyagolható.

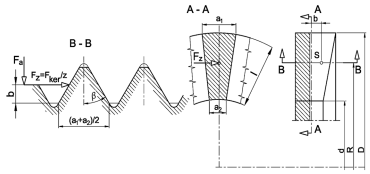
A fogazatok geometriai kialakítása és méretezése

Az ék alakú fogazatot radiálisnak nevezzük, ha a fogárkok vonalai a tengely középpontjában metsződnek, és ferde ékfogazatnak, ha a fogárkok egy kört érintenek. Mindkét fogazat lehet szimmetrikus vagy aszimmetrikus attól függően, hogy az egy foghoz tartozó fogoldalak hajlásszöge egyenlő vagy sem.

A fogazat geometriai viszonyainak bemutatása sok elméleti megfontolást és hosszadalmas levezetést igényel, ezért ettől itt eltekintünk. Ha egy gyártmány tervezése során mégis szükség lenne a geometria pontos meghatározására, akkor az irodalomjegyzékben felsorolt művekben megtalálhatók a szükséges összefüggések. A konstrukció kialakítása előtt célszerű egyeztetni a gyártástechnológusokkal.

A szilárdsági méretezés a szükséges összeszorító erő meghatározásából és a fogak hajlításra és felületi nyomásra való ellenőrzéséből áll. A jelöléseket a 330. ábra mutatja.

## 330. ábra - Az ék alakú fog terhelése és méretei




Az előfeszítő erő:

$$F_a = 2 \cdot \frac{M_{Gt}}{R} \cdot \operatorname{tg}\beta.$$

A fogtőben létrejövő hajlítófeszültség:

$$\sigma_{hj} = b \cdot \frac{M_{Gt}}{R} \cdot \frac{1}{K} \cdot \frac{1}{z} \le \sigma_{meg}, \quad \text{ahol} \quad K \approx \frac{1 \cdot \left(\frac{a_1 + a_2}{2}\right)^2}{6}.$$

Az érintkező felületek palástnyomása:

$$p = \frac{M_{Gt}}{z \cdot R} \cdot \frac{1}{\cos\beta} \cdot \frac{1}{A} \le p_{meg},$$

ahol $A$ – az érintkező fogoldal felülete.

A **Gleason-fogazatokat** általában marással majd köszörüléssel gyártják. Az eljárás sajátossága, hogy a fogazó szerszám legördülő mozgást nem végez, így a kialakult fogazat köríves lesz. Ebből következik, hogy a megmunkálás szakaszos. Egyszerre két fog megmunkálását végzi a szerszám. A fogmagasság a fog hossza mentén állandó.

A két kapcsolófélen a fogazatok nem egyformák, az egyiket a fogazó szerszám külső, a másikat pedig a belső íve munkálja meg. A fogmarót kialakíthatnák úgy is, hogy a két ív egyforma sugarú legyen. A határozott és egyértelmű kapcsolódás miatt azonban olyan fogazatokat gyártanak, amelyek a terhelésátadás során csak kb. 75%-ban érintkeznek. A jó központosítás érdekében a fogoldalak dőlésszöge merev tengelykapcsolóknál általában 30°.

A fogazatot felületi nyomásra és nyírásra ellenőrizzük.

A felületi nyomás:

$$p = \frac{2 \cdot M_{cs}}{d_m} \cdot \frac{1}{b \cdot h_1} \cdot \frac{1}{z} \leq p_{meg},$$

ahol $M_{cs}$ – az átviendő nyomaték, $z$ – a fogszám, $b$ – a foghossz, $h_k$ – a fogmagasság.

A fogban keletkező nyírófeszültség:

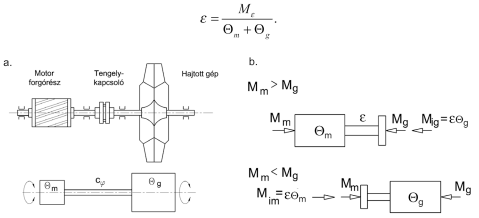
$$\tau_{ny} = \frac{4 \cdot M_{cs}}{d_m^2 \cdot \pi \cdot b} \leq \tau_{nymeg}$$

ahol $M_{cs}$ – az átviendő nyomaték, $b$ – a foghossz, $d_m$ – a fogazat közepes átmérője.

# Mereven kapcsolt részek dinamikai viszonyai

Vizsgáljuk meg példaként a 331. ábrán látható motor – merev tengelykapcsoló – örvényszivattyú hajtás gyorsulásviszonyait, valamint a tengelykapcsolót terhelő nyomatékok változásait. Ilyen merev kapcsolat esetén a két forgórészt mechanikailag egyetlen $\Theta_m + \Theta_g$ tehetetlenségi nyomatékú, forgó tömegnek tekinthetjük.

### 331. ábra - Mereven összekapcsolt forgórészek modellje (a), merev tengelykapcsoló terhelő nyomatékai (b)




Ha a motor hajtónyomatéka *($M_m$)* nagyobb, mint a hajtott oldal (munkagép) nyomatékigénye *($M_g$)* akkor a két nyomaték különbsége $M_\varepsilon = M_m - M_g$ gyorsítani fogja a rendszert. A két tömeg közös szöggyorsulása

$$\varepsilon = \frac{M_\varepsilon}{\Theta_m + \Theta_g}.$$

Az $M_\varepsilon$ gyorsító nyomaték általában pillanatról pillanatra változik. A fordulatszámtól függő változása például az egymásra rajzolt jelleggörbékből olvasható ki. A tengelykapcsolónak át kell vinni a munkagép üzemi nyomatékát ($M_g$), valamint a munkagép felgyorsításához szükséges, az inerciaerőkből származó, járulékos nyomatéktöbbletet *($M_{ig}$)*.

A kapcsolót terhelő nyomaték, ha $M_m > M_g$:

$$M_k = M_g + M_{ig} = M_g + \varepsilon \cdot \Theta_g = M_g + M_\varepsilon \cdot \frac{\Theta_g}{\Theta_m + \Theta_g}.$$

Ha a motor hajtónyomatéka kisebb, mint a hajtott oldal nyomatékigénye, vagyis $M_m < M_g$ (pl. kikapcsoljuk a motort), akkor hasonló megfontolás alapján itt is felírható a terhelőnyomaték:

$$M_k = M_m + M_{im} = M_m + \varepsilon \cdot \Theta_m = M_m + M_\varepsilon \cdot \frac{\Theta_m}{\Theta_m + \Theta_g}.$$

Ahol $M_\varepsilon = M_g - M_m$ lassító nyomatékot kell érteni. A fenti egyenleteket rendezve, a tengelykapcsolót terhelő nyomatékra mindkét esetben azonos összefüggést kapunk:

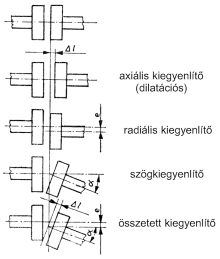
$$M_k = M_m \cdot \frac{\Theta_g}{\Theta_m + \Theta_g} + M_g \cdot \frac{\Theta_m}{\Theta_m + \Theta_g}.$$

Ez az összefüggés tehát a fentiekben tárgyalt mindkét esetre érvényes, csak a nyomatékot kell helyesen értelmezni. Az összefüggésből az is látható, hogy a tengelykapcsolót terhelő nyomatékot a rendszer inercianyomaték-eloszlása jelentősen befolyásolja. Közelítő számításokban a gyorsító nyomatékot gyakran a jelleggörbék alapján megbecsült közepes, állandó értékkel vesszük figyelembe.

# Kiegyenlítőkapcsolók

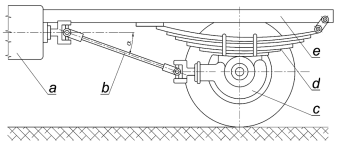
A kiegyenlítőkapcsolók tengelyelhelyezkedésének hibáit (radiális, axiális vagy szögeltérés) szerkezetüktől függően kiegyenlítik, a nyomatékot vagy a merev kapcsolókhoz hasonlóan változatlanul (például hődilatációs kapcsoló) vagy szerkezetükből eredően torzítva (pl. kardánok) adják tovább. Kivétel nélkül **alakzárók.** Az összekapcsolt tengelyek középvonalai a gyakorlatban ritkán esnek egy egyenesbe, sokszor a kapcsolt gépek pontos axiális beállítása sem tökéletes, valamint gyakori a tengelyek egymással szöget bezáró elhelyezkedése is. Ezeket az egytengelyűségtől való eltéréseket **tengelyhibáknak** nevezhetjük. Az elmondottak szerint a tengelykapcsoló felek viszonyában radiális, axiális, szögirányú vagy ezekből összetevődő általános kiegyenlítőképességre van szükség. A kapcsolók szerkezetére tehát a 332. ábrán megrajzolt tengelyhibák kiegyenlítése a jellemző, és eszerint is osztályozzuk őket. Megjegyezzük, hogy kiegyenlítésre is alkalmas, de más jellemző főtulajdonságú tengelykapcsolókat (mint pl. a Periflex-kapcsoló vagy a Hardy-tárcsa) a rugalmas tengelykapcsoló fejezetben mutatjuk be.

### 332. ábra - Különböző kiegyenlítőkapcsolók elvi vázlata




A **szögkiegyenlítő** kapcsolók a tengelyek közötti 5…8° szögeltérésnél is képesek a nyomaték átvitelére. Széleskörű alkalmazásuk közül a 333. ábrán a gépjárművek hajtását emeljük ki, ahol az *a* sebességváltó és a mélyebben fekvő *c* hátsó híd között teremtünk kapcsolatot kardánkapcsolóval. A *b* kardántengelyre jellemző *α* hajlásszög azonban nem állandó, mert a hátsó híd helyzete az *e* alvázhoz képest a *d* rugóköteg játéka miatt (a terepviszonyoktól) folyamatosan változik.

### 333. ábra - Gépjárművekhez alkalmazott, szögkiegyenlítésre alkalmas tengelykapcsoló



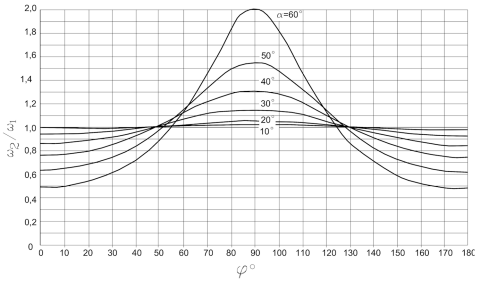

Kardánkapcsolónál (335/a ábra) a hajtott $t_2$ tengely szögsebessége két szélső határérték között változik, éspedig a $t_2$ tengely villájának vízszintes helyzetét véve kiindulási helyzetnek, ezen a helyen a legnagyobb:

$$\omega_{2\max} = \frac{\omega_1}{\cos\alpha},$$

és $\phi = \pi/2$ helyén a legkisebb: $\omega_{2min} = \omega_1 \cos\alpha$. A további szögelfordulásnál ezek az értékek periodikusan ismétlődnek.

Egy körülforduláson belül két szögsebesség-ingadozási szélsőérték van, ami azonban kis $\alpha$ tengelyhajlásszögnél csak csekély nagyságú (334. ábra).

## 334. ábra - Szögsebesség függvény, különböző szögek esetén




Az ingadozás jól jellemezhető a kardán ún. egyenlőtlenségi foknál ($\delta$ ), amelynek definíciója:

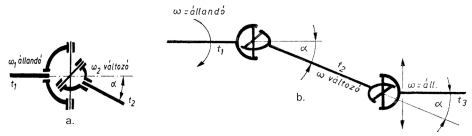
$$\delta = \frac{\omega_{2\,max} - \omega_{2\,min}}{\omega_1} \; (\omega_1 = \text{áll esetén}),$$

$\delta = \sin\alpha \cdot \operatorname{tg}\alpha$ szerint is kiszámítható.

A szögsebesség-ingadozás kiküszöbölhető, ha még egy kardáncsuklót alkalmazunk, amelynél arról gondoskodunk, hogy az ingadozások az elsővel ellenkező értelemben történjenek. Ezt a 335/b ábra szerint a $t_2$ tengely után szöggel felfelé hajló harmadik tengellyel érhetjük el olyan elrendezésben, hogy a közbe levő $t_2$ tengely villája azonos vagy párhuzamos síkban fekszik. Ennél az elrendezésnél a harmadik tengely ismét

$\omega = const$ szögsebességgel forog.

## 335. ábra - a) Kardán kapcsoló b) Kettős kardán

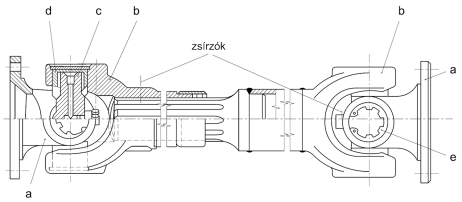



Ha a $t_3$ tengelynek a rugózás miatt függőlegesen fel-le kell mozogni, akkor a $t_2$ tengelynek a hosszúságváltozásai egymásba nyúló bordástengely és hornyos csőtengely segítségével áthidalhatók.

A kardánkeresztes csuklókat közepes és nagy nyomatékok átvitelére alkalmazzák, elsősorban járművekben, mezőgazdasági erő- és munkagép-kapcsolatoknál, de nehézipari berendezésekben (hengerművek, sajtók stb.) is előfordulnak. Csaknem kivétel nélkül párosával építik be őket.

A 336. ábrán olyan gépkocsi-kardántengely látható, amelynek csuklói zárt, egy darabból készített villákból (a, b), valamint a kardánkeresztből (c) állnak. A kardánkereszt szerelhetősége végett a tűgörgős csészét (d) utólag helyezik a villa és a kardánkereszt közé, és Seeger-gyűrűvel (e) biztosítják.

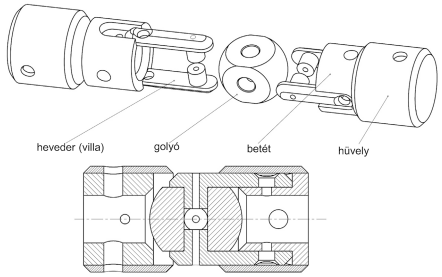
## 336. ábra - Gépjárműben alkalmazott kardánkeresztes kapcsoló megoldása




A golyós kardáncsukló jellemzői a kis méret és a kis terhelhetőség. Szerszámgépek, műszerek, gépek mellékmozgásának szabályozó- és vezérlőmozgásainak továbbítására alkalmazzák.

A 337. ábra összeszerelt **keresztcsapos csuklót** mutat látszati ábrázolásban. A kis méretek miatt a kardánkeresztet a golyós rendszerű kardáncsuklóban legtöbbször golyóból kimunkált központi taggal helyettesítik. Ezt fogják közre a csőből kialakított villák. A csapokat, amelyek körül a villák elfordulnak, a központi tag furataiban ágyazzák.

## 337. ábra - Keresztcsapos csukló

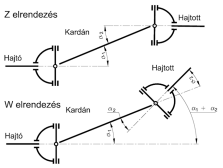



A két villát (hevedert) meghatározott hosszban felerősített összefogó hüvelyek tartják.

Ezek a csuklófajták jórészt azonos méretű alkatrészekből kettőzve is készülnek, ilyenkor csak a két csuklót összekötő csőből készített közdarab az új elem. A tengelyekhez a villás hüvelyeket rendszerint kúpos szegek rögzítik.

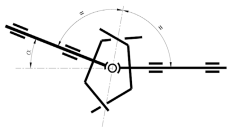
A kardáncsuklók fluktuáló mozgás- és nyomatékátvitelét kétféle módszerrel lehet kiküszöbölni. Az egyik a már említett kettős kardán alkalmazása. Ezek összekapcsolásakor, ha a hajtott tengely kardántengellyel bezárt $\alpha_2$ szöge a hajtóoldali $\alpha_1$-gyel egyenlő, a hajtóoldal torzító hatását a hajtott oldali csukló kiegyenlíti. Ha a hajtott tengely iránya a hajtóéval párhuzamos, akkor Z, ha vele $\alpha_1+\alpha_2$ szöget zár be, akkor W elrendezésről beszélünk (338. ábra).

## 338. ábra - Kettős kardán alkalmazása



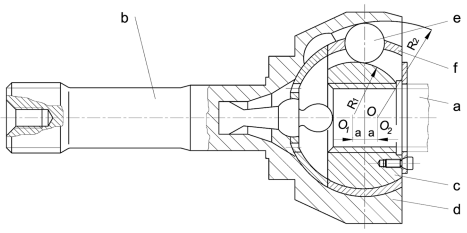

A másik módszer a szögsebesség változás kiegyenlítésére az ún. szinkroncsukló alkalmazása. Ez is szögkiegyenlítést célzó szerkezeti megoldás, amely nem okoz lüktetést a hajtott oldalon. Elvi felépítését a 339. ábra szemlélteti. Eszerint, ha a kapcsolófelek közötti érintkezés mindig a tengelyek közötti $180^o - \alpha$ szög felezősíkjában történik, egyenletes lesz a hajtott oldali mozgás.

## 339. ábra - Szinkroncsukló értelmezése



A szinkroncsuklós szerkezeteket a gépkocsi- és a repülőgépipar igényei alapján fejlesztették ki. A 340. ábrán látható ún. **Rzeppa-féle** az egyik leggyakrabban alkalmazott **csukló.** A hajtó (a) és a hajtott (b) oldalakhoz kapcsolódó belső (c) és külső (d) gyűrűk a közéjük iktatott kosárral (f) gömbfelületen érintkeznek. A nyomatékot a hornyaikban, illetve a kosárban elhelyezett golyók (e) közvetítik. A hornyok kialakítása a csuklók helyes működésének alapja, ezért készítésekor a kosár görbületi középpontjához (O) képest jobbra és balra felvett $O_1$ és $O_2$ középpontok $R_1$ és $R_2$ sugarú gömbfelületein mozog a hornyokat készítő szerszám. Üzem közben a tengelyek közötti hajlásszög a *c* és a *d* gyűrűknél úgy jelentkezik, hogy azoknak az $\alpha = 0$ álláshoz képest azonos nagyságú, de ellentétes értelmű elfordulást kell végezniük, hogy a golyó számára a horonyméret változatlan maradjon.

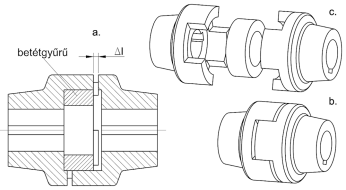
## 340. ábra - Rzeppa-féle szinkroncsukló




Az **axiális kiegyenlítő-** (vagy dilatációs) kapcsoló a tengelyek hosszváltozásainak (különösen hosszú tengelyek hődilatációjának) kiegyenlítésére alkalmas.

A kapcsoló jellemzője a hosszirányú mozgékonyság és az ettől nem függő, folyamatos nyomatékátadás. A 341. ábrán a **körmös kapcsoló** szerkezeti rajza és látszati képe látható.

## 341. ábra - Körmös kapcsoló a) összeszerelt állapot, b) a szerkezeti elemek látszati képe, c) az összeszerelt kapcsoló látszati képe




A kapcsoló alakzáró módon nyomatékot átvivő része az a rendszerint három-három köröm, amelyet a kapcsolótárcsák homlokfelületére marnak. A körmös kapcsoló központosítását betétgyűrű biztosítja.

Ha a hosszváltozást hőmérséklet-változás okozza, L hosszúságú kapcsolt acéltengelyek esetében $\beta = 11 \cdot 10^{-6}$ [mm/°Cmm] lineáris hőtágulási tényezővel és

$\Delta l = \beta \cdot L \cdot \Delta t$ [mm] fizikai összefüggéssel számolhatjuk a kiegyenlítendő hosszváltozást, ahol $\Delta t$ az üzem közbeni hőmérséklet-változás.

A radiális kiegyenlítő- (vagy **Oldham-**)kapcsoló a kissé sugárirányban eltolódott vagy párhuzamosan elhelyezett tengelyek között is tud nyomatékot átszármaztatni.

A két, tárcsa alakú kapcsolófél között a kapcsolófelek hornyával kapcsolódó (342. ábra) tárcsaszerű kiegyenlítőelem (Oldham-tárcsa) működik. Miközben az a tengelyfordulatához képest kétszeres frekvenciájú bolygó mozgást végez (forog és kering az *e* eltolódásnak megfelelő átmérőn), folyamatos alakzárása révén átszármazik a nyomaték a tengelyek között.

A középső tárcsa vezetőlécei egymásra merőlegesek. Ez csak úgy lehetséges, hogy a bolygótárcsa ide-oda csúszik a vezetékekben. Mivel a bolygómozgás *2n* fordulatszámú (*n* a tengely fordulatszáma), a centrifugális erő növekedésével jár, ezért az ilyen kapcsolónál a fordulatszámot sokszor korlátozni kell. Az *m* tömegre ható centrifugális erő: $F_c = mr\omega^2 = 2\pi^2 emn^2$, ahol

$$r = \frac{e}{2}, \quad \text{és} \quad \omega = 2\pi n.$$

Az excentricitás legnagyobb értéke $e_{max} = 0{,}04\ D$ lehet. A bolygótárcsa a súly csökkentésére többnyire furattal készül, ugyanis ekkor csökken az $F_c$, kisebb a centrifugális erőnövekedés veszélye, vagyis nagyobb lehet a fordulatszám!

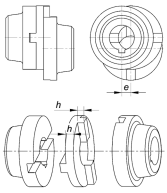
A közdarab vezetőlécei H8/d10 illeszkedéssel helyezkednek el a hornyokban. A szélső tárcsa általában acélból, a középső öntöttvasból vagy bronzból készül. Előfordul az is, hogy a középső tárcsát gumiból vagy műanyagból készítik. Ilyenkor ezen a tárcsán vannak a hornyok, a szélső acéltárcsákon pedig a lécek. Előnyük a kisebb súly, a zajtalan működés. Hátrányként a nagyobb mérvű kopást említhetjük.

A fogas gyűrűs kapcsoló általános kiegyenlítő, mivel a szögkiegyenlítésen kívül axiális, sőt kisméretű radiális kiegyenlítésre is alkalmas.

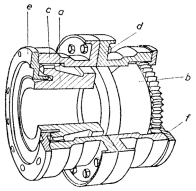
Tengelyirányban legfeljebb 8 mm elmozdulást, szögben 1~2°-os eltérést tesz lehetővé. Ezen kívül a két tengelyvég kismérvű excentricitással is rendelkezhet.

A tengelyvégekre az *a* és a *b* agyak kerülnek, amelyeket a *c* és a *d* összecsavarozott hüvelyek kapcsolnak egybe (343. ábra). A csőszerű agyon a szögkiegyenlítés miatt különlegesen **ívelt fogakat,** a hüvelyben pedig belső fogazást alakítanak ki. A fogak egymásba kapcsolódnak, vagyis a kapcsoló két fele között a fogazatok létesítenek alakzáró kapcsolatot.

### 342. ábra - Oldham-kapcsoló



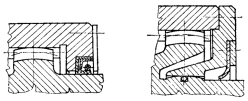
### 343. ábra - Fogas gyűrűs tengelykapcsoló



A kapcsolónak fogas gyűrűk közé eső belső tere a kenőanyagot tárolja (a kapcsoló érzékeny a kenésre), ezért a kapcsoló homlokfelületeit olyan fedelekkel kell lezárni, hogy azok a kenőanyagot megtartsák, de a kapcsolófelek üzemi működését ne akadályozzák. A 343. ábra labirinttömítéses megoldást mutat.

A 344. ábrán még további két gyakori fedélmegoldást vázoltunk.

### 344. ábra - Fedélkialakítás a fogas gyűrűs kapcsolónál



Végül hasonló, de igénytelenebb általános kiegyenlítő tengelykapcsoló az olyan szerkezet is, amelynél a külső fogaskerekeket, lánckerekek, a belső fogazású kapcsolóelemet pedig végtelenített, kétsoros görgős lánc helyettesíti.

# Rugalmas tengelykapcsolók

A gépek üzemét külső vagy belső okokra visszavezethető lökések és dinamikus hatások jellemzik, ezek csökkentése, kiküszöbölése igen gyakori feladat. A dinamikus terheléseket csökkentve védjük például a hajtó villanymotort. Éppen fordított lehet a feladat, amikor egy belsőégésű motor járásából adódó dinamikus hatásokat tompítjuk a hajtott egység kedvezőbb üzeme érdekében. Leggyakoribb, amikor a hajtott gép technológiai funkciójából adódik jelentős „dinamikus visszahatás” és ennek csökkentése a feladat.

A lökésszerű terhelésingadozásokat rugalmas kapcsolók vagy rugalmas hajtások alkalmazásával csillapíthatjuk. A csillapításban fontos szerepük van a rugóknak.

A valóságos rugót, mint ismeretes (és azt már könyvünk 1. fejezetében is kifejtettük) két tényező: a rugómerevség (*s*) és a csillapítási tényező (*δ*) jellemzi. A rugómerevség a kitérítőerő, illetve -nyomaték és a kitérés, illetve szögelfordulás hányadosa. Lehet állandó (lineáris rugóknál) és a terhelés

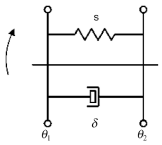
függvényében változó (regresszív, illetve progresszív rugók esetén). A számítások egyszerűsítése érdekében a nem lineáris karakterisztikájú rugóknál a közepes rugómerevséggel számolunk. A csillapítási tényező pedig:

$$\delta = \frac{F}{f} = \frac{M}{\phi} = \mathrm{tg}\beta,$$

a kitérítőerővel *(F)* vagy nyomatékkal *(M)* egyenesen, a kitérés *(f)*, illetve a szögelfordulás *(ϕ)* sebességével pedig fordítottan arányos. A gyakorlati számításokban a csillapítási tényezőt állandónak tekintjük.

A fentiek alapján a valóságos rugó párhuzamosan kapcsolt, *s* rugómerevségű ideális rugóval és δ csillapítási tényezőjű, viszkózus elemmel helyettesíthető. Így a rugalmasan összekapcsolt erő- és munkagép, közelítőleg egy kéttömegű lengőrendszert alkot, a 345. ábrán bemutatott vázlattal modellezhető.

## 345. ábra - Külső gerjesztésű, csillapított, kéttömegű lengő rendszer vázlata a rugalmas tengelykapcsoló mechanikus modelljéhez




A mozgás differenciálegyenletei:

$$\theta_1 \frac{d^2\varphi_1}{dt^2} + \delta\frac{d\varphi}{dt} + s\varphi = M(t) \text{ és } \theta_2 \frac{d^2\varphi_2}{dt^2} - \frac{d\varphi}{dt} - s\varphi = 0,$$

ahol $\phi_1$ a hajtó oldal, $\phi_2$ a hajtott oldal, $\phi$ a tengelykapcsoló szögelfordulása, $\theta_1$ a motor, $\theta_2$ munkagép tehetetlenségi nyomatéka.

Az első egyenletet $\theta_1$-gyel, a másodikat $\theta_2$-vel osztva, majd összevonva a

$$\frac{d^2\varphi}{dt^2} + \left(\frac{\varphi}{\theta_1} + \frac{\varphi}{\theta_2}\right)\frac{d\varphi}{dt} + \left(\frac{s}{\theta_1} + \frac{s}{\theta_2}\right)\varphi = \frac{M(t)}{\theta_1}$$

lineáris inhomogén differenciálegyenletet kapjuk. Vezessük be a

$$\frac{1}{2}\left(\frac{\varphi}{\theta_1} + \frac{\varphi}{\theta_2}\right) = \kappa, \quad \frac{s}{\theta_1} + \frac{s}{\theta_2} = \omega_0^2, \quad \frac{M}{\theta_1} = m_0$$

jelöléseket, és a gerjesztő nyomaték legyen $M(t) = M_0 \cos \omega t$, ezeket beírva:

$$\ddot{\varphi} + 2\kappa\dot{\varphi} + \omega_0^2\varphi = m_0 \cos\omega t.$$

A differenciálegyenlet általános megoldását úgy nyerjük, hogy a homogén egyenlet általános megoldásához hozzáadjuk az inhomogén egyenlet partikuláris megoldását. A számítás egyszerűsítése érdekében a jobb oldalt $im_0 \cdot \sin\omega t$ hozzáadásával $m_0 \cdot \varepsilon^{i\omega t}$-vé egészítjük ki, és ennek megfelelően $\phi$-t is komplexnek tekintjük. A megoldásban természetesen $\phi$-nek csak a valós részét vesszük figyelembe. Így $\ddot{\phi} + 2\kappa\dot{\phi} + \omega^2{}_0\phi = m_0 e^{i\omega t}$.

Az egyenlet megoldását a $\phi = Ae^{\mathrm{i}(\omega t - \gamma)}$ alakban keressük. A kifejezés deriválásával és helyettesítéssel az $A(-\omega^2 + 2\kappa\, i\omega + \omega^2{}_0)\, e^{i(\omega t - y)} = m_0 e^{i\omega t}$.

összefüggést nyerjük. Ezt átrendezve és a jobb oldalt kifejtve: $A(\omega^2{}_0 - \omega^2 + 2\kappa\, i\omega) = m_0 e^{iy} = m_0$ (cosγ + *i* sinγ).

A két komplex szám abszolút értékének egyenlőségéből az

$$m_0 = A\sqrt{\left(\omega_0^2 - \omega^2\right)^2 + 4\kappa^2\omega^2},$$

az iránytangensek (a képzetes és a valós részek hányadosai) egyenlőségéből pedig a fáziskésés tangense:

$$\operatorname{tg}\gamma = \frac{2\kappa\omega}{\omega_0^2 - \omega^2}.$$

Így az alapegyenlet partikuláris megoldásának valós része $\phi = A \cdot \cos(\omega t - \gamma)$, ahová $A$ és $\gamma$ az előzőekből behelyettesíthető.

A homogén egyenlet általános megoldása a fizikából ismert,

$$\varphi = ae^{-\kappa t}\sin\left(\sqrt{\omega_0^2 - \kappa^2}t + \alpha\right).$$

Az $a$ és $\alpha$ integrációs állandók a kezdeti feltételekből határozhatók meg.

Az inhomogén egyenlet általános megoldása tehát

$$\varphi = \frac{m_0}{\sqrt{\left(\omega_0^2 - \omega^2\right)^2 + 4\kappa^2\omega^2}}\cos\left(\omega t - arc\operatorname{tg}\frac{2\kappa\omega}{\omega_0^2 - \omega^2}\right) + ae^{-\kappa t}\sin\left(\sqrt{\omega^2 - \kappa^2}t + \alpha\right).$$

A továbbiakban vizsgáljuk meg a végeredményként adódó egyenlet fizikai jelentését. A rugalmas tengelykapcsoló lengése egy $\omega$ körfrekvenciájú csillapítatlan és egy

$$\sqrt{\omega^2 - \kappa^2}$$

körfrekvenciájú csillapított rezgésből tevődik össze. Ha $\omega \leq \kappa$, akkor a csillapított rezgés aperiodikus és bizonyos idő múlva elhanyagolható, de az indítást követő rövid időtartam alatt lényegesen befolyásolja a tengelykapcsoló lengéseit. A korábbi összefüggések alapján belátható, hogy a csillapítás intenzitása a választott rugó paramétereitől *(s* és *δ)* , valamint a kapcsoló tehetetlenségi nyomatékától függ. A csillapítás megszűnése után az egyenlet jobb oldalának első tagja írja le a mozgást, amely a gerjesztő nyomaték *(M)* körfrekvenciájának *(ω)* megfelelő csillapítatlan kényszerrezgés. Ennek a rezgésnek amplitúdója *(A)* és fáziskésése *(γ)* a gerjesztő nyomaték frekvenciájától és a rugó paramétereitől függ. Az amplitúdó az $\omega = \omega_0$-ig növekszik, majd csökken, vagyis maximumát akkor éri el, amikor a gerjesztő frekvencia *(ω)* az $\omega_0$ saját frekvencia közelébe esik. Ekkor – amennyiben a rendszer csillapítóképességét jellemző $\kappa$ érték kicsi – bekövetkezhet a rezonancia jelensége is.

A megoldásból az is kitűnik, hogy a rugóparaméterek helyes megválasztásával a gerjesztő nyomaték amplitúdója csökkenthető. Ennek feltétele, hogy

$$\frac{1}{\sqrt{\left(\omega_0^2 - \omega^2\right)^2 + 4\kappa^2\omega^2}} < 1.$$

Az ismertetett alapelvek gyakorlati használhatóságát korlátozza az a tény, hogy a rugalmas kapcsolókba beépített rugók paraméterei általában ismeretlenek és csak mérésekkel határozhatók meg. Az alkalmazott rugók anyaga, formája és mérete a szerkezeti követelményekhez igazodva rendkívül változatos, és kialakításuk is gyakran bonyolult. Egyszerűsített méretezésük azonban közismert szilárdságtani összefüggésekkel már megfelelő biztonsággal elvégezhető.

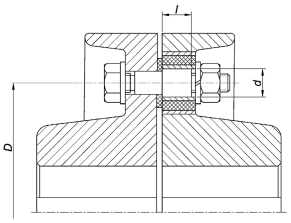
A kapcsoló elem anyaga alapján acél-, gumi- és bőrdugós rugalmas tengelykapcsolókat különböztetünk meg. A következőkben a teljesség igénye nélkül néhány jellemző megoldást mutatunk be.

Bőr- és gumidugós tengelykapcsolók

A bőr- és gumidugós tengelykapcsolók a tárcsás tengelykapcsoló módosított kivitelei (346. ábra). A tárcsás tengelykapcsoló azáltal válik rugalmassá, hogy az összefogó csavarok az egyik

tengelykapcsoló félhez gumi- vagy bőrdugó közvetítésével kapcsolódnak. A bőrdugó 7–9 körgyűrű karikából áll, a gumidugót vastag falú gumicsőből készítik. A gumi rugalmasabb, mint a bőr, azonban gyorsan keményedik, ezért gyakran kell cserélni. Ha a gumicsőre kívülről acélcsövet vulkanizálnak **(Silent-blokk),** ez növeli a dugó élettartamát.

## 346. ábra - Gumidugós tengelykapcsoló




A dugós tengelykapcsolók méretezését palástnyomásra végezzük. Az átvihető csavarónyomaték a 346. ábra jelöléseivel

$$M_{\acute{a}t} = \frac{D}{2} p_{meg} dlz,$$

ahol $z$ = az összefogó csavarok száma.

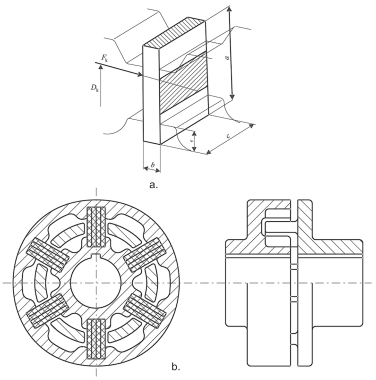
A megengedett felületi nyomás *($p_{meg}$)* guminál 0,8–1,0 MPa. Ha a gumidugó belső oldalát acélcsőre vulkanizáljuk, akkor a képletben *d* helyett a gumidugó külső átmérőjét kell számításba venni.

Gumituskós kapcsolók

A gumituskós kapcsolóknál a rugalmas kötést sugárirányban az egyik kapcsolótárcsába ágyazott hasáb alakú gumituskók biztosítják (347. ábra). A másik kapcsolótárcsa körmei a gumituskók közé nyúlnak, így a nyomatékátvitel alakzáró módon, de rugalmasan történik. A gumituskók többrétegűek és vászonborításúak. A gumituskós tengelykapcsolók kettő- és háromrészes kivitelben készülnek. A háromrészes megoldásnál a körmök külön, az agyhoz csavarokkal rögzített öntvényen helyezkednek el. A gumituskók igénybevétele hajlítás és ún. nyúzás, amellyel itt nem foglalkozunk. Az átvihető csavarónyomaték pedig a 347/a ábra jelöléseivel

$$M_{\acute{a}t} = \frac{D_K}{2} F_K.$$

## 347. ábra - Gumituskós tengelykapcsoló a) a befogott gumituskó vázlata, b) a teljes tengelykapcsoló




A gumituskóban ébredő hajlító feszültség a $z$ számú tuskó megegyező terhelését feltételezve:

$$\sigma_h = \frac{M_{h\,max}}{K} = \frac{3F_k(a-2e)}{4zcb^2} \le \sigma_{meg}.$$

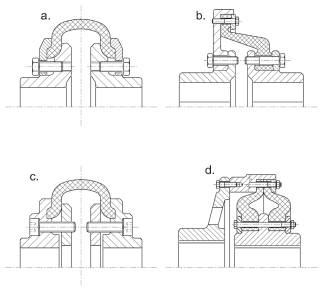
Az $F_k$-t kifejezve és az előző összefüggésbe helyettesítve az átvihető csavarónyomaték az ábra jelöléseivel:

$$M_{cs} = \frac{2zcb^2\sigma_{meg}D_k}{3(a-2e)}.$$

Rugalmas abroncsos tengelykapcsolók

A rugalmas abroncsos tengelykapcsolóknál a kapcsolófelek közé csavarásra terhelt abroncsszerű rugalmas elemeket építenek (348. ábra). Az abroncs alakja és a befogás módja változatos. A legismertebb típusok a **Periflex-abroncsos,** (348/a ábra), a **Periflex-peremes** (348/b ábra), a **Multicross** (348/c ábra) és a Vulkollán EZ (348/d ábra). Az abroncs tengelykapcsolók előnye a nagy rugalmasság, az egyszerűség és az hogy nem kívánnak pontos tengelybeállítást, ezért kiegyenlítő kapcsolóként is alkalmazzák. Az abroncs anyagától függően –25 és +80 °C között üzemeltethetők. A két kapcsolófél közötti maximális fáziseltérés 16° lehet. A méretezést ezeknél a gyári katalógusadatok alapján történő helyes kiválasztást helyettesíti.

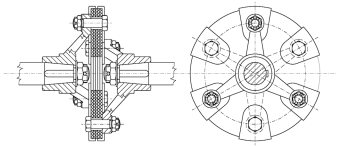
## 348. ábra - Rugalmas abroncsos tengelykapcsolók a) Periflex-abroncsos, b) Periflex-peremes, c) Multicross, d) Vulkollán EZ




Rugalmas szögkiegyenlítő kapcsolók

A rugalmas szögkiegyenlítő kapcsolók közé sorolható tengelykapcsoló a Hardy-tárcsa (349. ábra). A szövetbetétes rugalmas tárcsához a két- vagy háromágú villás, esetleg tárcsás kapcsolófelek kapcsolódnak csavarokkal. A tárcsa furatait acélcsövekkel bélelik, és a furatok környékét acélpajzsokkal védik. A villákhoz való csatlakozás felváltva történik, ezért a furatok közötti tárcsarészek terhelése váltakozva húzás és nyomás. A tengelyek legnagyobb szögeltérése ±3 lehet.

## 349. ábra - Hardy-tárcsa



A rugalmas tárcsás tengelykapcsolók mértezését húzásra végezzük. A tárcsa külső sugara Muratov szerint az

$$R = \sqrt{\frac{40M_{cs}}{\pi z v(1+n)\sigma_{meg}} \cdot \frac{n-1+4c^2-(n+3)c^4}{c^2}}$$

összefüggéssel számítható, ahol $z$ – a csavarok száma, $v$ – a tárcsa vastagsága,

$$n = \frac{3-m}{1+m},$$

ahol $m$ a Poisson-féle szám,

$c = \frac{r}{R} = 0,7....0,8,$ ($r$ – a csavarok osztókörsugara) az

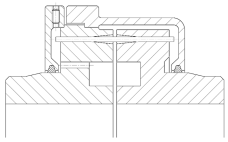
$R/v \approx 10$ és $\sigma_{meg} = 10$ MPa.

Acélrugós tengelykapcsolók

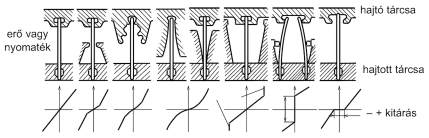
Az acélrugós tengelykapcsolók kapcsoló elemei az igénybevétel módja szerint hajlításra és csavarásra terhelt rugók lehetnek. Az acélelemes tengelykapcsolók csillapítása gyakorlatilag nulla, ugyanis az csak a szerkezeti elemek súrlódásából származik. A legismertebb, hajlított rugóval épített szerkezetek a Forst-féle és a Bibby tengelykapcsolók.

A Forst-féle acéltűs kapcsoló hajtó és hajtott oldalát tű vagy rúd alakú rugóelemek kötik össze (350. ábra). A rugóelemek a tárcsák homlokfelületén, vagy két osztókör mentén készített furatokban helyezkednek el. A kapcsolófeleket a fedél és a tok tartja össze. A furatok kialakítása és a rugóelem befogásának a módja az eredetileg lineáris rugójellegörbét igény szerint módosíthatja. A 351. ábra különböző beépítési módokat és hozzájuk tartozó jelleggörbéket mutat.

## 350. ábra - Acélrudas tengelykapcsolók (Forst)



## 351. ábra - A rugóelemek beépítési módjai és jelleggörbéik




A rugóelemek méretezését Poljakov és Barbas módszerét követve lineáris és nem lineáris jelleggörbéjű rugóra is elvégezzük.

A rugóelemeket terhelő kerületi erő *($F_1$)*, a csavarónyomatékból *($M_{cs}$)*

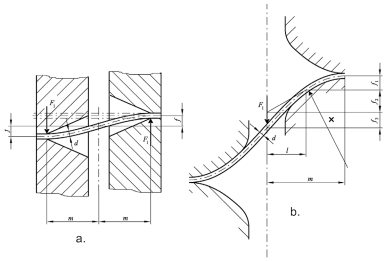
$$F_1 = \frac{2M_{cs}}{d_k z},$$

ahol $z$ – a rugóelemek száma, $d_k$ – a lyukkörátmérő

A szabadon befogott lineáris jelleggörbéjű rugó (352/a ábra) görbülete a rugalmas szál differenciál egyenletéből:

$\frac{1}{\rho} = \frac{F_1 m}{I E}$, és lehajlása $f = \frac{F_1 m^3}{3 I E}$.

## 352. ábra - a) szabadon befogott rugóelem, b) ívelt profilon vezetett rugóelem



A kapcsolófelek egymáshoz viszonyított elfordulása a $d_k$ lyukkörön $2f$, így a relatív szögelfordulás

$$\varphi = \frac{4f}{d_k} = \frac{8}{3} \cdot \frac{M_{cs} m^3}{I E d_k^2 z}.$$

Ebből a rugómerevség

$$s = \frac{M_{cs}}{\varphi} = \frac{3}{8} \cdot \frac{I E d_k^2 z}{m^3}.$$

A 352/b ábra nem lineáris jelleggörbét adó befogást mutat. A vázlat szerinti rugó szabad hossza a felfekvés miatt *l*-re csökken és a terhelés függvényében változik. A szabadhossz görbülete

$$\frac{1}{\rho} = \frac{F_1 l}{I E}$$

a lehajlás pedig három részből tevődik össze: $f = f_1 + f_2 + f_3$, kifejtve:

$$f = \frac{(m-l)^2}{2} + \frac{l(m-l)}{\rho} + \frac{F_1 l^3}{3 I E} = \frac{m^2 - l^2}{2\rho} + \frac{F_1 l^3}{3 I E}.$$

A relatív szögelfordulás

$$\varphi = \frac{4f}{d_k} = \frac{2(m^2 - l^2)}{\rho d_k} + \frac{4}{3} \cdot \frac{F_1 l^3}{I E d_k},$$

illetve behelyettesítés és átrendezés után

$$\varphi = \frac{F_1 (6 l m^2 - 2 l^3)}{3 I E d_k}.$$

Végül $F_1$-et helyettesítve, az *l* függvényében változó rugómerevség:

$$s = \frac{dM_{cs}}{d\varphi} = \frac{3 I E d_k^2 z}{6 l m^2 - 2 l^3}.$$

A rugóelemek átmérőjét úgy kell meghatározni, hogy a rugómerevség megfelelő legyen, ugyanakkor a szilárdsági követelmények is kielégüljenek. A lineáris jelleggörbéjű rugóelemekben ébredő feszültség

$$\sigma = \frac{F_1 m d}{2 I} = \frac{M_{cs} d m}{d_k z I} \le \sigma_{meg},$$

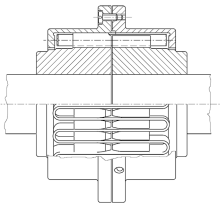
amelyből *l*-t kifejezve és a rugómerevség összefüggésébe helyettesítve, a rugóelem átmérője:

$$d = \frac{8}{3} \cdot \frac{s \sigma_{meg} m^3}{M_{cs} m E d_k}.$$

A rugóelemek száma ennek ismeretében már számítható. Az ívelt profilon befogott, nem lineáris jelleggörbéjű rugó méretezésekor is a fentiekhez hasonlóan járunk el. Megjegyezzük, hogy a kör keresztmetszetű rugón kívül más alakú elemek is használatosak. Olyan szerkezeti megoldások is léteznek, amelyeknél a rugóelemeket csoportosan helyezik el a furatokban. A kapcsolófelek anyaga általában acélöntvény. A rugóelemek kopása kenéssel csökkenthető.

A hajlításra terhelt rugóelemekkel működő tengelykapcsolók közül az egyik legismertebb a kígyószerűen hajlított rugóval szerelt **Bibby-féle kapcsoló** (353. ábra).

## 353. ábra - Acélszalag rugós tengelykapcsoló (Bibby)

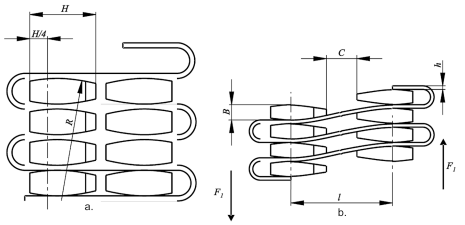


Az összekapcsolt tengelyvégeken szerkezeti acélból (pl. C 35) kimunkált vagy öntött acélból készített (pl. GS 45), fogazott agyakat rögzítenek. A fogak között helyezkedik el a több darabból álló hajlított rugószalag (354. a ábra). Anyaga különleges rugóacél. Nagyméretű kapcsolóknál egymás alatt több (két-három) rugószalag is elhelyezhető. A fogoldalak domborítottak, ezért a szalagok csak nagy terhelés esetén fekszenek fel (354/b ábra). Kisebb terhelésnél a rugószalag jelleggörbéje lineáris. A méretezés során a Forst-kapcsolónál bemutatott módszer követhető. A fogoldal és a rugó érintkezési pontjában ható kerületi erő

$$F_1 = \frac{2M_\omega}{kDz},$$

ahol $z$ – a fogszám, $k$ – az egymás felett elhelyezett szalagok száma, $D$ – az osztókörátmérő.

## 354. ábra - Vázlat a Bibby-kapcsoló méretezéséhez. a) terheletlen állapot, b) terhelt rugalmas elem




A két kapcsolófél relatív elmozdulása az osztókörön mérve

$$f = \frac{F_1 \cdot l^3}{12IE},$$ és a relatív szögelfordulás $$\varphi = \frac{2f}{D} = \frac{F_1 l^3}{6DIE} = \frac{M_\omega l^3}{3D^2 kzIE}.$$

Ebből a rugómerevség

$$s = \frac{M_\omega}{\varphi} = \frac{3D^2 kzIE}{l^3}.$$

A rugóban ébredő feszültség

$$\sigma = \frac{M_h h}{2I} = \frac{F_1 lh}{4I} = \frac{M_\omega lh}{2IkDz} \le \sigma_{meg}.$$

A két utóbbi egyenletet összevetve, a rugóvastagság:

$$h = \frac{2l^2 \sigma_{meg} s}{3DM_\omega E},$$

ahol $\sigma_{meg}$ = 450–550 [MPa].

A rugó szélessége *(b)* a rugó vastagsága *(h)* ismeretében az

$$I = \frac{bh^3}{12}$$

összefüggés alapján számítható:

$$b = \frac{6M_{cs}l}{h^2 \cdot k \cdot D \cdot z\sigma_{meg}}.$$

Az ajánlott fogszámot *(z)*, az egy horonyban elhelyezkedő szalagok számát *(k)* a fogazat osztását *(t)* tapasztalati táblázatok tartalmazzák.

Az osztásból az osztókör átmérője

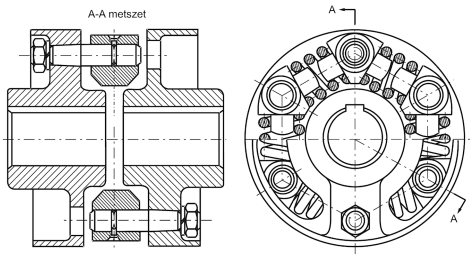
$$D = \frac{zt}{\pi}$$

a fogszélesség és a fogvastagság aránya $H$=3,5$B$, a $c$ pedig 1–5 mm.

Csavarrugós tengelykapcsoló

Csavarásra terhelt rugóval működő tengelykapcsoló a két szimmetrikus félből álló Cardeflex kapcsoló (355. ábra). A kapcsolófeleket szegmensekből és rugókból álló rugalmas rendszer köti össze. A szegmensek csapjai a tárcsában kúpos felületen ülnek és anyával rögzítettek. A forgásirányba eső csapok egyrészt a rugókat tartják a helyükön, másrészt azok deformációját határolják.

## 355. ábra - Csavarrugós tengelykapcsoló




Az egy rugóra ható erő *(F)* a csavarónyomatékból *($M_{cs}$):*

$$F = \frac{2M_{cs}}{d_r z},$$

ahol $z$ – a terhelt rugók száma, $d_r$ – a szegmensek osztókörének átmérője.

A számítás egyszerűsítése érdekébe tételezzük fel, hogy az előfeszítésből adódó erő elhanyagolható a nyomatékátvitelből számíthatóhoz képest. Az $F$ erő hatására a hengeres csavarrugóban csavaró-, hajlító-, nyíró- és nyomófeszültség ébred. Kis menetemelkedésű rugó esetén azonban elegendő a csavarófeszültséget okozó

$$M = \frac{DF}{2}$$

nyomaték figyelembevétele is, ahol $D$ – a csavarrugó középátmérője. A rugó alakváltozási munkája

$$W = \frac{1}{2I_p G}\int_0^l M^2 ds = \frac{1}{2I_p G}\int_0^l \left(\frac{DF}{2}\right)^2 ds = \frac{l D^2 F^2}{8 I_p G},$$

ahol $l$ – $d\pi n$ a rugó hosszúsága, $n$ – a rugómenetek száma.

A rugó összenyomódása Castigliano tételével:

$$f = \frac{\partial W}{\partial F} = \frac{D^3 \pi n F}{4 I_\rho G},$$ a rugómerevség $$s = \frac{F}{f} = \frac{4 I_\rho G}{D^3 \pi n}.$$

A rugóban ébredő feszültség

$$\tau = \frac{M d}{2 I_\rho} = \frac{D F d}{4 I_\rho} \le \tau_{meg},$$

ahol $d$ – a csavarrugó huzalátmérője, $\tau_{meg}$ – 250–425 MPa. A szükséges huzalátmérő pedig az

$$I_\rho = \frac{d^4 \pi}{32}$$ helyettesítésével: $$d = \sqrt{\frac{8F\left(\frac{D}{d}\right)}{\pi \tau_{meg}}},$$

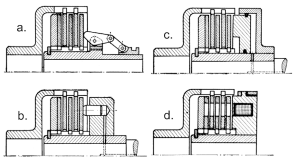
ahol $D/d \cong 4$.

A kapcsoló súrlódó felületeit, a csapokat és a szegmenseket kenni kell. Üzemközben 0,5$D$ axiális, 0,01$D$ radiális hiba még megengedhető, a maximális relatív szögelfordulás a kapcsolófelek között ±5° lehet.

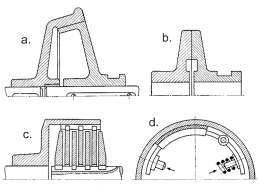
# Súrlódó (dörzs) tengelykapcsolók

A gépek működése időben változó intenzitású. A hajtó és hajtott gépoldal közötti kapcsolat üzem közbeni megszakítására gyakran szükség lehet. A súrlódó tengelykapcsolók nyomatékátvitelét az érintkező felületekkel kialakított erőzáró kapcsolat biztosítja, amit rászorítással érünk el. Ebből adódik, hogy a kapcsoló működése könnyen befolyásolható az összeszorító erővel. Az egyik súrlódó felület elmozdításával (a távolság növelésével vagy éppen a felületek teljes összenyomásával) történhet a ki- és bekapcsolás. A kapcsolóerő lehet mechanikus, elektromechanikus, pneumomechanikus vagy hidromechanikus. A legelterjedtebb súrlódó felületalakok (357. ábra): a kúpos (a), tárcsás (b), lemezes (c), illetve a hegeres (d) kivitel.

### 356. ábra - Súrlódó tengelykapcsolók kapcsolási típusai a) mechanikus, b) pneumomechanikus, c) hidromechanikus, d) elektromechanikus




### 357. ábra - A legelterjedtebb súrlódó felületi alakok a kúpos (a), tárcsás (b), lemezes (c), illetve a hengeres dörzskapcsolók (d) kivitel




A működésbe hozáskor minden esetben csúszás lép fel, ami a felületek összedörzsölése során hőfejlődéssel, vagyis teljesítményvesztéssel jár. Bizonyos túlterhelési esetekben ez a kapcsoló előnyére is válhat. A mozgás közbeni megcsúszás a $\mu$ mozgási súrlódási tényezőtől függ. Ennek

nagysága kisebb, mint a $\mu_o$ nyugvásbeli súrlódási tényező ($\mu_o/\mu$ = 1,25), vagyis ha a súrlódó tengelykapcsoló megcsúszik, változatlan nyomóerő és nyomatékterhelés esetén az együttforgás „nyugalmi” helyzete már nem áll vissza!

Fontos a beépítésnél, hogy a nyomatékátvitel folytonos intenzitású legyen, azaz rángató hatás ne lépjen fel működés közben.

A kapcsolódás száraz vagy kent súrlódó párok alkalmazásával egyaránt megvalósítható. Száraz kivitelnél igen népszerű az acél vagy öntöttvas felülethez választott rézbetétes műanyag súrlódó anyag. Azbeszt erre a célra környezetvédelmi okokból ma már nem választható. A rézszálak a jobb hőelvezetést szolgálják, ezzel csökkenthető a betét súrlódási hő okozta felmelegedése, és nő az élettartama.

A kent súrlódó felületek általában acéllemezek. Ilyen esetben a súrlódási tényező kedvezőtlenül alacsonyabb érték, de ezzel együtt nem kis mértékben megnövekedik a gépelem élettartama és a hő elvezetése.

# A súrlódó kapcsolók méretezési elvei

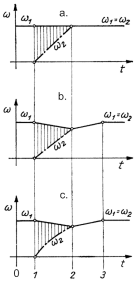
A dörzskapcsolókra végzett számítások célja kettős. Az egyik, hogy az indítási periódusban megvizsgáljuk az energia, a nyomaték és a teljesítmény alakulását. Ez az érintkező felületek anyagának függvényében egyértelmű választ ad a kapcsolási időre, a kapcsoló felmelegedésére és várható élettartalmára. A másik fontos cél a gépelem geometriai méreteinek meghatározása.

A kapcsoló üzemi viselkedését több tényező befolyásolja. Ezek közül a leglényegesebbek: a hajtó és hajtott oldali nyomatékváltozás, az összekapcsolt két oldal tehetetlenségi nyomatéka, a kapcsolódó mechanizmussal létesített összeszorító erő és a hűtés.

Az indítás folyamata

Ha a tengelykapcsoló forgó hajtóoldala $\theta_1$ tehetetlenségi nyomatékkal és $n_1$ fordulatszámmal rendelkező részének nyomatékát szeretnénk átadni a hajtott $\theta_2$ tehetetlenségi nyomatékú és $n_2$ fordulatszámú (vagy éppen álló) résznek, könnyen belátható, hogy a súrlódó kapcsoló nem képes azonnal a hajtott oldalról megkívánt $n_1$ fordulatszámot biztosítani. A fordulatszám-különbség kiegyenlítéséig eltelt időt $T$ indítási időnek nevezzük. Ha a 358. ábrát tekintjük, a 0–1 időszakasz a bekapcsolás, az 1–2 időszakasz a felgyorsulás és a 2–3 időszakasz az üzemi állapot ($\omega_2 = \omega_1$) létrejöttének időigénye. A 358/a ábra esetében a hajtó energiaforrás sokkal nagyobb, mint a hajtott oldali energiaigény, ezért a 2–3 időszakasz nulla, vagyis a 3-as pont nem is létezik.

## 358. ábra - Az indítási folyamat lefutási jellemzői




Az indítási idő alatt az érintkező felületek egymáson elmozdulnak, így a csúszás elkerülhetetlen. A megkívánt üzemi állapot tehát csak $T$ idő után érhető el. A dörzskapcsolók ezen jellemző működése során lezajló eseményeket foglalja össze az „indítási folyamat”. A 358. ábra különböző indítási folyamatokat mutat. Az a) és b) lineáris, a c) degresszív gyorsulást mutat korlátlan (a) és korlátozott (b és c) energiaforrás esetén.

A méretezés első lépése az átvihető nyomaték meghatározása. Ennek ismeretében a kapcsolótípustól függő számítást kell végezni a geometriai méretek megállapítására. Végül ellenőrző számítással

vizsgálni kell a melegedési körülményeket. A csúszásból adódó súrlódásienergia-veszteség és a hőegyenérték a szöggyorsulás, a teljesítményváltozás, valamint a *T* idő függvénye.

Tervezésnél fő cél a veszteségek, illetve az indítási túlterhelés csökkentése.

A valóságban az $n_1$ hajtóoldali fordulatszám (és szögsebesség) csökken a bekapcsolás következtében, mégis a számítások egyszerűsítése érdekében állandó *($n_1$)* fordulatszámmal dolgozunk.

Feltételezzük továbbá az $M_1$ hajtóoldali nyomaték állandóságát, a hajtott oldali nyomaték pedig 0-tól egy adott $M_2 \leq M_1$ értékig terjed. A kapcsolási nyomaték meghatározásához szükség van a konkrét konstrukció kiválasztására, valamint a kapcsolódó felületek által meghatározott $\mu$ súrlódási tényezőre.

Indítás, ha nincs külső terhelés

Vagyis $M = 0$, valamint a hajtóoldal és a kapcsoló nyomatéka egyezik, $M_k = M_1$. Ebből adódik, hogy az $M_k$ teljes mértékben a hajtott oldal gyorsítására fordítódik.

$$M_2 = \theta_2 \frac{d\omega}{dt} = \theta_2 \varepsilon = \text{állandó}, \quad \text{ebből} \quad \varepsilon = \frac{M_2}{\theta_2},$$

ahol $\theta_2$ – a hajtott tengely tehetetlenségi nyomatéka, $\varepsilon$ – a hajtott tengely szöggyorsulása.

Az egyenletesen gyorsuló mozgásból adódik, hogy *T* idő alatt (amíg $\omega_1 = \omega_2$ nem teljesül)

$$\omega_2 = \varepsilon T,$$

ebből

$$T = \frac{\omega_2}{\varepsilon} = \frac{\theta_2 \omega_2}{M_1} = \frac{M_2}{M_1}$$

és a befektetett munka: ($W_b = \theta_2 \omega^2$) $W_b = (\theta_2 \omega^{2)}$.

Az indítási idő alatt végzett hasznos munka az $\omega_2$ szögsebesség eléréséig:

$$W_h = \frac{1}{2} \theta_2 \omega_2^2.$$

A hőveszteség *($W_v$)* a befektetett és hasznos munka különbsége:

$$W_v = W_b - W_h = \theta_2 \frac{\omega_2^2}{2},$$

vagyis a fele a befektetett munkának.

Az $M_2 = 0$ külső terhelés és állandó hajtott nyomaték *($M_1$)* esetén a szöggyorsulás is állandó mindaddig, amíg $\omega_1 = \omega_2$ és $\varepsilon = 0$ nem lesz.

A kezdeti feltételek meghatározása

Ha a szögsebesség (359/c ábra) és a kapcsolónyomaték (359/a ábra) alakulásának variációs lehetőségei közül $\omega_1$ = konstans és

$$M_k = f(t^2),$$

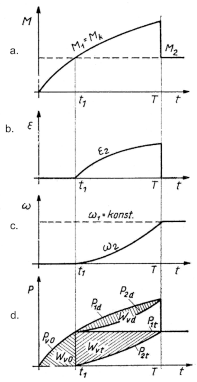
a hajtott tengely szöggyorsulása a gyorsító nyomatékkal arányos, vagyis:

$$M_{gy} = M_k - M_2 = \theta_2 \frac{d\omega_2}{dt} = \theta_2 \varepsilon_2.$$

A szöggyorsulás, mivel a nyomatékgörbe másodfokú, szintén másodfokú görbe szerint változik (359. b ábra). Amíg $M_k$ kisebb, mint $M_2$, nem beszélhetünk gyorsításról, tehát: $\omega_1 = 0$ és $\varepsilon = 0$.

A $t_1$ időponttól a kapcsoló nyomatéka gyorsítja a hajtott oldalt, egészen $T$ időpontig.

## 359. ábra - Az indítónyomaték, a szöggyorsulás, szögsebesség és a teljesítményigény összefügése




A hajtott rész szögsebessége az (359. c ábra) $\varepsilon_2$ szöggyorsulás görbéje alatti területből adódik:

$$\omega_2 = \int_{t_1}^{T} \varepsilon_2 dt = \int_{t_1}^{T} \frac{M_k - M_2}{\Theta_2} dt.$$

A folyamat $\omega_1 = \omega_2$ szögsebességek kiegyenlítődésénél zárul. Az indítás teljesítmény igénye a 359/ d ábrából: $P_1 = M_1\omega_1 = M_k\omega_1 = P_{1d} + P_{1t} + P_{vo}$, ahol a felgyorsításhoz szükséges teljesítmény: $P_{1d} = (M_k - M_2)\,\omega_1 = M_d\,\omega_1$ amelynek viszont csak $P_{2d} = (M_k - M_2)\,\omega_2 = M_d\,\omega_2$ képezi a hasznos részét.

Ez a teljesítmény készteti a hajtott oldalt az $\omega_1$ szögsebesség illetve $n_1$ elérésére. Ugyanakkor $P_{vd} = P_{ld} - P_{2d} = M_d\,(\omega_1 - \omega_2) = (M_K - M_2)\,(\omega_1 - \omega_2)$ nem más, mint a gyorsítási folyamat teljes vesztesége. Az $M_2$ terhelőnyomaték legyőzéséhez $P_{lt} = M_2\omega_1$ teljesítmény szükséges. Jóllehet ebből csak $P_{2t} = M_2\omega_2$ fordítódik a műveletre, mert a fent említett teljesítmények különbsége $P_{vt} = P_{1t} - P_{2t} = M_2(\omega_1 - \omega_2)$ elvész, illetve **hővé alakul.** Nem szabad elfeledkezni a $t \le t_1$ *időtarta*m alatt befektetett $P_{v0}$ teljesítményről sem, ami a hajtott tengelyt nem képes mozgásba hozni, vagyis szintén veszteség.

Az ábrák segítségével ehhez hasonló módon vizsgálhatók az energiaviszonyok is:

$$W_{\text{veszt}} = W_{v0} + W_{vd} + W_{vt} = \omega_1 \int_0^{t_1} M_K dt + \frac{\Theta_2 \omega_1^2}{2} + M_2 \left[ \omega_1 (T - t_1) - \int_{t_1}^{T} \omega_2 dt \right],$$

ahol $W_{v0}$ tag kiküszöbölhető, ha $M_1 \ge M_2$ és $t_1 = 0$.

Csökkenthető még a veszteséges munka befektetése, ha az indítást terheletlenül kezdjük, vagyis $M_2 = 0$. Így

$$W_v = W_{vd} = \Theta_2 \frac{\omega_1^2}{2} = \Theta_2 \frac{\omega_2^2}{2},$$

ami nem más, mint a tengelykapcsoló hővesztesége.

Hőmérséklet-számítás súrlódó kapcsolóknál

A kapcsoló működésbe hozásakor $T$ időtartam alatt fennálló, felületek közötti csúszás eredménye a nagymértékű hőfejlődés, célszerű ezért annak a kiválasztott betétanyagra megengedhető értékkel

való összevetése. Ennek az ellenőrző méretezésnek különösen nagy a jelentősége a gyakori kapcsolás esetén. A hőveszteség

$$W_v = \frac{1}{2} M_k \omega T = \frac{1}{2} P_v T, \text{ illetve } W_v = Q_h = \frac{1}{2} M_k \omega T z 60 = M_k \pi n T z 60,$$

ahol $z$ az óránkénti kapcsolások száma.

Kisszámú kapcsoláskor a keletkezett hő a szünetekben távozik, azaz magától lehűl a tengelykapcsoló és környezete.

Sok kapcsolás esetén viszont hűtőfelületről kell gondoskodni. A tengelykapcsoló üzemi hőmérséklete a hűtőfelület beiktatásával:

$$t_K = \frac{Q_h}{\alpha_K A_K} + t_1 \le t_{meg},$$

ahol $A_K$ – a hűtőfelület nagysága, $\alpha_K$ – a hőátadási együttható, $t_1$ – a levegő hőmérséklete.

A geometriai méretek tehát a tengelykapcsoló megkívánt nyomatékigényétől *($M_K$)* függenek:

$$M_K = \frac{C M_2}{C_m C_v},$$

ahol $M_2$ – a hajtott oldal nyomatéka, $C$ – a gép járásától, a munka- és erőgép típusától függő dinamikus tényező, $C_m$ – a kapcsolások gyakoriságát és $C_v$ – a csúszási sebességet figyelembe vevő tényező.

Súrlódó tárcsás tengelykapcsoló

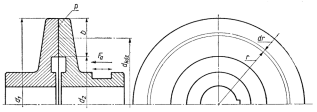
Két vagy több tárcsát $F_a$ erővel egymáshoz szorítunk. Ha az ekkor keletkező $\mu F$ súrlódási erő nagyobb, mint az igényelt tangenciális erő, akkor elméletben csúszás nélkül megtörténhet annak átadása, vagyis a kapcsolódás.

Az $M_k$ kapcsolónyomaték számításhoz tekintsük a 360. ábrát. Ennek alapján:

$dF_a = 2\,prdr,$ ebből: $dM_K = \mu r dF_a = 2\pi\mu p r^2 dr,$ ezt integrálva a teljes körgyűrű felületre:

$$F_a = \frac{\pi}{4} p \left(d_1^2 - d_2^2\right) \quad \text{és} \quad dM_K = 2\pi \int_{\frac{d_2}{2}}^{\frac{d_1}{2}} \mu p r^2 dr.$$

## 360. ábra - A súrlódó tárcsás tengelykapcsoló vázlatos rajza



A $p$ és $\mu$ lehetséges esetei:

$p$ = konstans és $\mu$ = konstans

$p$ = konstans és $\mu = f(v, r) \neq$ konstans (egyenletes nyomáseloszlás),

$p$ = konstans és $\mu = f(v, r) \neq$ konstans (egyenletes kopási sebesség),

Ha a $p$ = konstans és $\mu$ = konstans esetet vizsgáljuk:

$$M_K = \frac{1}{3}\mu F_a \frac{d_1^3 - d_2^3}{d_1^2 - d_2^2}.$$

Bevezetve: $d_{köz} = \frac{d_1 + d_2}{2}$; $b = \frac{d_1 - d_2}{2}$ és $\frac{b}{d_{köz}} = c$

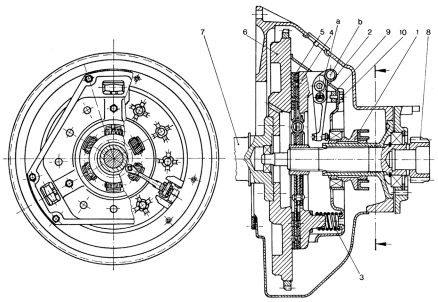
összefüggéseket $c$ viszonyra Niemann: 0,15…0,3 értéktartományt javasol. Ebből kifejezve: $d_1 = d_{köz}(1+c)$, valamint $d_2 = d_{köz}(1 - c)$ értékét, behelyettesítés után az összeszorító erő: $F_a = \pi p d_{köz}^2 c$, és a kapcsolónyomaték:

$$M_K = \frac{3c + c^3}{6}\pi\mu p d_{köz}^3.$$

A súrlódótárcsás tengelykapcsoló alkalmazása többnyire a gépjárműiparban illetve az ipari hajtásokban elterjedt. Számos szerkezeti megoldása ismert.

Példaként a személygépkocsiknál használatos tárcsás száraz súrlódó tengelykapcsolót mutatjuk be (361. ábra).

## 361. ábra - Gépjármű tengelykapcsoló



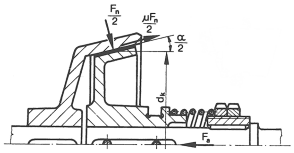
A kapcsoló nyugalmi állapotban zárt, ugyanis a burkolaton elhelyezett rugók (3) folyamatos összeszorító erőt fejtenek ki a tárcsára (4). A súrlódó tárcsák (5), amelyek mindkét oldala súrlódóbetéttel ellátott, nekiszorulnak a motor főtengelyére (7) szerelt lendítőkerék homlokfelületének. Ahhoz, hogy a kapcsolatot, illetve a nyomatékátvitelt oldjuk, a csúszóhüvelyt (1) balra tolva megbillen az *a* pont körül elforduló kiemelőkar (2), és eltávolítja a tárcsát a lendítőkeréktől (6).

Kúpos súrlódó tengelykapcsolók

A 362. ábrán látható dörzskapcsoló egymáshoz szorított kúpfelületek által viszi át a nyomatékot. A mozgató-, illetve bekapcsolóerő $F_a$ segítségével történik meg a nyomatékátvitel. Ennek az α kúpszögű felületekre merőlegesen ébredő erőkomponense $(F_n)$, valamint az ennek hatására fellépő $F_s = \mu F_n$ súrlódóerő segítségével felírható a szerkezet erőegyensúlya:

$$F_a = F_n\left(\sin\frac{\alpha}{2} + \mu\cos\frac{\alpha}{2}\right).$$

## 362. ábra - Súrlódó kúpos tengelykapcsoló



A bekapcsolást követően:

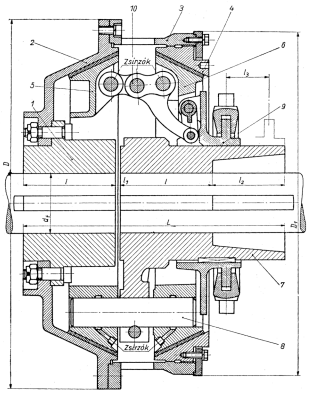
$$F_a = F_n \sin\frac{\alpha}{2} = \frac{F_{ker}}{\mu}\sin\frac{\alpha}{2},$$

ahol $F_{ker}$ a kerületen ébredő erő. Így az összeszorító erő:

$$F_a = \frac{2M_K}{d_{köz}}\sin\frac{\alpha}{2} \text{ és } M_K = \frac{1}{2}d_{köz}F_{ker} = \frac{1}{2}d_{köz}F_n\mu = \frac{\pi}{2}\mu b p_{meg} d_{köz}^2,$$

mert $F_n = Ap_{meg} = d_{köz}\pi b p_{meg}$ ahol $p_{meg}$ korlátozza az $F_a$ felületi terhelés nagyságát. Nagyteljesítményű kétkúpos dörzskapcsolót mutat be a 363. ábra.

## 363. ábra - Kétkúpos (axiálisan erőkiegyenlített) súrlódó tengelykapcsoló

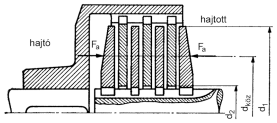



A tengelykapcsoló működése az ábra alapján magyarázható: a (2, 3, 4) házszerű egység az (1) agyhoz van rögzítve. A (7) agyra szerelt (8) csapok tartják az (5), (6) súrlódóbetétes gyűrűket. A nyomatékátvitel oldását a (9) csúszóelem segítségével mozgatott (10) billenőmechanizmus végzi.

Súrlódó lemezes tengelykapcsolók

A nyomatékátvitelt az összeszorító erő által a létrehozott súrlódási erő nagysága befolyásolja. Ennek növelését a súrlódó felületek számának többszörözésével érhetjük el. A súrlódóbetétes vagy betét nélküli számos lemezpár kis helyen nagy nyomatékátvitelre alkalmas (364. ábra).

## 364. ábra - Lemeztávolság-tartó konstrukciós kialakítások




A kapcsolás pillanatában az $F_a$ még nem tudja kellő mértékben összeszorítani a lemezeket. Ebből adódik e típus hátránya, hogy a kapcsolóerő támadáspontjához közeli nyomótárcsa közelében nagyobb a nyomatékátadási hányad, mint a távolabb esők esetében.

Méretezésének összefüggései megegyeznek a tárcsás kapcsolóknál leírtakkal, vagyis: $F_a = \pi\, p d_{köz}^2 c$,

$$M_K = \frac{3c + c^3}{6}\pi\mu p d_{köz}^3.$$

A különbség a lemezek számából (az arányosan csökkenő felületi nyomásból) adódik. A kapcsoló felépítése olyan, hogy a lemezeket két, vastagabb belső fogazatú nyomótárcsa közé illesztik.

Ha $z$ a súrlódó felületek száma, akkor a lemezek száma $z/2$, mert egy lemeznek két súrlódó oldala van.

A fentieket összegezve, a belső fogazatú lemezek száma:

$i_b = \frac{z}{2} + 1,$ és a külső fogazatúaké: $i_k = \frac{z}{2}.$

(A súrlódó tárcsák ugyanis belső-, illetve külső fogazattal kapcsolódnak alakzáró módon az egyik tengely és a másikra szerelt furatos agy–fej árkaiba.

Célszerű a gyakorlatban $z \leq 14–16$ fogszámot választani.

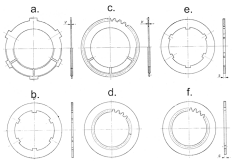
A kapcsolónyomaték meghatározásánál figyelembe kell venni, hogy a lemezek nem tudnak azonnal összezáródni, valamint a közöttük levő erő, illetve nyomatékátvitel sem azonos. Így a tengelykapcsoló méretezési nyomatéka:

$$M_k = \frac{CM_2}{C_m C_v C_z} \text{-re}$$

módosul, ahol $M_2$ – a hajtott oldali nyomaték, $C$ – a gép járásától, a munkagép és az erőgép típusától függő dinamikus tényező, $C_m$ – a kapcsolások gyakoriságát figyelembe vevő tényező (1), $C_v$ – a csúszási sebesség tényezője, $C_z$ – a lemez szám *(z)* tényező, amely 0,6…1,0 között *z*-től függően változik (pl. $C_z = 1$, ha $z = 1$, illetve $C_2 = 0{,}6$, ha $z = 3$).

Jellegzetes lemezkialakításokat mutat a 365. ábra. A külső (a, c) és belső (b, d, e, f) fogazású lemezeket felváltva helyezik el a hajtott vagy a hajtó oldali horonyra.

## 365. ábra - Dörzskapcsoló lemezformák a) külső körmös, b) belső körmös, c) külső fogazatú, acél vagy színesfém betétes lemezek d) belső fogazatú acéllemezek, e) körmös f) fogazott nyomótárcsák

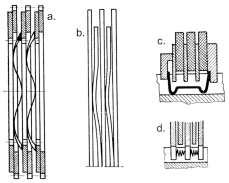



A lemezeket összeszorító erőt a hajtott agy hosszanti árkaiba süllyesztett csap körül forgó szögemelők fejtik ki. Ha a hosszabb karjukat a külső kapcsolószerkezettel mozgatott hüvely leszorítja, a csap körül elforduló szögemelő rövidebb része összenyomja a lemezeket, és létrejön közöttük a súrlódóerő, majd általa a nyomatékátvitel.

A lemezek vastagsága 1…6 mm. Műanyag betétezést csak szárazon működtetett kapcsolóknál alkalmaznak, legtöbbször a külső fogazatú lemezekre szerelve. A nyomótárcsák 5…30 mm vastagok.

Fontos megemlíteni az üresjárati lemezek közötti légrés szükségességét az egymáshoz érés elkerülése érdekében. Ennek biztosítására mutat példákat a 366. ábra.

## 366. ábra - Üresjáráskor a lemezek közt légrést biztosító módszerek




A témakörhöz tartozó érvényben lévő szabványok:

MSZ ISO 4863:1991 Rugalmas tengelykapcsolók alkalmazói és gyártói által megadandó adatok

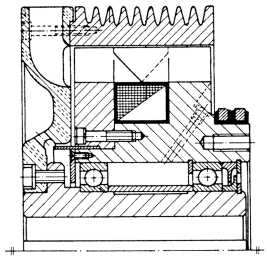
MSZ-05-07.3503:1983 Rugalmas tengelykapcsolók mezőgazdasági és élelmiszeripari gépekhez. Fő méretek.

# Szabályozható tengelykapcsolók

## Indukciós tengelykapcsolók

Az indukciós tengelykapcsolókat a villamos gépek különleges fajtájának tekinthetjük. Szerkezeti és működési szempontból a szinkron és aszinkron gépek ötvözetei. Működésük indukción alapszik, amelyet – ellentétben a villamos gépekkel – nem az álló tekercsben váltakozó, hanem a **tekercstesttel együtt forgó mágneses mező kelt.** Mivel a hajtó és hajtott oldal nem kapcsolódik mechanikusan, a tengelykapcsoló alkalmas biztonsági kapcsolóként való beépítésre. Fontos üzemi jellemzője a csúszás (szlip), ami szükségszerű kísérő jelenség, a hajtott oldal ugyanis fordulatszámát tekintve lemarad a hajtóoldaltól.

### 367. ábra - Indukciós tengelykapcsoló



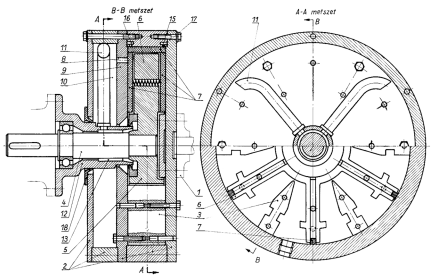
## Hidrosztatikus tengelykapcsolók

A hidrosztatikus tengelykapcsolók folyadéktöltésük hidrosztatikus nyomásának segítségével képesek nyomatékot átvinni. Jól csillapítják a dinamikus hatásokat, elsősorban ezért építik be őket. Két, alapvetően eltérő elv alapján készülnek.

Csúszásmentesen működő hidrosztatikus tengelykapcsolók

Ezeknél a ház kamráiban elhelyezett töltet sztatikus nyomása folytán jön létre a csillapító hatás. Ez a típus nem szabályozható, csak a dinamikus hatások kiegyenlítésére szolgál, de mivel hidraulikus elven működik, megemlítjük. A forgás hatására a kamrák töltetében hidrosztatikus nyomás keletkezik, ami a válaszfalakat elmozdítani igyekszik, míg a kerületi erő és a válaszfalakra ható oldalnyomás között egyensúly nem áll be.

### 368. ábra - Hidrosztatikus tengelykapcsoló



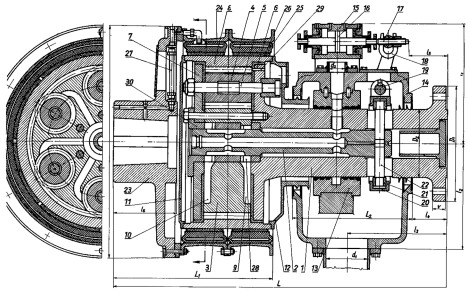
Az ábrán jól megfigyelhető a tengelykapcsoló felépítése. A kapcsoló alsó részében elhelyezkedő olaj már indításkor megakadályozza a válaszfalak összecsapódását. A forgás következtében fellépő centrifugális erő hatására a válaszfal (3 és 6) között elhelyezkedő olaj a külső sugár felé áramlik, és igyekszik visszaszorítani az egymáshoz közel került válaszfalakat, míg egyensúly nem áll be az olajnyomásból származó erő és a hajtónyomatékból adódó kerületi erő között. Természetesen szükség van a réseken elfolyó olajmennyiség visszavezetésére is, ami a válaszfal (9) által elrekesztett gyűjtőtérből (10) történik. Ennek rendeltetése a nyomásmentes kamrák olajfeleslegének nyomótérbe

vezetése. A kamrák és a gyűjtőtér közötti furatokat (8) az elmozduló válaszfalak (6) tömítőlécei (7) teszik szabaddá, amikor a hajtónyomaték hatására elmozdulnak. Ha szabad az átfolyás a terheletlen kamrarendszerből, akkor a furat (8) és a forgástengely közé eső olajmennyiség elfolyik. A forgó gyűjtőtérben (10) a (12) álló agyra erősített forgásiránnyal szemben álló torlócsövek (11) egyike kanalazza fel az olajat, ami az olajvezető (13 és 14) furatokon a nyomás alatt álló kamrákba jut. Az álló agy (12) egyúttal a tengelyt (4) is ágyazza. Ezen az olajrendszeren kívül és attól függetlenül, egy második rendszert a gyűrűcsatornák (15 és 16) alkotnak. Attól függően, hogy a válaszfalak (6) helyzete merrefelé teszi szabaddá a furatokat (17), kapcsolódnak össze egymással a kamrarendszer tagjai és egyenlítődik ki az olajtöltésük.

Csúszással működő hidrosztatikus tengelykapcsolók

Itt bolygóműszerűen elrendezett fogaskerék-szivattyúk fojtásával lehet csillapítást megvalósítani. Az ötlet az 1920-as évekből, E. Sandenertől származik, de az ő tengelykapcsolója még nem volt üzem közben kikapcsolható. A típust **Hydroflex** néven a Lohmann & Stolterfoht gyár tökéletesítette. Elsősorban hajók hajtásrendszerébe építették be.

## 369. ábra - Csúszással működő Lohmann-féle hidrosztatikus tengelykapcsoló



A csillapítórészt a karimás csőtengely (1) hajtja, belsejében van a vezérlődugattyú (2), amelynek a szivattyúházba (3) nyúló vége a vezérlőperselybe (30) illeszkedik. E perselyen képezték ki a fojtáskeresztmetszeteket (28), amelyek nyitását és zárását a tengelyirányban elmozdítható vezérlődugattyú végzi. A szivattyú (4) kis fogaskerekeiből hat vagy nyolc darab van körben elhelyezve a házban, mindegyikük a tengelyeken (5) csapágyazott. A házat (3), a vezérlőperselyt (30), a kiskerekeket és a fedelet (7) csavarok rögzítik a csőtengely karimájához. A kiskerekek (4) a gyűrűkerékkel (8) kapcsolódnak. A gyűrűkerék külső hengerfelületét a dörzskapcsoló súrlódódobjának képezték ki. A házban (3) az olajcsatornákat (9 és 10) képeztek ki, amelyek a szivattyúk szívó-, illetve nyomóterét alkotják, és a fojtónyíláshoz (28) csatlakoznak. A karimán (6) találhatók a fojtófúvókák (29) a felesleges olaj visszavezetésére. A csillapítórészt oldalról a fedelek (11 és 12) zárják le. A vezérlőszerkezet, amely a vezérlődugattyú mozgatását végzi, a csapágyházzal (14) van egyesítve. Tartalmazza a siklócsapágyat (13), az összeköttetést a külső olajkörfolyamattal és a vezérlődugattyú (2) mozgatószerkezetét. A vezérlés szerve a pneumatikus hengerben (15) mozgatott dugattyú (16), amelynek mozgatását a dugattyúrúd (17), az emelő (18), a kapcsolótengely (19), a csúszógyűrű (20), a kapcsolóhüvely (21) és a csap (22) elemeinek láncolatán át közli a vezérlődugattyúval és állítja a kívánt helyzetbe. A rendszer oldását és zárását végző kapcsolórész a hajtott oldali peremes agy (23) és a gyűrűkerék (8) közé van helyezve. A pneumomechanikus tengelykapcsoló gumitömlőjét (25) a kerekek (24) tartják, légnyomását a légvezetékből (27) nyeri. A légnyomás hatására kitágulva a ráerősített dörzselemeket (26) a gyűrűkerék (8) dörzsdobjához szorítja, s ezáltal bekapcsolódik. A tömlőt 6–8 bar nyomású levegő hozza működésbe.

A tengelykapcsoló működése során a szivattyúkerekek (4) és a gyűrűkerekek (8) a nyomatékváltozás hatására legördülnek és forgásuk következtében – szivattyúként működve – olajat szállítanak olyan mértékben, ahogy azt az olajcsatornák (9 és 10) közötti fojtáskeresztmetszet (28) beállított résmérete megengedi. Az olajszállítás mértékében változik a gyűrűkerék fordulatszáma. A fojtáskeresztmetszet nagyságát, ezáltal a gyűrűkeréknek a hajtótengelyhez (1) viszonyított relatív fordulatszámát a vezérlőhengerrel (15) teljes terhelésnél 2–3%-ra, részterhelésnél maximálisan 6%-ra lehet beállítani a legkedvezőbb csillapító hatás elérésére. A vezérlőhenger (15) segítségével a gyűrűkerék (8) ellenkező értelmű forgásának fojtáshelyzetei is beállíthatók. A résveszteséget, az elszivárgott olajat kb. 2 bar

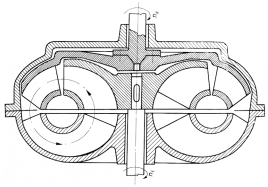
nyomású tápszivattyú pótolja. A vezérlőhenger (15) szelepét a hajtómotor vezérlésével összehangolt szelepek automatikusan beállítják.

A kapcsoló kapcsolási ideje 2–3 s-ra tehető, így egy irányváltási periódushoz kb. 6 s-ra van szükség. Ez a viszonylag hosszú kapcsolási idő az oka, hogy a tengelykapcsolót hajóknál használják.

Hidrodinamikus tengelykapcsolók

A hidrodinamikus tengelykapcsolóknál a teljesítmény átviteléhez szükséges erőhatásokat nem a folyadék statikus nyomása, hanem az áramlás során bekövetkező mozgási állapotának változása hozza létre. A körfolyamat két alapeleme a hajtóoldalon elhelyezkedő szivattyú és a meghajtott oldalra kapcsolt turbina. A különálló szivattyút és turbinát összeköthetjük csővezetékkel, de ebben az esetben a járókerekek házának és a csővezetéknek az ellenállása tovább rontja az amúgy sem túl jó hatásfokot. A veszteségeket jelentősen csökkentő, összeépített változat kialakítása Föttinger nevéhez fűződik.

## 370. ábra - Föttinger-féle hidrodinamikus tengelykapcsoló



A Föttinger-féle megoldásnál a körfolyamatban szereplő nyomatékok összege zérus: $M_T+M_{Sz}+M_V=0$.

Így a turbina $(M_T)$ és a szivattyú $(M_{Sz})$ nyomatékkülönbsége megadja a vezetőkerékre $(M_V)$ ható nyomaték értékét: $M_T - M_{Sz}=M_V$.

Ezt a háromkoszorús kialakítást, mivel a szivattyú és turbina nyomatéka nem egyezik meg, hidraulikus nyomatékváltónak szokás nevezni.

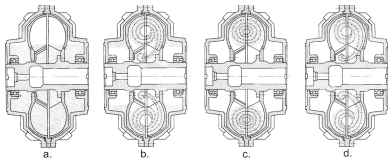
A csak szivattyúból és turbinából álló változatnál szükségszerűen $M_T = M_{Sz}$. Mivel itt a két nyomaték azonos, ebben az esetben hidraulikus tengelykapcsolóról beszélünk.

A tengelykapcsoló két fele között nincs közvetlen kapcsolat, így a dinamikus hatások nem juthatnak át közvetlenül a másik oldalra. Nyomatékhatároló kapcsolóként is működik, ezért alkalmas biztonsági tengelykapcsolóként való beépítésre is. Alkalmazásánál nem szabad figyelmen kívül hagyni a melegedést. A veszteségteljesítmény ugyanis hővé alakul, ami a tengelykapcsoló számottevő melegedését idézi elő. Biztosítani kell tehát a keletkezett hő elvezetését.

A hidrodinamikus tengelykapcsoló töltőfolyadékaként elsősorban olajat használnak, de alkalmazható víz, sőt szóba jöhet higany is.

A 371. ábra a tengelykapcsoló különböző üzemállapotait ábrázolja. Az a) ábra a nyugalmi állapotot mutatja. Ekkor a tengelykapcsoló olajtöltete a belső tér aljában gyűlik össze. A b) ábrán a mozgásba lendülő tengelykapcsolóban kialakuló áramlás figyelhető meg, a c) ábra pedig az állandósult üzemállapotot mutatja. A d) ábrán a hirtelen fékezéskor kialakuló áramlást szemléltettük.

## 371. ábra - A hidrodinamikus tengelykapcsoló üzemállapotai



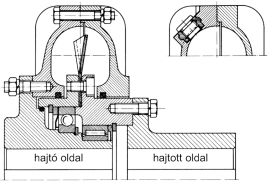

A szivattyúoldalon elhelyezett, harang alakú töltéskésleltető tárcsa tulajdonképpen akadályozza a folyadék szabad cirkulálását, így indítási fázisban és hirtelen túlterhelés esetén korlátozza a nyomatékot.

# Üzemi jellemzőre működő tengelykapcsolók

Portöltésű (centri) tengelykapcsoló

Indító és biztonsági tengelykapcsolóként való alkalmazása ideális, mivel indítási fázisban az átvitt nyomaték folyamatosan növekszik és lökésmentesen megy át a kezdeti csúszásból az üzemi, csúszásmentes állapotba. A portöltet a fordulatszám növekedésével egyre tömörödik a tengelykapcsoló zárt terének külső sugarán, ellenállása megnövekszik, ennek következtében az átvitt nyomaték is folyamatosan nő, amíg el nem éri azt az éréket, ami a csúszásmentes üzemhez szükséges. Töltetként általában vasport alkalmaznak.

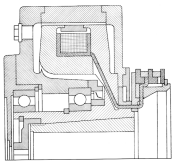
### 372. ábra - Portöltésű (centri) kapcsoló felépítése




Mágnesporos tengelykapcsoló

Ennél a típusnál töltetként mágnesezhető port, általában vasport használnak. A töltetet tekercs segítségével létrehozott elektromágneses térrel mágnesezik. A tekercs gerjesztésének függvényében az átvitt nyomaték szabályozható.

### 373. ábra - AEG, belsőtekercses, csúszógyűrűs, mágnesporos tengelykapcsoló



Metallux tengelykapcsoló

A portöltet helyett ebben a tengelykapcsolóban acélgolyókat helyeznek el. Működési elve a portöltésű tengelykapcsolóéhoz hasonló. A centrifugális erő a golyókat egyre inkább a hajtott oldal gyűrűjének belső falához szorítja, így azok egyre nagyobb ellenállást fejtenek ki a hajtó oldal lapátozásával szemben. A nyomaték itt is folyamatosan növekszik a csúszásmentes üzemhez szükséges értékre. A golyótöltetet a kopás csökkentése érdekében kenőanyaggal kell ellátni.

### 374. ábra - Metallux tengelykapcsoló

Pulvis tengelykapcsoló

A portöltet lapátok előtti torlódását ennél a típusnál a hajtott oldal harangjának belső, tengelyirányú bordázása segíti.

### 375. ábra - Pulvis tengelykapcsoló

# Fékek

A különféle **fékek alapfeladata** (funkciója): mozgásban lévő gépek, berendezések, járművek stb. sebességének csökkentése, leállítása, rögzítése, a mozgás szabályozása.

**Működésük fizikai hatáselvei alapján lehetnek:** mechanikusak, hidraulikusak, elektromosak.

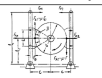
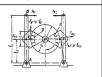
**Mechanikusak,** amelyeknél az álló és a mozgó rész között ébresztett súrlódás nagyobb részt hővé és részben kopássá alakítja a mozgási energiát. Ezekkel nagy fékhatás érhető el, a berendezések leállásig fékezhetők. Hátrányuk a melegedés és a kopás, valamint, hogy tartós működtetésük idő előtti tönkremenetelt okozhat.

**A hidraulikusak, illetve áramlástani megoldásúak** folyadékot vagy gázt áramoltatnak fojtáson át. Ide tartozik pl. a belső égésű motorok ún. motorfék üzeme vagy pl. egy hidrodinamikus tengelykapcsoló, rögzített turbinakerékkel. Ezekkel a fékekkel csak lassítani lehet a mozgást, megállítani vagy rögzíteni a rendszert nem lehet.

**Elektromosak.** Az indukciós fékek legelterjedtebb változata az örvényáramú fék, de alkalmaznak szinkron- vagy aszinkron fékeket, vagy pl. villamos motoros hajtású járműveknél a hálózatra visszatáplálásos fékmegoldást is. Ezekkel a fékekkel csak lassítani, szabályozni lehet a mozgást, megállítani nem.

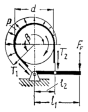
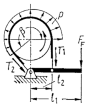
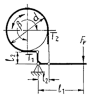
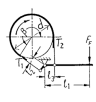
A továbbiakban elsősorban **a mechanikus elven működő fékekkel** foglalkozunk. Felépítésük, működési elvük az erővel záró, súrlódó (dörzs) tengelykapcsolókat követi azzal a különbséggel, hogy a tengelykapcsoló egyik „felét” rögzítjük. Méretezésük, illetve ellenőrzésük is hasonló elvek alapján történhet.

Súrlódó fékek elvi változatait, erőjátékát, szokásos alkalmazási területeiket stb. mutatja a 25–27. táblázat.

| Szerkezeti változat | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 |
|---|---|---|---|---|---|
| A fék típusa | külső pofás (tuskós) | | belső pofás | | |
| Működési modellje |  merev tuskós (1) |  billenőtuskós | szimplex | duplex | szimplex |
| Súrlódási erő ($F_s$) a $d$ átmérőn | $\mu(F_{n1}+F_{n2})$ | | | | |
| Fékműködtető erő ($F_f$) | $F_{f1}+F_{f2}=\frac{F_S\cdot l_2}{\mu\cdot l_1}$ | $F_{f1}+F_{f2}\cong\frac{F_S\cdot l_2}{\mu\cdot l_1}$ (2) | $F_{f1}+F_{f2}=\frac{F_S\cdot l_2}{\mu\cdot l_1}$ | $F_{f1}+F_{f2}=\frac{F_S}{\mu}\cdot\frac{l_2\pm\mu l_3}{l_1}$ | A jobb pofára $F_{n2}=F_{f2}\frac{l_1}{l_2+\mu l_3}$ a bal pofára $F_{n1}=\left(F_{f2}+F_{n2}\mu\frac{d_1}{2\cdot l_2}\right)\frac{l_1}{l_2+\mu l_3}$ (3) |
| Átlagos felületi nyomás | (b = dobszélesség) | | | | |
| Alkalmazási terület | vasúti járművek, emelőgépek, földmunkagépek | | | közúti járművek | |

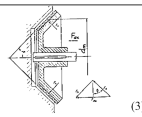
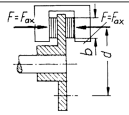
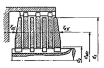
Megjegyzések:
(1) ha a bejelölt forgásirányban $l_2/l_3 \le \mu$, akkor a fék önzáróvá válik,
(2) az összefüggés jó közelítés,
(3) a +/– előjelváltás a forgásirány-változásra utal

25. táblázat. Dobfékek változatai és néhány jellemzőjük

| Szerkezeti változat | 1a | 1b | 2 | 3 |
|---|---|---|---|---|
| A fék típusa | egyszerű (forgásirányba feszített) | egyszerű (forgásirány ellen feszített) | összegző | differenciál |
| Működési modellje (3) |  |  |  |  |
| Súrlódási erő ($F_s$) a $d$ átmérőn (2) | $(m-1)T_2$ | $\frac{m-1}{m}T_1$ | $\frac{m-1}{m+1}(T_1+T_2)$ | |
| Fékműködtető erő ($F_f$) | $F_f=\frac{T_2\cdot l_2}{l_1}$ | | $F_f=(T_1+T_2)\cdot\frac{l_2}{l_1}$ | $F_f=F_S\cdot\frac{l_1-ml_2}{l_2(m-1)}$ |
| Átlagos felületi nyomás p (4) | $\frac{F_S}{r\cdot\beta\cdot b\cdot\mu}$ | | | |
| Alkalmazási terület | Emelőgépek, daru. Gépjárművek automata hajtóművei. Lánctalpas járművek kormányművei. | | | |

Megjegyzések:
(1) $m=e^{\mu\beta}$
(2) súrlódóerő $F_s=F_{ker}$ kerületi erő
(3) járulékos terhelést jelentenek a tengelyre
(4) r = $d$/2

26. táblázat. Szalagfékek változatai és néhány jellemzőjük

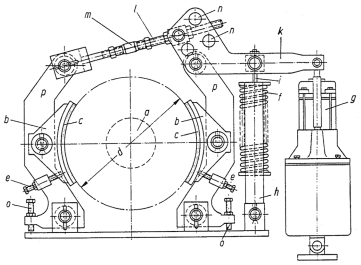
| Szerkezeti változat | 1 | 2 | 3 |
|---|---|---|---|
| A fék típusa | kúpos | tárcsa | lemezes |
| Működési modellje |  (3) |  |  |
| Súrlódási erő ($F_s$) a $d$ átmérőn | $\frac{\mu F_{ax}}{\sin\beta}$ | $2\mu F_{ax}$ | $2\mu F_{ax} \cdot i$ (2) |
| Fékműködtető erő ($F_{ax}$) | $\frac{2F_s \sin\beta}{\eta_f}$ (1) | $F_{ax}$ | $F_{ax}$ |
| Átlagos felületi nyomás | $\frac{F_{ax}}{d\pi b}$ | | $\frac{F_{ax}}{d_{kö} \cdot \pi \cdot b}$ $b = \frac{(d_1 - d_2)}{2}$ |
| Alkalmazási terület | Villamos motor. Járműipar. Gépipar | Gépjárművek | Szerszámgépek |

Megjegyzések:
(1) $\eta_f \approx 0{,}9$ ún. fékhatásfok
(2) $i$ a súrlódó felületek száma
(3) $\mu > \mathrm{tg}\beta$, a fék önzáró, oldásához is axiális erő kell

27. táblázat. Tárcsa- és lemezes fékek változatai és néhány jellemzőjük

A **dobfékek** legegyszerűbb változatai a külső pofás merev-, illetve **billenőtuskós fékek,** amiket vasúti járműveken, emelő- és földmunkagépeken, nehéz üzemi körülmények között alkalmaznak, mert „robusztus", megbízható szerkezetek és jó a hűtésük. A 376. ábra külső billenőtuskós fékszerkezetet mutat, amit daruk, hengerművek és egyéb nagyméretű gépek fékezésére és rögzítésére alkalmaznak.

**376. ábra - Külső, billenőtuskós fék, daruk rögzítése a) motortengely, b) billenő féktuskók, c) fékbetétek, p), k) emelőkarok, e) állítócsavarok a fékpofák önsúly miatti túlbillenésének megakadályozására, f) nyomórugó, g) behúzómágnes a fék lazításához, m) anya a rugóerő, illetve a fékerő beállításához, n) furatok az emelőkar-áttétel beállításához, o) állítócsavar a fékkarok ütköztetésének beállítására azért, hogy a fék oldásakor a fékpofák azonos mértékben távolodjanak el a fékdobtól**



A **belső pofás dobfékeket** leggyakrabban a járműtechnikában alkalmazzák. A dobfék forgórésze általában acélöntvényből készült fékdob, amit többnyire a kerékagyhoz rögzítenek. A fékpofák dobfelületre való feszítését mechanikusan, hidraulikusan vagy pneumatikusan működtetett emelőszerkezettel, ún. fékkulccsal, ékekkel vagy munkahengerekkel valósítják meg. A fék oldását rugók segítik.

A **szimplex féknek** egy működtetőszerkezete (pl. egyetlen munkahenger) van és egy-egy lefutó, illetve felfutó fékpofája. A **duplex féknek** két, a **szervofékeknek** egy működtetőszerkezete (pl. munkahengere) van, és csak egyetlen rögzített forgásponton van ágyazva.

A fékpofákra szegecselt vagy ragasztott fékbetétek ma már azbesztmentes anyagból készülnek. A kisebb igénybevételekre súrlódóbetétek anyagaként (400…500 $^{o}$C) különféle szerves szálakkal erősített fémszemcséket, ásványi töltőanyagokat és kötőanyagként műgyantákat alkalmaznak, nagyobb igénybevételekre (700…800 $^{o}$C) az ún. félfémes betétanyagokat szervetlen szálakkal – üveg-, szén-, kerámia- vagy fémszálakkal –, különféle fémporokból, töltő- és kötőanyagokból porkohászati úton állítják elő. A súrlódási tényező 0,2…0,5 között becsülhető. A felületi nyomás 200…300 MPa.

A **szalagfékek** (26. táblázat) szerkezete egyszerűbb, fékező hatásuk erőteljesebb, mint a pofás fékéké. Felépítésük a következő: a forgó fékdobot körülfogja a fékszalag, amelyre belülre dörzsbetét van szegecselve vagy ragasztva. Típusai a fékszalag megfogása szerintiek.

Az **egyszerű szalagfék** egyik vége rögzített, a másik végét karáttétellel lehet megfeszíteni. Az $S_1$ és $S_2$ húzóerőkre fennáll a kötélsúrlódás ismert összefüggése: $S_1 = S_2\, e^{\mu\beta}$.

Egyszerűségük mellett kis működtetőerővel viszonylag nagy fékezőnyomaték érhető el. Beépítési méretük kicsi. Hátrányuk, hogy érzékenyek a súrlódási tényező változására, továbbá blokkolásra is hajlamosak. Hűtésük rosszabb, mint a dobfékeké.

Az összegző szalagfékek tulajdonsága, ha a szalagvégek megfogása az ábrán látható módon történik, hogy mindkét forgásirányban azonos fékezőnyomaték valósítható meg, ugyanakkor nagyobb működtető erőre van szükség, mint az egyszerű szalagfék esetében.

A **differenciál szalagfék** esetén, ha a dob forgása működtető erő irányú, akkor az ébredő súrlódó erő viszonylag kicsi. Ha a forgásirányban önzárás lép fel, a fék, mint rögzítő működik.

Ismertek a szalagfékek egyéb konstrukciói, illetve működésüknek egyéb módjai is, de ezeket itt nem tárgyaljuk.

Szalagfékeken a felületi nyomás 40…80 MPa, fémkeramikus betétek esetén 100…120 MPa, míg olajban futó fékeknél elérheti a 200…250 MPa-t is.

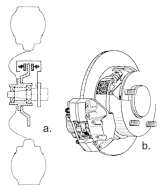
**A tárcsa- és lemezes fékek** alkalmazása számos kedvező tulajdonságuk révén növekszik. Ezek egyszerű szerkezetek: kevés alkatrész, kis tömeg és helyszükséglet, nagy nyomaték, jó hűtés, alacsony karbantartási igény. Hátrányai: nagy fékműködtető erő, betétek, lemezek nagy hőterhelése, kopása.

Felépítésük, szerkezetük lényegében a súrlódó tengelykapcsolókéval egyezik azzal a különbséggel, hogy az egyik kapcsolófelet „megfogjuk”, álló helyzetben rögzítjük. Szerkezeti változatait a 27. táblázat mutatja. Méretezésük, illetve ellenőrzésük megegyezik a súrlódó tengelykapcsolókkal foglakozó fejezetben leírtakkal.

Működtetésük is a tengelykapcsolóknál ismertetett módon történhet, mechanikus-, hidraulikus-, pneumatikus- vagy elektromágneses berendezésekkel.

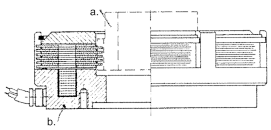
A tárcsafékek egy gyakori alkalmazási területe a gépjárműipar. Az alkalmazás elvét és egy változatát mutatja a 377. ábra.

## 377. ábra - Tárcsás kerékfék a) elvi, b) egy szerkezeti megoldás




A 378. ábra elektromágneses működtetésű, Bodenz&Schäfer GmbH. gyártmányú lemezes féket mutat.

## 378. ábra - Elektromágneses működtetésű, lemezes fék a) rögzítendő álló oldal, b) fékezendő oldal




Egy üzemtani feladat megoldásakor, a fék típusának kiválasztásakor, méretének meghatározásakor a konstruktőrnek többféle, esetenként egymásnak ellentmondó szempontok szerint kell dönteni.

Ezek: az alkalmazási terület, üzemi tulajdonságok, a fékezendő tömegek, a szükséges féknyomaték nagysága, az időegységre eső fékezések száma, a működtetés erő- vagy energiaszükséglete, módja, a rendelkezésre álló hely, élettartam, a költségek, stb. A döntés felelősségét a tervezőnek kell vállalnia.

# 5. fejezet - Csapágyazások

Az 5. fejezetben alkalmazott jelölések

| | | |
|---|---|---|
| $a_f$ | | terhelési tényező |
| b | mm | szélesség |
| c | W/kgK | fajhő |
| d | mm | átmérő |
| e | mm | excentricitás |
| f | | függvény |
| h | mm | résvastagság |
| k | $mm^2/N$ | viszkozitás nyomáskitevője |
| k | | kopástényező |
| k | $J/m^2K$ | hőátadási tényező |
| I | mm | saru hossza |
| m | | résparaméter |
| q | | olajfogyasztási szám |
| $q_f$ | | olajfogyasztási tényező |
| p | $N/mm^2$ | nyomás, felületi terhelés |
| r | mm | sugár |
| u | m/s | áramlási sebesség x irányban |
| v | m/s | áramlási sebesség y irányban |
| w | m/s | áramlási sebesség z irányban |
| x, y, z | mm | koordináták |
| z | | saruk száma |
| A | $m^2$ | felület |
| $C_i$ | | integrálási állandó, |
| C | | súrlódási szám |
| F | N | erő |
| H | $N/mm^2$ | keménység |
| HB | $kN/mm^2$ | Brinell keménység |
| K | | állandó |
| L | mm | út |
| Q | $m^3/s$ | térfogatáram |
| R | $N/mm^2$ | szilárdság |
| $R_a$ | µm | átlagos felületi érdesség |
| $R_z$ | µm | egyenetlenség magasság |
| T | K, °C | hőmérséklet |
| U | m/s | sebesség x irányban |
| V | m/s | sebesség y irányban |
| V | $mm^3$ | kopástérfogat |
| $\alpha_l$ | | tengely hőtágulási tényezője |

| | | |
|---|---|---|
| $\alpha_2$ | | persely hőtágulási tényezője |
| $\alpha_h$ | 1/K | ház hőtágulási tényezője |
| $\beta$ | | erő szögkoordinátája |
| $\varepsilon$ | | relatív excentricitás |
| $\varphi$ | | szögkoordináta |
| $\eta$ | $Ns/m^2$ | dinamikai viszkozitás |
| $\kappa$ | | kitöltési tényező |
| $\mu$ | | súrlódási tényező |
| $\nu$ | $m^2/s$ | kinematikai viszkozitás |
| $\omega$ | 1/s | szögsebesség |
| $\psi$ | | relatív játék |
| $\rho$ | $kg/m^3$ | sűrűség |
| $\tau$ | $N/mm^2$ | nyíró feszültség |
| $\Phi$ | | terhelési szám (csapágyjellemző szám) |

Kiegészítő indexek

| | |
|---|---|
| a | adhéziós |
| b | barázda |
| d | deformációs |
| h | hordozó felületi |
| k | közepes |
| ka | kamra |
| n | normális |
| o | környezeti |
| ov | vegyes súrlódás határához tartozó |
| nyi | nyíró |
| s | súrlódás |
| sa | súrlódás, adhézió |
| sd | súrlódás, deformáció |
| sz | szivattyú |
| t | tömítő felületi |
| t | tényleges |
| F | erő |
| 1, 2 | súrlódó felület |

# Tribológia

Az egymáson elmozduló elemek (tengelyek, gépasztalok, szánok, csúszkák stb.) vezetésére, a rájuk ható terhelések felvételére és továbbadására ágyazásokat (csapágyazásokat és vezetékeket) használnak. Az uralkodó mozgásviszonyoktól függően megkülönböztetnek siklóágyazást (siklócsapágyat és csúszóvezetéket) és gördülőágyazást (gördülő csapágyazást és gördülővezetéket). A siklóágyazásban a terhelt súrlódó felületek csúsznak egymáson, közöttük a kenéstől függően különböző súrlódási állapotok (száraz, határ-, vegyes vagy folyadéksúrlódási állapot) alakul ki. A gördülőágyazásokban golyók vagy görgők veszik fel a terhelést, miközben a futópályán legördülve

megvezetik az elemeket egymáshoz képest. A gördülő mozgás miatt az utóbbiakban gördülő súrlódás alakul ki, ami a legtöbb esetben (a különleges csúszóágyazásoktól eltekintve) lényegesen kisebb súrlódási veszteséget okoz, mint a csúszó súrlódás.

Az ágyazások közül a sikló- és a gördülőcsapágyazások a legelterjedtebbek, amelyek tengelyek, tárcsák, kerekek, görgők és más forgó elemek vezetésére, a rájuk ható terhelések felvételére, továbbadására szolgálnak.

A csapágyazások viselkedését az egymáson elmozduló felületeik közötti kölcsönhatások: az érintkezési viszonyok, a kialakuló alakváltozások és feszültségek, valamint a súrlódási és kopási folyamatok határozzák meg. Ezekkel a jelenségekkel és folyamatokkal a **tribológia** tudományterülete foglalkozik, amely leegyszerűsítve a súrlódási, kopási és kenési folyamatok törvényszerűségeit vizsgálja. A tribológia szót a görög tribos (súrlódás) és logos (tudomány) szavakból képezték.

A terhelés alatt egymáson elmozduló gépelemek működését: teherbírását, megbízhatóságát és élettartamát döntő mértékben meghatározzák az érintkezési felületükön kialakuló súrlódási és kopási folyamatok. A súrlódás hatást gyakorol a felületek igénybevételére, az elmozdításhoz szükséges erő nagyságára, a kialakuló felszíni hőmérsékletre, a lejátszódó kopási folyamatokra és az esetleg alkalmazott kenés hatékonyságára.

A kopást rendszerint a súrlódás idézi elő. A súrlódásból eredő ismétlődő igénybevételek hatására az érintkezési felület környezetében anyagrészecskék válnak le, amelyek megváltoztatják a felületek minőségét, az érintkező elemek geometriai méreteit, fokozatosan rontják a súrlódó kapcsolat működési jellemzőit, és hosszabb-rövidebb idő után tönkreteszik a szerkezetet. A túl nagy terhelés vagy súrlódási igénybevétel a kapcsolódó elemeket nagyon gyorsan károsíthatja (pl. képlékeny alakváltozást, bemaródást, berágódást, összehegedést idéz elő), működésüket azonnal megakadályozhatja.

A súrlódás és kopás irányítása (csökkentése, növelése vagy állandósítása) rendkívül fontos a gépszerkezetek hatékony működése szempontjából. Ennek egyik hatékony eszköze a kenés: kenőanyag bevitele a terhelt érintkező felületek közé a súrlódási és kopási folyamatok kedvező irányú megváltoztatása érdekében.

A súrlódás és a kopás rendkívül bonyolult folyamat, amit nagyon sok tényező befolyásol. Ezek közé tartoznak az érintkező szilárd testek geometriai jellemzői (alakja, méretei, makro- és mikrogeometriai eltérései), anyaga (az anyagok összetétele, szövetszerkezete, fizikai és kémiai tulajdonságai), a kenésállapot (az érintkező felületek állapota, a kenőanyag mennyisége, minősége, molekulaszerkezete, fizikai és kémiai jellemzői, a kenés módja stb.), valamint a szerkezet működési paraméterei (terhelése, mozgásállapota, sebessége, hőátadási körülményei, a környező közeg fizikai és kémiai jellemzői stb.).

A sok, hatást gyakorló tényező miatt a súrlódást és kopást jellemző mennyiségek (a súrlódási tényező és a kopássebesség) nem az anyagpárt, hanem mindig az adott körülmények között működő szerkezetet, a tribológiai rendszert jellemzik.

A tribológia az egymáshoz képest elmozduló felületek közötti kölcsönhatás tudománya, technikája és azok eredményeinek gyakorlati hasznosítása.

A tribológia műszaki és gazdasági szempontból rendkívül fontos. Ismeretanyagának felhasználásával gyakran egymással ellentétes feladatokat kell megoldani: a súrlódást csökkenteni vagy növelni, esetleg állandósítani, a kopást csökkeni (pl. a megbízható, pontos működés vagy az élettartam-növelés érdekében) vagy növelni (pl. a gyors bejáródás, a finommegmunkálások termelékenységének növelése, a tisztítás hatékonyságának fokozása érdekében).

A tribológiai folyamatok törvényszerűségeinek ismerete azért rendkívül fontos, mert lehetővé teszi a súrlódási és kopási folyamatok irányítását, ami döntő hatást gyakorol a gépek működésére: termelékenységére, pontosságára, energia- és anyagveszteségeire, elhasználódására, élettartamára, megbízhatóságára.

A tribológia törvényszerűségeit már az ókorban is ismerték és hasznosították, pl. a súrlódási hőt a tűzgyújtásnál, kőcsapágyakat a fazekaskorongoknál és az íjfúróknál, a gördülő súrlódást a kocsiknál: állati és növényi zsiradékot használtak a súrlódás csökkentéséhez, kőbetéteket a kopás csökkentésére stb. A súrlódás törvényszerűségeit azonban csak a középkorban kezdték

felismerni. Leonardo da Vinci volt az első, aki kísérleteket is végzett a súrlódási ellenállás meghatározására, és terveiben figyelembe vette a súrlódás- és a kopáscsökkentés módszereit (tervezett görgős megtámasztást, gördülőcsapágyat, javasolt csapágyfémet stb.). Munkássága évszázadokkal megelőzte korát, a súrlódás törvényszerűségeinek céltudatos kutatását. Tudományos igényességgel először Amontons francia mérnök (1699) és Coulombs (1987) francia fizikus foglalkozott a súrlódás törvényszerűségeinek feltárásával és állapította meg a súrlódás részben ma is érvényes törvényszerűségeit.

A technika fejlődése folyamán eleinte a súrlódási veszteség csökkentése volt a cél, és csak a XIX. századtól került előtérbe a kopáscsökkentés, a gépek pontosságának és élettartamának növelése érdekében. Napjainkban a fentieken kívül a megbízható működés szélsőséges környezeti viszonyok között (pl. a világűrben), a kenést és karbantartást nem igénylő üzem, a kopásmentes működés, az élettartamkenés, a környezetkímélő, újra hasznosítható súrlódó szerkezetek előállítása, a környezeti károk megakadályozása, csökkentése stb. a feladat.

A tribológia gyakorlati jelentőségét jellemzi, hogy a világ energiatermelésének közel egyharmadát a súrlódási veszteség leküzdésére fordítják. A Jost Report szerint Nagy-Britanniában tribológiai intézkedésekkel már 1966-ban 515 millió angol fontot takaríthattak volna meg.

A Német Szövetségi Köztársaságban 1993-ban 15 milliárd márkába került a súrlódási energiaveszteség leküzdése és 21 milliárd márkába a kopás kár, amit tribológiai intézkedésekkel 6,4 milliárd márkával csökkenthettek volna.

# Tribológiai rendszerek

A gépek olyan, összetett gépészeti rendszerek, amelyek tulajdonságai működésük során fokozatosan változnak. E változások elsősorban a terhelés alatt elmozduló kapcsolatokban lejátszódó veszteségekre: a súrlódásra és kopásra vezethetők vissza, ezért az ilyen rendszereket (összetett) tribológiai rendszereknek tekintik. A működő gép tehát olyan, összetett tribológiai rendszer, amely számos súrlódó kapcsolatot, (elemi) tribológiai rendszert tartalmaz.

Egy elemi tribológiai rendszer rendszerint négy elemből áll:

- két, érintkező, szilárd testből,
- a testek érintkezési felületei között található közbenső közegből és
- a testeket körülvevő környezetből.

Néhány elemi tribológiai rendszert a 28. táblázat sorol fel.

| Tribológiai rendszer | Rendszerelemek | | | |
|---|---|---|---|---|
| | 1. elem | 2. elem | közbenső közeg | környező közeg |
| Siklócsapágy | tengely | persely | kenőanyag | levegő |
| Tárcsafék | tárcsa | fékpofa | – | levegő |
| Csavarkötés | csavar | anya | – | levegő |
| Csigahajtás | csiga | csigakerék | hajtómű olaj | levegő |
| Szíjhajtás | tárcsa | szíj | – | levegő |
| Bütykös hajtás | bütyök | követő | kenőanyag | levegő |
| Esztergálás | munkadarab | szerszám | hűtő-kenő folyadék | levegő |
| Köszörű | munkadarab | korong | hűtő/kenő folyadék | levegő |

28. táblázat. Példák elemi tribológiai rendszerekre

Egy tribológiai rendszer (súrlódó kapcsolat) viselkedését meghatározza:

- a rendszer rendeltetése (erőátadás, mozgásátvitel, alakítás stb.),
- a rendszer szerkezete: **elemeik,** azok **tulajdonságai** (geometriai, fizikai és kémiai tulajdonságai) és az **elemek közötti kapcsolatok,**
- a rendszer igénybevétele: (terhelés, **sebesség, hő-** és **vegyi hatások** stb.),
- a súrlódási állapotok és a kopást jellemző mennyiségek.

Egy gép tervezése és üzemeltetése során arra kell törekedni, hogy minden terhelés alatt elmozduló kapcsolatában a szerkezet rendeltetésének legmegfelelőbb súrlódási állapot és kopásforma alakuljon ki, ami hosszú időn keresztül biztosítja a megbízható működést.

Az ilyen optimális üzemállapotban a súrlódást és kopást jellemző mennyiségek (a súrlódási tényező és a kopássebesség) rendszerint állandó, és ezek gyors növekedése gyakran a súrlódó kapcsolat károsodását jelzi. Ez az állandósult állapot bizonyos igénybevétel- (terhelés-, sebesség-, hőmérséklet- stb.) tartományban áll fenn. A tartomány határait (pl. a kritikus igénybevételt) túllépve a súrlódási ellenállás ugrásszerűen megnövekszik, más, intenzívebb kopásforma alakul ki. E kritikus igénybevételek jelzik a súrlódó kapcsolat teherbírását, amit nehéz (éppen a sok hatást gyakorló tényező miatt) számítással meghatározni, ezért gyakran különböző szintű tribológiai modellvizsgálatokat, laboratóriumi és üzemi kísérleteket végeznek az egyes súrlódó kapcsolatok és az egész gép súrlódási-kopási jellemzőinek, teherbírásának, üzembiztonságának és élettartamának meghatározására.

Rendszerint hat különböző szintű tribológiai vizsgálatot különböztetnek meg:

1. egyszerű próbatesteken végzett modellvizsgálatok (pl. négygolyós készülék),
2. üzemi körülményeket modellező kisminta-kísérletek (pl. kéttárcsás kenőanyag-vizsgáló),
3. kész alkatrészeken végzett kísérletek (pl. siklócsapágy-, gördülőcsapágy-vizsgálat),
4. részegységek vizsgálata (pl. hajtómű vizsgálata),
5. kész egység vizsgálata próbapadon (pl. gépjármű vizsgálata próbapályán),
6. kész gép vizsgálata üzemi körülmények között (pl. országúti gépjárművizsgálat).

A vizsgálatok bonyolultsága és költsége az 1. szinttől a 6. szintig progresszíven növekszik.

# Szilárd testek érintkezése

A szilárd testek súrlódási és kopási folyamatai elsősorban az érintkező felületeken játszódnak le, amelyeket döntő mértékben befolyásol a szilárd testek érintkezése, az érintkezési felületen kialakuló terhelés eloszlása.

Az egymással érintkező testek között a kölcsönhatás nem terjed ki a teljes, az ideálisnak tekintett alakjuk által meghatározott érintkezési felületre, hanem csak annak egy részére, mert a felület geometriai eltérései ezt megakadályozzák. Az érintkezés vizsgálatakor ezért ismerni kell a testek valóságos alakját, és figyelembe kell venni eltéréseit az ideális formától.

A gépszerkezetek súrlódó elemeinek alakeltérései rendkívül nagy hatást gyakorolnak a szerkezet működésére. Ezeket az eltéréseket megjelenési formájuk és keletkezésük okai alapján elkülönítik egymástól. A DIN 4760 szabvány pl. a felületi eltéréseket nagyságrendjük szerint a következőképpen csoportosítja:

1. rendű eltérések: **makrogeometriai eltérések (alakhibák)** – a felület szabálytalan eltérései az ideális formától (egyenesség-, síklapúság-, köralak-, hengerességeltérés, ovalitás, kúposság, hordósság, fogprofilok evolvens hibája stb.). Ezeket az eltéréseket a megmunkáláskor a befogásból, alakváltozásból, a vezetés pontatlanságból, a vetemedésből eredő hibák okozzák, de ide tartoznak a kopásból eredő jelentős alakeltérés is. A tribológiai folyamatok szempontjából az alakeltérésekhez hasonló hatást okoznak a helyzethibák is (párhuzamosság-, merőlegesség-, hajlásszög-, egytengelyűség-, szimmetria-, pozíció-, tengelymetsződés-eltérés, radiális ütés, homlokütés, osztáshiba stb.), hiszen ezek nagysága is döntő mértékben meghatározza a terhelést átadó felületek közötti érintkezést, a terheléseloszlást.
2. rendű eltérés: **hullámosság** – a súrlódó felület többé-kevésbé szabályos periodikus eltérése a test alakjától. Az eltérés hullámhosszúsága rendszerint 0,5–10 mm, hullámmagassága 0,005–0,5 mm. A hullámosságot a megmunkáló szerszám hibás befogása vagy a munkadarab–szerszámgép–szerszám rendszer lengései okozhatják.

3. rendű eltérések: **megmunkálási nyomok** – a felület szabályos, periodikusan ismétlődő eltérései a hullámos felület alakjától. Az egyenetlenség hullámhossza sokkal kisebb, mint a 2. rendű hullámosságé. Az egyenetlenség magassága a gyártástechnológiától, pl. a szerszám vágóél alakjától, az előtolás és a fogásmélység nagyságától függ.

4. rendű eltérések: **karcok, pikkelyek, dudorok.** A felület hullámosságánál és a szabályosan ismétlődő megmunkálási nyomoknál kisebb felületi eltérések, amelyek pl. a forgácsképződés során az anyagrészecskék kiszakadása, elnyíródása vagy homokfúváskor a felszín képlékeny alakváltozása, galvanizáláskor az egyenetlen rétegképződés, bejáratáskor a kopás miatt alakulnak ki.

5. rendű eltérések: a **szövetszerkezet** (pl. krisztallitok) felületen megjelenő **mintázata,** amit az anyag megszilárdulásakor képződő anyagrészecskék mérete és eloszlása határoz meg.

6. rendű eltérések. A **kristályszerkezet** felületen megjelenő **mintázata,** amit a felületen elhelyezkedő atomok rendezetlensége okoz. Nagyságát az anyag kialakulásakor lejátszódó fizikai és kémiai folyamatok, az igénybevételek hatására kialakuló kristályrácselcsúszások, -torzulások (interstíciós és szubsztitúciós atomok által előidézett rácsbővülés vagy -összehúzódás, él- és csavardiszlokációk, igénybevételekből eredő rácstorzulások stb.) határozzák meg.

A 3–5. rendű eltérések a **felületi érdességek** közé tartoznak. A gépalkatrészek felületi érdességének magassága a szerkezettel szemben támasztott követelményektől függően rendszerint 0,1–100 μm.

A 6. rendű felületi eltérés a **szubmikroérdesség,** amelynek nagyságát méréssel ma még rendszerint nem állapítják meg, bár nagyon fontos lenne tribológiai szempontból. A kristályrácsirányok változása, a rácshibák által okozott torzulások, a diszlokációk sűrűsége nemcsak egyenetlenné teszi a szilárd test felszínét, hanem megváltoztatja a fizikai (mechanikai) és kémiai tulajdonságait, felületi energiáját is, ami befolyásolja az alakváltozásokat, az adszorpciós és kemoszorpciós folyamatokat, azokon keresztül pedig a súrlódó pár tribológiai jellemzőit.

A **makrogeometriai eltérések** jelentős hatást gyakorolnak a súrlódó felszínen kialakuló **terhelés eloszlására.** A megengedhetetlenül nagy alak- és helyzethibák jelentős terheléstorlódást okoznak az érintkező felületeken, ami a súrlódás növekedéséhez, túlhevüléshez, intenzív kopáshoz és súlyos felületi károsodáshoz vezethet. Ezért az alak- és helyzethibák nagyságát jelentős mértékben korlátozni kell, pl. a megmunkálási **pontosság növelésével,** merevebb gép és szerszám használatával, szereléskor a pontosabb beállítással.

A felületi érdesség a súrlódó felület tribológiai szempontból legjelentősebb geometriai paramétere, jellemzése, nagyságának megállapítása ezért a gyakorlatban rendkívül fontos. Az érdesség jellemzése azonban nem könnyű, hiszen a valóságos érdességek alakja és eloszlása nagymértékben változik egyetlen felületen is. Leggyakrabban a felületi **érdességeket az érdességmagasság** alapján értékelik, de fontos paraméter az érdességek távolsága (hullámhosszúsága), lekerekítési sugara, oldalának hajlásszöge is. Az érdességek számszerű értékelésére/megadására különböző mérőszámokat dolgoztak ki és szabványosítottak, amelyek rendszerint az érdességcsúcsok magassága és távolsága segítségével jellemzik az érdességek nagyságát. Az érdességcsúcsok magasságát az $\mathbf{R_a}$ **átlagos érdességgel,** az $\mathbf{R_z}$ **egyenetlenség magassággal,** az $\mathbf{R_t}$ középvonaltól mért **egyenetlenség magassággal,** az $\mathbf{R_f}$ középvonaltól mért **egyenetlenség mélységgel,** az $\mathbf{R_q}$ **simasági mérőszámmal** vagy az $\mathbf{R_{max}}$ **maximális egyenetlenséggel** jellemzik. Ezek mellett használják még a profilűr tényezőt, illetve a profilteljességi tényezőt, valamint a $\mathbf{t_p}$ **relatív hordozóhosszt** is.

A súrlódó szerkezetek futófelületének érdessége rendkívül nagy mértékben befolyásolja működésüket, súrlódásukat, kopásukat, sőt kenésállapotukat és meghibásodási valószínűségüket is. Sem a túl nagy, sem a túl kis érdességmagasság nem kedvező, amint azt a további fejezetek többször is indokolják. Gyakran megállapítható az adott szerkezet működése szempontjából optimális érdességmagasság, sőt érdességmintázat is. Ugyanakkor a felületi érdesség kiválasztásakor a szerkezeti méreteket, valamint a technológiai és gazdaságossági szempontokat is figyelembe kell venni.

Két, egymáshoz szorított szilárd test felületi egyenetlenségeik miatt a valóságban csak nagyon kis területen érintkezik egymással. (Csupán fémek alakításakor fordul elő a gépészeti gyakorlatban az, hogy az igen nagy alakítási terhelés hatására a szerszám és a munkadarab közel teljes közös névleges felületükön érintkezik.) Tényleges érintkezés a felület legkiemelkedőbb érdességcsúcsain jön létre.

Az alak- és helyzethibák miatt azonban a tényleges érintkezésben részt vevő érdességcsúcsok nem egyenletesen oszlanak el a testek geometriája által meghatározott látszólagos érintkezési felületen, hanem annak csak a kiemelkedő részein. A tribológiai vizsgálatokban ezért három érintkezési felületet különböztetnek meg egymástól:

- a **névleges érintkezési felületet,** ahol elméletileg az érintkezés a két szilárd test között létrejöhet,
- a **kontúr érintkezési felületet,** amelyen belül helyezkednek el a tényleges érintkezésben részt vevő érdességcsúcsok és
- a **tényleges érintkezési felületet,** amelyen a két szilárd test között az atomos-molekuláris kapcsolat kialakul.

A **tényleges érintkezési felület** a terhelés hatására jön létre a felületi érdességcsúcsok **rugalmas** vagy **képlékeny** alakváltozása, az ellenfelületbe való benyomódása során. A tényleges érintkezési felületen a két test atomjai/molekulái közötti kölcsönhatás adhéziós/kohéziós kötést, mikrohegedést hozhat létre, ezért a tényleges érintkezési felület nagysága döntő mértékben befolyásolja a súrlódási és kopási folyamatokat, a felületek károsodását, elsősorban a nagy területre kiterjedő adhéziós kapcsolatok, berágódások kialakulását.

# Súrlódás

A súrlódás igen tág fogalom, amely értelmezhető úgy, mint az egymásra hatást gyakorló elemek közötti kölcsönhatásból eredő ellenállás vagy veszteség. A gépészeti gyakorlatban a súrlódás gyakran úgy jelentkezik, mint az egymáshoz szorított testek érintkező felületén, a felülettel párhuzamos kényszer hatására kialakuló elmozdulást vagy mozgást akadályozó hatás. Állandósult állapotban (ha a test nyugalomban marad vagy egy irányban, egyenletes sebességgel mozog) a súrlódás kifejezhető a kényszer által létrehozott erővel ellentétes irányú, azonos nagyságú erővel, a súrlódási

erővel. A súrlódási ellenállás nagyságának jellemzésére ilyenkor használják a súrlódási tényezőt, ami a súrlódási erő és a felületeket összeszorító erő hányadosa: $\mu = \frac{F_w}{F_s}$.

Többféle súrlódást különböztetnek meg:

- külső és belső súrlódást,
- csúszó és gördülő súrlódást,
- nyugvó (tapadó) és mozgó (dinamikus) súrlódást,
- száraz-, határ-, vegyes és folyadéksúrlódást.

A **külső súrlódás** a terhelt érintkező felületeken, a **belső súrlódás** az anyag belsejében (pl. folyadékban, maradó alakváltozáskor a szilárd test belsejében) alakul ki. A gépészeti súrlódó kapcsolatokban mindkét súrlódásforma előfordul, de száraz és határ súrlódás esetén főleg a külső súrlódás, folyadéksúrlódási állapotban pedig, a kenőanyagban kialakuló belső súrlódás játszik uralkodó szerepet.

## Csúszó súrlódás

A közvetlenül érintkező (nem kent) testek felületi egyenetlenségeinek legjobban kiemelkedő érdességcsúcsai az összeszorító erő hatására belapulnak és az ellenfelületbe benyomódnak. Az így kialakuló elemi tényleges érintkezési felületeken a két test atomos-molekuláris (adhéziós) kölcsönhatásba lép egymással.

Az adhéziós kapcsolatok, valamint a benyomódott érdességcsúcsok akadályozzák a két test elmozdulását egymáson: az adhéziós kapcsolatok $F_a$ nyírási ellenállása, és a benyomódások $F_d$ alakváltozással szembeni ellenállása tart egyensúlyt a súrlódási erővel: $F_S = F_a + F_d$.

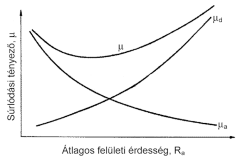
A $\mu$ súrlódási tényező is kifejezhető az adhéziós és a deformációs összetevővel, ha az erő egyenlet mindkét oldalát osztják az összeszorító erővel:

$$\mu = \frac{F_s}{F_N} = \frac{F_a}{F_N} + \frac{F_d}{F_N} = \mu_a + \mu_d.$$

A súrlódást tényező **adhéziós** összetevőjét az $A_t$ tényleges érintkezési felület nagysága és az atomos-molekuláris kapcsolat $R_{nyi}$ nyírószilárdsága: $\mu_a = \frac{A_t R_{ny,N}}{F_N}$, a **deformációs** összetevőjét pedig a csúcsok benyomódásakor keletkező barázda $A_b$ keresztmetszete, és a barázda képzés $R_b$ ellenállása: $\mu_d = \frac{A_b R_b}{F_N}$ határozza meg. A tényleges érintkezési felület és a barázdák keresztmetszetének nagysága a lágyabb anyag alakváltozási képességétől (rugalmassági modulusától vagy keménységétől), az adhéziós kapcsolat szilárdsága, valamint a barázdaképzés ellenállása pedig a felszíni anyagréteg (és/vagy az alapanyag) szilárdságától függ. Az azonos atom- vagy molekulaszerkezetű anyagok között erős adhéziós kapcsolat alakul ki, amelynek elnyírása nemcsak nagy súrlódást idéz elő, hanem súlyos felületi károsodást (bemaródást, berágódást) is okoz, ami a szerkezet azonnali tönkremeneteléhez vezet. Az ilyen, egymáson csúszó anyagpárokat ezért a gépészeti gyakorlatban kerülni kell.

Azonos terhelés esetén minél simább a felület, annál nagyobb a tényleges érintkezési felület, annál nagyobb a száraz súrlódás adhéziós összetevője. Ha nagyobb a felületi érdesség, hegyesebbek az érdességcsúcsok, ami a súrlódási tényező alakváltozási összetevőjét növeli meg. A **súrlódási tényező** ezért **függ a felületi érdesség** (átlagos értéke $R_a$) **nagyságától,** amint azt a 379. ábra mutatja.

## 379. ábra - A súrlódási tényező adhéziós ($\mu_a$) és deformációs ($\mu_d$) összetevőjének változása




Hasonló törvényszerűség szerint változik a súrlódási tényező az összeszorító erő függvényében is: kis terhelés esetén kicsi az érdességcsúcsok benyomódása az ellenfelületbe, a súrlódási tényező adhéziós összetevője nagyobb, mint a deformációs. A terhelés növelésekor a tényleges érintkezési felület lassabban növekszik, mint a barázda-keresztmetszet, ezért nagy terhelésen az alakváltozási összetevő kerül túlsúlyba. E két törvényszerűség ugyanakkor azt is jelenti, hogy sima felületek és kis terhelések esetén a súrlódást az érintkező csúcsok rugalmas alakváltozása, durva felületek és nagy terhelések esetén pedig maradó alakváltozása jellemzi. A súrlódási tényező legkisebb értékének környezetében az érdességcsúcsok alakváltozása részben rugalmas, részben képlékeny.

A fenti törvényszerűségeket felhasználva irányítható a súrlódás nagysága. A felület rugalmassági modulusának és keménységének növelésével (pl. edzett acél, keményfém, kerámiaelemeket használva) csökkenthető a tényleges érintkezési felület és a barázda-keresztmetszet. A kemény felületen kis nyírószilárdságú filmet kialakítva kisebb lesz az adhéziós kapcsolatok (és részben a barázdaképzés) ellenállása. Mindkettő a súrlódás csökkenését idézi elő.

Ezzel szemben kis rugalmassági modulusú anyagokat választva (gumit, műanyagot) megnövelhető a tényleges érintkezési felület és ezzel a súrlódási tényező.

A valóságban a száraz súrlódás törvényszerűségei azonban ennél bonyolultabbak, mert jelentősen befolyásolja a felületek között kialakuló kölcsönhatások erősségét a felületek állapota, a súrlódás hatására átalakuló felületi anyagrétegek tulajdonságai, a felülethez kötődő adszorpciós és kemoszorpciós rétegek stb. Ezért, bár a fenti modell egyszerű, a súrlódási tényező elméleti úton megfelelő pontossággal nem határozható meg annak ellenére, hogy erre már számos számítási modellt kidolgoztak. A súrlódó kapcsolatban kialakuló súrlódási erőt vagy nyomatékot ezért rendszerint különböző laboratóriumi vizsgálóberendezéseken mérik meg, és azokból számítják ki a súrlódási tényezőt.

Amonton és Coulomb súrlódási törvénye szerint a súrlódási tényező független az összeszorító erő és a látszólagos érintkezési felületek, valamint a csúszási sebesség nagyságától. A valóságban azonban ez nem így van: mind a szorítóerő, mind a sebesség, de az érintkezési felület nagysága is jelentős hatást gyakorol a súrlódási tényezőre.

Nyugalmi állapotban a súrlódási erő nagysága mindig egyenlő az elmozdítási kényszer (a tangenciális erő) nagyságával egészen addig, amíg értéke el nem éri a nyugvó súrlódási tényező (tapadási tényező) által meghatározható határértéket. A nyugvó súrlódás tényezője rendszerint nagyobb, mint a mozgó súrlódásé, ami sok esetben kedvezőtlen akadozó csúszás (stick-slip) jelenséget idéz elő. A súrlódó rendszer rugalmassága miatt ugyanis, amikor a súrlódási erő eléri a tapadó súrlódási erő értékét, a felületek ugrásszerűen elmozdulnak egymáson, majd ismét megállnak, mert lecsökken az elmozdulást előidéző erő. Ez a folyamat ismétlődik, ami a szerkezet kellemetlen rezgését és zajt idéz elő. Gyakran megfigyelhető ez a jelenség fékeknél és csúszóvezetékeknél, de a csavarkötések meghúzásakor is.

Vannak anyagpárok, amelyeknél a súrlódási tényező a mozgás sebességével növekszik (pl. edzett acéllal párosított UHMWPE vagy PTFE). Itt akadozó csúszás nem jelentkezik.

A súrlódási tényező nagysága rendkívül széles tartományban változik, elsősorban az elemek kialakításától, az anyagpártól és a felületek állapotától (valamint a kenésállapottól) függően. Tájékoztatásul (eltekintve a szerkezeti kialakítás hatásától) a műszaki gyakorlatban használt anyagpárok súrlódásitényező-értékeit a 29. táblázat mutatja be.

| Súrlódási tényező | | |
|---|---|---|
| anyagpár | nyugvó súrlódás | mozgó súrlódás |
| Száraz acél/acél | 0,6 | 0,4 |
| Kent edzett acél/edzett acél | 0,1 | 0,05 |
| PTFE/edzett acél (nagy terhelésen) | 0,04 | 0,04 |
| Fékbetét/öntöttvas tárcsa | 0,5 | 0,4 |
| Gépjármű gumikōpeny/száraz úttest | 0,9 | 0,8 |

29. táblázat. Néhány anyagpár súrlódási tényezője (tájékoztató adatok)

Figyelembe kell azonban venni, hogy a súrlódásitényező-értékek ezektől jelentős mértékben eltérhetnek felfelé is, lefelé is, a tribológiai rendszer tulajdonságaitól és működési paramétereitől függően. Nagyon nagy súrlódási tényező mérhető például kis terhelésen, műanyag felületeken vagy azonos fémek párosításakor. Nagyon kicsi lehet a súrlódási tényező ugyanakkor kedvező siklási tulajdonságú anyaggal bevont, kemény felületeken.

Rendkívül nagy mértékben függ a súrlódási tényező a kenésállapottól. A száraz felületek súrlódási tényezője rendszerint jelentősen csökken a kenés hatására még akkor is, ha nem sikerül folyadéksúrlódási állapotot kialakítani (határsúrlódás). Már a hosszú szénhidrogénmolekula-láncokból álló ásványolajok is hatékonyan csökkentik a súrlódást és a kopást. A kenés hatékonysága azonban jelentősen függ attól, hogy milyen kölcsönhatás alakul ki a kenőanyag és a szilárd testek felülete között. A poláris molekulákat tartalmazó zsírsavak pl. már kis mennyiségben is jelentősen megnövelik a felülethez viszonylag kis erővel (adszorpcióval) kötődő ásványolajok (paraffinolaj) hatékonyságát, ha a zsírsav vegyi reakcióba léphet a fémfelületek oxidrétegével, és a súrlódó felületen erősen tapadó, kiváló kenőképességű felületi réteget (kemoszorpciós réteget) alakíthat ki. A 0,1% laurinsav-tartalmú ásványolaj-súrlódás csökkentő hatását vas, réz és kadmium anyagpároknál jól jellemzik a 30. táblázat adatai.

| Anyagpár | Mozgó súrlódási tényező | | | A fémek vegyi aktivitása |
|---|---|---|---|---|
| | szárazon | kenve | | |
| | | paraffinolaj | 0,1% laurinsav-tartamú paraffinolaj | |
| Króm/króm | 0,4 | 0,3 | 0,3 | nincs |
| Ezüst/ezüst | 1,4 | 0,8 | 0,7 | nincs |
| Vas/vas | 1,0 | 0,3 | 0,2 | kicsi |
| Alumínium/alumínium | 1,4 | 0,7 | 0,3 | kicsi |
| Réz/réz | 1,4 | 0,3 | 0,08 | nagy |
| Kadmium/kadmium | 0,5 | 0,45 | 0,05 | nagy |

30. táblázat. Kent és nem kent anyagpárokon mért súrlódásitényező-értékek

Króm- és ezüstfelületen a zsírsavak súrlódáscsökkentő hatása sokkal kisebb, mert nem képződik kemoszorpciós réteg, a kenőanyag-molekulák adszorpcióval kötődnek a fémfelülethez.

A kenés hatékonyan csökkenti a súrlódást, mégis vannak szerkezetek, amelyek kenését nem javasolják, mert a tapadó kenőanyag működési zavarokat okozhat (pl. zárszerkezetek, műszerek stb.).

**Folyadéksúrlódási állapotban** a súrlódási erőt a szilárd felülethez tapadó kenőfilmben ébredő nyírófeszültség és a felület nagysága határozza meg. A nyíró feszültséget Newton törvénye szerint a kenőanyag $\eta$ dinamikai viszkozitása és a kenőanyagrétegben kialakuló $\frac{\partial u}{\partial y}$ sebességgradiens határozza meg. A nyírófeszültséget integrálva a súrlódó felület mentén számítható a kialakuló súrlódási erő:

$$F_s = \int_A \eta \left.\frac{\partial u}{\partial y}\right|_{y=0} dA,$$

ahol $y$ = a felületre merőleges koordináta.

A folyadéksúrlódás törvényszerűségei ezért lényegesen eltérnek az előzőekben ismertetett száraz és határsúrlódás törvényszerűségeitől: a súrlódási erő nagyságát nem befolyásolja közvetlenül az érintkező szilárd felületeket összeszorító erő, a felületek állapota, viszont jelentős a kenőanyag-viszkozitás, a csúszási sebesség és a kenőfilmvastagság hatása.

Folyadéksúrlódási állapotban a súrlódási tényező általában lényegesen kisebb, mint száraz vagy határ súrlódás esetén, de ha nagy a sebességgradiens (van sebességkülönbség a súrlódó felületek között, és igen kicsi a kenőfilm vastagsága), a folyadéksúrlódás akár jelentős erők átadására is képes, pl. az olajjal kent variátorokban a vékony kenőfilmben ébredő súrlódási erő jelentős (akár 50–100 kW) teljesítmény átvitelét is lehetővé teszi.

Ugyanakkor, ha nagyon kicsi a kenőanyag viszkozitása (pl. gázkenés esetén) vagy a súrlódó felületeket úgy választja el a kenőanyag, hogy állnak vagy csak rendkívül kis sebességgel mozdulnak el egymáson (pl. hidrosztatikus ágyazásnál), a súrlódási tényező rendkívül kicsi, álló felületek esetén 0 is lehet. Ezt a rendkívül kis súrlódási tényezőt használják ki az igen nagy fordulatszámú tengelyek légcsapágyaiban, a mérőgépek aerosztatikus vezetékeiben és a nagyméretű szerszámgépek hidrosztatikus ágyazásainál.

Amennyiben csak részben sikerül a folyadéksúrlódási állapotot kialakítani (pl. a nagy terhelés, a kis sebesség vagy kis kenőanyag-viszkozitás miatt), vegyes súrlódási állapot alakul ki, ahol részben a folyadéksúrlódás, részben a határsúrlódás törvényszerűségei uralkodnak. Ekkor a súrlódási tényező igen széles tartományban ingadozik a pillanatnyi üzemeltetési paraméterektől függően, és nehéz egyértelműen meghatározni a súrlódási tényező nagyságát. Amennyiben kis súrlódás elérése a cél, a folyadéksúrlódás részarányának növelésére kell törekedni, amit elsősorban a felületi érdesség csökkentésével és egyenletesebb terheléselosztással (terheléstorlódások csökkentésével, élenfutások elkerülésével) tanácsos elérni. A viszkozitás növelése nem feltétlenül vezet a súrlódás csökkentéséhez, mert létrejöhet ugyan a kedvezőbb hidrodinamikai kenésállapot, de a nagyobb viszkozitás növelheti a súrlódási veszteségeket.

# Gördülő súrlódás

Forgástesteket sokkal könnyebb gördíteni, mint csúsztatni, mert a gördülési ellenállás tényezője általában kisebb, mint a csúszó súrlódási tényező. Szabályos forgástestek gördítéséhez szükséges erő egy-három nagyságrenddel kisebb, mint a csúsztatásukhoz szükséges erő, de gyakran a szabálytalan testeket is könnyebb gördíteni, mint csúsztatni annak ellenére, hogy ott a súlypont emeléséhez is erőt kell kifejteni. A gépészeti gyakorlatban számos területen kihasználják a kis gördülési ellenállást, pl. a csapágyazásokban és vezetésekben (gördülő csapágyak és vezetékek), hajtásokban (vezérpályás és bütykös mozgatások, ciklohajtóművek), kerekes járműveknél stb.

A gördülési ellenállás általában a gördítéshez szükséges nyomatékkal fejezhető ki, amit azonban gyakran átszámítanak súrlódási erőre, hogy a mozgatáshoz szükséges erő nagyságát összehasonlíthassák a csúszó súrlódási erővel. Legördülő kerekek, tárcsák és görgők esetén a számított gördülő súrlódási erőt az elemek kerületére ható erőnek tekintik, és a kerület R sugarának ismeretében számítják: $F_s = \frac{M_s}{R}$. Ebből meghatározható a gördülő súrlódás (gördülési ellenállás) tényezője: $\mu = \frac{F_s}{F_n}$.

A gördülési ellenállás függ a $F_N$ terhelés (a felületeket összeszorító erő) hatására kialakuló érintkezési felületek alakjától és nagyságától, az érintkezési felületen, a legördülés során különböző okokból megjelenő csúszó súrlódástól, valamint az anyagok alakváltozása során kialakuló hiszterézis veszteségtől. Kicsi a gördülési ellenállás a nagy rugalmassági modulusú, kemény anyagoknál (edzett acél, keményfém, kerámia), ahol rendszerint a hiszterézis veszteség is kicsi. Egy nagyságrenddel nagyobb a gördülési ellenállás az elasztomereknél, ahol a kis rugalmassági modulus miatt nagy az érintkezési felület és jelentős a hiszterézis veszteség is. Néhány kerék gördülési súrlódási tényezőjét, és összehasonlításul csúszó súrlódási tényezőjét is, a 31. táblázat mutatja be.

| Súrlódási tényező | | |
|---|---|---|
| Kerekek | gördülő súrlódás | csúszó súrlódás |
| Kis gördülési ellenállású gépkocsi kerék száraz úttesten | 0,006–0,01 | 0,8 |
| Normál gépkocsikerék száraz úttesten | 0,015 | 0,8 |
| Tehergépkocsi-kerék száraz úttesten | 0,006–0,01 | 0,8 |
| Vasúti kerék sínen | 0,001 | 0,1 |

31. táblázat. Gépjárműkerekek gördülő és csúszó súrlódási tényezője

A gördülőcsapágyak súrlódási veszteségének egyszerűsített kiszámításához is használják a gördülő súrlódási tényezőt, amit a csapágy furatsugarára vonatkoztatott súrlódási erő felhasználásával határoznak meg.

A gördülő csapágyak súrlódási vesztesége jelentős mértékben függ a csapágyak kialakításától.

A súrlódási vesztséghez a legördülő elemek gördülési ellenállásán kívül hozzájárul a kosár szerkezet súrlódása, az esetleg meglévő vezető peremek súrlódása, valamint a kenőanyag-keverés vesztesége és a légellenállás is. Mindezek természetesen függnek a csapágy adataitól és üzemeltetési körülményeitől (méretétől, kialakításától, terhelésétől, fordulatszámától, kenésétől stb.). Az egyes gördülőcsapágyakra a 32. táblázat feltünteti a gördülő súrlódási tényező értékét, ezek azonban csak közelítő, tájékoztató értéknek tekinthetők.

| Csapágy | Súrlódási tényező |
|---|---|
| Mély hornyú golyós | 0,0015 |
| Beálló golyós | 0,0010 |
| Ferde hatásvonalú golyós | 0,0020 |
| Axiális golyós | 0,0013 |
| Axiális hengergörgős | 0,0050 |
| Hengergörgős | 0,0011 |
| Beálló görgős | 0,0018 |
| Kúpgörgős | 0,0018 |
| Tűgörgős | 0,0025 |
| Axiális beálló görgős | 0,0018 |

32. táblázat. Gördülőcsapágyak gördülési súrlódási tényezőjének tájékoztató értékei

Látható, hogy az axiális hengergörgős csapágyak súrlódási vesztesége lényegesen nagyobb, mint a többi csapágyé, ami arra vezethető vissza, hogy a síktárcsán sugárirányban elhelyezkedő görgők hossza mentén nem azonos a sebesség, ezért az érintkezési felületen jelentős csúszás (geometriai csúszás) alakul ki.

# Kopás

A terhelés alatt elmozduló felületek között kialakuló súrlódás folyamán mechanikai, hő- és vegyi hatások érik a súrlódó felületeket, amelyek az igénybevételek hatására megváltoznak, szerkezetük átalakul, felkeményednek, felszínükön és a felszín alatt repedések keletkeznek és terjednek tova, anyagrészecskék válnak le, anyagátvitel és kopási részecske keletkezik.

Az igénybevételek típusától és erősségétől, valamint a tribológiai rendszer jellemzőitől függően a kopásnak kitett (általában a súrlódó) felület környezetében különböző folyamatok (alakváltozási, adhéziós, abráziós, fáradási és korróziós folyamatok) játszódnak le, amelyek részarányától függően eltérő kopásformák alakulnak ki. A kopásformákat gyakorlatban rendszerint az anyagleválasztást okozó legerősebb folyamat (az uralkodó kopási folyamat) alapján különítik el egymástól. Megkülönböztetnek:

- adhéziós kopást,

- abráziós kopást,
- fáradásos kopást,
- mechano-kémiai (pl. oxidációs) kopást,
- súrlódási korróziót,
- eróziós kopást,
- kavitációs kopást.

Van más kopásosztályozás is. Ilyen pl. a mozgásforma szerinti kopáselkülönítés, ahol megkülönböztetnek csúszó, gördülő, fúró, ütközéses, áramlási stb. kopást.

# Adhéziós kopás

Az adhéziós kopás a súrlódási folyamatban a tényleges érintkezési felületeken kialakuló atomos-molekuláris kapcsolatok kialakulására és elszakadására vezethető vissza. Amikor az adhéziós kapcsolat elnyíródik, a szakadás rendszerint nem pontosan a két test határán játszódik le, hanem a kisebb szilárdságú anyag belsejében, ezért anyagátvitel keletkezik. A súrlódás során ez az anyag részben visszakerülhet eredeti felületére. Ez az anyagátvitel többször megismétlődhet, miközben a részecskefelülethez kötődésének szilárdsága a környezet molekuláinak adszorpciója és kemoszorpciója miatt fokozatosan gyengül, végül az anyagrész leválik, kopási részecske keletkezik.

Az adhéziós kopás sebessége rendkívül nagy mértékben függ az érintkező testek adhéziós hajlamától és kémiai reakcióképességétől. A hasonló kristályszerkezetű anyagok (pl. a tiszta fémek) hajlamosak nagy felületre kiterjedő, erős adhéziós kapcsolatok kialakítására, ami nemcsak erős kopást, hanem súlyos felületi károsodásokat, berágódásokat is okozhat, ezért az ilyen anyagpárokat kerülni kell. Helyettük célszerű jelentős mértékben eltérő szövetszerkezetű anyagokat párosítani, pl. acéllal öntöttvasat, bronzot, csapágyfémet, műszenet stb. Edzéssel, szemcsefinomító ötvözéssel, hőkezeléssel jelentős mértékben csökkenthető az acélok adhéziós hajlama.

Normál körülmények között a felületeket adszorpciós és kemoszorpciós rétegek borítják, ezért a tényleges érintkezési felületen adhéziós kapcsolat csak akkor alakulhat ki, ha a szorpciós réteg átszakad. Nagy terhelésen ez előfordul, ezért az adhéziós kopás sebességcsökkentése és a berágódás megakadályozása érdekében ilyenkor a felületeket védeni kell hatékony kenéssel vagy kis adhéziós hajlamú felületi bevonatokkal. A korszerű önkenő fém és műanyag kompozitok is előnyösen használhatók az adhéziós kopás csökkentésére, az adhézióból eredő felületi károsodások, berágódások megakadályozására.

A kopás során leváló anyagmennyiség, a kopástérfogat arányos az $A_t$ tényleges érintkezési felülettel és az $L_S$ súrlódási úthosszal, ahol az arányossági tényező, a k kopástényező, elsősorban a felületek anyagától és kenésállapotától függ: $V = kA_tL_S$.

Fémek érintkezésekor a tényleges érintkezési felület legnagyobb része általában képlékeny alakváltozás során alakul ki, ezért annak nagyságát a terhelés és a keménység határozza meg: $A_t = \frac{F_n}{H}$. Az Archard által, az adhéziós kopás számítására javasolt egyenlet ezért felírható a következő formában: $V = k\frac{F_n}{H}L_s$, ami összhangban van a gyakorlati tapasztalatokkal. A kopás növekszik a terhelés és a súrlódási úthossz növelésével, és csökken, ha nagyobb az anyag keménysége.

# Abráziós kopás

Az abráziós kopást az érintkező felületek érdességcsúcsai vagy a felületek közé bejutott szilárd szennyező részecskék idézik elő, mert a súrlódási folyamán benyomódnak a felületbe, és az elmozdulás következtésben abból anyagrészeket választanak le. Az abráziós kopási folyamatban elsősorban a képlékeny alakváltozás és a benyomódott kemény csúcsok (szemcsék) forgácsoló hatása

játssza a fő szerepet, de jelentős lehet a nagy alakváltozás miatt kialakuló kisciklusú fáradás hatása is pl. elasztomerek és hasonló műanyagok esetében.

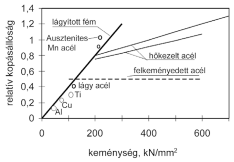
Két alapvető abráziós kopásváltozatot különböztetnek meg:

- két-test abráziót, ahol az egyik test kemény érdességcsúcsai (vagy a felületbe ágyazódott kemény szemcsék) nyomódnak be az ellenfelületbe, és tépik, forgácsolják azt,
- három-test abráziót, ahol a kopást a felületek közé bejutott, ott csúszó és gördülő szilárd szemcsék idézik elő. Ebben az esetben a kopás sebessége (az időegység alatt vagy az egységnyi súrlódási úthossz alatt lekopott anyagmennyiség) lényegesen kisebb, mint két-test abrázióban.

Miután az abráziós folyamatban a felületbe behatoló érdességcsúcsok és kemény szemcsék játsszák a fő szerepet, természetes, hogy a felületek keménysége döntő hatást gyakorol az abráziós kopás sebességére, hiszen minél keményebb az anyag, annál kisebb mértékben hatol be a csúcs a felületbe, és annál nehezebben választ le belőle anyagot (nagyobb a forgácsolással szembeni ellenállás).

Hruscsov és Babicsev részletes vizsgálatokkal feltárta a fémek abráziós kopásának törvényszerűségeit, és kimutatta, hogy a természetes állapotú (nem keményített) fémek relatív kopásállósága (az ólom kopásához viszonyított kopása) keménységükkel arányos, amint azt a 380. ábra mutatja.

### 380. ábra - A fémek relatív abráziós kopásállósága keménységük függvényében




Más anyagok, pl. kerámiák esetén is arányos a kopásállóság a keménységgel, de más az arányossági tényező, mint fémek esetén.

Az acélok hőkezelésével elért keménység is növeli az abráziós kopásállóságot, de nem olyan mértékben, mint a természetes állapotú fémeknél. A kiválásos keményítés vagy a hideg alakítással elért keménységnövelés rendszerint nem befolyásolja az abráziós kopást. A keménység mellett hatást gyakorol az abráziós kopásra az anyag alakváltozó képessége, a benyomódó csúcsok alakja és mérete, továbbá (a kopást szenvedő anyaghoz viszonyított) keménysége is.

A ridegebb anyagok gyorsabban kopnak, az élesebb és nagyobb csúcsok növelik a kopás sebességét. A csúcsok keménysége bizonyos határig ($H_{csúcs} < 1{,}5\ H_{anyag}$) szintén növeli a kopást.

Az adhéziós kopást a felületi érdesség csökkentésével vagy a szilárd szennyező részecskék kizárásával (hatékony tömítéssel) meg kell akadályozni. Ha erre nincs lehetőség, a kopás sebessége a keménység és a szívósság növelésével (pl. nagy szilárdságú ötvözött acélok, kemény kerámiák alkalmazásával) csökkenthető.

## Fáradásos kopás

Normális körülmények között, amikor az adhéziós és abráziós folyamatokat sikerül a minimálisra csökkenteni, a kopást főleg kifáradási folyamatok idézik elő. A súrlódás során a tényleges érintkezési felületeken kialakuló kölcsönhatások ismétlődő igénybevételeket ébresztenek a felület közeli anyagrétegben. Ezek hatására a felszínen az anyag szerkezete átalakul, képlékeny alakváltozás miatt a fémek szövetszerkezete széttöredezik, a felülettel párhuzamos irányban rendeződik, részben magába építi a felülethez kötődő anyagokat.

A kialakult felszíni anyagréteg, mivel fizikai és kémiai tulajdonságai lényegesen különböznek az alapanyagétól, az igénybevételek hatására attól eltérően viselkedik. A felület közeli és az alatta lévő anyag eltérő alakváltozási képessége miatt az ismétlődő igénybevételek a megváltozott felszíni anyagréteg alatt repedéseket idéznek elő, amelyek fokozatosan tovaterjedve, előbb-utóbb lemez alakú kopási részecskéket választanak le. Ez a lemezes (delaminációs) kopás lényegében fáradásos kopás, mert a kopási részecske az ismétlődő igénybevételek hatására, csak bizonyos idő eltelte után válik le.

Vannak más elképzelések is a fáradásos kopási folyamat leírására. Az IBM intézet pl. a pont és vonal mentén érintkező felületek kifáradási elméletére építve dolgozott ki kopáselméletet, amely szerint az igénybevételek száma (az azzal arányos $L_S$ súrlódási úthossz) és a felületre ható F terhelés között érvényes Palmgren összefüggése, vagyis az $F^3L_S$ = állandó ($F$ = a terhelő erő, $L_S$ = a súrlódási út hossza). Az állandót sokféle súrlódó kapcsolatra és több kenésállapotra kísérletekkel megállapították, és az egyenletet felhasználva számítási módszert dolgoztak ki a megengedett kopáshoz tartozó élettartam meghatározására.

Kragelszkij hasonló gondolatmenetet követett, de figyelembe vette a felületek érintkezési pontjaiban az alakváltozás jellegét is: külön összefüggést írt fel a képlékeny alakváltozásra, és külön a rugalmas alakváltozásra. Sajnos összefüggései a gyakorlatban közvetlenül nem használhatók, mert abban olyan paraméterek is szerepelnek, amelyek értékét kísérletekkel kell meghatározni.

# Mechano-kémiai kopás

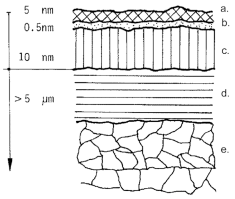
A fémfelületeket rendszerint oxidréteg borítja, ami akadályozza, hogy közvetlen fémes érintkezés alakuljon ki két fém között. Nem kent fémfelületek súrlódásakor ezért oxidációs kopás jöhet létre, mert a súrlódás hatására a fémoxid réteg kezd el kopni, de azonnal újra is képződik.

Az oxidációs kopás valószínűleg oly módon játszódik le, hogy a kiemelkedő érdességcsúcsokon magasabb a hőmérséklet, emiatt gyorsabb az oxidáció, vastagabb, egyre jobban kiemelkedő oxidréteg képződik. Ez a vastag oxid réteg, előbb-utóbb, a mechanikai igénybevételek hatására leválik, más területek kerülnek magasabbra, és ott ismétlődik ez a folyamat. Amennyiben az oxidáció sebessége elég nagy, a lekopott oxidréted olyan gyorsan újra képződik, hogy megakadályozza közvetlen fémes érintkezések, erős adhéziós kapcsolatok kialakulását. A súrlódásból eredő mechanikai igénybevétel aktiválja a fémfelületet, ami elősegíti az oxidációt, a védő oxidréteg képződését.

Nagyobb terhelésen a súrlódásból eredő mechanikai igénybevételek a felület környezetében az anyagot képlékenyen deformálják, krisztallitszerkezetét összetörik, és közben belegyúrják a felületen kialakult oxidokat és más, felülethez kötődő anyagokat. Így alakul ki a mechanikai és vegyi igénybevételek hatására az a kemény felületi védőréteg, amely széles igénybevétel-tartományban tartósan védi az alatta lévő anyagot a súlyos károsodásoktól. Bár a felületi védőréteg a súrlódásból eredő igénybevételek hatására elhasználódik a fent említett delaminációs (fáradásos) kopási mechanizmus szerint, ám egyúttal újra is képződik. Éppen az elhasználódás és újraképződés egyensúlya biztosítja a normális kopás fennmaradását. Ezt a kopási folyamatot rendszerint mechano-kémiai kopásnak nevezik. A kialakult felületi réteg modelljét a 381. ábra szemlélteti.

A mechano-kémiai kopásban az oxidáció mellett más vegyi folyamatok is fontos szerepet játszhatnak, sőt megfelelő vegyi aktivitású anyagokkal (súrlódás- és kopáscsökkentő, valamint berágódásgátló adalékokat tartalmazó kenőanyagokkal) növelhető a felületi védőréteg kopásállósága, csökkenthető a károsodás kialakulásának veszélye. Ez a kopási folyamat ezért gyakran előfordul a nagy terhelésű, kent súrlódó kapcsolatokban (pl. határkenés állapotban működő siklócsapágyakban, fogaskerékhatásokban).

### 381. ábra - A súrlódó felület szerkezetének modellje a) szennyezés, b) szorpciós réteg, c) oxidréteg, d) felkeményedett felületi védőréteg, e) deformálódott anyagréteg, alapanyag



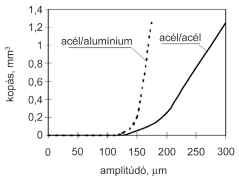

# Súrlódási korrózió

Míg az előző kopásformákban megfigyelhető a kopásban főszerepet játszó folyamat, az adhézió, az abrázió, a fárasztó hatás vagy az oxidáció (vegyi hatás), a fémek párosításakor megjelenő súrlódási

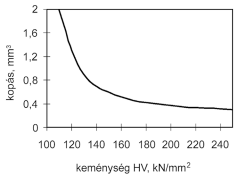
korrózió esetében ilyen uralkodó folyamat nem jelölhető meg, mert abban több folyamat is fontos szerepet játszik. A súrlódási korrózió ugyanis az egymáson kis amplitúdójú rezgőmozgást végző súrlódó kapcsolatokban fordul elő, ahol az összeszorított fémfelületek érintkező érdességcsúcsain az elmozdulás során az oxidréteg lekopik, adhéziós kapcsolatok alakulnak ki, amelyek elnyíródnak, tiszta fémfelületek jönnek létre, amelyek azonnal oxidálódnak, majd ez az oxidréteg ismét ledörzsölődik. A leváló fémoxid kopási részecskék a kis elmozdulás miatt nem távozhatnak el a felületek közül, hanem ott felhalmozódnak, beékelődnek, és abráziós hatásukkal bemaródásokat idéznek elő a felületekben. Ezen összetett folyamat következtében súlyos felületi sérülések keletkeznek, amelyek más jellegű meghibásodásokat (pl. tengely-fáradttörést, illesztéslazulást) okozhatnak. Gyakran fordul elő súrlódási korrózió nem eléggé szorosan illesztett felületek között (pl. tengely-agy kötésekben, gördülőcsapágy-gyűrűk illeszkedő felületein, fogaskerék-koszorúk illesztésénél, illesztett szárú csavaroknál), ahol a mechanikai igénybevételek hatására kialakuló rugalmas alakváltozás miatt jön létre a felületek kis amplitúdójú elmozdulása.

A súrlódási korrózió súlyosságát is rendszerint a kopással (pl. a leváló anyag térfogatával) jellemzik annak ellenére, hogy nem a lekopott anyag mennyisége, hanem a felületek sérülése okoz gondot. Az ebben a folyamatban kialakult kopás nagysága függ az anyagpártól, a felületek állapotától, a terheléstől, a környező közegtől és a váltakozó irányú mozgás amplitúdójától. Nagyon kis amplitúdó esetén nincs kopás, bizonyos amplitúdónagyságnál azonban megkezdődik és fokozatosan növekedni kezd az anyagleválás (382. ábra). A felületeket összeszorító erő növelése gyorsítja a kopást, nagyobb felületi keménység pedig általában lassítja (383. ábra).

### 382. ábra - A súrlódási korrózió alatt kialakuló kopás az elmozdulásamplitúdó függvényében (az alumínium gyorsabban kopik)




### 383. ábra - Öntöttvas felület súrlódási korrózió alatt kialakult kopása, keménységének függvényében




A környező közeg is jelentős hatást gyakorol a súrlódási korrózió során kialakuló kopásra: az acélok kopása nitrogénatmoszférában kisebb, mint levegőben, az erős adhézióra hajlamos fémeké (alumínium, réz) azonban nagyobb.

A súrlódási korrózió kialakulását kenéssel nagyon nehéz megakadályozni, mert a kenőanyag nem jut be az érintkező felületek közé. Kedvező siklási tulajdonságú felületi bevonatok (PTFE-, $MoS_2$-, Sn-, In-, Ag-bevonatok) bizonyos ideig védelmet nyújtanak, de ha lekoptak, a hatásuk megszűnik. Ezért általában arra törekszenek, hogy a kis amplitúdójú elmozdulást megszüntessék vagy az amplitúdót csökkentség, ami a szerkezet megfelelő kialakításával, merevítésével, szorosabb illesztéssel stb. érhető el. Ha erre nincs lehetőség, bizonyos ideig a felületi bevonatok nyújthatnak védelmet a károsodás kialakulásával szemben.

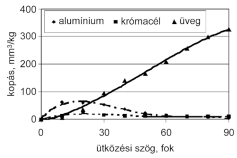
## Eróziós kopás

A szilárd testek súrlódásakor kialakuló (már bemutatott) kopásformák mellett a gépészeti gyakorlatban előfordulnak más kopások is. Ezek közé tartozik az eróziós kopás, amit a szilárd test felületéhez ütköző részecskék idéznek elő. Bár gáz- és folyadékrészecskék is

okoznak kopást, a gépészeti gyakorlatban a szilárd részecskék eróziós koptató hatásának van jelentősége. Ilyen kopás fordul elő a szilárd részecskéket tartalmazó közegek áramlásakor a csővezetékekben és szerelvényekben, szennyvíztisztító, iszapkezelő berendezésekben, kenőrendszerekben, leválasztóciklonokban, surrantókon stb.

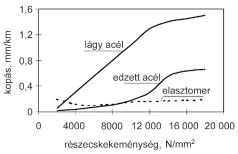
A felülethez ütköző szilárd részecskék a felületből anyagot távolítanak el, amit részben abráziós (forgácsoló), részben fáradásos folyamatok idéznek elő. A részecskék méretétől, alakjától, keménységétől és tömegétől, az ütközés sebességétől és irányától, valamint a kopásnak kitett anyag tulajdonságaitól függ az eróziós kopás nagysága, amit rendszerint a kopást okozó részecskék mennyiségére (tömegére) vonatkoztatnak. A részecskék becsapódásának irányától függ, hogy milyen mértékben okozzák a kopást az abráziós és milyen mértékben a fáradásos folyamatok. A felülethez képest 20–30°-os szöget bezáró ütközési sebesség esetén a legnagyobb a forgácsoló hatás, a fáradásos kopás pedig 90°-os ütközésnél (384. ábra).

### 384. ábra - Az eróziós kopás változása a részecskebecsapódás szögének függvényében




Az eróziós kopást legnagyobb mértékben az ütközési sebesség nagysága és iránya befolyásolja, mivel a kopást a felülethez ütköző részecske mozgási energiája és a becsapódáskor ébresztett igénybevételek okozzák. Bizonyos határig a részecske keménységének (385. ábra) és méretének növelésével nagyobb lesz a kopás sebessége. A szívós anyagokat erősebben koptatja az abráziós hatás (384. ábrán Al, CrNi acél), mint a fáradásos, ezért merőlegesen ütköző részecskék esetén kopásállóságuk sokkal nagyobb, mint a rideg anyagoké, amelyek viszont a ferdén ütköző részecskékkel szemben ellenállóbbak, ha eléggé kemények (pl. kerámiák, bazalt). A nagy rugalmasságú műanyagok (elasztomerek) eróziós kopásállósága kedvező, főleg merőleges ütközés esetén (385. ábra). A fent említett törvényszerűségek miatt gyakran készítik az eróziós kopásnak kitett csőidomokat kemény kerámia- vagy elasztomerbéléssel.

### 385. ábra - Az eróziós kopás változása a részecske keménységének függvényében




Gyakran a szerkezeti kialakítás megváltoztatásával is csökkenteni lehet az eróziós kopást. Főleg csővezetékeknél van erre lehetőség, ahol helyes kialakítással a kopás szempontjából kedvezőbbé tehető az áramlás, vagy kopásálló betétek helyezhetők el az erősen igénybevett helyeken, sőt az is elérhető, hogy az áramlás hatására a szilárd részecskék kirakódjanak a kopásnak kitett szakaszokon a falra, és védjék azt a koptató igénybevétellel szemben.

## Kavitációs kopás

A kavitációs kopást áramló folyadék idézi elő, ha a kedvezőtlen áramlási viszonyok (elsősorban leválások) miatt a folyadékban oldott gázok kisnyomású buborékok alakjában kiválnak, majd a buborékok összeomlanak és a szilárd testek felületén folyadékütéseket idéznek elő. A folyadékütés erős mechanikai igénybevételt okoz, az ütéskor kialakuló nyomás az 1500 [bar] értéket is elérheti. Az ütés hatására repedések indulnak el, amelyek lyukszerű krátereket hoznak létre. A kavitációs kopás nem indul meg azonnal, hanem csak bizonyos lappangási idő után. Ha a folyadék korróziót is okoz, az felgyorsítja a kavitációt. Ugyancsak növeli a kavitációs kopást és lerövidíti a lappangási időt a folyadékban található szilárd részecskék eróziós hatása. Ez a jelenség gyakran megfigyelhető

iszaposvíz-szivattyúkban. Ha nem túl erős a kavitáció, az elasztomerek megakadályozzák a kopást. Intenzív kavitációval szemben azonban csak a homogén szövetszerkezetű, nagy szilárdságú, de ugyanakkor szívós anyagok képesek bizonyos mértékig ellenállni. Az adhéziós kopás szempontjából kedvező, heterogén szövetszerkezetű anyagok kavitációs kopásállósága nagyon rossz, mert a kavitáció a szövetszerkezet leggyengébb elemét nagyon gyorsan elroncsolja, és így nagy anyagdarabokat képes leválasztani a szilárd felületről. A martenzites rozsdamentes acélok kedvezők. Legjobb az ausztenites szerkezetű mangánacél. A kavitációs kopás lényegében kifáradási folyamat következtében alakul ki, ezért a nagyobb kifáradási szilárdságú anyagok ellenállóbbak a kavitációs kopással szemben.

# Kenés

A súrlódási és a kopás csökkentés leghatékonyabb eszköze a kenés. Erősen leegyszerűsítve, a kenés olyan folyamat, amely a szilárd testek súrlódó felületei között anyagréteget alakít ki annak érdekében, hogy a két szilárd test közvetlen érintkezését gátolja, súrlódási veszteségüket, kopásukat csökkentse, felületük károsodását (feldurvulását, karcolódását, bemaródását, berágódását, összehegedését) megakadályozza.

Többféle kenést különböztetnek meg:

1. A súrlódási állapotok szerint

- határkenést,
- vegyes kenést,
- folyadékkenést.

2. A kenőanyag szerint

- olajkenést,
- zsírkenést,
- kenést szilárd kenőanyaggal.

3. A kenési mechanizmus szerint

- hidrodinamikai kenést,
- hidrosztatikai kenést,
- határrétegkenést.

4. A kenőanyag ellátás módja szerint

- kézi kenést,
- kanócos kenést,
- filcpárnás kenést,
- csepegtető kenést,
- szóró kenést,
- merülő kenést,
- szivattyús kenést.

A súrlódás és kopás csökkentés mellett a kenés további feladata lehet a hűtés (a súrlódásból és esetleg más forrásból származó hő elszállítása), a tömítés (a szennyeződések bejutásának és a kenőanyag-kijutás megakadályozása), a tisztítás (a kopási részecskék, szennyeződések, kémiai reakciótermékek eltávolítása, kiszűrésük segítése), a korrózióvédelem (a súrlódó felületek korróziójának megakadályozása).

# Kenőanyagok

A kenőanyagok az egymáson terhelés alatt elmozduló felületek közé, a súrlódás és kopás irányítása (rendszerint csökkentése) érdekében bejuttatott vagy a felületre felvitt anyagok. Halmazállapotuk szerint megkülönböztetnek:

- folyékony kenőanyagokat (főleg kenőolajokat és hűtő-kenő folyadékokat),
- konzisztens kenőanyagokat (kenőzsírokat és szerelő/kenő pasztákat),
- szilárd kenőanyagokat (mint pl. a grafit, a molibdén diszulfid, PTFE).

Különleges körülmények között gáznemű kenőanyagokat is használnak.

# Kenőolajok

A kenőolajok a leggyakrabban, a legszélesebb körben használt kenőanyagok. Alkalmasak a súrlódó felületek leghatékonyabb védelmére, a folyadéksúrlódási állapot kialakítására.

A kenőolajok hatékonyságát (kenőképességét) elsősorban viszkozitásuk és tapadóképességük határozza meg, de feladataik ellátásához további követelményeket is ki kell elégíteniük.

A kenőolajokkal szemben támasztott fontosabb követelmények:

- megfelelő viszkozitás,
- magas viszkozitási index (kismértékben változtassa viszkozitását a hőmérséklet függvényében),
- jó tapadóképesség,
- nagynyomás-állóság,
- stabil szerkezet,
- ellenállás az oxidációval és más vegyi hatásokkal szemben,
- korrózióvédő hatás,
- a szerkezeti elemeket ne károsítsa (korróziót ne okozzon, tömítéseket ne támadja meg stb.),
- alacsony dermedéspont,
- tűzállóság (ne legyen gyúlékony, magas lobbanáspont),
- nagyfokú tisztaság (vizet, szilárd szennyezést ne tartalmazzon),
- kis habzási hajlam,
- alacsony dermedéspont,
- emulziót ne képezzen (víztől könnyen elválasztható legyen) stb.

Természetesen lehetetlen olyan kenőolajat előállítani, amely valamennyi követelményt kielégíti. A korszerű kenőolajokat ezért rendszerint alapolajból és a követelmények teljesítését segítő adalékokból keverik ki. Az alapolajt, az adalékok fajtáját és mennyiségét az alkalmazási körülményeknek megfelelően választják ki.

Az alapolaj rendszerint gondosan finomított, nagy tisztaságú ásványolaj (ami viszonylag olcsó, és nagy mennyiségben rendelkezésre áll) vagy speciális követelmények kielégítésére is alkalmas (de az ásványolajoknál sokkal drágább) szintetikus olaj. A költségek csökkentése és a tulajdonságok javítása érdekében egyes kenési feladatok ellátásához az ásványolajokat szintetikus olajokkal keverhetik. Ritkán használnak más olajokat és folyadékokat is alapolajként.

Az alapolajokhoz a következő adalékok keverhetők:

- oxidációgátlók (inhibitorok),
- súrlódáscsökkentők (AF-adalékok),
- kopáscsökkentők (AW-adalékok),
- viszkozitásmódosítók (viszkozitásnövelők, viszkozitásiindex-javítók),
- nagynyomás-állók (berágódásgátló EP-adalékok,),
- dermedéspont-csökkentők,
- habzásgátlók,
- korróziógátlók,
- detergensdiszpergálók (szennyezést oldó és lebegésben tartó adalékok),
- demulgeátorok (emulzióbontók, vízelválasztók).

Az alapolajból és adalékokból kikevert kenőolajokat felhasználási területük szerint, azon belül pedig viszkozitásuk alapján csoportosítják. A gépiparban a gépszerkezetek kenésére használnak

- motorolajokat,
- közlekedési és ipari hajtóműolajokat,
- automatasebességváltó-olajokat,
- kompresszorolajokat,
- szerszámgépolajokat,
- turbinaolajokat,
- hidraulikaolajokat,
- textilgépolajokat,
- műszerolajokat,
- préslégszerszám-olajokat,
- szánkenő olajokat stb.

Nem kenési célra gyártanak villamos ipari szigetelőolajokat, hőközlő olajokat, formaleválasztó segédanyagokat, fehérolajokat, légszűrőolajokat. A gépgyártásban a forgácsolásnál és az alakításnál használnak különböző fémmegmunkálási segédanyagokat, hűtő-kenő folyadékokat (pl. vágóolajokat, emulziókat).

A folyadéksúrlódási állapot kialakítása szempontjából a kenőolajok legfontosabb tulajdonsága a viszkozitás. Newton (1687) törvénye szerint, az áramló folyadékban kialakuló nyírófeszültség arányos az áramlás irányára merőleges sebesség gradienssel:

$$\tau = \eta \frac{du}{dy}.$$

Az arányossági tényező az $\eta$ dinamikai viszkozitás (mértékegysége rendszerint Pas ($Ns/m^2$). A ν kinematikai viszkozitás (mértékegysége 1 $m^2/s = 10^6$ $mm^2/s$) a dinamikai viszkozitás és a sűrűség hányadosa: $\nu = \frac{\eta}{\rho}.$

A kinematikai viszkozitás lényegesen könnyebben és pontosabban mérhető, mint a dinamikai viszkozitás, ezért a kenőolajok viszkozitásának és viszkozitáscsoportjának megadására, előírására a kinematikai viszkozitást használják.

Az ISO 3448 nemzetközi szabvány a kenőolajokat a 40 °C hőmérsékleten mért átlagos kinematikai viszkozitás alapján sorolja osztályokba. A gépiparban használt kenőolajok az ISO VG 2-től ISO VG 1600-ig terjedő viszkozitási csoportba tartoznak. A viszkozitási osztályt általában az olaj jelölése is tartalmazza. (pl. a MOL Transzol 220 ipari hajtómű olaja az ISO VG 220 osztályba tartozik).

A kenőolajok viszkozitása nagymértékben függ a hőmérséklettől és a nyomástól. E törvényszerűségek leírására különböző összefüggéseket alkottak. Pl. Walther a hőmérséklet, Kießkalt pedig a nyomás hatását az alábbi összefüggésekkel javasolja figyelembe venni: $\lg \lg(\nu + C) = K + m \lg T$, illetve $\eta = \eta_o e^{kp}$, ahol $C, K, m, k$ = a kenőanyag kísérletekkel meghatározott állandói, $\eta_o$ = a dinamikai viszkozitás atmoszferikus nyomáson.

A viszkozitás függését a hőmérséklettől a viszkozitási indexel is kifejezik: minél nagyobb a viszkozitási index, annál kedvezőbb a kenőolaj viselkedése, annál kisebb mértékben változik viszkozitása a hőmérséklet függvényében. A viszkozitási index adalékokkal növelhető. A viszkozitásmódosítókkal adalékolt kenőolajok azonban nem tökéletesen követik Newton törvényét: viszkozitásuk a nyírási sebesség növelésével többé-kevésbé csökken, ami a nagy sebességű súrlódó kapcsolatokban kedvező lehet, ha ez a változás reverzíbilis.

Az ásványolajok biológiailag nagyon lassan bomlanak le, ezért a környezetbe kijutva szennyezik azt. Egyes szintetikus olajok (pl. az észterolajok) környezetvédelmi szempontból előnyösebbek az ásványolajoknál. A növényi és állati olajok, valamint zsírok viszont jó kenőképességű, biológiailag lebontható kenőanyagok, amelyek azonban számos kedvezőtlen tulajdonsággal rendelkeznek: könnyen oxidálódnak, savasodnak, lerakódásokat képeznek, szerkezetük a mechanikai igénybevétel hatására károsodik. E hátrányos tulajdonságok javításával, igyekeznek, főleg a növényi eredetű olajokból, a környezetvédelmi előírásoknak megfelelő, környezetkímélő kenőolajokat előállítani. Mezőgazdasági és erdészeti berendezések kenésére használnak ma már, egyre szélesebb körben, ilyen kenőanyagokat.

# Konzisztens kenőanyagok

A konzisztens kenőanyagok legnagyobb része kenőzsír. A kenőzsírok legtöbbször lényegében fémszappan vázba épített kenőolajok, ahol a szilárd fázisú szappan és a folyékony olaj, különböző keménységű (penetrációjú) képlékeny anyagot (oleogélt) alkot. A szilárd vázat rendszerint kalcium-, nátrium-, lítium- vagy alumíniumszappan alkotja, amelyekbe különböző viszkozitású alapolajt építenek be. A zsír keménysége a szappanváztól és az olajtartalomtól (az olaj mennyiségétől és viszkozitásától) függ. A zsír keménységét a penetrációértékkel jellemzik, amit szabványos kúp benyomásával, penetrométeren határoznak meg. Minél keményebb a zsír, annál kisebb mértékben nyomódik be a mérőkúp, annál kisebb a penetrációérték. A kenőzsírokat penetrációértékük alapján konzisztenciaosztályokba sorolják.

A kenőzsírok tulajdonságait részben javítani lehet az előző fejezetekben ismertetett adalékokkal. Ezeken kívül egyéb adalékokat is használnak, pl. szerkezetmódosítókat, szinerézis- (olajkiválás-)gátlókat, szilárd kenőanyagokat.

A kenőzsírok felhasználását a szappanváz hőállósága (a zsír cseppenéspontja), az alapolaj viszkozitása és az adalékok határozzák meg.

Legolcsóbbak a kalciumbázisú kenőzsírok, amelyek csak alacsony hőmérsékleten (< 60 °C) használhatók. A nátriumbázisú kenőzsírok 120 °C hőmérsékletet is kibírnak, tapadóképességük kiváló, de vízfelvételre hajlamosak, meglágyulnak, kinyomódnak a súrlódó felületek közül, ezért felhasználásuk nedves környezetben nem ajánlott. A lítiumbázisú kenőzsírok egyesítik az előző két zsírtípus előnyös tulajdonságait: vízállók és 130 $^{o}$C hőmérsékletig hőállók, jól tapadnak, ezért széles körben felhasználhatók az ipari és közlekedési berendezések kenésére. Az alumíniumbázisú kenőzsírok még magasabb hőmérsékletig (160 °C-ig) használhatók, de tapadóképességük rosszabb, mint a lítiumbázisú zsíroké.

A kenőzsírokat főleg gördülőcsapágyak kenésére használják. Csúszó súrlódó kapcsolatokat elsősorban akkor kennek kenőzsírral, ha a folyadékkenés állapot kialakulásának feltételei gazdaságosan nem teremthetők meg vagy nincs rá szükség. Elsősorban a kis sebességű siklócsapágyak, csúszóvezetékek, kis teljesítményű lánchajtások, csavarorsós mozgatások és fogazott hajtópárok kenésére használnak kenőzsírokat.

A kenőzsírral feltöltött labirinttömítések előnyösen használhatók erősen szennyezett környezetben, mert hatékonyan megakadályozzák a külső idegen anyagok bejutását a tömített térbe. Mivel a zsírok a súrlódó felületeket nem hűtik, nagy sebesség és magasabb hőmérséklet esetén a szerkezeteket célszerű folyamatosan átáramoltatott olajjal kenni és hűteni.

# Szilárd kenőanyagok

Olyan területeken, ahol a kenőolajok és kenőzsírok nem használhatók, pl. túl magas (> 200 °C) vagy túl alacsony (< –40 °C) hőmérsékleten, vákuumban, erősen nedves helyeken, fokozottan tiszta környezetben stb., a súrlódó felületek védelmére, a súrlódás és a kopás csökkentésére, a berágódás megakadályozására szilárd kenőanyagokat vagy belőlük készült felületi bevonatokat használhatnak. Leggyakoribb szilárd kenőanyag a grafit és a $MoS_2$. Mindkét anyag atomszerkezete rétegrácsos, ahol a rétegeken belül lényegesen nagyobb az atomok közötti kötési energia, mint a rétegek között. Ennek következtében a súrlódó felülethez tapadó grafit vagy $MoS_2$ nagy felületi nyomás felvételére képes, miközben a súrlódási igénybevétel hatására kristálysíkjaik egymással párhuzamosan könnyen elcsúsznak, jelentősen csökkentve a súrlódási erőt.

Az azonos hatásmechanizmus ellenére lényegesen eltér a két kenőanyag viselkedése. A grafit kedvező kenőképességéhez vízgőz jelenlétére is szükség van, a $MoS_2$-nál nincs. A grafit ezért nem hatékony a magas légkörben, a világűrben vagy vákuumban. A $MoS_2$ kenőképességét viszont a felület érdessége és a kenőanyag tisztasága rendkívül nagymértékben befolyásolja: durva vagy szennyezett felületeken nem hatékony (már kevés szennyezés esetén sem). A $MoS_2$ 350–400 $^{o}$C hőmérsékleten elbomlik, ennél melegebb helyeken nem használható.

A grafitot és a $MoS_2$-ot a súrlódó elemek anyagába keverve adalék anyagként használják (önkenő kompozitok), vagy a súrlódó felületre viszik fel, különböző módszerekkel, illetve a felületen ilyen szilárd kenőanyagot tartalmazó bevonatot alakítanak ki.

A grafitot és a $MoS_2$-ot kenőolajokhoz és kenőzsírokhoz is adják a kenés hatékonyságának növelése, a súrlódás és a kopás csökkentése érdekében. Főleg a nagy terhelésű, magas hőmérsékleten, vegyes vagy határkenés állapotban üzemelő berendezéseknél van erre szükség, ahol a szilárdtest-érintkezés kedvezőtlen hatását kívánják ily módon kompenzálni, a tényleges érintkezési felületeket borító rétegek nyírószilárdságát csökkenteni.

Szilárd kenőanyagként használnak különböző műanyagokat és műanyag felületi bevonatokat is. Gyakran készítenek műanyagtartalmú önkenő kompozitokból siklócsapágyakat és vezetékeket, valamint kenés nélkül üzemeltethető egyéb súrlódó szerkezeteket.

Elsősorban a politetrafluoretilént (PTFE) használják ilyen anyagok előállítására, de gyakran adnak a súrlódás és kopás csökkentése érdekében önkenő kompozitokhoz poliamidot, poliimidet, polietilént, poliéteréterketont stb.

Készítenek politetrafluoretilént tartalmazó kenőolajokat is, amelyeket nagy terhelésű súrlódó kapcsolatok kenésére javasolnak. A kenőolaj és a PTFE adalék azonban nem növeli egymás hatékonyságát. Ha az olajkenés egyébként megfelelő, a PTFE bevonat csökkenti a kenőolaj tapadóképességét és ily módon a hidrodinamikai teherbírást. A PTFE-vel adalékolt kenőolajoknak ott lehet szerepe, ahol a kenőanyag-ellátásban zavarok léphetnek fel, mert ilyen esetekben a felületet borító PTFE réteg átmenetileg, rövid időn keresztül megvédheti a súrlódó felületeket a károsodástól.

# Kenésállapotok

A súrlódó szerkezetekben a kenőanyag tulajdonságaitól és mennyiségétől függően különböző kenésállapotok alakulnak ki, amelyeket az egyes súrlódási állapotok szerint neveztek el.

**Száraz súrlódás** esetén szándékosan nem kerül kenőanyag a súrlódó felületekre, kenésmentes állapotról van szó. A súrlódó felületeket a műszaki gyakorlatban azonban általában ebben az esetben is borítja valamilyen védőréteg (adszorbeált gőz- vagy gáz molekularéteg, oxidréteg vagy más vegyület), amely kis terheléstartományban, hatásosan csökkenti a súrlódást, a kopást, és akadályozza a felület károsodását. A helyesen kiválasztott (adhézióra nem hajlamos) anyagokból készített súrlódó szerkezetek megbízhatóan üzemelnek kenés nélkül bizonyos igénybevétel- (terhelés-, sebesség-, hőmérséklet- és környezetihatás-)tartományban.

Rendszerint nem kenik azokat a szerkezeteket, ahol nagy súrlódásra van szükség, ahol nagyon kicsi az igénybevétel vagy a szerkezettel szemben fokozottabb követelményeket nem támasztanak. Nem kenik azokat az elemeket sem, amelyek olyan körülmények között működnek, ahol a kenőanyagok károsodhatnak, és feladatukat nem láthatják el. A kenés nélkül üzemeltethető súrlódó szerkezetek az utóbbi időben környezetvédelmi szempontok miatt is kezdenek elterjedni annak érdekében, hogy a kenésből eredő környezeti károkat kiküszöböljék. A karbantartási költségek csökkentése érdekében is készítenek kenést nem igénylő szerkezeteket.

Amennyiben a súrlódó felületeket kenőanyag borítja, de a folyadékkenés kialakulásának nincsenek meg a feltételei, a súrlódás a tényleges érintkezési felületen a hozzá tapadó kenőanyagrétegek közötti kölcsönhatás hatására alakul ki. Ekkor **határ kenésállapot** jön létre. A kenőanyag legfontosabb tulajdonsága ebben a kenésállapotban a tapadóképesség, vagyis a szilárd felülethez kötődés erőssége, a kötési szilárdság.

Határ kenőréteg rendszerint kétféleképpen alakul ki: fizikai tapadással (adszorpcióval) vagy kémiai kötődéssel (kemoszorpcióval), de szerepet játszhat a határ kenőréteg kialakulásában a diffúzió, az elektrosztatikus erő stb. is.

A határ kenőfilm kialakulását elősegíti a szilárd test felszínének magas szabadenergia-szintje, amit részben a szubmikroérdességek nagyobb felülete, részben a felszíni atomok magas energiaszintje idéz elő.

Kedvező határ kenésállapot alakul ki ásványolajjal kent fémfelületek között, mert a hosszú szénhidrogén-molekulaláncok adszorpcióval erősen kötődnek a fémekhez. A molekulalánc hosszával növekszik a kötés erőssége és ezzel a kenés hatékonysága, amit Hardy szemléletesen érzékeltetett kísérleteivel: kimutatta, hogy határ kenésállapotban a súrlódási tényező a szénhidrogén-molekulalánc hosszának növelésével csökken. Ez a törvényszerűség folyadékkenés állapotban éppen ellentétes, a hosszabb molekulaláncokból álló kenőanyag viszkozitása nagyobb, ami azonos körülmények között növeli a súrlódást.

Az elektromos töltésmegoszlás miatt erősebben kötődnek a felülethez, és vastagabb, hatékonyabb határkenő réteget alkotnak a poláros csoportot tartalmazó kenőanyag-molekulák, mint az apoláris szénhidrogén-molekulaláncok. Ilyen poláros, hosszúláncú molekulákból állnak a kenőképességet növelő felületaktív adalékok (növényi és állati olajok, zsírok, szappanok stb.). Még erősebb kötést, hatékonyabb kenőfilmet képeznek a felülettel vegyi reakcióba lépő kenőanyagok (pl. a zsírsavak a fémfelület oxidrétegével szappanfilmet képezhetnek, amelyek hatékonyabbak, mint a kenőolajba adalékolt és a felülethez csak adszorpcióval kötődő szappanrétegek). Nagyterhelésű súrlódó kapcsolatok kenésére használnak olyan kenőanyagokat (EP adalékot tartalmazó kenőanyagok), amelyek adalékai csak a nagy igénybevétel hatására kialakuló magasabb hőmérsékleten lépnek működésbe, alakítanak ki kemoszorpciós védőfilmet és csökkentik a kopást, valamint a berágódás valószínűségét. A szilárd kenőanyagok szintén hatékony határkenő filmet hozhatnak létre.

A kenés nélkül és a határkenés állapotban működő súrlódó kapcsolatok teherbírását, a mai ismeretek szerint, elsősorban a súrlódó felület hőmérséklete határozza meg. Bizonyos határhőmérséklet felett a kenőanyag és a szilárd test közötti szorpciós kötés megszűnik (deszorpció), a kenőfilm elbomlik, a kenőanyag-molekula szerkezete kedvezőtlenül megváltozik, a szilárd test keménysége, szilárdsága csökken, a diffúzió, a vegyi reakció sebessége megnövekszik stb.; mindez rontja a kenés hatékonyságát. Ezért az ilyen állapotban működő szerkezetek teherbírását rendszerint a súrlódási hő keletkezését és elvezetését befolyásoló paraméterek határozzák meg: elsősorban a terhelés, a csúszási sebesség, és a hőelvezetés lehetőségei. Adott szerkezet teherbírását ezért gyakran jellemzik a felületi terhelés és a csúszási sebesség szorzatával, a pv szorzattal.

**Folyadék kenésállapot** akkor alakul ki, ha a súrlódó felületeket teljes egészében kenőanyagréteg választja el egymástól. Ekkor nincs szilárdtest-érintkezés: az elmozdulás során a súrlódási ellenállás csak a folyadékréteg belsejében kialakuló nyíró igénybevételből származik (belső súrlódás). A súrlódás és kopás csökkentése, az élettartam és a megbízhatóság növelése szempontjából ez a kenésállapot a legkedvezőbb. A kopás gyakorlatilag elhanyagolható, a teherbírást a kenőfilmben kialakuló nyomás és a terhelt felület nagysága határozza meg.

A kenőfilm nyírásából származó súrlódási veszteség, bár a száraz és határsúrlódáshoz képest viszonylag kicsi, természetesen itt is növeli a hőmérsékletet, ami azonban sokkal könnyebben befolyásolható, mint határ kenésállapotban, mert a súrlódó felületek a kenőanyaggal fűthetők-hűthetők, és a kenőanyag hőmérsékletével és térfogatáramával a kívánt üzemi hőmérséklet beállítható.

Folyadékkenés esetén a megengedett legmagasabb üzemi hőmérsékletet rendszerint a kenőanyag (ritkán a szerkezeti anyag) hőállósága korlátozza. A gyakorlatban nagyon sokféle folyékony vagy gáz halmazállapotú (közös néven fluid) kenőanyag használható folyadék kenésállapot létrehozására. Közülük mindig kiválaszthatók azok, amelyek az adott hőmérsékleten a leghatékonyabbak.

Folyadék kenésállapot kétféleképpen alakítható ki: hidrosztatikai vagy hidrodinamikai hatással. A hidrosztatikus kenésű szerkezetekben a terhelés felvételéhez szükséges nyomást és az elegendően vastag kenőfilmet kialakító kenőanyag-térfogatáramot külső energiaforrás, tápegység szolgáltatja. A hidrodinamikus kenésű szerkezetekben a mozgó súrlódó felületek szállítják a szükséges mennyiségű kenőanyagot a terhelt zónába, és ezek hozzák létre a kenőfilmben a terhelés felvételéhez elegendő nyomást. Hidrosztatikus kenéssel a folyadéksúrlódási állapot szinte bármilyen súrlódó szerkezetben kialakítható, ha a kenőanyag viszkózus és tapad a súrlódó felületekhez, csupán az a kérdés, hogy az mibe kerül. Hidrodinamikai kenés viszont csak akkor jön létre, ha fennállnak a feltételei: viszkózus a kenőanyag, és tapad a súrlódó felületekhez, valamint olyan relatív elmozdulás jön létre a súrlódó felületek között, ami elegendő mennyiségű kenőanyagot kényszerít be a terhelt zónába a terhelés felvételéhez szükséges kenőfilmnyomás kialakulásához. Hidrodinamikai kenéssel gyakorlatilag folyadék kenésállapot csak akkor alakítható ki, ha a terhelt súrlódó felületek folytonosak és elég simák, azokon hornyok, barázdák, durva makro- és mikroegyenetlenségek nincsenek. A súrlódó felületek hibái ugyanis lecsökkentik a kenőrés hidraulikus ellenállását, és így megakadályozhatják a terhelés felvételéhez szükséges hidrodinamikai nyomás kialakulását.

A gépészeti gyakorlatban rendszerint hidrodinamikai kenésállapot kialakítására törekszenek, és hidrosztatikus kenést csak ott alkalmaznak, ahol annak megvalósításához szükséges nagynyomású kenőanyagot szolgáltató hidraulikus rendszer beszerzési és üzemeltetési költségeit felülmúlják a hidrosztatikus kenés előnyei.

A folyadékkenés kialakításának törvényszerűségei ismertek. Azokat felhasználva tervezéskor megbízhatóan kiszámíthatók azok az adatok, amelyek biztosítják, hogy a súrlódó felületek elválasztásához szükséges vastagságú kenőfilm kialakuljon az adott körülmények között. A következő fejezetek ismertetik azokat a számítási módszereket, amelyeket pl. a hidrodinamikus és a hidrosztatikus kenésű csapágyak méretezésére használhatók.

A gépszerkezetek működése közben előfordul, hogy nem elegendően vastag a folyékony kenőfilm a súrlódó felületek elválasztásához, helyenként kialakul a szilárdtest-érintkezés, és ezért, egyidejűleg, a folyadékkenés és a határkenés is fennáll. Ekkor vegyes súrlódás alakul ki, ami **vegyes kenésállapotnak** is tekinthető. Mivel itt egyidejűleg érvényesülnek a folyadék- és a határkenés törvényszerűségei, amelyek részaránya elméleti módszerekkel nagyon nehezen állapítható meg, ezért a legtöbb nehézséget a vegyes súrlódási állapotban üzemelő szerkezetek viselkedésének vizsgálata, teherbírásának és súrlódási veszteségének számítása okozza.

A vegyes kenésállapotban üzemelő berendezések tervezéskor ezért rendszerint ugyanazt a módszert használják, mint határ kenésállapot esetén: a teherbírást a pv szorzat ismeretében kiválasztott megengedett felületi nyomással határozzák meg, a súrlódási veszteséget pedig gyakorlati tapasztalatok alapján felvett súrlódási tényezővel számítják.

A kenésállapotok az üzemi paraméterek változásának hatására egymásba átmehetnek, pl. a terhelés nagymértékű növelésével a súrlódó szerkezet a folyadékkenésből vegyes kenés, majd onnan határkenés állapotba kerülhet.

# Siklócsapágyak

A siklócsapágyazások széles körben használt gépszerkezetek, amelyeket az ókortól kezdve használnak forgó mozgást végző elemek vezetésére. Az első siklócsapágyakat íjfúrók, fazekaskorongok, kocsikerekek csapágyazására használták. Vannak rendkívül kis méretű, miniatűr siklócsapágyak (pl. orvosi és egyéb műszerekben, elektrotechnikai berendezésekben) és több méter átmérőjű, óriás siklócsapágyak (pl. zsilipcsapágyak, vízturbina-csapágyak).

Sokféle siklócsapágyat használnak a gyakorlatban.

A terhelés iránya szerint megkülönböztetnek:

- radiális csapágyakat (rendszerint hengeres furatú, vagy szegmens csapágyak), amelyek csak radiális erők felvételére alkalmasak,
- axiális csapágyakat (rendszerint sík felületű vagy sarus csapágyak), amelyek csak axiális erők felvételére alkalmasak,
- radiális-axiális csapágyakat (pl. gömb vagy kúp felületű csapágyak), amelyek egyidejűleg radiális és axiális erők felvételére is szolgálnak.

Rendeltetésük szerint vannak:

- turbinacsapágyak,
- motorcsapágyak,
- hajtóműcsapágyak,
- hengerműcsapágyak,
- szerszámgéporsó-csapágyak,
- műszercsapágyak stb.

Anyaguk szerint a siklócsapágyak:

- tömör fém csapágyak,
- csapágyfém bélésű csapágyak,
- többrétegű fém csapágyak,
- műanyag csapágyak,
- szinterfém csapágyak,
- műszén csapágyak,
- kompozit csapágyak,
- műanyag vagy kompozit futófelületű, fém csapágyak.

A csúszó elemek kialakítása szerint vannak:

- hengeres csapágyak,
- kúpos csapágyak,
- gömb csapágyak,
- több hordozófelületű csapágyak,
- merev sarus csapágyak,

- beállósarus csapágyak,
- fólia csapágyak.

A kenési körülményektől függően is megkülönböztethetők a siklócsapágyak, pl.

- száraz (nem kent) csapágyak,
- egyszer kent csapágyak,
- szakaszosan kent csapágyak,
- hidrodinamikus kenésű csapágyak,
- hidrosztatikus kenésű csapágyak,
- légcsapágyak.

A siklócsapágyak a gördülőcsapágyakkal szemben sokszor előnyösebbek, mert:

- csendesebbek, a lökéseket, lengéseket csillapítják,
- szerkezetük, gyártásuk egyszerűbb,
- főleg a nagyobb méretűek olcsóbbak,
- oszthatók, könnyen szerelhetők,
- radiális helyigényük kicsi,
- kialakításuk a szerkezethez igazodhat,
- teherbírásuk nagyobb lehet,
- nagyobb fordulatszámon üzemelhetnek,
- szennyezésre kevésbé érzékenyek.

Ugyanakkor több hátrányuk is van:

- súrlódásuk rendszerint nagyobb,
- kopnak, ami rontja a szerkezet működőképességét, csökkenti élettartamukat,
- a folyadéksúrlódási állapot fenntartása folyamatos kenőanyag-ellátást, karbantartást igényel, ami többlet költséget okoz,
- a kenési elégtelenség gyors meghibásodáshoz vezethet,
- a siklócsapágyakat egyes területeken be kell járatni.

# Kenést nem igénylő siklócsapágyak

Siklócsapágyakat gyakran építenek be olyan szerkezetekbe, ahol nincs lehetőség vagy szükség a súrlódó felületek kenésére, mert:

- kenőanyag nem áll rendelkezésre,
- a kenőanyag szennyezi a környezetet,
- túl magas vagy túl alacsony a hőmérséklet, ami a kenőanyag hatékonyságát csökkenti,
- a környező közeg korróziót okoz, és kedvezőtlenül befolyásolja a kenőanyag viselkedését,
- karbantartásmentes ágyazásra van szükség,

- nagyon kicsi a terhelés és a sebesség, nincs szükség kenésre stb.

Kenés nélkül a siklócsapágyak csak akkor működhetnek, ha üzemi hőmérsékletük nem haladja meg az anyagokra megengedhető értéket, és a tengely-persely anyagpár között kicsi az adhézió: a súrlódás folyamán erős adhéziós kapcsolat, anyagátvitel, berágódás nem alakulhat ki.

Ebben az esetben a csapágy teherbírását döntőmértékben az anyagpár tribológiai viselkedése határozza meg.

Rendszerint acéltengelyeket használnak, amelyeket műanyag, műszén, kerámia-, fém-, műanyag kompozit vagy egyéb különleges anyagokból készült elemekkel párosítanak.

A hagyományos csapágyfémekből kenés nélkül üzemeltetett siklócsapágyelemek nem készíthetők, mert könnyen berágódnak. Fémek közül csak öntöttvasból, fém kompozitokból és heterogén szövetszerkezetű keményfémekből készítenek nem kent siklócsapágyakat.

# Műanyag siklócsapágyak

Nagyon sokféle műanyagot használnak siklócsapágyak és más csúszó elemek készítésére. Közülük az adott feladat ellátására a legalkalmasabbat csak alapos vizsgálat alapján lehet kiválasztani, ahol figyelembe kell venni a mechanikai, hő- és vegyi terheléseket, a tribológiai rendszer jellemzőit, a gyártástechnológiát és a költségeket.

Ma a gépiparban és műszeriparban elsősorban az alábbi műszaki műanyagokból készítenek siklócsapágyakat:

- poliamid (PA),
- polioximetilén (POM) (poliacetál),
- nagysűrűségű polietilén (HDPE),
- polietiléntereftalát (PETP),
- polibutiléntereftalát (PBTP).

Magasabb üzemi hőmérsékleten is használhatók az alábbi anyagokból készült csapágyak:

- poliimid (PI),
- poliamidimid (PAI)
- politetrafluoretilén (PTFE),
- poliéteréterketon (PEEK),

Ezeken kívül készítenek

- fenoplaszt,
- aminoplaszt,
- poliészter és
- poliuretán

csapágyperselyeket is.

A műanyag csapágyakat rendszerint simára köszörült vagy polírozott acéltengelyekkel párosítják.

A fémekkel szemben a műanyag siklócsapágyak előnyösek, mert

- könnyűek (kicsi a sűrűségük),

- szennyezésre, élen futásra kevésbé érzékenyek,
- korrózióállók, vegyszerállók,
- villamos szigetelők,
- jól csillapítanak,
- egyszerűen és olcsón gyárthatók a bonyolult alakú darabok is,

de hátrányuk:

- a kis szilárdság,
- a kis merevség,
- a vetemedés,
- kúszás,
- a feszültségrelaxáció,
- a rossz hővezető képesség,
- a nagy hőtágulás,
- az alacsony megengedett üzemi hőmérséklet
- tulajdonságaikat a környező közeg megváltoztathatja.

Megfelelően kiválasztott erősítő- és töltőanyagok hozzáadásával a fent bemutatott műanyagok kedvezőtlen tulajdonságai javíthatók: hővezető képességük, szilárdságuk és merevségük növelhető, kúszási hajlamuk csökkenthető, egyes esetekben kopásszilárdságuk is nagyobb lehet.

A leggyakrabban textil-, üveg-, szén-, kerámia- vagy fémszálakat, illetve porokat használnak erősítő- és töltőanyagként, ezenkívül a súrlódás és a kopás csökkentésére gyártáskor adhatnak a műanyagokhoz grafitot, $MoS_2$-ot, talkumot, kenőolajat és hasonló, kedvező tulajdonságú anyagokat.

A műanyag csapágyak teherbírása a persely falvastagságának csökkentésével is növelhető, mert ekkor a nagyobb szilárdságú befogóelemek támasztó hatása érvényesül, a vékonyabb műanyag réteg hővezető képessége jobb, és a duzzadásból, hőtágulásból, tartósfolyásból eredő méretváltozás is lényegesen kisebb. Ha megadják a műanyag csapágy teherbírását, rendszerint azt is előírják, hogy mekkora lehet a persely falvastagsága.

Különösen előnyös a vékony műanyag futófelületű csapágyak teherbírása akkor, ha a műanyag réteg erősen kötődik az alatta levő támasztófelülethez, így javítva a hőátadást és gátolva az alakváltozást. Ilyenek pl. azok az acél vagy bronz csapágyperselyek, amelyeket vékony poliamid vagy poliacetál réteggel öntenek ki.

A fémperselyből és a hozzá kötött vékony – erősített műanyag – futórétegből álló csapágyak teherbírása a legnagyobb. Számos változatuk van. Széles körben elterjedtek az olyan acél vagy bronz csapágyperselyek, amelyek futófelületét szinterbronzzal erősített vékony (0,2–0,35 mm vastag) műanyag réteg alkotja. Gyártásukkor bronzporból vékony réteget szinterelnek a fémszalag felületére, amit PTFE-vel (DP csapágyak), PTFE-vel és ólommal (DU csapágyak) vagy poliacetállal (DX csapágyak) itatnak át. Az utóbbi időben forgalomba kerültek azok a csapágyak, amelyek futófelületét PTFE-vel, PEEK-kel és grafittal átitatott szinterbronz alkotja (Hi-eX csapágyak).

A műanyag csapágyak rendkívül sokfélék, és a legváltozatosabb csapágyazási igényeket elégítik ki. A műszeriparban éppúgy használhatók, mint a mezőgazdasági gépekben, kohászatban vagy az űrtechnikában. Az adott feladat ellátására legalkalmasabb anyagpár és konstrukció kiválasztása ugyanakkor nehéz, mert sok, gyakran egymással ellentétes, követelményt kell kielégíteni. Sajnos ezek értékeléséhez nem mindig állnak rendelkezésre a szükséges információk. További nehézséget

okoz a meglévő adatok értelmezése, hiszen közismert, hogy a tribológiai jellemzők (a súrlódási és a kopástényező) nemcsak az anyagpártól, hanem a rendszer paramétereitől is függnek.

A műanyag csapágyak valamennyi jellemzőjének ismertetésére itt nincs lehetőség. A fontosabb anyagok tulajdonságait és felhasználási területeit röviden a 33. táblázat foglalja össze, műszaki jellemzőiket pedig, a 34. táblázat tünteti fel.

| Műanyag | Tulajdonság | Felhasználás |
|---|---|---|
| Poliamid, PA | ütésálló, kopásálló, nagy szilárdságú, jól csillapít, olcsó, jól önthető szárazon nagy a súrlódás, vizet vesz fel, duzzad | ütésálló csapágyak, csuklók, vasúti járművek, mezőgazdasági gépek |
| Poliacetál, POM | PA-nál keményebb, nagy szilárdságú, ütésre érzékenyebb, kisebb kopásállóságú, mérettartó, savakkal szemben nem ellenálló | műszerek, háztartási gépek, irodagép-csapágyak |
| Polietiléntereftalát, PETP | PA-nál keményebb, de 70 °C felett erősen lágyul, kis súrlódás és kopás, mérettartó, időálló csak 70 °C alatt használható | kisméretű csapágyak, víz alatti csapágyak |
| Ultranagy sűrűségű polietilén, UHMWPE | ütésálló, kis súrlódás és kopás, jó beágyazóképesség, mérettartó, kis szilárdság, nagy hőtágulás | vegyipari, mezőgazdasági gép, építőipari gép csapágyainak alacsony hőmérsékletű csapágyazása |
| Poliimid, PI | kemény, hőálló, kopásálló, nagy teherbírás, mérettartó, nagy súrlódás | alagútkemence-csapágyak |
| Politetrafluoretilén, PTFE | kis teherbírás, kis súrlódás, magas és alacsony hőmérsékleten is jó, kis kopásállóság, ami erősítő anyagokkal nagymértékben növelhető | vegyiparigép-csapágyak, alacsony és magas hőmérsékletű csapágyazás |

33. táblázat. A fontosabb műanyag csapágyanyagok tulajdonságai és felhasználási területe

| Műanyag | Folyás-határ ($N/mm^2$) | Szakadási nyúlás (%) | Rugalmas-sági modulus ($N/mm^2$) | Ütőmunka Charpy ($kJ/m^2$) | Hőtágulási tényező ($10^{-6}$) | Alkalmaz-ható hőmérséklet, max. (°C) |
|---|---|---|---|---|---|---|
| PA6 | 78 | > 50 | 3100 | 4 | 90 | 85 |
| PA6[1] | 45 | > 100 | 1600 | 25 | 90 | 85 |
| PA6.6 | 90 | > 40 | 3300 | 4 | 80 | 95 |
| PA6.6[1] | 55 | > 100 | 1800 | 15 | 80 | 95 |
| PA4.6 | 100 | 25 | 3100 | 6 | 80 | 155 |
| PA4.6[1] | 55 | > 50 | 1500 | 20 | 80 | 155 |
| POMC | 70 | 30 | 3000 | 8 | 110 | 115 |
| POMH | 80 | 30 | 3000 | 10 | 95 | 105 |
| PET | 90 | 15 | 3400 | 3,5 | 60 | 115 |
| UHMWPE | 28 | > 600 | 1300 | nem törik | 200 | 80 |
| PAI | 120 | 10 | 4500 | nem törik | 30 | 250 |
| PI | 86* | 7,5 | 3100 | nem törik | 45 | 240 |
| PBI | 160* | 3 | 5800 | – | 25 | 310 |
| PEEK | 90* | 5 | 6300 | 35 | 30 | 250 |
| PPS | 75* | 5 | 3700 | 25 | 50 | 220 |

[1] 23 °C-on, 50% relatív nedvességtartalmú levegőben, * szakítószilárdság

34. táblázat. Műszaki műanyagok tájékoztató műszaki adatai (száraz állapotban)

Az erősített műanyag és vékony műanyag futófelületű siklócsapágy jellemzőit a 35. táblázat tünteti fel. Mivel a műanyag csapágyelemek teherbírása függ falvastagságuktól, ezért a 35. táblázat csak azok teherbírását adta meg, ahol annak értéke ismert. A fémfelületen kialakított kompozit műanyag rétegek hőtágulási tényezőjét nem minden esetben ismertetik, mert a hőtágulás a kis rétegvastagság miatt nem jelentős.

| Csapágy anyag | Megengedett üzemi hőmérséklet (°C) | Hőtágulási tényező ($10^{-6}$) | Hővezetési tényező [W/(mK)] | Statikus teherbírás ($N/mm^2$) | Dinamikus teherbírás ($N/mm^2$) |
|---|---|---|---|---|---|
| PTFE erősítés nélkül | 260 | 160 | 0,23 | – | – |
| PTFE+60% bronzpor | 260 | 97 | 0,41 | – | – |
| PTFE+25% üvegszál | 260 | 127 | 0,40 | – | – |
| PTFE+bronzpor+ grafit (DQ Glacier) | 250 | 80 | 1 | 16 | – |
| PTFE-vel átitatott vékony porózus bronz (DU Glacier) | 260 | 30 | 40 | 140 | 60 |
| PTFE-vel átitatott vékony porózus bronz (P1 Permaglide) | 280 | – | 42 | 140 | 56 |
| PVDF-fel és PTFE-vel átitatott vékony porózus bronz (P3 Permaglide) | 110 | – | 4 | 250 | 70 |
| Alumíniumhálóval erősített, 0,5 mm vastag PTFE szalag (P30 Permaglide) | 250 | – | 0,7 | 400 | – |
| Poliacetállal átitatott vékony porózus bronz (DX Glacier) | 130 | – | 2–10 | 140 | 45 |
| Poliimid+ 10% grafit + 10% PTFE | 260 | – | 0,65 | – | – |

35. táblázat. Erősített műanyag csapágyak tájékoztató műszaki adatai

A gyakorlatban rendkívül sokféle műanyag csapágyat használnak, amelyek tribológiai jellemzői eltérnek egymástól és természetesen függnek alkalmazási körülményeiktől is. Közülük tájékoztatásul néhány anyagpár és tribológiai rendszer adatait mutatja be a 36. és a 37. táblázat.

| Poliamid csapágy | Súrlódási tényező | PTFE kenés nélkül | Súrlódási tényező |
|---|---|---|---|
| Kenés nélkül | 0,35 | erősítés nélkül | 0,13 |
| Egyszeri zsírkenés | 0,12 | üvegszállal erősítve | 0,16 |
| Rendszeres zsírkenés | 0,09 | üvegszállal és grafittal erősítve | 0,15 |
| Olajköd kenés | 0,09 | 25% szénporral erősítve | 0,20 |
| Vízkenés | 0,04 | 15% grafittal erősítve | 0,14 |
| Folyamatos olajkenés | 0,04 | 60% bronzporral erősítve | 0,28 |

36. táblázat. Poliamid és PTFE csapágyak súrlódási tényezője különböző körülmények között

| pv ($N/mm^2 \cdot m/s$) | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|
| anyag | szárazon | zsírkenéssel | anyag | szárazon | zsírkenéssel |
| PA6 | 0,04 | 0,2 | POM | 0,13 | 0,3 |
| PA66 | 0,05 | 0,2 | PETP | 0,14 | 0,3 |
| PA11 | 0,03 | 0,2 | PTFE | 0,09 | – |

37. táblázat. Gyakrabban használt műanyag csapágyak tájékoztató pv értékei

Egyes anyagpárok adatai beszerezhetők a gyártó cégektől, de még azokat is célszerű az adott alkalmazási körülmények között, kísérletekkel ellenőrizni. A műanyagokat gyakran kenés nélkül üzemeltetett súrlódó kapcsolatokba építik be, de ha lehet, a súrlódó felületeiket kenik, ami a legtöbb esetben kedvező hatást gyakorol súrlódási, és különösen, kopási jellemzőkre. Vannak azonban olyan esetek, amikor a kenés megnöveli a műanyag elem kopását, ezért a műanyag és a kenőanyag összeférhetőségét alkalmazásuk előtt ellenőrizni kell, akár laboratóriumi mérésekkel is. A műanyag csapágyak kenésére a hagyományos kenőanyagok mellett más anyagokat is használnak: gyakran a gyártásban előforduló valamilyen folyadékot, pl. vizet, emulziót, tejet.

Természetesen a gyártáskor a műanyagba bevitt adalék anyagok is megváltoztatják a súrlódási tényezőt és a kopási sebességet. A változás azonban nem mindig tervezhető előre, előfordul, hogy az adalék anyag hatása kedvezőtlen, ahelyett, hogy csökkentené, inkább növeli a súrlódást vagy a kopást. Ugyanakkor az adalék (az erősítő- vagy töltő-) anyag hatása függ az alapanyagtól és a vizsgálati feltételektől is, ezért azok hatékonyságát az adott felhasználási körülmények között ellenőrizni kell.

A 36. táblázat acéllal párosított poliamid csapágyperselyek súrlódási tényezőjét mutatja be különböző kenőanyagok használatakor. Látható, hogy a kenés hatására jelentősen csökken a súrlódási tényező, és a vízkenés is hatékony.

A 36. táblázat azt is bemutatja, hogy a politetrafluoretilén súrlódási tényezője az adalék anyagok hatására megnövekszik, ami nem előnyös, de ugyanakkor kopása lényegesen kisebb lesz. Az adalék anyagok nem tartalmazó PTFE nem kopásálló, lényegesen gyorsabban kopik, mint más műanyag.

A műanyag csapágyak teherbírása és élettartama függ az anyag szilárdságától és kopásállóságától, amelyek a hőmérséklet emelkedésével jelentős mértékben csökkennek. Ezért a teherbírást itt is a *pv* érték (a felületi terhelés és a csúszási sebesség szorzata) határozza meg, ami viszont függ a csapágyazás kialakításától és az üzemeltetés körülményeitől (a terheléstők, a csúszási sebességtől és a hőmérséklettől).

Néhány műanyag csapágyra a megengedett *pv* szorzat tájékoztató értékeit a 34. táblázat tünteti fel.

A műanyag csapágyakat rendszerint acéltengelyekkel párosítják. A csapágyak teherbírására hatást gyakorol az acélfelület keménysége és felületi érdessége. Kedvező, ha a tengelyfelület keménysége nagyobb, mint 50 HRC. A lágyabb acélfelület könnyen megsérül, ami károsítja a műanyag ellenfelületet és tönkreteszi a csapágyat.

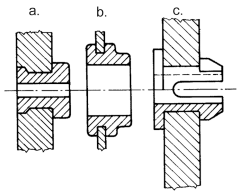
Az acélfelület érdességének megválasztása körültekintést igényel. A nagyon sima súrlódó felületek között erős az adhéziós kölcsönhatás, ami növeli a súrlódást, az anyagátvitelt, a kopást és a berágódás

veszélyét. A durva acélfelület érdességei viszont benyomódnak a műanyag felületbe, ami szintén súrlódás- és kopásnövekedést okoz. A csapágy működése akkor kedvező, ha az acélfelület érdessége az optimális környezetében van, ott, ahol a követelményektől függően vagy a súrlódás, vagy a kopás a legkisebb. A súrlódás és a kopás szempontjából optimális felületi érdesség ugyanis nem azonos, a legkisebb kopáshoz lényegesen kisebb felületi érdesség tartozik, mint a legkisebb súrlódáshoz. A optimális felületi érdesség a műanyag típusától is függ. Általában kedvező, ha a műanyag felültekkel párosított acéltengelyek átlagos felületi érdessége nem haladja meg az $R_a$ = 0,32–0,63 µm értéket.

Mint a 34. táblázat adatai is mutatták, a kenés általában kedvező hatást gyakorol a műanyag csapágyak viselkedésére, súrlódására és kopására, bár vannak ezzel ellentétes tapasztalatok is. A kenés kedvező hatása gyakran annak köszönhető, hogy kenőanyag védi a súrlódó felületeket a szennyeződéstől és a korróziótól, akadályozza az intenzív abráziós kopást előidéző szilárd szennyező részecskék és a víz bejutását a súrlódó felületek közé, ezért, ha lehet, helyes, ha a műanyag csapágyakat kenik.

A műanyag csapágyak szerkezeti kialakítása rendkívül változatos lehet. Tömeggyártásban gazdaságosan előállíthatók a legkülönbözőbb alakú és méretű, csapágyak fröccsöntéssel vagy sajtolással, de félkész gyártmányokból (rudakból, csövekből, lemezekből stb.) forgácsolással is. Gyakran készítik a hőre lágyuló műanyag csapágyperselyeket más (rendszerint fém) alkatrészhez hozzáöntött, belesajtolt vagy belepattintható kivitelben (385. ábra).

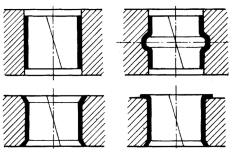
## 385. ábra - Egyszerű műanyag csapágyperselyek beépítése




Tetszőleges méretben készíthetők erősítés nélküli vagy erősített vékony műanyag lemezből, szalagból siklócsapágy-perselyek és vezetőhüvelyek (pl. hidraulikus munkahenger-dugattyúk vezetéséhez), amelyeket egyszerűen kivágnak, meghajlítanak és a csapágyfészek furatába helyeznek. A műanyag siklócsapágy-perselyek fröccsöntéssel vagy sajtolással kész méretre is készülnek, rendszerint szabványos méretsorok szerint. A műanyag futófelületű acél vagy bronz siklócsapágy-perselyeket és támasztó tárcsákat szintén lemezből, hajlítással (és esetleg peremezéssel) állítják elő szabványos méretekben.

A fémhálóval erősített vékony műanyag lemezből készült csapágyperselyek a fészekben peremezéssel vagy görgőzéssel is rögzíthetők (386. ábra).

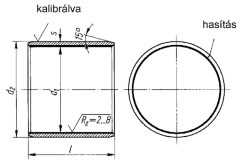
## 386. ábra - Vékony falú csapágyperselyek beépítése



Ezek a csapágyperselyek kiválóan használhatók a legkülönbözőbb csapágyazási feladatokhoz olyan esetekben, amikor az üzemeltetési paraméterek széles tartományban változnak, és ezért különböző kenésállapot alakul ki. Egyes műanyagtípusok (pl. POM, PA) alkalmazásakor a zsírkenés hatékonyságának javítása érdekében a műanyag futófelületben kenőanyag-tároló fészkeket alakítanak ki.

A szalagból hajlított műanyag csapágyak különösen előnyösen alkalmazhatók olyan területeken, ahol a csapágyazásra rendelkezésre álló, radiális irányú szerkezeti méret kicsi (387. ábra). Széles méretválasztékban készítenek szerelésre kész állapotban beszerezhető, önálló csapágyházba épített műanyag csapágyakat, amelyek semmiféle utánmunkálást nem igényelnek.

### 387. ábra - Vékony műanyag futófelületű fém csapágypersely




A műanyag csapágyak élettartamát elsősorban a kopás határozza meg. A korszerű, nagy teherbírású, erősített tömör műanyag vagy műanyag futófelületű csapágyak méretezésére, kopásának meghatározására ma már jól kidolgozott számítás eljárások állnak rendelkezésre, amelyek segítségével a csapágyak élettartama, teherbírása, esetleg utánkenésének ideje meghatározható. Ezek a számítási módszerek általában figyelembe veszik az átlagos felületi terhelés, a csúszási sebesség, a kenésállapot, az igénybevétel jellege, ismétlődése, az ellenfelület érdessége és az üzemi körülmények hatását.

Az egyes csapágygyártók eltérő méretezési eljárásokat javasolnak, amelyeket kiadványaikban és internetes honlapjukon tesznek közzé. Az ott található információk alapján a csapágyak ellenőrző számítása elvégezhető.

# Önkenő csapágyak

Azokon a területeken, ahol a súrlódó felületek nem kenhetők és a műanyag csúszóelemek a nagy terhelés, a magas hőmérséklet vagy más követelmények miatt nem felelnek meg, különböző önkenő anyagok használhatók. Ezek elsősorban fém-, műszén vagy grafitalapú anyagok, de egyre szélesebb területen jelennek meg a kerámiák is.

A fém alapú önkenő anyagok többféle változatban készülnek attól függően, hogy milyen követelmények kielégítésére szolgálnak. Az alapfém ólombronz, ónbronz, réz-nikkel ötvözet, vas-króm-nikkel ötvözet, amelyhez szilárd kenőanyagokat (grafitot, molibdén-diszulfidot, wolfram-diszulfidot, bór-nitridet, vagy nióbium-szelenidet) és fém vagy műanyag súrlódáscsökkentő anyagokat adnak. A hagyományos szilárd kenőanyagok mellett a bór-nitridet a hőállóság növelése érdekében használják. A nióbium-szelenid a vákuumban és a radioaktív sugárzásnak kitett helyeken működő csúszóanyagok tulajdonságait javítja, csökkenti a gázkibocsátást és növeli a sugárállóságot.

A fém alapanyagot az üzemi hőmérséklet és a korróziós hatások figyelembevételével választják ki. Az adalék típusa és mennyisége meghatározza az önkenő csúszóanyag teherbírását, amit itt is a *pv* értékkel jellemeznek.

Az ólombronz alapú csúszóanyagok 200 °C-ig, az ónbronz alapú anyagok 280 °C-ig, különleges hőkezelés után 350 °C-ig, a vas alapú anyagok 280–600 °C-ig, a réz-nikkel alapú anyagok 450 °C-ig, a vas-króm-nikkel ötvözetek 700 °C-ig, a króm-nikkel ötvözetek 600–900 °C-ig használhatók. Az ilyen önkenő anyagok nyomószilárdsága szoba hőmérsékleten 170–600 N/mm$^2$, a megengedett legmagasabb üzemi hőmérsékleten 80–150 N/mm$^2$. A szilárdságot az adalékanyag-mennyiség növelése csökkenti, de ugyanakkor növeli a megengedhető legmagasabb csúszási sebességet. Dinamikus igénybevétel felvételére csak a bronz alapú csúszóanyagok alkalmasak.

A különböző alapanyagokból és adalék anyagokból nagyon sokféle önkenő csúszóanyag állítható elő, amelyeket célszerűen a követelmények szerint csoportosítanak és jelölnek. A jelölések alapján egyértelműen jellemezhető a csapágyanyag teherbírása és az, hogy alkalmas-e az adott feladat ellátására.

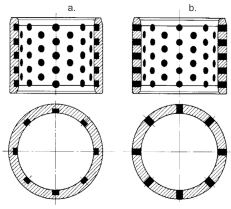
A fémalapú önkenő anyagokból szabványos méretű csapágyperselyeket vagy cső, rúd, illetve szalag formában félkész termékeket állítanak elő, rendszerint meleg sajtolással, igen kis ráhagyással, ami kész méretre gyártáskor nagyon kevés forgácsoló utánmunkálást igényel. Gyártanak hengeres és peremes perselyeket, önkenő anyaggal bevont lemezből hajlított acél- vagy bronzperselyeket, hasáb és szegmens alakú csúszóbetéteket, különböző profilú tömítőgyűrűket stb.

Száraz súrlódási állapotban üzemelő csapágyak súrlódó felületébe hornyokat munkálnak be, elsősorban a felületek közé bejutó külső szennyeződések és a keletkező kopási részecskék

összegyűjtésére. Ezzel megakadályozható, hogy a szennyező részecskék a súrlódó felületeket súlyosan károsítsák. A hornyok zsírkenés esetén is hasznosak, mert tárolják a kenőanyagot, és kedvezőbbé teszik a kenésállapotot.

A nagyméretű siklócsapágy-perselyeket bronzból vagy esetleg acélból készítik, ahol a megfelelő kenésről a perselyben egyenletesen elosztva kialakított fészkekben található szilárd kenőanyagok gondoskodnak (388. ábra). Az ilyen csapágyak elsősorban nagy terhelés és kis csúszási sebességek esetén előnyösek.

## 388. ábra - Önkenő ón-bronz csapágyperselyek szilárd kenőanyag betétekkel




A fémalapú önkenő csapágyak a legkülönbözőbb területeken alkalmazhatók. Nemcsak száraz súrlódás, hanem vegyes és folyadéksúrlódás esetén is, sőt bármilyen kenőanyaggal (pl. vízzel vagy valamilyen technológiai folyadékkal) kenhetők, ha az nem okoz korróziót és nem növeli a súrlódó felületek kopási sebességét.

A csapágyak viselkedését, teherbírását és élettartamát jelentős mértékben befolyásolja az ellenfelület keménysége és felületi érdessége. A csapágyanyagba beágyazott szilárd kenőanyag csak akkor hatékony, ha kijut a súrlódó felületre. Ezért megfelelő kenés csak akkor érhető el, ha az önkenő csapágyanyag folyamatosan kopik, és a benne lévő kenőanyagelemek kijutnak a felületre. A kopás sebességét azonban a megfelelő élettartam elérése érdekében alacsony értéken kell tartani. A tapasztalatok szerint optimális a kopási sebesség, ha az ellendarab átlagos felületi érdessége 0,2–0,8 μm tartományban van. Kisebb felületi érdességnél nem kerül elég kenőanyag a súrlódó felületre, a nagyobb felületi érdességnél pedig túl nagy a kopási sebesség.

Az ellenfelület keménységét a választott csúszóanyag határozza meg. Kedvező a kemény ellenfelület. Bronzalapú csapágyanyagoknál a minimális keménység 220 HB, az abráziós hatásnak kitett csúszófelületeknél 45 HRC.

A műszén és grafitalapú önkenő anyagok alkalmasak magas hőmérsékleten, korróziót okozó agresszív közegben, kenés nélkül működő csapágyak, vezetékek, csúszógyűrűs tömítések és más, hasonló súrlódó szerkezetek készítésére. A termékeket szén-, koksz-, korom- és grafitporból, sajtolással állítják elő. Kötőanyagként kőszénkátrányt vagy műgyantát használnak. A sajtolt terméket 1100 °C-on, heteken át izzítják, miközben a kötőanyag elkokszosodik, kemény műszén termék jön létre. Ez a kemény műszén 3000 °C-on, semleges atmoszférában izzítva két hét alatt elektrografittá alakul át. A kemény műszén és az elektrografit termékeket különböző anyagokkal impregnálják, amelyek jellemzőiket kedvezően befolyásolják. A műszenek impregnálására csapágyfémeket, antimont, ezüstöt, műgyantákat, PTFE-t használnak.

A műszén termékek tulajdonságait az alapanyag minősége, a szemcseméret és a gyártástechnológia határozza meg. A kemény műszén apró szénkristályokból áll. Az elektrografit ezzel szemben nagy, lágy grafitszemcséket tartalmaz, ezért szilárdsága kisebb, de súrlódási jellemzői kedvezőbbek, mint a kemény műszén termékeké. Hő- és vegyszerállóságuk kiváló. Szinte minden kémiailag agresszív közeghez található olyan műszén termék, amely azzal szemben ellenáll. A vegyszerállóságot rendszerint az impregnálóanyag korlátozza.

Az adott feladat ellátására alkalmas műszén csapágyat az üzemi hőmérséklet, a környező közeg, a terhelés, a csúszási sebesség, a megmunkálhatóság alapján választják ki. Elsősorban olyan területen használnak műszén csapágyat, ahol a kenőolajok és kenőzsírok, a túl magas vagy túl alacsony hőmérséklet, az erős korróziós hatás vagy a különleges üzemi körülmények (vákuumtechnika, űrtechnika, élelmiszeripar, gyógyszeripar, olajmentes levegő és gázelőállítás, sugárzásnak kitett berendezések) miatt nem használhatók.

A kemény műszén csapágyakat valamilyen folyékony közeggel kenni kell, mert különben súrlódási tényezőjük túl magas, súrlódó felületük túlhevül és gyorsan kopik. Az elektrografit csapágyak kenés nélkül is megbízhatóan, kis súrlódással működnek. A műszenek kopása a felületi terheléstől, a csúszási sebességtől és a kenésállapottól függ.

A műszén csapágyak szerkezeti kialakítása egyszerű. A csapágyperselyeket vagy sajtolással, vagy rúdból, illetve csőből, forgácsolással állítják elő. A perselyeket fészkükben zsugorkötéssel vagy ragasztással rögzítik. A műszén perselyek ridegek, ezért a zsugorkötés kialakításakor különös gondossággal kell eljárni. Az üzemi hőmérsékleten kialakuló relatív csapágyjátékot a száraz csapágyaknál 3–5‰-re, a folyadékkenésű csapágyaknál 1–3‰-re választják.

A műszén csapágyakat gyakran használják különböző közegeket szállító szivattyúk és kompresszorok csapágyazására, ahol a kenőanyag rendszerint a munkaközeg. Különösen a vegyipar, a repülőgépipar és az űrhajózás, valamint az energiaipar (atomerőművek) használ sok műszén csapágyat.

A légcsapágyak perselyeit is gyakran műszénből készítik, ahol levegőréteg választja el üzem közben a súrlódó felületeket egymástól. Ha az elválasztás nem tökéletes és a felületek összeérnek, a károsodást a műszén persely megakadályozza.

Különleges üzemi feltételek esetén, elsősorban szennyezett közegben üzemelő csapágyazásokhoz használnak öntött vagy zsugorított keményfémből készült önkenő csapágyakat, ásványból (pl. öntött bazaltból) vagy kerámiából készült súrlódó felületeket, illetve felületi bevonatokat. Ilyen csapágyazásokat főleg abráziós/eróziós kopásnak kitett szerkezetekbe építenek be. A gépészeti gyakorlatban viszonylag ritkán fordulnak elő.

# Szintercsapágyak

A szintercsapágyak porkohászati eljárással készült, viszonylag kis méretű siklócsapágyak, amelyek pórusait a gyártás során kenőolajjal telítik. Ez a kenőolaj üzem közben kijut a súrlódó felületekre, keni azokat, ezért külön kenőanyag-ellátásról nem kell gondoskodni. A szintercsapágyak alapanyaga bronz vagy lágy vaspor, esetleg alumíniumpor, amihez a súrlódási és kopási tulajdonságok javítása, valamint a zajszint csökkentése végett gyártáskor kis mennyiségben grafitot adnak. A csapágyak szilárdsága és kenőolaj-tároló képessége porozitásuktól függ. Minél kisebb a porozitás, annál nagyobb a nyomószilárdság de annál kevesebb az olaj a csapágyban. A kis porozitású csapágyakat (kb. 10 tf% porozitás) nagyobb terhelésen, a nagy porozitású csapágyakat (kb. 30 tf% porozitás) nagyobb sebességen használják.

A csapágyakat gondosan finomított, oxidáció- és habzásgátló adalékot tartalmazó ásványolajjal, szintetikus szénhidrogénolajjal vagy szilikonolajjal itatják át annak érdekében, hogy a kenőanyag hosszú ideig hatékony maradjon. A kisebb porozitású csapágyakat kisebb viszkozitású olajjal telítik. A szintercsapágyak átitatására rendszerint az ISO VG 68, ISO VG 100 és az ISO VG 150 viszkozitási csoportba tartozó kenőolajokat használják. A szintetikus olajok sokkal drágábbak, de a velük átitatott csapágyak nagyobb terhelésen, szélesebb hőmérséklet-tartományban üzemelhetnek. A megengedett üzemihőmérséklet-tartomány ásványolajra T= –20...+90 °C, szintetikus olajra T= –40...+120 °C. A szilikonolaj csak kis terhelésű csapágyak telítésére alkalmas, de szélesebb lehet az üzemihőmérséklet-tartomány (T = –40…+200 °C).

A vasalapú csapágyakat ma már ritkán használják, mert bár teherbírásuk kielégítő és olcsók, víz jelenlétében rozsdásodnak.

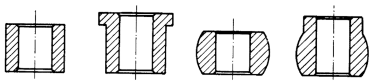
A szintercsapágyak vegyes súrlódási állapotban üzemelnek, teherbírásukat jó közelítéssel a *pv* szorzat jellemzi, de a felületi terhelés és a csúszási sebesség is korlátozott. A gyakorlatban megengedett értékek: $pv = 1{,}8\ N/mm^2 \cdot m/s$, $p_{max} = 12\ N/mm^2$, $v_{max} = 5\ m/s$. Ezeknél nagyobb értékek is megengedhetők, ha a csapágyakat időnként vagy folyamatosan kenik.

A csapágyjátékot a tengely méretétől és a kenőanyag viszkozitásától függően választják ki. A hidrodinamikai kenés szempontjából a kis ψ relatív csapágyjáték előnyös, de ügyelni kell arra, hogy a melegedés hatására a minimálisan szükséges csapágyjáték ($\psi_{min}$ = 0,5...0,7‰) megmaradjon.

A hagyományos kialakítású szinterbronz csapágyakat IT8 tűrésminőségnek megfelelő pontossággal, szabványos méretekkel, beépítésre kész állapotban hozzák forgalomba. A perselyek futófelületét nem

szabad utólag forgácsolással megmunkálni, mert a pórusok eltömődnek, és a kenés hatékonysága csökken. A beépített perselyek furatának méretét különleges görgőző- vagy vasalószerszámmal növelhetik. A sima hengeres és a peremes perselyek mellett készülnek külső gömb felületű beálló perselyek és sík talpcsapágygyűrűk is (389. ábra).

### 389. ábra - Szinterbronz csapágyperselyek



A szintercsapágyakat rendszerint szilárd illesztéssel rögzítik a ház furatában. Ezeket a csapágyakat főleg kisméretű berendezésekben, pl. villamos motorokban, gyújtáselosztókban, irodagépekben, háztartási gépekben, műszerekben használják.

Bár a szintercsapágyakban levő olaj hosszú időn keresztül megfelelő kenést nyújt, a kenés hatékonyságának javítására a csapágyazás élettartamának és esetleg teherbírásának növelése érdekében a csapágypersely mellett esetenként olajtároló elemeket helyeznek el.

# Hidrodinamikus kenésű siklócsapágyak

A műszaki gyakorlatban a súrlódás és a kopás csökkentése, a hosszú élettartam elérése érdekében arra törekednek, hogy a siklócsapágyakban tiszta folyadéksúrlódási állapotot alakítsanak ki, a súrlódó felületeket elegendően vastag kenőanyagréteggel válasszák el egymástól. Ez legegyszerűbben hidrodinamikai nyomás létrehozásával érhető el a kenőfilmben.

Először Beauchamp Tower angol mérnök mutatta ki vasúti kocsi siklócsapágyaiban a hidrodinamikai nyomás kialakulását 1883-ban, és feltárta a hidrodinamikai kenés alapvető jellemzőit:

– elegendő mennyiségű kenőanyagot kell a csapágy terheletlen részén bevezetni,

– a terhelt felület folytonosságát nem szabad horonnyal megszakítani,

– a súrlódási ellenállás a sebesség növelésével először csökken, majd növekszik.

Osborne Reynolds adott először magyarázatot Tower kísérleti eredményeire, és a viszkózus folyadékok lassú áramlására alkalmazva az áramlástan törvényeit (a Navier–Stokes-egyenletből kiindulva) felírta a hidrodinamikai kenés alapegyenletét, a róla elnevezett Reynolds-egyenletet. Ehhez több egyszerűsítő feltételt vezetett be, amelyek megengedhetők a siklócsapágyak üzemi viszonyai között, és az egyenlet használhatóságát nem korlátozzák. Az egyszerűsítő feltételek ellenére a Reynolds-egyenlet megoldása nem könnyű, és analitikus megoldáshoz további egyszerűsítésekre van szükség.

A siklócsapágy állandó terhelésű üzemállapotaira érvényes Reynolds-egyenletet analitikusan megoldotta maga Reynolds, valamint Sommerfeld, Gümbel, Michell, Reyleight, Ocvirk és még sokan mások. Schiebel, Sassenfeld és Walter, Raymondi és Boyd a Reynolds-egyenletet numerikusan oldották meg. A változó terhelésű siklócsapágyak Reynolds-egyenletét Fränkel, Ott, Booker, Holland, Hahn, Someya, Czégi oldotta meg és dolgozott ki javaslatot ilyen üzemállapotban működő siklócsapágyak méretezésére.

Napjaink véges elemes számítási módszerei lehetővé teszik, hogy Reynolds számos elhanyagolását az egyenlet megoldásakor figyelembe vegyék. A korszerű motorcsapágyak méretezésekor már nemcsak a terhelés irányának és nagyságának, valamint az egyenértékű szögsebességnek, változását követi a számítás, hanem a hőmérséklet és nyomás hatására kialakuló viszkozitásváltozást és a szerkezet rugalmas alakváltozását is.

## A hidrodinamikai kenés alapjai

A siklócsapágyelemek súrlódó felületei egymáshoz képest elmozdulnak, mozgásuk közben a felületükhöz tapadó kenőolajat magukkal viszik a csapágy hordozófelületei közé. Amennyiben a

hordozófelületek mozgása olyan irányú, hogy a kenőanyagot szűkülő térbe kényszeríti, ott nyomás keletkezik, ami a többlet kenőanyagot kinyomja, miközben felveszi a csapágyra ható terhelést: a csapra ható hidrodinamikai nyomás eredőjének nagysága egyenlő a csapágyterheléssel. A folyamat egyszerű, de elméleti vizsgálata komoly nehézségekbe ütközik, mert a terhelésből kiindulva a kenőfilm vastagsága közvetlenül nem határozható meg. A terhelést a kenőfilmben kialakuló nyomás veszi fel, de a nyomás nagysága és eloszlása a súrlódó felületen a kenőfilmben kialakuló áramlásoktól, többek között az azt meghatározó kenőrés alakjától és vastagságától függ.

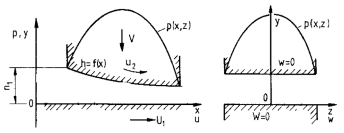
A kenőrésben levő viszkózus folyadékban kialakuló áramlást sok tényező befolyásolja, ezért az elméleti vizsgálatok megkönnyítése végett a következő egyszerűsítő feltételeket tették:

- a kenőanyag viszkozitása állandó,
- a súrlódási erőkhöz képest a tömegerők elhanyagolhatók,
- a súrlódó felületek tökéletesen merevek és simák,
- a kenőfilm vastagsága a súrlódó felületek méreteihez képest nagyon kicsi,
- a kenőfilmvastagság irányában nincs kenőanyag-áramlás,
- a kenőfilm vastagsága mentén a kenőanyag nyomása nem változik,
- a kenőrés vastagságának változása a súrlódó felület mentén kicsi.

E feltételek figyelembevételével egyszerűsíthető a Navier–Stokes-egyenlet, és a csapágyrésben kialakuló nyomás és áramlási sebesség között az alábbi egyenletek írhatók fel (az egyes mennyiségek értelmezése a 390. ábrán látható):

$$\frac{\partial p}{\partial x} = \eta \frac{\partial^2 u}{\partial y^2}, \quad \frac{\partial p}{\partial y} = 0, \quad \frac{\partial p}{\partial z} = \eta \frac{\partial^2 w}{\partial y^2}.$$

## 390. ábra - Hidrodinamikus nyomás kialakulása




A fenti differenciálegyenletek kétszeri integrálása után rendelkezésre állnak az *u* és *w*sebességfüggvények: $u = \frac{1}{2\eta}\frac{\partial p}{\partial x}y^2 + C_1 y + C_2; \quad w = \frac{1}{2\eta}\frac{\partial p}{\partial z}y^2 + C_3 y + C_4.$

Ha a súrlódó felületek csak *x* irányban mozdulnak el, a sebességfüggvények integrálási állandói a következő határfeltételek alapján határozhatók meg:

$$y = 0; \quad u = U_1; \quad v = 0; \quad w = 0. \quad y = h; \quad u = U_2; \quad v = U_2 \frac{\partial h}{\partial x}; \quad w = 0.$$

Ezek figyelembevételével az *u* és *w* sebességfüggvények:

$$u = \frac{1}{2\eta}\frac{\partial p}{\partial x}(y^2 - yh) + \frac{h-y}{h}U_1 + \frac{y}{h}U_2; \quad w = \frac{1}{2\eta}\frac{\partial p}{\partial z}(y^2 - yh).$$

E sebességfüggvényeket integrálva *x* és *z* változók szerint meghatározható e két koordináta irányában az egységnyi szélességű, *h* vastagságú résen átáramló folyadékmennyiség:

$$Q_x = \int_0^h u\,dy = (U1 + U2)\frac{h}{2} - \frac{h^3}{12\eta}\frac{\partial p}{\partial x}; \quad Q_z = \int_0^h w\,dy = -\frac{h^3}{12\eta}\frac{\partial p}{\partial z}.$$

A térfogatáramok egyensúlyát kifejező kontinuitási egyenlet: $\frac{\partial Q_x}{\partial x} + \frac{\partial Q_z}{\partial z} = 0.$

Ebbe behelyettesítve a térfogatáramok értékeit és rendezve az egyenletet, a következő összefüggés alakul ki: $\frac{\partial}{\partial x}\left[h^3\frac{\partial p}{\partial x}\right] + \frac{\partial}{\partial z}\left[h^3\frac{\partial p}{\partial z}\right] - 6\eta(U_1 + U_2)\frac{\partial h}{\partial x} = 0.$

Ez a Reynolds-egyenlet állandósult üzemállapotra érvényes alakja (*F, $U_1$ + $U_2$,* és $\eta$ állandó, a h = h(x, z) függvény nem változik).

A Navier–Stokes-egyenletből kiindulva általánosabb formában is felírható ez az egyenlet, ami a felületek közeledési sebességét és akár a kenőanyag összenyomhatóságát is figyelembe veszi (ami pl. az aerodinamikus csapágyaknál szükséges).

A változó üzemállapotú csapágyakban a súrlódó felületek közeledésének *V* sebessége nem hanyagolható el. Ebben az esetben a fenti Reynolds-egyenlet a *2V*taggal egészül ki: $\frac{\partial}{\partial x}\left[h^3\frac{\partial p}{\partial x}\right] + \frac{\partial}{\partial z}\left[h^3\frac{\partial p}{\partial z}\right] - 6\eta\left[(U_1 + U_2)\frac{\partial h}{\partial x} + 2V\right] = 0.$

A Reynolds-egyenlet egyszerűsített változatának megoldása (ahol *V=0*) is komoly nehézséget okoz, a változó üzemállapothoz tartozó megoldás pedig csak numerikus eljárással érhető el.

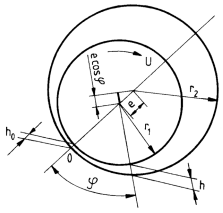
Számítási nehézséget okoz elsősorban az oldalirányú áramlások figyelembevétele, a gyakorlatnak legmegfelelőbb határfeltételek kiválasztása, de a hőmérséklet-változásból eredő viszkozitás változás is.

# Radiális siklócsapágyak kenéselmélete

A teherbírás számítása

A radiális terhelésű hengeres siklócsapágyakban a csapot játékkal illesztik a perselyben. A játék nagyságát a $\psi = \frac{d_2 - d_1}{d_1} = \frac{\Delta d}{d_1}$ relatív játékkal jellemzik. A terhelés hatására a tengelycsap a perselyben excentrikusan helyezkedik el, amelynek nagyságát az $\varepsilon = \frac{2e}{\Delta d}$ relatív excentricitás jelzi. Az $\varepsilon$ meghatározza a csapágyrés alakját leíró függvényt, amely a 391. ábra jelölései szerint, polárkoordináta rendszerben, a következő alakot veszi fel: $h = \frac{\Delta d}{2}(1 - \varepsilon\cos\varphi) = r\psi(1 - \cos\varphi),$ mivel $x = r\phi$ ~.

### 391. ábra - Csapágyhézag a radiális csapágyban




A Reynolds-egyenletbe behelyettesítve ezt a résfüggvényt, végtelen széles csapágyat és állandó csaphelyzetet feltételezve (*b* = ∞, *b/d* = ∞, *dp/dz* = 0) az egyenlet analitikusan megoldható. A megoldáshoz többféle határfeltételt is használtak. Reynolds az alábbi határfeltételeket javasolta:

$$\varphi = \varphi^*, \quad p = p_{max} \qquad \frac{\partial p}{\partial \varphi} = 0; \qquad \varphi = -\varphi^*, \quad p = 0 \qquad \frac{\partial p}{\partial \varphi} = 0; \qquad \varphi = \varphi_1 \qquad p = 0.$$

E határfeltételeket alkalmazva a végtelen széles csapágyra a csapágypersely kerülete mentén a 380. ábrán látható nyomáseloszlás alakul ki.

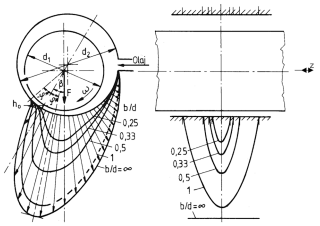
A csapágy szélessége azonban nem végtelen, a csapágyból oldalirányban kiáramlik a kenőolaj, ami a fentiek szerint kiszámított nyomáseloszlást megváltoztatja, keresztirányban a csapágy széle felé haladva a nyomás fokozatosan a környezeti nyomásra csökken, miközben a csapágy teherbírása lényegesen kisebb lesz. A véges szélesség hatását az analitikus megoldásokban a keresztirányú nyomást leíró függvény alakját felvéve veszik figyelembe (pl. parabolikus vagy koszinusz hiperbolikus függvényt választanak). Pontosabb megoldásokat adnak a numerikus eljárások.

Az eredmény, a véges szélességű csapágy nyomásfüggvénye formálisan a következő alakban írható fel:

$$p_{\omega} = \frac{6\eta\omega}{\psi^2} f(\varepsilon, b/d, \varphi, z).$$

A 392. ábra különböző b/d szélességviszonyra tünteti fel a csapágyban kialakuló nyomáseloszlást.

## 392. ábra - Hidrodinamikai nyomás eloszlása radiális csapágyban




A nyomásfüggvényt integrálva a csap felületén meghatározható a csapágyterhelés. Az $F$ csapágyterhelés minimális rés irányába mutató, valamint az erre merőleges komponense a csap felületére ható nyomás függvényében a következőképpen írható fel (az $F$ csapágyerő iránya a minimális rés helyéhez képest $\beta$ szögre helyezkedik el):

$$F\cos\beta = \int_{-b/2}^{b/2} \int_{-\varphi^*}^{\varphi^*} rp\cos\varphi d\varphi dz = \frac{6\eta d b\omega}{3\psi^2}\Phi_2,$$

$$F\sin\beta = \int_{-b/2}^{b/2} \int_{-\varphi^*}^{\varphi^*} rp\sin\varphi d\varphi dz = \frac{6\eta d b\omega}{3\psi^2}\Phi_1.$$

A két erőkomponenst vektoriálisan összegezve a csapágy $F$ terhelése, egymással elosztva pedig, az erővektor $\beta$ irányszöge (szögének tangense) határozható meg:

$$F = \frac{6\eta d b\omega}{3\psi^2}\sqrt{\Phi_1^2 + \Phi_2^2}, \quad tg\beta = \frac{\Phi_1}{\Phi_2}.$$

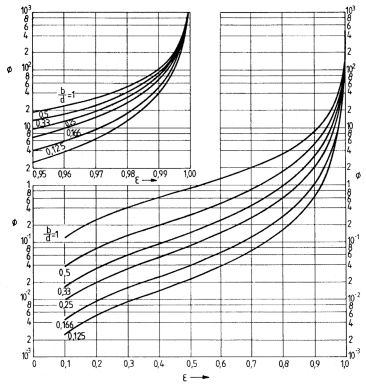
A terhelés kifejezhető a csapágy méretétől független, következőképpen felírható, $\Phi$ dimenzió nélküli terhelési számmal (csapágyjellemző számmal, amit a szakirodalom gyakran $S_t$, Sommerfeld-számnak nevez):

$$\Phi(\varepsilon, b/d, \varphi_1) = S_t(\varepsilon, b/d, \varphi_1) = \frac{F}{bd}\frac{\psi^2}{\eta\omega}(\varepsilon, b/d, \varphi_1).$$

Az olajbevezetés helye és az erőhatás iránya meghatározza, hogy mekkora területre terjed ki az olajnyomás a csapágypersely kerülete mentén. A gyakorlatban legtöbbször a teljesen körülzárt (360°-os) és a félig körülzárt (180°-os) csapágyperselyeket használják és azokra adják meg a $\Phi$ csapágyjellemző számok értékét. Az olajbevezetés helye a teljesen körülzárt csapágyakban rendszerint

a terheletlen csapágyfél közepén van ($\phi_1 \approx 180°$), félperselyeknél pedig a csapágyerőre merőlegesen ($\phi_1 \approx 90°$). Nagy terheléstartományban nincs jelentős különbség a teljesen és a félig körülzárt csapágy teherbírása között, ezért a gyakorlati számításokban rendszerint a teljesen körülzárt csapágyak csapágyjellemzőszám-adatait használják fel. A 393. ábra tünteti fel különböző *b/d* szélességi viszonyra a $\Phi$ terhelési szám változását az $\varepsilon$ relatív excentricitás függvényében.

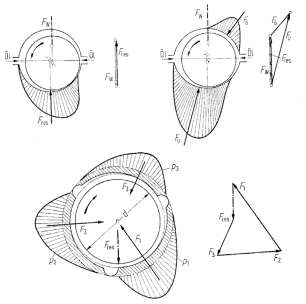
### 393. ábra - Csapágyjellemző-szám változása a relatív excentricitás függvényében



A csapágy teherbírása a relatív excentricitás növekedésével progresszíven növekszik. Ha a nagy terhelésű csapágyak terhelése közel állandó, excentricitásuk nagy, és ezért nyugodtan futnak. Kis excentricitástartományban ($\varepsilon < 0{,}5$) azonban már kis terhelésváltozás is jelentős mértékű csapelmozdulással jár, ami lengéseket, rezgéseket idézhet elő és csökkenti a futáspontosságot. Ezért az olyan tengelyek csapágyazásánál, ahol a futáspontosság vagy a nagy merevség fontos (pl. szerszámgép-orsócsapágyazások, nagyméretű forgórész-csapágyazások stb.), rendszerint több hordozófelületű siklócsapágyakat használnak, ahol a csap körül a kerület mentén egyenletesen elhelyezett, kis átfogásszögű csapágyszegmensek mindegyikében hidrodinamikai erőhatás jön létre. Ezek eredői egymással szembe hatva előfeszítik a csapágyat, ezért az lényegesen merevebb lesz, mint a hengeres radiális csapágy. A külső terhelés a kialakult hidrodinamikai erők eredőjével tart egyensúlyt.

A több hordozófelületű csapágyak legegyszerűbb változata az egymással szemben elhelyezett, két hordozófelülettel készült citrom csapágy, de használnak ennél lényegesen több szegmensből álló csapágyat is, főleg nagyobb átmérőjű, változó irányú erőhatásokkal terhelt tengelyek ágyazására (394. ábra).

### 394. ábra - Hidrodinamikai nyomás kialakulása több hordozófelületű, radiális csapágyakban



# Csapágysúrlódás

Folyadéksúrlódási állapotban a súrlódást az áramló folyadékrétegek között fellépő nyírófeszültség okozza. Newton törvénye szerint a lamináris áramló viszkózus folyadékban az egyes folyadékrétegek között keletkező nyírófeszültség a sebességgradienssel arányos: $\tau = \eta \frac{du}{dy}$.

Radiális siklócsapágyakban, a folyadék áramlási sebességének gradiense a szilárd felületnél a legnagyobb. A sebességgradiens a sebesség függvények deriválásával meghatározható, és abból számítható a nyírófeszültség eloszlása a csapágyfelület mentén. A csap forgását a *du/dy* sebességgradiensből eredő nyírófeszültségek gátolják, ezért ezeket a csap felületén integrálva számítható a súrlódási erő.

$$F_s = \int_{-b/2}^{b/2} \int_{-\varphi^*}^{\varphi^*} \tau_o dz r d\varphi = \frac{\eta \omega b d}{\psi} (\varepsilon, b/d, \varphi_1).$$

A súrlódási erő és a terhelő erő hányadosa itt is a súrlódási tényező, bár nincs közvetlen összefüggés a folyadékban ébredő súrlódás és a csapágy terhelése között.

$$\mu = \frac{F_s}{F} = \psi C(\varepsilon, b/d, \varphi_1).$$

A súrlódási tényező is kifejezhető a csapágy méretétől független, dimenzió nélküli *C* súrlódási számmal. Szerencsére van összefüggés a teljesen körülzárt csapágyak súrlódási száma és terhelési száma között, ezért a gyakorlatban kielégítő pontossággal számítható a súrlódási tényező a következő összefüggésekből.

$$ha \quad \Phi \le 1 \quad \mu = \frac{3\psi}{\Phi}, \quad ha \quad \Phi > 1 \quad \mu = \frac{3\psi}{\sqrt{\Phi}}.$$

Kisebb körülfogási szögű csapágyak súrlódási vesztesége kisebb. Ott a súrlódási tényező az adott átfogási szöghöz tartozó *C* súrlódási számok ismeretében határozható meg.

A több hordozófelületű csapágyak súrlódási vesztesége az egyes szegmenseken kialakuló súrlódási veszteségek összege, ami, különösen kis terheléstartományban, mindig lényegesen nagyobb, mint az azonos súrlódó felületekkel rendelkező hengeres csapágyé.

# Kenőanyag-szükséglet

A siklócsapágyak hidrodinamikai teherbírásának és súrlódási veszteségének előzőkben ismertetett számítása csak akkor érvényes, ha a csapágyrést a határfeltételek által meghatározott tartományban teljesen kitölti a kenőolaj. Végtelen szélességű csapágyban a csapágyrésben levő kenőolaj állandóan körbe kering, ezért elegendő lenne egyszer feltölteni a csapágyat kenőolajjal.

Véges szélesség esetén azonban oldalirányban kenőanyag áramlik ki a csapágyakból, amit állandóan pótolni kell. Ez a kenőanyag-térfogatáram a csapágypersely két szélén kialakuló *w* oldalirányú áramlási sebesség függvények integrálásával határozható meg. Ha a kenőfilm vastagságát leíró függvény a csapágy két szélén azonos, a kenőanyag-térfogatáram a következőképpen számítható:

$$Q = 2r \int_{-\varphi^*}^{\varphi^*} \int_0^h w r d\varphi dy.$$

Az integrálás elvégezhető, és a hidrodinamikai kenésállapot fenntartásához szükséges olajmennyiség is kifejezhető egy $q_1$ dimenzió nélküli olajfogyasztási számmal:

$$q_1(\varepsilon, b/d, \varphi_1) = \frac{Q}{d^3 \psi \omega}.$$

Amint azt Czégi vizsgálatai kimutatták, a $q_1$ dimenzió nélküli olajfogyasztási szám is összefüggésben van a terhelési számmal.

Nagy sebességű siklócsapágyakban jelentős súrlódási hő keletkezik, ezért a csapágyakat hűteni kell. A csapágyon átáramoltatott kenőanyag is alkalmas a hő elvitelére, ha folyamatosan átáramoltatják

a csapágyon, és visszahűtik. Rendszerint a mozgó csapágyelemekkel szállított $Q$ olajmennyiségnél több olaj kell a csapágy hűtéséhez, ami csak túlnyomással áramoltatható át a csapágyon. Ez a többlet kenőanyag-mennyiség, a nyomás hatására kialakuló áramlásisebesség-függvények felírása után, a fentiekhez hasonló módon, a csapágypersely szélén, kétszeres integrálással határozható meg. Az eredmény itt is kifejezhető dimenzió nélküli formában:

$$q_2(\varepsilon, b/d, \varphi_1, BE) = \frac{Q_2 \eta}{d^3 \psi^3 p_o},$$

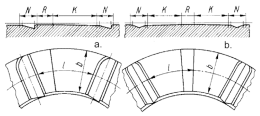
ahol a $q_2$ olajfogyasztási szám az előző dimenzió nélküli számokkal ellentétben nemcsak $\varepsilon$-tól, $\phi_1$-től és $b/d$-től függ, hanem az olajbevezető furatok és olajelosztó hornyok méretétől és alakjától is (erre utal a $BE$ jel).

A csapágyon átfolyó kenőanyag-térfogatáram a tangenciális mozgással szállított és a túlnyomással bevitt mennyiség összege.

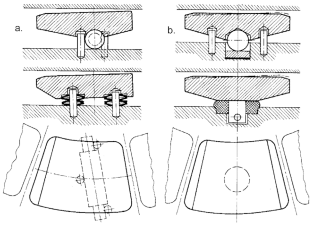
# Axiális csapágyak kenéselmélete

A tengelyekre ható axiális erőt rendszerint kör vagy körgyűrű alakú, sík támasztófelület veszi fel. Hidrodinamikai felhajtóerő ilyen csapágyakban is létrehozható, amennyiben van szűkülő rés, a felületekhez tapad a viszkózus kenőanyag, és a csapágyelemek mozgása a kenőanyagot a szűkülő résbe kényszeríti. A terhelés felvételére általában a támasztófelület mentén, körben egyenletesen elosztva több szűkülő rést (sarut, hordozófelületet) alakítanak ki. A szűkülő réseket vagy belemunkálják a hordozófelületbe (merev saruk, 395. ábra), vagy különálló sarukat alakítanak ki, amelyeket úgy támasztanak alá, hogy működés közben elbillenhessenek (billenősaruk, 396. ábra). A 395/a ábra csak egy irányban, a 395/b ábra két irányban forgó tengelyekhez használható ($N$ az olajhorony, $R$ a felülettel párhuzamos szakasz, $K$ a lejtős szakasz mérete). A 395/a ábrán görgő, a 395/b ábrán golyó, a 395/c ábrán tányérrugó, a 395/d ábrán gumirugó támasztja a sarut és teszi lehetővé elbillenését működés közben. A sarukon létrejövő hidrodinamikai reakcióerők összege tart egyensúlyt az axiális terheléssel. Egyetlen saru jellemzői a hidrodinamikai kenéselmélet alapján, hasonló módon határozhatók meg, mint a radiális csapágyaknál.

### 395. ábra - Merev saruk kialakítása



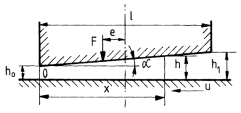
### 396. ábra - Beállósaruk



A teherbírás a Reynolds-egyenlet megoldásával és a kapott nyomásfüggvény integrálásával számítható. A saru alatti kenőrés alakja lehet lineáris (ék alakú), körív, parabola, lépcső stb. Az egyszerűbb gyártás érdekében rendszerint az ék alakú vagy ritkán a lépcsős kenőrést használják. Az ék alakú kenőrés alakja a 397. ábra jelölései alapján a következő összefüggésekkel írható le:

$$h = h_o + \frac{h_1 - h_o}{l} x, \quad \frac{h}{h_o} = 1 + \frac{h_1 - h_o}{h_o} \frac{x}{l} = 1 + m \frac{x}{l}.$$

## 397. ábra - Ék alakú kenőrés sarus csapágyban




Ezt a résfüggvényt behelyettesítve az egyszerűsített Reynolds-egyenletbe (ahol $b/l = \infty$, $V = 0$), azt megoldva, majd a kapott nyomásfüggvényt integrálva az egységnyi szélességű sarura, az $F$ teherbírásfüggvény a következő alakot veszi fel:

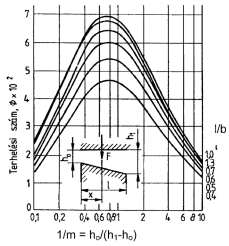
$$\frac{F}{b} = \frac{\eta U l^2}{h_o^2}\Phi(m).$$

A véges szélességű saru teherbírása kisebb, mint a végtelen széles sarué, mivel az oldalirányban elfolyó olaj csökkenti a kialakuló hidrodinamikai nyomás nagyságát. A csökkenés mértékét a véges szélességű saru Reynolds-egyenletének (közelítő) megoldásával határozzák.

A teherbírás nagyságát itt is egy dimenzió nélküli terhelési szám fejezi ki:

$$\Phi(m, b/l) = \frac{F}{\eta U b}\frac{h_o^2}{l^2},$$ ami jelentős mértékben függ a szűkülő rés lejtésétől – a $h_o/h_1$ illetve $m = (h_1 - h_o)/h_o$ résméretviszonytól –, amint azt a 398. ábra mutatja.

## 398. ábra - Saru terhelési száma a résparaméter függvényében




Szélsőérték számítással megállapították, hogy ék alakú réssel rendelkező, lejtős saru teherbírása $m = 1{,}2$ ($1/m = 0{,}83$) érték környezetében, $b/l = 1$ szélesség viszonynál a legnagyobb. Más résfüggvények (pl. parabola, exponenciális, lépcsős) esetén kismértékben eltér a teherbírás az előzőekben meghatározott értékektől. A hidrodinamikai nyomás nem szimmetrikusan oszlik el a saru hossza mentén, ezért eredője a saru középétől a minimális rés irányába $e$ értékkel eltolódik. Az $e/l$ relatív eltolódás a sarura felírt nyomatékok egyensúlyát kifejező egyenletből határozható meg. A végtelen szélességű saru nyomatéki egyenletének átrendezése a terhelő erő relatív eltolódásának számítására a következő egyenletet adja:

$$\frac{e}{l} = \frac{1}{2} - \frac{\int_0^l pxdx}{Fl}.$$

A gyakorlatban használt saruknál ez a relatív eltolódás az $m$ paramétertől függően rendszerint 0,05–0,15, az optimális teherbírás környezetében $e/l \approx 0{,}1$.

Nagy teherbírás érdekében célszerű az $m$ paramétert 1,2 értékre választani (ahol $e/l = 0{,}085$).

Amennyiben a billenősarut az $e$ értéknek megfelelő helyen támasztják alá, a saru a terheléstől függetlenül a választott $e$ értékhez tartozó $m$ paraméterrel fog működni. A futófelületbe munkált lejtő (merev saru) esetén az $m$ paraméter a terheléstől függően változik, ami főleg az optimálisnál nagyobb terhelés esetén rendkívül kedvezőtlen.

A talpcsapágyak súrlódási veszteségének számítása hasonló, mint a radiális csapágyaké: a súrlódási erő a kenőrésben áramló folyadék és a sarufelület között kialakuló nyírófeszültség integrálásával

határozható meg. Végtelen szélesnek tekintett, egységnyi szélességű sarun ébredő súrlódási erő: $\frac{F_s}{b} = \int_0^l \tau dx = \frac{\eta U l}{h_o} \vartheta(m)$, és ebből, átalakítások után, a súrlódási tényező: $\mu = \frac{F_s}{F} = \frac{\vartheta(m)}{\Phi(m)} \frac{h_o}{l} = K \sqrt{\frac{\eta U b}{F}}$.

A $K$ tényező értéke a $b/l$ viszony csökkentésével növekszik, de a gyakorlatban használt saruméretarányok és résméret-paraméterek tartományában $K \approx 3$, és értéke alig változik.

A saruk kenőanyag-szükséglete szintén meghatározható a hidrodinamikai kenéselmélet alapján úgy, mint a hengeres radiális csapágyaké. A gyakorlatban azonban az olajszükségletet nem számítják, mert egyrészt a csapágy hűtése a viszonylag nagy súrlódási veszteség miatt általában több olajt igényel, mint a kenőrés feltöltése, másrészt az olajkeverés vesztesége nagyobb, mint a radiális csapágyakban, ami növeli a melegedést. A kenőolaj-mennyiséget ezért rendszerint a hűtéshez szükséges olaj-térfogatáram határozza meg, de a szerkezeti kialakítás is hatást gyakorol.

# Csapágyanyagok

Hidrodinamikus kenésállapotban a csapágyelemeket folyamatos kenőfilm választja el egymástól, ami megakadályozza a csapágyfelületek kopását, berágódását. Indításkor és leálláskor azonban vegyes súrlódási állapot alakul ki, szilárdtest-érintkezés is van, ezért olyan csapágyanyag-párosítást célszerű választani, amely az ebből eredő károsodásokat megakadályozza. Ez azonban még nem elegendő: az anyagpároknak a jó siklási tulajdonságok, a kopásállóság és a berágódással szembeni ellenállás mellett további kedvező tulajdonságokkal is kell rendelkezniük. A csapágyanyagokkal szemben támasztott fontosabb követelmények:

- nagy teherbírás (nagy nyomószilárdság, magas kifáradási határ),
- kedvező alakváltozási képesség,
- beágyazóképesség,
- magas berágódási szilárdság (kis adhéziós és hegedési hajlam),
- bejáródási képesség,
- szükségfutási képesség,
- kopásállóság,
- szilárdhatárréteg-képzés,
- tapadjon a kenőanyag a csapágyanyaghoz: (jó nedvesítőképesség, kis felületi feszültség).

Nincs olyan anyagpár, amely minden követelményt kielégít, ezért sokféle csapágyanyagot gyártanak, és azok közül igyekeznek a fenti szempontok alapján, az adott esetben legalkalmasabbat megtalálni.

Az anyagpár kiválasztásakor alapvető követelmény, hogy az egyik futófelület (rendszerint a tengely) 3–5-ször keményebb legyen, mint az ellenfelület (a persely, a saru). A tengely anyaga általában acél, esetleg vasöntvény. Kiváló tengelyanyag a finom szemcsés szövetszerkezetű, edzett vagy nitridált acél. Normalizált vagy nemesített acélok csak kis terhelésű csapágyakban engedhetők meg. A szénacélok és a krómtartalmú acélok kedvezők, a nikkeltartalmúak viszont nem, mert berágódásra hajlamosak. Nagyterhelésű csapágyakban előnyösen használhatók a keménykróm felületi bevonatok, mert ellenállnak a berágódással szemben.

A hidrodinamikus csapágyak perselyeinek, saruinak futófelületét rendszerint csapágyfémből készítik. A csapágyfémek fehérfémek, (babbitok: ón- vagy ólomalapú ötvözetek), rézötvözetek (ón- vagy ólombronzok, különleges sárgarezek, vörösötvözetek, alumíniumbronzok), alumíniumötvözetek, öntöttvasak és különleges csapágyfémek.

A fehérfémekből kis széntartalmú acél (ritkán öntöttvas vagy bronz) perselyekben és sarukon lágy futórétegeket alakítanak ki, önálló tömör elemeket nem. A fehérfémek talán a legkedveltebb csapágyfémek, mert könnyen önthetők, forraszthatók, alakíthatók, beágyazóképességük, súrlódási,

kopási és szükségfutási tulajdonságaik jók, élen futásra nem hajlamosak. Szilárdságuk viszont kicsi és a hőmérséklet növelésével csökken. A csapágyfém réteg vastagságának csökkentésével viszont a szilárdság növelhető. A vékony fehérfém futófelületű, többrétegű siklócsapágyak szilárdsága elegendően nagy ahhoz, hogy a kisebb méretű belsőégésű motorokban ébredő dinamikus terheléseket felvegye. Az ónalapú csapágyfémek jobbak, de drágábbak, mint az ólomalapúak, mert kötési szilárdságuk, teherbírásuk, korrózió- és kopásállóságuk kedvezőbb. A fehérfémek tulajdonságai az ón- és ólomtartalom mellett antimon, réz, nikkel, arzén és a kadmium ötvözőkkel javíthatók, optimálhatók.

A fehérfémeket elsősorban nagyméretű gépek (turbinák, hengerművek, kompresszorok, villamos motorok stb.) csapágyaiban, valamint szalagban gyártott, többrétegű lemezből hajlított, benzin üzemű motorcsapágyakban, bélésfémként használják.

A rézötvözetek közül a legjobb siklócsapágyanyagok a különböző összetételű ónbronzok, mert szilárdságuk és kopásállóságuk nagy, emellett korrózióállók. Ugyanakkor drágák, alakváltozási képességük és szükségfutási tulajdonságaik korlátozottak, amit ólom hozzáadásával javítanak. Az ólomtartalom azonban csökkenti a kopásállóságot, növeli a korrózió veszélyét. Ónbronzból elsősorban tömör, önálló csapágyelemeket és szintercsapágyakat készítenek.

A költségek csökkentése miatt a kisebb terhelésű siklócsapágyakat vörös ötvözetből vagy különleges sárgarézből állítják elő. Alumíniumbronzokból elsősorban akkor készítenek siklócsapágyakat, ha a szerkezetnek csapágyazáson kívül más feladatot is el kell látnia (csapágyazott csigakerék, persely nélküli, házban kialakított, csapágy stb.) vagy a korrózióveszély igen nagy. Az alumíniumbronz nagy szilárdságú, kopásálló, de szükségfutási tulajdonsága, alakváltozási és beágyazóképessége rossz, élen futásra hajlamos.

Az ólombronzok, viszonylag kis szilárdságuk miatt, önálló csapágyperselyek készítésére nem alkalmasak. Bélésfémként ugyanakkor, előnyös tulajdonságaik miatt, kitűnően használhatók. Alakváltozási és beágyazóképességük, szükségfutási tulajdonságaik kiválóak, de kopás- és korrózióállóságuk rosszabb, mint az ónbronzoké. Jó minőségben nehezen önthetők, mert a nagy sűrűségkülönbség miatt az ólom könnyen kiválik. Az ólombronzok szilárdsága nagyobb, mint a fehérfémeké, ezért nagyterhelésű (pl. kompresszor-, dízelmotor-, dugattyússzivattyú-) csapágyakban, bélésfémként használják. Egyedi vagy kis sorozatgyártásban, az acélperselyben az ólombronz bélést centrifugál öntéssel alakítják ki. Tömeggyártásban, pl. dízelmotor-csapágyak előállításakor a csapágyperselyeket többrétegű fémszalagból hajlítják. A többrétegű fémszalagok kis széntartalmú acélból és az arra porkohászati eljárással felvitt vékony ólombronz rétegből állnak. A kedvező bejáratás és a korrózióállóság növelése érdekében az ólombronz rétegre még néhány µm vastag ón-, indium- vagy ezüstréteget is felvisznek. Az egyes rétegek közötti diffúzió megakadályozására igen vékony nikkelgátat alakítanak ki. Porkohászati eljárással könnyen tetszőleges összetételű csapágyfém állítható elő anélkül, hogy a sűrűségkülönbség miatt az egyes anyagok szétválnának.

Az alumínium alapú csapágyfémekből különálló siklócsapágyelemeket ritkán készítenek, mert berágódásra hajlamosak. Megfelelő ötvözőanyagokkal (réz, nikkel, vas, mangán, szilícium, ón) ez a berágódási hajlam csökkenthető. 6% óntartalmú alumíniumötvözetből készítenek, főleg alumíniumházakba sajtolt, tömör csapágyperselyeket. Nagy kifáradási szilárdságuk miatt viszont gyártanak nagy óntartalmú alumíniumötvözet futófelületű acélszalagból hajlítással, siklócsapágyperselyeket, elsősorban dinamikusan erősen igénybevett csapágyazásokhoz (nagyméretű belsőégésű motorcsapágyak, kompresszorcsapágyak), ahol a berágódási veszélyt vékony ón- vagy indiumbevonattal csökkentik.

A vasalapú ötvözetek is lehetnek siklócsapágyanyagok. Készítenek, pl. betétedzett vagy nitridált felületű acélperselyeket, öntöttvas perselyeket, szintervas perselyeket. Rossz beágyazó- és alakváltozási képességük, élen futási és berágódási hajlamuk miatt azonban az ilyen csapágyperselyek csak kis sebességtartományban használhatók. A kis szilárdságú szürke öntöttvas lemezes grafit tartalma és heterogén szövetszerkezete miatt alkalmas nagy terhelésű, kis sebességű, vegyes vagy a határsúrlódás tartományában üzemelő siklócsapágyazásokhoz.

Speciális feladatok ellátására készítenek különleges csapágyanyagokból, főleg kopásálló keményfémekből, kerámiákból, műszenekből, műanyagokból, de még gumiból és fából is siklócsapágyakat.

Ezeket részben röviden ismertették már a kenést, karbantartást nem igénylő csapágyakkal foglalkozó korábbi fejezetek. Természetesen a kenést nem igénylő csapágyak is üzemelhetnek folyadékkenés állapotban, ha a folyadék tapad a csapágy felületéhez, és azt nem támadja meg.

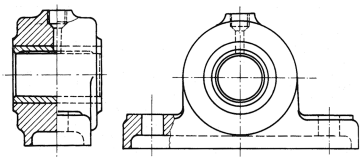
# Szerkezeti kialakítás

Radiális csapágyak

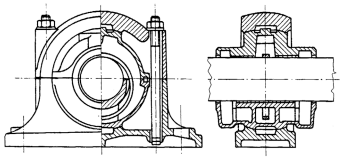
A siklócsapágyak szerkezeti kialakítása rendkívül változatos és attól függ, hogy mekkora a terhelés és az abból származó alakváltozás, milyen a szerelési lehetőség, a kenés, a hőelvezetés, a környezeti hatás stb.

A tengelyvégre szerelhető radiális csapágy rendszerint osztatlan kivitelben készül (399. ábra), a közbenső csaphoz csatlakozó csapágyat osztani kell. A csapágyak kialakítását jelentős mértékben meghatározza a kenés módja. Az önálló csapágyházba épített siklócsapágyak kialakítása veszteséges kenés (pl. szakaszos kenés, csepegtető olajozás, filcpárnás kenés) esetén a legegyszerűbb, mert ott csak a kenőanyag bevezetéséhez és elosztásához szükséges furatokat és hornyokat kialakítani. A kenéshez szükséges olajat kis fordulatszámú tengelyek esetén laza kenőgyűrű (400. ábra), nagyobb fordulatszámokon a tengelyre szerelt merev kenőgyűrű hordja fel a csapágyperselyhez, a házban kialakított olajtérből.

### 399. ábra - Egyszerű, nem osztott csapágy



### 400. ábra - Laza kenőgyűrűs, osztott siklócsapágy



A kenőanyag-ellátás szóró olajozással (szórótárcsával vagy más, olajba merülő mozgó elemmel, pl. forgattyús tengellyel) is megoldható. Nagy fordulatszámú csapágyakat szivattyús kenéssel kell hűteni. A kenőanyag be- és elvezetésére ekkor a csapházon megfelelő csatlakozásokat kell kialakítani.

Szivattyús kenés esetén is szükség van a csapágyház alsó részén olyan tér kialakítására, ahol a perselyből kifolyó olaj összegyűlik és onnan elvezethető. Az olaj leeresztéséről és esetleg szintjének ellenőrzéséről gondoskodni kell.

Lassan forgó tengelyek veszteséges kenésére csepegtető olajozót, kanócos olajozót vagy időszakos, kézi olajozást használnak. Ilyen üzemi viszonyok között a zsírkenés is alkalmas lehet a megfelelő kenésállapot kialakítására. A zsírt szakaszosan vagy folyamatosan juttathatják a kenendő helyre, egyszerűbb berendezésekben zsírzógombokon, időnként utánhúzható zsírzószelencén (Stauffer-zsírzó) vagy folyamatos zsírzópatronon keresztül.

A nagyméretű, bonyolultabb kialakítású szerkezetek zsírkenéséhez általában központi, automatikus zsírzóberendezést használnak.

A siklócsapágyak teherbírását döntő mértékben befolyásolja a csapágyelemek helyzethibája és alakváltozása. Ezek kedvezőtlen hatásának kiegyenlítésére, az élen futás megakadályozására készítenek rugalmas alakváltozással kompenzáló csapágyperselyeket és beálló siklócsapágyakat.

Készülhetnek önálló csapágyházak álló vagy peremes kivitelben, illetve a csapágyházat magában a gépállványban (házban) alakíthatják ki. Az önálló csapágyházakban kenőanyag-tároló vagy -gyűjtő teret alakítanak ki. A kenőgyűrűs csapágyak a hőt a csapágyház felületén adják le. Amennyiben szükséges, a hőleadó felületet bordázással növelik.

Szivattyús olajozáskor a csapágyperselyben olajelosztó hornyokat alakíthatnak ki, amelyek megkönnyítik az olajátáramlást. Hidrodinamikus kenésű csapágy terhelt futófelületén azonban nem szabad hornyokat készíteni, mert az a kialakuló hidrodinamikai nyomást csökkenti, lényegesen kisebb lesz a csapágy teherbírása.

A nagyon kis sebességű, a lengőmozgást végző és a szakaszosan működő siklócsapágyakban, ahol nem elegendő a hidrodinamikai nyomás a teljes terhelés felvételéhez, vegyes súrlódás alakul ki. Ebben az esetben a megbízható kenőanyag-ellátás érdekében a terhelt csapágyfelületeken is készítenek kenőhornyokat, és gyakran olajkenés helyett zsírkenést használnak, mert a zsír hosszabb ideig marad a csapágyban, nehezebben nyomódik ki onnan.

A siklócsapágy-perselyek készülhetnek egy anyagból öntve vagy csőből, rúdból forgácsolva. A többrétegű csapágyperselyek öntöttvas, acél vagy bronz támasztócsészéből és egy- vagy többrétegű futófelületből állnak. A nagyméretű és az egyedi gyártású csészéket csapágyfémmel öntik ki, a nagy sorozatban gyártott, többrétegű perselyeket pedig gyakran készre gyártott lemezből hengerlik, illetve hajlítják. Az axiális erők felvételére a perselyeket peremekkel láthatják el, illetve külön támasztógyűrűket használhatnak

A radiális csapágy merevségének növelésére több hordozófelületű csapágyakat készítenek. A hordozófelületeket vagy forgácsolással alakítják ki, vagy különálló, gyakran beálló szegmensekből rakják össze. Az utóbbi megoldást főleg nagyterhelésű, futáspontos szerszámgéporsó-ágyazásokban használják.

# Támcsapágyak

A támcsapágyak legegyszerűbb változatai körgyűrű alakú sík tárcsák, amelyek felületébe kenőanyag elosztó/tároló hornyokat munkálnak be. Kis sebességtartományban ezek a csapágyak hatékonyan üzemelnek, ahol még bizonyos mértékű hidrodinamikai hatás is kialakul. Az ehhez szükséges szűkülő rést rendszerint a hornyolttárcsa egyenetlen hőtágulása hozza létre. Az itt jelentkező hidrodinamikai hatás viszonylag kicsi. Nagyobb teherbírás érhető el, ha a hidrodinamikai nyomás létrehozáshoz lépcsős vagy ék alakú hornyokat alakítanak ki. A hornyok alakja és elrendezése a forgásiránytól függ.

Két forgásirányra kettős lejtésű, merev sarukat munkálnak ki. Az optimális *m* résparaméter merev sarus szerkezetekkel nagyon nehezen érhető el, mert részben a bemunkálandó lejtő szükséges hajlásszöge nagyon kicsi, részben pedig a terheléssel változik a minimális és a maximális rés vastagsága és aránya. Kedvezőbb teherbírás érhető el beállósarus talpcsapágyakkal, ahol a sarukat billenthetően alakítják ki, és az optimális teherbírásnak megfelelő helyen támasztják alá. A két forgásirányban működő tengelyhez a billenősarukat középen támasztják alá. A billenés mellett gondoskodni kell a saruk egyenletes terheléséről is, ezért gyakran rugalmas beálló alátámasztásokat használnak (384. ábra).

# Siklócsapágyak méretezése

A hidrodinamikus kenésű siklócsapágyak méretezésekor az a cél, hogy a csapágy geometriai méreteit, üzemeltetési paramétereit és a kenőanyag jellemzőit úgy hangolják össze, válasszák meg, illetve számítsák ki, hogy a súrlódó felületek között kialakuló kenőfilm elegendően vastag legyen a tiszta folyadéksúrlódási állapot megbízható, folyamatos fenntartásához, minimális vastagsága pedig ne legyen kisebb a csapágyelemek rugalmas alakváltozása, felületi érdessége és az üzemelés megbízhatóságát szavatoló biztonsági tényező által meghatározott minimális értéknél.

A méretezés rendszerint a geometriai méretek meghatározásával kezdődik, ahol gyakorlati tapasztalatok alapján felvett átlagos felületi terhelésből és geometriai arányokból indulnak ki. Ezt követően a terhelési szám, a súrlódási szám és az olajfogyasztási számok segítségével számítják ki a kenőanyag szükséges viszkozitását, a súrlódási veszteséget, a kenőanyag mennyiségét és a csapágy

hőegyensúlyát. A hőmérséklet és a viszkozitás ismeretében választják ki az adott követelményeket kielégítő kenőanyag viszkozitáscsoportját, majd a kenéssel szemben támasztott követelmények szerint a kenőanyag minőségét.

# Radiális csapágyak

A statikus terhelésű siklócsapágyak (ahol a kenőrés mérete és alakja a működés közben nem változik) tervezése viszonylag egyszerű. A csapágyméretezés menete attól függ, hogy milyen adatok állnak rendelkezésre. Legtöbbször az $F$ terhelőerő és az elemek mozgási sebessége, a hidrodinamikai hatás szempontjából mértékadó egyenértékű $n$ fordulatszám ismert. Rendszerint csak egy elem mozog, ekkor $n$ a mozgó elem fordulatszámával egyenlő. Ha a tengely, a persely és az erő vektora is forog, akkor az $n$ egyenértékű fordulatszám (illetve az azzal arányos $\omega$ egyenértékű szögsebesség) a következő összefüggéssel számítható: $n = n_1 + n_2 - 2n_F$, illetve $\omega = \omega_1 + \omega_2 - 2\omega_F$.

Ebben az esetben a számítás célja a megfelelő teherbírást adó csapágyméretek, csapágyanyag és kenőanyag kiválasztása, ami pl. a következőképpen történhet:

**1. A csapátmérő és a csapágypersely-szélesség meghatározása.** Az üzemi követelmények ismeretében kiválasztják a csapágykonstrukciót és a csapágyanyagot. Az adott szerkezetre, csapágyanyagra (esetleg a kerületi sebességet is figyelembe véve) gyakorlati tapasztalatok alapján (38. táblázat) felvehető a csapágy $p_k$ *megengedett* átlagos felületi terhelése és *b/d* szélesség viszonya. Ezt követően a tengelycsap átmérője és a persely szélessége számítható:

$$d = \sqrt{\frac{F}{\frac{b}{d} p_k}}, \quad b = \frac{b}{d} d.$$

| Szerkezet | $p_k$ (N/mm$^2$) | b/d | Csapágyanyag |
|---|---|---|---|
| Belsőégésű motor<br>hajtórúdcsapágy<br>főcsapágy<br>csapszeg csapágy | <br>12–25<br>6–15<br>10–30 | <br>0,3–0,5<br>0,3–0,5<br>0,5–1,0 | <br>fehérfém, ólombronz,<br>alumíniumötvözet futófelületű<br>többrétegű csapágy |
| Szerszámgép<br>orsócsapágy<br>hajtóműcsapágy | <br>2–5<br>1–3 | <br>0,8–1,2<br>1 | <br>ónbronz,<br>ólombronz futófelület |
| Emelőgép-csapágy | 6–10 | 0,8–1,5 | ónbronz,<br>ólombronz futófelület |
| Hengermű<br>hengercsapágy<br>hajtóműcsapágy | <br>25–50<br>10–20 | <br>0,5–1,2<br>0,8–1 | <br>fehérfém, ólombronz futófelület,<br>ónbronz |
| Sajtológép | 25–50 | 0,6–0,8 | fehérfém futófelület, ónbronz |
| Gőzturbina | 0,5–1<br>1–2 | 0,8–1,2 | fehérfém futófelület |
| Villamos gépek | 0,5–1,2 | 0,8–1,5 | |

38. táblázat. Néhány siklócsapágytípus pk átlagos felületi terhelése és b/d szélességviszonya

Ha a tengelycsap $d$ átmérője, pl. szilárdsági feltételek vagy szerkezeti kötöttségek miatt ismert, a csapágy szélessége a $p_k$ átlagos felületi terhelés vagy a *b/d* szélesség viszony ismeretében a fenti összefüggésekből meghatározható.

A korszerű, nagy teherbírású (nagy felületi terhelésű: $p_k$ = 10–30 N/mm$^2$) siklócsapágyak keskenyek (*b/d*= 0,3–0,8) annak érdekében, hogy a csap alakváltozása a perselyen belül minél kisebb legyen: élenfutást ne okozhasson.

2. A szögsebesség, a kerületi sebesség és az üzemi relatív csapágyjáték számítása.

A szakirodalom javaslata szerint a relatív csapágyjátékot a kerületi sebességből célszerű meghatározni, de gyakorlati tapasztalatok alapján is kiválasztható.

A kerületi sebesség és a relatív játék a következőképpen számítható:

$$\omega = 2\pi n, \quad U = \frac{d}{2}\omega, \quad \psi = 0{,}8 \cdot \sqrt[4]{U} \cdot 10^{-3}.$$

A számítottnál kisebbre lehet választani a relatív játékot, ha lágy a csapágyfém (pl. fehérfémet, ólombronzot használnak), nagy a felületi terhelés ($p_k > 5$ N/mm$^2$), *b/d < 0,8,* a csapágy önbeálló, a tengely edzett. Ugyanakkor nagyobbra célszerű választani a relatív csapágyjátékot a számítottnál, ha a csapágyanyag keményebb (pl. ónbronz, vörösötvözet, különleges sárgaréz, alumíniumbronz,

alumíniumötvözet), a felületi terhelés viszonylag kicsi ($p_k < 3$ N/mm$^2$), $b/d > 0{,}8$, a tengely normalizált vagy nemesített acél.

**3. A megengedett minimális kenőfilmvastagság számítása.** A folyadéksúrlódási állapot megbízható fenntartása érdekében a $h_o$ minimális kenőfilm vastagsága 2–2,5-ször nagyobb legyen, mint a vegyes súrlódási állapot kezdetéhez (átmeneti fordulatszámához) tartozó $h_{ov}$ filmvastagság, amely a tengely $R_{zt}$ és a persely $R_{zp}$ egyenetlenség magasságának, valamint a tengely perselyen belüli $f$ lehajlásának ismeretében a következőképpen számítható:

$h_{ov} = 1{,}5R_{zt} + 0{,}5\ R_{zp} + f$, $h_o = (2\ldots2{,}5)h_{ov}$.

4. A szükséges minimális kenőanyag-viszkozitás meghatározása.

A minimális kenőfilmvastagságból számítható az $\varepsilon$ relatív excentricitás, és diagramból kiválasztható (pl. a 381. ábrából) vagy közelítő összefüggésekből kiszámítható a hozzá tartozó $\Phi$ terhelési szám. A szükséges minimális kenőanyag-viszkozitás a $\Phi$ terhelési szám ismeretében kiszámítható:

$$\varepsilon = 1 + \frac{2h_0}{d\psi} \qquad \Rightarrow \Phi \Rightarrow \qquad \eta = \frac{F\psi^2}{bd\,\omega\Phi}.$$

5. Súrlódási veszteség és csapágyhőmérséklet számítása.

A súrlódási tényező a terhelési számból meghatározható.

$$Ha \quad \Phi \le 1 \quad \mu = \frac{3\psi}{\Phi}, \qquad ha \quad \Phi > 1 \quad \mu = \frac{3\psi}{\sqrt{\Phi}},$$

és ennek ismeretében számítható a súrlódásiteljesítmény-veszteség, valamint a csapágy hőmérséklete:

$$P_s = F\mu U, \qquad T = T_o + \frac{P_s}{kA}.$$

A csapágyház $A$ hőleadó felületét, ha nem ismert, a számításnál a következő értékkel veszik figyelembe: $A = (15–20)bd$.

A $k$ hőátadási tényező nagysága elsősorban a csapágy körül áramló levegő sebességétől függ. A gyakorlati tapasztalatok szerint egy gépcsarnokban, ha nincs erős levegőáramlás, a hőátadási tényező $k$ = 15–20 $W/m^2K$. Ha a levegő $v_l$ $m/s$, áramlási sebessége megállapítható vagy megbecsülhető, a hőátadási tényező a következő összefüggésből kiszámítható:

$$k = 7 + 12\sqrt{v_l}.$$

A megengedett maximális csapágyhőmérséklet a csapágyanyagtól, a kenőanyagtól, valamint a szerkezet megbízhatóságával szemben támasztott követelményektől függ. Mivel a fehérfémek szilárdsága a hőmérséklet növekedésével jelentős mértékben csökken, nem szabad a fehérfémmel kiöntött csapágyakat 50–60 °C-nál magasabb hőmérsékleten üzemeltetni. Csak az igen vékony bélésfémmel készült, nagy szilárdságú motorcsapágyaknál engedhető meg 90 °C-ot elérő üzemi hőmérséklet.

Az ásványolajok élettartama a hőmérséklet emelkedésével rohamosan csökken, ezért az ásványolaj alapú kenőanyaggal kent csapágyak hőmérséklete tartósan nem haladja meg a 90 °C-ot.

Általános szabály, hogy minél magasabb követelményeket támasztanak a csapágyazás megbízhatóságával szemben, annál alacsonyabb hőmérséklet engedhető meg. A nagy teljesítményű, értékes berendezések siklócsapágyainak hőmérsékletét ezért alacsony értéken (50–60 °C-on) tartják és védő-riasztó berendezéssel folyamatosan ellenőrzik. A védőberendezés a gépet a csapágyak túlmelegedése esetén automatikusan leállítja.

Amennyiben a csapágy számított hőmérséklete meghaladja a megengedett értéket, a csapágyat hűteni kell.

Legtöbbször a túlmelegedést okozó többlet hőmennyiséget a csapágyrésen átáramló kenőolajjal vitetik el, bár egyes esetekben a hűtés ventilátorral vagy az olajtérbe épített hőcserélővel (rendszerint vízhűtéssel) is megoldható.

A többlet hőmennyiség elszállításához szükséges olajmennyiség a súrlódási veszteség és a csapágy hőleadó felületének ismeretében számítható:

$$Q_h = \frac{P_s - kA(T - T_0)}{\rho c (T_{ki} - T_{be})}.$$

6. A kenéshez szükséges olajmennyiség számítása.

A mozgó felületek által a csapágyrésbe szállított kenőanyag-mennyisége:

$$Q_1 = q_1 d^3 \psi \omega, \quad \text{ahol} \quad q_1 = \frac{\varepsilon}{4}\left[\frac{b}{d} - 0,223\left(\frac{b}{d}\right)^3\right],$$

vagy esetleg más közelítő összefüggéssel számítható, de diagramból is kiválasztható.

Amennyiben a csapágy hűtéséhez több olaj szükséges, mint a kenéshez, a $Q_2 = Q_h - Q_1$ többlet kenőanyag-mennyiséget nyomással kell a csapágyba bevezetni. A csapágyon nyomás alatt átáramoltatott kenőolaj mennyisége arányos a $q_2$ olajfogyasztási számmal, ami az olajbevezető és -elosztó hornyok és táskák kialakításától is függ. A $Q_2$ olajmennyiség átáramoltatásához szükséges olajnyomás:

$$p_0 = \frac{Q_2 \eta}{q_2 d^3 \psi^3}.$$

Az olajnyomás rendszerint 0,5–5 bar. Amennyiben a számítások szerint ennél nagyobb nyomásra lenne szükség, az olajbevezető furatok és hornyok kialakításának és méretének helyes kiválasztásával, esetleg a relatív játék növelésével a nyomás csökkenthető.

7. A kenőanyag-minőség kiválasztása.

A számított viszkozitás és az üzemi hőmérséklet ismeretében kiválasztható a kenőolaj viszkozitáscsoportja a viszkozitás-hőmérséklet diagramokból. Ezek a diagramok rendszerint a $v$ kinematikai viszkozitás változását tüntetik fel a hőmérséklet függvényében a különböző kenőolajokra. A kinematikai viszkozitás a dinamikai viszkozitásból számítható a sűrűség ismeretében:

$$\nu = \frac{\eta}{\rho}.$$

A siklócsapágyak méretezésekor azonban elegendő pontossággal meghatározható a kenőolaj viszkozitáscsoportja azokból a diagramokból, amelyek a dinamikai viszkozitást ábrázolják a hőmérséklet függvényében, előre felvett sűrűségű és viszkozitási indexű olajokra.

Természetesen azonos viszkozitási csoportba különböző minőségű olajok (pl. hajtóműolaj, turbinaolaj, szerszámgépolaj, hidraulikaolaj, motorolaj) tartoznak, amelyek közül a szerkezettel szemben támasztott követelmények alapján választják ki a csapágy kenéséhez szükséges olajfajtát.

8. A gyártási csapágyillesztés kiválasztása.

A tengely és a persely gyártási méretei mellett a beépítés és az üzemeltetés körülményei is hatást gyakorolnak az üzemi csapágyjátékra. A gyártási (hideg) játék a hőtágulás és a persely szilárd illesztése miatt eltér az üzemi (meleg) csapágyjátéktól.

A szilárd illesztés hatására kialakuló méretváltozás viszonylag kicsi és függ a csapágyház merevségétől, ezért a gyakorlatban ezt ritkán veszik figyelembe. A csapágyfémek nagy hőtágulása

viszont jelentősen megváltoztathatja a csapágyjátékot a gyártási csapágyjátékhoz képest, ezért ennek hatását célszerű kiszámítani.

Ha a csapágypersely a házban szabadon tágulhatna, a $\psi$ üzemi relatív csapágyjáték, egyenletes $t$ csapágyhőmérséklet-eloszlást feltételezve, a következőképpen számítható értéket venné fel: $\psi = \psi_0 + (\alpha_2 - \alpha_1)(T - T_0)$.

Amennyiben a csapágyház akadályozza a csapágypersely külső átmérőjének növekedését, a hőtágulás hatására a játék kisebb lesz. Ekkor az üzemi relatív játék jó közelítéssel a következőképpen határozható meg: $\psi = \psi_0 - (\alpha_2 - \alpha_1 - \beta\alpha_h)(T - T_0)$.

Itt $\beta$ értéke a csapágyház merevségét veszi figyelembe: vastag falú, merev háznál $\beta = 1$, vékony falú, rugalmas háznál $\beta = 1{,}5$ érték vehető fel.

A csapágyelemek méretei tűréssel készülnek. A csap és a furat méretéhez célszerű szabványos ISO tűrés minőségeket választani, és az illesztést úgy előírni, hogy a közepes relatív játék megegyezzen a számításban figyelembe vett hideg játékkal. A számításokat ezt követően célszerű a tűrések szélső értékeihez tartozó minimális és maximális relatívjáték-értékekkel is elvégezni, és ha szükséges, módosítani az illesztést, a felületminőséget vagy a választott kenőanyagot a megbízható csapágyműködés érdekében.

# Siklócsapágy méretezése előre kiválasztott kenőanyag esetén

Amikor a kenőanyag ismert, a számítás menete a 3. és 8. lépés között a fentiektől eltérően a következő. Az üzemi hőmérséklet kiválasztása és a kenőanyag üzemi viszkozitásának megállapítása után következik a terhelési szám számítása, abból a relatív excentricitás kiválasztása, a kenőfilmvastagság kiszámítása és értékelése. Ezt követi a súrlódási veszteség és – csak a konvekciót figyelembe véve – a csapágyhőmérséklet számítása, majd a méretezés, a kapott csapágyhőmérséklettől függően, kétféleképpen folytatódhat:

1. Ha a csapágy külső hűtést nem igényel (a számított csapágyhőmérséklet kisebb, mint a felvett megengedett érték), akkor következik a végleges csapágyhőmérséklet számítása úgy, hogy új, az előre felvett értékhez közelebbi csapágyhőmérsékletet vesznek fel, a kenőanyag viszkozitását e hőmérséklethez választják ki, és azzal a csapágy számítását megismétlik. Az eredményül kapott csapágyhőmérsékletet összehasonlítják a feltételezett hőmérséklettel, megállapítják az eltérést. Ha a két hőmérséklet közötti különbség 3 °C-nál nagyobb, újabb üzemi hőmérsékletet választanak, és a csapágyszámítást újra megismétlik.

2. Ha a csapágyat hűteni kell (az előzőkben számított csapágyhőmérséklet nagyobb, mint a felvett megengedett érték), először a hűtéshez majd a kenéshez szükséges kenőanyag-mennyiséget határozzák meg. A 8. lépéstől azután a számítás a már ismertetett módon folytatódhat.

A siklócsapágyak méretezésére használt számítási eljárások könnyen számítógépre vihetők. A számítás menete különböző lehet attól függően, hogy milyen kiindulási adatok ismertek és mi a számítás célja.

A dinamikus terhelésű siklócsapágyak (pl. belsőégésű motor, dugattyús kompresszor, dugattyús szivattyú, forgattyús sajtológép, gatter stb. csapágyai) méretezése lényegesen bonyolultabb feladat, mert a terhelés és az egyenértékű szögsebesség időben változik, ami csaphelyzetváltozással jár, a tangenciális hatás mellett a kiszorító hatás is megjelenik (a súrlódó felületek közeledése a közöttük levő viszkózus kenőanyagot kiszorítja, miközben benne hidrodinamikai nyomást hoz létre, és ezzel növeli a teherbírást).

A több hordozófelületű csapágyak méretezése szintén bonyolultabb, mint a statikus terhelésű hengeres csapágyaké. A geometriai méretek az előzőkhöz hasonlóan határozhatók meg. A csapágy teherbírásának számításakor azonban valamennyi hordozófelületen kialakuló felhajtóerőt figyelembe kell venni: a terhelőerő az egyes hordozófelületeken kialakuló hidrodinamikai felhajtóerő vektoriális összegével tart egyensúlyt. Statikus terhelés esetén, ahol a terhelés iránya és nagysága nem változik, a csapágy adott erőirányhoz tartozó teherbírás-csapelmozdulás jelleggörbéje viszonylag könnyen számítható, és abból az adott terheléshez tartozó csaphelyzet és minimális kenőfilmvastagság

megállapítható, a kenésállapot értékelhető. A súrlódási veszteség és a kenőanyag-szükséglet hordozófelületenként szintén számítható és összegezhető.

A dinamikus terhelésű, több hordozófelületű csapágyakban a minimális kenőfilmvastagság kiszámítása lényegesen nehezebb feladat, mert, elsősorban az erőirány változása és a kiszorító hatás miatt, a csapágy jelleggörbéje az idő függvényében változik. Csak rendkívül sok munkával lehetne ezek hatását a méretezéskor figyelembe venni, ezért ma még nem áll rendelkezésre általánosan elfogadott számítási eljárás az ilyen siklócsapágyak méretezésére, a tervezéskor csupán tapasztalati adatok alapján számolnak.

# Axiális csapágyak

Az axiális hidrodinamikus csapágyak méretezése kismértékben eltér a radiális csapágyakétól. Először is el kell dönteni, hogy merev vagy beállósarus csapágyra van-e szükség (nagy terhelésre feltétlenül beállósarus csapágyat célszerű választani). A geometriai méretek kiválasztása is több nehézségbe ütközik: különböző jellemzők és geometriai arányszámok felvételére van szükség. A gyakorlati tapasztalatok szerint a szegmensek száma rendszerint $z$ = 4–12, a szegmens hossz/szélesség arány $l/b$ = 0,7–1,2, a kitöltési tényező $\kappa = zl/d_k\pi$ = 0,5–0,8. Legnagyobb a teherbírás és legkisebb a súrlódási veszteség, ha a szélességviszony $l/b = 1$. Ezeket az arányszámokat változtatva valószínű, hogy több változatot is végig kell számolni addig, amíg a végleges geometriai méretek az adott követelményeket kielégítik.

A talpcsapágy méretezéséhez ismerni kell az $F$ terhelést, az $n$ egyenértékű fordulatszámot (ami rendszerint a tengely- vagy a saruszerkezet fordulatszáma) és azt, hogy a csapágy egy vagy két forgásirányban működik-e. Ha ezek az adatok rendelkezésre állnak, a talpcsapágyak méretezése a következőképpen történhet.

A megengedett átlagos felületi nyomás értékét (fehérfémre $p_k$=*10–40* N/mm$^2$, bronzra $p_k$= 10–80 N/mm$^2$), a saruk számát, a hossz/szélesség viszonyt és a kitöltési tényezőt felvéve közelítőleg számíthatók az alábbi összefüggések felhasználásával a csapágy geometriai méretei: a saruk hossza, szélessége, a csapágy középső, külső és belső átmérője:

$$l = \sqrt{\frac{F}{z\frac{l}{b}p_k}}, \quad b = \frac{l}{\frac{l}{b}}, \quad d_k = \frac{zl}{\pi\kappa}, \quad d_a = d_k + b, \quad d_i = d_k - b.$$

A szükséges kenőanyag-viszkozitás a $h_o$ minimális résméret és a hatásos kerületi sebesség ismeretében a $\Phi$ terhelési számból határozható meg. Az $\Phi$ értéke az $m$ résméretviszonyt felvéve az $l/b$ hossz/szélesség viszony alapján határozható meg (pl. a 386. ábrából). Az $m$ értékét célszerű az optimális teherbírást adó $m$ = 1,2 közelében felvenni. A $h_o$ javasolt értéke számítható a $d_k$középátmérő ismeretében. A számításhoz használható összefüggések: $h_o = 10\sqrt{5d_k}$, $U = d_k\pi n$, $\eta = \frac{F}{blz}\frac{h_o^2}{\Phi Ub}$.

Ezt követően számítható a súrlódási tényező, a súrlódási teljesítményveszteség és a csapágy hűtéséhez szükséges kenőanyag-mennyiség (a nagy terhelésű talpcsapágyaknál rendszerint a csapágyház felületén leadott hőmennyiséget elhanyagolják):

$$\mu = K\sqrt{\frac{\eta Ub}{F}}, \quad P_s = F\mu U, \quad Q_h = \frac{P_s}{\rho c(T_{ki} - T_{be})}.$$

A talpcsapágyak kenéséhez szükséges kenőanyag mennyisége jó közelítéssel a következőképpen számítható: $Q = 0{,}7bh_oUz$.

Ez az olajmennyiség rendszerint nem elegendő a hűtéshez, ezért a csapágyhőmérsékletet a kívánt értékre keringtető olajozással állítják be, ahol esetleg figyelembe veszik a csapágy felületén leadott hőmennyiséget is, úgy, mint korábban a radiális csapágyaknál. Beállósarus csapágyaknál a kiválasztott $m$ paraméter meghatározza, hol kell a sarut alátámasztani. Az alátámasztás helyének relatív eltolódása a minimális rés irányában a saru középpontjához képest az optimális teherbírás környezetében közelítőleg $e/l$ = 0,1; ezt célszerű választani. Két forgásirány esetén a sarukat középen támasztják alá.

# Hidrosztatikus csapágyak

A hidrosztatikus csapágyak talán a legszélesebb körben felhasználható ágyazási formák, mert működésüket és tribológiai viselkedésüket az üzemi paraméterek kevésbé befolyásolják, mint a többi csapágytípusét, és az anyagminőségek, valamint a kenőanyag megfelelő kiválasztásával szélsőséges környezeti viszonyok között működő szerkezetekben is megbízhatóan üzemelnek.

A hidrosztatikus csapágyakban a folyadéksúrlódási állapotot az a külső energia hozza létre, amely a kenőanyag ellátó rendszert működteti, és a csapágyba megfelelő mennyiségű és nyomású kenőanyagot juttat. A hidrosztatikus csapágyak kenőanyaga bármilyen viszkózus folyadék vagy gáz lehet, amely tapad a súrlódó felületekhez, és ezért a csapágyrésen csak nyomáskülönbség hatására áramlik át.

A hidrosztatikus csapágyak kenőanyaga általában kenőolaj vagy levegő (aerosztatikus csapágyak), de használhatnak megfelelő tisztaságú vizet, emulziót, nitrogént stb. is.

A kenőanyag-ellátó rendszer beszerzése, telepítése és üzemeltetése nagyon költséges, ezért a hidrosztatikus csapágyak gazdaságosan csak ott használhatók, ahol ezt a többletköltséget e csapágyak előnyei kompenzálják. Előnyösek a hidrosztatikus csapágyak pl. ott, ahol:

- a hidrodinamikai kenés feltételei nincsenek meg, de folyadéksúrlódásra van szükség,
- nagy futáspontosságot követelnek, amit más csapágytípus nem elégíthet ki,
- kis sebesség mellett nagyon kis súrlódás a követelmény,
- nagyméretű csapágyazásra van szükség, és ezért a gördülőcsapágy költségesebb.

A hidrosztatikus ágyazások súrlódó felületeit a követelményektől függően szinte tetszőleges alakúra készíthetik: vannak hengeres, kúp, gömb, sík csúszófelületű csapágyak.

A csapágy egyik elemének súrlódó felülete egy vagy több hordozófelületből áll, amelyben tömítőperemmel körülvett nyomókamrákat alakítanak ki. Az egyszerű talpcsapágytól eltekintve a hidrosztatikus ágyazások rendszerint több hordozófelülettel készülnek a nagyobb merevség, valamint a változó irányú és nagyságú terhelés felvétele érdekében. A hengeres radiális csapágyakban rendszerint azonos méretű hordozófelületeket alkalmaznak, amelyeket a csap kerülete mentén szimmetrikusan helyeznek el. A hidrosztatikus vezetékeknél ugyanakkor a hordozófelületek mérete és elrendezése a terhelések irányától és nagyságától függően, különböző lehet. Egy hordozófelületű csapágyakat (rendszerint kör vagy körgyűrű alakú futófelülettel) szinte kizárólag csak tengelyek axiális megtámasztására használnak.

## A hidrosztatikus csapágyak jellemzői

A hidrosztatikus csapágyak teherbírását a hordozófelületen kialakuló nyomásdomb térfogata határozza meg, ami kifejezhető az $A_h$ hordozófelülettel, a $p_{ka}$ kamranyomással és a – csak a geometriai kialakítástól függő – $a_f$ terhelési tényezővel:

$$F = \int p dA = a_f p_{ka} A_h.$$

A $h$ vastagságú kenőfilm kialakításához folyamatosan $Q$ folyadékmennyiséget kell a csapágyon átáramoltatni, ami függ a tömítőperemek külső szélén kialakuló nyomáseséstől, a kenőanyag viszkozitásától és a hordozófelület kerületének $K$ hosszától:

$$Q = \int -\frac{h^3}{12\eta}\frac{dp}{dr} dK.$$

Ha $h$ résméret állandó, ez az összefüggés egyszerűbb alakba írható:

$$Q = q_f \frac{h^3}{\eta}\frac{F}{A_h} = a_f q_f \frac{h^3}{\eta} p_k,$$

ahol a $q_f$ térfogatáram tényező csak a hordozófelület alakjától függ. Egyszerű kör és körgyűrű alakú felületekre, állandó kenőfilmvastagság esetén az $a_f$ és $q_f$ tényezők analitikusan meghatározhatók. Más alakú hordozófelületekre ezeket a tényezőket méréssel vagy közelítő számítással állapítják meg. Gyakran feltételezik, hogy a tömítőperemeken a nyomásesés állandó, ami a számítást lényegesen leegyszerűsíti.

A folyadékfilm folyamatos fenntartásához szükséges szivattyúteljesítmény (a rendszerben kialakuló áramlási veszteségeket elhanyagolva) a $Q$ térfogatáramból számítható:

$$P_{sz} = p_{ka} Q = \frac{a_f}{q_f} \frac{h^3}{\eta} \frac{F^2}{A_h^2} = a_f q_f \frac{h^3}{\eta} p_{ka}^2.$$

Állandó terhelésű csapágyak szivattyúteljesítménye függ az $q_f/a_f$ *viszonytól,* vagyis a hordozófelületek alakjától és a tömítőperemek szélességétől. Szélsőérték-számítással minden hordozófelületre meghatározható az az optimális forma, ahol adott terhelés esetén a $h$ vastagságú kenőfilm kialakításához szükséges szivattyúteljesítmény a legkisebb.

A hidrosztatikus csapágyak súrlódási vesztesége azonos fő méretek és üzemeltetési körülmények között rendszerint kisebb, mint a hidrodinamikus csapágyaké, mert a folyadéksúrlódás csak a tömítőfelületeken jelentős, a nyomókamrák felett, ahol a kenőfilm vastagsága viszonylag nagy, gyakorlatilag elhanyagolható. A tömítőperemek mentén ébredő súrlódási veszteség azonos elven számítható, mint a hidrodinamikus csapágynál, de gyakran egyszerűbben, mert jó közelítéssel feltételezhető hogy a kenőfilm vastagsága a tömítőperemek mentén állandó, és a tömítőfelületek nagysága sem változik. Így a súrlódási teljesítmény (veszteség): $P_s = \int_A u \tau dA_t = \eta \frac{U^2}{h} A_t.$

A hidrosztatikus csapágy üzemeltetéséhez szükséges teljesítmény a szivattyú- és a súrlódási teljesítmény összege. Célszerű a csapágy tervezésekor arra törekedni, hogy ez az **összes teljesítmény** minél kisebb legyen. Az összes teljesítmény minimális értéke a tervezéskor két intézkedéssel érhető el:

1. Először a geometriai méretarányok és méretek kiválasztása úgy, hogy a szivattyúteljesítmény minimális legyen, majd

2. a kenőfilm vastagságának vagy a kenőanyag viszkozitásának kiválasztása az összes teljesítmény minimális értékének figyelembevételével.

Az egyes részteljesítmények behelyettesítése után az összes teljesítmény a következő formában írható fel: $P_{\Sigma} = P_{sz} + P_S = a_f q_f \frac{h^3}{\eta} p_{ka}^2 + \eta \frac{U^2}{h} A_t.$

Egyszerű szélsőérték-számítással igazolható, hogy állandó $h$ résvastagság esetén a viszkozitás akkor optimális, ha $P_{sz} = P_S$, és állandó viszkozitás esetén a résvastagság akkor optimális, ha $3P_{sz} = P_S$.

A két paraméter egyszerre nem lehet optimális. A gyakorlatban használt kenőolajok viszkozitásértékeit figyelembe véve és a résméret szerint optimálva rendszerint olyan kis kenőfilm-vastagságot kellene előírni, ami az elemek alakváltozása, alak- és helyzethibái, valamint a felületek érdessége miatt nem tartható be.

A tervezéskor ezért először a megvalósítható legkisebb kenőfilmvastagságot választják ki, és ahhoz határozzák meg az optimális kenőanyag-viszkozitást a fenti feltételből levezethető alábbi összefüggés alapján: $\eta_{opt} = \frac{h^2 p_{ka}}{U} \sqrt{\frac{a_f q_f}{A_t}}.$

A kenőfilm vastagság $h_0$, $\mu m$, minimális értékét a hordozófelület legnagyobb $L$, $m$ hosszmérete, illetve a két felület $R_a$, $\mu m$ átlagos felületi érdessége ismeretében a következőképpen számítják: $h_o = 2{,}3 \cdot \sqrt[3]{L}$ *vagy* $h_o > 40(R_{a1} + R_{a2})$ és közülük a nagyobb értéket választják.

A hidrosztatikus csapágyak egyik fontos jellemzője a nagy merevség: a terhelésváltozás hatására kis résméretváltozás. Adott kialakítású csapágyban a merevséget az határozza meg, hogy adott körülmények között a terhelésváltozás hatására kialakuló $P_{ka}$ kamranyomás-változás milyen hatást gyakorol a $Q$ térfogatáramra és azon keresztül a résméretre.

Tökéletesen összenyomhatatlan közeget feltételezve, elméletileg végtelen nagy merevség is elérhető, ha a $Q$ térfogatáram a $P_{ka}$ kamranyomással arányosan növekszik. A több nyomókamrával rendelkező hidrosztatikus csapágyakba is rendszerint egyetlen szivattyú szállítja a kenőanyagot. Mivel a nyomókamrákban kialakuló nyomás a terheléstől függ, az egyes nyomókamrákba bevezetett térfogatáramot szabályozni kell, különben a szivattyú által szállított teljes kenőanyag-mennyiség a legkisebb nyomású helyen áramlik át, és a többi nyomókamrában a terhelés felvételéhez szükséges nyomás nem alakul ki.

A térfogatáramok szabályozására kapillárisokat, szűkítőperemeket és különböző szabályozószelepeket (pl. áramállandósítókat, arányos áramlásszabályozókat stb.) használnak, amelyeket minden egyes nyomókamra elé külön beépítenek. Ezek a szabályozóelemek korlátozzák a nyomókamrákon átáramló kenőanyag-mennyiséget, megakadályozzák, hogy a kenőanyag csak a kis terhelésű helyeken áramoljon át, és olyan szintre emelik a kenőanyag-ellátó szivattyú nyomását, hogy az a legnagyobb terhelés felvételéhez is elegendő legyen. Természetesen a hidrosztatikus csapágy viselkedését és jellemzőit a szabályozóelemek döntő mértékben befolyásolják. Leggyakrabban a kapillárisokat, a szűkítőperemeket és az áramállandósító szelepeket használják.

Hatásuk a csapágy működési jellemzőire (a résméretre, a térfogatáramra, a szivattyúteljesítményre, a merevségre) a kenőanyag-áramlás törvényszerűségei alapján meghatározhatók.

A több hordozófelületű hidrosztatikus csapágyak jellemzői hordozófelületenként számíthatók. A számítás azonban nem könnyű, mert az egyes hordozófelületek nem függetlenek egymástól.

A csapágyterheléssel a hordozófelületeken kialakuló hidrosztatikus erők tartanak egyensúlyt, amelyeket viszont a tömítőperemek mentén kialakuló kenőfilm-vastagságok által meghatározott nyomásértékek határoznak meg. A több hordozófelületű csapágyak méretezésekor ezért rendszerint úgy járnak el, hogy az adott hordozófelület-elrendezéshez és erőirányhoz kiszámítják a csapágy terhelés-elmozdulás jelleggörbéjét (mert ismerik az egyes hordozófelületeken kialakuló kenőfilm vastagságát az elmozdulás függvényében), és abból állapítják meg az adott terheléshez tartozó csaphelyzetet és kenőfilmvastagságokat. A csapágy jellemző adatainak (kamranyomások, kenőanyag-szükséglet, súrlódási veszteség, csapágymerevség stb.) számítása ezután már elvégezhető. A hidrosztatikus csapágyak méretezése részletesebben megtalálható a szakirodalmakban.

## Szerkezeti kialakítás

A hidrosztatikus ágyazások kialakítása rendkívül változatos. Használnak hidrosztatikus csapágyakat nagypontosságú szerszámgépek, mérőgépek orsóinak és vezetékeinek ágyazására, dugattyús és fogaskerekes hidraulikus szivattyúk és motorok elemeinek csapágyazására.

Előnyösen alkalmazható a hidrosztatikus ágyazás a nagyméretű forgórészek ágyazására is. Gyakorlatilag nulla súrlódási veszteségük miatt használják a hidrosztatikus ágyazásokat mérőgép- és szerszámgép-vezetékeknél, laboratóriumi vizsgálóberendezéseknél, pl. sikló- és gördülőcsapágy-vizsgálókban. A hidrosztatikus ágyazással készített csapágyházak alkalmasak a hidrodinamikus kenésű siklócsapágyak és a gördülő csapágyak súrlódási nyomatékának pontos mérésére. Gyakran készítenek más súrlódás-, kopás- és kenőanyag-vizsgáló berendezéseket (tribométereket) is hidrosztatikus vagy aerosztatikus ágyazással.

# Gördülőcsapágyak, gördülővezetékek

A gördülőcsapágy az egyik leggyakrabban alkalmazott gépszerkezeti elem, ami szinte valamennyi forgómozgást végző gép és berendezés nélkülözhetetlen alkatrésze. Előnyös tulajdonságai − a nagy terhelhetőség, a széles fordulatszám- és hőmérséklet-tartományban való alkalmazhatóság, a kis

indítási és üzem közbeni súrlódási ellenállás, a nagy futáspontosság, a kis beépítési helyszükséglet, a csekély gondozást igénylő üzemeltetés stb. − révén magas műszaki követelményeket kielégítő, gazdaságos ágyazások megvalósítására alkalmas. A gördülőcsapágyak a szabványosított csatlakozó méretek miatt egyszerűen és gyorsan cserélhetők.

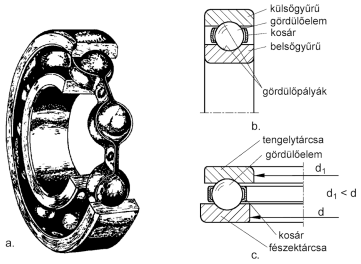
A különböző szerkezeti kialakítású gördülőcsapágyakat a XIX. század második felében, illetve az 1900-as évek elején fejlesztették ki. Általános elterjedésük azonban csak a gördülőcsapágy-gyártó üzemek kialakulásával indulhatott meg, amikor is a gördülőcsapágyakat jó minőségű és nagy tisztaságú anyagból, nagy pontossággal kezdték gyártani, biztosítva ezzel a terhelés alatti elmozdulás legkedvezőbb feltételeit. A csapágyat a tervező mint szerkezeti egységet építi be, a többnyire normál pontosságú csatlakozó felületek közé.

# Alapfogalmak, szerkezeti kialakítás

A csapágy két szerkezeti elem (az egyik rendszerint a tengely, a másik pedig valamilyen ház) között adja át a terhelést, azok üzemszerű, relatív elfordulása mellett. Gördülőcsapágyak esetén a két elmozduló felületet gördülőtestek (golyók, görgők) választják el egymástól.

A gördülőcsapágyak tipikus szerkezeti elemei a **csapágygyűrűk** vagy **csapágytárcsák** és a **gördülőelemek.** A **kosár** feladata a gördülőelemek közötti távolság tartása, illetve a gördülőelemek vezetése. A gördülőcsapágyak jellemző szerkezeti elemeit a 401. ábra mutatja.

### 401. ábra - A gördülőcsapágyak jellemző szerkezeti elemei a) az egysorú, mélyhornyú radiális golyóscsapágy látszati képe, b) az egysorú, mélyhornyú radiális golyóscsapágy szerkezeti elemei, c) az axiális golyóscsapágy szerkezeti elemei




A **csapágygyűrűk** vagy **csapágytárcsák** és a **gördülőelemek** anyaga nagy tisztaságú krómacél (az anyag tisztaságának növelése érdekében az acélt gyakran vákuumban újra ömlesztik) 820…850 °C-on edzve, majd 150…170 °C-on megeresztve. A gyűrűk, illetve a tárcsák, továbbá a gördülőelemek keménysége 60–64 HRC. Kísérletileg igazolták, hogy egy csapágy élettartama akkor a legnagyobb, ha a gördülőelemek keménysége 1…2 HRC-vel nagyobb, mint a gyűrűké.

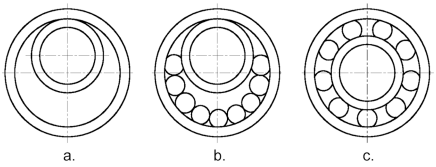
A csapágy gyártása során a tömör rúdból vagy csőből darabolt, kovácsolt és forgácsolt (esetleg csak forgácsolt) elemeket hőkezelik, majd kemény állapotban köszörülik. A megmunkálást a kemény felületek szuperfiniselése zárja.

A kosarat leggyakrabban szénszegény, lágy acéllemezből sajtolják. Ez a kosártípus könnyű, és olyan az alakja, hogy a kenőanyag könnyen bejuthat a csapágy működő felületei közé. Nagypontosságú csapágyakhoz vagy nagy üzemi fordulatszám esetén rézötvözetből forgácsolt kosarat alkalmaznak, de elterjedtek a különböző műanyag (textolit, poliamid stb.) kosarak is.

Szerelés előtt a csapágyalkatrészeket méret szerint összeválogatják, így pl. egy csapágyon belül a gördülőelemek átmérője közötti különbség, az ún. **csoporttűrés** nem lehet nagyobb, mint 0,2 μm.

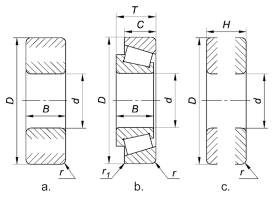
A szerelés módja a csapágy szerkezeti kialakításától függ. A 402. ábra példaképpen egysorú, mélyhornyú golyóscsapágy szerelését mutatja be. Szerelés után a csapágyakat **demagnetizálni** kell, mert a mágnesség vonzaná a vaskopadékot, ez pedig a csapágy idő előtti tönkremenetelét okozná.

## 402. ábra - Az egysorú mélyhornyú golyóscsapágy szerelése



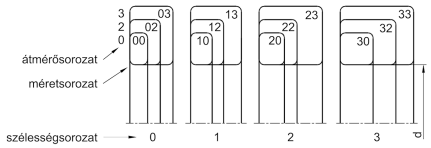

A gördülőcsapágyak jellemző **csatlakozó méreteit** a 403. ábra mutatja. A csatlakozó méreteket nemzetközi szabványok ún. főmérettáblázatokban rögzítik. A főmérettáblázatok szerint egy szabványos *d* furatátmérőhöz egy sorozat *D* palástátmérő tartozik, ezek alkotják a 8, 9, 0, 1, 2, 3 és 4 jelű **átmérősorozatot,** amelynél a *D* palástátmérő a számsorban jobbra haladva növekszik. Minden átmérősorozatban több **szélességsorozat** is van, ezeknek 0, 1, 2, 3, 4, 5 és 6 jele szerint a *B* csapágyszélesség a sorban jobbra haladva növekszik.

## 403. ábra - A gördülőcsapágyak jellemző csatlakozó méretei a) általános kialakítású radiális csapágy, b) kúpgörgős csapágy, c) axiális csapágy




Az átmérő- és a szélességsorozat kombinációja a **méretsorozat,** amelynek értelmezése a 404. ábrán látható. A 32 méretsorozatú csapágy pl. a 3 szélesség- és a 2 átmérősorozatba tartozik.

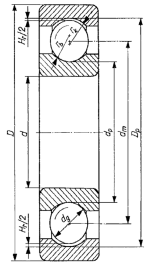
## 404. ábra - A méretsorozat értelmezése




Egy mélyhornyú golyóscsapágy geometriai kialakítását és jellemző belső méreteit a 405. ábra mutatja. A csapágy közép- vagy osztókörátmérője a gördülőpálya-átmérők számtani közepe, ami jó közelítéssel a furat-, illetve palástátmérőből is számítható:

$d_m = 0{,}5 \cdot (D_p + d_p) \cong 0{,}5 \cdot (D + d)$.

## 405. ábra - Az egysorú mélyhornyú golyóscsapágy geometriai kialakítása és jellemző geometriai méretei




A külső és belső gördülőpálya, valamint a gördülőelem között értelmezhető a gördülőpálya és a gördülőelem simulása:

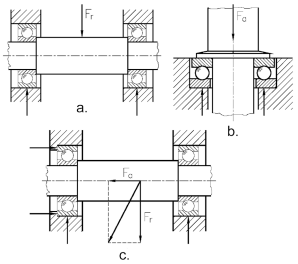
$f_k = \frac{r_k}{d_g}$ és $f_b = \frac{r_b}{d_g}$, ahol általában mélyhornyú golyóscsapágyak esetén $f_k = f_b = 0{,}51–0{,}52$ .

Fontos geometriai jellemző a csapágy **radiális hézaga ($H_r$)**, ami a geometriai méretekből számítható:

$H_r = D_p - d_p - 2d_g.$

A tengelyre ható terhelések irányuk szerint lehetnek **radiálisak** vagy **axiálisak.** Az egyidejűleg ható sugár- és tengelyirányú terhelést **összetett terhelésnek** nevezzük (406. ábra). A gördülőcsapágyon belül az erő a tengelyről a csapágyházra a csapágygyűrűkön és a gördülőelemeken keresztül adódik át.

### 406. ábra - Tengelyek terhelései a) radiális terhelés, b) axiális terhelés, c) összetett terhelés

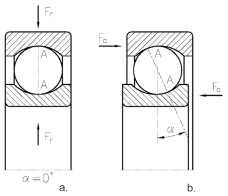



**Hatásvonalnak** nevezzük azt az egyenest, amelynek irányában a gördülőelem az erőt az egyik gyűrűről a másikra átviszi. A hatásvonal és a csapágy forgástengelyére merőleges sík által bezárt szög a **hatásszög.**

A hatásvonal iránya, illetve a hatásszög nagysága elsősorban a csapágy szerkezeti kialakításától függ, de kismértékben a csapágyra ható terhelés iránya is befolyásolja.

A 407. ábra mélyhornyú golyóscsapágy hatásvonalát és hatásszögét (α) mutatja tiszta radiális, illetve tiszta axiális terhelés esetén.

### 407. ábra - Az egysorú, mélyhornyú golyóscsapágy a) hatásvonala, b) hatásszöge




A hatásszög a csapágy egyik legfontosabb jellemzője, mert ettől függ a csapágy belső erőjátéka, ami megszabja, hogy a csapágy milyen irányú erők felvételére alkalmas.

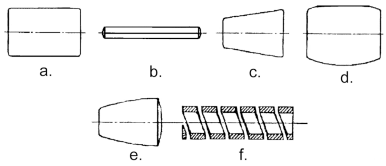
# Gördülőcsapágy-típusok

A különböző kialakítású gördülőcsapágyakat legáltalánosabban a hatásvonaluk szerint lehet csoportosítani. A kis hatásszögűek (α < 10…15°) a **radiális csapágyak.** Ezek elsősorban radiális erővel terhelhetők, bár legtöbbjük kisebb axiális terhelés felvételére is alkalmas. Ha a hatásszög 10…15° és 50…60° közé esik, akkor **ferde hatásvonalú csapágyakról** beszélünk. Ezek jelentősebb axiális és radiális erővel is terhelhetők. **Axiális csapágyak** (α > 50…60°) beépítése akkor célszerű, ha a radiális erő kicsi, de jelentős az axiális irányú terhelés.

A gördülőcsapágyak gördülőelemük alakja szerint is megkülönböztethetők. A **golyóscsapágy** gördülőeleme golyó, a **görgőscsapágyé** valamilyen görgő (408. ábra). Míg a golyóscsapágyban a golyó és a gördülőpálya pontszerűen érintkezik, addig a görgőscsapágyban a görgő egy vonal mentén fekszik fel. Az érintkezési viszonyokból következik, hogy a vonalérintkezésű csapágyak fajlagosan

jobban terhelhetők, mint a pontérintkezésűek. Előnyösebben alkalmazhatók a görgőscsapágyak lökésszerű terhelések esetén is.

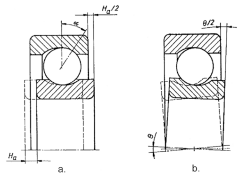
## 408. ábra - Görgőtípusok a) hengergörgő, b) tűgörgő, c) kúpgörgő, d) hordógörgő, e) kúpos hordógörgő, f) rugógörgő




Beállóképesség tekintetében merev és beálló csapágyakról lehet beszélni. A **merev gördülőcsapágy** külső gyűrűje a belső gyűrűhöz képest a csapágy tengelyére illeszkedő síkban nem, vagy csak igen kis mértékben fordítható el. A **beálló gördülőcsapágy** gyűrűi viszont egymáshoz képest kismértékben elfordíthatók anélkül, hogy a csapágy kifogástalan működését zavarnák. A beálló csapágy szerelési és alakváltozási hibák kiegyenlítésére szolgál. Két csapágyház közötti egytengelyűségi hiba vagy nagy tengelylehajlás esetén a merev csapágyban jelentős járulékos terhelések ébredhetnek, amelyek a csapágy idő előtti meghibásodását okozhatják.

A gördülőcsapágyak különböző gyártási hézaggal kerülnek forgalomba. Az alapkivitelű csapágyak, amelyek gyártási hézagait szabványok írják elő, **normál hézagúak.** Az esetenként különböző beépítési és üzemi feltételek miatt a normál hézagú csapágyak mellett kisebb, azaz **szűkített hézagú** (jele **C2** és **C1**), és nagyobb, azaz **bővített hézagú** (jele **C3**, **C4** és **C5**) csapágyakat is készítenek. A radiális csapágyhézag értelmezése a 403. ábrán látható, az axiális és szöghézag értelmezését pedig a 409. ábra mutatja.

## 409. ábra - Az axiális csapágyhézag (a) és a szöghézag (b) értelmezése egysorú, mélyhornyú golyóscsapágyak esetén

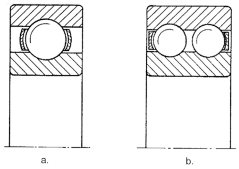



Csapágyhézagon az összeszerelt gördülőcsapágy egyik gyűrűjének a rögzített másik gyűrűhöz viszonyított elmozdulását értjük, az egyik szélső helyzettől a másikig anélkül, hogy a gyűrűk és a gördülőelemek közötti érintkezésnél rugalmas alakváltozás jönne létre. A csapágy működése szempontjából elsősorban a radiális csapágyhézagnak van jelentősége. Általános szabály, hogy üzemmeleg állapotban a gördülőcsapágyak hézaga nulla vagy néhány mikrométer legyen. (Megjegyezzük, hogy golyóscsapágyak esetén a kisebb előfeszítés sem káros.)

Az alapkivitelű csapágyak pontosságát a szabvány a **0 pontossági osztályba (normál pontosság)** sorolja, és **P0**-val jelöli. A normál tűrések mellett a szabvány szűkített tűrésű, azaz fokozott pontosságú csapágyakra is tartalmaz előírásokat. A fokozott pontosságú csapágyak **P6**, **P5**, **P4** és **P2** kivitelben készülnek. Fokozott pontosságú csapágyak beépítésével egyrészt növelhető a tengely futáspontossága (pl. szerszámgépek esetén), másrészt növekszik a csapágy határfordulatszáma.

Az **egysorú mélyhornyú golyóscsapágy** (410/a ábra) a legnépszerűbb és a leggyakrabban alkalmazott típus. A gördülőelemeket a csapágygyűrűkben kialakított mély, a golyókhoz jól simuló horony vezeti. Elsősorban radiális erővel terhelhető, de alkalmas mindkét irányba ható axiális terhelés felvételére is. A csapágy egyszerű kivitelű, súrlódási ellenállása kicsi, ezért nagy fordulatszámú tengelyek ágyazására is alkalmas. Az üzem közbeni karbantartási hiányosságokra nem érzékeny, és viszonylag olcsó. Rendszerint lemezkosaras (lágyacél) kivitelű, de kapható tömör sárgaréz vagy polimer kosárral is. A csapágy névleges hatásszöge 0°. A merev csapágyak csoportjába tartozik, azért a szerelési és alakváltozási hibákra érzékeny.

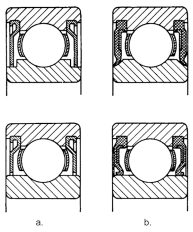
## 410. ábra - Mélyhornyú golyóscsapágyak a) egysorú, b) kétsorú




A mélyhornyú golyóscsapágyak – de más csapágytípusok is – készülhetnek tömített kivitelben is. A tömített csapágyak egyik vagy mindkét oldalán védőlemez vagy tömítőtárcsa van. A kétoldalt tömített csapágyakat gyárilag töltik fel kenőzsírral, üzem közben utánkenést nem igényelnek. Ily módon gondozást nem igénylő ágyazások készíthetők.

A **védőtárcsák** lágyacél lemezből készülnek, és nem súrlódó tömítések (411/a ábra). A **tömítőtárcsa** anyaga gumi, ami a csapágyba szerelve súrlódó tömítést ad. A tömítőhatás érvényesülhet axiális vagy radiális (411/b ábra) irányban. A tömítőtárcsás csapágyak határfordulatszáma a gumitárcsa súrlódása miatt mintegy 30%-kal kisebb, mint a porvédő lemezes csapágyaké.

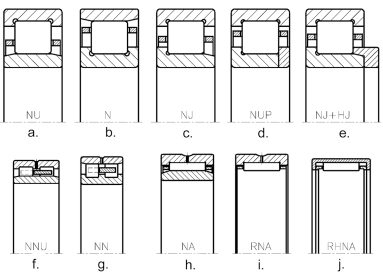
## 411. ábra - Tömített csapágyak a) védőlemezes, b) tömítőtárcsás




A tömített csapágyakat olyan helyen alkalmazzák, ahol megfelelően hatásos tömítés helyszűke miatt nem alakítható ki, vagy a csapágy utánkenése nem biztosítható. Tipikus alkalmazási terület pl. a háztartási gépek.

A **hengergörgős csapágy** (412. ábra) készülhet egy- vagy kétsoros kivitelben, rövid ($l_g/d_g \approx 1$) vagy hosszú ($l_g/d_g > 1$) hengergörgővel (ahol $l_g$ a gördülőelem hossza, $d_g$ pedig a gördülőelem átmérője). A hengergörgőket a külső gyűrűn vagy a belső gyűrűn kialakított vezetővállak vezetik. A csapágy szétvehető, mert a vezetővállas gyűrű a görgősorral együtt a másik gyűrűről egyszerűen lehúzható. Ez lényegesen egyszerűsíti a szerelést, különösen akkor, ha a terhelési viszonyok miatt mindkét csapágygyűrűt szorosan kell illeszteni.

## 412. ábra - A leggyakrabban használt hengergörgős csapágyak a–e) hengergörgős csapágyak, f–g) kétsorú hengergörgős csapágyak, h–j) tűgörgős csapágyak

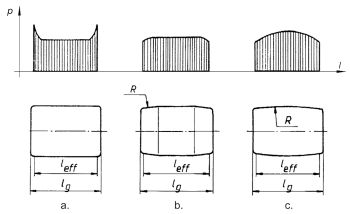



A hengergörgős csapágyak egyes típusai (pl. az **NU**, **N**, **NNU**, **NN** sorozatú csapágyak) kizárólag radiális erő felvételére alkalmasak, axiális erővel szerkezetüknél fogva sem terhelhetők. Az **NJ** sorozatú csapágy egy irányba ható, az **NUP** sorozatú pedig mindkét irányba ható kis axiális erőt is képes felvenni. Mindkét irányú kis axiális terhelés felvételére alkalmas az **NJ** sorozatú csapágy, ha **sarokgyűrűvel** szereljük (412/e ábra). Megjegyezzük, hogy bár a hengergörgős csapágyak egyes

típusai felvehetnek kis axiális terhelést, üzemszerű axiális erővel ezeket nem célszerű terhelni. Ezeket a csapágyakat csupán **axiális helyzetrögzítésre** építjük be. A hengergörgős csapágy hatásszöge 0°.

A hengergörgős csapágyban a hengeres gördülőelem és a hengeres gördülőpálya érintkezése esetén – az érintkező testek véges szélessége miatt – a nyomás az érintkezési vonal mentén nem állandó, hanem a görgő végeinek környezetében nagyobb (412/a ábra). A feszültségtorlódás elkerülésére a hengergörgő végein enyhén ívelt szakaszt alakítanak ki (413/b ábra), vagy szokásos a görgő teljes meridián görbéjét íveltre készíteni (413/c ábra).

## 413. ábra - A hengergörgő meridián görbéjének szokásos kialakítása és a nyomáseloszlás (p) a görgő hossza (l) mentén a) hengeres gördülőelem, b) hengeres gördülőelem a két végén ívelt kialakítással, c) ívelt meridián görbéjű gördülőelem




Az egysorú hengergörgős csapágy alapkivitelben sajtolt lemezkosárral (lágyacél vagy sárgaréz) készül, és viszonylag nagy fordulatszámra is alkalmazható. (A hengergörgős csapágy ún. **határfordulatszáma** nagy.)

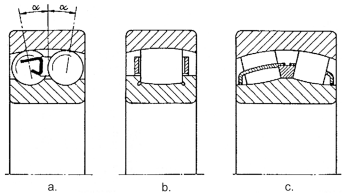
A **kétsorú hengergörgős csapágy** (412/f és g ábra) a kisebb gördülőelem-tömeg (kisebb a gördülőelemre ható centrifugális erő), a tömör sárgaréz kosár (kisebb súrlódási ellenállás) és az egymáshoz képest fél osztással eltolt görgősor (kisebb a csapágy által keltett rezgés) miatt kifejezetten nagy üzemi fordulatszámokra alkalmas. A külső gyűrűbe munkált horony és a furatok a kenést szolgálják. A kétsoros hengergörgős csapágyat nagy futáspontossága miatt gyakran építik be szerszámgépekbe is.

A hengergörgős csapágy különleges változata a **tűgörgős csapágy** (412/h–j ábra). A tűgörgők átmérője 2…5 mm, hosszúságuk $l_g = (3…10)\cdot d_g$. A görgőket a kerület mentén lemezkosár vezeti, az oldalvezetést pedig rendszerint a külső gyűrű adja. Az egy-, illetve kétsoros kivitelben gyártott tűgörgős csapágyak kizárólag radiális erővel terhelhetők.

A tűgörgős csapágy radiális helyszükséglete a legkisebb, ezért elsősorban olyan helyeken alkalmazzák, ahol sugárirányban kevés hely áll rendelkezésre. A 400/h ábra az alapkivitelű tűgörgős csapágyat mutatja külső és belső gyűrűvel. A csapágy beépíthető belső gyűrű nélkül is (412/i ábra), amikor is a belső futópálya a tengelyen van, és a tengelycsapot kell gördülőcsapágy minőségben elkészíteni. Tovább csökkenthető a radiális helyigény a **tűgörgős kosarak** alkalmazásával. Tűgörgős kosarak beépítése esetén a külső gördülőpálya a házban, a belső pedig a tengelyen van kialakítva.

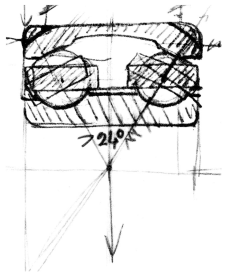
A **radiális beálló csapágyak** (414. ábra) közös jellemzője, hogy a külső gördülőpálya gömb felületű, ami lehetővé teszi a belső gyűrű tengelyirányának kismértékű megváltozását. A belső gyűrű homloksíkjának megengedett szögeltérése a külső gyűrűhöz viszonyítva 2–3°.

## 414. ábra - Radiális beálló gördülőcsapágyak a) kétsorú beálló golyóscsapágy, b) egysorú beálló görgőscsapágy, c) kétsorú beálló görgőscsapágy



A **kétsorú beálló golyóscsapágyat** (414/a ábra) a svéd SKF (Svenska Kullager Fabriken) cég kezdte gyártani **Sven Wingquist** mérnök 1907-es találmánya alapján, a közlőműveknél akkoriban kiterjedten használt beálló siklócsapágyak helyettesítésére. Ez a találmány alapozta meg az SKF cég világhírnevét, és lényegében erre az időre tehető a nagyüzemi gördülőcsapágy-gyártás kezdete is. **S. Wingquist** első vázlata a beálló golyóscsapágyról (415. ábra) ma már értékes műszaki-történeti emlék.

## 415. ábra - S. Wingquist első vázlata (1907) a beálló golyóscsapágyról



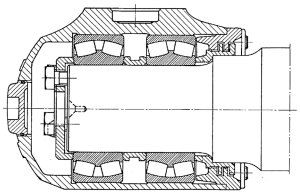

A beálló golyóscsapágy elsősorban radiálisan terhelhető, de alkalmas mindkét irányba ható kisebb axiális erő felvételére is. A rossz simulás miatt a külső gyűrű és a gördülőelem érintkezése szilárdságtanilag kedvezőtlen, ezért a csapágyak teherbírása csak mintegy kétharmada a hasonló „ablakméretű" mélyhornyú golyóscsapágyénak. A súrlódási viszonyok viszont kedvezőek, ezért határfordulatszámuk nagy. Alapkivitelben sajtolt acéllemez kosárral készülnek, de beszerezhetők tömör sárgaréz kosárral is.

Ritkábban használják az **egysorú beálló görgőscsapágyat** (414/b ábra). A hordógörgőt a belső gyűrűn kialakított két váll vezeti. Ez a csapágy − a beálló golyóscsapágyhoz hasonlóan − nagy radiális és kisebb axiális erők felvételére alkalmas, de a gördülőelem-gördülőpályák vonalszerű érintkezése miatt a fajlagos terhelhetőség a beálló golyóscsapágyhoz viszonyítva lényegesen nagyobb. Elterjedtebben alkalmazzák a **kétsorú beálló görgőscsapágyat** (414/c ábra), amelynek hatásszöge 8…14°.

A gördülőelemeket régebben a belső gyűrűn kialakított vállakkal vezették (a 414/b ábrához hasonlóan), de kedvezőbb és a belső gyűrű gyártása szempontjából egyszerűbb a 414/c ábrán bemutatott megoldás, amelynél a görgőket a középen elhelyezett távolságtartó gyűrű támasztja meg. A viszonylag nagy számú, nagy átmérőjű és hosszú hordógörgők miatt valamennyi csapágytípus közül a kétsorú beálló görgőscsapágy a legnagyobb teherbírású. Előnyösen alkalmazható dinamikus terhelések felvételére is.

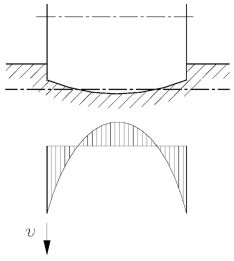
A kétsorú beálló görgőscsapágy nagy teherbírásából következik, hogy nemcsak a szerelési és alakváltozási hibák kiegyenlítésére építhetők be, hanem akkor is, ha igen nagy a radiális erő. A 416. ábra olyan beépítést mutat, amikor csak a teherbíró és nem a beállóképességet használjuk ki.

## 416. ábra - Vasúti ágytok csapágyazása két, kétsorú beálló görgőscsapággyal. A csapágyazás nagy terhelések és ezen belül jelentős dinamikus hatások felvételére alkalmas



Az egy- és kétsorú beálló görgőscsapágyban − tökéletesen merev testek feltételezésével is − az érintkezési vonal két pontjában van csak tiszta gördülés, a többi érintkezési pontban pedig a gördülés mellett csúszás is fellép (417. ábra). Emiatt a beálló görgőscsapágyak súrlódási vesztesége nagy, ami korlátozza a határfordulatszámot. A beálló görgőscsapágyak csak viszonylag kisebb fordulatszámú tengelyek ágyazására alkalmazhatók.

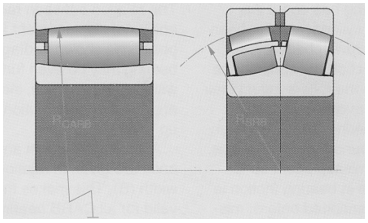
## 417. ábra - Csúszási sebességek a beálló görgőscsapágy meridián görbéje mentén



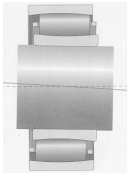

Régebben a kétsorú beálló görgőscsapágyakba ún. szimmetrikus hordógörgőket építettek be. Újabban a hordógörgő aszimmetrikus, azaz a görgő belső oldalon lévő átmérője nagyobb. Ezzel a megoldással javulnak a csúszási viszonyok, és nő a határfordulatszám.

A hengergörgős csapágy és a beálló görgőscsapágy jó tulajdonságait egyesíti a legújabb fejlesztésű SKF-csapágy, az ún. CARB csapágy, amelyik a hengergörgős csapágy viszonylag nagy teherbírását és magas határfordulatszámát egyesíti a beálló görgőscsapágy szerelési hibákkal szembeni érzéketlenségével. A CARB csapágy szerkezeti kialakítását − a beálló görgőscsapágyhoz viszonyítva − a 418. ábra mutatja. A 419. ábra a CARB csapágy szög- és axiális hibakiegyenlítési képességét szemlétei. Előnyösen lehet a CARB csapágyat papírgyártó gépsorok szárítóhengereinek vagy hengerműhengereinek csapágyazásához használni, azaz olyan helyen, ahol a nagy terhelés és szerelési szöghiba mellett a magas hőmérséklet miatt jelentősebb hőtágulásokkal is számolni kell.

## 418. ábra - A beálló görgőscsapágy és a CARB csapágy felépítésének összehasonlítása

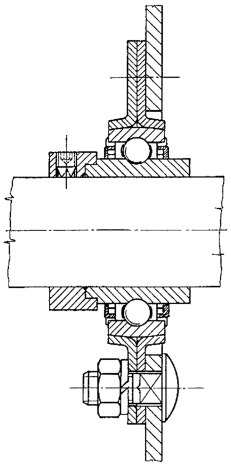


## 419. ábra - A CARB csapágy szög- és axiális szerelési hiba kiegyenlítésre alkalmas



Beállóvá tehetők a merev gördülőcsapágyak is, ha a külső gyűrű palástfelületét gömb alakúra készítjük és gömb felületű csapágyházba építjük be. Leggyakrabban a mélyhornyú golyóscsapágyak külső gyűrűi készülnek gömb alakú palástfelülettel – ezek az ún. **Y-csapágyak** –, de gyártanak így hengergörgős csapágyakat is. A 420. ábra sajtolt lemezházba szerelt Y csapágyat mutat. A csapágy széles belső gyűrűvel készül, és a tengelyen excentergyűrűvel rögzíthető. A csapágygyűrűk közötti tömítés egyszerűbben és hatásosabban oldható meg, mint a belső beállóképességű csapágyak esetén. Teherbírásuk és határfordulatszámuk 30–50%-kal kevesebb, mint a hasonló méretű golyóscsapágyaké.

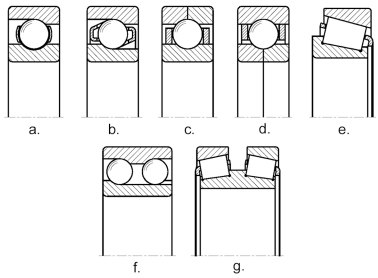
## 420. ábra - Sajtolt lemezházba szerelt Y csapágy



Az Y csapágy csak szereléskor beálló, a lemezházfeleket összefogó csavarok meghúzása után a beállóképesség megszűnik. Az Y csapágy a kevésbé igényes csapágyazási helyeken alkalmazható előnyösen. Megtalálható pl. a mezőgazdasági gépekben, szállítóberendezésekben, építőipari gépekben stb. Fő előnyük az egyszerűség és az olcsóság.

A **ferde hatásvonalú gördülőcsapágyak** (421. ábra) a radiális terhelés mellett jelentős axiális erőt is felvesznek.

## 421. ábra - Ferde hatásvonalú csapágyak a) vállcsapágy, b) egysorú, ferde hatásvonalú golyóscsapágy, c) négypont érintkezésű golyóscsapágy osztott külsőgyűrűvel, d) négypont érintkezésű golyóscsapágy osztott belsőgyűrűvel, e) kúpgörgős csapágy, f) kétsorú, ferde hatásvonalú golyóscsapágy, g) kétsorú kúpgörgős csapágy




A **vállcsapágy** (421/a ábra) belső gyűrűje megegyezik a mélyhornyú golyóscsapágyéval, külső gördülőpályája viszont aszimmetrikus. A szerelést könnyíti, hogy a külső gyűrű levehető a csapágyról. A csapágy hatásszöge kicsi, határfordulatszáma nagy. A vállcsapággyal elsősorban a kisméretű elektromos berendezések és finommechanikai készülékek (dinamók, indítómotorok, háztartási készülékek stb.) tengelyeit ágyazzák, kb. 30 mm furatátmérőig.

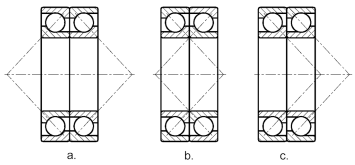
Az **egysorú ferde hatásvonalú golyóscsapágy** (421/b ábra) mindkét gördülőpályája aszimmetrikus kialakítású, és a gyűrűk homlokfelületeinek szélessége a két oldalon különböző. Hatásszögük 15… 40°, de legelterjedtebben a 40°-os hatásszögű csapágyat használják. A csapágy nem szedhető szét.

Mind a vállcsapágy, mind az egysorú, ferde hatásvonalú golyóscsapágy csak egy irányba ható axiális erő felvételére alkalmas, ezért gondoskodni kell a tengely másik irányú axiális megtámasztásáról is, célszerűen egy másik ferde hatásvonalú csapágy beépítésével.

Egysorú, ferde hatásvonalú csapágyak beépítése esetén a csapágyakra ható radiális erőkből **járulékos axiális terhelések** keletkeznek. Ilyen esetekben az egyik csapágy radiális terheléséből származó járulékos axiális erőt a másik csapágy veszi fel, és megfordítva. A csapágyak méretezésekor ezeket a járulékos axiális terheléseket is figyelembe kell venni.

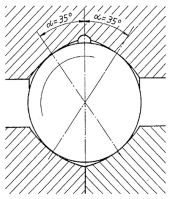
A ferde hatásvonalú golyóscsapágyak gyűrűszélesség-tűrései lehetővé teszik ezen csapágyak tetszőleges párosítású, egymás melletti beépítését (422. ábra). Az **O-elrendezésnél** a hatásvonalak a csapágy tengelyét két, egymástól távol eső pontban (az ún. **hatáspontban)** metszik. A csapágyazás merev (szögelfordulást nem enged meg), és mindkét irányba ható axiális erő mellett nyomatékkal is terhelhető. Az **X-elrendezés** esetén a hatáspontok közelebb vannak egymáshoz. A csapágyazás kevésbé merev, mint az O-elrendezésnél, és nyomaték felvételére nem alkalmas. A **tandem-elrendezésű** csapágypár hatásvonalai párhuzamosak egymással, és csak egy irányba ható axiális erővel terhelhető. Az axiális erő egyenletesen oszlik meg a két csapágyon.

## 422. ábra - Egysorú ferde hatásvonalú golyóscsapágyak páros beépítése a) nagy szögmerevségű vagy O-elrendezés, b) kis szögmerevségű vagy X-elrendezés, b) tandem-elrendezés



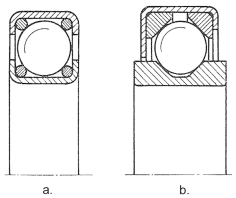

A **négypont érintkezésű csapágy** − amelyik mindkét irányba ható axiális erővel terhelhető − készülhet osztott külső (421/c ábra) vagy osztott belső gyűrűvel (421/d ábra). Gördülőpályáinak kialakítását a 423. ábra szemlélteti. Az osztott külső vagy belső gyűrű több golyó elhelyezését teszi lehetővé, és emiatt nagy a csapágy teherbírása.

## 423. ábra - A négypont érintkezésű csapágy gördülőpályáinak kialakítása




A 424. ábra további két, rendkívül egyszerű szerkezeti kialakítású négypont érintkezésű golyóscsapágyat mutat.

## 424. ábra - Négypont érintkezésű csapágyak a) huzalpályás csapágy lemezből sajtolt belső és külső gyűrűvel, b) ékpályás csapágy lemezből sajtolt külső gyűrűvel



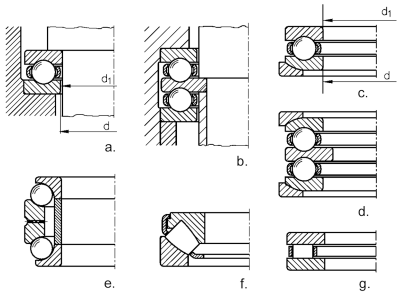

Vonalérintkezésű, ferde hatásvonalú csapágy a **kúpgörgős csapágy** (421/e ábra). A gördülőpályák olyan kúpfelületek, amelyek közös csúcspontja a csapágy fogástengelyére esik. A gördülőelemsort a belső gyűrűn kialakított pálya vezeti, a külső gyűrű a csapágyról levehető. A csapágy hatásszöge a külső gördülőpálya félkúpszögével egyezik meg, ami általában 10…28° között van. A sajtolt lemezkosarat a gördülőelemek vezetik. A kúpgörgős csapágyhoz csatlakozó alkatrészek tervezésekor a kosár helyszükségletét is figyelembe kell venni.

Az egysorú ferde hatásvonalú csapágyak hézagát szereléskor kell beállítani. Kedvező tulajdonságuk, hogy kopás esetén a csapágyhézag utánállítható.

A **kétsorú ferde hatásvonalú golyóscsapágy** (421/f ábra) működésében egy O-elrendezésű, egysorú ferde hatásvonalú csapágypárnak felel meg. A csapágy, amelynek hatásszöge 32° vagy 45°, a radiális és mindkét irányba ható axiális erő mellett nyomatékkal is terhelhető. A csapágy egyik oldalán a gördülőelemek szereléséhez töltőnyílás van, ami gyakran a csapágy korai meghibásodásához vezet, ha abba az irányba nagyobb axiális erő hat.

A kúpgörgős csapágyak is készülhetnek többsoros kivitelben. A közös belső gyűrűjű kúpgörgős csapágy (421/g ábra) X-elrendezésű, míg a közös külső gyűrűjű, O-elrendezésű csapágypárnak felel meg. A többsoros kúpgörgős csapágyakat elsősorban hengerművek tengelyeinek ágyazására használják, de szerszámgép-csapágyként is előnyös, mert pontosan előfeszíthető, növelve ezzel a szerszámgép-főorsó merevségét. Nagyobb tengelyirányú erőhatások felvételére axiális csapágyat (425. ábra) használunk.

**425. ábra - Axiális csapágyak a) egyfelé ható axiális golyóscsapágy, b) kétfelé ható axiális golyóscsapágy, c) egyfelé ható axiális golyóscsapágy beálló fészektárcsával, d) kétfelé ható axiális golyóscsapágy beálló fészektárcsákkal, e) kétsorú ferde hatásvonalú axiális golyóscsapágy, f) axiális beálló görgőscsapágy, g) axiális hengergörgős csapágy**




Az **egyfelé ható axiális golyóscsapágy** (425. ábra) fészektárcsa átmérője *(d)* néhány tized mm-rel nagyobb, mint a tengely tárcsa $d_1$ átmérője. Szerelése egyszerű, mert három részre szétszedhető, és így a tárcsák külön-külön építhetők be. Az axiális golyóscsapágy (hatásszöge 90°) radiális erővel nem terhelhető, ezért egy csapágyazáson belül is a radiális terhelés felvételére külön radiális csapágyat kell beépíteni.

A **kétfelé ható axiális golyóscsapágy** (425/b ábra) alkalmas mindkét irányba ható axiális erő felvételére, de radiálisan ez sem terhelhető. A fészektárcsák és golyós kosarak megegyeznek a megfelelő egyirányú terhelésre készült csapágyak alkatrészeivel.

Mind az egyfelé, mind pedig a kétfelé ható axiális golyóscsapágy készülhet beálló fészektárcsával (425/c és d ábra) is, a gyártási és szerelési hibák kiegyenlítésére. A terheletlen beálló fészektárcsa befeszülésre hajlamos, ezért célszerű ezeket a csapágyakat axiálisan előfeszíteni (pl. rugókkal).

A **kétsorú, axiális ferde hatásvonalú golyóscsapágy** (425/e ábra) a nagy axiális erő mellett radiálisan is terhelhető. Hatásszöge 60°, ami nagy fordulatszámokon is megfelelő támasztást ad a golyókra ható centrifugális erő ellen. Határfordulatszáma viszonylag magas. Fő alkalmazási területe a szerszámgépipar.

Kifejezetten nagy terhelések felvételére készült az **axiális beálló görgőscsapágy** (425/f ábra). A fészektárcsa gördülőpályája gömb felületű, amelyre aszimmetrikus hordógörgők illeszkednek. A csapágy radiálisan is terhelhető, de csak az axiális terhelés 55%-áig. A csapágy súrlódási ellenállása – a beálló görgőscsapágyakhoz hasonlóan – nagy, ezért kicsi a határfordulatszáma. Az axiális beálló görgőscsapágyak olajkenésűek, csak kivételesen és lassú fordulatszám esetén lehet zsírkenést alkalmazni.

Kis helyszükségletű, merev csapágyazást biztosít a nagy axiális teherbírású és a lökésszerű terhelésekre is érzéketlen **axiális hengergörgős csapágy** (425/g ábra). A csapágy kialakításából következik, hogy a hengergörgő a gördülés mellett csúszik is, ezért kicsi a határfordulatszám (kb. fele,

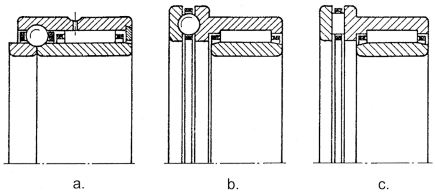
mint a hasonló nagyságú axiális golyóscsapágyé). A csapágy tárcsák nélkül, tehát mint görgős koszorú is beépíthető. A kosarat a gördülőelemek vezetik.

Nagy axiális erők felvételére és kifejezetten nagy méretekben készül az **axiális keresztgörgős csapágy** (426. ábra), amelyben az egymás melletti görgők tengelyeivel merőlegesek egymásra. A görgőket egymástól − kosárként − kis műanyag korongok választják el. A csapágy nagy mérete ellenére is igen pontosan vezet, ezért elsősorban nagyméretű szerszámgépek függőleges tengelyű forgóasztalainak ágyazására használják, de lövegtorony és forgódaru királycsapágyaként is elterjedt.

### 426. ábra - Axiális keresztgörgős csapágy

A kombinált csapágy (427. ábra) radiális és egy irányba ható axiális erővel is terhelhető, minden terhelésirányra a leghatékonyabb csapágytípus felhasználásával. Legnagyobb előnyük a kis beépítési helyszükséglet. A 427/b és 427/c ábra szerinti kivitel belső gyűrű nélkül is beépíthető.

### 427. ábra - Kombinált csapágyak a) négypont érintkezésű csapággyal kombinált tűgörgős csapágy, b) axiális golyósorral kombinált tűgörgős csapágy, c) axiális hengergörgősorral kombinált tűgörgős csapágy



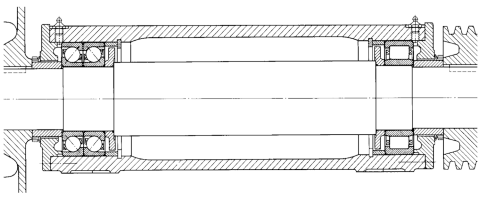

Ebben a fejezetben a leggyakrabban előforduló csapágytípusokat tekintettük át, de megjegyezzük, hogy − főleg különleges alkalmazásra − más szerkezeti kialakítású csapágyakat is gyártanak. Különleges alkalmazások tekintetében élen jár a robotika és a gépjárműipar.

# Gördülőcsapágyak beépítése

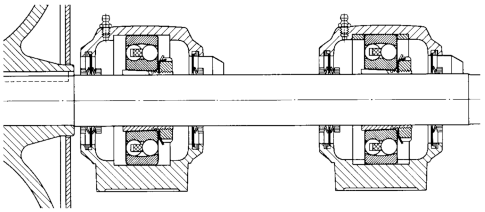
A gördülőcsapágyak beépítésének általános szabályaként el lehet fogadni, hogy függetlenül a forgórészre ható erőktől, **minden forgórészt úgy kell ágyazni, hogy két radiális és mindkét irányú axiális elmozdulást megakadályozó megtámasztása legyen.** Az axiális megtámasztás feladata az axiális erő felvétele, vagy ha axiális erő nincs, a forgórész axiális helyzetének meghatározása. Alapvetően kétféle ágyazási típus különböztethető meg:

**Vezetőcsapágyas ágyazás.** A forgórész egyik végén lévő gördülőcsapágy, az ún. **szabadcsapágy** csak radiális irányú terhelést vesz fel. A forgórész másik végén lévő gördülőcsapágy az ún. **vezetőcsapágy** (ami párosan beépített két csapágy is lehet) pedig a radiális terhelésen kívül mindkét irányú axiális terhelés felvételére is alkalmas. Vezetőcsapágyas ágyazásra mutat példát a 428. és a 429. ábra.

### 428. ábra - Vezetőcsapágyas ágyazás. A vezetőcsapágy két darab, egysorú ferde hatásvonalú golyóscsapágy, O-elrendezésben beépítve. A szabadcsapágy egy hengergörgős csapágy. A szabadcsapágyban az axiális irányú elmozdulás a hengergörgősor és a belső gördülőpályája között jöhet létre

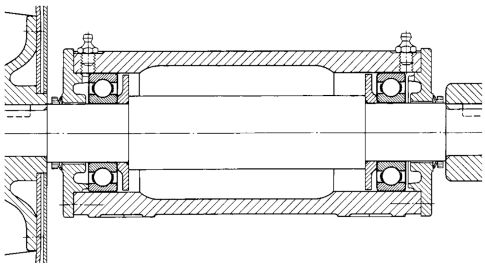


**429. ábra - Vezetőcsapágyas ágyazás. Mind a vezetőcsapágy, mind pedig a szabadcsapágy beálló golyóscsapágy. A szabadcsapágy (a bal oldali) külső gyűrűje a csapágyházban axiálisan elmozdulhat. A beálló golyóscsapágyak alkalmazására azért van szükség, mert nem biztosítható a két csapágyház egytengelyűsége**

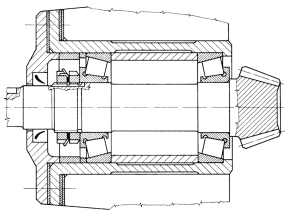


**Oldalról támasztott ágyazás.** A forgórész mindkét végén lévő csapágy (vagy csapágyak) a radiális terhelés mellett axiális erő felvételére is alkalmas úgy, hogy az egyik irányú axiális erőt a forgórész egyik végén lévő csapágy, az ellentétes irányút pedig a másik végén lévő csapágy veszi fel. Oldalról támasztott ágyazásra a 430. és a 431. ábra mutat példát.

**430. ábra - Oldalról támasztott ágyazás. A tengely viszonylag rövid, és az axiális erő nem túl nagy**



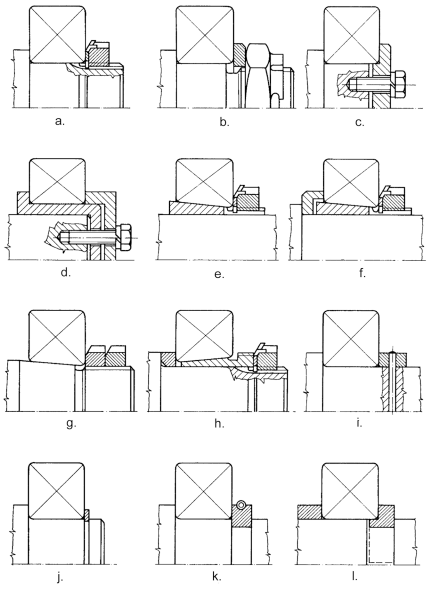
**431. ábra - Oldalról támasztott ágyazás O-elrendezésben beépített kúpgörgős csapágyakkal. A kúpgörgős csapágyak hézagát a tengelyen elhelyezett csapágyanyákkal lehet beállítani**



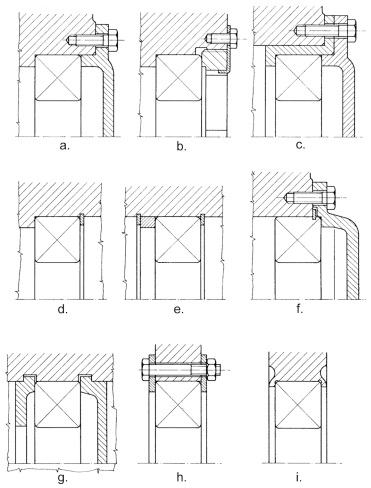
Mind a vezetőcsapágyas, mind pedig az oldalról támasztott ágyazásnak megvan a sajátos alkalmazási területe. A vezetőcsapágyas megoldás hosszabb, karcsúbb tengelyek, míg az oldaltámasztású megoldás inkább a rövid, merev tengelyek ágyazásához használatos, ha a hőtágulás számottevően nem befolyásolja a csapágyak axiális hézagát. Az oldalról támasztott ágyazás előnye az egyszerűbb szerkezeti kialakítás, hátránya, hogy az axiális méretek pontos betartását vagy axiális irányú állítás lehetőségét igényli.

A **csapágygyűrűk axiális rögzítésére** számos szerkezeti megoldás ismeretes, amelyek közül néhány jellegzetes példát a belső gyűrű rögzítésére a 432. ábrán, a külső gyűrű rögzítésére pedig a 433. ábrán mutatunk be.

**432. ábra - Szerkezeti megoldások a belső gyűrű axiális irányú rögzítésére a) csapágyanyával és körtarélyos biztosítólemezzel, b) koronás anyával, c) tengelyvégtárcsával és hatlapfejű csavarokkal, d) váll nélküli tengelyvég esetén betétgyűrűvel, tengelytárcsával és hatlapfejű csavarokkal, e) szorítóhüvely, f) szorítóhüvellyel és a csapágy axiális irányú helyzetmeghatározásával, g) kúpos tengelyvégre szerelt kúpos furatú csapágy ellenanyás biztosítással, h) lehúzóhüvellyel, i) hengeres vagy kúpos illesztőszeggel (csak alárendeltebb helyeken), j) rögzítőgyűrűvel, k) tengelybe illeszkedő két félgyűrűvel (a két félgyűrűt a külső palástón elhelyezkedő huzal- vagy spirálrugó fogja össze – csak kis fordulatszámra), l) a tengelybe illeszkedő két félgyűrűvel (a félgyűrűket a csapágy belsőgyűrűje fogja össze)**




**433. ábra - Szerkezeti megoldások a külső gyűrű axiális irányú rögzítésére a) fedéllel, b) menetes csavarral, c) váll nélküli fészekfurat esetén betétgyűrűvel és fedéllel, d) a csapágy egyik oldalán rögzítőgyűrűvel, e) a csapágy mindkét oldalán rögzítőgyűrűvel, f) palásthornyos csapágyak esetén rugós gyűrűvel, g) osztott csapágyházak esetén támasztó fedéllel, h) támasztó lemezgyűrűk alkalmazásával, i) a csapágyház peremezésével**



A **csapágyanya** a belső gyűrű rögzítéséhez egyik leggyakrabban használt szerkezeti elem (432/a, g és h ábra). A hornyos csapágyanyát elfordulás ellen leginkább körtaréjos biztosítólemez (432/a és h ábra) biztosítja, de egyéb megoldások mellett használatos az ellenanyás biztosítás is (432/g ábra).

A kúpos furatú csapágyak **szorítóhüvellyel** szerelhetők hengeres tengelycsapra (431/e és f ábra). A csapágyat axiálisan a hüvely és a tengely között ébredő súrlódóerő rögzíti. A **lehúzóhüvely** a csapágyazás szétszerelését könnyíti meg (432/h ábra).

Mind a belső (432/j ábra), mind a külső gyűrű (432/d, e és f ábra) axiális rögzítésére igen alkalmas és az utóbbi időben igen elterjedt a **rögzítőgyűrű,** mert beépítési helyszükséglete kicsi, egyszerűen szerelhető, és egyszerűsíti a csatlakozó szerkezeti elemek kialakítását.

A gördülőcsapágyak belső és külső gyűrűjét a tengelycsapon, illetve a csapágyház furatában az üzemi feltételeknek megfelelően kell **illeszteni.** A kelleténél lazábban illesztett csapágygyűrű a terhelés hatására az ellendarabon legördül, „vándorol", ami az illeszkedő felületek gyors tönkremenetelét okozza. A túlságosan szoros illesztés egyrészt a csapágygyűrűben ébredő feszültségeket növeli, másrészt indokolatlanul nehezíti a be- és kiszerelést.

A gördülőcsapágyak helyes csap- és fészekillesztésének megválasztása több, nemegyszer egymásnak ellentmondó szempont mérlegelését igényli. Az illesztések előírásakor az alábbi üzemi feltételeket kell figyelembe venni:

**Forgási feltételek.** Általánosan elfogadott elv, hogy azt a csapágygyűrűt kell szorosabban illeszteni, amelyik a terhelés irányához viszonyítva forog. Határozatlan irányú terhelés eseten mindkét csapágygyűrű szorosan illesztendő.

**Terhelési feltételek.** Minél nagyobb a terhelés, annál szorosabb illesztést kell választani. Kis terhelésűnek tekinthető a csapágy, ha $P/C < 0{,}07$, normál terhelésű, ha $0{,}07 < P/C < 0{,}15$ és nagy terhelésű, ha $P/C > 0{,}15$. ($P$ a csapágy dinamikus egyenértékű terhelése, és $C$ a csapágy dinamikus alapteherbírása.)

Az illesztés megválasztásakor a terhelés nagysága mellett annak időbeli változása is meghatározó. Lökésszerű, dinamikus terhelés esetén szorosabb illesztést kell választani.

**Csapágytípus, csapágynagyság.** A görgőscsapágyak illesztése általában szorosabb, mint a golyóscsapágyaké. A nagyobb csapágyakat általában − elsősorban a tengelyen − szorosabban illesztjük, mint a kisebbeket.

**Hőmérsékleti viszonyok.** Üzemi körülmények között a csapágygyűrűk hőmérséklete rendszerint magasabb, mint a tengely vagy a ház hőmérséklete, ezért a hideg állapothoz viszonyítva üzem közben a belső gyűrű illesztése a tengelyen lazább, a külső gyűrű illesztése pedig a házban szorosabb lesz. Figyelemmel kell lenni arra, hogy a csapágygyűrűk funkcionális működéséhez szükséges illesztések az üzemi hőmérsékleten is biztosítottak legyenek.

**Futáspontosság.** A nagy futáspontosságú csapágyakat szorosabban kell illeszteni, hogy a csapágygyűrűk nemkívánatos rugózása és rezgése elkerülhető legyen.

**Beépítési környezet.** Az illesztés megválasztásakor figyelembe kell venni a csapágyhoz csatlakozó alkatrészek kialakítását és anyagát. Csőtengely, vékony falú vagy könnyűfémből készült csapágyház esetén szorosabb illesztést kell választani, mint tömör tengely, vastag falú acél- vagy öntöttvas ház esetén. Osztott csapágyházakban a külső gyűrűt nem szabad szorosan illeszteni, mert egyenlőtlenül deformálódhat.

**Szerelési szempontok.** Szerelés szempontjából minél lazább illesztés alkalmazása célszerű, mert a gyűrűk be- és kiszerelését lazább illesztés esetén könnyebb elvégezni. A szétszedhető csapágyak (pl. henger-, tű- vagy kúpgörgős csapágy) gyűrűit szorosabban lehet illeszteni, mert a gyűrűk egymástól függetlenül is szerelhetők. Könnyen szerelhető a szoros illesztés mellett is a lehúzó- vagy szorítóhüvely.

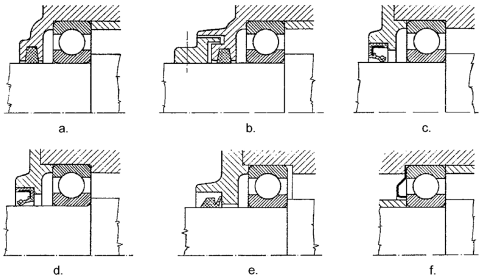
**Szerkezeti szempontok.** A vezetőcsapágyas ágyazás esetén az egyik csapágy a hődilatáció miatt axiálisan elmozdulhat. Ezt az axiális elmozdulási lehetőséget a választott lazább illesztésnek is biztosítania kell.

**Gyártástechnológiai szempontok.** Normál futáspontosságú csapágyazások esetén a tengelycsapra IT6, a csapágyház furatára IT7 minőségű illesztést kell alkalmazni. A tengelycsapra IT7, a csapágyház furatára IT8 minőségi osztály is megengedhető, ha az üzemi viszonyok alárendeltebbek. Lehúzó- vagy szorítóhüvely alkalmazásakor a tengely mérettűrése h9 vagy h10, de az alaktűrés minőségi fokozata az előzőeknek megfelelően itt is IT6 vagy IT7.

A **gördülőcsapágy-tömítések** feladata megakadályozni egyrészt a szennyeződések bejutását, másrészt a kenőanyag eltávozását a csapágyazásból. A tömítések megválasztásakor figyelembe kell venni a kerületi sebességet, a kenőanyag tulajdonságait és a kenés módját, a környezeti hatásokat (pl. poros, párás, maró hatású gázokat és gőzöket tartalmazó környezet).

A jelenleg használatos tömítőszerkezetek két fő csoportja a súrlódó és a nem súrlódó tömítések. A **súrlódó tömítések** leggyakrabban alkalmazott megoldásait a 434. ábrán foglaltuk össze.

## 434. ábra - A súrlódó tömítések leggyakrabban alkalmazott megoldásai a) nemeztömítés, b) nemeztömítés porvédő gyűrűvel, c) és d) karmantyús tömítések, e) homloktömítés, ún. V gyűrű, f) rugalmas lemezből kialakított homloklaptömítés



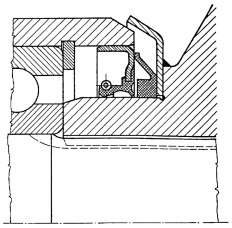

A **nemeztömítés** (434/a és b ábra) hátránya, hogy a nemezbe beágyazódó szennyeződések a tengely felületét károsítják, és ezért csak alárendeltebb esetekben, normál üzemviszonyok mellett 7–9 m/s kerületi sebességig és csak zsírkenés esetén alkalmazható. Új szerkezetek tervezésekor a nemeztömítés beépítését lehetőleg kerülni kell.

A **karmantyús tömítés** vagy más néven rugós tömítőgyűrű (434/c és d ábra) napjaink leggyakoribb súrlódó tömítése. Zsír- és olajkenés esetén egyaránt használható, még kedvezőtlen üzemviszonyok esetén is. A nitril-kaucsuk anyagú tömítőgyűrű 12 m/s kerületi sebességig és 100 °C maximális hőmérsékletig, az akril-kaucsuk anyagú tömítőgyűrű 22 m/s kerületi sebességig és 150 °C maximális hőmérsékletig, a szilikon- és fluór-kaucsuk anyagú pedig 37 m/s kerületi sebességig és 180 °C maximális hőmérsékletig használható.

Az axiális tömítőgyűrű (434/e ábra) anyaga természetes gumi vagy egyéb elasztomer, fémmerevítés nélkül. Egyaránt alkalmas külső szennyeződés bejutásának, valamint olaj-, illetve zsírkenés esetén a kenőanyag kijutásának megakadályozására mintegy 12–15 m/s kerületi sebességig. Az axiális tömítőgyűrű előnye, hogy rendkívül egyszerű, beépítése különösebb pontosságot nem igényel, és a gumigyűrű rugalmassága miatt viszonylag nagy tengelyelhajlás engedhető meg anélkül, hogy a tömítettség lényegesen csökkenne.

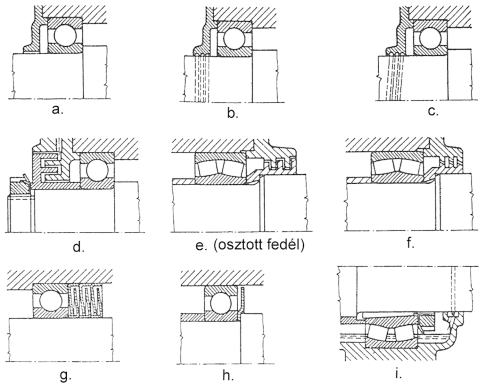
Az axiális tömítőgyűrű beépítésére a 435. ábra mutat egy szerkezeti megoldást.

**435. ábra - Szerkezeti megoldás a rugós tömítőgyűrű és az axiális tömítőgyűrű együttes alkalmazására. E megoldással erősen szennyezett és nedves környezetben is megfelelő a tömítettség**



A **nem súrlódó tömítések** (436. ábra) az axiális vagy radiális irányban elhelyezkedő keskeny rés tömítőhatását használják ki. Ezek a tömítések gyakorlatilag súrlódásmentesek, nem kopnak, és érzéketlenek a kisebb sérülésekkel szemben. Előnyösen alkalmazhatók nagy fordulatszámokon vagy nagy üzemi hőmérsékletek esetén. (Ezeket a tömítéseket gyakran labirint tömítéseknek is nevezik.)

**436. ábra - A nem súrlódó tömítések leggyakrabban alkalmazott megoldásai a–c) zsírhornyok, d–g) labirint jellegű tömítések, g–h) védőtárcsás tömítések, i) olajszóró gyűrűs tömítés**




A réstömítés legegyszerűbb formája egy egyszerű, simán kiképzett rés a tengely és a ház között (436/a ábra). Ez a megoldás teljesen kielégítő olyan, zsírkenésű csapágyak tömítésére, amelyek száraz, pormentes helyen üzemelnek. Fokozható a tömítőhatás ún. **zsírhornyokkal** (436/b ábra), amelyekben az összegyűlő zsír megakadályozza a szennyeződések bejutását. Olajkenés esetén a tömítőfelületen a horony csavarvonal mentén helyezkedik el (436/c ábra), így a kifelé áramló olajat visszaszállítja a csapágyházba. Ezt a tömítésfajtát csak egy irányba forgó tengelyek esetén lehet alkalmazni.

Az egy- vagy többfokozatú **labirinttömítés** lényegesen jobb tömítőhatású, mint az előbbiek, bár előállítási költsége is nagyobb. Elsősorban zsírkenés esetén alkalmazható. A tömítés hatásossága a labirintrések zsírral való feltöltésével fokozható. Osztatlan csapágyházak esetén a labirintréseket axiális irányba (436/d ábra), osztott csapágyházak esetén pedig radiális irányba (436/e ábra) kell elhelyezni. A radiális labirinttömítésnél figyelemmel kell lenni a tengely várható dilatációjára is. A 436/f ábra beálló tengelyek labirinttömítésére mutat példát.

Hatásos és olcsó labirinttömítés készíthető a kereskedelmi áruként kapható acéllemez tárcsák felhasználásával (436/g ábra). Egyszerű réstömítés zsírkenés esetén a **zárótárcsa** (436/h ábra), olajkenés esetén pedig az **olajszóró tárcsa** (436/i ábra).

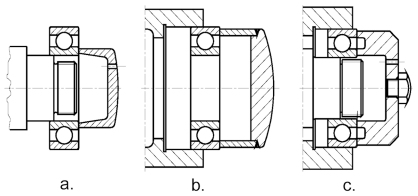
# Gördülőcsapágyak szerelése

A gördülőcsapágyak hibátlan működésének előfeltétele, hogy tisztán és kellő szakértelemmel szereljék. A szerelést lehetőleg pormentes, száraz helyiségben kell végezni.

A szerelés három alapvető módja: a mechanikus, a hidraulikus és a termikus szerelés.

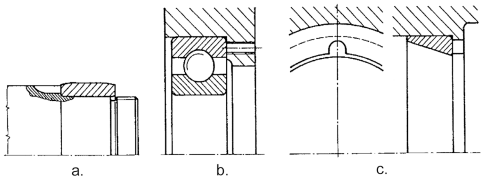
A **mechanikus szerelés** során a csapágyat lehetőleg folyamatos erőhatással kell be-, illetve kiszerelni. A közvetlen ütögetést kerülni kell, mert a rideg-keményre edzett csapágygyűrűk könnyen elrepednek. Ügyelni kell arra, hogy a szereléshez szükséges erő ne a gördülőelemeken keresztül adódjon át, mert a gördülőelem-gördülőpálya érintkezésnél könnyen maradó alakváltozások keletkezhetnek. A csapágy mechanikus beszerelésére néhány példát a 437. ábra mutat.

### 437. ábra - Hengeres furatú csapágyak beszerelése a) a csapágy tengelyre való felhúzása, b) a csapágy házba való beszerelése, c) a két gyűrűt egyszerre kell a fészekbe, illetve a tengelyre szerelni



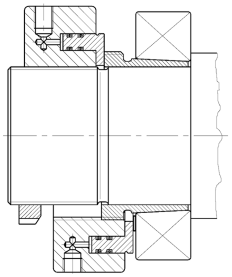

A csapágyak kiszereléséhez a legtöbb esetben csapágylehúzót használnak. Kiszereléskor is törekedni kell arra, hogy a szerelési erő közvetlenül az illesztett gyűrűre hasson. A csapágy be- és kiszerelésének módját a szereléshelyes szerkezet kialakítása miatt már az ágyazás tervezésekor át kell gondolni. Néhány, a csapágy kiszerelését segítő szerkezeti megoldást mutat a 438. ábra.

### 438. ábra - Néhány, a szerelhetőséget biztosító konstrukciós megoldás a) az NU típusú hengergörgős csapágy belső gyűrűjének kiszereléséhez hornyokat kell kimunkálni a tengelyvállon a lehúzó szerszám körmei részére, b) a szorosan illesztett külső gyűrűjű, nem szétszedhető csapágyak kinyomócsavarok segítségével szerelhetők ki, c) a szorosan illesztett külső gyűrű kiszereléséhez a támasztóvállon kell hornyokat kimunkálni a lehúzó szerszám körmei részér




A kúpos furatú csapágyak szerelését könnyíti meg a hidraulikus anya (439. ábra), amelyik lényegében egyszerű, kis helyigényű hidraulikus prés.

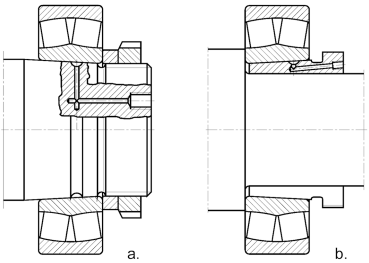
### 439. ábra - Gördülőcsapágy-szerelés hidraulikus anyával. Az ábra felső része a beszerelést, az alsó része pedig a kiszerelést mutatja



A **hidraulikus szerelés** során a csapágy furata és a tengely közé nagynyomású olajat juttatnak, ami a belső gyűrűt kitágítja, és a súrlódási tényezőt is jelentősen lecsökkenti. Így a csapágy a tengelyen könnyen elmozdítható. Ezt a szerelési módot elsősorban nagyobb méretű, kúpos tengelycsapok esetén

alkalmazzák (440/a ábra), de használják szorító- és lehúzóhüvelyek szerelésére is (428/b ábra). A szereléshez szükséges 60…120 MPa nyomású olajat erre a célra gyártott olajpumpával, az ún. **olajinjektorral** állítják elő.

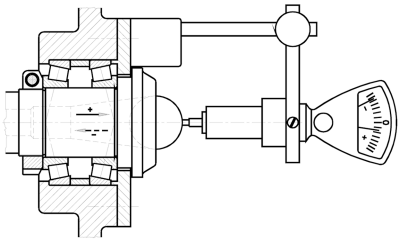
### 440. ábra - Hidraulikus csapágyszerelés a) kúpos tengelycsonkra, b) speciális lehúzóhüvely alkalmazásával




Szorosabb illesztésű, hengeres furatú csapágyak beszerelését célszerű **termikusan** végezni. Lényege, hogy olajfürdőben a csapágyat 70…80 °C-ra melegítik, és az így kitágult furatú csapágy könnyen felhúzható a tengelyre. A fészekbe való szereléskor a csapágyházat kell előmelegíteni.

Az egysorú, ferde hatásvonalú csapágyak beépítése esetén a csapágyhézagot szereléskor kell beállítani. A hézagbeállítás egyik célszerű módja lehet a 441. ábrán bemutatott axiális hézagmérés.

### 441. ábra - A csapágyhézag beállítása ferde hatásvonalú csapágyak beépítése esetén, az axiális irányú elmozdulás mérésével. A csapágyhézagot a bal oldali felhasított anyával lehet a kívánt értékre beállítani



# Gördülőcsapágyak dinamikája

A terhelésátadás a gördülőcsapágyakban pont- vagy vonalszerűen érintkező testek között jön létre. A szerkezeti anyagok rugalmassága miatt az érintkező testek az érintkezés környezetében kissé belapulnak, és kicsiny, de véges méretű érintkezési felületek jönnek létre.

Pontszerű érintkezés esetén az érintkezési felület vetülete ellipszis, vonalszerű érintkezés esetén pedig téglalap. Az érintkezési felület környezetében − a test felületén és belsejében − jelentős a mechanikai igénybevétel.

**Pontszerű érintkezés** esetén a felületi nyomáseloszlást az érintkezési ellipszis fölé emelt fél ellipszoid felület határolja (442/a ábra).

Az érintkezési ellipszis felett ébredő legnagyobb felületi nyomás Hertz szerint:

$$p_{max} = \frac{3Q}{2\pi ab},$$

ahol $Q$ a két testet összeszorító erő, azaz a gördülőelem terhelése, $a$ és $b$ az érintkezési ellipszis nagy-, illetve kistengelyének a fele. Az $a$ és $b$ mennyiségek maguk is terhelésfüggők, értékük mechanika- vagy csapágyszakkönyvekben közölt eljárás szerint határozhatók meg.

A két, pontszerűen érintkező test rugalmas alakváltozása, azaz egy-egy távoli feszültségmentes pontjának közeledése:

$$\delta = \delta^* \sqrt[3]{\frac{9Q^2}{8}\Sigma\rho\left(\frac{1-\nu^2}{E}\right)^2}, \quad \text{(x)}$$

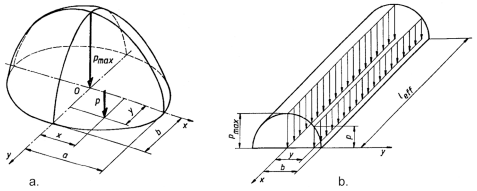
ahol $E$ az azonos anyagú érintkező testek rugalmassági modulusza, $\nu$ a Poisson-szám, $\Sigma\rho$ az érintkező testek fő görbületeinek összege, $\delta^*$ pedig a fajlagos rugalmas alakváltozás, ami ugyancsak szakkönyvekből vehető ki.

**Vonalszerű érintkezés** esetén a felületi nyomáseloszlást az érintkezési téglalap fölé emelt parabolikus henger felület határolja (442/b ábra). A legnagyobb felületi nyomás:

$$p_{max} = \frac{2Q}{\pi b l_{eff}},$$

ahol $b$ az érintkezési téglalap fél szélessége, $l_{eff}$ az érintkező testek effektív hosszúsága.

## 442. ábra - Felületi nyomáseloszlás a) pontszerű érintkezés esetén, b) vonalszerű érintkezés esetén




A két, vonalszerűen érintkező test rugalmas alakváltozása **Palmgren** szerint:

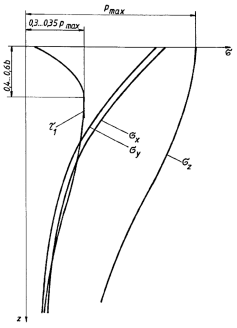
$$\delta = 2{,}538\frac{1-\nu^2}{E}\frac{Q^{0,9}}{l_{eff}^{0,8}}\ [\text{mm}]. \quad \text{(y)}$$

Mint az (x) és (y) összefüggésekből is látszik, **Hertz-érintkezés** esetén a terhelés és a rugalmas alakváltozás közötti kapcsolat nem lineáris.

Az érintkezési felület alatt kialakuló háromtengelyű feszültségi állapot analitikusan csak az igénybevett térfogat kitüntetett helyein írható fel, de numerikus módszerekkel a teljes térfogat mentén feltérképezhető.

A 443. ábrán − tájékoztató jelleggel − az érintkezési ellipszis középpontja alatt, az anyag belsejében ébredő feszültségeket mutatjuk be.

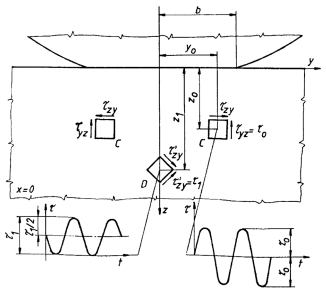
## 443. ábra - Feszültségállapot az anyag belsejében az érintkezési ellipszis középpontja alatt. A $\tau_1$ nyírófeszültség maximális értéke $(0{,}3–0{,}35)p_{max}$



Különös figyelmet érdemel a $\tau_1$ feszültség, amelyik a felületen közel nulla értékű, az anyag belseje felé haladva növekszik, és $z_1 = (0{,}4...0{,}6)b$ mélységben éri el a szélső értékét.

A $\tau_1$ feszültség az egész feszültségtér legnagyobb nyírófeszültsége, s így az anyag igénybevétele szempontjából, ha az igénybevétel statikus vagy ha ismétlődő, de a testek érintkezési pontja változatlan marad, ez a mérvadó. Átgördüléses igénybevétel esetén a feszültségtér **D** jelű pontja mellett figyelemre méltók még a **C** jelű pontokban ébredő feszültségek is (444. ábra). Az *yz* sík **C** pontjában ébred ugyanis a koordinátasíkokkal párhuzamos irányú legnagyobb nyírófeszültség, a $\tau_0$ .

## 444. ábra - Az érintkezési felület alatt fekvő jellemző pontok igénybevételi állapota ismétlődő átgördülés esetén



Bár abszolút értékét tekintve a **C** pontbeli nyírófeszültség kisebb, mint a **D** pontbeli, de ismétlődő átgördülés esetén a **D** pontban $\tau_1/2$ amplitúdójú tiszta lüktető, a **C** pontban pedig $\tau_0$ amplitúdójú tiszta lengő igénybevétel lép fel (444. ábra). Mivel a kifáradási repedések képződése szempontjából a feszültségamplitúdók a mértékadók, a kifáradási repedések − a kutatások mai állása szerint − a $\tau_0$ feszültség hatására, a **C** pont környezetében a felülettel párhuzamosan jelennek meg.

A gördülőcsapágyakban a terhelést az egyik gördülőpályáról a másikra a gördülőelemek adják át, miközben a gördülőpálya-gördülőelem érintkezésnél Hertz-féle alakváltozás jön létre. A **csapágy rugalmas alakváltozása** a külső gyűrű–gördülőelem, valamit a belső gyűrű–gördülőelem alakváltozásának összegéből tevődik össze.

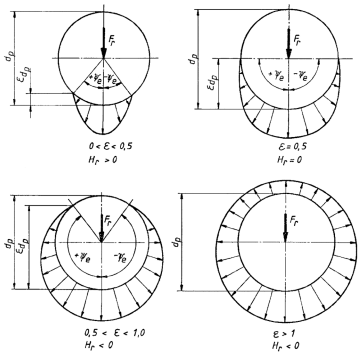
A csapágyon belüli terheléseloszlás a csapágy terhelésétől *($F_r$)* és a csapágy radiális házagától *($H_r$)* függ. Bevezetve az $\varepsilon$ **terheléseloszlási tényezőt**

$$\varepsilon = \frac{1}{2}\left(1 - \frac{H_r}{2\omega}\right)$$

ahol a belső gyűrű radiális irányú elmozdulása (merevtestszerű + rugalmas).

A csapágyon belüli jellegzetes terheléseloszlást a 445. ábra mutatja.

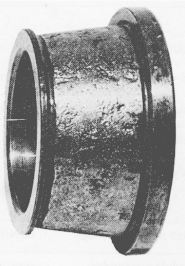
## 445. ábra - Az ε terheléseloszlási tényező értelmezése és a különböző ε-értékekhez tartozó jellegzetes terheléseloszlások



# A gördülőcsapágyak élettartama

Terhelés alatt futó gördülőcsapágyakon bizonyos idő eltelte után felületi kifáradási jelenségek lépnek fel. A kifáradás a futópályán, illetve a gördülőelemen a felület alatti hajszálrepedéssel kezdődik, majd a repedések tovaterjedése gödrösödéséhez, pittingképződéshez vezet. A 446. ábrán jellegzetes, **felületi kifáradás** miatt tönkrement csapágygyűrűt láthatunk.

### 446. ábra - Felületi kifáradás kúpgörgős csapágy belső gyűrűjén



**A gördülőcsapágy élettartamán a kifáradási tünetek jelentkezéséig megtett körülfordulások számát értjük.** Az élettartamot gyakran üzemórákban, vagy járműveknél kilométerben fejezik ki.

Nagyobb számú csapágy teljesen azonos körülmények között lefolytatott vizsgálatából kitűnik, hogy az egyes csapágyak egyéni élettartama különböző, és az eltérés akár 40-szeres is lehet. Az igen nagy mértékű szórás oka elsősorban az anyag inhomogenitása (mikroszkopikus méretű zárványok, kristályszerkezeti hibák, diszlokáció), másodsorban a gyártási pontatlanság.

Az élettartam igen nagy mértékű szórása miatt céltalan egyes konkrét csapágyak élettartamának kiszámítását megkísérelni, hanem az **élettartamot valószínűségi változónak** tekintve, a sok azonos kialakítású és igénybevételű csapágy élettartamának gyakorisági eloszlásából kell a jellemző értéket megállapítani.

A csapágysokaság élettartamának vizsgálatához legalkalmasabb jellemző a **túlélési (S)**, illetve **meghibásodási (F) valószínűség.**

Az **S** túlélési valószínűség a következőképpen értelmezhető:

$$S = \frac{N_s}{N},$$

ahol $N$ a vizsgálatnak alávetett csapágyak száma, $N_S$ azoknak a csapágyaknak a száma, amelyek elérik, illetve túlélik az $L_S$ élettartamot.

Az **F** meghibásodási valószínűség: $F = \frac{N - N_s}{N} = 1 - S.$

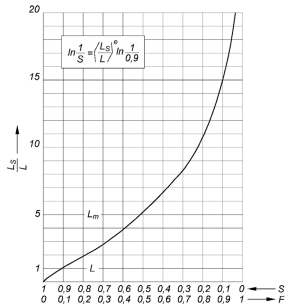
Azonos terhelési körülmények között vizsgált, azonos típusú és méretű gördülőcsapágyak kifáradási élettartam-eloszlás függvényét a 435. ábra szemlélteti. A felrajzolt eloszlásgörbe azt jelenti, hogy pl. 100 csapágy közül az $L_S = L$ élettartamot 90, az $L_S = 8L$ élettartamot 30, az $L_S = 14L$ élettartamot pedig 10 csapágy éli túl.

Mivel a csapágyak élettartamában jelentős szórás mutatkozik, a csapágygyártó cégek a szórásgörbe egy vagy két, alkalmasan kiválasztott pontjának megfelelően egy vagy két jellegzetes élettartamot definiálnak, és a csapágyak jellemző teherbírási adatait ezekre vonatkoztatva adják meg. A használatos élettartamok:

***L*** az a kifáradási élettartam, amelyet a csapágysokaság 90%-a elér, illetve túlél. A csapágykatalógusokban található **C dinamikus alapteherbírás** erre a 90%-os túlélési valószínűségre vonatkozik. Az adott dinamikus alapteherbírás alapján méretezett csapágyak 90%-a eléri, illetve túléli

a számított élettartamot, 10%-a viszont − az egyébként helyes beépítési és üzemeltetési viszonyok között is − a számított élettartam elérése előtt kifárad, tönkremegy.

## 447. ábra - Gördülőcsapágyak kifáradásiélettartam-eloszlása a túlélési és meghibásodási valószínűség függvényében




$L_m$ a médián élettartam, vagyis az az élettartam, amelyet a csapágysokaság 50%-a elér, illetve túlél.

A gördülőcsapágyak kifáradási élettartama és a túlélési valószínűség közötti kapcsolat a **Weibull-eloszlással** írható le: $\ln\frac{1}{S}=\left(\frac{L_s}{L}\right)^e \ln\frac{1}{0,9}$,

ahol *e* a **Weibull-féle** szóráskitevő, amelynek értéke az anyagtól és az érintkezési viszonyoktól függ. Szabványos csapágyacélbó1 készült golyóscsapágyak esetén *e* = 10/9, és görgőscsapágyak esetén pedig *e* = 9/8. Korszerű, vákuumban olvasztott acélok esetén az *e* értéke magasabb is lehet.

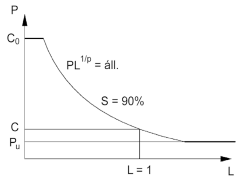
Egy adott típusú és méretű csapágyat különböző terhelések mellett vizsgálva, a csapágyterhelés és a 10%-os meghibásodási valószínűséghez tartozó névleges élettartam

közötti összefüggés (448. ábra):

$$L_{10}=\left(\frac{C}{P}\right)^p,$$

ahol $L_{10}$ a csapágy élettartama millió körülfordulásban, *C* a csapágy dinamikus alapteherbírása, *P* a csapágy egyenértékű terhelése. A *p* az ún. **élettartam kitevő,** amelynek értéke golyóscsapágyakra: *p* = 3, görgőscsapágyakra pedig *p* = 10/3.

## 448. ábra - A csapágyterhelés és a névleges élettartam közötti összefüggés




**Élettartam.** Az összefüggésben $L_{10}$ a csapágy 10%-os meghibásodási valószínűségéhez tartozó élettartam **millió körülfordulásokban.**

Az élettartamot célszerű üzemórákban kifejezni:

$$L_{h10}=\frac{10^6 L_{10}}{3600n},$$

ahol *n* a csapágy fordulatszáma 1/s-ban.

Közúti és vasúti járműveknél a kerékcsapágyazások élettartamát **kilométerekben** szokás megadni:

$L_{km10} = 10^3 L_{10} \pi D,$

ahol $D$ a jármű kerékátmérője [m].

**Dinamikus alapteherbírás.** Az összefüggésben $C$ a csapágy dinamikus alapteherbírása. A radiális, illetve axiális gördülőcsapágyak dinamikus alapteherbírása az a radiális, illetve axiális terhelés, amely mellett a csapágyak 90%-a eléri, illetve túléli az 1 millió körülfordulást, azaz amikor $L_{10} = 1$ (448. ábra).

A különböző típusú és méretű gördülőcsapágyak dinamikus alapteherbírását a gördülőcsapágy-katalógusok tartalmazzák. Ez a dinamikus alapteherbírás szabványos csapágyacélból készült, legalább 58 HRC keménységű, olyan, hézagmentes ($\varepsilon = 0{,}5$) csapágyra vonatkozik, amelynél a terhelés irányához viszonyítva a belső gyűrű forog, és a csapágy hőmérséklete nem magasabb, mint 120 °C.

**Egyenértékű terhelés.** A csapágyak terhelése a legritkább esetben tiszta radiális vagy tiszta axiális irányú, és legtöbbször időben is változó nagyságú. Ilyen esetekben a csapágy élettartam-méretezését egy képzelt terhelés, az ún. **dinamikus egyenértékű terhelés** segítségével lehet elvégezni.

Az **egyenértékű csapágyterhelés** radiális csapágyaknál az a radiális irányú, axiális csapágyaknál pedig axiális irányú, egyenletesen ható képzelt terhelés, amelynek hatására a csapágy névleges élettartama ugyanakkora, mint az üzemközben ható, irányban és időben változó terhelés esetén.

A 449. ábra egy $\alpha$ hatásszögű, egysorú ferde hatásvonalú golyóscsapágy radiális és axiális terhelhetőségét szemlélteti. A teljes vonallal rajzolt görbe megadja a különböző terhelési irányokhoz tartozó azon terhelések nagyságát, amelyek a csapágy kifáradása szempontjából egyenértékűek.

Az ábrán berajzolt $\beta_1$ szög jelenti azt a terhelési irányt, amelynél a terhelt zóna éppen a gördülőpálya fele, azaz a terheléseloszlási tényező $\varepsilon = 0{,}5$. Ha a terhelés irányszöge kisebb, mint $\beta_1$, rohamosan csökken a teherviselő gördülőelemek száma, aminek következtében csökken a csapágy terhelhetősége. Ezt a mezőt az ábrán szaggatott vonal jelöli.

Gyakorlati szempontból célszerű a 449. ábrán megadott egyenértékű terhelés görbéjét egyenesekkel helyettesíteni (pont-vonallal berajzolva). A két helyettesítő egyenes az egyenértékű terhelésgörbén belül helyezkedik el, és a $\beta_2$ szögnél metszi egymást. A két helyettesítő egyenes egyenlete:

$P = F_r,$ ha $F_a/F_r \leq \text{tg}\,\beta_2,$

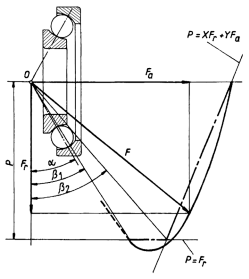
$P = XF_r + YF_a,$ ha $F_a/F_r > \text{tg}\,\beta_2,$

ahol $X$ a **radiális,** $Y$ pedig az **axiális terhelési tényező.** A tg $\beta_2$ értékét **terhelési határszámnak** nevezik, és a csapágykatalógusok $e$-vel jelölik. A 449. ábrán bemutatotthoz hasonlóan az egyenértékű terhelés görbéje és a két egyenessel való helyettesítése minden egyes csapágytípusra kidolgozott. Ennek megfelelően a **csapágy egyenértékű terhelése** általános esetben:

$P = XF_r + YF_a,$

ahol az $X$ és $Y$ terhelési tényezők aktuális értékei a csapágytípus és az $e$ terhelési határszám függvényében a csapágykatalógusból vehetők ki.

## 449. ábra - A csapágy kifáradása szempontjából egyenértékű terhelések az egysorú ferde hatásvonalú csapágy esetén



**Átlagos terhelés.** A csapágy terhelése a gyakorlatban legtöbbször időben is változik. Ilyen esetekben az egyenértékű terhelés számításakor az összefüggésbe az $F_r$ és $F_a$ helyére a ténylegesen ható terhelések átlagos értékét (nem számtani átlag!) kell helyettesíteni *($F_{mr}$* és *$F_{ma}$)*.

Az **átlagos terhelés** az a képzelt terhelés, amely a ténylegesen ható, időben változó nagyságú terheléssel azonos csapágyélettartamot ad.

Az átlagos terhelés a **Palmgren–Miner-féle** lineáris halmozódó károsodások elmélete alapján határozható meg, miszerint

$F^p N$ = áll.,

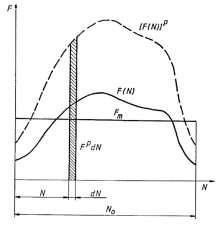
ahol $F$ a csapágy terhelése egy adott időpillanatban, $N$ az adott pillanatig megtett fordulatok száma, $p$ az élettartam-kitevő.

Egy általános terhelési ciklusra (450. ábra) vonatkozó átlagos terhelés *($F_m$)* a definíciós összefüggésnek megfelelően:

$$F_m^p N_0 = \int_0^{N_0} [F(N)]^p \, dN,$$

ahol $N_0$ az egy terhelési ciklusra eső körülfordulások száma.

## 450. ábra - Az átlagos terhelés meghatározása a lineáris halmozódó károsodások elmélete alapján



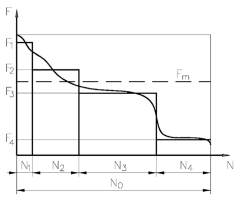

Az $F_m$ átlagos terhelés szerinti egzakt meghatározásához ismerni kell a terhelés és a körülfordulások száma közötti függvénykapcsolatot, ami a gyakorlatban legtöbbször ismeretlen, ezért az átlagos terhelés meghatározásához sokszor közelítő módszert alkalmazunk.

A csapágy terhelési spektruma mindig helyettesíthető több-kevesebb állandó terhelésű szakasszal (451. ábra). Ilyen esetben az átlagos terhelés:

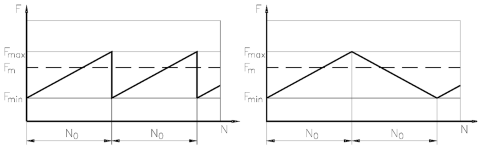
$$F_m = \sqrt[p]{\frac{F_1^p + F_2^p + F_3^p + \dots}{N_0}},$$ ahol $$N_0 = \sum_{i=1}^{n} N_i.$$

Ha a terhelés $F_{min}$ és $F_{max}$ között lineárisan változik (452. ábra), a csapágy átlagos terhelése: $F_m = \frac{2F_{max} + F_{min}}{3}$.

## 451. ábra - Az átlagos terhelés meghatározása a terhelési spektrum véges szakaszokra való bontásával



### 452. ábra - Példák a lineárisan változó terhelésre




# Új élettartam-elmélet

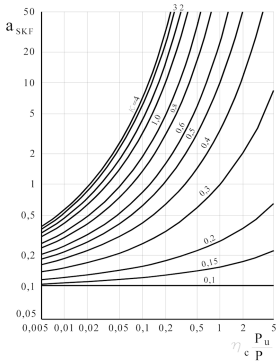
A gyakorlati tapasztalatok és az SKF cég kutatásai azt mutatják, hogy a csapágyak tényleges élettartama speciális feltételek mellett lényegesen hosszabbak, mint a **Palmgren – Lundberg** munkája alapján szabványosított (ISO 281) klasszikus $L_{10}$ élettartam-elmélettel számított. Ezek a speciális feltételek fennállnak, ha a gördülő felületeket kenőanyag film választja el egymástól, és ha a felületi szennyeződések okozta károsodása korlátozott.

Az új élettartam-elmélet bevezeti a **kifáradási határterhelés** *($P_u$)* fogalmát (448. ábra). Ez a kifáradási határterhelés azt a terhelést jelenti, amelynél alacsonyabb terhelés nem okoz anyagkifáradást, a csapágy élettartama ideális körülmények között végtelen. A $P_u$ kifáradási határterhelést a katalógusok megadják. Az új élettartam elmélet szerint a gördülőcsapágyak módosított élettartama az alábbi összefüggésből számítható:

$$L_{nm10} = a_{SKF}\left(\frac{C}{P}\right)^{p},$$

ahol az $a_{SKF}$ tényező értékét − példaképpen − a radiális golyóscsapágyakra a 453. ábra adja meg.

### 453. ábra - Az $a_{SKF}$ tényező radiális golyóscsapágyakra




Hasonló diagramok találhatók a csapágykatalógusokban a radiális görgőscsapágyakra, valamint az axiális golyós- és görgőscsapágyakra is.

A vízszintes tengelyen szereplő $\eta_c \frac{P_u}{P}$ mennyiségben $P_u$ a kifáradási határterhelés,

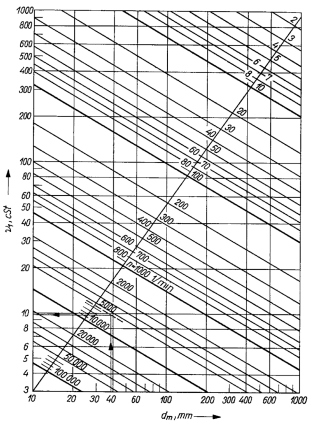
$P$ a csapágy dinamikus egyenértékű terhelése, $\eta_c$ pedig a csapágy szennyeződését figyelembe vevő tényező.

- $\eta_c$ = 1 **Nagyon tiszta.** A csapágy nagyon tiszta környezetben üzemel, a szennyeződés mérete a kenőanyagfilm vastagságának felel meg;
- $\eta_c$ = 0,8 **Tiszta.** Tipikus állapot a védőtárcsás és élettartam-hosszabbítóval zsírozott csapágyaknál.
- $\eta_c$ = 0,5 **Normális.** Tipikus állapot a védőlemezes és élettartam-hosszabbítóval zsírozott csapágyaknál.

- $\eta_c$ = 0,5…0,1 **Szennyezett.** Tipikus állapot a tömítetlen csapágyak esete, durva kenőanyagszűrés mellett vagy amikor lehetőség van a környezeti szennyeződés behatolására.

A 453. ábrán paraméterként szereplő $\kappa$ tényező a csapágy kenéséhez alkalmazott kenőanyag kinematikai viszkozitása (ν) és a kenéshez szükséges kinematikai viszkozitás ($\nu_1$) hányadosa: $\kappa = \frac{\nu}{\nu_1}$, ahol a $\nu_1$ értéke a csapágy középátmérőjének ($d_m$) és fordulatszámának függvényében a 454. ábrából határozható meg.

### 454. ábra - A kielégítő kenéshez szükséges $\nu_1$ viszkozitás a csapágy középátmérőjének és fordulatszámának függvényében, ásványolaj esetén




# Gördülőcsapágyak határfordulatszáma

A gördülőcsapágyakban fellépő különféle veszteségek a csapágy melegedését okozzák. A melegedés lényeges hatótényezője a fordulatszám. A gördülőcsapágyaknál a fordulatszám növelésének a legtöbb esetben a megengedhető üzemi hőmérséklet szab határt.

A határfordulatszám függ a csapágy típusától és nagyságától, a terhelés módjától, a kenési és hűtési viszonyoktól, a kosárszerkezet anyagától, a csapágy hézagától és pontosságától.

A **normál határfordulatszám** alapkivitelű (általában lemezkosaras), zsírkenésű és normál hűtésű csapágyra vonatkozik. Olajkenés esetén a határfordulatszám 20–30%-kal magasabb. A gördülőcsapágyak normál határfordulatszámát zsír- és olajkenésre a csapágykatalógusok adják meg.

A **növelt határfordulatszám** − amely kétszerese is lehet a normálnak − tömör (bronz-) kosaras, olajkenésű, növelt hézagú csapággyal érhető el.

A **maximális határfordulatszám** környékén üzemelő csapágyaknál a feltétel az egyrészes tömör (bronz-) kosár, a növelt hézag és futáspontosság (P5 vagy P4), a cirkulációs vagy olajköd kenés, valamint a megfelelő hűtés.

# A csapágy statikus teherbírása

Az élettartam-összefüggés szerint a csapágy terhelése minden határon túl növekedhet. Nyilvánvaló, hogy egy határérték után a terhelés statikus károsodást okoz, és ez a csapágyat alkalmatlanná teszi az üzemszerű használatra.

A csapágy terhelhetőségének felső határát a **statikus alapteherbírás** ($C_0$) szabja meg (448. ábra).

A csapágy statikus alapteherbírása radiális csapágyak esetén az a radiális, axiális csapágyak esetén pedig az a központosan ható axiális terhelés, amelynek hatására a legjobban terhelt gördülőelem és

csapágygyűrű érintkezési helyén az együttes maradó alakváltozás a gördülőelem átmérőjének 0,0001-szerese.

A csapágy statikus teherbírását a következő összefüggés alapján lehet meghatározni:

$C_0 \geq s_0 P_0$,

ahol $s_0$ a statikus terhelés biztonsági tényezője:

$s_0 = 1$ normál csapágyak esetén,

$s_0 = 0{,}5$ kis fordulatszámú, vagy lengőmozgást végző csapágyak esetén,

$s_0 = 2$ nagy fordulatszámú csapágyak esetén.

$P_0$ a statikus egyenértékű terhelés. Egyidejűleg ható radiális és axiális terhelés esetén:

$P_0 = X_0 F_r + Y_0 F_a$,

ahol az $X_0$ és $Y_0$ terhelési tényezők értéke csapágykatalógusokból vehető.

Statikus terhelésre kell ellenőrizni a csapágyakat, ha

– a csapágy álló helyzetben is terhelve van,

– a csapágy üzemi fordulatszáma 10/perc alatt van,

– a csapágy csak lengőmozgást végez,

– a csapágyra dinamikus terhelés hat.

# A gördülőcsapágy súrlódási vesztesége, üzemi hőmérséklete

A gördülőcsapágyban fellépő veszteségek alapvetően két nagy csoportra oszthatók: **mechanikai jellegű veszteségekre,** amelyek közös jellemzője, hogy gyakorlatilag függetlenek a sebességtől, azaz a csapágy fordulatszámától, és **hidrodinamikai jellegű veszteségekre,** amelyek gyakorlatilag a csapágy terhelésétől függetlenek.

A **mechanikai jellegű veszteségek** legjelentősebb részarányát az érintkezési felületen létrejövő mechanikai csúszás teszi ki. De mechanikai jellegű veszteséget okoz a kosársúrlódás és a vezetőperemeken fellépő csúszás is. A mechanikai jellegű veszteségek – tapasztalatok alapján – a következők szerint számíthatók:

$M_1 = f_1 P_1^{\,a} d_m^{\,b}$ [Nmm],

ahol $f_1$ a csapágy típusától és terhelésétől függő állandó, $P_1$ a súrlódás szempontjából mértékadó terhelés, $a$ és $b$ a csapágytípustól függő kitevők.

Az egyes tényezők értékei csapágykatalógusokból vehetők.

A csapágyban lévő kenőanyag a csapágy forgása következtében **hidrodinamikai jellegű veszteségeket** okoz. A hidrodinamikai jellegű veszteségek a csapágy típusán és nagyságán kívül a kenőanyag kinematikai viszkozitásának, a kenés módjának és a két csapágygyűrű egymáshoz viszonyított relatív szögsebességének a függvénye. A hidrodinamikai veszteségek nagyságára jó becslést adnak az alábbi összefüggések:

$M_0 = 10^{-7} f_0 (\nu n)^{2/3} d_m^{\,3}$ [Nmm],

ha $\nu n \geq 2000$, $M_0 = 160 \cdot 10^{-7} f_0 d_m^{\,3}$ [Nmm],

ha $\nu n < 2000$,

ahol $f_0$ a csapágy típusától és a kenéstől függő állandó, $n$ a csapágy fordulatszáma [1/perc], ν a kenőanyag kinematikai viszkozitása az üzemi hőmérsékleten (zsírkenésnél az alapolaj viszkozitása) [$mm^2/s$].

A súrlódási veszteségteljesítmény: $P_s = 10^{-3} \cdot 2\pi n(M_1 + M_0)$ [W].

Meg kell jegyezni, hogy az összefüggésbe a fordulatszámot 1/s-ben kell behelyettesíteni, és a súrlódó tömítések okozta veszteségeket nem veszi figyelembe.

A csapágyveszteségek ismeretére elsősorban a csapágyban keletkező hő, és a csapágy egyensúlyi hőmérsékletének meghatározásához van szükség. A csapágyveszteség hatására ugyanis a csapágy felmelegszik, de az egyes csapágyelemek különböző mértékben. Normál üzemi körülmények között a belső gyűrű 5–20%-kal melegebb, mint a külső gyűrű, aminek következtében a belső gyűrű jobban tágul. A két gyűrű hőtágulása közötti különbség hatására csökken a csapágy üzemi hézaga, és ha a hőmérséklet-különbség nagy, az üzemi hézag eltűnik, a gördülőelemek befeszülnek, a csapágy pedig tönkremegy.

A csapágyazás hőegyensúlya: $P_s = \alpha A(T_{ü} + T_0)$, ahol $\alpha$ a csapágyazásra vonatkoztatott redukált hőátadási tényező, $A$ a mértékadó hőleadó felület, $T_{ü}$ a csapágyazás közepes hőmérséklete, $T_0$ a környezeti hőmérséklet.

# A gördülőcsapágyak kenése

A gördülőcsapágyban üzem közben a gördülőelem és a kosár, a gördülőelem és a gyűrűk vezetőpereme, valamint a gördülőelem és a gyűrűk érintkezési pontjaiban a rugalmas alakváltozások miatt csúszósúrlódás lép fel. A kenés alapvető feladata a súrlódás, valamint a súrlódással együtt járó melegedés és kopás csökkentése. További követelmény az alkalmazott kenőanyagokkal szemben a gördülőcsapágy-elemek korrózió elleni védelme.

A gördülőcsapágyak kenéséhez finomított ásványolajok, konzisztens vagy szintetikus gördülőcsapágy-zsírok használhatók. Növényi vagy állati eredetű kenőanyagok alkalmazását kerülni kell, mert hajlamosak korrodáló savak létrehozására, gyantásodásra és beszáradásra.

Szélsőséges üzemi körülmények között − pl. igen kis fordulatszám, nagy csapágyterhelés, nagy hőmérséklet − szilárd halmazállapotú (grafit, molibdén-diszulfid) kenőanyagok is alkalmazhatók.

## Zsírkenés

A kenőrendszer egyszerű szerkezeti kialakítása, valamint az egyszerű tömítőrendszerek alkalmazhatósága miatt a legtöbb gördülőcsapágy zsírkenésű.

Nem célszerű a zsírkenés:

- nagy fordulatszámú csapágyak esetén,
- nagy üzemi hőmérséklet esetén, mert cirkulációs olajozással a csapágy hűtése is megoldható,
- ha a csapágyazás súrlódási veszteségének csökkentése fokozott követelmény,
- ha egy szerkezeten belül más gépelemek kenéséhez már olajat használunk (pl. fogaskerék-hajtóművek).

A zsírkenés előnyei az olajkenéssel szemben:

- a tömítőszerkezet lényegesen egyszerűbb,
- fokozza a csapágy tömítettségét a külső szennyeződések, nedvesség bejutása ellen,
- csökkenti a csapágyzajt,

- az üzemi viszonyoknak megfelelően megválasztott zsír esetén a csapágy hosszú ideig gondozás nélkül üzemel.

A gördülőcsapágy kenéséhez használt zsír fajtájának megválasztásakor mindenekelőtt a csapágy terhelését és fordulatszámát kell figyelembe venni, de tekintettel kell lenni az üzemi körülményekre is, mint pl. a csapágy hőmérsékletére, a beépítés szerkezeti megoldására, a környezeti viszonyokra stb.

Zsírkenésű gördülőcsapágyazások tervezése során fontos követelmény egyrészt, hogy legyen megfelelő nagyságú zsírtér, másrészt, hogy utánkenés esetén a kenőanyag biztonságosan a működő felületek közé jusson.

## Olajkenés

Az olajkenésű gördülőcsapágyak az összes gördülőcsapágyazásnak mintegy 10–15%-át teszik ki. Gyakorlati kivitelezésére többféle megoldás van, amelyek közül az üzemi körülmények és a gazdaságossági szempontok együttes figyelembevételével lehet választani.

A **merülőolajozás** vízszintes tengelyelrendezésű csapágyazások esetén használható. A kenést a csapágyházba töltött olaj biztosítja oly módon, hogy a csapágy alsó gördülőeleme belemerül az olajba.

A **szórótárcsás olajozásnál** az olajba ún. szórótárcsa merül, ami az olajat szétszórja a házban, és a csapágyat a levegőben lebegő olajszemcsék kenik. Előnye, hogy az olaj keverési vesztesége kisebb, mint a merülő olajozás esetén.

A **cirkulációs olajkenés** esetén a kenés mellett az olaj feladata a csapágyban fejlődő hő elvezetése is. A legegyszerűbb esetben az olajat szivattyú szállítja a gördülőcsapágy valamelyik homloklapjához, a csapágy másik oldalán az olaj szabadon elfolyhat.

Nagy fordulatszámú ágyazások kenése és egyben hűtése célszerűen **olajköd kenéssel** valósítható meg. Lényege, hogy az olaj megfelelő nyomású levegőbe porlasztva, olajköd formájában jut a csapágyházba, ahol lecsapódva keni a csapágyat. A nyomás alatt lévő levegő a csapágyház tömítésein keresztül távozik, javítva ezzel a tömítés hatékonyságát.

Az **olajbefecskendezéses kenés** esetén az olajat egy megfelelően kialakított fúvóka közvetlenül a működő felületek közé juttatja. Előnye − különösen nagyobb fordulatszámokon −, hogy az irányított olajsugárral a csapágyat körülvevő légörvényt biztonságosabban lehet áttörni, a kenés megbízhatóbb, mint a ködkenés esetén.

Azoknál a kenési rendszereknél, ahol az olaj kívülről kerül az ágyazásba, gondoskodni kell arról, hogy ne jöhessen létre olajfeltöltődés, ezért megfelelő keresztmetszetű visszafolyó vezetékeket kell kialakítani.

# Gördülővezetékek

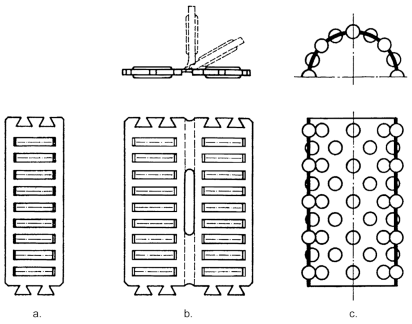
A munkagépek, illetve erőgépek többségében találhatók olyan szerkezeti elemek, amelyek működés közben egyenes vonalú mozgásokat végeznek. Ilyenek pl. a szerszámgépek asztalai, a képlékeny alakítógépek medvéi, a dugattyús gépek keresztfejei stb. A szerkezeti elemek egyenesbe vezetését az ún. **vezetékek** biztosítják, amelyek csúszó- és gördülővezetékek lehetnek.

A gördülővezetékek iránti fejlesztési igényt az NC megmunkálógépek vetették fel mintegy 30–40 évvel ezelőtt. A gördülővezetékek alapvető előnye ugyanis a csúszóvezetékekkel szemben, hogy a nyugalmi és mozgási súrlódási ellenállásuk gyakorlatilag azonos, ezért az akadozó csúszás (stick-slip) jelenség nem lép fel, ami kismértékű elmozdulás esetén is pontos helyzetbeállítást tesz lehetővé. A gördülővezetékek további előnye a kis gördülési ellenállás, a kisebb kopás és az előfeszíthetőség. A gördülővezetékek gördülőelemeiként golyókat, henger- és tűgörgőket használnak.

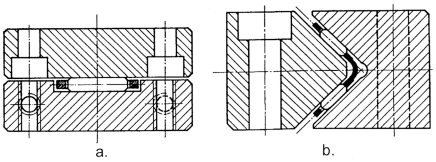
A gördülővezetékek elemeit alapvetően két csoportra lehet felosztani: a korlátozott és a korlátozatlan elmozdulású elemekre.

A **korlátozott elmozdulású gördülővezetékek** legfontosabb építőelemei az egy-, illetve kétsorú **tűgörgős** (ritkábban golyós) **síkkosarak** (455/a és b ábra), valamint a **golyós hüvelyek** (455/c ábra). A tűgörgős síkkosarak végein fecskefarok alakú kiképzés teszi lehetővé azok egymáshoz kapcsolódását, s így tetszőleges hosszúságú síkkosár kialakítását. Az egysorú tűgörgős síkkosár vezetéséhez lapos gördülővezetéket (456/a ábra), a kétsorúhoz pedig rendszerint V alakú vezetéket (456/b ábra) használnak. A golyós hüvelyt hengerfelületen vezetik. A vezetékek futófelületei nagy geometriai pontossággal és 58–64 HRC keménységgel készülnek. A kész vezetékek csavarokkal foghatók fel az állványra, illetve az egyenesbe vezetett elemre.

## 455. ábra - Korlátozott elmozdulású gördülővezeték-elemek a) egysorú tűgörgős síkkosár, b) kétsorú tűgörgős síkkosár, c) golyós hüvely




## 456. ábra - Gördülővezetékek a tűgörgős síkkosarakhoz a) lapos gördülővezeték, b) V alakú gördülővezeték

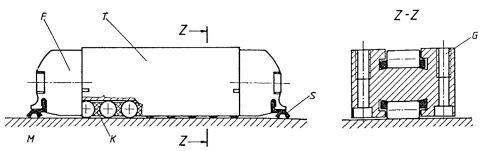



A korlátozott elmozdulású vezetékeknél a gördülőelemes kosarak az egyenesbe vezetett elem elmozdulásának felével mozdulnak el. Ebből következik, hogy a vezetékeknek hosszabbnak kell lenniük, mint a gördülőelemsornak, ami a szerkezet méreteinek növekedéséhez vezet. Ezt a nehézséget küszöbölik ki a korlátozatlan elmozdulású gördülővezetékek.

A **korlátozatlan elmozdulású gördülővezetékek** jellegzetessége, hogy a gördülőelemeket valamilyen kényszerpályán folyamatosan visszavezetik az álló és mozgó felületek közé.

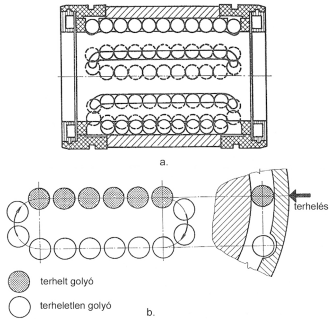
A görgős saru (457. ábra) egy edzett, nagypontosságú vezetőtömbből (T) áll, amelynek két végére csavarkötéssel zárófejeket (F) erősítenek. A görgősor végtelenített műanyag kosárba (K) foglalt, ami a görgősort az M működőfelületről a test felső oldalán folyamatosan visszavezeti. A görgős saru két végén a vezeték tisztántartására műanyagból készült szennylehúzók (S) helyezkednek el. A saru felerősítésére a 4 db G jelű furat szolgál. A görgőket a vezetőtömbbe készített pálya kis játékkal vezeti, így a gördülőelemek nem feszülhetnek be.

## 457. ábra - Görgős saru




A golyós hüvely (458. ábra) működési elve hasonló a görgős saruéhoz azzal a különbséggel, hogy míg a görgős saru vezetéke sík, addig a golyós hüvely hengerfelületen vezethető. Egy hüvelybe rendszerint hat golyósort helyeznek el. Kosarat általában nem alkalmaznak.

## 458. ábra - Golyós hüvely a) szerkezeti kialakítás, b) működési elv




Az álló és mozgó elem közti kényszerkapcsolatban felhasznált felületpárok számától és helyzetétől függően a vezeték lehet nyitott vagy zárt.

**A nyitott vezetékek** esetén az egyenesbe vezetett elem mozgása a vezetési iránytól eltérő irányú is lehet, mert ez kinematikai szempontból megfelelő kényszerekkel nincs megakadályozva. Ilyen esetben a vezetési iránytól eltérő irányú elmozdulásokat kényszererővel kell gátolni.

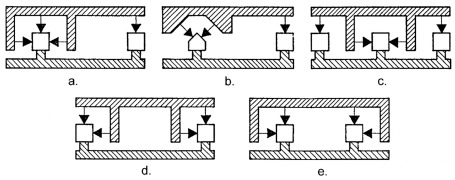
Nyitott vezetékeket általában ott használunk, ahol az elemek állandó kapcsolatát a mozgó elem önsúlya minden előforduló üzemi terhelés mellett biztosítja, így a nyitott vezetékek vízszintes vagy attól csak kismértékben eltérő vezetésre használhatók, ha a mozgó elem önsúlya elég nagy ahhoz, hogy az elemre ható terhelések hatására a mozgó elem kibillenése vagy kisiklása ne következzen be.

A mozgó elem oldalirányú vezetése kettős támasztást igényel, amelyet el lehet helyezni:

- egy vezetősín két oldalán (vezetőágyas elv) vagy
- két vezetősín egy-egy oldalán (oldaltámasztású elv).

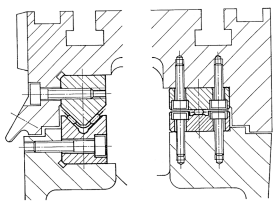
A nyitott vezetékek elrendezésének néhány elvi megoldását a 459. ábra mutatja. A berajzolt nyilirányok a görgős vezetékek támasztási irányát jelölik.

## 459. ábra - Nyitott vezetékek elrendezésének elvi megoldásai a–c) vezetőágyas, d–e) oldaltámasztású megoldás




A nyitott vezeték alkalmazására a 459/b ábrának megfelelő elrendezésben a 460. ábra szemléltet egy szerkezeti példát. A gördülővezeték korlátozott elmozdulású.

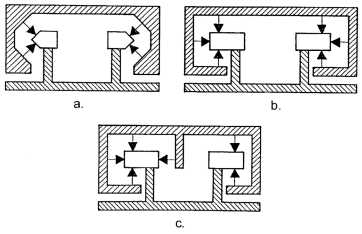
## 460. ábra - Hosszú gyalugép asztalának egyenesbe vezetése



Ha az egyenesbe vezetett elem önsúlya nem elegendő az álló- és mozgórész közötti kényszerkapcsolat fenntartására, akkor zárt vezetéket kell alkalmazni.

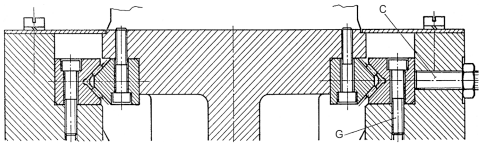
A **zárt vezetékkel** egyenesbe vezetett elemnek csak egyetlen szabadságfoka van, azaz minden, a vezetési iránytól eltérő irányú mozgást kinematikai kényszerek akadályoznak meg. A zárt vezetékek néhány elvi megoldási lehetőségét a 461. ábra szemlélteti.

### 461. ábra - Zárt vezetékek elrendezésének elvi megoldásai a–b) oldaltámasztású, c) vezetőágyas megoldás




A 461/a ábra szerinti elrendezésre a 462. ábra mutat egy szerkezeti megoldást. Az ábrán kétsorú tűgörgős síkkosarak vannak beépítve. A játékmentes futás a G jelű csavarok meghúzása előtt a C jelű csavarok segítségével állítható be.

### 462. ábra - Korlátozott elmozdulású zárt gördülővezeték




A zárt gördülővezetékek **előfeszítéssel** is beépíthetők. Az előfeszítés játékmentes futást biztosít, és növeli a vezetékrendszer merevségét. Az előfeszítésnek különösen fontos szerepe van váltakozó irányú terhelés vagy a vezetékrendszerhez képest külpontos terhelés esetén.

A gördülővezetékeket a gördülőcsapágyakhoz hasonlóan élettartamra és statikus alapteherbírásra kell ellenőrizni. Az élettartam-összefüggés:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p,$$

ahol $L_{10}$ a gördülővezeték élettartama [$10^5$ m], $C$ a dinamikus alapteherbírás, $P$ az egyenértékű terhelés, $p$ az élettartam-kitevő. Golyós vezetékek esetén $p = 3$, görgős vezetékekre pedig $p = 10/3$.

A $C$ **dinamikus alapteherbírás** gördülővezetékek esetén az a terhelés, amely mellett a gördülővezetékek a $10^5$ m élettartamot 90%-os valószínűséggel elérik, illetve túlélik.

Időben változó terhelések esetén a $P$ egyenértékű terhelést az összefüggéseknek megfelelően lehet számítani.

A statikus alapteherbírásra való ellenőrzéskor a $P_0 \leq C_0$ feltételt kell kielégíteni, ahol $C_0$ a gördülővezeték **statikus alapteherbírása** (értelmezése azonos a gördülőcsapágyakéval), $P_0$ pedig a vezeték statikus egyenértékű terhelése, ami a maximális terheléssel azonos.

# Elmozduló felületek tömítései, súrlódó tömítések

Gépek és berendezések mozgó alkatrészeinél érintkező (súrlódó), vagy érintkezésmentes (rés, vagy labirint) tömítésekkel védik a szerkezeteket és a környezetet. Csökkentik a mozgó elemek kopását, növelik az elemek élettartamát és működési megbízhatóságát. Továbbá csökkentik, vagy megszüntetik az üzemi közeg kiáramlását (a résveszteséget). Egyúttal növelik a közegmegtartás hatásfokát, védik a környezetet az alkalmanként nehezen bomló, ártalmas és veszélyes szennyeződéstől és az ember egészségét veszélyeztető anyagoktól.

A technika fejlődése során növekedett a gépek és berendezések teljesítménye. Ezzel együtt a tömítések terhelése, teljesítményvesztesége és a tömítőanyag hőterhelése is növekedett. A káros jelenségek hatásának csökkentése érdekében jelentősen fejlődött a tömítések anyag- és gyártástechnológiája. A tömítések egyre bonyolultabb, kifinomultabb szerkezetekké váltak.

A tömítések biztonságos működése és kielégítő, megbízható élettartama egyúttal a berendezés biztonságát és élettartamát is alapvetően befolyásolja. Bizonyos esetekben pusztán a tömítésen múlik a szerkezet biztonságos üzeme, illetve meghibásodása. Egy tömítés meghibásodása a tömítés értékét sokszorosan meghaladó kárt okozhat, de emberi életekbe is kerülhet.

A fentiekből is következően a tömítéstechnika kiemelt fontosságú kérdései: a működése során keletkező súrlódási veszteségek, a résveszteségek mérséklése, illetve megszüntetése és a megbízhatóságának növelése.

# Tömítések feladata, elméleti alapok

A tömítések feladata általában két elem (szerkezet) érintkezési tartományában olyan kapcsolat biztosítása, amely a két tér elkülönítésére, a két tér közötti közegáramlás megakadályozására, vagy az áramlás megfelelő mérséklésére szolgál.

## Tömítések felosztása

A tömítések működési módjuk szerint lehetnek nyugvó és elmozduló felületek közötti tömítések, kivitel szerint pedig érintkező (a tömítendő felületek érintkeznek egymással) és érintkezés nélküli tömítések (itt a tömítendő felületek között rés van).

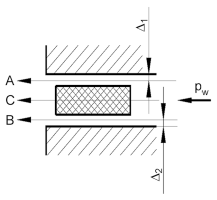
A gépészetben legáltalánosabban használatosak az érintkező tömítések. Ezen belül az érintkező nyugvó tömítések alkalmazási területe nagyon széles, hiszen a csővezetékeknél alkalmazott (csavarkötéssel összefogott) karimatömítéstől, a gépjármű hengerfej tömítéséig terjed. Ugyanakkor az érintkező mozgó tömítéseket, azaz – más, széles körben elterjedt néven – a súrlódó tömítéseket forgó, forgó alternáló, axiális alternáló, valamint csavarvonalú mozgás (forgó és axiális alternáló mozgás kombinációja) esetén használják. A súrlódó tömítések a tömítőhatást többnyire hengerfelületen (pl. tengelyen vagy szelepszáron) fejtik ki. Továbbá, ide sorolhatók a rugalmas térelzáró elemek, a membránok is.

Általános gépszerkezeteknél leggyakrabban súrlódó tömítést alkalmaznak. Ezért elsősorban a súrlódó tömítésekkel kapcsolatos tudnivalókat ismertetjük ebben a fejezetben. A nem érintkező mozgó tömítések többnyire rés- és labirinttömítések. Ezeket főleg szélsőséges igénybevételű helyeken, agresszív közeg, nagy sebesség, nagy hőmérséklet stb. (pl. vegyipari szivattyúk és keverők, gőzturbinák, gázturbinák) esetén alkalmazzák.

## Érintkező tömítések elméleti alapjai

Nyugvó és elmozduló felületek tömítésénél alapvető feladat a tömítettség elérése, illetve a tömítetlenségből adódó veszteség (átáramló közeg) alacsony szinten tartása. A tömítőanyag lehet porózus, illetve tömör. A megfelelő tömítettség eléréséhez a tömítés és a tömítőfelületek között, valamint a tömítéseken keresztülvezető tömítetlenségi utakat le kell zárni (463. ábra). A feladat teljesítésének feltétele: a megfelelő tömítő hatású anyag (közeggel szemben eléggé tömör és ellenálló, megfelelő mechanikai szilárdságú) és a kellő nagyságú tömítő (szorító) erő a tömítés és a tömítendő felületek között.

### 463. ábra - Nem tömör anyagú tömítések tömítetlenségi útjai



Mozgó tömítéseknél – a fentieken túl – a fellépő mechanikai veszteség (hőterhelés) alacsony értéken tartása szintén alapvető feladat. A veszteség a relatív sebesség, a súrlódási tényező, a tömítőfelület és az átlagos tömítőnyomás szorzatával arányos. A tömítésen ébredő nyomást azonban az alkalmazott anyag tulajdonságainak megfelelően korlátozni kell. A keletkezett hőt az anyagok hő-terhelésének korlátozása végett pedig el kell vezetni.

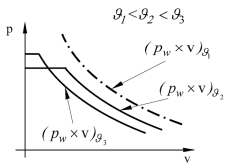
# Érintkező, mozgó felületek tömítésénél fellépő veszteségek

A szilárdtest-súrlódás elvén működő mozgó, érintkező tömítések fajlagos hőterhelése a nyomás és a sebesség szorzatával arányos, ezért nehéz nagy nyomásra, nagy sebesség mellett tömíteni.

A veszteségteljesítmény $P_s = F_s \cdot v$, ahol (v) a tömítendő felület relatív sebessége és ($F_s$) a súrlódási erő. Értéke száraz súrlódás esetén a tömítő nyomással, az aktív tömítő felülettel és a súrlódási tényezővel arányos. Kifejtve: a súrlódási erő $F_s = F_t \cdot \mu$, ahol a tömítőerő $F_t = p_t \cdot A_t$ és a tömítőnyomás $p_t = c \cdot p_w$, amely a tömítendő nyomással, $p_w$-vel arányos. Ennek alapján a veszteségteljesítmény: $P_s = c \cdot p_w \cdot A_t \cdot \mu$. A tömítés fajlagos hőterhelése pedig $P_s' = P_s/A_t = c \cdot \mu \cdot p_w \cdot v$.

A fentiekből adódik a mozgó-súrlódó tömítések egyik alap problémája, a tömítés hőterhelése. Ugyanis a hőterhelés hatására a tömítő, súrlódó felületen növekszik a kontakt hőmérséklet és romlanak a tömítőanyag mechanikai jellemzői (szilárdság, kopás stb.). Ezért az alkalmazhatósági határt kifejező üzemi nyomás, sebesség ($p_w \cdot v$) szorzatnak felső határa van, amely nagyobb kontakt hőmérsékletnél ($\vartheta_2 > \vartheta_1$) kisebb (464. ábra).

### 464. ábra - Súrlódó tömítések anyagjellemzői, (p · v) szorzat függvényei, különböző hőmérséklet szinteken




A tartós hőterhelés az anyag szerkezetének károsodásához vezet. A felső hőmérséklet határon, az anyag tönkremegy (elbomlik, elolvad stb.) és tömítési feladatra már egyáltalán nem alkalmas. A tömítendő (üzemi) nyomás, ($p_w$) önmagában is korlátoz, mivel az nem haladhatja meg a tömítőanyag roncsolódásához tartozó határértéket az adott üzemi hőmérsékleten.

Ez a határérték az üzemi hőmérséklet növekedésével csökken.

Előfeszítés (kezdeti tömítőnyomás) esetén a sebesség (v) önmagában is korlátoz, mert nagy sebességnél a helyi felmelegedés elérheti a nem megengedhető határértéket.

Mivel nagyobb üzemi hőmérsékleten romlik a tömítőanyag mechanikai szilárdsága, az üzemi hőmérsékleten kell mérlegelni a tömítőanyagra megengedhető nyomás értékét.

# Tömítettség elérésének lehetőségei nem tömör tömítőanyagoknál

Nem tömör tömítőanyagoknál a tömítettség adszorbciós és kapilláris hatások együttesével magyarázható. Adszorbciós hatásnál a tömítő anyagba egy molekularéteg adszorbeál. Ez a réteg az anyag pórusait teljesen eltömítheti és ezzel a tömítendő közeggel szemben átjárhatatlanná válik a tömítőanyag. Ezért lehet folyadékra, gázra tökéletes tömítettséget elérni olyan tömítőanyagokkal is, amelyek pórusai annak molekula méretét többszörösen meghaladják.

Egy elemi pórusnál a nyomáskülönbséggel a folyadék tapadásából adódó nyíróerő tart egyensúlyt (465/a ábra): $b \cdot h \cdot (p + \Delta p) - b \cdot h \cdot p = 2 \cdot b \cdot l \cdot \tau$, ahol $\Delta\pi = 2 \cdot l \cdot \tau/h$.

A határfelületi réteg erősen köt és ezért a tapadásból viszonylag nagy nyírófeszültség ($\tau$) ébred. Az összefüggésből adódik, hogy a tömítés hatásossága egyenesen arányos a pórus hosszával (l, amely a legrövidebb úthossz a tömítőanyagon keresztül a két tér között) és fordítottan arányos a tömítés vastagságával (h).

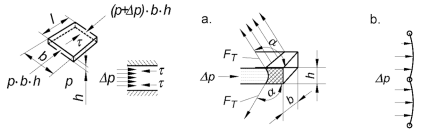
A pórusvastagság csökkenésével és a pórushossz növelésével arányosan növekszik a letömíthető nyomás. Vagyis a letömítendő nyomás a tömítés határfelületein fellépő nyírófeszültséggel arányos. Az összefüggésből az is következik, hogy „sűrűbb” közegre (pl. folyadék) könnyebb tömíteni, mint „híg” (pl. levegő vagy vákuum) anyagra.

Végül a pórusos tömítőanyag felületi aktivitásának növelésével is fokozható a tömítőhatás.

# Felületi feszültség hatása, kapilláris erők

A kisméretű pórust kitöltő folyadék még akkor sem áramlik át egy nyomáshatárig, ha az adszorbeált réteg vékony. Ennek oka, hogy a felületi feszültség kapilláris összetevői egy határig egyensúlyt tartanak a nyomóerővel. Az egyensúly a kapilláris felületét nedvesítő közeg esetén (465/b ábra): $2 \cdot T \cdot \cos\alpha = \Delta p \cdot h \cdot l$, ebből $\Delta p = 2 \cdot T \cdot \cos\alpha / h$, ami az anyagpárttól függő állandó. Itt (T) a kapilláris erő (a hártya hossz-egységére eső erő, vonalfeszültség) és (h) az anyagvastagság.

### 465. ábra - Az elemi pórus egyensúlya (a) és a felületi feszültség hatása (b)




A szűk kapillárisok sorozata, mint rugalmas kordon (rugalmas hártyasor) akadályozza meg a tömítendő anyag átáramlását (465/c ábra). Így, pórusos anyag esetén is lehetséges a tömörzárás, ha a (h) értéke elég kicsi. A kapilláris hatás csak folyadék tömítendő közeg esetén lép fel. Ez is magyarázza, hogy miért nehéz gázra, és még nehezebb vákuumra tömíteni. Ilyen esetben megoldást nyújthat a túlnyomásos oldal felöl alkalmazott folyadékzár, amely kapilláris erővel tömít.

Megjegyezzük, hogy a porózus tömítőanyagoknál az adszorbeált réteg következtében fokozódik a kapilláris hatás. Továbbá, hogy bár a kapilláris hatás összefüggésében a tömítés szélessége (a tömítetlenségi úthossz) nem szerepel, a gyakorlatban ennek is van jelentősége.

Az adszorpció és a felületi feszültség hatása együtt érvényesül egyes nyugvó és fonatolt tömszelence tömítéseknél.

# Tömítettség, a tömszelence fonatolt tömítéseinél

A nyugvó felületek tömítéseihez hasonlóan az elmozduló felületek tömítéseinél is követelmény a minimális tömítő erő (nyomás). Ez a tömítőanyag kellő összenyomására, valamint a tömítendő felületek (mind a tengely, mind a furat) egyenetlenségéből adódó tömítetlenségi utak lezárására szolgál.

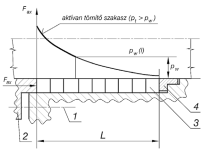
A tömítetlenségi utak lezárása itt hasonló módon valósul meg, mint nyugvó felület tömítése esetén (463. ábra).

A tömszelence tömítő szerkezetek az üzemi nyomás kialakulása előtt a tömítés axiális összenyomásából nyert radiális befeszítéssel állítják elő a kezdeti tömítettséget. Az ily módon létrejött tömítőerő, illetve tömítőnyomás következtében a tömítés részben rugalmas, részben maradandó alakváltozással nyomódik a tömítendő felületekhez és lezárja a tömítetlenségi utakat. A közegnyomás (üzemi nyomás) fellépésekor a tömítettség alapfeltétele, hogy a tömítőnyomás haladja meg az üzemi nyomást ($p_t > p_w$).

Tömszelence tömítéseknél csavarkötés – egyes esetekben rugó – biztosítja a tömítőgyűrűk axiális összeszorítását és ezzel a tengelyen és a tömszelence ház furatában a szükséges mértékű radiális nyomás ($p_t$) értékét.

A $p_t > p_w$ feltételből adódóan a tömszelence tömítőgyűrűk közül a szerkezet tömítettségét csak azok a gyűrűk biztosítják, amelyeknél a tömítőnyomás haladja meg az üzemi nyomás értékét. Ezt a $p_t(l)$ tömítőnyomás lefutási görbén az „aktívan tömítő szakasz” jelzi (466. ábra).

**466. ábra - Egyszerű tömszelence tömítés: szorító csavar (1), fedél (2), tömítőgyűrű (3), fém alapgyűrű (4)**

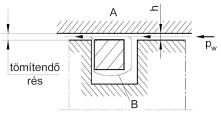



# Tömítés tömör, nem pórusos anyaggal

Tömör, nem pórusos tömítőanyagoknál a két felület közötti tömítőhatást az anyagok rugalmas és képlékeny alakváltozása, a lezárandó felület fokozott alakhűségű pontos illesztése, valamint kohéziós és adhéziós kötések biztosíthatják.

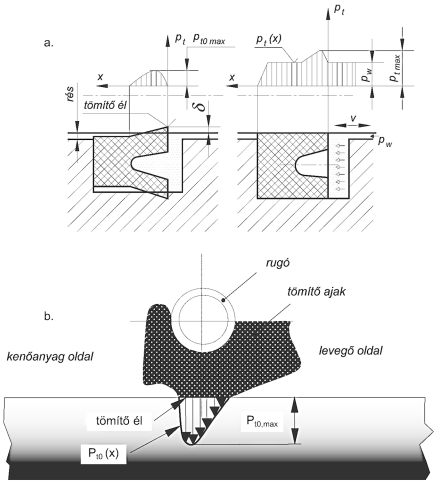
Gumi (elasztomer) és műanyag (plasztomer) tömítések az összenyomás (tömítőnyomás) hatására rugalmas alakváltozással veszik fel a tömítendő felület alakját. A rugalmas alakváltozás hatására felületi nyomás/tömítőnyomás alakul ki és ezzel a határfelületen – azaz a tömítendő, érintkező felületen – lévő tömítetlenségi utak lezáródnak. Tömör anyagnál az anyagon belül nincs tömítetlenségi út. Így, csak az A és B tömítetlenségi út lezárása a feladat (467. ábra).

**467. ábra - Tömör anyagú tömítés tömítetlenségi útjai**




Elmozduló felületek elasztomer tömítéseinél is biztosítani kell a minimális tömítő erőt (nyomást) a felületi egyenetlenségek miatt kialakuló tömítetlenségi utak lezárására. A tömítő szerkezetek üzemi nyomásának kialakulása előtti, kezdeti tömítettségét a tömítés rugalmas túlfedéséből adódó tömítőnyomás maximum ($p_{to,max}$) adja. A váltakozó tengelyirányú mozgás tömítéseinél (468/a ábra) és a rugalmas radiális tengelytömítéseknél (468/b ábra) hasonló a kezdeti tömítőhatás kialakulásának mechanizmusa. Mindkét esetben a $p_{t0}(x)$ tömítőnyomás eloszlási görbe maximuma ($p_{t0,max}$) biztosítja a szerkezet tömítettségét üzemi nyomás mentes állapotban.

**468. ábra - Axiális tömítőnyomás eloszlás jelleggörbéje hidraulika U gyűrűn (a) és radiális elasztomer tengelytömítésen (b)**




Elmozduló felületek elasztomer alapú, érintkező, alaktartó tömítései, valamint a váltakozó tengely irányú mozgást végző tömítések (jellegzetesen a hidraulika dugattyú és dugattyúrúd tömítések)

tömítőnyomását (nyomással terhelt állapotban) az üzemi nyomás vezérli és „önműködően” állítja be a maximális tömítőnyomást: $p_{t,max} = p_{t0} + p_w$ (468/b ábra).

Az összefüggés fizikai háttere az, hogy a gumi (elasztomer) alapú anyagokban a nyomás gyengítetlenül terjed. Így az üzemi, illetve az axiális nyomással egyenes arányban nő a radiális, azaz a tömítőnyomás.

Így mind nyomásmentes, mind nyomással terhelt, üzemi állapotra teljesülnek a tömítettséghez szükséges kritériumok. Ugyanis $p_{t0,max}$ elegendően nagy ahhoz, hogy lezárja a tömítetlenségi utat nyomásmentes állapotban és $p_{t,max} > p_w$ pedig minden üzemi nyomással terhelt állapotban biztosítja a kellő tömítettséget. Ugyanis az „önműködő” tömítőhatás érvényesül. Ez a működő tömítési alapelv jól követhető a hagyományos elasztomer U gyűrű tengely menti tömítőnyomás eloszlási görbéjén is (468/a ábra.). Az így működő tömítéstípusokat a szakirodalom összefoglalóan önműködő tömítésnek nevezi.

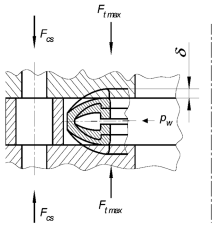
Elmozduló felületek súrlódó tömítéseinél a súrlódási veszteség mérséklésére hidrodinamikus, vagy hidrosztatikus kenési állapot elérésére törekszenek a súrlódó felületen.

Elsősorban hidrodinamikus kenési állapot elérése a cél. Ez kedvező üzemi paraméterekkel ($v > v_{opt}$, a mozgás irányában szűkülő rés és viszkózus, a súrlódó felületekhez tapadó kenőanyag) csúszó-súrlódó felületek kedvező kialakításával, számos tömítésen megvalósítható. Ilyen tömítésekre találunk példákat a forgó tengelytömítésnél, vagy az axiális alternáló mozgást végző hidraulikatömítésnél. Nehéz üzemi viszonyoknál és viszonylag kis sebesség esetén csak a hidrosztatikus kenés lehetősége áll fenn. Ilyen kialakítások találhatók a csúszógyűrűs tömítések között.

A nem elasztomer anyagú tömítéseknél vegyes tömítési mechanizmus is érvényesülhet. Ekkor az önműködő tömítőhatás mellett egyéb, tömítőhatást növelő módszerek felhasználására is sor kerül (pl. rugalmas befeszítés).

Ilyen tömítés például a nagy üzemi nyomásoknál alkalmazott, belülről nyitott üreges, nyugvó (statikus) lencseprofilú fémtömítés (469. ábra). Itt a tömítés belső felületébe hatoló közeg nyomása növeli a rugalmas fémtömítés külső felületén kialakuló tömítőnyomást. Fémfelületeken pontos illesztéssel, és fokozott alakhűséggel is megvalósítható a szükséges tömítőhatás.

### 469. ábra - Lencsetömítés rugalmas befeszítéssel és önműködő tömítőhatással




Forgó tengelyek csúszógyűrűs, továbbá, nyugvó felületek tömítéseinél használatos a kellő tömítettség elérésének ezen módja. Ebben az esetben a tömítőhatás fokozható erősen tapadó, sűrű, nagy viszkozitású tömítőanyag alkalmazásával. (Ilyen a tömítőmassza, amely a tömítendő közegre nézve tömörzáró és vékony rétegben az adhéziós, adszorpciós és kapilláris hatás következtében biztosít tömörzárást.)

# Tömítőanyagok

A tömítőanyagokat jellemző anyagtulajdonságaik alapján választják ki egy-egy meghatározott tömítéstechnikai feladathoz.

Tömítőanyagok jellemző tulajdonságai: a húzó-, nyomó szilárdság, a kúszás, a rugalmassági modulus, a továbbszakadási érzékenység, a rugalmasság, a lágyság, az alakváltozási és alaktartási képesség (erő, hő, illetve az alkalmazott közeg hatására).

Jellemző tulajdonságok még: a hőállóság (szilárdság a hőfok függvényében, gyorsuló polimerizáció, öregedés, oxidációval szembeni ellenállás) és a felső hőhatár (aminél az anyag elbomlik, illetve

rövid idejű terhelést sem bír el), a hőtágulási együttható (vetemedésre, összehúzódásra való hajlam hiánya). További tulajdonságok: a megmunkálhatóság, a kémiai ellenálló képesség, a vegyszerállóság (a duzzadással is kapcsolatban), és az erózióval szembeni ellenállás (ellenállás az áramló közeg roncsoló hatásának).

Mozgó érintkező tömítéseknél további jellegzetes tulajdonság a súrlódási tényező, a kopással szembeni ellenállás, a koptató hatás, a jó hővezető képesség és a hővezetési együttható.

# Tömítőanyagok felosztása, paraméterek

Kemény tömítőanyagok, fémek: fehérfém ötvözetek, lágy vörösréz és sárgaréz, alumínium, ólom, lágyvas, ötvözött acél, gyorsacél, öntöttvas, ezüst, platina. Magasabb hőmérsékletre (500–600 °C) zsugorított fémkarbidokat, szinterfémeket és kerámia anyagokat alkalmazhatnak. A grafit és a műszén kis száraz súrlódási tényezője miatt használatos (400–500 °C hőfokhatárig).

Lágy tömítőanyagok közé tartoznak a hagyományos, napjainkban már ritkán alkalmazott tömítő anyagok, amelyek régi konstrukciókban még megtalálhatók. Ilyen anyagok a papír: rajzlap, karton (–180 és + 100 °C) hőfoktartományban, 25 bar nyomáshatárig, általában impregnálva alkalmazták; a bőr (–40-től 105 °C hőfokhatárig), impregnálva viasszal, gyantával, de a műanyaggal impregnált bőr már korszerű tömítőanyagnak is mondható. Ide tartoznak a különféle természetes textíliák (juta, pamut, kender) faggyúval, vagy más anyaggal impregnálva. Régebben azbesztgumiból is készítettek főleg karima- és tömszelence tömítéseket, de gyártásukat megszüntették, mert az azbeszt ártalmas az egészségre.

Korszerű karima és tömszelence tömítő anyagok az azbesztmentes anyagok. Gumi-aramid tömítőanyagnál (–270 °C < $t_w$ < 260 °C) az aramid szálas anyagot összekeverik töltőanyaggal és gumival, majd kalanderezik és vulkanizálják (ismert márkaneve pl. Kevlár).

A grafit különböző formában, tisztán vagy furángyantával impregnálva használatos. Lehet tisztán lemez vagy expandált grafit formájában, ahol a hőkezelés térfogat-növekedést és rugalmasabb anyagot eredményez és kiválóan alkalmas tömszelence tömítő anyag. Fólia formában főleg nyugvó tömítésekhez vált be. A grafit-fólia kombinálható (erősíthető) lyuggatott és peremezett acéllemezzel ($t_w$ < 500 °C és $p_w$ < 250 bar). A tömítés méretezésénél a megengedett, illetve alkalmazhatósági nyomáshatár kis vastagságok esetén nagyobb.

A teflont alkalmazzák tisztán, töltött (erősített) és társított teflon formájában. A társított teflonnál a teflon és a grafit szálat együtt húzzák egy szálba.

A fonatolt azbesztmentes tömszelence tömítéseknél az aramid szálat ($t_w$ < 150 °C) szintetikus, vagy nem szintetikus szállal keverik, esetleg ásványi anyagot adalékolnak hozzá, majd gumival (NBR, EPDM, klór kaucsukkal) megkötik. A tömítőanyag többnyire négyzet keresztmetszetű és tekercs-féltermékben készül. A tömszelencébe helyezendő tömítőgyűrűket szereléskor vágják méretre. Az azbesztmentes tömítések fajtái és jelölései hasonlóak régi azbesztalapú tömítésekhez. Van belőlük hőálló, saválló, olajálló, gázzáró fajta.

Nehány jellegzetes tömszelence tömítés gyártmány a (Merkel cégtől): a „Ramilon”, amely szálból font és teflonnal impregnált pászmakopás és forma álló, élelmiszer-ipari alkalmazásra is minősített tömítőanyag. (Paraméter-tartományai: szivattyútengelyre $p_w \leq 40$ bar, búvárdugattyúra $p_w \leq 100$ bar; $30 \leq t_w < 120$ °C. Forgótengelyre v ≤ 2,5 m/s, búvárdugattyúra $v \leq 2$ m/s és az anyag pH-értéke 5–11.). A „Synflex” erős szintetikus szálból készült és zsírral/grafittal impregnált tömszelence tömítés, amely nagy üzemi hőmérsékletekre alkalmas. (Paraméter-tartományai: $p_w \leq 16$ bar, $-10 \leq t_w \leq +150$ °C. Forgó tengelyre v ≤ 10m/s és pH-értéke 2–12.). Az „Avlon” nagy kopásállóságú aramid fonalból készül, teflon impregnálással. Különböző iparágakban tengely és szelepszár tömítésre használatos. ($p_w \leq 25$ bar szivattyútengelyre és $p_w \leq 100$ bar szelepszárra; $-5 \leq t_w = 280$ °C; v ≤ 26 m/s a megengedhető kerületi sebesség és pH-értéke 1–13.)

# Súrlódó tömítések anyagai

A korszerű tömítéseknél gyakran alkalmazott anyagok a különböző fajta elasztomerek (gumik) és plasztomerek. Az elasztomerek közül a növényi kaucsukot (NR) már ritkán alkalmazzák tömítésnek. A

leggyakrabban különböző töltőanyagú és keménységű butadién-akrilnitril, (nitril-butadién) kaucsukot, illetve nitrilgumit (NBR), hidrogenizált nitrilgumit (HNBR), poliuretant (AU), fluorkaucsukot, azaz fluorgumit (FPM), poliakrilát gumit (ACM) és etilén-propilén-terpolimer gumit (EPDM) alkalmaznak hidraulika-, pneumatika- és rugalmas radiális tengelytömítéshez, valamint membrántömítésekhez. Az elasztomereket szövetbetét erősítéssel is alkalmazzák, hogy ezzel fokozzák az anyag ellenállását – főleg hidraulikákban kialakuló nagy üzemi nyomásokra.

Plasztomerekből elsősorban a kiváló csúszási tulajdonságú és jó hőállóságú teflont (PTFE) alkalmazzák különböző szilárdságnövelő anyagerősítéssel (üvegszál-, szén-, vagy bronzerősítéssel).

## Csúszógyűrűs tömítések anyagai

Csúszógyűrűs tömítések csúszó felületeihez különböző fém-, impregnált teflon- és szén-, kerámia és fémkarbid anyagú gyűrűket alkalmaznak. A mellék (nyugvó) tömítetlenségi utak lezárására – többnyire NBR, vagy FPM elasztomer O gyűrűket és membránokat építenek be, de a vegyipar és élelmiszeripar területén teflon (PTFE) O gyűrűket és membránokat is alkalmaznak.

# Kompressziós/tömszelence tömítések

A kompressziós tömítés a legrégibbnek súrlódó tömítés. A kellő tömítettség elérésére nyugvó és elmozduló felületeken egyaránt alkalmas. A tömszelence tömítés henger felületen – általában tengelyen – tömít és több gyűrűből áll. A gyűrűket szereléskor általában méretre vágják (a felhasítás nélküli gyűrűk ritkábbak) és a réseket, a résveszteség korlátozása végett egymáshoz képest elfordítva helyezik a tömszelence furatába.

A James Watt által szabadalmaztatott (1781) gőzgéphez tervezett tömszelence-konstrukció az elmúlt hosszú idő alatt alapkonstrukcióját tekintve alig változott. Hátrányos tulajdonságai ellenére a mai alkalmazását elsősorban a felhasznált tömítőanyagok jelentős fejlődésének köszönheti. A rendelkezésre álló tömítőanyag választék igen nagy. Ugyanakkor a tömszelence tömítő szerkezet nem igényel fokozott gyártási pontosságot és a tömítések a legkülönbözőbb üzemi paraméterek esetén is kielégítő tömítettséget biztosítanak.

A különböző elmozduló felületek tömítésére eltérő tömszelence szerkezetet fejlesztettek ki, de a tömítési mechanizmus alapja minden esetben azonos. A tengelyen fellépő radiális tömítőnyomást axiális erő állítja elő (468. ábra).

A tömszelence tömítő szerkezet kiemelkedő előnye az egyszerűsége, könnyű gyárthatósága és az, hogy mind forgó mind axiális irányú elmozdulás tömítésére alkalmas. Ez a szerkezet a kialakítás, valamint a tömítés anyagának helyes megválasztásával az ipar szinte minden területén alkalmazható és mind a mai napig jelentős szerepet tölt be a tömítéstechnikában. Jellegzetes alkalmazási területei a szivattyúk, keverők és szelepszár tengelyek tömítése vegyipari, élelmiszeripari berendezéseknél és energetikai gépeknél. Az üzemi közeg is rendkívül változatos lehet, így hideg-, meleg és tengervíz, gőz és számos folyékony vegyszer, stb.

## Működési jellegzetességek, súrlódási és résveszteség

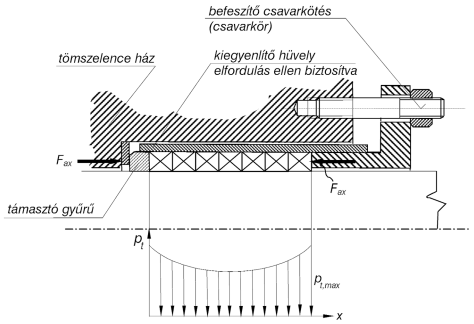
A hagyományos tömszelence tömítés hátránya a tömítés működéséből adódóan nagy súrlódási veszteség, amely az átlagos tömítőnyomás, a tömítés súrlódó érintkező felületének és a tengely kerületi sebességének szorzata: $P_s = p_{t,átl} \cdot A_t \cdot v$.

Ugyancsak hátrány a teljes tömítettség hiánya, mivel az egyszerű (egylépcsős) tömszelencéknél, mindig van valamennyi résveszteség.

A fellépő súrlódási veszteséget a tömítőnyomás lefutási görbéje és a nagy tömítő felület nagysága határozza meg. Ugyanakkor a tömítőnyomás csak azon a szakaszon tömít aktívan, ahol a tömítőnyomás nagyobb az üzemi nyomásnál ($p_t > p_w$). A befeszítés irányába csökken a tömítőnyomás és ezzel a tengely koptató hatása is.

Az axiális irányú befeszítés és kiegyenlítő hüvely alkalmazásával a tömítőnyomás eloszlás és ezzel a kopás is némileg kedvezőbbé tehető (470. ábra).

**470. ábra - A tömítőnyomás kiegyenlítése kiegyenlítőhüvelyes tömszelence tömítéssel**




A kopás, a tömítés kopása csökkenti az axiális irányú befeszítés mértékét (és ezzel a tömítőnyomást), ami a befeszítő csavar ismételt meghúzásával, vagy az axiális erő folyamatos utánállításával – pl. rugós befeszítéssel – valósítható meg. A tengely intenzív kopása miatt szükséges tömszelence csere gyakorisága a forgótengelyhez erősített kopóhüvely alkalmazásával csökkenthető. Ilyen esetben viszont a hüvelyt kell időről-időre cserélni, de mindig a tömítéssel együtt.

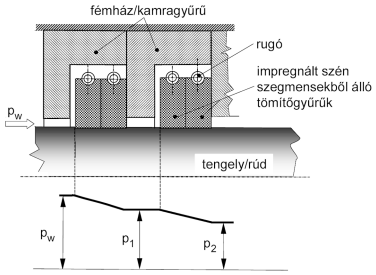
A nagy súrlódási veszteségből keletkezett hő felmelegíti a tömítést és a tömszelencét. Ha a felmelegedés mértéke meghaladja a megengedett mértéket, akkor olyan szerkezeti kialakítást alkalmaznak, ahol a keletkezett hőt a tömszelence ház, vagy tengely folyadékhűtésével elvezetik.

Számos esetben azonban az üzemi közeg résvesztesége (szivárgása) egyáltalán nem volt megengedhető (pl. a vegyiparban, élelmiszeriparban). Ilyenkor kettős szerkezetű, kétlépcsős tömszelence tömítést alkalmaztak, úgynevezett „0” (nulla) elvezetéssel a két tömítőgyűrű sor között. Mákor „tiszta folyadékot”, esetleg kenőanyag záróközeget juttattak be a két gyűrűsor közé.

# Alaktartó dugattyú és dugattyúrúd tömítések

Az alaktartó dugattyú- és dugattyúrúd tömítések tömítőhatásuk kifejtése közben alakjukat nem, illetve jelentéktelen mértékben változtatják. A tömítés működési elve, hogy a pontos megmunkálásból és a radiális szorítóerőből adódó rendkívül kicsi tömítendő rés nagy ellenállást jelent és ezzel az üzemi közeg nyomása jelentősen csökken, minden egyes tömítőgyűrű súrlódó felületérintkezésnél. A kívánt tömítőhatást az egymást követő – sorbakapcsolt – tömítőgyűrűk lépcsőzetesen fejtik ki (471. ábra). Az alaktartó tömítéseket nagy hőmérsékletű, nagy sebességű, közepes nyomású közeg (gőz, gáz, levegő, stb.) tömítésére alkalmazzák. Jellegzetes alkalmazási területe a belsőégésű motorok mellett a szélsőséges viszonyok között üzemelő kompresszorok, dugattyús szivattyúk.

**471. ábra - Sorbakapcsolt alaktartó tengelytömítések, üzemi nyomás ($p_w$) változás a tengely mentén**




# Rugalmas radiális tengelytömítések

Forgó mozgást végző hengeres felületek, tengelyek tömítésére számos érintkező és nem érintkező tömítésfajta ismert (tömszelence, nemez-, rugalmas radiális, rés- és labirinttömítések). A rugalmas,

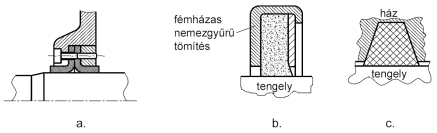
radiális tengelytömítéseket a gépkocsi főtengely tömítésére fejlesztették ki. Korábban a tömítőél impregnált bőrből készült és „Simering” néven forgalmazták.

Napjainkban a tengely csapágyazások tömítésére leggyakrabban – a kezdeti Simeringből továbbfejlesztett – rugalmas elasztomer radiális tengelytömítést alkalmaznak.

A radiális tengelytömítés tömítőajka – és sok esetben a borítása is – különböző elasztomerekből esetleg plasztomerekből készülhet. Leggyakoribb anyaga a nitrilbutil gumi (NBR), vagy fluorgumi (FPM) esetleg poliakrilat gumi (ACM). Plasztomerből pedig az erősített politetrafluoretilént, teflont (PTFE) alkalmazzák.

Bizonyos esetekben – nem folyamatos működésnél és kis kerületi sebességen – nemezgyűrűs radiális tengelytömítést, esetleg impregnált bőrtömítést is beépíthetnek (472. ábra).

### 472. ábra - Védőtömítések a) bőrkarmantyúk, b) fémházas nemezgyűrű, c) nemeztömítés

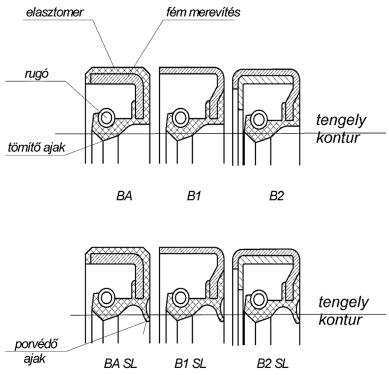



A radiális tengelytömítések feladata a forgótengely csapágyazásának működéséhez szükséges kenőanyag védelme. Cél a kenőanyag veszteség – résveszteség – megakadályozása, a csapágy kenésének és így várható élettartamának biztosítása, egyúttal a környezeti terhelés mérséklése, továbbá a kenőanyag tisztaságának megőrzése, az abrazív por és más káros anyag tömítőtérbe jutásának megakadályozása. A radiális tengelytöméseket a gyakorlatban funkciójuknak megfelelően védőtömítésként is emlegetik.

## A rugalmas radiális tengelytömítés működése

A tömítőelem lezárja a tömítetlenségi utakat az érintkező forgótengelyen és a ház a nyugvó érintkező felületein (468/b ábra). A tengelyen az érintkező, súrlódó felületek között a kellő mértékű tömítettséget rugalmas túlfedéssel illesztett elasztomer tömítőél szolgáltatja (473. ábra). A megfelelő tömítettség biztosítására a tömítőél homlok és hátoldalát megfelelő dőlésszögűre alakítják ki. A rugalmas túlfedés axiális tömítőnyomás eloszlási maximális értéke, a maximális kezdeti tömítőnyomás ($p_{to,mx}$), melyet közel állandó értéken tart a tömítőajak rugós befeszítése (468/b). A rugó szerepe a tömítőélen kialakult tömítőnyomás megőrzése, az elasztomer anyag relaxációs hatásának minimalizálása.

### 473. ábra - Szabványos radiális tengelytömítések, spirálrugós ajakbefeszítéssel




A tengely radiális ütése a forgás során változtatja a tömítőél helyzetét, azonban a tömítőajak membrán része rugalmasan követi az elmozdulást.

Gördülőcsapággyal támasztott tengelyek esetén a tengelyforgás közben fellépő radiális ütés nem jelentős a membrán rugalmasságához képest, így a tömítőajak membrán része nincs hatással a tömítés biztonságos üzemére. Belsőégésű motoroknál a főtengely elfordulás során a tengelyközéppont

helyzete folyamatosan változik. Ilyen esetekben a főtengely tömítését külön erre a célra választják ki, vagy fejlesztik ki, a membrán hosszának megfelelő kiválasztásával.

A házban a nyugvó felület tömítetlenségi útját a tömítés külső hengerpalástja túlfedéssel zárja le. Szerelési szempontból kedvezőbb az elasztomer borítású tömítés, mert az ellenfelület roncsolása nélkül zár.

A radiális tengelytömítő gyűrű alaktartását a fémház, vagy az elasztomer borítás esetén a merevítő fémgyűrű adja (473. ábra).

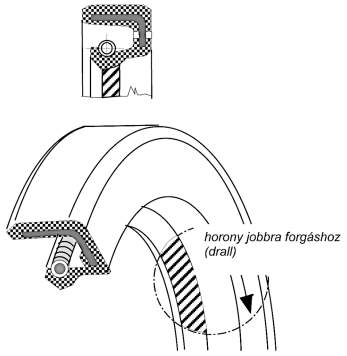
# Működési mechanizmus

A tengely felületének szorított tömítőél nyugvó helyzetben a kezdeti tömítőnyomás maximummal ($p_{to,max}$) adja a kellő tömítettséget.

A tengely forgásakor vegyes súrlódási állapot alakul ki a tömítőél és a tengely érintkező felülete között.

Kedvező tömítőél kialakítás és üzemi paraméterek esetén a hidrodinamikus hatás növekszik és a kenési állapot hidrodinamikusnak mondható. A hidrodinamikus kenési állapotot segítik a tömítőél mögött megfelelően kialakított – visszahordó menetként működő – mikrobarázdák (474. ábra).

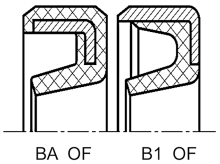
### 474. ábra - Radiális tengelytömítés hidrodinamikus hatást növelő mikrobarázdás ajak-futófelülettel



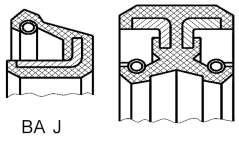

# A tömítés szerkezeti kialakításai és paraméterek

Szerkezeti kialakítást tekintve számos típus alkalmaznak nagy gyakorisággal. Vannak fémházas, elasztomer borítású, egy és két ajakos, egy ajakos, plussz porvédő ajakos, rugó befeszítésű és rugós befeszítésű tömítések. Azonban szükséges lehet rugós befeszítés nélküli tömítések alkalmazására is (475. ábra). Ebbe a csoportba tartozó tengelytömítéseket főleg tengelyek tömítésére alkalmazzák, de található furat belső hengerpalást tömítés is (476. ábra).

### 475. ábra - Radiális ajakos tengelytömítés rúgós befeszítés nélkül

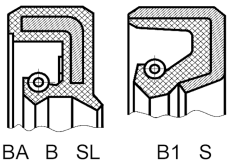



### 476. ábra - Radiális ajakos tömítés furathoz



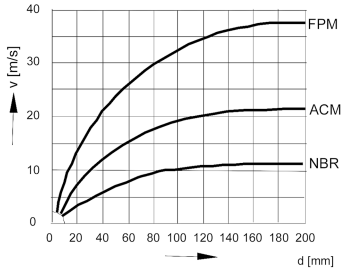
A védőtömítés jellegű rugalmas radiális tengelytömítések általában kis túlnyomásra készülnek (0,2 < $p_w$ < 0,5 bar). Bizonyos esetekben a radiális tengelytömítések nagyobb üzemi nyomásra is alkalmasak, különleges kialakításnál akár $p_w$ < 5–10 bar is elérhető. Ilyen esetben egészen rövid membrán méretű tömítést gyártanak vagy alátámasztják a tömítőajkat (477. ábra).

### 477. ábra - Radiális elasztomer tengelytömítés túlnyomásra

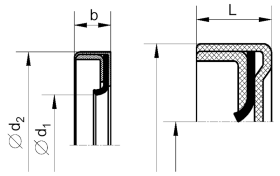



A megengedhető nyomás a tengely sebességétől függ. A szokásos kialakítású radiális tengelytömítésekre megengedhető kerületi sebesség az elasztomer anyagától függően ($v_{max}$ < 12 m/s esetleg $v_{max}$ < 37 m/s) (478. ábra). Nagyobb üzemi nyomás tömítésére alkalmas radiális tengelytömítések megengedhető üzemi nyomása a tengely fordulatszám növekedésével csökken. A nagyobb nyomás tömítésére alkalmas az erősített (töltött) teflon tömítés (479. ábra). A teflon tömítés nagyobb üzemi nyomásra és kerületi sebességre használható (480. ábra).

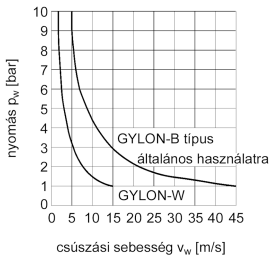
### 478. ábra - Különböző anyagú radiális tengelytömítések alkalmazhatósági sebességhatára




### 479. ábra - Teflonkarmantyús radiális tengelytömítés




### 480. ábra - Tájékoztató jellegű megengedett csúszási sebesség–nyomás diagram, erősített teflonelemes tengelytömítésre

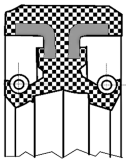



# Újszerű tömítéskialakítások

A tartós tömítőhatás fokozására kifejlesztett egyik tömítőszerkezet a kombinált, duplakarmantyús tengelytömítés (481. ábra). A kombinált kialakítású dupla karmantyús radiális tengelytömítő gyűrű

valójában egy nagyobb hatású porvédőajkas tömítés, amit rendkívül erős abrazív hatású por tömítésére fejlesztettek ki.

## 481. ábra - Dupla karmantyús radiális tengelytömítés

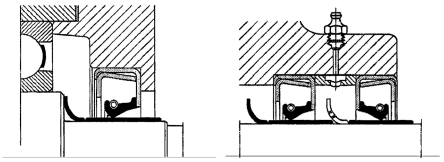


A gépkocsi hátsóhídjához kifejlesztett kazettás radiális tengelytömítéseknél a tömítőszerkezet tartalmazza a saját, cserélhető futófelületét, amelyet a belső elasztomerborítás túlfedése rögzít a tengelyhez (482. ábra). A cserélhető futófelület a tengely kopását kiküszöböli és ezzel a tengelyek (különösen a nagyméretűek) élettartama jelentősen megnő.

## 482. ábra - Kazettás radiális tengelytömítés

A szélesebb körben alkalmazott vékonyfalú kopóperselyek is ezt a célt szolgálják (483. ábra).

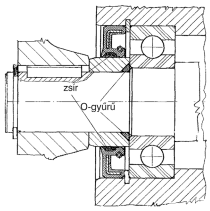
## 483. ábra - Vékony falú kopópersely radiális tengelytömítéshez



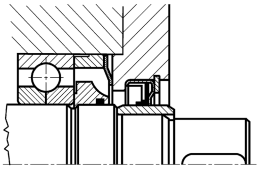
**Beépítési példa:** Távtartó gyűrűn kialakított tömítőfelület célja a futófelület cserélhetőségre, vagy a tengelycsonk és a csapágy belső átmérőjének kis különbsége miatt szükséges, mert a tömítés futófelületének nem alakítható ki külön váll.

Ebben az esetben hagyományos elasztomer tömítést alkalmazunk, de szükség esetén teflon radiális tengelytömítés is választható (484., 485. ábra). Siklócsapágy és gördülőcsapágy egyszerű védelme radiális tengelytömítéssel (486. ábra).

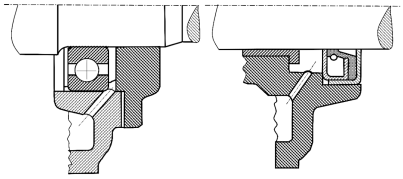
## 484. ábra - Tengelytömítés távtartó gyűrűn




## 485. ábra - Csavarkompresszor erősített teflonelemes tömítése



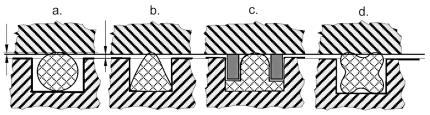
**486. ábra - Sikló- és gördülőcsapágyazás egyszerű radiális tengelytömítése**



# Mozgó felületek profilos tömítései

A profilos tömítések közé sorolják az O-gyűrűket és a hasonló hatású, elsősorban szimmetrikus keresztmetszetű tömítéseket, amelyek jellegzetesen mindkét mozgásirányra tömítenek (487. ábra).

**487. ábra - Mozgó felületek profilos tömítései O-gyűrűs (a), háromszög szelvényű (b), T-gyűrűs (c), és X-gyűrűs (d) tömítések**




A profilos tömítőgyűrűket téglalap keresztmetszetű, egyszerűen gyártható tömítőhornyokba építik (pattintják) be és beszerelt állapotban a tömítendő hengeres felületekkel túlfedéssel (δ) illeszkednek. Alkalmazási előnyük, a kialakítások többségét tekintve, a kis előállítási költség, a kis helyszükséglet, a könnyű szerelhetőség és a viszonylag kis súrlódási veszteség (főleg axiális elmozdulás esetén).

Számos profilos tömítés kialakítás ismert, melyekből kiemelkedően az O-gyűrű a leggyakrabban alkalmazott mind nyugvó, mind elmozduló felületek tömítésére. Elmozduló felületeknél az axiális alternáló mozgás mellett lengő mozgás tömítésére is alkalmas $p_w \leq 100$ bar üzemi nyomásig. Ajánlott illesztések (pl. H9/f9, H7/f6). Nagyobb üzemi nyomásoknál szűkebb tömítő rést választanak és/vagy támasztógyűrűvel építik be a tömítést. Megjegyzendő, hogy a szokásos, ajánlott illesztésnél az O-gyűrű hidraulika berendezésekben viszonylag nagy résveszteséggel üzemel. A háromszög szelvényű gyűrű megszünteti az O-gyűrűk – bizonyos üzemeltetési körülmények között fellépő – káros elcsavarodási jelenségét. Jelentős hátrányt jelent azonban a tömítés gyors kopásából adódó, viszonylagosan rövid élettartam. Ezért a háromszög szelvényű tömítőgyűrűk alkalmazása nem terjedt el.

A T-gyűrűk esetében sem lép fel elcsavarodás, ami részben a kismértékű kezdeti rugalmas túlfedésnek ($\delta \cong 5\%$) köszönhető. Dugattyú-, dugattyúrúd és kisnyomású lengő mozgás tömítésére egyaránt alkalmas. A T-gyűrűt mindkét oldali támasztógyűrűvel szerelik a tömítőél helyzetének rögzítése céljából és a tömítés tömítendő résbe történő benyomódásának megakadályozására. Kis nyomáson nagy tömítendő rés ($\Delta \leq 1{,}3$ mm) is megengedhető. Alkalmazhatósági nyomás határa akár $p_w \leq 1000$ (1400) bar is lehet, nagyon kis tömítő rés mellett.

Az X-gyűrűs tömítés a négy legömbölyített élével szabványos O-gyűrű horonyba szerelhető. Axiális alternáló-, lengő- és forgómozgás tömítésére egyaránt alkalmas. Elcsavarodási meghibásodásra nem hajlamos és jól kitölti a hornyot. Az X-gyűrűs tömítés a legtöbb helyen az O-gyűrűnél előnyösebb. Ez forgó mozgásra különösen érvényes. Kis mértékű $\delta \approx 1\%$ befeszítési deformáció következtében az O-gyűrűnél kisebb a tömítés súrlódási vesztesége, különösen axiális alternáló mozgásnál. Az X-gyűrű előnyös tulajdonságai ellenére kevésbé elterjedt tömítés, mint az O-gyűrű.

## Alkalmazási korlátok, beépítések

Mindegyik típus hátrányaként az elmozduló felületek tömítésénél keletkező viszonylag nagy résveszteséget kell megemlíteni. Ebből adódóan ezt a tömítéstípust csak olyan esetekben célszerű váltakozó tengelyirányú mozgás tömítésére alkalmazni, amikor a várható jelentős résveszteség megengedhető. Ilyen esetek lehetnek az olyan beépítési módok, ahol a résveszteség a szerkezeten

belül (pl. olajteknőben) gyűlik össze, majd szűrés után visszakerül a működtető egységbe. (Ez utóbbi megoldásnál az üzemi közeg veszteség és környezetszennyezés egyaránt elkerülhető.)

# Váltakozó, tengelyirányú mozgás tömítései

A váltakozó tengelyirányú mozgás jellegzetes tömítései a hidraulikus és pneumatikus dugattyú és dugattyúrúd tömítések, melyeknek számos kialakítási formája használatos. Az elmozduló érintkező felületek tömítései között a váltakozó tengelyirányú mozgás esetén adódnak a legkedvezőtlenebb kenési viszonyok. Ez abból adódik, hogy nincs folyamatos mozgás. A löket végén ugyanis mozgásirányt változtat és ekkor, minden esetben újra kell épüljön a kenőfilm az elmozduló felületek között. Hidraulikában nagyobb tömítőnyomás maximum értékek szükségesek a „száraz dugattyúrúd" elérésére (amikor nincs, vagy nem érzékelhető résveszteség a dugattyúrúdon). Pneumatika tömítéseknél egy-két nagyságrenddel kisebb üzemi nyomás használatos, amihez jóval kisebb tömítőnyomás beállítás indokolt. Pneumatikában ugyanis levegő üzemi közeget alkalmaznak és az indokolatlanul nagy tömítőnyomás feleslegesen rontaná a működtetés hatásfokát, növelné a tömítés kopását. Itt a résveszteségi követelmények engedékenyebbek, mivel a levegő „korlátlanul" rendelkezésre áll és a rendszerből kijutva nem károsítja a környezetet. Továbbá a túlzottan nagy tömítőnyomás maximum ($p_{t,max} \cong p_w + p_{t0,max}$) feleslegesen rontaná a pneumatikus működtetés hatásfokát.

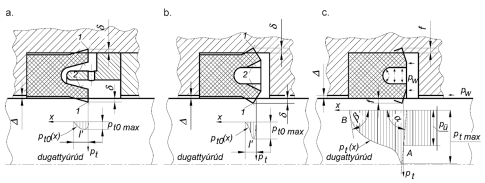
## Jellegzetes tömítéstípusok és anyagok

Alapkonstrukciójukat tekintve mind a kalap alakú, mind az U-gyűrűs tömítéseket egyaránt alkalmazták hidraulikus és pneumatikus berendezésekben. A V-gyűrűs tömítéseket leginkább hidraulika tömítésként alkalmazták, és a tömszelence tömítőtérbe helyezték.

Elasztomer U-gyűrűs dugattyútömítésnél (nagy dugattyúátmérőknél) a külön darabokból készített dugattyú és rúd között is felléphet tömítetlenség (C), melyet külön, erre a célra beépített O-gyűrű tömít.

Az U és V profilú tömítések kialakítása kezdetben az impregnált bőr volt. Az elasztomer anyagú U-gyűrű a korábbi konstrukciókhoz hasonló ajakkialakításúak voltak, hosszú konzolon lévő tömítőéllel. Ennek hatására a kezdeti axiális tömítőnyomás eloszlási görbe lágy lefutást és relatív kis kezdeti tömítőnyomás maximumot ($p_{t0,\ max}$) eredményezett. (488. ábra). Ez a profilkialakítás pneumatikatömítéseknél bevált (a kis tömítőnyomás igény miatt) és a korszerű U-gyűrűs elasztomer pneumatikatömítéseken is látható.

**488. ábra - Elasztomer U-gyűrűk Hagyományos kialakítás kezdeti tömítőnyomás profillal (a), visszavágott tömítőél-kialakítású kezdeti tömítőnyomás profillal (b) és üzemi nyomással terhelt állapotban a vonatkozó tömítőnyomás profillal (c)**

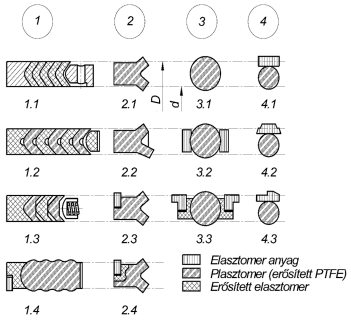



Hidraulikákban a résveszteség csökkentési követelmények miatt a tömítőnyomást növelni kellett. Ennek egyik módja a tömítőajak-konzol rövidítése, az ún. visszametszett tömítőél alkalmazása (488/ b,c ábra). Így csökken a tömítő ajakhossza, és ezzel növekszik a kezdeti tömítőnyomás. Egyúttal a tömítőél is védettebb helyet foglal el a tömítőtérben.

Az axiális alternáló mozgás hidraulika tömítései közül a legjellegzetesebb alaptípusoknak különböző fejlesztett változatai vannak (489. ábra). Ezek az alaptípusok – a „V" gyűrűs tömítések (1), eredetileg egyszerűen tömszelencébe építve, az „U" gyűrűs tömítések (2), az O gyűrűs tömítések (3) és az erősített PTFE dugattyú (4) és dugattyúrúd tömítések. Az ábra felső sora az alaptípusokat

ábrázolja és néhány jellegzetes fejlesztett változatot az oszlopok szemléltetnek. Valójában az ábra harmadik és negyedik sora kompakt tömítéseket ábrázol, ahol a konstrukciók már a funkciómegosztás elvét alkalmazzák: azaz a tömítettséget az elasztomer elemeken célszerűen kialakított rugalmas tömítőélek, míg a tömítés megtámasztását a merevebb, nagyobb szilárdságú támasztó elemek látják el. Egyes konstrukciókban a tömítés megvezetésére és a súrlódó felület tisztítására külön vezetőgyűrűt alkalmaznak. A V gyűrűs tömítés, illetve tömítéskészlet – és az U gyűrűs tömítések – voltak a tömszelence tömítéseket követő, „úttörő" hidraulikatömítések. Ezek a tömítések kezdetben (az elasztomer anyagok kifejlesztése előtt) növényi és krómcserzésű bőrből készültek. A hidraulikatömítéseknél a nagyobb üzemi nyomásokra ma már megfelelő nyomó szilárdságú támasztó elemet, szövetbetét erősítéses gumit, vagy erősített teflon támasztógyűrűt alkalmaznak. Ezzel akadályozzák meg a tömítés gyors abrazív kopását, elmorzsolódását a tömítés hátoldalán, a tömítendő résnél, a nagy üzemi nyomás és az elmozdulási sebesség együttes fellépésekor.

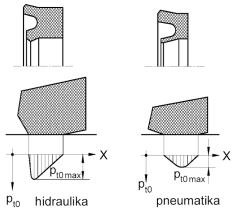
### 489. ábra - Axiális alternáló mozgás jellegzetes hidraulika tömítései




A műszaki fejlődés során a pneumatika tömítések szerkezeti kialakítása is módosult, pl. az elasztomer U-gyűrűk ajakvastagsága csökkent, ajakhosszúsága relatív megnövekedett.

A korszerű szerkezeti kialakítással és anyag megválasztással lágy lefutás és viszonylag kis értékű maximális tömítőnyomás jellemzi a szokásos pneumatika dugattyú- és dugattyúrúd-tömítéseket (490. ábra).

### 490. ábra - Korszerű elasztomer U-gyűrűs hidraulika és pneumatika tömítések kezdeti tömítőnyomás profilja




Összehasonlítva a korszerű hidraulikus és pneumatikus elasztomer U-gyűrűk ajak és tömítőél konstrukcióit, a tömítőnyomás profilok a célnak megfelelően jelentékenyen eltérnek egymástól.

## Üzemi paraméter-tartományok

Hidraulikadugattyú és dugattyúrúd tömítések közepes és nagy üzemi nyomáson működnek. Szokásos, legnagyobb üzemi (rendszer) nyomás ($p_{w,max}$) a 400 bar (40 MPa), de esetenként ennél nagyobb rendszernyomásra ($p_w \leq 600$, esetleg 800 barra) is választhatók tömítéskonstrukciók. A pneumatikatömítéseknél alkalmazott rendszernyomások jelentősen, mintegy két nagyságrenddel kisebbek, mint a hidraulikákban használatos rendszernyomások.

A dugattyúrúd elmozdulási sebesség tartománya szokásosan hidraulikákban $v \leq 0{,}5$ m/s, de különleges kialakítású és anyagú (erősített teflongyűrűs) tömítések nagyobb sebességre, $v \leq 5$ m/s esetén is

alkalmazhatók. Pneumatika tömítéseknél $v \leq 0{,}5$ m/s sebesség gyakori, de 2 m/s elmozdulási sebesség is gyakorinak mondható. Az üzemi hőmérséklettartomány az alkalmazott anyag függvényében hidraulika olaj közegben megközelítőleg $-30 \leq t_w \leq 100$ °C poliuretán (PU) valamint nitrilgumi (NBR) tömítésekre és $-10 < t_w \leq +200$ °C fluorgumi (FPM) O-gyűrűvel befeszített erősített teflon (PTFE) anyagkombinációval készített tömítésekre.

# Alkalmazott anyagok

A műanyagipar fejlődésével, a megbízható mechanikai és működési tulajdonságú elasztomerek megjelenése kiszorította a nagy résveszteséggel üzemelő bőrtömítéseket. A korszerű hidraulika és pneumatikatömítések –rugalmas része – többnyire poliuretán (AU), nitrilgumi (NBR), fluorgumi (FPM) elasztomerekből készülnek. A hidraulikákban alkalmazott támasztó és vezető elemeket bronz, vagy üvegszál (esetleg más merevítésre alkalmas anyag) erősítésű teflon (PTFE), vagy más plasztomerből készítik. Pneumatikatömítéseknél az alkalmazott anyagok a hidraulika tömítésekével azonos típusú, de kisebb keménységű (pl. 60 Sh°A) elasztomerek és plasztomerek.

# A tömítés működési elve, működési jellemzők

Az elasztomer és elasztomer tömítőélű tömítések tömítettséget a kezdeti, nyomásmentes állapotban a tömítőélen fellépő, szerelési rugalmas túlfedésből adódó kezdeti tömítőnyomás maximum ($p_{t0,max}$) szolgáltatja.

Az üzemi nyomás növekedésével a maximális tömítőnyomás az „önműködő tömítőhatás” következtében arányosan növekszik ($p_{t0,max} > p_w$) és ez biztosítja a kellő tömítettséget, illetve a tömítőhatást a működés során (488. ábra). A fő működési jellemzők (résveszteség, súrlódási veszteség és élettartam) tömítéstípusonként alapvetően tartósüzemi és súrlódási karakterisztika vizsgálatokkal határozhatók meg.

# Résveszteség

A résveszteség mérésekor nagy ciklusszám alatt fellépő részveszteségi átlagérték állapítható meg. A résveszteség számításakor a dugattyúrúd érintkező felületén „kihordott” és „visszahordott” üzemi közeg köbtartalmát határozzák meg.

Résveszteség tekintetében a korszerű kialakítású U-gyűrűknél és a kompakt tömítéseknél elérhető a környezetvédelmi (vagy más) szempontból megkövetelt „száraz dugattyúrúd”. Azaz teljesnek mondható tömítettség, amikor a dugattyúrúdon kihordott és a visszahordott üzemi közeg egyenlőnek mondható.

# Súrlódási veszteség

Axiális alternáló mozgást végző hidraulika tömítésekre a várható súrlódó erőt nem lehet számítással megfelelő pontossággal meghatározni. Irányváltáskor ugyanis, még a közel tiszta folyadéksúrlódással üzemelő tömítéseknél is, vegyes súrlódási állapot lép fel.

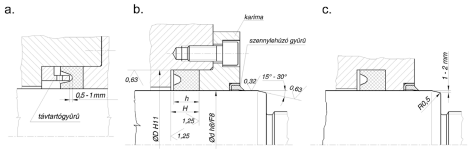
# Tömítések beépítése

A tömítőtér szerkezeti kialakítása dugattyúrúdnál és dugattyútömítéseknél alapvetően kétféle lehet:

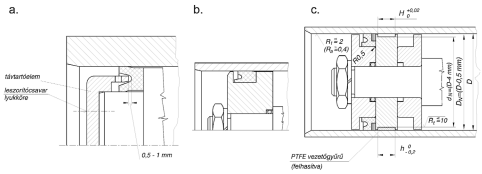
1. Relatíve kis tömítés átmérőknél és az átmérőhöz képest viszonylag nagy tömítés szelvénynél a tömítés rugalmas deformációja (vagy a rendelkezésre álló hely) nem elég ahhoz, hogy a tömítést egyszerű horonyba pattintsák. Ilyen esetben külön karimával, vagy más, célszerűen kialakított külön elemmel kell lezárni a tömítőteret (491/a, b és 492/a, c ábra).

2. Viszonylag nagy tömítés átmérőknél – gazdaságosabb megoldásban – a tömítő elem egy egyszerű téglalap szelvényű horonyba bepattintható (491/c és 492/b ábra).

## 491. ábra - Elasztomer U-gyűrűs dugattyúrúd-tömítések beépítése




## 492. ábra - Elasztomer U-gyűrűs dugattyútömítések beépítése egy mozgásirányra (a, b) és kettős működésű dugattyúba (c)

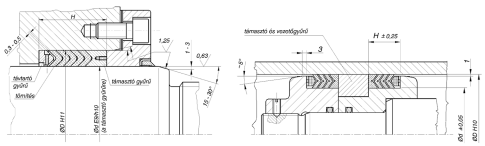



Szokásos visszametszett ajkú (egy mozgás irányra tömítő) U gyűrűs és V gyűrűs tömítések, mind dugattyúrúd, mind dugattyú tömítésként használatosak és a tömítendő mozgásiránynak megfelelően egy, illetve két tömítést kell beépíteni a tömítőtérbe (491. és 492. ábra). Ennek megfelelően dugattyúrúdra és egyszeres működésű dugattyúra egy tömítést, míg kettős működésű dugattyúra két tömítést kell beépíteni, háttal egymásnak (492/c ábra). Ez az utóbb említett tömítő szerkezeti megoldás minden tömítés típusra érvényes, amelynél a tömítettség csak egy mozgás irányban valósulhat meg.

Általános esetben, zárt rendszerben, tisztántartott üzemi közegnél (pl. szerszámgép hidraulikákban), állandó, vagy gyakori működésnél az U-gyűrűs tömítések fő működési jellemzői kedvezőek és alkalmazásuk javasolható.

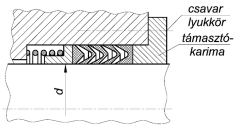
Szennyezett körülmények között, amikor a dugattyúrúd nem tartható tisztán – földmunkagépek, építőipari, bányaipari berendezések stb. – több tömítőéllel rendelkező tömítések nagyobb üzembiztonságot nyújtanak. Ugyanis egy-két tömítőél átszakadásakor minden bizonnyal marad még ép tömítőél a résveszteség korlátozására. Így nem kell a berendezést azonnal leállítani, ami biztonságosabb üzemelést jelent. Ilyen esetekben különböző anyagból készített V-gyűrűs tömítéskészletet, vagy abból továbbfejlesztett tömítést célszerű alkalmazni (493. ábra).

## 493. ábra - V profilú dugattyúrúd- és dugattyútömítés beépítése




A teflon, (PTFE) üvegszállal, vagy más alkalmas anyaggal erősített teflon anyagtulajdonságai révén felhasználható vegyipari, élelmiszeripari alkalmazásra és előnyösen használható rosszul kent felületekre is. A teflon V-gyűrűs tömítőkészlet rugós befeszítéssel használatos a kezdeti tömítőnyomás megtartására. Ez a tömítés típus szelepszár és dugattyúrúd tömítésként alkalmazható (494. ábra).

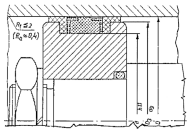
## 494. ábra - Rugós befeszítésű, teflon V-gyűrűs dugattyúrúd-tömítés beépítése




A három elemből álló, kettős működési irányú hidraulika dugattyútömítés nehéz üzemi viszonyokra javasolható (495. ábra). Ez a tömítés jó példája a funkció megosztási elv érvényesítésének. A tömítőél elasztomer, amely hatásosan tömít. A tömítés megtámasztását a szövetbetéttel erősített elasztomer test

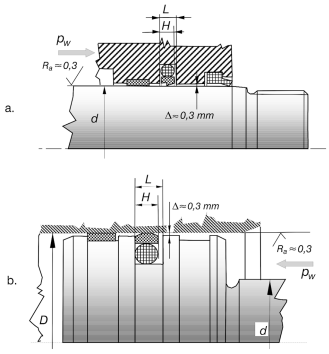
biztosítja és a mindkét oldalon elhelyezett plasztomer anyagú vezetőgyűrű központosítja a tömítést és egyúttal tisztítja a súrlódó felületet a tömítőél előtt, csökkentve a sérülés veszélyét.

## 495. ábra - Kettős működésű hidraulika munkahenger kompakt-dugattyútömítés beépítése

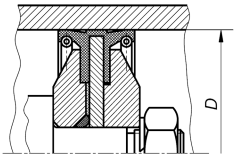


Időszakosan működő berendezésnél tartós állás alatt a kenőanyag kipréselődik az érintkező felületről és újraindításkor nagy induló súrlódási erő lép fel. Ezt a kedvezőtlen jelenséget lehet mérsékelni alkalmas anyag megválasztással. Ilyen működési körülményekre az erősített teflon gyűrűs kompakt dugattyú és dugattyúrúd (gyűrű) tömítések alkalmasak (496. ábra). A két működési irányú teflon tömítéskészletet rossz kenési körülmények között működő felületekre (pl. dugattyús kompresszorhoz) fejlesztették ki. A tömítéskészlet erősített teflon dugattyúrúdgyűrűkből és a kezdeti tömítőnyomást biztosító elasztomer O-gyűrűből áll, amely rugó funkciót lát el. Kettős működésű dugattyútömítésre komplett dugattyú szerkezetet is alkalmaznak a pneumatikus (vagy kis nyomású hidraulika) munkahengerekhez (497. ábra). A kettős kalap alakú tömítést acéltárcsához vulkanizálják és a tömítőéleket spirál rugóval feszítik be.

## 496. ábra - Kompakt, erősített teflon dugattyúrúd- és dugattyútömítés beépítése és tömítőtere

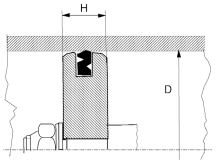



## 497. ábra - Kettős működésű, kisnyomású munkahenger karmantyús dugattyútömítése és tömítőtere




Pneumatikákban a tömítéseken a súrlódási veszteség mérséklésére kis rugalmas előfeszítéseket, helyenként „lebegő” beépítést alkalmaznak – közel zéró értékű rugalmas befeszítéssel– az elmozduló felületek tömítésére. Itt a különböző profilú kis keménységű elasztomer U-gyűrűket és Z-gyűrűket (498. ábra) alkalmazzák, de az O-gyűrűket is gyakran alkalmazzák, lebegő beépítésben.

## 498. ábra - Z profilú, kettős működésű elasztomer pneumatika dugattyútömítés



# Csúszógyűrűs homloklap tömítések

## Csúszógyűrűs homloklap tömítések kemény anyagból

A helyesen megválasztott csúszógyűrűs tömítések tömítőképessége kiváló, élettartama kis kopás mellett nagy, üzembiztonsága nagy, súrlódási vesztesége a legkisebb a súrlódó tömítések között, és beépítési térfogata kicsi. Az alkalmazása gazdaságos lehet a nagypontosságú gyártás, és a tükrösített csúszófelületek előállítási költségei ellenére. A csúszógyűrűs homloklap tömítések alkalmazását nehezíti, gazdaságosságát csökkenti a tömítés beépítésének pontossági igénye és a tömítendő berendezéssel szemben támasztott fokozott futáspontossági igény. Ezen hátrányai okán, a tömítés előnyei ellenére, ennek a tömítésfajtának az alkalmazása kezdetben kissé nehezen nyert teret. A technika és gyártás technológia fejlődésének hatására a csúszógyűrűs homloklaptömítés használata széles körben elterjedt, főleg a speciális alkalmazási területeken, míg a hagyományos, általános gépszerkezetekbe a súrlódó tömítések egyéb fajtáit választják.

A csúszógyűrűs homloklap tömítések nagy nyomáson ($p_w \leq 100$ MPa) és nagy hőmérséklettartományban ($-200 < t_w < 500$ °C) képesek üzemelni. A csúszógyűrűs tömítés a legkülönbözőbb üzemi közegben, folyadékban, folyékony, vagy légnemű gázban működik, és nagyon tág mérettartományban $5 \leq d \leq 500$ mm állítják elő.

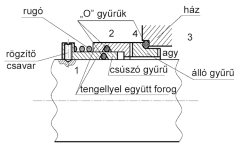
## Alkalmazási területek

Számos alkalmazási területből kiemelhető a jármű és repülőgépipar (üzemanyag-szivattyú-, diesel mozdony-, gázturbina-, turbófeltöltő-, hajtótengely stb.), a háztartási gépek (mosógép, szeparátor stb.), az energiaipar (kazán tápszivattyú, vízturbina stb.), a vegyipar és az élelmiszeripar (szivattyúk, keverőművek, kompresszorok, centrifugák stb.)

## Működés, működési alapelv és feltételek

A csúszógyűrűs homloklaptömítő szerkezetnél a tömítés működési alapelve az egymáson elmozduló (súrlódó) felületek pontos illesztésén és a felületek alakhűségén alapszik. Az egyszerű csúszógyűrűs homloklaptömítés szerkezetében (499. ábra) az álló gyűrű O-gyűrűn keresztül rugalmasan kapcsolódik a házhoz.

### 499. ábra - Csúszógyűrűs homloklaptömítés szerkezete



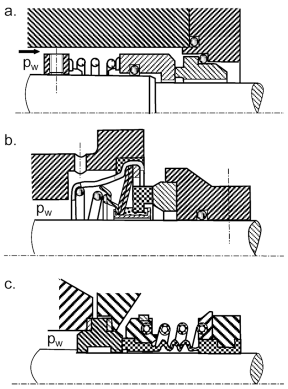

A forgó, csúszógyűrű rögzítőcsavarral kapcsolódik a tengelyhez és a súrlódó felületek között fellépő kezdeti tömítőnyomás ($p_{t0}$) nagyságát csavarrugó állítja be. A forgó gyűrű illeszkedő hengeres felületein O-gyűrűk zárják le a tömítetlenségi utakat.

A homloklap tömítés jó működési feltétele: az üzemi közegnek és paramétereknek megfelelő anyagpár választás a csúszó és álló gyűrűre (valamint az O-gyűrűkre), a szükséges tömítőnyomás megválasztása, kopásutánállítás, a csúszó, valamint állógyűrű homlokfelületeinek pontos felfekvése és beállása. Ezek a feltételek a szerkezet megfelelő kialakításával és a homloklapfelületek makro- és mikrogeometriájának pontos előállításával érhetők el.

## Szerkezeti kialakítások

A csúszógyűrűs tömítéseket tekintve, a tömítő-súrlódó felületek elhelyezhetők a tömítőtérben (a) vagy tömítőtéren kívül (b) is (500. ábra). Továbbá a csúszógyűrűk rögzíthetők a tengelyhez (a) és (b), vagy a házhoz (c). Az álló csúszógyűrűs kivitelt nagy fordulatszámra és nagy viszkozitású közegre alkalmazzák, mivel kisebb a fellépő tömegerő. Forgó csúszógyűrűnél kedvezőbb a meleg elvezetése. A gyakorlatban azonban mindkét megoldást alkalmazzák.

### 500. ábra - Különböző csúszógyűrűs homloklaptömítés szerkezeti felépítések

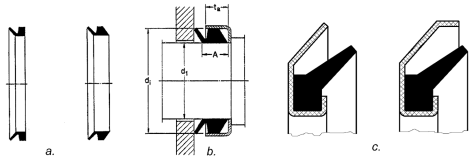



A csúszógyűrűs tömítésnél a csúszógyűrűk anyagpárosítása túlnyomórészt fém, fémkarbid-műszén, műanyag, kerámia anyagpárosítást alkalmaznak.

## Axiális csúszógyűrűs tömítések elasztomerből

Homlokfelületen történő tömítés legegyszerűbb szerkezetei az elasztomerből (főleg NBR-ből) készített V-gyűrűk és Y-gyűrűk (501. ábra). Ez a tömítésfajta a radiális (elasztomer) tengelytömítésekhez hasonlóan védőtömítési feladatot lát el. Védik a csapágyazás kenőanyagát a külső szennyeződéstől és a környezetet a csapágyazás kenőanyagától.

### 501. ábra - Egyszerű, elasztomer V- és Y-gyűrűs axiális tengelytömítés profilok

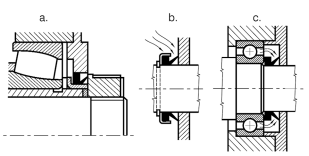



Ezek a tömítések kis előfeszítési erő mellett általában megfelelő tömítettséget biztosítanak. A tömítéseket több, különböző profilvariációban gyártják. Homogén elasztomer V-gyűrűt $v < 8$ m/s sebességhatárig ajánlanak (501/a ábra). Ezek a kis sebességű V-gyűrűk különleges tulajdonsága, a rendkívül rugalmas szerelhetőség. Az elasztomer anyag nagy rugalmas nyúlása következtében lehetőség van arra, hogy bizonyos esetekben egyes szerelési egységek szétbontása nélkül (pl. vállakon áthúzva) beszerelhető a tömítés. A tömítés, valamint a tömítendő felület helyzetétől függően a kenőanyag nekiszorítja a tömítő ajkat a tömítendő felületnek, vagy fordított beszerelési helyzetben „biztonsági szelepként” működve kiengedi a felesleges, kissé túlnyomásos kenőanyagot a tömítendő térből. Azaz a por és a kenőzsír elleni védelem a tömítőajak ellentétes oldalaival valósíthatók meg.

Nagyobb sebességen, a centrifugális erő növekedése miatt radiális fém gyűrűs külső megtámasztást alkalmaznak V-gyűrűknél (501/c ábra).

**Beépítési példák:** Egyszerű elasztomer V-gyűrűs és Y-gyűrűs tömítéssel a csapágyazás védelme egy, két vagy több tömítőelemmel is megvalósítható (502. ábra).

### 502. ábra - Beépítési példák V-gyűrűs elasztomer tengelytömítésre




A tömítőél jellegzetesen a síkba munkált csapágyfedél homlokfelületein fut, de felhasználható homlok-futó felületnek.

# Membrántömítések

A membránok tengelyszimmetrikus, hajlékony héjak, amelyek külső erő hatására alakjukat lényegesen megváltoztatják, anélkül, hogy az anyaguk rugalmas tulajdonságait elveszítenék. A membrántömítések legegyszerűbb fajtái a védőmembránok, melyek pusztán a szerkezet védelmét szolgálják a külső szennyeződéstől, portól, agresszív gőztől, gázoktól stb.

## A membrántömítések feladata

A mozgó géprészek tömítéstechnikájában alkalmazott membránok át nem eresztő, térhatároló, rugalmas héjak kettős feladattal: két különböző nyomású – esetleg eltérő közegű – térrészt kell egymástól elválasztani a teljes tömítettség biztosítása mellett. Egyúttal követni kell a szétválasztott térrészek alakváltozási kényszerét, melyet merev elemekkel valósítanak meg, de a közvetítő közeg lehet folyékony, vagy gáznemű is.

A membrántömítéseket elsősorban axiális alternáló mozgásra és alternáló szögelfordulásra alkalmazzák. Forgó mozgás esetén csak korlátozottan, illetve különleges kivitelben használják a membránokat.

## Kialakítás és anyag

A membránokhoz feladatuktól függően választanak anyagot. Jelentősebb nyomáskülönbségre fém membránt alkalmaznak (acélokat, berilliumbronzot, titánt stb.). Kis, vagy elhanyagolható nyomáskülönbségre – többnyire térelválasztásra – elasztomer (különbözőfajta gumik), vagy plasztomer (PTFE, vagy PVC) anyagot.

Alakjukat tekintve a membránok lehetnek: síkmembránok, alakos membránok, csőmembránok (szifonok).

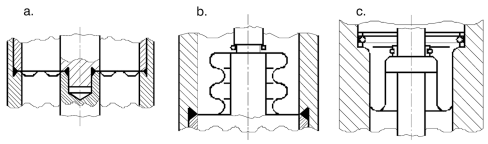
Elmozdulásukat tekintve a síkmembránok kis mozgásra, az alakos membránok és a csőmembránok nagy elmozdulásra képesek.

A síkmembránok sima, vagy hullámos felülettel készülnek. Sima síkmembránt alkalmaznak például a membrán szivattyúknál, manométerekbe hullámosított síkmembránt (503/a ábra) építenek be. Általában a membrán a tömítő funkció mellett a dugattyú szerepét is betölti

A hullámos csőmembránokat (503/b ábra) általában nagynyomású csőelzáró szerelvények orsótömítésében és bizonyos típusú csúszógyűrűs homloklap tömítésekben használatos.

A lágy gördülőmembránokat (503/c ábra) elsősorban nagyobb elmozdulást végző dugattyúk, orsók tömítésére alkalmazzák.

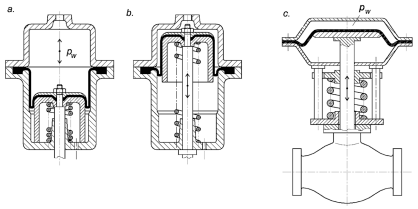
### 503. ábra - Membrántömítések alaptípusai: hullámosított síkmembrán (a), hullámosított csőmembrán (b) és gördülő membrán (c)



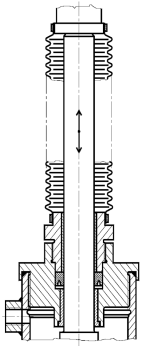

## Beépítések, szerkezeti kialakítások

A vezérlőszelepbe épített rövidlöketű gördülőmembrán (504/a ábra) egészen rövid löket esetén sík, vagy hullámos síkmembránnal is helyettesíthető. A dugattyútömítésként beépített hosszúlöketű gördülőmembránt (504/b és c ábra) a löket alsó állásába (a) az üzemi nyomás ($p_w$) tolja be, míg nyomásmentes állapotban a rugó visszatolja a gördülőmembránt (dugattyút) a löket felső állásába (b). Szükség esetén a dugattyúrudat hullámos csőmembránnal lehet hatásosan védeni a külső szennyeződéstől vagy agresszív közegtől (505. ábra).

**504. ábra - Vezérlőszelepbe épített, hosszúlöketű gördülő membrán (a) és rövidlöketű gördülő membrán (b)**



**505. ábra - Védő csőmembrán, munkahenger dugattyúrúdját védi**



# Nem érintkező tömítések

A mozgó, nem érintkező tömítéseknél a tömítőfelületek egyenetlenségeinek hatásos egymásba kapcsolódása nem engedhető meg. Azaz, meghatározott kis hézagot kell tartani a tömítőfelületek között, bizonyos mértékű tömítetlenséget megengedve. Gépszerkezeteknél főleg olyan nem érintkező tömítések használatosak, amelyeknél a két tömítőfelület között lévő közbenső tér méretei egyértelműen meghatározhatók.

A szivárgási, illetve résveszteségek csökkentése érdekében a nem-érintkező tömítéseket minél nagyobb áramlási ellenállást biztosító kialakításúra készítik. A két tömítőfelület közötti rés méretét gyártástechnológiai, gazdasági és üzemi szempontok befolyásolják. Adott résméretnél a rés által nyújtott tömítettséget a rés hossza, a labirint tömítettségét a fojtási helyek száma határozza meg.

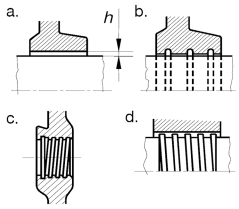
A nem érintkező tömítések különálló csoportját alkotják a folyadékzár tömítések. Ezeknél a tömítéseknél az egymáshoz képest mozgó alkatrészek közötti résben zárófolyadék áramlik, ami a szivárgást akár teljes mértékben is megakadályozhatja. A nem érintkező tömítések alkalmazásának legfőbb célja a szilárd testek közötti súrlódás megakadályozása. Ebből adódnak ennek a tömítésfajtának az előnyei is: nincs súrlódási veszteség a tömítőfelületek között, kenésre nincs szükség, nincs szennyeződés a kenőanyagból származóan, a tömítőfelületek egymáshoz viszonyított sebessége nem korlátozott, nincs kopás, és így karbantartás sincs, nem változik a tömítőhatás; nincs tömítőanyag, és a pótlásáról sem kell gondoskodni.

A nem érintkező tömítések hátrányai: nincs teljes tömítettség (a sorbakapcsolt tömítőelem párok számától függetlenül); jelentős előállítási költséget igényel (minél kisebb a rés, annál gondosabb megmunkálást és fejlettebb technikát igényel).

## Nem érintkező tömítések jellegzetes kialakításai

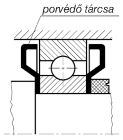
**Rés tömítés, visszahordó menet** (506. ábra): némelyik megoldás létrehoz egy csekély nyomáskülönbséget, a nem kívánatos közegáramlási irány akadályozására, de nem feltétlenül nyomáskülönbség tömítésére alkalmazzák. Jellegzetes szerkezeti kialakítások: az egyszerű réstömítések (a), a hornyos réstömítések (b), a visszahordó menet a furatban (c) és a tengelyre munkált visszahordó menet (d).

## 506. ábra - Réstömítés és visszahordó menet

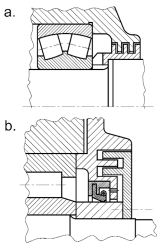



**Védőgyűrűk, védőtárcsák:** Nyomáskülönbségre nem tömítenek, feladatuk csupán a kenőanyag megtartása és szennyeződés elleni védelme. A porvédőtárcsák lehetnek sík, (507. ábra), vagy profilos kialakításúak. A védőtömítéseknél a labirintrések között nincs jelentős közegáramlás. A védő labirinttömítés lehet radiális labirint (508/a ábra), axiális labirint és lehet axiális súrlódó tömítéssel kombinált labirinttömítés (508/b ábra) is.

## 507. ábra - Porvédő tárcsa

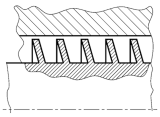



## 508. ábra - Radiális (a) és axiális (b) labirint védőtömítés

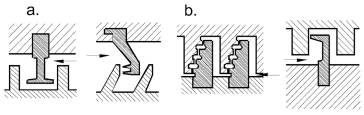



**Labirinttömítések:** Közepes nyomású, nagy hőmérsékletű gőz és gáznemű közeg tömítésére használják nagy relatív sebességen elsősorban tengelyek tömítésére. A labirinttömítéseket olyan esetekben is használják, ahol a súrlódó tömítés kenőanyaga nem keveredhet az üzemi közeggel. Kialakítás szempontjából sík-labirint (509. ábra), radiális labirinttömítések (510/a ábra) és axiális labirinttömítéseket (510/b ábra) alkalmaznak.

## 509. ábra - Egyszerű sík labirinttömítés

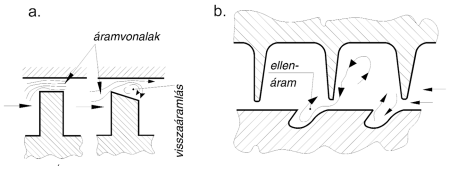


## 510. ábra - Radiális (a) és axiális (b) labirinttömítés kialakítások



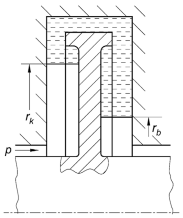

A tömítőhatást az ellenállás, a fojtás növelésével lehet fokozni. Áramlástani szempontból helyesen kialakított profilpárok megválasztásával és a sorosan elrendezett profilpárok alkalmazásával a fojtás tovább növelhető. Példa a kedvező profilpárok kialakítására a visszaáramlás réscsökkentő hatásának felhasználása (511/a ábra) és az ellenáramok fékező hatásának alkalmazása (511/b).

## 511. ábra - Áramlástanilag helyes labirinttömítések (a visszaáramlás réscsökkentő hatásával)



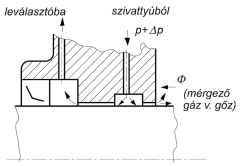

Tömítés zárófolyadékkal (512. ábra): a centrifugális erő elvén működik. Nem túl nagy nyomásokra alkalmazzák (több egységet sorbakötve is), tökéletesen zár, de leálláskor megszűnik a tömítettség. A tömíthető nyomáskülönbség a szerkezet egy elemével $\Delta p = [(r_k^2 - r_b^2)/2g] \cdot (\omega/2)^2 \cdot \gamma$, ahol $\omega/2$ a folyadék szögsebessége.

## 512. ábra - Tömítés zárófolyadékkal



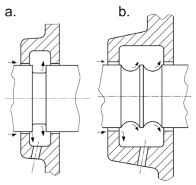

Tömítés áramló folyadékkal (513. ábra): különleges tömítés, olyan közegek, gőzök, gázok (mérges gázok) tömítésére alkalmazható, amelyeket nem lehet közvetlenül, csak zárófolyadék közbeiktatásával tömíteni. Meglehetősen költséges megoldás, külön szivattyút igényel, ami a belső nyomásnál nagyobb túlnyomással szállítja a közeget.

## 513. ábra - Tömítés áramló folyadékkal

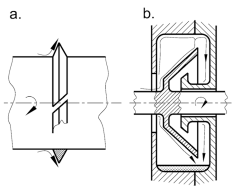



Folyadékszóró rendszerek: tengelyre munkált vállak (514/a ábra); szóróélek (514/b ábra); szórógyűrűk (515/a ábra) és szórótárcsák (515/b ábra) tartoznak ebbe a csoportba. Jellegzetességük, hogy a centrifugális hatással „szórják le”a tömítendő felületről az üzemi közeget.

## 514. ábra - Egyszerű tengelybe munkált folyadékszórók




## 515. ábra - Folyadékszóró gyűrű (a) és tárcsa (b)



# 6. fejezet - Hajtások

A 6. fejezetben alkalmazott jelölések és rövidítések

| | | |
|---|---|---|
| $1/r_{red}$ | $mm^{-1}$ | redukált görbület |
| a | mm | tengelytáv, elemi és kompenzált hengeres fogaskerékpár tengelytávja |
| a | mm | csapágygyűrű vastagsága |
| a | $m\ s^{-2}$ | gyorsulás |
| $a_c$ | mm | gyártási tengelytáv |
| $a_{cp}$ | $m\ s^{-2}$ | centripetális gyorsulás |
| A | $mm^2$ | a görgő vetületének területe |
| A, B, C, D, E, H | | a fogazat illesztési fokozatának jelei |
| $a''$ | mm | mérőtengelytávolság |
| $a_w$ | mm | tengelytáv, általános tengelytáv |
| b | mm | közös fogszélesség |
| $b_1$ | mm | csigahossz |
| $b_1$ | mm | kiskerék fogszélessége |
| $b_2$ | mm | nagykerék fogszélessége |
| $b_{a1}$, $b_{a2}$ | mm | csigahosszak globoid csigánál |
| B | | fogaskerékbolygómű |
| B | mm | csapágy szélessége |
| c | | feszültségtényező |
| c | mm | lábhézag |
| c* | | lábhézagtényező |
| C | | csigahajtómű |
| C | | főpont |
| $C_b$ | µm | szélességi domborúság |
| $C_e$ | | kapcsolószám tényező |
| $C_h$ | µm | magassági domborúság |
| $C_M$ | | anyagtényező |
| d | mm | átmérő, osztókörátmérő |
| D | mm | átmérő, hullámkerék belső átmérője |
| $d_1$ | mm | görgőátmérő |
| $d_1$ | mm | kiskerék osztókörátmérő |
| $d_2$ | mm | nagykerék osztókörátmérő |
| $d_a$ | mm | fejkörátmérő |
| $d_{a1}$ | mm | kiskerék fejkörátmérő |
| $d_{a2}$ | mm | nagykerék fejkörátmérő |
| $d_{ae1}$ | mm | a globoid csiga legnagyobb átmérője |

| | | |
|---|---|---|
| $d_{ae2}$ | mm | legnagyobb csigakerékátmérő |
| $d_b$ | mm | alapkörátmérő |
| $d_{b1}$ | mm | kiskerék alapkörátmérő |
| $d_{b2}$ | mm | nagykerék alapkörátmérő |
| $d_f$ | mm | lábkörátmérő |
| $d_{f1}$ | mm | kiskerék lábkörátmérő |
| $d_{f2}$ | mm | nagykerék lábkörátmérő |
| $d_w$ | mm | gördülőkörátmérő |
| $d_{w1}$ | mm | gördülőkörátmérő a kiskeréken |
| $d_{w2}$ | mm | gördülőkörátmérő a nagykeréken |
| $d_{w2}$ | mm | a csigakerék gördülőkörátmérője |
| E | N mm$^{-2}$ | rugalmassági modulus |
| $E_{a"i}$ | µm | mérőtengelytáv alsó határeltérése |
| $E_{a"s}$ | µm | mérőtengelytáv felső határeltérése |
| $E_{Hi}$ | µm | járulékos profileltolás alsó határa |
| $E_{Hr}$ | µm | járulékos profileltolás |
| $E_{Hs}$ | µm | járulékos profileltolás felső határa |
| f | Hz | frekvencia |
| F | N | erő |
| $f''_i$ | µm | fogaskerék kétprofilos gördülőlépés hibájának tűrése |
| $F''_{ir}$ | µm | kétprofilos gördülőhiba |
| $f''_{ir}$ | µm | kétprofilos gördülőlépéshiba |
| $f'_i$ | µm | fogaskerék egyprofilos gördülés lépés hiba tűrése |
| $f_{fr}$ | µm | profilalakhiba |
| $F_{fr}$ | µm | összegzett profilhiba |
| $f_{H\alpha}$ | µm | profilszöghiba |
| $f_{H\beta}$ | µm | fogirányvonal szöghiba |
| $f_{pr}$ | µm | egyedi osztáshiba |
| $f_{ur}$ | µm | osztáslépéshiba |
| $f_{\beta f}$ | µm | fogirányvonal alakhiba |
| $F''_i$ | µm | kétprofilos gördülőhiba tűrése |
| $F'_i$ | µm | fogaskerék egyprofilos gördülőhiba tűrése |
| $F'_{ik}$ | µm | fogaskerék egyprofilos gördülőkörhiba tűrése k osztáson |

| | | |
|---|---|---|
| $F'_{io}$ | µm | fogaskerékpár egyprofilos gördülőhiba tűrése |
| $f'_{io}$ | µm | fogaskerékpár egyprofilos gördülés lépés hiba tűrése |
| $F_c$ | µm | lefejtési hiba tűrése |
| $F_e$ | N | előfeszítés |
| $f_f$ | µm | profilhiba tűrése |
| $F_k$ | µm | érintkező vonal összhibájának a tűrése |
| $F_n$ | N | normál erő, normál fogerő |
| $F_n$ | N | normál fogerő a homloksíkban |
| $F_N$ | N | térbeli normál fogerő |
| $F_p$ | µm | összegzett osztáshiba tűrése |
| $f_{pb}$ | µm | alaposztáshiba tűrése |
| $F_{pk}$ | µm | összegzett osztáshiba tűrése k osztáson |
| $F_{pr}$ | µm | összegzett osztáshiba |
| $f_{pt}$ | µm | osztáshiba tűrése |
| $F_{pxn}$ | µm | axiális osztáshiba normálirányú összetevőjének a tűrése |
| $F_r$ | N | radiális erő, radiális erőkomponens |
| $F_r$ | µm | fogazat radiális ütésének tűrése |
| $F_t$ | N | kerületi erő, kerületi erőkomponens |
| $F_{tm}$ | N | közepes tangenciális erő |
| $F_x$ | N | axiális erő, axiális erőkomponens |
| $f_x$ | µm | tengely párhuzamossági hiba tűrése |
| $f_y$ | µm | tengelykitérési hiba tűrése |
| $f_z$ | Hz | kapcsolódási frekvencia |
| $f_{zk}$ | µm | fogaskerék ciklikus hibájának tűrése |
| $f_{zko}$ | µm | fogaskerékpár ciklikus hibájának tűrése |
| $f_{zz}$ | µm | fogaskerék fogfrekvenciás ciklikus hiba tűrése |
| $f_{zzo}$ | µm | fogaskerékpár fogfrekvenciás ciklikus hiba tűrése |
| $F_\beta$ | µm | fogirány hiba tűrése |
| g | $m\ s^{-2}$ | nehézségi gyorsulás |
| G | N | súlyerő |
| G | $N\ mm^{-2}$ | csúsztatási modulus |
| G | $N\ m^{-1}$ | lánc folyómétersúly |

| | | |
|---|---|---|
| g | mm | a kapcsolómező hossza normálmetszetben |
| G2KF | | globoid csiga kétkúpos közvetítő származtató felülettel, féliglefejtő eljárásban készül |
| G2TF | | globoid csiga kettős tórusz közvetítő-származtató felülettel, féliglefejtő eljárásban készül |
| GA | | a klasszikus Cone-féle globoid csiga, profilja tengelymetszetben egyenes |
| GTA | | globoid csiga, tengelymetszetben körív profilú |
| $g_\alpha$ | mm | a kapcsolómező hossza homlokmetszetben |
| h | mm | fogmagasság |
| H | mm | szíjvastagság |
| H | N | feszítőerő |
| H | | hengereskerekes fogaskerék-hajtómű |
| $h_0$ | | falvastagság |
| $h_a$ | mm | fejmagasság |
| $h_a$* | | fejmagasságtényező |
| $h_{a1}$ | mm | kiskerék fejmagassága |
| $h_{a2}$ | mm | nagykerék fejmagassága |
| $h_f$ | mm | lábmagasság |
| $h_F$ | mm | jellemző fogmagasság méret |
| $h_w$ | mm | működő fogmagasság |
| $h_w$ | mm | közös fogmagasság |
| i | | kinematikai áttétel |
| J | kg $m^2$ | tehetetlenségi nyomaték |
| $j_n$ | µm | foghézag |
| $j_{nmin}$ | µm | minimális foghézag |
| K | | kúpkerék-hajtómű |
| k | | központi tag |
| K | mm | osztókör kerülete |
| k | | közrefogott fogak száma |
| $K_A$ | | üzemtényező |
| $k_d$ | | dinamikus tényező |
| $K_{F\alpha}$ | | homlok terheléseloszlás tényező fogtőre |
| $K_{F\beta}$ | | szélesség-menti terheléseloszlás tényező fogtőre |
| $K_{H\alpha}$ | | homlok terheléseloszlás tényező fogfelületre |

| | | |
|---|---|---|
| $K_{H\beta}$ | | szélesség-menti terheléseloszlás tényező fogfelületre |
| $K_p$ | $mm^3$ | poláris keresztmetszeti tényező |
| $k_T$ | | lökéstényező |
| $K_v$ | | dinamikus tényező |
| l | mm | hajtókar hossza |
| L | mm | a lánc hossza |
| L | mm | szíjhossz |
| $L_a$ | dB | gyorsulásszint |
| $L_v$ | dB | sebességszint |
| $L_W$ | dB | teljesítményszint |
| m | mm | modul |
| m | | ciklois nyújtási tényező |
| M | m N | nyomaték |
| $M_h$ | m N | hajtónyomaték |
| $M_f$ | m N | fékezőnyomaték |
| $m_n$ | mm | normálmodul |
| $m_{red}$ | kg | redukált tömeg |
| $m_t$ | mm | homlokmodul |
| n | $min^{-1}$ | fordulatszám |
| n | | biztonsági tényező |
| O | | középpont |
| p | Pa | nyomás, felületi nyomás |
| p | mm | osztás |
| p | mm | csavarparaméter |
| P | W, kW | teljesítmény |
| $p_2$ | mm | a csigakerék osztóköri osztása |
| $p_b$ | mm | alaposztás |
| $P_{be}$ | kW | bemenő teljesítmény |
| $P_D$ | kW | tervezési teljesítmény |
| $p_{bn}$ | mm | normálmetszeti alaposztás |
| $p_{bt}$ | mm | homlokmetszeti alaposztás |
| $P_{ki}$ | kW | kimenő teljesítmény |
| $p_n$ | mm | normálmetszeti osztás |
| $P_t$ | kW | táblázat-teljesítmény |
| $p_t$ | mm | homlokmetszeti osztás |
| $p_w$ | mm | gördülőköri osztás |
| $p_x$ | mm | axiális osztás |
| $p_z$ | mm | menetemelkedés |
| q | | átmérőhányados |
| r | mm | sugár, forgattyúsugár |
| $r_1$ | mm | görgőágy sugár |

| | | |
|---|---|---|
| $r_1$ | mm | kiskerék osztókörsugár |
| $r_2$ | mm | fogoldal sugár |
| $r_2$ | mm | nagykerék osztókörsugár |
| $r_a$ | mm | fejkörsugár |
| $r_{a1}$ | mm | kiskerék fejkörsugár |
| $r_{a2}$ | mm | nagykerék fejkörsugár |
| $r_b$ | mm | alapkörsugár |
| $r_{b1}$ | mm | a globoid csiga lábkörének sugara a tengelymetszeti síkban |
| $r_{b1}$ | mm | kiskerék alapkörsugár |
| $r_{b2}$ | mm | nagykerék alapkörsugár |
| $r_{cs}$ | mm | csapsugár |
| $R_{eH}$ | N mm$^{-2}$ | alsó folyási határ |
| $r_f$ | mm | lábkörsugár |
| $r_{f1}$ | mm | kiskerék lábkörsugár |
| $r_{f2}$ | mm | nagykerék lábkörsugár |
| $r_{k1}$ | mm | a globoid csiga fejkörének sugara a tengelymetszeti síkban |
| $R_m$ | N mm$^{-2}$ | szakítószilárdság |
| $r_o$ | mm | a profilkör sugara |
| $r_s$ | mm | súlypont sugár |
| $r_w$ | mm | gördülőkörsugár |
| $r_{w1}$ | mm | kiskerék gördülőkörsugár |
| $r_{w2}$ | mm | nagykerék gördülőkörsugár |
| $r_y$ | mm | tetszőleges sugár |
| s | mm | osztóköri fogvastagság |
| s | % | slip |
| s | mm | falvastagság |
| s | | lánctagok száma |
| s | mm | lökethossz |
| $s_1$ | mm | a csiga tengelymetszeti fogszélessége |
| $s_2$ | mm | a csigakerék tengelymetszeti hézagmentes fogszélessége |
| $s_b$ | mm | alapköri fogvastagság |
| $S_F$ | | tényleges biztonsági tényező fogtőre |
| $s_F$ | mm | jellemző fogtő méret |
| $S_{Fmin}$ | | fogtő kifáradás biztonsági tényező |
| $S_H$ | | tényleges biztonsági tényező felületre |
| $S_{Hmin}$ | | felületi kifáradás biztonsági tényező |

| | | |
|---|---|---|
| $s_w$ | mm | gördülőköri fogvastagság |
| t | s | idő |
| t | mm | osztás |
| T | N | húzóerő a kötélágban |
| T | N | szíjági húzóerő |
| $T_H$ | µm | járulékos profileltolás tűrése |
| $t_{hv}$ | °C | hőfokvillám |
| $t_{hvmeg}$ | °C | berágódási hőmérséklet |
| $t_M$ | °C | fogaskeréktest hőmérséklet |
| $t_ö$ | °C | a felület eredő hőmérséklete |
| u | | fogszámviszony |
| u | mm | fejcsonkítás |
| v | $m\ s^{-1}$ | sebesség |
| $v_{ker}$ | $m\ s^{-1}$ | kerületi sebesség |
| $V_{pt}$ | µm | osztáskülönbség tűrése |
| $v_t$ | $m\ s^{-1}$ | tangenciális sebesség |
| $V_w$ | µm | többfogméret ingadozásának tűrése |
| w | mm | osztóköri fogárokszélesség |
| w | mm | sugárirányú elmozdulás |
| w | mm | Hertz-féle érintkezési sávszélesség |
| W | mm | többfogméret |
| W | J | energia |
| W(k) | mm | többfogméret k közrefogott fogra |
| $w_w$ | mm | gördülőköri fogárokszélesség |
| X | | megcsúszás elleni biztonság |
| x | | profileltolástényező |
| x | mm | koordináta |
| x, y, z, a, b, c, d, h | | a foghézag tűrésosztály jelei |
| $x_1$ | | profileltolás tényező a kiskeréken |
| $x_2$ | | profileltolás tényező a nagykeréken |
| y | | tengelytávtényező |
| y | mm | koordináta |
| Y | | hipoid hajtómű |
| $Y_{Fa}$ | | fogalaktényező |
| $Y_{NT}$ | | terhelés ciklusszám tényező |
| $Y_{RrelT}$ | | relatív érdességi tényező |
| $Y_{sa}$ | | fogtő feszültségkoncentráció tényező |

| | | |
|---|---|---|
| $Y_{SrelT}$ | | relatív feszültségcsúcs tényező |
| $Y_{ST}$ | | fogtő feszültség koncentrációs tényező |
| $Y_X$ | | mérettényező |
| $Y_\beta$ | | fogferdeségi tényező |
| $Y_\varepsilon$ | | kapcsolószám tényező |
| z | mm | koordináta |
| z | | fogszám |
| $z_1$ | | kiskerék fogszám |
| $z_2$ | | nagykerék fogszám |
| ZA | | archimedesi csiga |
| $z_b$ | | a fogasszíj fogszáma |
| $Z_B$ | | egyfogpár kapcsolódás tényező |
| $Z_E$ | | rugalmassági tényező |
| $z_e$ | | szíjjal kapcsolódó fogak száma |
| $z_g$ | | gördülőtestek száma |
| $Z_H$ | | gördülőköri tényező |
| ZI | | evolvens csiga |
| $z_k$ | | átölelt fogak száma |
| ZK1 | | kétkúpos csiga |
| ZK2 | | egykúpos csiga |
| $Z_L$ | | kenőanyag tényező |
| ZN1 | | hernyós konvolút csiga |
| ZN2 | | árkos konvolút csiga |
| $Z_{NT}$ | | terhelés ciklusszám tényező |
| $Z_R$ | | felületminőségi tényező |
| ZTA | | tengelymetszetben körív profilú hengeres csiga |
| ZTK | | a lefejtő szerszám profilja körív a köszörűkorongon |
| ZTN1 | | a csiga hernyójának normálmetszetében körívprofilú hengeres csiga |
| ZTN2 | | a csiga fogárkának normálmetszetében körívprofilú hengeres csiga |
| $Z_V$ | | sebesség tényező |
| $Z_W$ | | anyagpárosítási tényező |
| $Z_X$ | | mérettényező |
| $Z_\beta$ | | fogferdeségi tényező |
| $Z_\varepsilon$ | | kapcsolószám tényező |
| Σx | | profileltolástényezők összege |
| α | ° | alapprofilszög, profilszög |
| α | ° | horonyszög, ékszög |

| | | |
|---|---|---|
| $\alpha$ | ° | átfogási szög |
| $\alpha_A$ | ° | tengelymetszeti profilszög |
| $\alpha_{ax1}$ | ° | a csiga axiális profilszöge |
| $\alpha_{ax2}$ | ° | a csigakerék axiális profilszöge |
| $\alpha_c$ | ° | gyártási kapcsolószög |
| $\alpha_I$ | ° | normálmetszeti profilszög evolvens csigánál |
| $\alpha_{K1}$ | ° | tengelymetszeti profilszög kétkúpos csigánál |
| $\alpha_{K2}$ | ° | tengelymetszeti profilszög egykúpos csigánál |
| $\alpha_{N1}$ | ° | normálmetszeti profilszög hernyós konvolút csigánál |
| $\alpha_{N2}$ | ° | normálmetszeti profilszög árkos konvolút csigánál |
| $\alpha_t$ | ° | homlokmetszeti alapprofilszög |
| $\alpha_w$ | ° | normálmetszeti kapcsolószög |
| $\alpha_{wt}$ | ° | homlokmetszeti kapcsolószög |
| $\alpha_{wt}$ | ° | kapcsolószög |
| $\alpha_y$ | ° | profilszög tetszőleges sugarú körön |
| $\beta$ | ° | osztóhengeri foghajlásszög |
| $\beta$ | ° | körülfogási szög |
| $\beta_b$ | ° | alaphengeri foghajlásszög |
| $\beta_m$ | ° | középső foghajlásszög |
| $\gamma$ | ° | a csiga osztóhengeri menetemelkedési szöge |
| $\gamma$ | ° | kitérő tengelyek által bezárt szög |
| $\gamma$ | ° | csigamaró emelkedési szöge |
| $\varepsilon$ | | kapcsolószám, összkapcsolószám |
| $\varepsilon$ | % | fajlagos nyúlás |
| $\varepsilon$ | | feszültségviszony |
| $\varepsilon_\alpha$ | | profilkapcsolószám |
| $\varepsilon_\beta$ | | átfedés |
| $\Delta$ | | különbség |
| $\delta$ | mm | szalagvastagság |
| $\delta$ | mm | távolság |
| $\delta$ | ° | osztókúpszög |
| $\delta$ | | egyenlőtlenségi fok |
| $\eta$ | | hatásfok |
| $\vartheta$ | ° | szögparaméter |
| $\vartheta$ | | relatív csúszás |

| | | |
|---|---|---|
| $\Theta_0$ | ° | a csigakerék osztókörén mért kerékátfogási szög fele |
| $\Theta_1$ | ° | szögparaméter |
| $\Theta_2$ | ° | a csiga fejkörén mért kerékátfogási szög fele |
| $\Theta_s$ | ° | szögparaméter |
| $\mu$ | | súrlódási tényező |
| $\lambda$ | | lendítőkerék konstrukciós tényezője |
| $\mu'$ | | látszólagos súrlódási tényező |
| $\nu$ | | Poisson tényező |
| $\rho$ | mm | görbületi sugár |
| $\rho$ | kg $m^{-3}$ | sűrűség |
| $\rho$ | mm | a csigakerék fejgloboid sugara |
| $\rho$ | ° | a súrlódási kúp félkúpszöge |
| $\rho'$ | ° | látszólagos súrlódási félkúpszög |
| $\sigma$ | ° | kerékosztásszög |
| $\sigma_1$ | ° | a csiga fogszöge |
| $\sigma_2$ | ° | a csigakerék fogszöge |
| $\sigma_F$ | N $mm^{-2}$ | maximális fogtőfeszültség |
| $\sigma_{F0}$ | N $mm^{-2}$ | névleges fogtőfeszültség |
| $\sigma_{Flim}$ | N $mm^{-2}$ | fogtő kifáradási határ |
| $\sigma_{FP}$ | N $mm^{-2}$ | megengedett fogtő kifáradási határ |
| $\sigma_H$ | N$mm^{-2}$ | Hertz - feszültség |
| $\sigma_{HC}$ | N $mm^{-2}$ | érintkezési feszültség a C főpontban |
| $\sigma_{Hlim}$ | N $mm^{-2}$ | fogfelület kifáradási határa |
| $\sigma_{hmax}$ | N $mm^{-2}$ | Hertz-féle feszültség maximuma |
| $\sigma_{HP}$ | N $mm^{-2}$ | fogfelület megengedett kifáradási határa |
| $\Sigma$ | ° | tengelyszög |
| $\varphi$ | ° | szögparaméter |
| $\varphi$ | | áthúzási fok |
| $\varphi$ | ° | kerékcsonkítási szög |
| $\varphi$ | ° | forgattyúsugár szöge |
| $\psi$ | ° | szögparaméter |
| $\psi$ | ° | hajtókar szöge |
| $\omega$ | $s^{-1}$ | szögsebesség |
| $\omega_1$ | $s^{-1}$ | bemenő szögsebesség |
| $\omega_2$ | $s^{-1}$ | kimenő szögsebesség |
| $\omega_a$ | $s^{-1}$ | hajtó tag szögsebessége |
| $\omega_b$ | $s^{-1}$ | hajtott tag szögsebessége |

| | | |
|---|---|---|
| $\omega_m$ | $s^{-1}$ | közepes szögsebesség |
| $\omega_{max}$ | $s^{-1}$ | legnagyobb szögsebesség |
| $\omega_{min}$ | $s^{-1}$ | legkisebb szögsebesség |

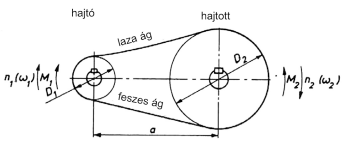
# Erőzáró (rugalmas) hajtások

## Laposszíjhajtás

A térben egymástól viszonylag nagy távolságban lévő tengelyek közötti nyomatékátvitel megvalósítására leggyakrabban ún. **szalaghajtást** (laposszíj-, fogasszíj-, ékszíj-, kötél-, lánc- stb. hajtást) alkalmaznak.

Az adott feladat megvalósítására az egyik legrégebben kialakult hajtóelem a **laposszíj.** Hajtásmódként egyik legegyszerűbb megoldása az ún. **nyitott szíjhajtás** (516. ábra), amely párhuzamos tengelyű és a szíjtárcsák forgásértelme azonos. Itt *n* a fordulatszám, ω a szögsebesség, *M* a nyomaték, *D* a tárcsaátmérő és *a* a tengelytávolság. Az 1 index a hajtó, a 2 index a hajtott tárcsára vonatkozik.

### 516. ábra - Laposszíjhajtás elrendezése



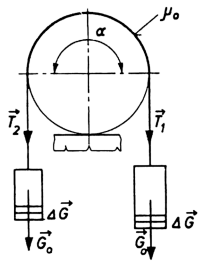

Elrendezését tekintve továbbá lehet keresztezett, félig keresztezett, szög-, feszítőtárcsás és függesztett hajtás is.

Az elméleti kinematikai és dinamikai **áttétel** közötti összefüggés veszteségmentes esetben $i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = -\frac{M_2}{M_1} = \frac{D_2}{D_1}$.

A kinematikai áttételt azonban a **csúszás,** a nyomatékviszonyt a **mechanikai veszteség** módosítja.

Az erőviszonyok meghatározásához az 517. ábrából kell kiindulni.

### 517. ábra - Erőviszonyok laposszíjhajtásnál




Egy alátámasztott sima hengeres és álló tárcsára hajlékony kötelet vagy szíjat fektetve, annak két végére $G_0$ súlyú tárcsákat feltéve, majd az egyik oldalon azt fokozatosan növelve (vagy csökkentve) elérhető az az állapot, amikor az eredeti nyugalmi állapot megváltozik és a kötél megcsúszik. Ekkor a szíjágakban ébredő erők viszonya

$$\frac{T_1}{T_2} \leq e^{\mu_0 \alpha} = \varepsilon,$$

ahol

$\alpha$ = az átfogási szög,

$\mu_0$ = a nyugvó súrlódási tényező,

$\varepsilon$ = a feszültségviszony (**Eytelwein-féle** összefüggés).

A $\frac{T_1}{T_0} < \varepsilon$ esetben megcsúszás nincs, azaz súrlódással megvalósul anyomatékátvitel.

A két erő közötti különbség

$$T_1 - T_2 = F_{ker}.$$

A szíj megcsúszásának határához tartozó max. kerületi erő felhasználásával

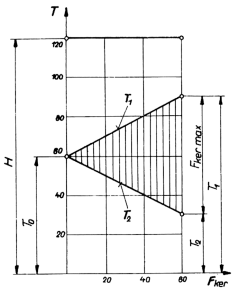
$$F_{ker\,max} = T_1 - T_2 = \varepsilon T_2 - T_2 = T_2(\varepsilon - 1).$$

A két tárcsa között (516. és 517. ábra) terheletlen (nyugalmi) állapotban mindig fennáll a *H* feszítőerő, amely

$$H = T_1 + T_2 = \varepsilon T_2 + T_2 = T_2(\varepsilon + 1) \text{ és } F_{ker\,max} = H\frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon + 1} = H\varphi,$$

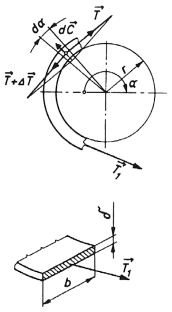
ahol $\phi$ az ún. áthúzási fok. Értelmezés szerint $\phi$ azt fejezi ki, hogy a szíjhajtásnál *H* nagyságú szíjfeszítést alkalmazva mekkora kerületi erő vihető át. Ezt a viszonyt szemlélteti az 518. ábra egy konkrét adatsorra.

## 518. ábra - Erőviszonyok szíjfeszítés hatására




Forgás közben a szíjat a *C* centrifugális erő is terheli (519. ábra). Itt *b* a szíj szélessége, d a szíj vastagsága, *α* az átfogási szög, *r* a tárcsa sugara.

## 519. ábra - Szíjakra ható erők




A szíjág egy elemi szakaszára ható centrifugális erő *dm* elemi tömeg esetén *v* szíjsebesség mellett

$$dC = dm\frac{v^2}{r} = \delta b r\, d\alpha \cdot \rho\frac{v^2}{r} = C\, d\alpha,$$

ahol

$C = \delta b \rho v^2$,

ρ = a szíj anyagának sűrűsége,

$v$ = szíjsebesség.

A súrlódást létrehozó szorító erő:

$$dN = T d\alpha - C d\alpha \text{ és } dT = \mu_0\, dN = \mu_0 (T - C) d\alpha,$$

amelyből integrálás után

$$\frac{T_1 - C}{T_2 - C} = e^{\mu_0 \alpha} = \varepsilon.$$

Az átvihető kerületi erő

$$F_{ker} = T_1 - T_2 = (T_1 - C) - (T_2 - C) = (T_2 - C)\left(\frac{T_1 - C}{T_2 - C} - 1\right) = (T_2 - C)(\varepsilon - 1).$$

Nyugalmi állapotban a feszítőerő

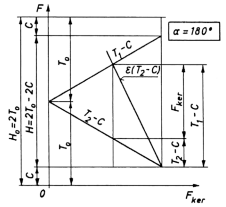
$$H_0 = T_1 + T_2 = 2T_0,$$

ami forgás közben a centrifugális hatás miatt lecsökken.

A tengelyeket és a csapágyakat rendszerint $H_0$-ra méretezik.

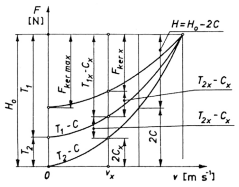
Az erők változását a centrifugális erők figyelembevétele esetén – az 518. ábrához hasonlóan – az 520. ábra mutatja. Amennyiben $F_{ker} = 0$, úgy $T_1 = T_2 = T_0$. A max. kerületi erő $T_2 - C$ esetén jön létre, míg a megcsúszás határát a $T_1 - C = \varepsilon (T_2 - C)$ metszéspont jelöli ki. Ebből az következik, hogy a centrifugális erő hatása a kerületi erőre jelentős lehet!

## 520. ábra - Erőviszonyok szíjfeszítés hatására a centrifugális erők figyelembevételével




Az 521. ábra a szíjat terhelő erők változását mutatja a szíjsebesség függvényében.

## 521. ábra - A szíjat terhelő erők változása a szíjsebesség függvényében



# Méretezés

A méretezéshez a kiindulási alapadatok: a $P$ névleges behajtó teljesítmény, az $n_1$ névleges behajtó fordulatszám és az $i$ kinematikai áttétel.

A méretezés célja a szíjszélesség meghatározása, s ez egyaránt vonatkozik a klasszikus marhabőr, gumi- stb. és a korszerű többrétegű kompozit szíjakra. Ennek során azt kell figyelembe venni, hogy létezik olyan optimális szíjsebesség, amelynél a hajtás a maximális teljesítményt képes átvinni.

Az átvihető teljesítmény általános összefüggése:

$$P = F_{ha} v_{sz} = \sigma_F \delta b v_{szij} = \frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon} \delta b \left( \sigma_{meg} - \rho v_{sz}^2 - E \frac{\delta}{D_1} \right) v_{sz},$$

amelyből

$$k = \frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon} \delta b$$

bevezetésével

$$P = k \left( \sigma_{meg} - E \frac{\delta}{D_1} \right) v_{sz} - k \rho v_{sz}^3,$$

ahol

$v_{SZ}$ = a szíjsebesség,

$\sigma_F$ = a szíjban ébredő **hasznos feszültség,**

$\sigma_{meg}$ = a szíj anyagára vonatkozó megengedhető feszültség,

$E$ = a szíj rugalmassági modulusa,

$\delta$ = a szíjvastagság,

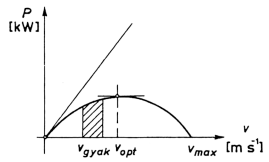
$b$ = a szíjszélesség,

$D_1$ = a kisebbik tárcsa átmérője koherens mértékegységekben.

Az átvihető max. teljesítményre vonatkozó optimális szíjsebesség (522. ábra) szélsőérték-számítással:

$$v_{sz\,opt} = \sqrt{\frac{1}{3\rho} \left( \sigma_{meg} - E \frac{\delta}{D_1} \right)}.$$

## 522. ábra - Az optimális szíjsebesség



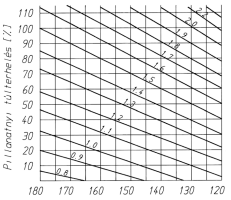

A hagyományos bőrszíjaknál ez az érték kb. 20–25 m/s. A korszerű többrétegű kompozit szíjaknál ez jóval nagyobb. Poliamid hajtószíjaknál 50 m/s, poliészter esetén kb. 70 m/s, ugyanakkor 20 m/s alá nem célszerű tervezni.

Kivételes esetekben (pl. szálerősítés esetén) az optimális szíjsebesség meghaladhatja a 150–200 m/s értéket is.

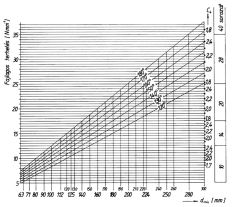
A többrétegű kompozit szíjaknál a gyártó cég ajánlásai, illetve előírásai alapján kell eljárni. Első lépésként minden esetben a típusválasztékból kiindulva kell az adott üzemi körülményeknek megfelelően választani, majd az ajánlások szerint eljárni. Az egyes lépések:

- A kisebbik tárcsa átmérőjének felvétele vagy meghatározása az optimális szíjsebesség alapján.
- A nagyobbik tárcsa átmérőjének meghatározása az előírt áttétel segítségével.
- Mivel a tárcsáknál szabványos méreteket kell alkalmazni, ezért a megadott áttételt nem lehet minden esetben pontosan betartani. Az áttétel maximális értékét adott névleges áttétel esetén a szlip (*s*) határozza meg: $i_{max} = i(s+1)$.
- Ez a többrétegű kompozit szíjaknál maximum 3%, azaz a megadott áttételnek *i* és 1,03 *i* közé kell esnie.
- A tengelytávolság minimum és maximum értéke $a_{min} = 1{,}9d_1(1+i)$, $a_{max} = 4d_1(1+i)$.
- A körülfogási szög a választott tengelytávolságnál $\beta = 2\arccos\frac{d_2 - d_1}{2a}$.
- A névleges kerületi erő $F_{ker} = \frac{60\,P}{d_1 \pi n_1}$.
- Az üzemi erő $F_{ü} = F_{ker} \cdot c_2$, ahol $c_2$ az **üzemi tényező** az 523. ábra alapján a pillanatnyi túlterhelés és a körülfogási szög függvényében változik.
- A szíjminőség a gyártó cég által közölt nomogram alapján választható. Az 524. ábrán a paraméter a körülfogási szög, b, amelyből a szíjszélesség az $F_{ü}$' egységnyi szélességre vonatkozó üzemi erő felhasználásával $b = \frac{F_{ü}}{F_{ü}'}$.
- A geometriai szíjhossz $L \approx 2a + 1{,}57(d_1 + d_2) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a}$.
- A szereléshez szükséges nyújtás a gyári adatok alapján adódik.
- A tengelyterhelés $F_{t\,stat} = \varepsilon T^* b_0$ [N], $F_{t\,din} = c_4 T^* b_0$, ahol $T^*$ [N], $c_4$ a gyártó cég által megadott érték.

## 523. ábra - Diagram az üzemi tényező meghatározásához




## 524. ábra - Szíjminőség kiválasztása egy adott típusnál



A szíj kifáradásra is igénybevett, ezért a hajtogatások számát (az $f_{SZ}$ szíjfrekvenciát) ellenőrizni kell. Ezzel

$$f_{is} = 2t\frac{v}{L} \le f_{meg},$$

ahol

$t$ = a hajtásban részt vevő tárcsák száma,

$L$ = a szíjhossz.

A megengedhető értékeket a gyártó cégek tervezési segédletei adják meg.

## A laposszíjak anyagai

A laposszíj korábban kizárólag marhabőrből vagy természetes szálakból, szövéssel készült, majd később megjelent a gumi (szövetbetéttel) és az acél. Jelenleg a többrétegű, esetenként kompozit szerkezetű szíj a meghatározó. Ennél vonó-, tapadó- és fedőréteget lehet megkülönböztetni. A vonóréteg poliamid vagy poliészter szalag, illetve szövet, amely szálerősítéses esetben poliuretán ágyazású. A tapadóréteg legtöbbször természetes bőr (hidegen zsírozott, krómcserzésű marhabőr), ritkábban valamilyen poliuretán. A fedőréteg szövet vagy poliuretán.

## A laposszíjak feszítése

A szíjak csúszásának van egy rugalmas megnyúlási és egy megcsúszási része és a kettő összegéből származik a fordulatszám-elmaradás, az elméleti módosítástól *(i = $n_1/n_2$)* való eltérés (lassulás). A csúszás (szlip) így jelentős tényezője a szíjhajtás hatásfokának (η), amely közelítőleg: η = 1–*s*.

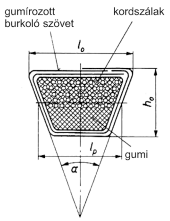
A csúszás azonban egy határig kedvező is, hiszen a hajtást rugalmassá teszi, így tompítja a lökésszerű igénybevételeket. Ugyanakkor egy határon túl már megoldhatatlan, hiszen a szíj tartósan megcsúszhat, a hajtott tengely megállhat és a szíj a fokozott súrlódás okozta hőterhelés miatt tönkremehet, eléghet.

A csúszás elfogadható szinten tartását szolgálja a szíjak feszítése, ami történhet az elméleti szíjhosszúságnál rövidebb szíjak alkalmazásával, ún. szíjrövidítéssel. Ilyenkor a szíj feszességét a rugalmas nyúlásából származó erő tartja fenn vagy ha a konstrukció megengedi, az egyik tengely súly- vagy rugóerő általi folyamatos előfeszítésével. A szíjat a laza ágban megfeszíthetjük feszítőgörgő alkalmazásával is. Ilyenkor a kisebb tárcsa közelében elhelyezve a görgőt javul, vagyis növekszik az átfogási szög, hátránya viszont a drágább, bonyolultabb konstrukció, a szíj fokozott hajlító igénybevétele és a további súrlódásokból eredő teljesítményveszteség.

# Ékszíjhajtás

A hajtás elvi felépítése és kialakítása a laposszíjhajtáshoz hasonló. Az ékszíj szelvényét az 525. ábra mutatja. A teherhordó elem a keresztmetszet felső részén poliuretánba ágyazott kordszál köteg, amelyet gumírozott burkolószövet von be.

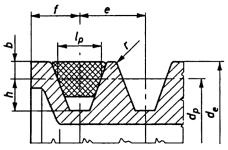
### 525. ábra - Ékszíj szelvénye




Az ábrában $l_0$ a névleges, $l_p$ a jellemző szélesség, $h_0$ a szelvény magassága, a az oldallapszög.

Az ékszíjtárcsák koszorú része is szabványos (526. ábra). A tárcsák anyaga lehet öntöttvas, acél vagy könnyűfém. Készülhet öntéssel, hegesztéssel és sajtolással is. A megengedhető kerületi sebesség az anyagminőség és a technológia függvénye, általában 25–50 m/s.

## 526. ábra - Ékszíjtárcsa profilja



Az ábrán szerepel a $d_p$ szíjtárcsa jellemző átmérője is. Ez külön a tárcsára nem (csak a tárcsa és az ékszíj együttesére) értelmezhető méret, az elméleti módosítás *(i = $d_{p1}/d_{p2}$)* meghatározására szolgál.

Az ékszíjhajtásoknál jelentkeznek bizonyos előnyök, ugyanakkor hátrányok is.

Előnyök:

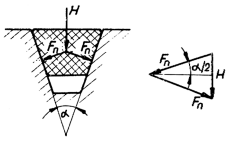
1. Szabványos, kereskedelmi áru, könnyen cserélhető és szerelhető.

2. A tárcsa–ékszíj kapcsolatnál ékhatás lép fel, ezért kedvezőbbek a súrlódási viszonyok. Az 527. ábra alapján a kerületi erő,

$$F_{ker} = 2F_n\mu = \frac{\mu H_0}{\sin\frac{\alpha}{2}} = \mu' H_0,$$

azaz azonos kerületi erő átviteléhez az ékszíjhajtásnál kisebb szíjfeszítő erő szükséges. Ez kisebb csapágy- és tengelyterhelést is jelent.

## 527. ábra - Az ékhatás



3. Zajtalanabb járás más hajtástípusokhoz képest.

4. Csekély karbantartási igény.

5. Kisebb a szíj megcsúszásának veszélye.

6. A hajtás a laposszíhajtáshoz hasonlóan erőzáró és rugalmas jellegű.

Hátrányok:

1. Külső szennyeződésekre és nagyobb hőmérsékletre érzékenyebb.

2. Nagyobbak a beszerzési költségek a laposszíjhoz képest.

3. Nagyobb a szíjak hajtogatásának energiaigénye, ezáltal csökken a hajtás hatásfoka.

Méretezése szabványos. Ehhez szükséges alapadatok: $P$ névleges behajtóteljesítmény, $n_1$ névleges behajtó fordulatszám, $i$ kinematikai áttétel.

A méretezés lépései:

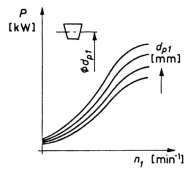
**1. A tárcsaátmérők meghatározása.** Az optimális ékszíjsebesség elérésére kell törekedni, ez 18–22 m/s. Ebből kiindulva a hajtó ékszíjtárcsa átmérője:

$$d_{p1} = \frac{v_{opt}}{\pi n_1},$$

amelyet természetesen szabványosra kell választani.

**2. Az ékszíjszelvény kiválasztása.** A szelvényméretet az 528. ábrának megfelelő diagramból, az átvihető teljesítmény függvényében kell kiválasztani. A szelvényprofilok betűvel jelzettek: **Z, A, B, C, D** és **E** szabványosítottak. Ez meghatározza szélességét és magasságát.

## 528. ábra - Ékszíjszelvény kiválasztása



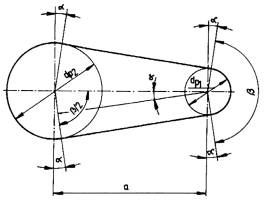

**3. A tengelytávolság megválasztása.** Általában szabadon választható. Az ajánlott tartomány $0{,}7(d_{p1} + d_{p2}) < a < 2(d_{p1} + d_{p2})$. Biztosítani kell azonban a tengelytávolság állíthatóságát is (ez a szíjcseréhez és a feszítéshez szükséges). Nagysága $y_1 = \pi h_0$, ahol $h_0$ = az ékszíjszelvény magassága.

**4. Az ékszíj hosszának meghatározása.** Az előzők ismeretében az ékszíj jellemző hossza (529. ábra)

$$L_p = \frac{d_{p1} + d_{p2}}{2}\pi + \frac{\pi}{180}2\alpha\frac{d_{p2} - d_{p1}}{2} + 2a\sin\frac{\beta}{2},$$

ahol $\cos\frac{\beta}{2} = \frac{d_{p2} - d_{p1}}{2a}$, ($\beta$ az átfogási szög) és $\alpha = 90° - \frac{\beta}{2}$.

## 529. ábra - Ékszíjhossz meghatározása




A számított érték alapján szabványos ékszíjhosszat kell választani, majd a végleges tengelytávolságot vissza kell számolni.

**5. A szükséges ékszíjszám meghatározása.** A kiválasztott szelvényre vonatkozó diagramból leolvasható $P_0$ teljesítményt a hajtásjellemzők alapján módosítani kell:

**6.** $$P_1 = P_0\frac{K_0 K_1 K_2 K_4}{K_3},$$

$P_1$ = az egy ékszíjjal átvihető tényleges teljesítmény,

$K_0$ = a kinematikai áttételtől *(i)* függő tényező,

$K_1$ = a kistárcsa átfogási szögétől függő tényező,

$K_2$ = az ékszíj jellemző hosszától függő tényező,

$K_3$ = a terhelés jellegétől és az üzemeltetés körülményeitől függő tapasztalati tényező,

$K_4$ = az ékszíj darabszámától függő tényező.

Az egyes tényezőket a tervezési segédletek, illetve a szakirodalom alapján lehet felvenni.

A szükséges ékszíjak száma

$$z = \frac{P}{P_1},$$

amit természetesen felfelé kell kerekíteni. Az egyenlőtlen tehereloszlás miatt $z$ >12 esetén célszerű nagyobb szelvényt választani, míg $z$ < 2 esetén kisebbet. (Egy ékszíj csak különleges esetekben alkalmazható!)

Célszerű az ékszíjat kifáradásra is ellenőrizni, amit a tárcsákra való felfutás és azokról való lefutás hajlítgatás okoz. A hajtogatás frekvenciája az ún **szíjfrekvencia:**

$$f_{sz} = 2t\frac{v}{L},$$

ahol

$v$ = az ékszíj sebessége,

$t$ = a hajtásban lévő tárcsák száma,

$L$ = az ékszíj hossza koherens mértékegységekben.

A megengedhető értékhatár $f_{szmeg} = 70\ldots100\cdot10^3$ [$h^{-1}$], ahol a kisebb értékek a kisebb, a nagyobbak a nagyobb szelvényekre vonatkoznak.

A méretezés során meg kell határozni a szükséges szíjfeszítés mértékét is: $H \approx 2\ldots2{,}5F_{ker}$.

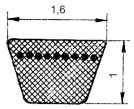
A tartományhatár kísérleti tapasztalatok alapján alakult ki. Amennyiben az előfeszítés az alsó határnál kisebb, az ékszíj megcsúszhat, a felső határ felett viszont az ékszíjat, a tengelyeket és a csapágyakat terheljük túl. Szerelésnél a tengelytávolság változtatásával vagy más módon állítható be a helyes érték. (A szíjfeszítés megoldására vonatkozóan a laposszíjaknál kifejtettek érvényesek.)

# Az ékszíjak típusai

Az ékszíjaknál több típus alakult ki, de valamennyi megoldásra jellemző a trapéz keresztmetszet. A nyomatékátvitel az oldalfelületek és a tárcsa hornyai között fellépő súrlódási erő útján történik. A laposszíjjal szemben alapvető előnye, hogy az ékhatás miatt kisebb előfeszítéssel érhető el ugyanakkora kerületi erő ($\phi$ = 0,4–0,5). Hatásfoka a merevebb szerkezet miatt általában a laposszíjénál rosszabb és élettartama is kisebb.

Változatai közül hazai viszonylatban az egyik legfontosabb a **normál ékszíj,** ahol a szélesség-magasság viszony 1:1,16 (530. ábra). Fajlagosan nagyobb teljesítmény vihető át a **keskeny ékszíjjal** (1:1,23 a viszony, 531. ábra), ugyanekkor a szíjsebesség is nagyobb lehet!

### 530. ábra - Normál ékszíj



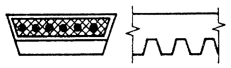

### 531. ábra - Keskeny ékszíj

Különleges gyártási eljárással készül az **OPTIBELT-SC ékszíj,** ennek hosszmérete így megbízhatóan szabályozott. A **nyitott profilú ékszíj** abban tér el a normál ékszíjtól, hogy az oldalfelületek szabadok, futásirányban igen kedvező rugalmasságú, keresztirányban nagy merevségű (518. ábra).

A **fogazott ékszíj** (nem tévesztendő össze a fogas- vagy szinkronszíjjal) nagyobb hajlékonysággal rendelkezik a keresztirányú bordázás miatt, de a nyomatákétvitel változatlanul az oldalfelületeken történik.

A **többsoros ékszíj** több normál vagy keskeny ékszíj egy ággá való párhuzamos kapcsolását jelenti úgy, hogy azok gyárilag a szélesebb oldalukon egy rugalmas szalaggal (szálerősítés itt nincs) összefogottak (533. ábra). Ennél a megoldásnál a feltétlenül azonos szíjhosszúság miatt kedvezőbb a szíjak teherviselés megosztása.

### 532. ábra - Fogazott ékszíj



### 533. ábra - Többsoros ékszíj

A **széles ékszíj** növelt szélességű ékszíj, csak variátorokhoz alkalmazzák. A **kettős ékszíj** mindkét irányú hajlításra alkalmas (vö. keresztezett és fordítógörgős hajtások!), itt a vonóelem középen, a semleges szálban van (534. ábra).

### 534. ábra - Kettős ékszíj

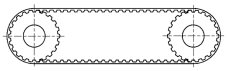
A **60°-os ékszíj** a nagyobb súrlódási tényező miatt kedvező. Az ékbordás vagy **Poly-V szíj** a laposszíj és az ékszíj kombinációja (535. ábra). Alapelvében tér el a többsoros ékszíjtól, mert itt a vonóelem a hevederben van; mindkét oldalán – ékszíjként és laposszíjként is – futtatható.

### 535. ábra - Poly-V szíj

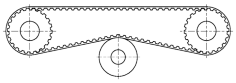
# Fogasszíjhajtások

A **fogasszíjhajtás** a nyomaték-, illetve teljesítményátvitelt sajátosan kialakított fogakkal, **alakzáró, rugalmas** kapcsolattal biztosítja. A fogasszíjhajtás legegyszerűbb szerkezeti megoldása egy végetlenített **fogasszíjból** és két **fogazott tárcsából** áll (536. ábra). Esetenként a szíj feszességének biztosítására, a körülfogási szög növelésére további **feszítő-** vagy **terelőtárcsákat** építenek be (537. ábra).

### 536. ábra - Fogasszíjhajtás

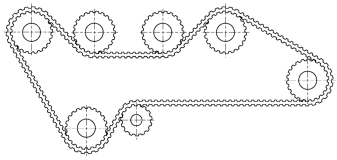


### 537. ábra - Fogasszíjhajtás feszítőtárcsával



Készítenek **mindkét oldalán** fogazattal rendelkező szíjakat is, amelyekkel egészen bonyolult hajtásrendszer is kialakítható (538. ábra).

### 538. ábra - Fogasszíjhajtás kétoldalas fogasszíjjal



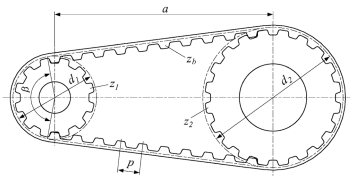
A fogasszíjhajtások **csúszásmentesen** működnek, $i = z_2/z_1$ állandó kinematikai áttételt biztosítanak a $z_1$ fogszámú hajtó és a $z_2$ fogszámú hajtott tárcsa között (536. és 537. ábra), így minden olyan esetben megoldást nyújthatnak, ahol ezek a tulajdonságok követelményként jelentkeznek. Ennek megfelelően hengeres fogaskerék-, illetve láncháitás helyettesítésére is alkalmazhatók. A hengeres fogaskerekek helyett **nagyobb tengelytávok** esetén célszerű használni, amikor túl nagy méretű fogaskerekekkel vagy kettőnél több kapcsolódó fogaskerékkel lehetne csak megoldani a feladatot. Ilyen esetekben a fogasszíjhajtás gazdaságos megoldás lehet. A láncháitásokkal szemben **előnye,** hogy **kenést,** illetve **karbantartást nem igényel,** emellett járása sokkal csendesebb, rugalmasabb, mint a láncháitásé.

A fogasszíjhajtásokat a klasszikus hajtástechnikai alkalmazás, azaz a mozgástovábbítás és a teljesítményátvitel mellett darabáru szállítására, valamint nagypontosságú pozicionálást igénylő automatizálási feladatok megoldására is gyakran alkalmazzák.

## Geometriai összefüggések

A fogasszíjhajtás legfontosabb **geometriai jellemzőit** az 539. ábra segítségével mutatjuk be.

### 539. ábra - A fogasszíjhajtás geometriája




A **fogasszíj p fogosztása** két szomszédos fog középvonala közötti távolság a szíj osztóvonalán mérve. A **szíj osztóvonala** egybeesik a hajlítás szempontjából **semleges szállal** és a **húzóelemek** középvonalával. A **tárcsa fogosztását** az osztókörön mérik, a két, szomszédos fogárok középvonala közötti ívhosszat jelenti. A **tárcsa osztóköre** egybeesik a tárcsára feszülő szíj osztóvonalával, ahogy az 526. ábrán is látszik.

A fogasszíjhajtások esetén a tárcsa osztókörének *d* átmérője nagyobb, mint a tárcsa $d_a$ fejkörátmérője. Az **osztókör átmérője:**

$$d = \frac{p\,z}{\pi},$$

ahol

$p$ = a névleges fogosztás,

$z$ = a tárcsa fogszáma (általában $z_1$ a kisebb tárcsa, $z_2$ a nagyobb tárcsa fogszáma).

A fogasszíj tárcsa fejkörsugara kisebb az osztókörénél, a szíjtípustól függő $u$ fejcsonkítással. A tárcsa fejkör-, illetve lábkörátmérője:

$$d_a = d - 2u = \frac{p \cdot z}{\pi} - 2u,\; d_f = d - 2u_r = \frac{p \cdot z}{\pi} - 2u_r,$$

ahol

$u_r$ = a lábmagasság értéke.

A fogasszíjak többsége a fejkörön fekszik fel a tárcsára, de vannak a lábkörön vezetett típusok is.

Szíjhossz és tengelytáv

Az $L$ szíjhosszat a szíj osztóvonalán mérik, és a szíj fogosztásának egész számú többszöröse: $L = p \cdot z_b$, ahol $z_b$ = a fogasszíj fogszáma.

A **szíjhossz** kifejezhető az $a$ tengelytávolság és a $\beta$ körülfogási szög felhasználásával:

$$L = 2a \sin\left(\frac{\beta}{2}\right) + \beta\frac{d_1}{2} + (2\pi - \beta)\frac{d_2}{2},$$

ahol a körülfogási szög

$$\beta = 2\arccos\left(\frac{d_2 - d_1}{2a}\right).$$

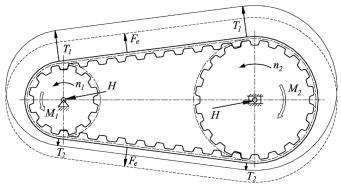
Mivel a **körülfogási szög** a tengelytáv függvénye, a szíjhosszból a tengelytávot közvetlenül nem lehet kifejezni. Adott szíjhosszhoz a tengelytáv meghatározására az alábbi, nagyon jó közelítést adó összefüggést szokták használni:

$$a = \frac{Y + \sqrt{Y^2 - 2(d_2 - d_1)^2}}{4}, \text{ ahol } Y = L - \frac{\pi(d_2 + d_1)}{2}.$$

# A fogasszíjhajtások működése

A **fogasszíj forgómozgást és forgatónyomatékot visz át** a hajtó tárcsáról a hajtott tárcsára (540. ábra).

## 540. ábra - A fogasszíjhajtás működése



A **terhelés** a hajtott tárcsánál jelentkezik, és az $M_2$ **terhelőnyomatékkal** jellemezzük. A terhelés legyőzéséhez a hajtó oldalon

$$M_1 = \frac{M_2}{\eta} \cdot \frac{d_1}{d_2}$$

nagyságú **hajtónyomatékot** kell biztosítani; $\eta$ a szíjhajtás **hatásfoka,** jellemzően $\eta \approx 0{,}98$.

A hajtótárcsa által a szíjnak átadott erő, az ún. **kerületi erő:**

$$F_t = \frac{2M_1}{d_1}.$$

A fogasszíjhajtások működése közben (terhelés alatt) a két szíjágban különböző nagyságú húzóerők ébrednek, és a nyomatékok forgásértelmétől függően feszes és laza szíjág alakul ki. A két húzóerő különbsége a kerületi erő: $F_t = T_1 - T_2$, ahol $T_1$ = a feszes szíjági húzóerő, $T_2$ = a laza szíjági húzóerő.

Az **előfeszítéssel** a fogasszíjban egy állandó $F_e$ húzóerőt hoznak létre annak érdekében, hogy megakadályozzák a szíj meglazulását, biztosítsák a megfelelő fogkapcsolódást. Az előfeszítést még indítás előtt a **tengelytáv változtatásával** vagy **feszítőtárcsával** valósítják meg. Működés közben a fogasszíjban kialakul a feszes és laza ág, eltérő nagyságú $T_1$ és $T_2$ húzóerőkkel. A tapasztalatok szerint a fogasszíjhajtás akkor működik a legkedvezőbben, ha a laza szíjágban ébredő húzóerő a kerületi erő 10–30%-a: $T_2 = (0{,}1–0{,}3)\ F_t$. Az előfeszítést tehát úgy kell megválasztani, hogy az előbbi feltétel teljesüljön. Kéttárcsás hajtás esetén, amikor az előfeszítést a tengelytáv változtatásával érik el, az előfeszítés az $F_e = (0{,}6–0{,}8)\ F_t$ feltételből számítható. Ekkor a feszes ágban ébredő erő: $T_1 = (1{,}1–1{,}3)\ F_t$ lesz.

A **hajtó, illetve a hajtott tárcsán fellépő erők** egyensúlyából származtathatók a szíjágakban ébredő erők és a **tengelyeket terhelő erők** közti összefüggések. A két tárcsa tengelyére ható erők egyenlő nagyságúak:

$$H = \sqrt{T_1^2 + T_2^2 - 2\,T_1\,T_2 \cos\beta}$$

ahol

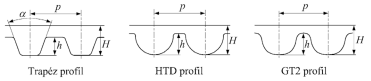
$\beta$ = a hajtótárcsa körülfogási szöge,

$i = 1$ áttételű szíjhajtás esetén: $H = T_1 + T_2$.

# A fogasszíjak típusai

A **fogasszíjak** jellegzetes **profiljait** az 541. ábra foglalja össze.

## 541. ábra - Fogasszíjprofilok




A legelső fogasszíjak hüvelyk (inch = in) méretűek és **trapéz profilúak** voltak. A mai napig jelen vannak a gyártók kínálatában, méreteiket a 39. táblázat első négy sorában tüntettük fel. **Profilszögük** általában $\alpha = 40°$ (L, H, XH), kivéve az XL profilt, melynél $\alpha = 50°$.

| Jelölés | Osztás $p$ (mm vagy in) | Szíjvastagság $H$ (mm vagy in) | Fogmagasság $h$ (mm vagy in) |
|---|---|---|---|
| XL | 0,2 in | 0,09 in | 0,05 in |
| L | 0,375 in | 0,14 in | 0,075 in |
| H | 0,5 in | 0,16 in | 0,09 in |
| XH | 0,875 in | 0,44 in | 0,25 in |
| T 5 | 5 | 2,2 | 1,2 |
| T 10 | 10 | 4,5 | 2,5 |
| T 20 | 20 | 8 | 5 |
| AT 5 | 5 | 2,7 | 1,2 |
| AT 10 | 10 | 4,5 | 2,5 |
| AT 20 | 20 | 8 | 5 |
| HTD 5 | 5 | 3,6 | 2,1 |
| HTD 8 | 8 | 5,6 | 3,4 |
| HTD 14 | 14 | 10 | 6 |
| 5MGT | 5 | 3,8 | 1,9 |
| 8MGT | 8 | 5,6 | 3,3 |
| 14MGT | 14 | 9,9 | 5,8 |

39. táblázat. Fogasszíjak jellemző méretei

A metrikus méretű, trapéz profilú fogasszíjakat **T** betűvel és az osztás mm-ben kifejezett számértékével jelölik: T 2, T 5, T 10, T 20. A T-sorozat profilszöge $\alpha = 40°$. Ugyancsak trapéz profilúak az **AT** szíjak, amelyek $\alpha = 50°$ profilszögűek, és nagyobb teljesítmény átvitelére alkalmasak, mint a T típusúak. Jelölésük: AT 5, AT 10, AT 20. A számértékek az osztást jelentik mm-ben.

A trapéz profilhoz képest nagyobb terhelhetőséggel rendelkeznek a **körív alakú,** ún. **HTD** (High Torque Drive) szíjak. Jelölésükre kétféle módszert alkalmaznak. Az egyik szerint a jel a HTD betűkből és a mm-ben megadott osztásból áll: HTD 5, HTD 8, HTD 14. A másik jelölés: 5M, 8M, 14M, ahol a számok az osztás mm-ben kifejezett értékei.

A HTD szíjak profiljának módosításával létrejött **GT2** profilokkal további teljesítménynövekedést értek el. A gyártó állítása szerint azonos méretek mellett a GT2 szíjak terhelhetősége akár kétszeres is lehet a HTD szíjakéhoz képest. A GT2 profilok jelölése hasonló a HTD profilokhoz: 5MGT, 8MGT, 14MGT. A számértékek az osztást jelentik mm-ben.

# A fogasszíjak felépítése, anyaga

A fogasszíjak **felépítését** az 542. ábra mutatja. Alkotórészei: a **húzóelem,** a **szalag,** a **fogak** és a **bevonat.**

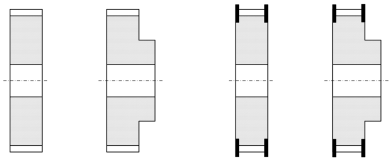
### 542. ábra - A fogasszíjak alkotóelemei

A húzóelemek nagy szilárdságú anyagból álló **pászmák,** amelyek rendkívül hajlékonyak, és hosszukat stabilan megőrzik. A húzóelemek poliészter, kevlár, üvegszál vagy acél anyagból készített **sodratok.** A szalag és a fogak anyaga azonos: erős műanyag, amely jó hajlékonyságú, nagy szilárdságú és a környezeti hatásokkal szemben ellenálló. A szíj anyaga általában műanyag, természetes vagy szintetikus gumi, leggyakrabban poliuretán vagy neoprén. A szíj bevonata kopásálló, kis súrlódási tényezővel rendelkező anyag, ami a leggyakrabban nejlonszövet.

# A tárcsák kialakítása, anyaga

A fogasszíjtárcsák leggyakoribb **konstrukciós megoldásai** az 543. ábrán láthatók.

### 543. ábra - Tárcsakonstrukciók



A tárcsák **vezetőperem nélkül** vagy **vezetőperemmel** készülnek. Ajánlatos legalább az egyik tárcsán vezetőperemeket alkalmazni annak elkerülésére, hogy a szíj oldalirányban lefusson. Biztonságosabb megoldást kapunk, ha mindkét tárcsát vezetőperemes kialakításúra választjuk. Ez nagyobb tengelytávnál ($a \geq 5\ d_{1min}$, ahol $d_{1min}$ az adott szíjtípushoz megengedett legkisebb tárcsaméret) és függőleges tengelyelrendezésnél feltétlenül indokolt. Ahol a tengely-agy kötés igényli, megerősített agykiképzésű tárcsákat célszerű használni. Ez utóbbiak sugárirányú furatokon keresztül a tárcsa tengelyirányú rögzítésére is alkalmasak.

A **tárcsák anyaga** általában acél, alumíniumötvözet vagy műanyag.

**Nagy teljesítmény átvitelére** acéltárcsa ajánlott. Ha a kémiai és korróziós ellenállás is követelmény, rozsdamentes acélt használnak.

**Közepes teljesítményeknél** az alumíniumötvözet a legjobb választás. Kis tömegéből adódóan kicsi a forgási tehetetlensége. Közepes a kémiai és korróziós ellenállása.

**Kisebb teljesítmény átvitelére** műanyag (pl. delrin) tárcsákat használnak. Ezeket kiváló kémiai és korróziós ellenállás jellemzi. Célszerű rozsdamentes vezetőperemmel felszerelni.

Az acél- és az alumíniumtárcsáknál a kémiai és korróziós ellenállás felületkezelő technológiákkal javítható. Erre a célra az acéltárcsáknál krómozást vagy horganyzást, az alumíniumtárcsáknál galvanizálást alkalmaznak.

# A fogasszíjhajtás tervezése

A **fogasszíjhajtás tervezése** nem igényel bonyolult számításokat, nincs szükség a klasszikus értelemben vett méretezésre. A tervezés lényegében a megfelelő **elemek** (fogasszíj, tárcsák) **kiválasztását jelenti** a gyártók **katalógusaiból.** Nagyon fontos azonban, hogy ezt a rutinszerűnek tűnő feladatot körültekintően végezzük el és betartsuk a gyártók ajánlásait. Azt is figyelembe kell venni, hogy ugyanolyan típusú fogasszíj a különböző gyártóknál eltérő paraméterekkel (teherbírással) rendelkezhet, vagyis a **termék és a tervezési séma összetartozik,** tehát ugyanattól a gyártótól kell származnia.

A **fogasszíjhajtás kiválasztásának** sorrendje: a tervezési teljesítmény meghatározása, a síjosztás megválasztása (szíjtípus kiválasztása), a tárcsaméretek rögzítése, a szíjhossz megválasztása, a tengelytáv kiszámítása, az egyidejűleg kapcsolódó fogak számának meghatározása a kisebb tárcsa és a szíj között, végül a szíj szélességének meghatározása.

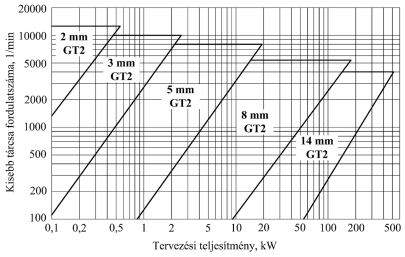
A tervezés **kiinduló adatai:** a hajtás teljesítményigénye, a két tárcsa fordulatszáma vagy egy fordulatszám és a hajtás áttétele, a hajtó és a hajtott gép típusa, a napi működés időtartama, a tengelytáv közelítő értéke a rendelkezésre álló hely függvényében és a maximálisan megengedett tárcsaméret.

A tervezési teljesítmény

A **tervezési teljesítmény** egy üzemtényezővel módosított névleges teljesítmény: $P_D = K_A P$.

$K_A$ **üzemtényező** a hajtó gép és a hajtott gép **működési jellemzőit,** valamint a **napi üzemelési időtartamot** veszi figyelembe. Az üzemtényezőre a gyártók katalógusai konkrét alkalmazásokra kínálnak adatokat.

## 544. ábra - Előválasztó diagram




A **síjosztást** a **szíjtípus kiválasztásával** határozzuk meg. Ehhez a gyártók az 531. ábrán láthatóhoz hasonló **diagramokat** közölnek. Ezekből a teljesítmény és a kistárcsa fordulatszáma alapján kiválasztható a szíjtípus. A szíjtípus rögzítésével az osztást is meghatároztuk.

A **tárcsák fogszámait** az adott osztású tárcsák kínálatából választjuk ki a **katalógusból,** a megadott áttétel, valamint a tárcsák méretére esetleg előírt $d_{max}$ feltétel figyelembevételével. **A kisebb tárcsa méretének megválasztásáná**l figyelembe kell venni, hogy a túlzottan kicsi átmérő hajlításra erőteljesen igénybe veszi a szíjat és felgyorsítja annak károsodását, továbbá az ehhez tartozó kis fogszám miatt nagyon lecsökken a szíjjal egyidejűleg kapcsolódó fogak száma, és csökken a hajtás teherbírása is.

A szíjhossz és a tengelytáv meghatározása

Az előzetesen megadott tengelytáv és a tárcsaméretek alapján a **szíj elméleti hossza** a korábban közölt összefüggés szerint kiszámítható. A fogasszíj **valós hossza** az osztás egész számú többszöröse, ezért az elméleti és a valós szíjhossz egyenlőségének minimális a valószínűsége. A megoldás tehát az, hogy a fogasszíjak katalógusbeli kínálatából az elméleti hosszhoz legközelebb álló szíjhosszat választjuk ki, majd ehhez határozzuk meg a már ismert módon a tengelytávolságot.

A szíj szélességének megállapításához a gyártók katalógusaikban általában teljesítménytáblázatokat, ritkábban nyomaték- vagy húzóerőértékeket közölnek. Ezekből meghatározható az adott szíjtípus **egységnyi szélességével átvihető** teljesítmény, nyomaték vagy húzóerő. Ezek az értékek általában $z_e$

= 6 kapcsolódó fogszám esetén érvényesek. A kisebb tárcsán a szíjjal kapcsolódó fogak számát a $z_e = z_1 \beta / 2 \pi$ összefüggéssel lehet meghatározni. Ha $z_e < 6$, a táblázat értékeit egy $C_e$ módosító tényezővel megszorozzuk, így módosítva a szíj terhelhetőségét. $C_e$ értékeit a 40. táblázat tartalmazza.

| $Z_e$ | ≥ 6 | 5 | 4 | 3 |
|---|---|---|---|---|
| Ce | 1 | 0,8 | 0,6 | 0,4 |

40. táblázat. A kapcsolószám tényező

A **minimálisan szükséges szíjszélességet** a teljesítményeket felhasználva a $b_{min} = P_D / C_e P_t$ összefüggéssel határozzuk meg, ahol $P_t$ a táblázatból vett teljesítmény. Hasonlóan kell eljárni akkor is, ha a nyomaték vagy a húzóerő adott. A kiszámított $b_{min}$-értékhez ezek után a katalógus adott szíjtípus kínálatából úgy választjuk ki a szíjszélességet, hogy a legközelebb eső $b \geq b_{min}$ legyen.

# Dörzshajtások

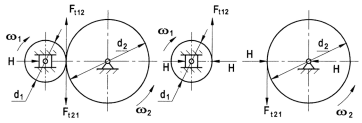
Azokat a hajtásokat, amelyekben anyomaték továbbítását nem a hajtás elemeinek alakzáró kapcsolata biztosítja, hanem **kizárólag a közöttük fellépő súrlódás,** súrlódó, dörzs- vagy erőzáró hajtásoknak nevezzük. A hajtáselemek közötti csúszás és kúszás miatt **pontos kinematikai áttétel megvalósítására nem alkalmasak.**

A **kinematikai és geometriai áttétel** a fellépő csúszás miatt kismértékben **eltér egymástól,** vagyis

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} \approx \frac{d_2}{d_1}.$$

A súrlódó vonóelemes (szíj-, ékszíj-, kötél-) hajtásokkal szemben **a dörzshajtások kisebb tengelytávolságok áthidalására szolgálnak** (545. ábra). Ugyanakkor, ellentétben azokkal, itt a tengelyek ellenkező irányban forognak. A kapcsolódó tengelyek elhelyezkedése **párhuzamos** (545. ábra), **metsződő, kitérő** (549. ábra) és egytengelyű (548/b ábra) lehet. A kitérő tengelyű dörzshajtással **csavarmozgás is megvalósítható** (549. ábra). A sínen vagy más sík felületen szabadon futó görgők, tömör vagy tömlős hajtott kerekek is a dörzshajtásoknál szokásos módon írhatók le. A **dörzshajtások osztályozhatók** a dörzskerekek súrlódófelületének geometriája, valamint a közvetítőelem szerint is. A kinematikai áttétel változtatására számos megoldás létezik (550. ábra).

### 545. ábra - A párhuzamos tengelyű dörzshajtás elemeire ható erő




## A súrlódó erő létrehozása

Súrlódó hajtásoknál a **megfelelő súrlódó erő** létrehozása érdekében a hajtás elemeinek érintkező felületei között megfelelő nagyságú, az érintkező felületek közös normálisának irányába mutató nyomóerőt kell létrehozni. Dörzshajtásnál **a felületek összeszorításával érhető el** ez a hatás (545. ábra). Az összeszorító erő

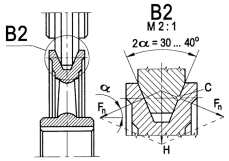
$$H = \frac{\sigma_H^2 \, b \, r_{red}}{0{,}175 \, E}.$$

A **H értékének** a kerekek anyagától és hőkezeltségi állapotától függő $\sigma_H$ **Hertz-feszültség megengedett értéke szab határt.** A képletben szerepel még a kerekek $b$ szélessége, az érintkezési pontban a felületek $1/r_1$, és $1/r_2$ görbületeit figyelembe vevő

$$\frac{1}{r_{red}} = \frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2}$$

redukált görbület és az $E$ rugalmassági modulusz. Az átvihető kerületi erő $F_t < \mu\ H$, ahol $\mu$ a súrlódó felületpár mozgási súrlódási tényezője. A $H$ összeszorító erő által létrehozott $F_n$ **normál erő ékhatással fokozható** (546. ábra). Ez a hajtástípus hornyos tárcsás dörzshajtás néven ismeretes.

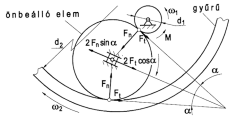
## 546. ábra - A hornyos tárcsás-dörzshajtás




A **horony mélységét** az ún. differenciál szlip (geometriai csúszás) miatt **célszerű csökkenteni,** ugyanis **az egymáson legördülő felületek** a C főponttól eltérő körökön **eltérő ívhosszakat futnak be,** így nincs tiszta gördülés. A gyakorlatban a tárcsák hornyainak száma 2–6 között változik.

A **hajtónyomatékkal arányos normális erő** önfeszítő **dörzshajtásokkal biztosítható.** Ezek elvét az 547. ábra mutatja.

## 547. ábra - Az önfeszítő dörzshajtás elve




A bemenőtengely $d_1$ átmérőjű kereke és a kimenőtengely gyűrű alakú, $d_2$ átmérőjű eleme között egy **önbeálló elem** viszi át anyomatékot. A hajtás jellemzője, hogy **csak a jelölt forgásértelemmel képes nyomatékátvitelre.** A dörzshajtás bemenőkereke az M nyomatékot $F_t$ kerületi erővel továbbítja az elmozdulásra képes önbeálló elemen keresztül a gyűrűnek. Az önbeálló elem mindkét érintkezési pontjában a normális erő $F_n$. A nagy csúszások elkerülésére **az érintkezési pontokban fellépő kerületi erőt legfeljebb a tárcsák közötti $F_s$ súrlódó erő nagyságáig engedjük növekedni.** A befeszítésre jellemző $\alpha$ szög (az **önzárás szöge**) **a μ súrlódási tényezőtől függ:** $2F_t \cdot \cos\alpha = 2F_n \cdot \sin\alpha \Rightarrow F_t = F_n \cdot \tan\alpha$, és $F_s = \mu F_n$; $F_s \geq F_t$; $\alpha \leq \arctan\mu$.

**Ha** $\alpha >$ arctan$\mu$, **a berendezés működésképtelen,** ha pedig α jelentősen kisebb, mint arctan $\mu$, akkor feleslegesen nagy normális erő működik, ami a veszteség és az élettartam szempontjából kedvezőtlen.

Két hengeres kerék közé **lazán futó** végtelenített **szíj** is elhelyezhető. Ez kedvezőbb súrlódási viszonyokat teremt (548/a. ábra). Az 548/b. ábra az előbbi egytengelyű kivitelét mutatja, amely tulajdonképpen **dörzshullámhajtás.** Az $\omega_2$ szögsebességű végtelenített szíj belső kapcsolódású dörzskerekek érintkezési tartományán kívüli része lazán helyezkedik el. Legyen a 3-as jelű gyűrűkerék rögzített. Ekkor az 1-es jelű görgős hullámgenerátor (egy karban két görgő csapágyazva) egyetlen fordulatára a szíj által megtett út egyenlő a 3-as elem belső és a 2-es elem külső kerületének különbségével. Ha a szíjat az egyik oldali peremnél fogva egy csapágyazott tárcsához rögzítjük, akkor ezen keresztül az egy szabadságfokú rendszer 2-es kimenőelemének mozgása levehető. **Minél kisebb a két kerület különbsége, annál nagyobb kinematikai áttétel valósítható meg** a hajtással. Így a **dörzshullámhajtás kinematikai és geometriai áttétele:**

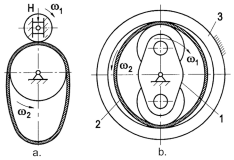
$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} \approx -\frac{d_2\,\pi}{d_3\,\pi - d_2\,\pi} = -\frac{d_2}{d_3 - d_2},$$

ahol

$d_2$ = a 2-es jelű hajlékony elem belső kerületének $\pi$-ed része,

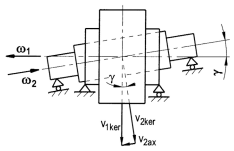
$d_3$ = a 3-as jelű merev gyűrű belső átmérője.

## 548. ábra - Laza végtelenített szíjas dörzshajtás




A **dörzshajtások** a fordulatszám-módosítás mellett hengeres kerekek tengelyeinek a párhuzamostól eltérő helyzetbe állításával **alkalmasak forgómozgás egyenes vonalú mozgássá való átalakítására is.** Az 549. ábra ezt az elvet mutatja. **Az áttétel változtatása** egyszerűen **a tengelyek által bezárt γ szög változtatásával valósítható meg.** Kábelipari gépekben a szálvezetést gyakran ilyen elven működő gördülőorsós szálvezetőkkel oldják meg.

## 549. ábra - Haladó mozgás előállításának elve




Egy önkényesen értelmezett áttételből kifejezhető a hajtás geometriai áttétele:

$$i = \frac{v_{1ker}}{v_{2ax}} \approx \frac{v_{1ker}}{v_{1ker} \cdot \sin\gamma} = \frac{1}{\sin\gamma},$$

ahol $\gamma$ tengelyszög a normál transzverzálisra merőleges síkon értelmezhető. (Nagy tengelyszögnél haladómozgásból forgómozgás is előállítható.)

A hajtáselemek anyagválasztéka és kenése

A főbb tulajdonságokat a 41. táblázat foglalja össze.

| Anyagpárosítás | Kenés | Súrlódási állapot | Súrlódási tényező, μ értéke |
|---|---|---|---|
| Edzett acél–edzett acél | olaj vagy zsír | vegyes | 0,06 |
| | | tiszta folyadék | <0,06 |
| Gumi (80–90 Shore)–öntöttvas vagy acél | – | száraz | 0,7 |
| | | | gyakori indítás 0,5 |
| | olaj | | 0,1 ... 0,3 |
| Textilbakelit, poliamid–öntöttvas vagy acél | – | száraz | lágy: 0,45<br>kemény: 0,4 |
| Öntöttvas–öntöttvas | – | száraz | 0,15 |
| Bőr–öntöttvas | – | | 0,3 |

41. táblázat. Dörzskerekek anyagválasztéka és kenése

Megjegyzendő, hogy dörzshajtások méretezésekor egy X = 1...2 értékű megcsúszás elleni biztonsággal szokás számolni. Ezzel az átvihető kerületi erő: $F_t = \mu H / X$.

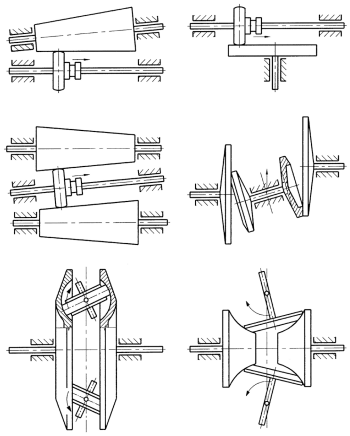
Az edzett acélkerekes, zárt hajtóműházas hajtásokhoz használatos kenőanyagokat az angol szakkifejezés után **trakciós olajoknak,** illetve zsíroknak nevezik. Ezek jellemzője, hogy **a nyomás és nyírás növekedésével viszkozitásuk is növekszik** (reopektikus viselkedés). Nagy érintkezési feszültség (globoid tárcsákon elérhető 3500 MPa is) esetén tehát nagy nyírófeszültség ébred a kenőanyagban, aminek következménye a nagy súrlódóerő és a nagy kerületi erő. Bár van csúszás a felületek között, a kenőanyag a fémes érintkezést kizárja.

Veszteség az érintkező felületek között a geometriai és deformációs csúszás miatt keletkezik. **Ha nincs geometriai csúszás, a dörzshajtás rendkívül jó hatásfokú lehet.** A fogaskerekes hajtásokkal szemben **nagy előnyük a kis zaj és rezgés, valamint a holtjátékmentes kapcsolat.** A súrlódó bolygóművek hatásfoka megelőzheti a fogaskerék-bolygóművekét, a szlip akár 1% alatt tartható.

A dörzshajtások kenésére kifejlesztett kenőolaj az általános kenési tulajdonságokon túl igen jó teljesítménytovábbító képességgel rendelkezik. 1500 percenkénti fordulatszám alatt egy általános ipari hajtóműben merülő olajozást, nagy sebesség és nagynyomaték esetén pedig az érintkezés környezetébe irányított szóró olajozást alkalmaznak. A dörzskerekek hűtése is ennek az olajnak a feladata.

A dörzshajtások nagy csoportját alkotják a **fokozatmentesen változtatható áttételű hajtások.** Ezek közül néhánynak a működési elvét mutatja az 550. ábra. Metsződő, párhuzamos és egytengelyű megoldásokra láthatunk két-két példát. Az első háromnál az áttétel változtatása egy görgő tengelyirányú mozgatásával valósul meg, kúp alkotó mentén, illetve síktárcsa homlokfelületén. A negyedik változat két síktárcsáját két eltolható, ferde, fazék alakú tárcsa köti össze, az alsó kettő pedig a **globoid hajtások** két, szokásos változata, ahol a globoid tárcsák közötti hajtást a billenthető tengelyű közvetítőtárcsák biztosítják.

### 550. ábra - Fokozatmentesen változtatható áttételű dörzskerékhajtások



A súrlódó hajtások alkalmazása igen széles körű, a nehézipari teljesítmény-hajtóművektől a kinematikai hajtóművekig terjed, megtalálható kohászati berendezésekben, cementipari hajtásrendszerekben, faipari gépekben éppúgy, mint a műszerek, az irodagépek és egyéb finommechanikai szerkezetek területén.

# Hajtásátvitel párhuzamos tengelyek között

## Egyenes fogú külső fogazatú hengeres fogaskerekek

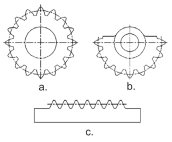
A **fogaskerék** évszázadok óta használt gépelem. A **fogaskerékpárt** két fogaskerék alkotja, amelyek között a fogak hozzák létre a kényszerkapcsolatot. A **fogaskerék-hajtómű** legalább egy fogaskerékpárt, tengelyeket, csapágyakat, házat, fedeleket, tömítéseket, kötőelemeket és kenőanyagot tartalmaz. A fogaskerék-hajtómű a kinematikai és dinamikai jellemzők (forgásirány, fordulatszám vagy forgatónyomaték) megváltoztatására szolgáló szerkezet.

A fogaskerék az idők során sokat változott. A fából készített fogaskerekek az ókori vízemelő szerkezetek, majd a széllel vagy vízzel hajtott malmok részei voltak. Fából készített fogaskerekek láthatók pl. a túristvándi-i vízimalomban. A nagy igénybevételű fogak később vasból készültek, majd a vegyes fa-fém anyagú fogaskerekeket felváltották az öntöttvas és az acélkerekek. A XIX. század második felében és a XX. század elején készített fogaskerekek gazdag gyűjteménye látható a Mezőkövesdi Mezőgazdasági Gépmúzeumban. A napjainkban gyártott fogaskerekek közül a kisebbek (pl. a mechanikus óraszerkezetben, műszerekben) néhány tizedmilliméter, a nagyobbak (pl. tengerjáró hajók, bányagépek fogaskerekei) pedig néhány méter átmérőjűek lehetnek és több ezer kilowatt teljesítményt továbbítanak. A fogaskerekek fordulatszáma tág határok között választható, vannak álló fogaskerekek és több tízezer percenkénti fordulatúak.

A fogaskerék keréktestből és a belőle kiemelkedő fogakból áll. A két fog közötti teret fogároknak nevezzük. Az 551/a ábrán látható **egyenes külső fogazatú kerék** fogai a fogaskerék tengelyvonala

irányában vannak kialakítva. Az 551/b ábra egyenes külső fogazatú fogasívet, az 551/c ábra pedig végtelen nagy fogszámú fogaskereket, ún. fogaslécet mutat.

### 551. ábra - Egyenes fogú külső fogazatú elemek a) fogaskerék, b) fogasív, c) fogasléc




# A fogaskerék geometriai adatai

Az egyenes külső fogazatú fogaskerekek fogszáma általában $z = 15…120$. A fogak a $d$ átmérőjű (pontvonallal rajzolt) **osztókör** mentén vannak kialakítva. A **osztóköri osztás** az egyirányú fogoldalak távolsága az osztókör mentén. Az osztókör kerülete a $d$ osztókörátmérővel, a $z$ fogszámmal és a $p$ osztással kifejezve $d\pi = zp$, amelyből az osztókör átmérője.

$$d = z\frac{p}{\pi}.$$

Bevezetve az

$$m = \frac{p}{\pi}$$

**modult** [mm], az osztókör átmérője: $d = zm$.

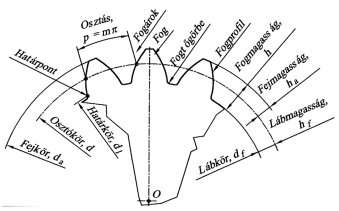
A modulsorozatot szabvány tartalmazza (pl. MSZ 310). Néhány értéke:

| m, [mm] | 1 | 1,5 | 2 | 2,5 | 3 | 3,5 | 4 | 4,5 | 5 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|

Az 553. ábrán egyenes külső fogazatú fogaskerék egyszerűsített tengelyirányú vetülete látható. A fogakat a **fejkör** és a **lábkör** burkolja, az osztókör (vagy a később bevezetett gördülőkör) és a fejkör közötti fogrész a **fogfej,** az osztókör (gördülőkör) és a lábkör közötti fogrész a **fogláb. A fogmagasság a lábmagasság és a fejmagasság összege.** A fogaskerekek a **fogprofil** mentén a fejkör és a határkör közötti szakaszon kapcsolódhatnak. A **fogtőgörbe** a fogprofilt és a lábkört köti össze, a határpont a fogprofil és a fogtőgörbe közös pontja.

A fog kapcsolódásra használható oldalfelülete a **fogfelület,** a fog tetején a **tetőszalag,** a fogárok alján a **fenékszalag,** a fenékszalag és a fogfelület között a **fogtőfelület** található.

### 552. ábra - A fogaskerék jellemzői

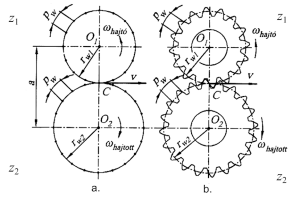



# A fogaskerékpár jellemző adatai

Az egylépcsős fogaskerék-hajtómű két fogazott elemből áll. Az 553. ábrán a kerekek, $r_{w1}$ és $r_{w2}$ sugarú körei **csúszásmentesen gördülnek** egymáson. Az 553/a ábrán a $z_1$ és $z_2$ számú pont találkozását a

tárcsák összenyomásával, a 553/b ábrán a csúszásmentes gördülést a $z_1$ és $z_2$ számú foggal biztosítjuk. Az 553/a ábrán a pontok, a 553/b ábrán a fogak $p_w$ **gördülőköri osztásra** vannak egymástól.

### 553. ábra - Külső fogazatú fogaskerékpár




Az $r_{w1}$ és $r_{w2}$ sugarú tárcsák (553/a ábra), illetve a $z_1$ és $z_2$ fogszámú fogaskerekek (553/b ábra) a párhuzamos tengelyvonalak körül $\omega_{hajtó}$ és $\omega_{hajtott}$ szögsebességgel forognak. Az $O_1$ és $O_2$ középpontokat összekötő egyenes pontjában a két kerék sebessége azonos irányú és nagyságú $v = r_{w1}\omega_{hajtó} = r_{w2}\omega_{hajtott}$.

Az összefüggésből a hajtás **áttétele a hajtó és a hajtott fogaskerék szögsebességének hányadosa:**

$$i = \frac{\omega_{hajtó}}{\omega_{hajtott}} = \frac{r_{w2}}{r_{w1}}.$$

Az 553. ábrán a **kiskerék** a hajtó kerék, a **nagykerék** a hajtott kerék, tehát a hajtómű csökkenti a fordulatszámot; **a hajtómű lassít.** Ha a nagykerék hajtja a kiskereket, a hajtómű gyorsít.

A fogaskerék szögsebessége a fordulatszámmal, a gördülőkör sugara a fogszámmal egyenesen arányos. A hajtás módosítása (áttétele) a fordulatszámok és a fogszámok viszonyával kibővítve:

$$i = \frac{\omega_{hajtó}}{\omega_{hajtott}} = \frac{n_{hajtó}}{n_{hajtott}} = \frac{r_{w2}}{r_{w1}} = \frac{z_2}{z_1}.$$

A fogszámviszony a nagyobb és a kisebb fogszámú kerék fogszámának a hányadosa:

$$u = \frac{z_2}{z_1}.$$

A párhuzamos tengelyek távolsága az $a_w$ tengelytáv az $r_{w1}$ és $r_{w2}$ **gördülőkör sugarak** összegével egyenlő $a_w = r_{w1} + r_{w2}$.

A tengelytáv és az áttétel ismeretében a gördülőkörsugarak kiszámíthatók:

$$r_{w1} = \frac{a_w}{1+i} \text{ és } r_{w2} = i\,r_{w1}.$$

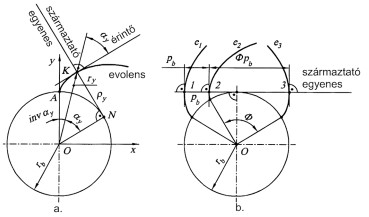
# A körevolvens származtatása és tulajdonságai

A fogaskerékpár közötti **kényszerkapcsolatot** a fogak, az állandó áttételt a megfelelően kialakított fogprofilok biztosítják. A fogaskerekek készítői az évszázadok során több fogprofilt (egyenes, kör, ciklois stb.) kipróbáltak. Tulajdonságai alapján **az egyszerűen származtatható és gyártható körevolvenst alkalmazzák leginkább.**

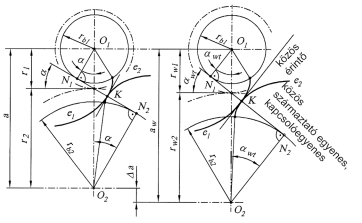
Körevolvens az $r_b$ sugarú alapkörön csúszásmentesen legördülő egyenessel származtatható (555/a ábra). A származtató egyenes tetszőleges $K$ pontja az alapkörhöz viszonyítva körevolvenst (a továbbiakban evolvenst) ír le. A tetszőleges $r_y$ sugarú körön fekvő $K$ evolvenspont poláris koordinátái az $r_y$ sugárkoordináta és az $inv\alpha_y$ szögkoordináta, $K\{r_y, inv\alpha_y\}$.

A geometriai számítások során használt profilszög és az szögkoordináta kapcsolata az 555. ábra segítségével vizsgálható. A legördülő ívek egyenlőségéből ($AN = KN$): $inv\alpha_y = tan\alpha_y - \alpha_y$.

### 554. ábra - Körevolvens származtatása




### 555. ábra - A tengelytáv-változás hatása a kapcsolódásra




Az $r_y$ sugár, az $r_b$ alapkör sugár és az $\alpha_y$ profilszög összefüggése:

$$\cos \alpha_y = \frac{r_b}{r_y}.$$

Az evolvens tulajdonsága, hogy **a származtató egyenes az evolvens normálisa,** a görbületi kör középpontja az alapkörön fekvő *N* pont, a **görbületi kör sugara** pedig $\rho_y$.

Az alapkörön legördülő egyenes pontjai az alapkörhöz viszonyítva evolvenst írnak le (554. b. ábra). A szomszédos azonos fogoldali evolvenságak távolsága normálirányban állandó és a $p_b$ **alaposztással** egyenlő.

# A fogprofilok kapcsolódása

Az evolvens tulajdonságából következik, hogy az $e_1$ és $e_2$ evolvensek (555. ábra) a közös származtató egyenesen, a **kapcsolóegyenes K** pontjában kapcsolódnak. A fogaskerekek elfordulása közben a kapcsolópont a kapcsolóegyenes mentén mozog.

A kapcsolóegyenes irányát a **kapcsolószög** mutatja. Az $a$ tengelytávhoz $\alpha$ kapcsolószög, az $a_w$ tengelytávhoz $a_{wt}$ kapcsolószög tartozik. Növelve vagy csökkentve a tengelytávot, a fogprofilok mindig a közös származtató egyenes mentén kapcsolódnak, a kapcsolóvonal iránya azonban megváltozik.

A tengelytáv, a gördülőkörsugár és a kapcsolószög összefüggését az 555. ábra mutatja. Mivel az evolvenságak származtatásához használt alapkörök sugarai nem változnak,

$$r_{w1} = r_1 \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_{wt}}, \quad r_{w2} = r_2 \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_{wt}}, \quad a_w = a \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_{wt}}.$$

# Az alapprofil

A fogak alakját meghatározó adatok egy részét az **alapprofilon** lehet megadni. A fogazat alapprofilja egy végtelen nagy fogszámú fogaskeréknek megfelelő fogaslécprofil. **Az alapprofil a fogasléc egyenes középvonalán van felépítve** (556. ábra).

Körevolvens fogprofil esetén az alapprofil fogoldalai $\alpha$ hajlásszögű egyenesek. Az $\alpha$ szöget **alapprofilszögnek** nevezzük. **Az alapprofil hosszméretei a modul függvényei,** és a szomszédos

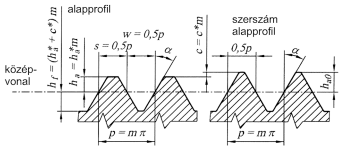
fogoldalak távolsága $p = m\pi$ osztás. Az alapprofil középvonalán az $s$ fogvastagság egyenlő a $w$ fogárokszélességgel, vagyis

$$s = w = 0,5p = 0,5m\pi.$$

A fejmagasság $h_a = h^*_m$, ahol $h^*_a$ a fejmagasság-tényező, a lábmagasság $h_f = h^*_a + c^*$, ahol $c^*$ a lábhézagtényező. Az alapprofil fő méreteit szabvány tartalmazza, pl. az MSZ 433 szerint $\alpha = 20°$, $h_a = 1,0$, $c^* = 0,25$, (a modul $m \geq 1\ mm$).

Az 556. ábrán a fogasléc profilú szerszám élének vetülete látható. A szerszám-alapprofil feje magasabb, mint az alapprofil feje, mivel a szerszám fejének a fogazott kerék lába és az ellenkerék feje közötti lábhézagot is ki kell alakítani. Emellett a szerszámalapprofil fogéle és a fogtő lekerekített.

### 556. ábra - Körevolvens profilú fogazat alapprofilja



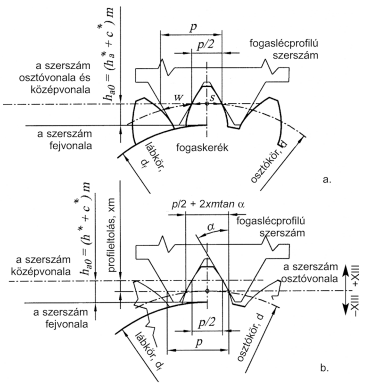

# Profileltolás nélkül készített fogazat

A fogazás során **a szerszám egyenes osztóvonala csúszásmentesen gördül a kerék osztókörén.** Ha **a kerék profileltolás nélkül készül, a szerszám középvonala egybeesik a szerszám osztóvonalával** (557/a ábra). A fogaskerék osztóköri fogvastagsága a szerszám osztóvonalán mért fogárokszélességével, az osztóköri fogárokszélesség a szerszám osztóvonalon mért fogvastagságával egyenlő: $s = w = 0,5\ p = 0,5\ m\pi$

A fogaskerék lábkörét a szerszám fejvonala alakítja ki. Profileltolás nélküli fogazat esetén a fogaskerék lábkörátmérője az 557/a ábra alapján:

$$d_f = d - 2(h^*_a + c^*)m = [z - 2(h^*_a + c^*)]m.$$

### 557. ábra - Profileltolás nélkül és profileltolással készített fogazat




# Profileltolással készített fogazat

Az 557/b ábrán látható esetben a fogaskerék profileltolással készül. A fogazás során a **szerszám középvonala a fogaskerék osztókörén gördülő szerszám osztóvonaltól xm távolságra van elhelyezve.** A szerszám középvonala és az osztóvonala közötti távolságot **profileltolásnak,** az $x$ tényezőt **profileltolástényezőnek** nevezzük. **Pozitív profileltolás** ($x>0$) esetén a szerszámot távolítjuk, **negatív profileltolás** ($x<0$) esetén közelítjük a kerék középpontja felé (557/b ábra).

A profileltolással készített fogaskerék osztóköri fogvastagsága: $s = 0{,}5\pi m + 2xm \tan\alpha$

A profileltolásnak számos oka lehet:

1. Kis fogszámú fogaskerék gyártása során előfordul, hogy a lefejtő szerszám a fog lábrészét elvékonyítja és kapcsolódásra nem használható hurkolt ciklois vagy hurkolt evolvens profilú fogrészt alakít ki. Ezt a jelenséget alámetszésnek nevezzük, ami pozitív profileltolással (szerszámelállítással) elkerülhető. Profileltolás nélkül fogaskerék $h^*_a$ =1,0 fejmagasságtényezőjű és $\alpha = 20°$ alapprofilszögű fogaslécprofilú szerszámmal történő fogazásakor $z < 17$ esetben van alámetszés. A $z = 17$-nél kisebb fogszámú fogaskerék alámetszésének elkerüléséhez szükséges profileltolástényező egyszerű geometriai számítással meghatározható.

2. Azonos fogszám, modul és alapprofilszög esetén pozitív profileltolással a fogak vastagsága ugyanazon körön növekszik, negatív profileltolással csökken. A nagykerék és a kiskerék profileltolástényezőjének megfelelő kiválasztásával elérhető, hogy pl. a kiskerék és a nagykerék fogai a fogtőben azonos szilárdságúak legyenek.

3. A nagykerék fogait a kiskerék profileltolásával azonos nagyságú de ellentétes előjelű profileltolással ($x_2 = –x_1$, $\sigma x = 0$) készítve a tengelytáv nem változik. Ezt a fogazatot kompenzált fogazatnak nevezzük, amivel pl. a kiskerék fogtőszilárdságát növelhetjük a nagykerék fogtőszilárdsága rovására.

4. Mivel a fogszámok egész számok és a modul általában nem tetszőleges, hanem szabványos diszkrét érték, elemi fogazattal ($x_1 = 0$ és $x_2 = 0$) vagy kompenzált fogazattal ($x_2 = –x_1$, $\sigma x = 0$) csak diszkrét tengelytávok valósíthatók meg. Változatlan fogszámmal, modullal és alapprofilszöggel $\sigma x \neq 0$ esetben, általános fogazattal tetszőleges tengelytáv valósítható meg.

5. A fogprofilok a C főpontot kivéve csúszva gördülnek egymáson. A csúszás még jó kenés esetén is a fogprofilok kopásával, hőfejlődéssel jár. A profileltolástényezők összegének $x_1$-re és $x_1 = \sigma x – x_1$-re történő célszerű felosztásával elérhető, hogy a kiskerék és a nagykerék fogprofilja kopásra, a kapcsolódás szélső pontjaiban a csúszási sebességre, a relatív csúszási sebességre stb. kiegyenlített legyen.

A profileltolással készített fogaskerék lábkörátmérője az 557. b. ábra alapján:

$$d_f = d + 2(x - h^*_a - c^*)m = [z + 2(x - h^*_a - c^*)]m.$$

# A fogaskerék tetszőleges sugarú körön mért fogvastagsága

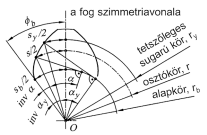
A tetszőleges sugarú kör mentén mért fogvastagság az 558. ábra alapján, ha

$$\varphi_b = \frac{s_b}{2r_b} = \frac{s}{2r} + inv\alpha = \frac{s_y}{2r_y} + inv\alpha_y,$$

ahol

$s$ az osztóköri fogvastagság, az $inv\alpha$ és $inv_y$ szögkoordináták a korábbiak szerint kiszámíthatók.

## 558. ábra - Fogvastagság tetszőleges sugarú körön



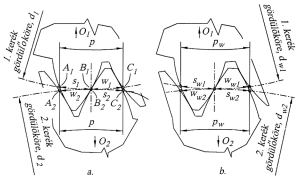

Így

$$s_y = \left(\frac{s}{2r} + inv\alpha - inv\alpha_y\right) 2r_y.$$

# A fogaskerékpár gördülőkörei

Az osztókör (552. ábra) a fogazással, a **gördülőkör** (553. ábra) a fogaskerékpár kapcsolódásával összefüggő fogalom. Hézagmentes kapcsolódás esetén **a fogaskerékpár gördülőkörei azok a körök, amelyek mentén a fogvastagság az ellenkerék fogárok szélességével egyenlő** (559. ábra).

## 559. ábra - Hézagmentesen kapcsolódó fogak



Az elemi fogazatú fogaskerékpár geometriai adatai

**Az elemi fogazatú fogaskerékpár mindkét fogaskereke profileltolás nélkül készül.** A profileltolás-tényezők és azok összege értelemszerűen

$$x_1 = x_2 = 0,\ \Sigma x = x_1 + x_2 = 0$$

Mivel az osztókörön a fogvastagság egyenlő az ellenkerék osztóköri fogárokszélességével, **az elemi fogazatú fogaskerékpár gördülőkörei az osztókörök** (559 a. ábra). A fogvastagság és a fogárokszélesség

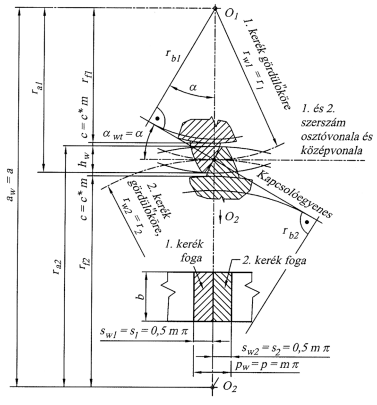
$$s_1 = w_2 = 0,5p = 0,5m\pi,\ s_2 = w_1 = 0,5p = 0,5m\pi.$$

A fogvastagságok összege az osztóköri osztás:

$$p = s_1 + s_2 = m\pi.$$

Az 560. ábrán látható elemi fogazatú fogaskerékpár geometriai adatait a 42. táblázat tartalmazza.

## 560. ábra - Elemi külső fogazatú fogaskerékpár




Az elemi fogazatú fogaskerékpár tengelytávja az **elemi tengelytáv ($a_w = a$)**, a kapcsolószög pedig az alapprofilszöggel egyenlő *($\alpha_{wt} = \alpha$)*.

A **tengelytávtényező** az elemi tengelytávhoz viszonyított $\Delta a$ tengelytávnövekmény és az $m$ modul viszonya. Az elemi fogazatú fogaskerékpár tengelytávtényezője $y = \Delta a/m = 0$.

A $h_w$ **működő fogmagasságot** az $O_1$, $O_2$ középpontokat összekötő egyenesen a kapcsolódó fogaskerékpár fejkörei metszik ki. Az 547. ábra alapján a tengelytávolság összetevői

$a_w = a = r_{f1} + c + h_w + c + r_{f2}$ .

A számítások további menete attól függ, hogy milyen nagyra választjuk a lábhézagot. Ha a lábhézag állandó, $c = c^* m$, az elemi fogazatú fogaskerékpár működő fogmagassága $h_w = 2h^*_a m$.

A működő fogmagasság és a lábhézag ismeretében a fogaskerék fejkörátmérője

$$d_a = d_f + 2(2h^*_a + c^*)m = d + 2h^*_a m$$

| Kiskerék fogszáma, $z_1$ | Nagykerék fogszáma, $z_2$ | | Modul, $m$, *[mm]* |
|---|---|---|---|
| Alapprofilszög, $\alpha$ *[°]* | fejmagasság-tényező, $h^*_a$ | | lábhézagtényező, |
| Elnevezés | elemi fogazat | kompenzált fogazat | általános fogazat |
| Osztókörátmérő [mm] | $d_1 = z_1 m$, | | $d_2 = z_2 m$ |
| Tengelytáv [mm] | $a_w = a = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{z_1 + z_2}{2} m$ | | $a_w = \frac{d_{w1} + d_{w2}}{2} \neq a$ |
| Kapcsolószög [°] | $\alpha_{wt} = \alpha$ | | $\alpha_{wt} = arc\left(\frac{a}{a_w}\cos\alpha\right)$ |
| Tengelytávtényező | $y = \frac{a_w - a}{m} = 0$ | | $y = \frac{a_w - a}{m} \neq 0$ |
| Profileltolás-tényezők összege | $\Sigma x = x_1 + x_2 = 0$ | | $\Sigma x = \frac{z_1 + z_2}{2} \frac{inv\alpha_{wt} - inv\alpha}{\tan\alpha}$ |
| Profileltolás-tényező | $x_1 = x_2 = 0$ | $x_1 = -x_2$ | $x_1$, $x_2 = \Sigma x - x_1$ |
| Gördülőkör-átmérő [mm] | $d_{w1} = d_1 = z_1 m$, $d_{w2} = d_2 = z_2 m$ | | $d_{w1} = d_1 \frac{\cos\alpha}{\cos\alpha_{wt}}$ |
| | | | $d_{w2} = d_2 \frac{\cos\alpha}{\cos\alpha_{wt}}$ |
| Működő fogmagasság [mm] | $h_w = (2h^*_a - \Sigma x + y)m$ | | |
| Lábhézag [mm] | $c = c^* m$ | | |
| Fogmagasság [mm] | $h = h^*_a + c^* m$ | | |
| Lábkörátmérő [mm] | $d_{f1} = m[z_1 + 2(x_1 - h^*_a - c^*)]$, $d_{f2} = m[z_2 + 2(x_2 - h^*_a - c^*)]$ | | |
| Fejkörátmérő [mm] | $d_{a1} = d_{f1} + 2h$, $d_{a2} = d_{f2} + 2h$ | | |
| Alapkörátmérő [mm] | $d_{b1} = d_1 \cos\alpha$, $d_{b2} = d_2 \cos\alpha$ | | |
| Osztóköri osztás [mm] | $p = m\pi$ | | |
| Gördülőköri osztás [mm] | $p_w = p = m\pi$ | | $p_w = m\pi \frac{\cos\alpha}{\cos\alpha_{wt}}$ |

42. táblázat. A fogaskerékpár geometriai adatai

# Kompenzált fogazatú fogaskerékpár

**A kompenzált fogazatú fogaskerékpár egyik fogaskereke pozitív profileltolással, a másik kerék az előbbivel azonos nagyságú negatív profileltolással készül.** A profileltolás és a porfileltolástényezők összege

$x_1 = -x_2 \neq 0$ és $\Sigma x = x_1 + x_2 = 0$

A kompenzált fogazatú fogaskerék osztóköri fogvastagsága a vele kapcsolódó fogaskerék osztóköri fogárokszélességével egyenlő, ezért **a hézagmentesen kapcsolódó fogaskerékpár gördülőkörei az osztókörök:**

$d_{w1} = d_1 = z_1 m$ és $d_{w2} = d_2 = z_2 m$

A fogvastagság és a fogárok szélessége

$s_1 = w_2 = 0,5\pi m + 2x_1 m \tan\alpha$ és $s_2 = w_1 = 0,5\pi m + 2x_2 m \tan\alpha = 0,5\pi m - 2x_1 m \tan\alpha$

A fogvastagságok összege $s_1 + s_2 = \pi m = p$.

A kompenzált fogazatú fogaskerékpár fogaskerekei profileltolással készülnek. A lábkörátmérő:

$d_f = m[z + 2(x - h^*_a - c^*)]$.

Az 561. ábra alapján

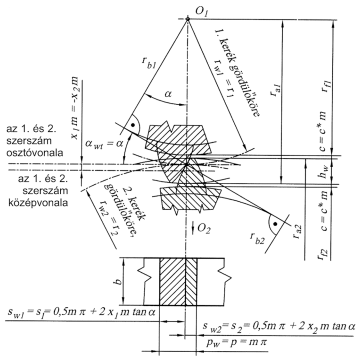
$a_w = a = r_{f1} + c^* m + h_w + c^* m + r_{f2}$ .

Állandó foghézag *($c = c^* m$)* esetén a működő fogmagasság $h_w = 2h^*_a m$

A működő fogmagasság és a lábhézag ismeretében a fogaskerék fejkörátmérője

$$d_a = d_f + 2(2h_a^* + c^*)m = [z + 2(x + h_a^*)]m.$$

### 561. ábra - Kompenzált külső fogazatú fogaskerékpár




# Általános fogazat

**Az általános fogazatú fogaskerekek profileltolással készülnek.** A profileltolás-tényezők összege

$$\Sigma x = x_1 + x_2 \neq 0.$$

Elemi és kompenzált fogazattal csak a fogszámtól és a modultól függő tengelytáv, általános fogazattal elvileg tetszőleges tengelytávolság valósítható meg. Az általános fogazatú fogaskerékpár tengelytávja $a_w \neq a$. A tengelytáv ismeretében a kapcsolószög

$$\alpha_{wt} = arc\cos\frac{a\cos\alpha}{a_{wt}} = arc\cos\left(\frac{z_1 + z_2}{2a_w} m\cos\alpha\right),$$

vagy a kapcsolószög ismeretében

$$a_w = a\frac{\cos\alpha}{\cos\alpha_{wt}} = \frac{z_1 + z_2}{2} m\frac{\cos\alpha}{\cos\alpha_{wt}},$$

A gördülőköri fogosztás:

$$p_w = p\frac{\cos\alpha}{\cos\alpha_{wt}} = m\pi\frac{\cos\alpha}{\cos\alpha_{wt}}.$$

A gördülőköri fogvastagság (a tetszőleges sugár a gördülőkör sugara)

$$s_{w1} = \left(\frac{0{,}5\pi m + 2x_1 m\tan\alpha}{z_1 m} + inv\,\alpha - inv\,\alpha_{wt}\right)2r_{w1},$$

$$s_{w2} = \left(\frac{0{,}5\pi m + 2x_2 m\tan\alpha}{z_2 m} + inv\,\alpha - inv\,\alpha_{wt}\right)2r_{w2}.$$

Hézagmentes kapcsolódást feltételezve

$$p_w = s_{w1} + s_{w2}.$$

A gördülőköri fogosztást és a fogvastagságokat behelyettesítve meghatározható a hézagmentes kapcsolódást biztosító profileltolás-tényezők összege:

$$\Sigma x = x_1 + x_2 = \frac{z_1 + z_2}{2}\frac{inv\,\alpha_{wt} - inv\,\alpha}{\tan\alpha}.$$

A tengelytávtényező az általános és az elemi tengelytávolság különbségének és a modulnak a hányadosa

$$y = \frac{a_w - a}{m} = \frac{a\left(\frac{\cos\alpha}{\cos\alpha_{wt}} - 1\right)}{m} = \frac{z_1 + z_2}{2}\frac{\cos\alpha - \cos\alpha_{wt}}{\cos\alpha_{wt}}.$$

A tengelytávtényező ismeretében a tengelytávolság

$$a_w = a + ym.$$

A tengelytávolság az 561. ábra alapján

$$a_w = r_{f1} + c + h_w + c + r_{f2},$$

ahonnan a működő fogmagasság állandó lábhézag esetén

$$h_w = a_w - r_{f1} - r_{f2} - 2c^*m,$$

illetve a tengelytávolságot és a lábkörsugarakat felhasználva

$$h_w = (2h_a^* - \Sigma x + y)\,m.$$

A fogaskerék fejmagassága

Általános fogazat esetén a fogaskerék fejmagassága fejkörsugár és a gördülőkörsugár különbsége:

$$h_{a1} = r_{a1} - r_{w1} \text{ és } h_{a2} = r_{a2} - r_{w2}.$$

A fejmagasságok összege a működő fogmagasság:

$$h_w = h_{a1} + h_{a2}.$$

A fogaskerékpár geometriai számításának összefoglalása

1. Szilárdsági megfontolások alapján kiszámítjuk a tengelytávolság minimumát *($a_{wmin}$)*.

2. $z_1 \cong$ 15–25 határok között kiválasztjuk a kiskerék $z_1$ fogszámát.

3. A kinematikai áttétel ismeretében kiszámítjuk a nagykerék fogszámát *($z_2 = iz_1$)*, amely csak egész szám lehet.

4. Az előtervezéshez kapcsolószöget választunk *($a_{wte} = 22°...26°$)*.

5. Az előtervezéshez kiszámítjuk a modult:

$$m_e = \frac{2a_{wmin}\cos\alpha_{wte}}{(z_1 + z_2)\cos\alpha}.$$

6. Az $m_e$ ismeretében szabványos modult választunk *($m \geq m_e$)*.

7. A szabványos modul nagyobb legyen, mint a szilárdsági megfontolások alapján számított modul *($m \geq m_{min}$)*.

8. A szabványos modullal az előtervezéshez kiszámítjuk a tengelytávolságot:

$$a_{wt} = \frac{z_1 + z_2}{2}m\frac{\cos\alpha}{\cos\alpha_{wte}}.$$

9. Az $a_{we}$ tengelytávot szükség esetén megváltoztatjuk (pl. kerekítjük). A tengelytávolság $a_w \geq a_{wmin}$.

10. Kiszámítjuk a kapcsolószöget:

$$\alpha_{wt} = arc\cos\left(\frac{z_1 + z_2}{2}\frac{m}{a_w}\cos\alpha\right).$$

(A kapcsolószög $a_{wte} = 22°...26°$ határok között legyen.)

11. Meghatározzuk a profileltolás-tényezők összegét:

$$\Sigma x = x_1 + x_2 = \frac{z_1 + z_2}{2}\frac{inv\,\alpha_{wt} - inv\,\alpha}{\tan\alpha}.$$

12. Kiszámítjuk a tengelytávtényezőt:

$$y = \frac{z_1 + z_2}{2}\frac{\cos\alpha - \cos\alpha_{wt}}{\cos\alpha_{wt}}.$$

13. Kiszámítjuk a működő fogmagasságot:

$$h_w = (2h_a^* - \Sigma x + y)m.$$

14. Meghatározzuk a gördülőkörök sugarát:

$$r_{w1} = 0,5z_1 m\frac{\cos\alpha}{\cos\alpha_{wt}},\quad r_{w2} = 0,5z_2 m\frac{\cos\alpha}{\cos\alpha_{wt}}.$$

15. Felosztjuk a $h_w$ működő fogmagasságot valamely fogazathelyesbítési elv alapján: $h_{a1}$, és $h_{a2} = h_w - h_{a1}$.

16. Kiszámítjuk a fejkörsugarat:

$$r_{a1} = r_{w1} + h_{a1},\quad r_{a2} = r_{w2} + h_{a2}.$$

17. Meghatározzuk a lábkörsugarat:

$$r_{f1} = r_{w1} - h_{a2} - c^*m,\ r_{f2} = r2 - h_{a1} - c^*m,$$

18. Kiszámítjuk a profileltolás-tényezőt:

$$x_1 = \frac{r_{f1}}{m} - z_1 + h_a^* + c^*,\quad x_2 = \frac{r_{f2}}{m} - z_2 + h_a^* + c^*.$$

19. Ellenőrizzük a számítást:

$$\Sigma x = x_1 + x_2.$$

A működő fogmagasság és vele összefüggésben a profileltolás-tényezők összegének felosztására számos elmélet létezik. Gyakran alkalmazott eljárás a relatív csúszáskiegyenlítés, ami a kapcsolódás szélső pontjaiban a foglábak felületegységére jutó súrlódási munka egyenlőségét biztosítja a fogaskerékpár egyszeri kapcsolódása során.

A levezetést mellőzve az és az sugarú fejkörön lévő evolvens pontban a relatív csúszás

$$\vartheta_1 = \frac{[(r_{w2} + h_w - h_{a1})^2 - (0,5z_2 m_t\cos\alpha_t)^2]^{0,5}}{[a_w\sin\alpha_{wt} - [(r_{w2} + h_w - h_{a1})^2 - (0,5z_2 m_t\cos\alpha_t)^2]^{0,5}]i} - 1,$$

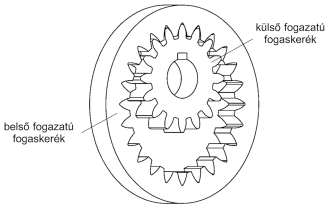
$$\vartheta_2 = \frac{\rho_{g1} i}{\rho_{g2}} - 1 = \frac{[(r_{w1} + h_{a1})^2 - (0{,}5 z_1 m_t \cos\alpha_t)^2]^{0{,}5} i}{a_w \sin\alpha_{wt} - [(r_{w2} + h_{a2})^2 - (0{,}5 z_1 m_t \cos\alpha_t)^2]^{0{,}5}} - 1,$$

A kiskerék fejmagasságát változtatva megtalálható az a $h_{a1}$ érték, amelynél a kapcsolódás szélső pontjaiban a relatív csúszás $(\vartheta_1 = \vartheta_2)$. Ezt a fejmagasságot használjuk a kiskerék fejkörsugarának $(r_{a1} = r_{w1} + h_{a1})$ és a nagykerék fejmagasságának $(h_{a2} = h_w - h_{a1})$, majd a nagykerék fejkörsugarának $(r_{a2} = r_{w2} + h_v - h_{a1})$ meghatározásához.

# Egyenes fogú belső fogazatú hengeres kerekek, fogaskerék-bolygóművek

Az 562. ábrán egyenes fogú **belső kapcsolódású** hengeres fogaskerékpár látható. A **belső fogazatú fogaskerék** evolvens fogprofilja megegyezik egy azonos méretekkel rendelkező külső fogazatú fogaskerék profiljával, csak a fog és a fogárok szerepe cserélődik fel. Ennek megfelelően a két fogaskerék egy irányban forog.

## 562. ábra - Egyenes fogú belső fogazatú hengeres fogaskerékpár

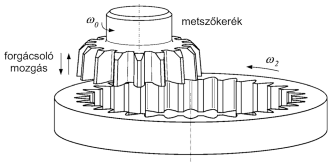



A belső kapcsolódású fogaskerékpár **alkalmazása** normál fogaskerék-hajtóművekben és fogaskerék-bolygóművekben gyakran előfordul. **Előnyös tulajdonsága,** hogy a domború–homorú felületpár kapcsolódása következtében a fogfelület **terhelhetősége** nagyobb, a felületek között a **csúszás kisebb,** mint a külső kapcsolódású hajtópároknál. Adott áttételhez **kisebb helyigényű,** valamivel **jobb hatásfokú,** mint a külső kapcsolódású fogaskerékpár. **Hátránya,** hogy ha a belső fogazatú fogaskerék csak konzolosan csapágyazható, **merevségi problémák,** közvetve **kapcsolódási rendellenességek** fordulhatnak elő, továbbá a tengelytávolság, amely a gördülőköri sugarak különbsége, geometriai okok miatt erősen korlátozott.

A belső fogazatú fogaskerék gyártása

A belső fogazatú fogaskerekek gyártására **lefejtő-** és **profilozóeljárásokat** egyaránt kidolgoztak. A lefejtéssel működő megoldások közül a **fogmetszés** egyeduralkodónak tekinthető. A **gyártás elvét** az 563. ábra mutatja be.

## 563. ábra - Belső fogazatú fogaskerék gyártása metszőkerékkel




A fogaskerék alakú szerszám, az ún. **metszőkerék** és a munkadarab (belső fogazatú kerék) tengelyei párhuzamosak. Gyártáskor a két kerék úgy forog, hogy gördülőköreik csúszásmentesen gördülnek le egymáson. A **forgácsoló mozgás** a szerszám alternáló (gyaluló) mozgása. Forgácsolás közben sem a szerszám, sem a munkadarab nem forog, a kis mértékű elfordulást a szerszám visszatérő mozgása közben végzik. A metszőkerék és a fogaskerék **elfordulási szögeinek** (szögsebességeinek) aránya a két elem fogszámviszonyával kifejezve: $\omega_0/\omega_2 = z_2/z_0$.

A fogmetszés – szakaszos üzeme miatt – kevéssé termelékeny, ezért több kísérlet is történt hatékonyabb gyártási módszerek kidolgozására. Ilyenek voltak a **lefejtő foghámozás,** valamint a

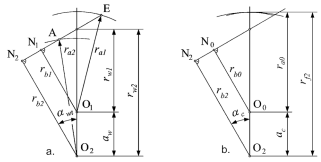
**lefejtő marás,** amelyek azonban nem terjedtek el széles körben elsősorban azért, mert a szerszám kellően merev vezetését nem sikerült megoldani. Ugyancsak többféle eljárást dolgoztak ki a belső fogazatú fogaskerék **köszörülésének** megoldására is, igazán átütő siker nélkül.

A belső fogazatú fogaskerekek legtermelékenyebb, ugyanakkor kétségkívül legköltségesebb gyártási módszere az **üregelés,** aminek a tömeggyártásban van elsősorban létjogosultsága.

# A belső fogazatú fogaskerék méretei

A **belső fogazat méreteit** nem lehet függetleníteni a gyártási eljárástól. Metszőkerekes megmunkálás esetén két kapcsolódást kell vizsgálni: a szerszám és a belső fogazatú kerék, valamint a belső kapcsolódású hajtópár kapcsolatát (564. ábra).

### 564. ábra - A belső fogazatú kerék kapcsolódása működés és gyártás közben




Az 564. ábrán feltüntetett jelöléseknél az 1 index a külső fogazatú fogaskerékre, a 2 index a belső fogazatú fogaskerékre, a 0 index a metszőkerékre vonatkozik, $r_b$ az alapkörsugarat, $r_a$ a fejkörsugarat, $r_w$ a gördülőkörsugarat, $r_f$ a lábkörsugarat jelöli, $a_w$ és $\alpha_{wt}$ a működési tengelytáv és kapcsolószög, $a_c$ és $\alpha_c$ ugyanezen jellemzők a gyártásra vonatkozóan. Az A és E pontok a kapcsolódás szélső pontjai a kapcsolóvonalon, $O_1$, $O_2$ és $O_0$ a forgástengelyeket megtestesítő pontok, $N_1$, $N_2$ és $N_0$ az evolvens fogprofilok talppontjai.

A belső fogazatú fogaskerékpár **geometriai tervezéséhez** általában a következő adatok ismertek, illetve szükségesek:

- Az **alapprofil** adatai: $\alpha$ alapprofilszög, $h_a^*$ fejmagasság-tényező, $c^*$ lábhézagtényező. Értékeiket szabvány írja elő (pl. $\alpha = 20°$, $h_a^* = 1$, $c^* = 0{,}25$).
- A **fogaskerekek fogszámai** $z_1$ és $z_2$, amelyek meghatározzák a hajtás áttételét.
- Az előzetes szilárdsági számításból a fogaskerekek $m$ **modulja** meghatározható.
- A rendelkezésre álló hely, illetve szilárdsági megfontolás alapján a **hajtás tengelytávja,** $a_w$ meghatározható.
- A belső fogazatú fogaskerék gyártásához használt **metszőkerék adatai** közül a geometriai tervezéshez legfontosabb a $z_0$ fogszám, az $x_0$ profileltolás-tényező és a $d_{a0}$ fejkörátmérő.

A felsorolt adatok ismeretében a **hajtás kapcsolószöge:**

$$\alpha_{wt} = \arccos\left(\frac{z_2 - z_1}{2\,a_w}\, m \cos\alpha\right).$$

A két fogaskerék hézagmentes kapcsolódásához a fogaskerekek **profileltolás-tényezői** között fenn kell állnia az

$$x_2 - x_1 = \frac{z_2 - z_1}{2}\,\frac{\mathrm{inv}\,\alpha_{wt} - inv\,\alpha}{tg\,\alpha}$$

összefüggésnek, ahol *inv* az ún. evolvens függvényt jelöli, amelynek meghatározása az adott szög tangensének és radiánértékének különbségeként történik, vagyis:

$\mathrm{inv}\alpha_{wt} = \mathrm{tg}\alpha_{wt} - \alpha_{wt}$ és $\mathrm{inv}\alpha = \mathrm{tg}\alpha - \alpha$. A korábbi képletben az $(\mathrm{inv}\alpha_{wt} - \mathrm{inv}\alpha)/\mathrm{tg}\alpha$ részlet az ún. involut törtfüggvény.

A profileltolás-tényezők közül az egyik szabadon megválasztható, felvételéhez a szakirodalomban többféle ajánlás létezik.

A belső fogazatú kerék gyártásakor a metszőkereket úgy kell beállítani, hogy teljesüljön az

$$x_1 - x_0 = \frac{z_1 - z_0}{2} \frac{\text{inv}\,\alpha_c - inv\,\alpha}{tg\,\alpha}$$

egyenlőség. Ebből az $\alpha_c$ **gyártási kapcsolószöget** valamilyen numerikus közelítő módszerrel lehet meghatározni. $\alpha_c$ ismeretében a **gyártás tengelytávja:**

$$a_c = \frac{z_1 - z_0}{2} m \frac{\cos\alpha}{\cos\alpha_c}.$$

| Geometriai jellemző | Külső fogazatú kerék | Belső fogazatú kerék |
|---|---|---|
| adatok: $z_1$, $z_2$, $m$, $\alpha$, $h_a^*$, $c^*$, $a_w$, $z_0$, $x_0$, $da_0$ | | |
| Kapcsolószög | $\alpha_{wt}$ | |
| Profileltolás-tényező | $x_1$ (felvéve) | $x_2$ |
| Gyártási kapcsolószög | – | $\alpha_c$ |
| Gyártási tengelytáv | – | $a_c$ |
| Osztókörátmérő | $d_1 = z_1 m$ | $d_2 = z_2 m$ |
| Lábkörátmérő | $d_{f1} = d_1 - 2\,(h_a^* + c^* - x_1)\,m$ | $d_{f2}$ |
| Fejkörátmérő | $d_{a1} = d_{f2} - 2\,a_w - 2\,c^*\,m$ | $d_{a2} = d_{f1} + 2\,a_w + 2\,c_*\,m$ |
| Gördülőkör-átmérő | $d_{w1} = 2\,a_w\,z_1 / (z_1 + z_2)$ | $d_{w2} = d_{w1}\,z_2 / z_1$ |

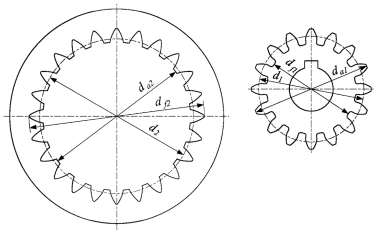
43. táblázat. Geometriai számítások

A gyártási tengelytáv és a metszőkerék fejkörátmérője segítségével a belső fogazatú kerék lábkörátmérője:

$$d_{f2} = 2\,a_c + d_{a0}.$$

A belső fogazatú **fogaskerékpár** méreteit meghatározó összefüggéseket a 43. táblázat foglalja össze, állandó lábhézagot és egyenes élű szerszámmal gyártott külső fogazatú fogaskereket feltételezve. A jelölések értelmezéséhez segítséget nyújt az 565. ábra. Az ábrán az 1 index a külső fogazatú kerékre, 2 index a belső fogazatú kerékre vonatkozik, $d$ jelöli az osztókörátmérőt, $d_a$ a fejkörátmérőt, $d_f$ a lábkörátmérőt.

## 565. ábra - A belső fogazatú fogaskerékpár átmérői




A geometriai méretek meghatározása után a fogaskerékpárt a **gyártási** és **működési rendellenességek** (interferenciák) szempontjából ellenőrizni kell.

A belső fogazat interferenciái

A fogazatok működési és gyártási rendellenességeit **interferenciáknak** nevezzük. A belső kapcsolódású fogaskerékpárnál több ilyen jelenség is előfordulhat, ezért a megfelelő vizsgálatokkal meg kell előznünk a megjelenésüket.

Működési interferenciák:

- belső fogtő-interferencia,
- külső fogtő-interferencia,

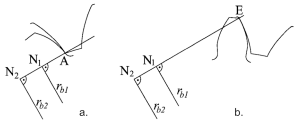
- fogfej-interferencia.

Gyártási interferenciák:

- előállítási fogtő-interferencia,
- fogfejlemetszés,
- előtolási interferencia.

A **működési interferenciák** két típusa az 566. ábra segítségével értelmezhető.

## 566. ábra - Fogtő-interferenciák




Belső fogtő-interferencia

A **belső fogtő-interferencia** a külső fogazatú kerék fogtöve és a belső fogazatú kerék fogfeje kapcsolódási pontjában (A pont) fellépő rendellenesség (566/a ábra). Az interferencia akkor lép fel, ha a kiskeréken a kapcsolódási pont nem az evolvens profilhoz tartozik, hanem a fogtőgörbéhez. Az interferencia megszüntethető a belső fogazatú kerék fejkörátmérőjének lemunkálásával (növelésével). E változtatás után a kapcsolószámot ellenőrizni kell.

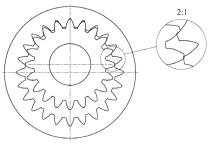
Külső fogtő-interferencia

A jelenség lényege, hogy a külső fogazatú kerék fogfeje a belső fogazatú kerék foglábánál, a fogtőgörbén kíván kapcsolódni (566. b. ábra). Ez akkor fordulhat elő, ha a metszőkerék nem elég mélyen készítette el az evolvens profilt a belső fogazatú keréken. Az interferencia kiküszöbölhető a külső fogazatú kerék fejkörátmérőjének lemunkálásával (csökkentésével). Változtatás esetén a kapcsolószám csökken, ezért az új adatokkal ellenőrizni kell.

Fogfej-interferencia

A **fogfej-interferencia** vagy **fogakadás** a belső fogazat olyan működési (kapcsolódási) rendellenessége, amelynél – az egyébként normális kapcsolódást követően – a külső fogazatú kerék fogárokból kilépő foga beleütközik a belső fogazatú kerék fogába (567. ábra). Ez a jelenség viszonylag kicsi $z_2 - z_1$ fogszámkülönbségnél fordul elő.

## 567. ábra - Belső fogazatú kapcsolódás fogakadása




Előállítási fogtő-interferencia

Az **előállítási fogtő-interferencia** a metszőkerék és a belső fogazatú kerék kapcsolódásának belső fogtő-interferenciája. Ha az interferencia fennáll, a szerszám fogtőgörbéje a belső fogazatú kerék evolvens profilját legyalulja a fejkör környezetében. Az előállítási fogtő-interferencia főleg kis fogszámú metszőkeréknél fordulhat elő, ezt célszerű a szerszám kiválasztásakor figyelembe venni. Amennyiben adott szerszám esetén az interferencia fennáll, de nincs lehetőség másik metszőkereket választani, akkor a belső fogaszatú kerék fejkörátmérőjét kell úgy megnövelni, hogy az interferencia kiküszöbölhető legyen.

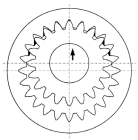
Fogfejlemetszés

Ez az interferencia a **működési fogfej-interferencia** megfelelője a **gyártás során.** Ha az interferencia fennáll, a szerszám fogfeje a belső fogazatú kerék evolvens profilját lemetszi a fejkör környezetében. A fogfejlemetszés elkerülhető, ha megfelelő fogszámú metszőkereket választunk a fogazáshoz, vagyis a $z_2 - z_0$ fogszámkülönbség elegendően nagy.

Előtolási interferencia

Az **előtolási interferencia** úgy jelentkezik, hogy a metszőkerék fogai a sugárirányú előtoló mozgás közben a belső fogazatú kerék néhány fogán a fejkör közelében lévő **profilszakaszt lemetszik** (568. ábra). Az ábrán a fogak befeketített területei mutatják a csonkítás mértékét.

### 568. ábra - Előtolási interferencia



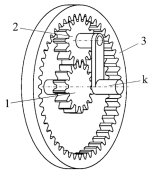
Az előtolási interferencia – hasonlóan a fogfej-lemetszéshez – viszonylag kicsi $z_2 - z_0$ fogszámkülönbségnél fordul elő.

## Fogaskerék-bolygóművek

A **fogaskerék-bolygóművek** a belső fogazat alkalmazásának sajátos területe. Ezek olyan hajtóművek, amelyeknek legalább egy fogaskereke (a bolygókerék) a saját tengelye körüli forgó mozgás mellett haladó mozgást is végez. Ezt az összetett mozgást nevezik **bolygómozgásnak.**

A bolygóművek felépítését és elemeit az egyik leggyakrabban alkalmazott típus, az ún. egyszerű bolygómű alapján mutatjuk be (569. ábra). Az egyszerű bolygóművet kb típusnak is nevezik, mivel egyidejűleg egy külső és egy belső fogaskerék-kapcsolódás jellemzi.

### 569. ábra - A fogaskerék-bolygómű elemei (magyarázat a szövegben)

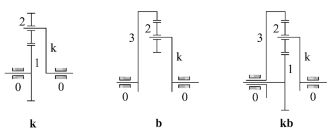



Az ábrán (1) a napkerék, (2) a bolygókerék, (3) a gyűrűkerék, (k) a kar. A napkerék, a gyűrűkerék és a kar (centrális elemek) forgástengelyei egybeesnek a hajtómű tengelyvonalával, és a házban vannak csapágyazva. (Az 569. ábrán a házat nem ábrázoltuk, a későbbiekben a 0 jellel fogjuk azonosítani, mint az 570. és az 571. ábrán.) A napkerék és a gyűrűkerék is kapcsolódik a bolygókerékkel, ami egyidejűleg forog a saját tengelye, valamint kering a központi tengely körül.

A bolygóműveket több szempont szerint csoportosítják. Az egyik lehetőség a kapcsolódások típusa (külső, belső) és száma alapján való osztályozás.

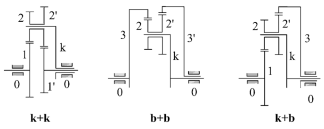
Elemi bolygóműveknek nevezzük azokat a típusokat, amelyekben a bolygókerék csak egy centrális fogaskerékkel, a napkerékkel vagy a gyűrűkerékkel kapcsolódik. Ezek az 570. ábra k, illetve b bolygóművei. Az egyszerű bolygóműben a bolygókerék egyidejűleg kapcsolódik a napkerékkel és a gyűrűkerékkel (570. ábra kb típusa).

### 570. ábra - Elemi bolygóművek és egyszerű bolygómű



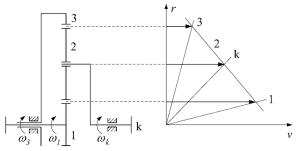
A kettős bolygókerekes bolygóművek változatait az 571. ábra mutatja be. A kettős bolygókerék napkerékkel, illetve gyűrűkerékkel való kapcsolódása három változatban valósulhat meg: csak külső kapcsolódással (k+k), csak belső kapcsolódással (b+b), vegyesen (k+b).

### 571. ábra - Kettős bolygókerekes bolygóművek




A bolygóművek működését a kb típusú bolygómű sebességábráján mutatjuk be (572. ábra).

### 572. ábra - Egyszerű bolygómű sebességábrája



A bolygóművek ismertetett alaptípusai két szabadságfokúak, amelyek egyik mozgó elemét a házhoz rögzítve egy szabadságfokúvá alakíthatók. Az egyszerű bolygómű esetén ezt általában a gyűrűkerék rögzítésével szokták megoldani. Ha $\omega_3 = 0$, a napkerék a hajtó és a kar a kimeneti elem, a bolygómű kinematikai áttétele $i_{1k} = \omega_1/\omega_2$. Mivel a fogsúrlódási veszteség a kapcsolódásban a karhoz viszonyított relatív mozgás során keletkezik, a tagok mozgását is célszerű ebben a koordináta-rendszerben vizsgálni. A relatív mozgás szögsebesség hányadosa a belső áttételt adja:

$$u_{13} = \frac{\omega_1 - \omega_k}{\omega_3 - \omega_k} = -\frac{z_3}{z_1},$$

amely a sebességábra alapján a **fogszámviszonnyal** is kifejezhető ($z_1$ a napkerék, $z_3$ a gyűrűkerék fogszáma).

A belső áttétellel a **bolygómű áttétele:** $i_{1k} = 1 - u_{13} = 1 + z_3 / z_1$.

A bemutatott alaptípusok felhasználásával tetszés szerinti bonyolultságú, **összetett bolygóműveket** lehet létrehozni. Különösen sok bolygóművet tartalmaznak a gépjárművek hajtásláncai.

# Ferde fogú hengeres kerekek

## A kerekek elrendezése, felépítési sajátosságaik

A **ferde fogú** hengeres kerekeken a fogak a kerekek tengelyével szöget bezáróan helyezkednek el. A szög, ami a fog irányát az osztóhengeren meghatározza, az osztóhengeri foghajlásszög, jele: $\beta$. A fogaskerekek párhuzamos tengelyek között valósítanak meg mozgás- és nyomatékátvitelt azonos és ellentétes irányú, de azonos nagyságú foghajlásszöggel (573. ábra). A foghajlás jobb és bal lehet.

A ferde fogú kereket ugyanolyan alapprofilú szerszámmal állítjuk elő, mint az egyenes fogú kereket, csak a szerszám nem tengelyirányú, hanem $\beta$ osztóhengeri foghajlásszögű árkot munkál ki. Az alapprofilszög $\alpha = 20°$, az alkalmazott osztóhengeri foghajlásszög $\beta = 5–25°$. A $\beta$ választását nagyon sok tényező együttesen határozza meg. A kisebb fogferdeséget, mivel nem mutat jelentős előnyt, nem alkalmazzák, a nagyobb foghajlásszöget pedig a csapágyakra jutó axiális terhelés növekedése miatt nem ajánlják.

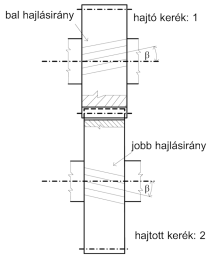
A ferde fogú hengeres kerekek gyártása általában ugyanazokkal a fogazó gépekkel is megvalósítható, mint az egyenes fogazaté. Maag-eljárásnál a szerszám $\beta$ szöggel bedönthető. Fellows-eljárással ferde fogú hengeres kerék csak azonos foghajlásszögű ($\beta = 6, 10, 15, 20, 23°$) metszőkerékkel gyártható. A ferde fogú metszőkerékkel való fogazásnál a szerszám és a munkadarab tengelye párhuzamos, és a

ferde fogat a szerszám pótmozgásával állítják elő. Pfauter-eljárásnál γ emelkedésű csigamarót ($\beta \pm \gamma$) szöggel kell bedönteni (a szerszám és a kerék foghajlásirányától függően).

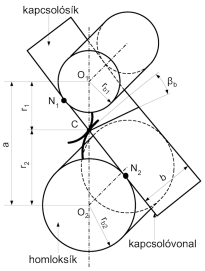
Az egyenes fogú hengeres kerekeknél ideális esetben a terhelés a foghossz mentén egyszerre jelenik meg és egyenletesen oszlik el. A ferde fogú kerekeknél a megfelelő **érintkező összalkotóhossz** esetén a járás egyenletesebb, nyugodtabb és csendesebb. További előnye, hogy a $\beta$ foghajlásszög változtatásával az előírt tengelytávolság könnyebben megvalósítható. Az axiális erő megjelenése ugyanakkor hátrány. Nyíl fogazattal (azonos $\beta$ szögű, de ellentétes emelkedési irányú kerekekkel) a hátrány elkerülhető, de figyelni kell arra, hogy az egyik kerék (praktikusan a nagy) tengely irányban önbeálló legyen.

A ferde fogazat felülete elvileg úgy képezhető el (574. ábra), hogy két alaphenger közös belső érintősíkjában (a kapcsolósíkba) a $C$ főponton át felveszünk egy $\beta_b$ **alaphengeri foghajlásszögű** egyenest, amelyet a kapcsolósíkkal együtt legördítve mindkét alaphengeren a kapcsolódó ferde fogú fogaskerekek fogfelületei keletkeznek. Az ábrából látható, hogy amíg az egyenes fogú kerekek kapcsolatában kapcsoló vonalat, a ferde fogú kerekek kapcsolatban kapcsolósíkot célszerű értelmezni.

### 573. ábra - A ferde fogú hengeres kerékpár elrendezése, legfontosabb jellemzőik



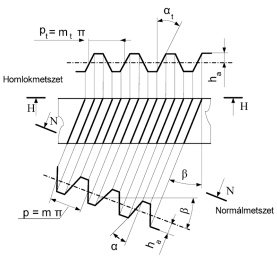

### 574. ábra - A ferde fogú hengeres kerékpár származtatása




## A homlokmetszeti és a normálmetszeti modul értelmezése

A ferde fogú hengeres kerekek származtatását megfigyelve megállapítható, hogy ugyanazon legördítő mozgások valósulnak meg, mint egyenes fogú hengeres kerekeknél, csak a szerszám mozgásának iránya változik meg. A szerszám az osztóhenger egyenes alkotójához képest foghajlásszöggel bedöntve képezi le a fogprofilt. Az 575. ábra a ferde fogú fésűskés szerszám alapprofil **normál-** és **homlokmetszetét** mutatja.

### 575. ábra - Normál- és homlokmetszet értelmezése



A szerszám alapprofiljának **normálmetszetben** az osztóköri osztása $p_n = m_n\pi$, alapprofilszöge $\alpha$. A magassági méretek nem változnak. A ábrából látható, hogy

$$\cos\beta = \frac{p_n}{p_t} = \frac{\pi m_n}{\pi m_t} = \frac{m_n}{m_t},$$

ahonnan

$$m_t = \frac{m_n}{\cos\beta}.$$

**Homlokmetszetben** az α normálmetszeti alapprofilszög $\alpha_t$-re módosul.

Mivel az 575. ábra szerint

$$tg\,\alpha_t = \frac{tg\,\alpha}{\cos\beta},$$

részletezés nélkül az alaphengeri foghajlásszög $tg\beta_b = tg\beta \cdot cos\ \alpha_t$.

Az egyenes fogazathoz hasonlóan a ferde fogazatnál is meghatározható az osztóköri osztásból $(P_n)$ az alaposztás $(P_t)$. A homloksíkbeli alaposztás

$$p_{\alpha t} = p_t \cos\alpha_t = p_n \frac{\cos\alpha_t}{\cos\beta} = m\pi \frac{\cos\alpha_t}{\cos\beta}.$$

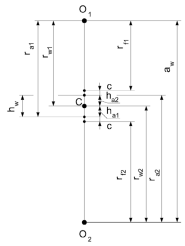
# Geometriai méretek meghatározása

A ferde fogú hengeres kerékpár geometriai méreteit egyrészt az előállító technológia számára, másrészt a szilárdsági méretezések, ellenőrzések elkészítéséhez kell összeállítani. A geometria felépítéséhez az 576. ábra elrendezését célszerű alapul venni. Az ábra alkalmas arra, hogy az elemi, a kompenzált és az általános fogazat jellemzőit is értelmezni tudjuk. A geometria felépítéséhez alapul kell venni a felírt összefüggésekben megfogalmazottakat. Az osztóhenger osztókörének kerületére vonatkozó egyenlőségből következik, hogy

$$K = p_t z = d\pi,$$

$$d = z\frac{p_t}{\pi} = z\frac{m\pi}{\pi\cos\beta} = z\frac{m}{\cos\beta} = z\,m_t.$$

### 576. ábra - Általános fogazatú hengeres kerékpár főbb geometriai méretei



Meg kell jegyezni, hogy a normál és homloksíkban a magassági méretek nem változnak.

Elemi fogazat

Az elemi fogazat geometriáját a következő sajátosságok jellemzik:

- a fogazatok profileltolás nélkül készülnek $(x_1 = 0, x_2 = 0)$,

- a tengelytávolság elemi, tehát $a_w = a$ *és* $a_w = \alpha$,
- az alapprofil fejmagasság-tényezője és a fejhézagtényezője adott (normál fogazatra: $h^*_a = 1$, $c^* = 0{,}25$),
- a fejmagasságok $h_{a1} = h_{a2} = h^*_a m$,
- a közös fogmagasság $h_w = h_{a1} + h_{a2}$ .

Osztókörátmérők:

$d_1 = m_t z_1$; $d_2 = m_t z_2$

Lábkörátmérők:

$$d_{f1} = d_1 - 2(h_{a2} + c^*) = m_t z_1 - 2m(h_a^* + c^*),$$

$$d_{f2} = d_2 - 2(h_{a1} + c^*) = m_t z_2 - 2m(h_a^* + c^*).$$

Fejkörátmérők:

$$d_{a1} = d_1 + 2h_{a1} = m_t z_1 + 2mh_a^*,$$

$$d_{a2} = d_2 + 2h_{a2} = m_t z_2 + 2mh_a^*.$$

Alapkörátmérők:

$$d_{b1} = d_1 \cos\alpha_t, \quad d_{b2} = d_2 \cos\alpha_t.$$

Tengelytávolság:

$$a = \frac{d_1 + d_2}{2} = m_t \frac{z_1 + z_2}{2} = \frac{m}{\cos\beta} \frac{z_1 + z_2}{2}.$$

A tengelytávolság összefüggése jól mutatja, hogy az osztóhengeri foghajlásszög változtatásával a tengelytávolság változtatható.

Kompenzált fogazat

A kompenzált fogazat geometriáját az alábbi sajátosságok jellemzik:

- a fogazat profileltolással készül $(x_1 \neq 0,\ x_2 = -x_1)$,
- a tengelytávolság elemi, vagyis $a_w = a$ és $\alpha_w = \alpha$,
- az alapprofil fejmagasság-tényezője és a fejhézagtényezője adott (normál fogazatra: $h^*_a = 1$, $c^* = 0{,}25$),
- a fejmagasságok $h_{a1} = (h^*_a + x_1)m$, $h_{a2} = (h^*_a + x_2)m$.
- közös fogmagasság $h_w = h_{a1} + h_{a2}$.

Osztókörátmérők: $d_1 = m_t z$; $d_2 = m_t z_1$.

Lábkörátmérők:

$$d_{f1} = d_1 - 2(h_{a2} + c) = m_t z_1 + 2mx_1 - 2m(h_a^* + c^*);$$

$$d_{f2} = d_2 - 2(h_{a1} + c) = m_t z_2 + 2mx_2 - 2m(h_a^* + c^*).$$

Fejkörátmérők:

$$d_{a1} = d_1 + 2h_{a1} = m_t z_1 + 2mx_1 + 2mh_a^*,\ d_{a2} = d_2 + 2h_{a2} = m_t z_2 + 2mx_2 + 2mh_a^*.$$

Alapkörátmérők:

$$d_{b1} = d_1 \cos\alpha_t,\ \ d_{b2} = d_2 \cos\alpha_t,\ \ d_{b2} = d_2 \cos\alpha_t.$$

Tengelytávolság:

$$a = \frac{d_1 + d_2}{2} = m_t \frac{z_1 + z_2}{2} = \frac{m}{\cos\beta}\frac{z_1 + z_2}{2}.$$

Általános fogazat

Általános fogazat geometriáját a következő sajátosságok jellemzik:

- a fogazatok profileltolással készülnek *(*$x_1 \neq 0$, $x_2 \neq 0$, $\Sigma x \neq 0$*)*,
- a tengelytávolság nem elemi, ezért

$$a_w \neq a,\quad \alpha_w \neq \alpha \text{ és } a_w = a\frac{\cos\alpha_t}{\cos\alpha_{wt}},$$

- az alapprofil fejmagasság-tényezője és a fejhézagtényezője adott (normál fogazatra: $h^*_a = 1$, $c^* = 0{,}25$),
- a fejmagasságok

$$h_{a1} \neq (h_a^* + x_1)m,\ \ h_{a2} \neq (h_a^* + x_2)m.$$

- a közös fogmagasság

$$h_w = m\left(2 - (\Sigma - y)\right) = h_{a1} + h_{a2},$$

ahol az y tengelytávolság tényező értelmezése az egyenes fogú hengeres kerékpároknál már megtörtént, tehát

$$y = \frac{a_w - a}{m}.$$

A közös fogmagasságot az egyenes fogú kerekeknél megismert módon és eljárással lehet meghatározni. A közös fogmagasság felosztását a kapcsolódásban részt vevő két kerék között a homloksíkban kell elvégezni. A fejmagasságok rögzítése után a geometria felépítése követi a korábbi logikát. A fejmagasságok ismeretében a kerekeken a profileltolás-tényezők meghatározhatók.

Osztókörátmérők:

$$d_1 = m_t z_1;\quad d_2 = m_t z_2.$$

Gördülőkör-átmérők:

$$dw_1 = \frac{2a_w}{1+i};\quad d_{w2} = 2a_w - d_w.$$

Lábkörátmérők:

$$d_{f1} = d_{w1} - 2(h_{a2} + c) = d_1 + 2mx_1 - 2m(h_a^* + c^*);$$

$$d_{f2} = d_{w2} - 2(h_{a1} + c) = d_2 + 2mx_2 - 2m(h_a^* + c^*).$$

Profileltolás-tényezők:

$$x_1 = \frac{d_{f1} - d_1 + 2m(h_a^* + c^*)}{2m};\quad x_2 = \frac{d_{f2} - d_2 + 2m(h_a^* + c^*)}{2m}.$$

Fejkörátmérők:

$$d_{a1} = d_{w1} + 2h_{a1};\quad d_{a2} = d_{w2} + 2h_{a2}.$$

Alapkörátmérők:

$$d_{b1} = d_1 \cos\alpha_t;\quad d_{b2} = d_2 \cos\alpha_t.$$

Tengelytávolság:

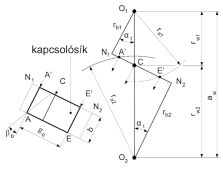
$$a_w = a + ym = \frac{d_{w1} + d_{w2}}{2}.$$

# A kapcsolószám meghatározása

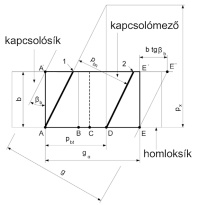
A kapcsolószám fontos jellemzője a fogaskerekek kapcsolódásának. Egyenes fogazat esetén ezt elegendő volt vizsgálni a homloksíkban a kapcsoló egyenesen. Ferde fogazat estén ez a kapcsolat bonyolultabb, mivel a kapcsolószámot a $\beta$ foghajlásszög is befolyásolja, ezért a meghatározását a kapcsolósíkban kell elvégezni. Ezt szemlélteti az 577. ábra, amelyből látható, hogy a kerekek fejkörei (fejhengerei) a kapcsolósíkból az *A, E, E', A'* mezőt metszik ki. A mező hossza $g_a$, szélessége a kerékpár közös szélessége *b*.

A kapcsolódás (577. ábra) a kapcsolómezőbe való belépéssel kezdődik, az A pontban (1 jelű érintkezési alkotó). A homlok alaposztásnak megfelelően egy másik fogpár már előtte jár a D pontban (2 jelű érintkezési alkotó). Amikor a belépő fogpár eléri a B pontot, akkor az elöl lévő fogpár (2) az E pontban van. Megfigyelhető, hogy amikor az ponton belépő alkotó az E pontba ér, az pontosan az E pontban lesz. Ez azt jelenti, hogy a kapcsolódási szakasz a homloksíkra kivetítve meghosszabbodott.

## 577. ábra - A kapcsolómező származtatása




## 578. ábra - A kapcsolószám és a kapcsolómező




A kapcsolószám azt kívánja kifejezni, hogy a kapcsolódásban átlagosan hány fogpár vesz részt. Értéke általában nem egész szám.

A kapcsolószám értelmezéséhez az érintkező alkotók érintkezési pontjának (fogpárok) mozgását kell figyelni. Egy alkotó látszólag mozoghat az A ponttól az E'' pont felé vagy az A' ponttól az A pont felé, ez következik a mezőben való mozgásából. A valóságban az A' pontból halad az E pont felé. Ez utóbbi a kapcsolómező érintkezési alkotókra merőleges irányú méretét (g) határozza meg a kapcsolómezőnek.

Ebben az értelmezésben a kapcsolószám

$$\varepsilon = \frac{g}{p_{bn}}.$$

A kapcsolómező alapján a normál alaposztás ($P_{bn}$) és az axiális osztás ($p_x$) meghatározható ($tg\beta_b = tg\beta \cos\alpha_1$):

$$p_{bn} = p_{bt} \cos\beta_b \text{ és } p_x = \frac{p_{bt}}{tg\beta_b}.$$

A kapcsolómező ***g*** mérete a kapcsolómező paramétereiből:

$$g = \overline{A'E''} \cos\beta_b = (\overline{A'E'} + \overline{E'E''}) \cos\beta_b,$$

és így a kapcsolószám

$$\varepsilon = \frac{(\overline{A'E'} + \overline{E'E''}) \cos\beta_b}{p_{bt} \cos\beta_b} = \frac{\overline{A'E'}}{p_{bt}} + \frac{\overline{E'E''}}{p_{bt}}$$

alakba írható át. Megfigyelhető, hogy az első tag az egyenes fogazatnál megismert profil kapcsolószám *($\varepsilon_\alpha$)*, a második tag az átfedés *($\varepsilon_\beta$)*,

$$\overline{E'E''} = b tg\beta_b, \text{ az átfedés } \varepsilon_\beta = \frac{b \cdot tg\beta_b}{p_{bt}} = \frac{b \cdot \sin\beta_b}{\pi m}, \text{ és így } \varepsilon = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta.$$

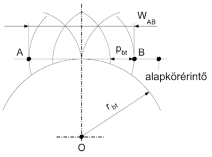
A kapcsolószámot tervezéskor úgy célszerű megválasztani, hogy $\varepsilon_\beta$ közel egész szám legyen. Ennek oka, hogy a kapcsolódásból származó rezgésgerjesztések mértéke ekkor minimális. A rezgésgerjesztés a kapcsolódásban lévő érintkező alkotók összhosszának változásából adódik, ami a kapcsolódásban csavaró lengést idéz elő, az eredő fogerők vándorlásából pedig a csapágyak gerjesztő rezgését okozza.

# Többfogméret számítása

A többfogméret lehetővé teszi fogprofilok helyzetének megállapítását a kerék középpontjához (tengelyéhez) képest, információt ad az elért fogvastagságról. Jelenleg ez a legelterjedtebb mérési módszer, amit fogazás közben is alkalmaznak.

Az evolvens fogprofilú kerekek többfogméretét és annak mérési elvét az 579. ábra szemlélteti. A többfogméret meghatározása az evolvensgörbe azon sajátosságán alapszik, hogy az egymással szemben hajló fogprofilok párhuzamos érintőjét összekötő egyenes az alapkört érinti. Az érintési pontoknak a valós fogprofilon kell lenniük (ez az egyik feltétele a többfogméret mérhetőségének). A pontok közötti távolság a többfogméret. Ha adott a közrefott fogak száma és az érintési pontok a fogfelületeken vannak, akkor a többfogméret mérhető. Mérése az 580. ábrán látható.

### 579. ábra - A többfogméret értelmezése



## 580. ábra - Többfogmérés

A módszer a ferde fogú kerekek mérésére is alkalmas.

A többfogméret a következő összefüggéssel számítható:

$$W(k) = m\cos\alpha\left[(k-0{,}5)\pi + z'inv\alpha\right] + 2mx\sin\alpha,$$

ahol

$m$ = a modul,

$\alpha$ = az alapprofilszög,

$k$ = a közrefogott fogak fogszáma,

$x$ = a profileltolás-tényező (normál modulra vonatkoztatott érték),

$z'$ = a képzelt fogszám [egyenes fogú hengeres kerekeknél a z tényleges fogszám.

Ferde fogú hengeres kerekeknél pedig

$$z' = z\frac{inv\alpha_t}{inv\alpha},$$

ahol

$$tg\alpha_t = \frac{tg\alpha}{\cos\beta}$$

$\beta$ = az osztóhengeri foghajlásszög,

$\alpha$ = a homlok-alapprofilszög

és $inv\alpha = tg\alpha - \alpha$; $inv\alpha_t = tg\alpha_t - \alpha_t$

A $k$ közrefogott fogszám kicsi profileltolás-tényező esetén egyenes fogazatra:

$$k = \frac{z}{9} + 0{,}5,$$

ferde fogazatra:

$$k = \frac{z'}{9} + 0{,}5$$

Nagy profileltolás-tényező esetén egyenes fogazatra:

$$k \approx z\frac{\alpha_w}{180} + 0{,}5,$$

ferde fogazatra:

$$k \approx z \cdot \frac{\alpha_w^\circ}{180^\circ} + 0,5$$

($\alpha_w$ – a kapcsolószög).

Megjegyzendő, hogy nagy profileltolás-tényezőknél a ***k*** értékét a minimálisan *($k_{min}$)* és maximálisan *($k_{max}$)* közrefogható fogszámok számtani középértéke alapján célszerű meghatározni.

Ferde fogú hengeres kerék fogvastagsága csak akkor ellenőrizhető többfogméret-méréssel, ha a b fogszélesség:

$$b \geq W(k) \cdot \sin\beta_b + b_w \cdot \cos\beta_b,$$

ahol

$\beta_b$ – az alaphengeri foghajlásszög a $tg\beta_b = tg\beta \cdot cos\alpha_t$ összefüggésből számítható,

$b_w$ – a mérőpofa szélessége.

A mérésre szolgáló gördülőkör

$$d_w \approx \sqrt{d_b^2 + \left(W(k) \cdot \cos\beta\right)^2},$$

ahol az alapkörátmérő.

$$d_b = mz\frac{\cos\alpha_t}{\cos\beta}$$

A mérés nem hajtható végre, ha $b \approx W(k) \cdot \sin\beta$. Ebben az esetben foghúrméretet kell mérni. A többfogméret számítását az MSZ 14500 és a DIN 3960 szabvány foglalja össze.

A többfogméret számítását az MSZ 14500 és a DIN 3960 szabvány foglalja össze.

# Hengeres fogaskerekek igénybevétele és méretezése

## A fogaskerekek károsodási formái

A fogaskerekek kialakításához, méreteik meghatározásához, anyaguk megválasztásához fontos ismerni, hogy a milyen módon hibásodnak meg, melyek lehetnek a meghibásodások okai. A hiba gyakran a fogaskerék tervezésében, anyagában, az előállításban, a szerelésben, a kenésben, az üzemeltetésben keresendő.

A leggyakrabban előforduló károsodási és változási formák a következők:

- Kopás: bejáródási, normál, progresszív, abrazív, berágódás (karcosodás, bemaródás, progresszív kopás, helyi berágódás, hideghegedéses berágódás), kapcsolódási rendellenesség miatti kopás.
- Korrózió: vegyi korrózió, súrlódási korrózió, revésedés, hónfutás, áramátfolyás.
- Erózió.
- Fogfelületkifáradás: gödrösödés (kezdeti, progresszív), lyukacsosodás, lepattogzás, kéregfelhámlás.
- Képlékeny deformáció: benyomódás, fodrozódás, sorjaképződés, gördülési deformáció.
- Repedés: edzési repedés, anyaghiba okozta repedés, kifáradásos repedés, köszörülési repedés.
- Fogtörés: fáradásos törés, erőszakos törés.

**Kopás:** a fogfelületeken létrejövő anyagveszteség súrlódás vagy képlékeny alakváltozás következtében.

**Korrózió:** a fogaskerék fémes felületei és a vele érintkező rétegben megjelenő vegyületek között lejátszódó kémiai és elektrokémiai reakciók miatti károsodás.

**Erózió:** a kenőanyag abrazív szennyezői által okozott felületi anyagveszteség a kenőanyag nagysebességű áramlása során.

**Kifáradás:** a fogaskerék kifáradási szilárdságának túllépése miatt bekövetkező felületi vagy felület alatti károsodás ismételt igénybevétel esetén.

**Képlékeny deformáció:** általában túlterhelés hatására létrejövő, maradó alakváltozás (a folyáshatár túllépése esetén).

**Repedés:** gyártástechnológiai, szerkezeti, anyaghiányosságok és a felületi kifáradás során létrejövő felületi vagy felület alatti folytonossági hibák.

**Fogtörés:** rendszerint túlterhelés következtében a terhelhetőségi határ túllépése esetén a fogak teljes vagy részleges letöredezése.

Az előzőekben áttekintett károsodások közül a fogtőkifáradást, a fogfelület-kifáradást és a berágódást tekintjük át részletesebben, mivel ezen károsodások meghatározzák a fogaskerekek méretezésének és ellenőrzésének kérdés.

A **fogtörés** a fogra ható terhelés miatt jöhet létre, aminek hatására a fog a kritikus keresztmetszetében kialakuló igénybevételt már nem képes elviselni. Ez bekövetkezhet hirtelen nagy vagy ismétlődő terhelés hatására. A fogtörés általában kétféle formában fordul elő: a fogtő környezetében a fog teljes hosszában letörik, a fog vége törik le.

A fogaskerekek kapcsolódásában az egyik kerék fogáról a másikéra terhelés adódik át. Ez a terhelés a kapcsolódó fogak keresztmetszeteiben húzó- (nyomó-), hajlító- és nyírófeszültségeket hoz létre. Az eredő feszültségek maximális értéket érhetnek el a kritikus keresztmetszetekben, melynek eredménye a megengedhető anyagjellemző túllépése, ami végül töréshez vezet.

A **fogfelületi károsodás** legjellemzőbb megjelenési formái: a kopás, a kigödrösödés (pitting), és a képlékeny deformáció.

A **fogfelületek kopása** a csúszva gördülő mozgás koptató hatása miatt jön létre. Ez a jelenség az összeszerelés utáni bejáratás fázisában kedvező hatású is lehet, mert eltünteti a nemkívánatos érdességcsúcsokat, ezáltal a melegedés és a zajszint csökken. Ezután a normálkopás, majd a progresszív kopás következik, amit a legsúlyosabb kopásforma, a berágódás követ. A berágódás a nagy terhelés és az elégtelen kenés miatti melegedés, valamint a csúszva gördülő mozgás hatására jön létre.

A melegedés hatására az érdességcsúcsok összehegednek, majd a csúszva gördülés hatására eltépődnek. Ennek eredményeképpen tépett felület alakul ki. A felület ilyenkor durva, horzsolt felületű hornyokból (berágódási csíkok) és felületrészekből (berágódási zónák) áll.

A **fogfelületek kigödrösödése** a fogak felülete környezetében az ismétlődő nyomó és nyíró igénybevétel hatására alakul ki. A kerekek minden egyes körülfordulása alatt az érintkező fogak impulzusszerű terhelés hatásának vannak kitéve. A felületek egymáson csúsznak is, ez nyíró igénybevételt okoz. Ha az igénybevétel ciklusszáma elér egy kritikus értéket, akkor a hajszálrepedésekből kiindulva, majd a felület alatt a maximális feszültség helyén intenzív repedés indul meg, aminek eredménye anyagdarabok kiválása, a fogfelület kigödrösödése.

A felületi kifáradás oka helytelen méretezés, az egyenlőtlen terheléseloszlás, a nem megfelelő felületi keménység és kéregvastagság vagy a kedvezőtlen kenés lehet.

A kigödrösödés a bejáratási időszakban is megjelenhet elszórtan, de nem a fogfelület egészén. Egy idő után a kigödrösödési folyamat megáll, különösen edzett kerekeknél.

A **karcok** a fogfelületeken a fogprofilok csúszásának következtében, a fog magasságának irányában, kis (1–2 µm) mélységű hornyok formájában alakulnak ki. Okozói a kenőanyagba bekerült kisméretű porszemek vagy nem megfelelő kenés esetén a fogfelület érdességcsúcsainak súrlódása.

A **barázdák** a karcokhoz hasonlók, de mélyebb nyomot mutatnak, és kiterjednek a fog teljes magasságára.

# A fogaskerék-kapcsolódásban fellépő erők

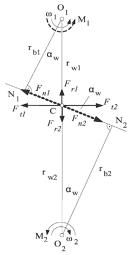
A fogaskerékpárok működésük közben teljesítményt továbbítanak a hajtó (bemenő) kerékről a hajtott (kimenő) kerékre. Veszteséges esetben a fogaskerék-kapcsolódás hatásfoka $\eta = P_{ki}/P_{be} < 1$, míg veszteségmentes esetben a bemenő és a kimenő teljesítmény egymással egyenlő, így a hatásfok $\eta = 1$.

Adott bemenő teljesítmény $(P_{be} = M_1\ \omega_1)$ és kinematikai áttétel $(i_{12} = \omega_1/\omega_2)$ mellett ($M_1$ – bemenőnyomaték $\omega_1, \omega_2$, – a hajtó és hajtott elem szögsebessége) a fogaskerekek méretei és a kapcsolódásban fellépő erők meghatározhatók veszteségmentes esetre.

A kapcsolódó fogpárok között a közös érintősíkra merőlegesen, a közös normális irányába működő normál fogerő $(F_n)$ egyenes fogú külső fogazatú hengeres kerékpárnál a tengelyekre merőleges síkban, egy téglalap átlójában (568. ábra), ferde fogazatnál a fog ferdeségétől függően egy hasáb térátlójában (582. ábra) helyezkedik el, amely átlók mindig benne vannak a kapcsolódás síkjában.

Az 581. ábra alapján, amikor a pillanatnyi kapcsolódási pont a C főpontban (csúszásmentes gördülőpontban) helyezkedik el, a normál fogerők ($F_{n1}, F_{n2}$) felbonthatók tangenciális (kerületi) és radiális (sugárirányú) komponensekre.

### 581. ábra - Az egyenes fogú kapcsolatban fellépő normál fogerő és komponensei



A tangenciális erők:

$$F_{t1} = \frac{2000\,M_1\,[\mathrm{Nm}]}{d_{w1}\,[\mathrm{mm}]} \text{ és } F_{t2} = \frac{2000\,M_2\,[\mathrm{Nm}]}{d_{w2}\,[\mathrm{mm}]}$$

a radiális erők:

$$F_{r1} = F_{t1}\,tg\,\alpha_w \text{ és } F_2 = F_{t2}\,tg\,\alpha_w.$$

A normál fogerők:

$$F_{n1} = \frac{F_{t1}}{\cos\alpha_w} \text{ és } F_{n2} = \frac{F_{t2}}{\cos\alpha_w} \text{ és } F_{n1} = |-F_{n2}| \text{ és } F_{t1} = |-F_{t2}|,$$

ahol

$F_{n1}$ és $F_{n2}$ – normál fogerők [N],

$F_{t1}$ és $F_{t2}$ – tangenciális (kerületi) erők [N],

$F_{r1}$ és $F_{r2}$ – radiális erők [N],

$M_1$ és $M_2$ – csavarónyomatékok [Nm],

$d_{w1}$ és $d_{w2}$ – gördülőkör-átmérők [mm],

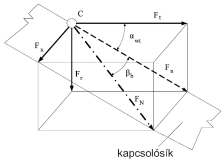
$\alpha_w$, $(\alpha_{w1})$ – kapcsolószög (ferde fogazatnál a homloksíkban) [°].

Ha a fogaskerékpár nem általános fogazatú (elemi vagy kompenzált), akkor $x_1 + x_2 = 0$ (vagy $x_1 = x_2 = 0$ elemi, vagy $x_1 = -x_2 = 0$ kompenzált), akkor $a_w = a$, $\alpha_w = \alpha$, $d_{w1} = d_1$, $d_{w2} = d_2$.

Az egymáson csúszva gördülő fogak között a súrlódási tényező kis értéke miatt a kapcsolat hatásfoka: $\eta \approx 0{,}98 - 0{,}95$, így egy kapcsolat veszteségmentesnek tekinthető.

**Ferde fogazat** esetén (582. ábra) a kapcsolószöget a homloksíkban értelmezzük. Jelölésében az index egy *t* betűvel bővül $(\alpha_w \rightarrow \alpha_{wt})$, ezért a felírt összefüggések a kapcsolószög átírásával alkalmazhatók a homloksíkbeli erők meghatározására is.

### 582. ábra - A ferde fogú kapcsolatban fellépő normál fogerő és komponensei




Ahogy az előzőekben láttuk, ferde fogazat esetén a normál fogerő $(F_n)$ egy hasáb térátlója, a normál fogerő pedig annak a homloksíkba eső vetülete. A normál fogerőt $(F_n)$, az osztóhengeri foghajlásszögből $(\beta)$ kiszámítható alaphengeri foghajlásszögből $(\beta_b)$ lehet meghatározni.

A normál fogerő tehát:

$$F_{N1} = \frac{F_{x1}}{\cos\beta_b} = \frac{F_{t1}}{\cos\beta_b \cos\alpha_{wt}} \text{ és } F_{N2} = \frac{F_{x2}}{\cos\beta_b} = \frac{F_{t2}}{\cos\beta_b \cos\alpha_{wt}}.$$

A normál fogerőnek a térbeli helyzete miatt van egy tengely irányba eső vetülete is, amelyet axiális erőnek $(F_x)$ nevezünk:

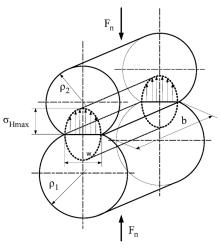
$$F_{x1} = F_{n1} tg\beta_b = \frac{F_{t1}}{\cos\alpha_{wt}} tg\beta_b \text{ és } F_{x2} = F_{n2} tg\beta_b = \frac{F_{t2}}{\cos\alpha_{wt}} tg\beta_b.$$

# A fogaskerékpár méretezése felületi teherbírásra (Hertz-feszültségre)

A fogaskerékpár fogfelületi teherbírása az a terhelés, amelynél az érintkező fogfelületek nem gödrösödnek ki (nem képződik pitting).

A fogfelület teherbírásra való méretezésének alapja a Hertz-féle feszültség, amely két, hengeres test összenyomódásakor az érintkezési nyomsáv mentén keletkezik (583. ábra).

### 583. ábra - Érintkezési feszültség hengerek terheléses kapcsolatában



Nagyságát a mechanikából már ismert összefüggéssel lehet meghatározni:

$$\sigma_{H\max} = \sqrt{\frac{F_n}{l_\Sigma \rho \left( \frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right) \pi}},$$

ahol

$F_n$ – az érintkezésben ható normális irányú erő (valós kapcsolódásban normál fogerő),

$l_\Sigma$ – az érintkezésben lévő alkotók összes hossza, normál esetben a fogaskerekek közös szélessége *(b)*,

$\rho = \frac{\rho_1 \rho_2}{\rho_1 + \rho_2}$ – az érintkező felületek redukált görbületi sugara,

$\rho_1$ és $\rho_2$ – az érintkező felületek görbületi sugara,

$\nu_1$ és $\nu_2$ – a fogaskerekek anyagára jellemző Poisson-szám,

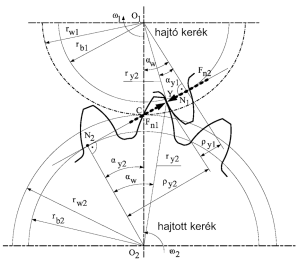
$E_1$ és $E_2$ – a fogaskerekek anyagának rugalmassági modulusa.

A Hertz-féle modell átvihető a kapcsolódó fogaskerékpárra is az 584. ábra szerint. Az *Y* jelű kapcsolódási pontba berajzolható egy-egy érintkező kör, amelyek $N_1$ és $N_1$ középpontja az alapkörökön van. A körök sugara az

$$\overline{N_1 Y} = \rho_{y1} = r_{y1} \sin \alpha_{y1} \text{ és } \overline{N_2 Y} = \rho_{y2} = r_{y2} \sin \alpha_{y2}$$

összefüggésekkel határozható meg egy tetszőleges *(Y)* kapcsolódási pontban, melyekből mindig meghatározható a redukált görbületi sugár *($\rho_y$)*.

## 584. ábra - A kapcsolódó fogaskerékpár érintkezési környezete




A gyakorlati tapasztalat, a kísérletek és az elméleti vizsgálatok azt mutatják, hogy a kigödrösödés a kapcsolódás főpontja környezetében futó érintkezés alkotók mentén alakul ki, itt a legnagyobb az érintkezési feszültség. Ez következik abból is, hogy itt általában egyfogpár kapcsolódás történik. A redukált görbületi sugár

$$\rho_C = \frac{\rho_{1C} \rho_{2C}}{\rho_{1C} + \rho_{2C}} = \frac{u}{(1+u)^2} a_w \sin \alpha_w = \frac{d_1}{2} \frac{u}{1+u} \sin \alpha_w.$$

Az összefüggést átírva *C* főpontban értelmezhető paraméterekre, a névleges érintkezési feszültségre az alábbi összefüggés adódik:

$$\sigma_{HC} = \sqrt{\frac{2000 M_1}{b d_1^2} \frac{u+1}{u} \frac{2}{\cos^2 \alpha \cdot tg \alpha_w} \frac{1}{\left( \frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right) \pi}},$$

ami átírható az alábbi alakra:

$$\sigma_{Hc} = Z_H Z_E \sqrt{\frac{2000 M_1}{b d_1^2} \frac{u+1}{u}},$$

ahol

$Z_H$ – a fogerők helyzetét figyelembevevő gördülőköri tényező (általában: 2,5),

$$Z_H = \sqrt{\frac{2}{\cos^2 \alpha \cdot tg \alpha_w}},$$

$Z_E$ – az anyagsajátosságot kifejező rugalmassági tényező (acél–acél esetén

$189{,}8\left[\sqrt{MPa}\right]^{-1}$),

így $Z_E = \sqrt{\frac{1}{\left(\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2}\right)\pi}}$.

A névleges érintkezési feszültség számításában azonban terhelést állandónak, a környezeti hatásoktól függetlennek feltételeztük. A beépítési, üzemeltetési, pontossági sajátosságokat további módosító tényezők veszik figyelembe.

- Az üzemeltetés körülményeit (hajtó- és hajtott gép jellegére utal) a $K_A$ üzemtényező veszi figyelembe, nagysága $K_A$ = 1–2,25 között változik (lásd később a fogtő-igénybevétel számításánál is).
- A pontosságot, a járás egyenetlenségét, a belső dinamikus hatásokat a $K_v$ dinamikus tényező veszi figyelembe, általában: 1,6 (lásd később a fogtő-igénybevétel számításánál is).
- A fogszélesség menti terheléseloszlást (ami nem egyenletes, hanem a fogirányhiba, a tengelypárhuzamossági hiba, a fog deformációja miatt terheléscsúcsot jelent) a szélesség menti terheléseloszlási tényező, a szélesség mentén $K_{H\beta}$ veszi figyelembe.
- A fogpárok közötti terheléseloszlást a homlok-terheléseloszlás tényezője $(K_{H\alpha})$ veszi figyelembe.
- A kapcsolószám változását az profilkapcsolószámból leképezve a kapcsolószám-tényező veszi figyelembe. Egyenes fogazatnál $Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4-\varepsilon_\alpha}{3}}$, ferde fogazatnál $Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4-\varepsilon_\alpha}{3}(1-\varepsilon_\beta) + \frac{\varepsilon_\beta}{\varepsilon_\alpha}}$, ahol $\varepsilon_\beta$ – átfedés (axiális kapcsolószám).
- Ferde fogazat esetén a fogferdeséget a $Z_\beta = \sqrt{\cos\beta}$ tényezővel kell figyelembe venni.
- Kis fogszámok esetén biztonsági okokból célszerű a görbületi sugarakat a kapcsolódás $C$ főpontjából az egyedi kapcsolódás határára a B pontba átszámítani.

Tényezője

$$Z_B = \sqrt{\frac{\rho_{1c}\rho_{2c}}{\rho_{1B}\rho_{2B}}}.$$

Minden módosító tényező figyelembevételével a maximális érintkezési feszültség

$$\sigma_H = Z_H Z_B Z_\varepsilon Z_\beta Z_B \sqrt{\frac{2000 M_1}{b d_1^2} \frac{u+1}{u}} \sqrt{K_A K_V K_{H\beta} K_{H\alpha}}$$

A fogaskerék fogfelülete kifáradással (gödrösödéssel) szemben biztonságosnak tekinthető, ha a maximális fogfelületi (Hertz-féle) feszültség a kapcsolódás főpontjában és a fogaskerék anyagára jellemező fogfelületi kifáradási határból számítható megengedett feszültségre teljesedik az alábbi feltétel: $\sigma_H \leq \sigma_{HP}$.

A megengedett fogfelületi kifáradási feszültséget próbatesten, a névleges érintkezési feszültségen meghatározott kifáradási határból *($\sigma_{H\lim}$)*, a minimális biztonsági tényezőből *($S_{H\lim}$)* és a próbatestektől való eltérést figyelembe vevő módosító tényezőkből lehet meghatározni, azaz

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{H\lim} Z_{NT}}{S_{H\min}} Z_L Z_R Z_V Z_W Z_X ,$$

ahol

$\sigma_{H\lim}$ – a fogfelület érintkezési feszültségből származó kifáradási határa,

$Z_{NT}$ – a terhelés ciklusszámától függő élettartam tényező,

$Z_L$ – a kenőanyagtól függő tényező, általában: 1,

$Z_R$ – az érdességtől függő tényező, általában: 1,

$Z_V$ – a sebességtől függő tényező, általában: 1,

$Z_W$ – az anyagpárosítástól függő tényező, általában: 1,

$Z_X$ – a mérettől függő tényező, általában: 1,

$S_{H\lim}$ – a felületi kifáradás elleni biztonsági tényező, ajánlott értéke: 1–1,3.

Kifejtve az összefüggést

$$Z_H Z_E Z_\varepsilon Z_\beta Z_B \sqrt{\frac{200 M_1}{b d_1^2} \frac{u+1}{u}} \sqrt{K_A K_{H\beta} K_{H\alpha}} \leq \frac{\sigma_{H\lim} Z_{NT}}{S_{H\min}} Z_L Z_R Z_V Z_W Z_X$$

és bevezetve a *($b/d_1$)* vagy a *($b/a_w$)* vagy a *(b/m)* viszonyt, meghatározható a kiskerék minimális osztókörátmérője:

$$\sqrt[3]{\left(\frac{Z_H Z_E Z_\varepsilon Z_\beta Z_B}{Z_L Z_R Z_V Z_W Z_X}\right)^2 \left(\frac{S_{H\min}}{\sigma_{H\lim} Z_{NT}}\right)^2 K_A K_V K_{H\beta} K_{H\alpha} \frac{2000 M_1}{\left(\frac{b}{d_1}\right)} \frac{u+1}{u}} \leq d_1$$

vagy a minimális tengelytávolság:

$$\sqrt[3]{\left(\frac{Z_H Z_E Z_\varepsilon Z_\beta Z_B}{Z_L Z_R Z_V Z_W Z_X}\right)^2 \left(\frac{S_{H\min}}{\sigma_{H\lim} Z_{NT}}\right)^2 K_A K_V K_{H\beta} K_{H\alpha} \frac{2000 M_1}{\left(\frac{b}{a_w}\right)} \frac{(u+1)^3}{4u}} \leq a_w ,$$

vagy a minimális modul, ha rögzített a kiskerék fogszáma:

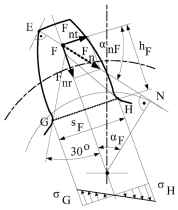
$$\sqrt[3]{\left(\frac{Z_H Z_E Z_\varepsilon Z_\beta Z_B}{Z_L Z_R Z_V Z_W Z_X}\right)^2 \left(\frac{S_{H\min}}{\sigma_{H\lim} Z_{NT}}\right)^2 K_A K_V K_{H\beta} K_{H\alpha} \frac{2000 M_1}{\left(\frac{b}{m}\right) z_1^2} \frac{u+1}{u}} \leq m.$$

A számítási eljárás során számos olyan tényezőt kell felvenni vagy meghatározni, amelyek feltételezik a fogaskerékpár pontos geometriáját, működési feltételeit. Előtervezésnél a tényezőket közelítéssel előre felvesszük, majd a pontos adatok ismeretében a fogaskerékpár ellenőrzését elvégezzük; általában a modult és a tengelytávolságot szokás ellenőrizni.

# A fogaskerékpár terhelhetőségének meghatározása fogtőkifáradásra, a modul számítása

A fogaskerékpár szükséges modulját a fogakat terhelő erők okozta igénybevétel határozza meg. A fogaskerék fogát a normál fogerő terheli, ami a kapcsolódás során a működő fogprofil különböző pontjaiban hat. Ez a terhelés az egyes fogkeresztmetszetekben különböző feszültségeket eredményez (585. ábra). A fogkontúron ébredő feszültségek maximuma a szimmetriával 30°-os szöget bezáró fogtőgörbe-érintő érintési pontjában van. A normál fogerő hatására a fogtőben az $F_{nt}$ erőkomponens összetevő hajlítófeszültséget (a G pontban húzott, H pontban nyomott), valamint nyírófeszültséget eredményez, az $F_{nr}$ erőkomponens pedig a teljes keresztmetszetben nyomófeszültséget ébreszt.

## 585. ábra - A fogtőhajlítás terhelési és igénybevételi modellje




A számítási modellek általában (pl. DIN 3990) a tiszta hajlítást veszik alapul, és a fogat csak arra méretezik.

A fogtőben ébredő hajlítófeszültség (G pont) felírható a korábbi összefüggés felhasználásával a hajlítónyomaték *($M_{hj}$)* és a veszélyes keresztmetszet keresztmetszeti tényezőjével *(K)*:

$$\sigma_h = \frac{M_{hj}}{K} = \frac{F_{nt} h_F}{\frac{s_F^2 b}{6}} = 6\frac{F_{nt}\cos\alpha_{nF} h_F}{s_F^2 b} = \frac{F_d}{bm} 6 \frac{\left(\frac{h_F}{m}\right)}{\left(\frac{s_F}{m}\right)^2} \frac{\cos\alpha_{nF}}{\cos\alpha_w} = \frac{F_d}{bm} Y_{Fa},$$

ahol

$b$ – a vizsgált kerék fogszélessége,

$h_F$ – az $F_{nt}$ erőkomponens távolsága a G ponttól,

$F_{nt}$ – normál fogerő és az erőkomponens által bezárt szög,

$$Y_{Fa} = 6\frac{\left(\frac{h_F}{m}\right)}{\left(\frac{s_F}{m}\right)^2}\frac{\cos\alpha_F}{\cos\alpha_w}$$ – a fogalaktényező.

A fogtőben ébredő feszültséget általában a kisebb méretű kerékre határozzák meg, de jelentősen eltérő anyagminőségek esetén mindkét kerékre ki kell számítani.

Az így meghatározott névleges feszültséget a valós kapcsolódási feltételeknek megfelelően módosítani kell. Az alábbi módosító hatásokat kell figyelembe venni:

- A fogtőgörbület feszültséggyűjtő hatását a feszültségkoncentrációs tényezővel *($Y_{Sa}$)* vesszük figyelembe.
- Az $\varepsilon_\alpha$ kapcsolószám $\varepsilon_\alpha >$ hatását az $Y_\alpha$ kapcsolószám-tényezővel veszi figyelembe.
- Az osztóhengeri foghajlásszög *(β)* hatását az *($Y_\beta$ )* fogferdeségi tényező fejezi ki (egyenes fogazatnál: $Y_\beta = 1$).

A módosított névleges fogtő feszültség így

$$\sigma_{F0} = \frac{F_d}{bm} Y_{Fa} Y_{Sa} Y_\varepsilon Y_\beta.$$

A módosított névleges fogtőfeszültség számításában a terhelést állandónak tételeztük fel. Üzemi körülmények között ezt a feszültséget még számos tényező befolyásolja. A beépítés, az üzemeltetés, a pontosság és a gyártás hatását további módosító tényezőkkel vesszük figyelembe, így

- az üzemeltetés körülményeit (hajtó és hajtott gép jellegére utal) a üzemtényezővel ($K_A$ =1–2,25),
- a pontosságot, a járás egyenetlenségét, a belső dinamikus hatásokat a dinamikus tényezővel,
- a fogszélesség menti nem egyenletes terheléseloszlást, amely a fogirányhiba, a tengelypárhuzamossági hiba, a fog deformációja miatt terheléscsúcsot jelent a $K_{FA}$ szélesség menti terhelés eloszlási tényezővel,
- a fogpárok közötti terheléseloszlást a homlokterhelés-eloszlás tényezővel vesszük figyelembe.

Tehát a maximális fogtő-feszültség

$$\sigma_F = \sigma_{F0} K_A K_v K_{F\beta} K_{F\alpha} = \frac{F_d}{bm} Y_{Fa} Y_{Sa} Y_\varepsilon Y_\beta K_A K_v K_{F\beta} K_{F\alpha}.$$

A fogaskerék fogtőkifáradás szempontjából biztonságosnak tekinthető, ha a maximális fogtőfeszültség és a fogaskerék anyagára jellemező kifáradási határból számítható megengedett feszültségre fennáll, hogy $\sigma_F \leq \sigma_{F\alpha}$.

A megengedett fogtőfeszültséget a próbapálcán, névleges hajlítófeszültségen meghatározott kifáradási határból *($\sigma_{F\lim}$)*, a minimális biztonsági tényezőből *($F_{F\lim}$)* és a próbapálcától való eltérést figyelembe vevő módosító tényezőkből lehet meghatározni, azaz

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{F\lim} Y_{ST} Y_{NT}}{S_{F\min}} Y_{\delta relT} Y_{RrelT} Y_X,$$

ahol

$\sigma_{F\lim}$ – a névleges hajlítófeszültség kifáradási határa,

$Y_{NT}$ – az élettartam tényező,

$Y_{ST}$ – a fogtőben a fogtőfeszültség koncentrációs tényező,

$S_{F\min}$ – a fogtő kifáradásra megengedett legkisebb biztonsági tényező (cserélhető kerekeknél $S_{F\min}$ =1,6–1,7, általános esetben $S_{F\min}$ = 2,0),

$Y_{\delta relT}$ – relatív feszültségcsúcs-tényező (egyszerűsített számításoknál $Y_{\delta relT}$ =1),

$Y_{RrelT}$ – relatív érdességi tényező (egyszerűsített számításoknál = 1),

$Y_X$ – mérettényező (általában $Y_X$ = 1).

Behelyettesítések után:

$$\frac{F_d}{bm} Y_{Fa} Y_{Sa} Y_\varepsilon Y_\beta K_A K_v K_{F\beta} K_{F\alpha} \leq \frac{\sigma_{F\lim} Y_{ST} Y_{NT}}{S_{F\min}} Y_{\delta relT} Y_{RrelT} Y_X,$$

ahonnan a fogaskerék szélessége *(b)* ismeretében a minimálisan szükséges modul *(m)* meghatározható

$$m \geq \frac{F_{t1}}{b} \frac{Y_{Fa} Y_{Sa} Y_\varepsilon Y_\beta}{Y_{\delta relT} Y_{RrelT} Y_X} \frac{S_{F\min}}{\sigma_{F\lim} Y_{ST} Y_{NT}} K_A K_v K_{F\beta} K_{F\alpha} \ [\text{mm}].$$

A fenti összefüggés alkalmas arra is, hogy ellenőrző számításokat el lehessen végezni

- a tényleges biztonsági tényezőre: $S_F \le m \frac{b}{F_{t1}} \frac{Y_{SrelT} Y_{RrelT} Y_X}{Y_{Fa} Y_{Sa} Y_\varepsilon Y_\beta} \frac{\sigma_{F\lim} Y_{ST} Y_{NT}}{K_A K_{V} K_{F\beta} K_{F\alpha}}$,
- a szükséges fogtő kifáradási határra: $\sigma_{F\lim} \ge \frac{F_{t1}}{b} \frac{Y_{Fa} Y_{Sa} Y_\varepsilon Y_\beta}{Y_{SrelT} Y_{RrelT} Y_X} \frac{S_{F\min}}{m Y_{ST} Y_{NT}} K_A K_{V} K_{F\beta} K_{F\alpha}$ [MPa],
- a szükséges fogszélességre: $b \ge \frac{F_{t1}}{\sigma_{F\lim}} \frac{Y_{Fa} Y_{Sa} Y_\varepsilon Y_\beta}{Y_{SrelT} Y_{RrelT} Y_X} \frac{S_{F\min}}{m Y_{ST} Y_{NT}} K_A K_{V} K_{F\beta} K_{F\alpha}$ [mm].

## Ellenőrzés berágódásra

A berágódás – mint említettük – nem az anyag kifáradása, hanem a fogfelületek durva kopása a relatív csúszás, a nagy terhelés és az elégtelen kenés hatására. A fogfelületek kapcsolódás közbeni helyi hőmérséklete a fogaskeréktest $t_M$ hőmérsékletéből és a kapcsolódás helyén létrejövő pillanatnyi hőmérséklet-emelkedésből, a hőfokvillámból $(t_{fla})$ adódik össze.

A berágódás akkor következik be, amikor a $t_{\ddot{o}} = t_{fla} + t_M$ hőmérséklet meghaladja a kenőanyagra jellemző ún. berágódási hőmérsékletet, amely $t_S = x_w t_{krit}$ ($t_{krit}$ = a kenőanyag kritikus hőmérséklete, $x_w$ = anyagszerkezeti tényező). A berágódás elleni biztonság vizsgálatához a fogaskerékpár teljes ismerete szükséges, ezért nem a méretezés, hanem az ellenőrzés feladatköréhez tartozik.

A villám hőmérséklet (H. Blok kísérleteire támaszkodva) közelítőleg az alábbi összefügéssel határozható meg:

$$t_{vh} = \mu \frac{F_n}{b} 0{,}5 \frac{\left|\sqrt{v_{t2}} - \sqrt{v_{t1}}\right|}{\sqrt{w}}, \quad w = 1{,}52 \sqrt{\frac{F_n}{b} \frac{\rho_{red}}{E_m}},$$

ahol

$\mu$ – a súrlódási tényező,

$F_n/b$ – a vonalnyomás [N/m],

$v_{t1}$ és $v_{t2}$ – tangenciális sebesség összetevők [m/s],

$w$ – a Hertz-féle érintkezési sávszélesség fele [m],

$\rho_{red}$ – a redukált görbületi sugár [m] a vizsgált kapcsolódási pontban,

$E_m$ – az anyagpár közepes rugalmassági modulusa [N/mm$^2$].

Az ellenőrzés alapja az alábbi feltétel teljesedése: max $(t_{fla}) \le t_{fla\ meg}$.

A $t_{fla\ meg}$ a fogaskerekek anyagától és a kenőolajtól függ, így edzett kerekekre: 200–250 °C, natúr kerekekre: 60–150 °C.

A kenőolajat a kialakuló hőmérsékletviszonyok alapján, továbbá a szakirodalom igénybevételével ajánlott felvenni.

# Láncchajtások

A láncchajtás a szíj-, a kötél- és az ékszíjhajtással a burkolóhajtások csoportjába tartozik. Tulajdonságaival, helyigényével, teljesítménytartományával, karbantartás-szükségletével a fogaskerekes hajtás és a szíjhajtás között helyezkedik el.

A láncchajtás kis és nagy tengelytávolságoknál egyaránt jól használható, nyugodt járást és állandó áttételt biztosít. Nagy tengelytávnál a láncchajtás olcsóbb a fogaskerekes hajtáshoz viszonyítva, mivel a hajtó és a hajtott tagon túl nincs szükség további tengelyekre, fogaskerekekre és csapágyakra. A

lánchajtás rugalmassága miatt a lökésszerű igénybevételt jobban elviseli, mint a fogaskerekes hajtás (a fogaskerekes hajtásokba ilyenkor rugalmas tengelykapcsolót célszerű beépíteni).

A lánchajtás hatásfoka ($\eta$ = 0,97…0,99) rendszerint nagyobb, mint a fogaskerekes hajtás ($\eta$ = 0,93…0,99) és a szíjhajtás hatásfoka ($\eta$ = 0,93…0,97).

Szíjhajtásnál a tengelyek közötti kapcsolatot a szíj előfeszítésével lehet létrehozni, vagyis a csapágyakat nemcsak az üzemi terhelés, hanem az előfeszítő erő is terheli. Lánchajtás esetén a csapágyak kiválasztásánál gyakorlatilag csak az üzemi terhelést kell alapul venni.

A lánchajtás helyszükséglete kis fordulatszámon a fogaskerekes hajtásokéhoz hasonló, és kisebb, mint a szíjhajtásé. Közepes sebességtartományban a lánchajtás a szíjhajtás helyszükségletének 1/3-át, 1/4-ét teszi ki.

A lánchajtás több karbantartást igényel, mint a szíjhajtás, de kevesebbet, mint a fogaskerekes hajtás. A lánchajtás általában érzéketlenebb a szennyeződésekkel szemben, mint a szíj- vagy fogaskerékhajtás.

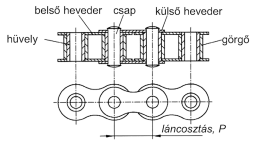
A lánchajtásnál lehetséges egy lánccal több lánckerék hajtása, továbbá a lánckerekek a lánc mindkét oldalával kapcsolódhatnak.

# Az acél csuklólláncok felépítése

Görgős láncok

Az acél csuklólláncok között kopásállóságának köszönhetően a görgős láncnak van a legnagyobb jelentősége és a legsokoldalúbb felhasználási területe. Az 586. ábra a görgős lánc felépítését mutatja.

### 586. ábra - A görgős lánc felépítése




A belső tag része a hüvely, a belső heveder és a görgő. A külső tag része a csap és a külső heveder. A csap és a hüvely érintkező felületei siklócsapágyként működnek. A hüvely a belső hevederbe, a csapszeg a külső hevederbe van sajtolva. A csap és a külső heveder összeköttetését szegecselés biztosítja.

A csapágyhézag a csap és a hüvely, valamint a hüvely és a görgő, továbbá a tengelyirányú játék a belső és külső heveder között a felhasználási területhez igazodik, és a kívánt mértékben biztosítja a lánc hajlékonyságát.

A görgők legördülnek a fogfelületen, ezért a lánc és a lánckerék kopása csekély. A terhelés pontos gyártás esetén egyenletesen oszlik el a kapcsolódó fogakon. A görgő és a hüvely, valamint a hüvely és a csap közötti kenőanyagnak zajcsökkentő hatása van.

Többsoros görgős láncok

A többsoros görgős láncok nagy fordulatszámon nagy teljesítmény visznek át és helytakarékosak. Gyakran használnak egysoros görgős lánc helyett kisebb láncosztású, kisebb elemekből álló többsoros görgős láncot, ezáltal optimális lánckerékfogszám választható, a láncsebességet alacsony szinten lehet tartani, ezáltal a zaj is csökkenthető.

A többsoros görgős láncok olyan, egymás mellé helyezett egysoros láncok, amelyeket átmenőcsap köt össze. A felépítés egyébként az egysoros görgős láncéhoz hasonló. Többsoros görgős láncoknál a gyártás pontosságával biztosítható a láncsorok közötti egyenletes terheléseloszlás.

Nyújtott osztású görgős láncok

A nyújtott osztású görgős láncnál a csapszeg, a hüvely, a görgő és a belső szélességi méretek az egysoros görgős láncokéval azonosak, a hevederek viszont dupla osztásúak. A nyújtott osztású görgős láncnak ugyanolyan a szakítószilárdsága és csuklófelülete, mint a megfelelő normál osztású görgős láncnak. A nyújtott osztású láncok a normál osztásúhoz viszonyítva könnyebbek, és az előállításuk is gazdaságosabb.

A nyújtott osztású görgős láncok fő felhasználási területe a szállítóberendezések és a nagy tengelytávú készülékek. Az alacsony tagszám miatt ezek a láncok kevésbé rugalmasak, és így az akadó csúszásra kevésbé érzékenyek, ami egyenletes járást eredményez. A nagy láncosztás vezető görgők beépítését teszi lehetővé, ami tovább csökkenti az akadó csúszás veszélyét.

Görgős láncok mezőgazdasági gépekben

A görgős láncok széles határok között változó terhelésű mezőgazdasági és építőipari gépekhez, elevátorokhoz és hasonló berendezésekhez is jól használható. A gyártási tűrések nagyobbak az eddig vizsgált görgős láncokéhoz viszonyítva. A nagy sugár- és tengelyirányú játék, valamint a szintergörgők alkalmazása miatt erős szennyeződés és nagy nedvesség esetén is kevés karbantartást igényelnek.

Hüvelyes láncok

A hüvelyes láncban nincsenek görgők. A lánc és a lánckerék kapcsolódása során a hüvely csúszik a fogfelületen, ezért gyorsabban kopik és zajosabb a görgős láncoknál.

Emelőláncok

Az emelőláncok az eddig tárgyalt láncoktól nemcsak felépítésükben, hanem feladatukban is eltérnek. Csak hevederekből és csapokból állnak. A külső hevederek és a csapok illesztése szilárd, a csuklómozgást a közbenső hevederek és a csapok laza illesztése teszi lehetővé. A csapok szegecseltek.

Az emelőláncokat különböző hevederkombinációkkal gyártják. Az emelőláncok teherláncok, erőátvitelre és erő-irányváltoztatásra szolgálnak. Az emelőláncok a szemes láncokkal összehasonlítva kopásállóbbak. Az emelőláncok vezetőkeréken haladnak, és emelőláncként, ellensúlyláncként, feszítőláncként, stb. használják.

Patentszemek, lánctagok

Az összekötő elemek a láncsorok összekötésére szolgálnak. A szerkezeti kialakításuk és méreteik a láncok szabványaiban megtalálható.

# Görgős lánchajtás méretezése

Az osztás meghatározása

A lánchajtás méreteinek meghatározása az osztás meghatározásával kezdődik. A láncosztás maximális értékét tapasztalati összefüggés alapján számítjuk:

$$p_{max} = 25{,}4 \sqrt[3]{\left(\frac{n_1}{900/\mathrm{min}}\right)^2}\ [\mathrm{mm}]\ .$$

A láncosztás maximuma ismeretében katalógusból olyan, kisebb osztású láncot választunk, amelynél a lánc biztonsági tényezője az előírt határok közé esik.

A lánckerék fogszáma

A lánckerekek fogszámának kiválasztásakor a következő szempontokat vesszük figyelembe:

$z < 11$ kinematikai hajtásokban használható

$z = 11–13$ a láncsebesség < 4 m/s

$z$ = 14–16 a láncsebesség < 7m/s

$z$ = 17–25 a kis lánckerék leggyakrabban választott fogszáma

$z$ = 36–76 kivételes esetben a kis lánckerék fogszáma

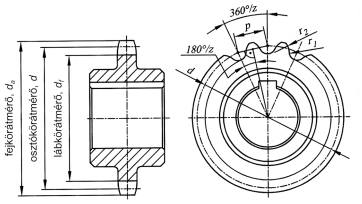
$z$ > 120 szükség esetén a nagy lánckerék fogszáma

A kiskerék $z_1$ fogszáma és az $i$ kinematikai áttétel ismeretében a nagykerék fogszáma (egész számra kerekítve) $z_2 = iz_1$.

Az osztókörátmérőket az 587. ábra alapján számítjuk:

$$d_1 = \frac{p}{\sin\frac{180^\circ}{z_1}}, \text{ és } d_2 = \frac{p}{\sin\frac{180^\circ}{z_2}}$$

## 587. ábra - A lánckerék kialakítása




A kerületi sebesség meghatározása

A kerületi sebesség

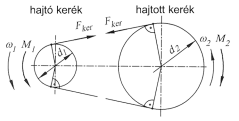
$$v_{ker} = \frac{d_1}{2}\omega_1.$$

A kerületi erő számítása

A kerületi erőt a $P$ teljesítmény ismeretében számítjuk (588. ábra):

$$F_{ker} = \frac{P}{v_{ker}} = \frac{2M_1}{d_1\omega_1} = \frac{2M_2}{d_2\omega_2}.$$

## 588. ábra - A hajtó és a hajtott lánckerékre ható erő és nyomaték




A láncban ébredő maximális húzóerő

A láncban ébredő húzóerő az $F_{ker}$ kerületi erő és a C centrifugális erő összege

$$F_{max} = F_{ker} + C = F_{ker} + \frac{Gv_{ker}^2}{g},$$

ahol

$G$ – az 1 m hosszúságú lánc súlya (folyómétersúlya),

$g$ – a nehézségi gyorsulás.

$v_{ker} \leq 4\ m/s$ esetben a centrifugális erő a kerületi erőhöz viszonyítva elhanyagolható.

$v_{ker} > 4\ m/s$ kerületi sebesség esetén a láncra ható maximális húzóerő számításakor a centrifugális erővel is számolunk.

A biztonsági tényező

A szabványból kiválasztott lánc szakítóterhelése ismeretében a biztonsági tényező:

$$n = \frac{F_{sz}}{F_{max}}.$$

A biztonsági tényező a kerületi sebesség függvénye. Ajánlott értékeit a 44. táblázat tartalmazza.

| Kerületi sebesség, [m/s] | Láncosztás, $p$ [mm] | |
|---|---|---|
| | p <25,4 | p ≥ 25,4 |
| 0–1 | 6–10 | 5–8 |
| 1–4 | 20–30 | 10–15 |
| 4–10 | 30–40 | 15–25 |
| 10–15 | 40–50 | |

44. táblázat. Ajánlott biztonsági tényező

A lánccsap ellenőrzése

A megengedett terhelés a lánc minőségétől, sebességétől, a terhelés és a terhelésingadozás nagyságától, frekvenciájától, a fogszámtól, valamint a kívánt élettartamtól függ. A lánccsapokat felületi nyomásra kell ellenőrizni:

$$p = \frac{F_{max}}{A} \leq p_{meg}$$

A csuklófelületen megengedett nyomás tartós terhelés és jó kenés esetén:

$p_{meg}$ 0–30 N/mm$^2$-ig normális

$p_{meg}$ 30–60 N/mm$^2$-ig nagy

$p_{meg}$ 60–120 N/mm$^2$-ig nagyon nagy (rövid ideig tartó terheléscsúcsok előfordulhatnak)

A csuklófelületen megengedett nyomás rossz kenési viszonyok esetén:

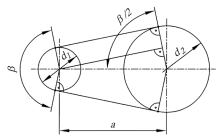
$p_{meg}$ 15 N/mm$^2$ rendszeres kenés esetén

$p_{meg}$ 7 N/mm$^2$ nincs rendszeres kenés és a környezet kissé szennyezett

$p_{meg}$ 4 N/mm$^2$ kenés nélkül szennyezett környezetben

Amennyiben a felületi nyomás nagyobb a megengedettnél, a csuklófelület a nagyobb láncosztással vagy többsoros lánccal növelhető.

## 589. ábra - A lánc hosszának meghatározása



Az tengelytáv és az osztókörátmérő ismeretében a **lánc hossza**

$$L = \frac{d_1}{2}\beta + \frac{d_2}{2}(2\pi - \beta) + 2a\sin\frac{\beta}{2}.$$

A lánctagok száma

$$s = \frac{L}{p}.$$

A lánctagok számát egész számra kell kerekíteni.

A lánckerék

A lánchajtások kifogástalan működését és kedvező üzemi tulajdonságait az acél csuklóslláncokon kívül a lánckerekek kialakítása és gyártása is befolyásolja. A lánckerekek kialakítása befolyásolja:

- a kinematikai áttétel állandóságát és pontosságát,
- a járás egyenletességét,
- a lengésekkel szembeni érzékenységet,
- a zajt,
- az élettartamot,
- a külső hatásokkal (pl. a szennyezőkkel és az idegen testekkel) szembeni érzékenységet,
- a hatásfokot.

A lánckeréktest a homlokkerekes hajtások fogaskeréktestéhez hasonló. A lánckerék koszorú terhelése a fogaskerékéhez viszonyítva a nagy körülkarolási szög (β=100°–250°) miatt jobban megoszlik, így a kapcsolódó fogra jutó terhelés a fogaskerekekénél lényegesen kisebb, ezért azonos forgatónyomatéknál a lánckerekek tömege is kisebb. A lánckerekek kialakítását a lánc fajtája, a fogszám és az átviendő forgatónyomaték határozza meg.

A lánchajtás üzemi tulajdonságait jelentősen befolyásolja a $d_f$ lábkörátmérő, az $r_1$ görgőágysugár, a fogárok játéka és az $r_2$ fogoldalsugár. A lábkörátmérő negatív, a láncosztás pozitív tűréssel készül. A lábkörátmérő és a láncosztás tűrésének célszerű kiválasztásával megakadályozható a lánc fogazatba szorulása.

Az $r_1$ görgőágy sugár legalább 0,505 $d_1$ ($d_1$ a görgőátmérő), így a fog és az árok között játék van, amely a lánc gyártási tűréseit és az egyenetlen kopás okozta osztáskülönbséget kompenzálja. A fogfelületet úgy kell kialakítani, hogy a láncnak zavartalan futást, optimális erőátvitelt, a görgőknek pedig kedvező legördülést biztosítson. A fogoldalsugár a láncnak a fogra való zavartalan fel- és lefutását teszi lehetővé.

Fogazat, méretek

A lánckerekek fogazatának biztosítani kell az alakzárást, lehetővé kell tenni a lánc nyúlását (a megengedhető mértékig) és biztosítani kell a lánc legördülését.

A lánckerék anyaga

A lánckerekek 30 fogszámig és 7 m/s láncsebességig legalább 500 MPa szakítószilárdságú ötvözetlen acélból készülnek. Nagyobb láncsebességnél a lánckerekeket hőkezelni kell. Nemesíthető acéloknál a fogak nemesítése vagy láng- illetve indukciós edzése, betétedzésű acéloknál betétedzés ajánlott.

Nagyobb fogszámú (30) lánckerekeknél, normál igénybevétel esetén elegendő a legalább 200 MPa szakítószilárdságú szürkeöntvény. Nagyobb láncsebességnél legalább 500 MPa szakítószilárdságú acélöntvény vagy hegesztett acél konstrukció szükséges. Különleges üzemi feltételek esetén korrózió- és saválló acélból vagy műanyagból készülnek a lánckerekek.

# Metsződő tengelyű fogaskerékhajtások

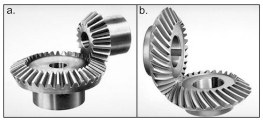
A kúpfogaskerekek olyan, fogazott gépelemek, amelyek fogai kúpfelületen helyezkednek el.

A kúpkerekek tervezése sokkal bonyolultabb feladat, mint a hengeres fogaskerekeké. Ha eltekintünk a pontosságban, illetve a gazdaságosságban megmutatkozó különbözőségektől, a hengeres fogaskerekek evolvens profilja többféle gyártási eljárással is kialakítható, és valamennyi megfelelő evolvens profilú működő fogfelületet állít elő. A kúpkerekek esete sokkal bonyolultabb. Gyakorlatilag elképzelhetetlen, hogy a különféle gyártási eljárásokkal készült kúpkerekek párosíthatók legyenek. Míg a hengeres kerekek síkban tárgyalhatók, a kúpkerekek térbeli vizsgálatot igényelnek.

Kúpfogaskerekekkel metsződő tengelyű és kitérő tengelyű fogaskerékhajtás valósítható meg. Metsződő tengelyű kúpkerékpárokra mutat példákat az 590. ábra, ahol egyenes (a) és ívelt (b) fogazatú hajtópár látható.

A kitérő tengelyű kúpkerékpárokból álló hajtásokkal a következő fejezet foglalkozik.

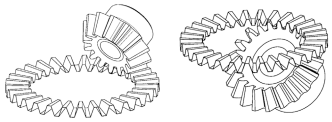
### 590. ábra - Metsződő tengelyű kúpkerékpárok




## A képzelt síkkerék

A kúpkerekek részletesebb vizsgálata előtt ismerkedjünk meg a **képzelt síkkerék** fogalmával. Ez olyan, elképzelt, hártya vékonyságú fogfelülettel rendelkező (anyagtalan) kerék, amelynek egyik fogoldala a kúpkerékpár egyik kerekével, másik fogoldala a kúpkerékpár másik kerekével hibátlanul kapcsolódik (591. ábra). Ha a kapcsolódó kúpkerekek közé vékony ezüstpapír lemezt helyezünk, megforgatva a hajtást, könnyen előállítható a síkkerék profil.

### 591. ábra - A képzelt síkkerék kapcsolódása a hajtás elemeivel

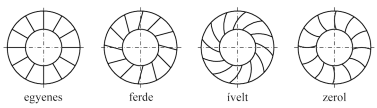


A képzelt síkkerék a kúpkerekek származtatásában olyan szerepet tölt be, mint a hengeres fogaskerekek esetén az alapprofil. A kúpkerekek gyártására kidolgozott módszerek jelentős része a képzelt síkkerék elvén működik. Ennek az a lényege, hogy a képzelt síkkerék fogait a fogazószerszámok forgácsolóélei által súrolt felületekkel valósítják meg, és a kapcsolódó kúpkerekeket a síkkerék ellentétes fogoldalaival mint közvetítő származtatófelülettel állítják elő.

Kúpkeréktípusok

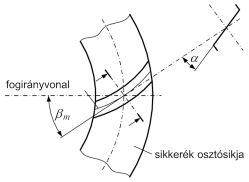
A kúpkerekeket aszerint csoportosítják, hogy a fogak alakja, illetve magassága hogyan változik a foghossz mentén. A fogak foghossz menti alakját a síkkerék osztósíkján értelmezett fogirányvonal jellemzi. A fogirányvonal alakja szerint egyenes, ferde és ívelt fogú kúpkerekeket különböztetünk meg (592. ábra). A zerol fogazat az ívelt fogú kúpkerék olyan különleges esete, amelynél az osztósíkban, a közepes síkkeréksugáron a foghajlásszög zérus.

### 592. ábra - A kúpkerekek típusai a fogirányvonal alakja szerint




Az ívelt fogazatok fogirányvonala körív, evolvens és epiciklois lehet. Az 593. ábrán a síkkerék osztósíkja és fogirányvonala, valamint a $\beta_m$ középső foghajlásszög és az $\alpha$ profilszög látható.

### 593. ábra - A foghajlásszög és a profilszög értelmezése

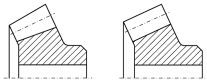



Az ívelt fogú kúpkerekek **foghajlásszögét** úgy választják meg, hogy az axiális kapcsolószám (az ún. átfedés) $\varepsilon_\beta \approx 2$, nagy sebességű hajtásoknál, illetve ahol az egyenletes járás fokozott követelmény, $\varepsilon_\beta > 2$ legyen. (Ugyanekkor, mint tudjuk, egyenes külső homlokfogazású evolvens kerék kapcsolódásakor a kapcsolószám mindig kisebb kettőnél.)

A **profilszög** a kúpkerekek esetében azonos a **kapcsolószöggel,** ugyanis a kúpkerekeknél nincs különösebb előnye az általános fogazatnak, és így jellemző módon kompenzált fogazattal készülnek. A kapcsolószög általában $\alpha = 20°$. Ez az érték egyenes fogú kúpkerekeknél $z_1 \geq 14$, ívelt fogú kúpkerekeknél $z_1 \geq 12$ kiskerékfogszám esetén alkalmazható, de ezeknél kisebb fogszámoknál a profilszöget növelni kell az alámetszés elkerülése érdekében. Egyenes fogú kúpkerekek esetén $\alpha = 25°$ profilszöggel $z_{1min} = 12$ lehet.

A kúpkerekek fogmagassága a foghossz mentén állandó vagy változó lehet (594. ábra). Az egyenes, a ferde fogú és a körív fogirányvonalú ívelt fogú kúpkerekek változó fogmagassággal, az evolvens és a ciklois fogirányvonalú ívelt fogazatok állandó fogmagassággal készülnek.

### 594. ábra - Változó és állandó fogmagasságú kúpkerekek



Az állandó fogmagasságú kúpkerekeknél a kedvező kapcsolódási viszonyok kialakítása egyszerűbb, mint a változó fogmagasságúak esetében, ugyanakkor a belső fogvégen alámetszésre és fogkihegyesedésre egyaránt érzékenyebbek.

## Működési jellemzők

A kúpkerekek néhány jellemző műszaki adatát a 45. táblázat foglalja össze.

| Kúpkerék típusa | Áttétel | Maximális teljesítmény [kW] | Hatásfok [%] | Maximális kerületi sebesség [m/s] |
|---|---|---|---|---|
| Egyenes fogú | 0,2–10 | 350 | 97–99,5 | 5 |
| Ívelt fogú | 0,2–10 | 3500 | 97–99,5 | 40 |
| Zerol fogazat | 0,2–10 | 700 | 97–99,5 | 40 |

45. táblázat. Kúpkerekek működési jellemzői

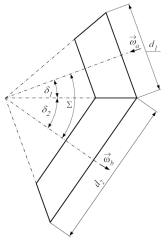
## A kúpkerékhajtás működése

Mindenekelőtt tisztázzuk a gördülőfelület és az osztófelület fogalmát! A gördülőfelületek a hajtás mozgásállapotát jellemző, a tengelyelrendezéstől és a mozgásviszonyoktól függően kialakuló felületek. Az osztófelületek a fogaskerekek azon felületei, amelyekre a fogazat méreteit vonatkoztatjuk. Az osztófelületek célszerűen megválasztott, egyszerű felületek, a kúpkerekek esetén kúpok. Az osztófelületek lehetnek azonosak a gördülőfelületekkel, de el is térhetnek azoktól.

A metsződő tengelyű kúpfogaskerék-hajtás működését az 595. ábra segítségével mutatjuk be. Tekintsük adottnak a hajtás $i$ kinematikai áttételét, valamint a forgástengelyek helyzetét a $\Sigma$ tengelyszöggel. ($\Sigma$ a két tengely által bezárt szög közül mindig a kisebb.) Ha a hajtó tag $\omega_a$, a hajtott $\omega_b$ szögsebességgel forog, a kinematikai áttétel $i = \omega_a / \omega_b$, ami a fogszámokkal is kifejezhető: $i = z_b / z_a$, ahol $z_a$ a hajtó, $z_b$ a hajtott kúpkerék fogszáma. Jelölje $z_1$ a kisebb, $z_2$ a nagyobb kúpkerék

fogszámát. Ekkor a kúpkerékpár fogszámviszonya: $u = z_2 / z_1$. Lassító hajtás esetén az áttétel egyenlő a fogszámviszonnyal: $i = u$, vagyis $z_1$ lesz a hajtó és $z_2$ a hajtott fogaskerék fogszáma. Gyorsító hajtásnál $u = 1 / i$, ekkor a $z_2$ fogszámú kúpkerék lesz a hajtó és a $z_1$ fogszámú a hajtott.

### 595. ábra - A hajtás osztókúpjai



Állandó áttételű kúpkerékpár esetén a gördülőfelületek egyenes körkúpok lesznek. A gördülőkúpok közös alkotó mentén érintik egymást, és ezen egyenes minden pontjában a két kerék érintkező pontjai azonos kerületi sebességgel rendelkeznek. A gördülőkúpok méretét két adat, a tengelyszög és az áttétel határozza meg.

A kúpkerekek osztófelületei ugyancsak kúpok, amelyek megválaszthatók a gördülőkúpokkal megegyező méretűre is. Ez azért is indokolt, mert a kúpkerekeknél nincs különösebb jelentősége az általános fogazatnak, mert általában elemi vagy kompenzált fogazattal készülnek.

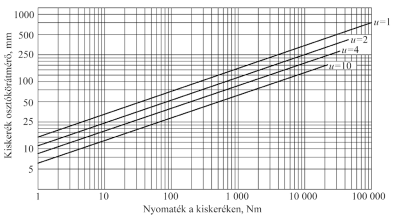
A kerületi sebességek egyenlőségéből meghatározható az osztókúpszögek nagysága. Az 595. ábra jelöléseivel $tg\delta_1 = \sin \Sigma \, (u + \cos \Sigma)$, illetve $\delta_2 = \Sigma - \delta_1$.

Az esetek többségében a tengelyek által bezárt szög 90°, ekkor a kiskerék osztókúpszöge egyszerűbben számítható: $tg\delta_1 = z_1/z_2$, ez pedig nem más, mint a hajtás módosítása (áttétele). Az 595. ábrán $d_1$ és $d_2$ jelöli az osztókörök átmérőit. Kúpkerekeknél az osztókört a külső fogvégen, az osztókúp legnagyobb átmérőjeként értelmezzük.

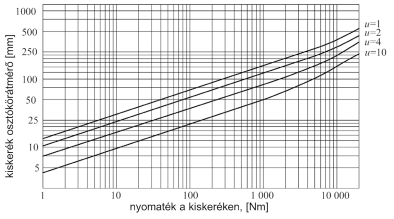
## Előtervezés

A kiskerék osztókörátmérőjének közelítő pontosságú mérete az 596., illetve az 597. ábrán látható diagramok segítségével könnyen meghatározható. Az 596. ábra a kiskerékre ható csavarónyomaték és az $u$ fogszámviszony függvényében a fogfelületi szilárdság, az 597. ábra a fogtőszilárdság szempontjából szükséges osztókörátmérőt adja. Mindkét diagram átlagos anyagminőségű és pontosságú, $\Sigma = 90°$ tengelyszögű ívelt fogú kúpkerekekre vonatkozik.

### 596. ábra - Az osztókörátmérő meghatározása fogfelületi szilárdságra




### 597. ábra - Az osztókörátmérő meghatározása fogtőszilárdságra



A kiskerékre ható nyomatékot $T_1 = P/2\ \pi\ n_1$ összefüggéssel lehet meghatározni, ahol $P$ az átviendő teljesítmény, $n_1$ a kiskerék fordulatszáma.

Tapasztalat szerint az általános ipari alkalmazásokhoz az osztókörátmérőt a fogfelületi szilárdság alapján kell megválasztani. Az 596. diagram 55 HRC felületi keménységű betétedzett acélból készült fogaskerekekre érvényes. Eltérő anyag vagy hőkezelési állapot esetén a diagramból leolvasott értéket a $C_M$ anyagtényezővel meg kell szorozni. Különböző hőkezelési állapotú acélok esetén $C_M$ = 0,85–1,45 értékek között változik. Az anyagtényező pontos értékeit az AGMA 2005 szabvány tartalmazza.

Mivel az 596. diagram ívelt fogú kúpkerekekre érvényes, egyenes fogú kúpkerék esetén a diagramból vett osztókörátmérőt 1,2-del meg kell szorozni.

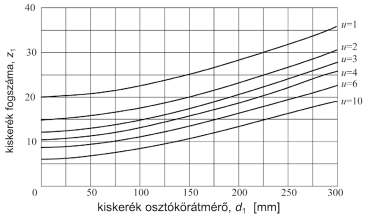
A köszörült ívelt fogú kúpfogaskerekek nagyobb teherbírásúak, ezért az 596. diagramból leolvasott értéket 0,8-del szorozni kell, majd az így kapott adatot a 597. ábra szerint is ellenőrizni kell. A kiskerék átmérője a kapott két átmérő közül a nagyobbik lesz.

Statikusan terhelt fogaskerekek esetén inkább a fogtő teherbírása a mértékadó. Ezeknél a kiskerék osztókörátmérőjét úgy határozzuk meg, hogy az 597. diagramból vett értéket megszorozzuk 0,6-del.

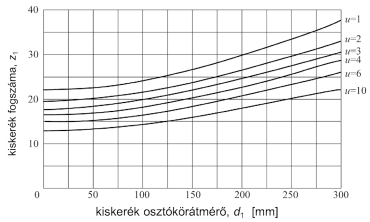
Fogszámválasztás

Az osztókörátmérő rögzítése után a fogaskerekek fogszámait – a Gleason cég ajánlását figyelembe véve – az 598. és az 599. ábra alapján célszerű meghatározni.

## 598. ábra - Ívelt fogú kúpkerekek ajánlott fogszáma




## 599. ábra - Egyenes fogú kúpkerekek ajánlott fogszáma




A nagyobbik kerék fogszáma az áttételből számítható. Lassító hajtás esetén: $z_2 = i\ z_1$, gyorsítónál $z_2 = z_1 / i$. Természetesen mindkét fogszám csak egész szám lehet.

Az egyenes fogú kúpkerekek minimális fogszáma 12. Ívelt fogú kúpkerekeknél az ívelt fogból adódó nagyobb kapcsolószám miatt kisebb fogszám is lehetséges.

A modul meghatározása

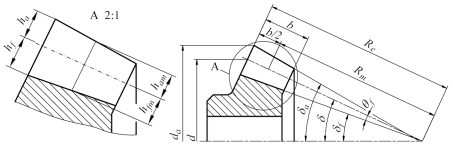
A kiskerék osztókörátmérője és fogszáma ismeretében meghatározható a homlokmodul a külső fogvégen: $m_t = d_1 / z_1$.

A kúpkerekek moduljára nézve nincsenek különösebb kötöttségek. Mivel a fogazószerszámok nincsenek szabványosítva, a modulértékeket sem kell szabványosra választani.

A keréktest és a fogazat geometriája

A kúpfogaskerekek geometriai jellemzőit a 600. ábra mutatja be. A geometriai összefüggéseket – a Gleason tervezési módszerét követve – az 46. táblázatban foglaljuk össze. A számítási séma felépítésénél ismertnek tekintjük a $\Sigma$ tengelyszöget, az $\alpha$ kapcsolószöget, a $\beta_m$ foghajlásszöget, valamint az előzetes tervezésből a két fogaskerék fogszámát $(z_1, z_2)$ és az $m_t$ homlokmodult a külső fogvégen.

### 600. ábra - A fogazat méretei




| Geometriai jellemző | Kiskerék | Nagykerék |
|---|---|---|
| Osztókörátmérő | $d_1 = z_1 m_t$ | $d_2 = z_2 m_t$ |
| Osztókúpszög | $\delta_1 = \arctan\frac{\sin\Sigma}{u+\cos\Sigma}$ | $\delta_2 = \Sigma - \delta_1$ |
| Osztókúphossz | $R_e = d_1 / 2 \sin\delta_1$ | |
| Középső osztókúphossz | $R_m = R_e - b/2$ | |
| Fogmagasság-tényező | $h_w^* = 2$ | |
| Középső működő fogmagasság | $h_{wm} = h_w^* m_t \frac{R_m}{R_e} \cos\beta_m$ | |
| Lábhézagtényező | $c^* = 0{,}125$ | |
| Lábhézag | $c = c^* h_{wm}$ | |
| Középső fogmagasság | $h_m = h_{wm} + c$ | |
| Egyenértékű áttétel | $m_{u0} = \sqrt{\frac{z_2}{z_1}\frac{\cos\delta_1}{\cos\delta_2}}$ | |
| Középső fejmagasság-tényező | $h_{am}^* = 0{,}21 + 0{,}29 / m^3 90$ | $(z_1 \geq z_2)$ |
| Középső osztás | $p_m = \pi m_t R_m / R_e$ | |
| Középső fejmagasság | $ha_{m1} = (1 - h_{am}^*) h_{wm}$ | $h_{am2} = h_{am}^* h_{wm}$ |
| Középső lábmagasság | $h_{fm1} = h_m - h_{am1}$ | $h_{fm2} = h_m - h_{am2}$ |
| Foglábszög | $\vartheta_{f1} = \text{arctg}\ (h_{fm1} / R_m)$ | $\vartheta_{f2} = \text{arctg}\ (h_{fm2} / R_m)$ |
| Fejkúpszög | $\delta_{a1} = \delta_1 + \vartheta_{f2}$ | $\delta_{a2} = \delta_2 + \vartheta_{f1}$ |
| Lábkúpszög | $\delta_{f1} = \delta_1 - \vartheta_{f1}$ | $\delta_{f2} = \delta_2 - \vartheta_{f2}$ |
| Külső fejmagasság | $h_{a1} = h_{am1} + 0{,}5\ b\ \text{tg}\vartheta_{f2}$ | $h_{a2} = h_{am2} + 0{,}5\ b\ \text{tg}\vartheta_{f1}$ |
| Külső lábmagasság | $h_{f1} = h_{fm1} + 0{,}5\ b\ \text{tg}\vartheta_{f1}$ | $h_{f2} = h_{fm2} + 0{,}5\ b\ \text{tg}\vartheta_{f2}$ |
| Külső közös fogmagasság | $h_w = h_{a1} + h_{a2}$ | |
| Külső fogmagasság | $h = h_{a1} + h_{f1}$ | |
| Fejkörátmérő | $d_{a1} = d_1 + 2\ h_{a1} \cos\delta_1$ | $d_{a2} = d_2 + 2\ h_{a2} \cos\delta_2$ |

46. táblázat. Geometriai összefüggések

A fogaskerekek fogszélessége

A fogaskerekek fogszélességét a $b = 0{,}3\ R_e$ vagy a $b = 10\ m_t$ összefüggéssel határozzák meg. A kettő közül azzal, amelyik a kisebb értéket adja.

# A fogoldalak terhelése

A foghajlás iránya

A foghajlás iránya jobb vagy bal lehet. Jobb, ha az osztókúp csúcsa felől nézve a fogirányvonal jobbra emelkedik, bal, ha balra.

Ívelt fogú kúpkerekeknél a foghajlás irányát úgy célszerű megválasztani, hogy a fogaskerekeket a kapcsolódás megszüntetésére késztesse. Ezzel megelőzhető, hogy a fogaskerekek lehetséges axiális elmozdulása esetén az egyik kerék magára húzza a másikat, ezáltal megszűnjön a foghézag és a fogak beékelődjenek. A foghajlás iránya akkor kedvező, ha az axiális erő a fogaskerekeket egymástól eltávolítani igyekszik, vagyis az osztókúpok csúcspontja felől a kúpkerekek felé mutat.

A forgásirány

A kúpkerekek forgásiránya jobb, ha az osztókúp csúcsa felől szemlélve, a fogaskerék az óramutató járásával megegyező irányba forog. Ellenkező esetben a forgásirány bal.

A különböző foghajlásirányú és forgásirányú kúpkerekek terhelt fogoldalait az 47. táblázat foglalja össze.

| Foghajlás iránya | Forgásirány | Terhelt fogoldal | |
|---|---|---|---|
| | | hajtó fogaskerék | hajtott fogaskerék |
| Bal | bal | homorú | domború |
| | jobb | domború | homorú |
| Jobb | bal | domború | homorú |
| | jobb | homorú | domború |

47. táblázat. Kúpkerekek terhelési esetei

A fogoldalakat terhelő normális erő kerületi erőre, sugár irányú (radiális) erőre és tengely irányú (axiális) erőre bontható fel. A kerületi erő a hajtónyomatékból számítható:

$$F_t = T_1 / (R_m \sin \delta_1).$$

Az axiális, illetve a radiális erő meghatározására a következő, általános érvényű összefüggések szolgálnak:

$$F_z = F_t (tg\ \alpha_t \sin \delta_{1,2} \pm tg\ \beta_m \cos \delta_{1,2}),$$

$$F_r = F_t (tg\ \alpha_t \cos \delta_{1,2} \mp tg\ \beta_m \sin \delta_{1,2}),$$

ahol

$\alpha_t$ = a homlok-kapcsolószög,

tg $\alpha_t$ = tg $\alpha$ / cos $\beta_m$.

A képletekben a felső előjel akkor érvényes, ha a homorú fogoldal viseli a terhelést, az alsó előjel a domború fogoldalra vonatkozik. Az osztókúpszögeknél aszerint kell $d_1$-et vagy $d_2$-t behelyettesíteni, hogy melyik fogaskerékre ható erőt számoljuk.

Kúpkerekek szilárdsági ellenőrzése

A kúpkerekek igényes tervezése megkívánja a részletes szilárdsági ellenőrző számításokat. Erre a célra a DIN 3991 német vagy az AGMA 2003 amerikai szabvány előírásait célszerű alkalmazni. Mindkét szabvány lehetővé teszi a fogfelület és a fogtő szilárdsági vizsgálatát. Ezen számítások részletes bemutatását e tankönyv terjedelmi korlátai nem teszik lehetővé.

# Kitérő tengelyű fogaskerékpárok

**Kitérő tengelyek** között a **forgó mozgás** és a **teljesítmény** átvitele **hengeres kerékpárral, kúpkerékpárral** és **csiga–csigakerék párral** történhet. Ebben a fejezetben az első két hajtástípussal foglalkozunk, a csigahajtásokat a következő fejezet tárgyalja.

Működési jellemzők

A **kitérő tengelyű hajtások** néhány jellemző **műszaki adatát** az 48. táblázat foglalja össze.

| Hajtás típusa | Maximális áttétel | Maximális teljesítmény [kW] | Hatásfok [%] | Maximális kerületi sebesség [m/s] |
|---|---|---|---|---|
| Csavarkerékpár | 100 | 75 | 50–95 | 20 |
| Hipoid kerékpár | 10 | 700 | 85–95 | 40 |

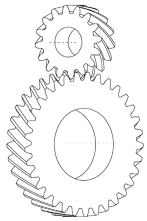
48. táblázat. Kitérő tengelyű fogaskerékpárok működési jellemzői

Csavarkerékpár

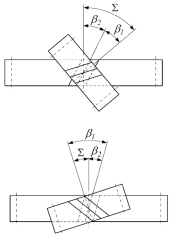
Két, kitérő tengelyű, forgó mozgást végző fogaskerék viszonylagos mozgása csavarmozgás, amit a tengelyekhez képest kitérő, azok normáltranszverzálisát metsző egyenes, az ún. csavartengely mentén végeznek. A csavarkerékpár erről a mozgásról kapta a nevét.

A csavarkerékpár hengeres fogaskerekekből áll (601. ábra).

## 601. ábra - Csavarkerékpár



## 602. ábra - A tengelyszög és a foghajlásszögek kapcsolata




Ismert, hogy párhuzamos tengelyek között a hajtást két egyenes fogú vagy két, azonos foghajlásszögű, de ellentétes foghajlásirányú, ferde fogú hengeres fogaskerékkel lehet megvalósítani. Minden ezektől eltérő megoldás kitérő tengelyű hajtást eredményez. Összefoglalva: a csavarkerékpárok az alábbi feltételek egyikének teljesítésével valósíthatók meg:

- Egyik kerék egyenes fogú, a másik ferde fogú.
- Mindkét kerék ferde fogú és azonos foghajlásirányú.
- Mindkét kerék ferde fogú, ellentétes foghajlásirányúak, és a foghajlásszögek különbözőek.

A $\Sigma$ tengelyszög – kitérő tengelyek esetén – a két tengely normáltranszverzálisa irányában képzett merőleges vetületen értelmezett kisebbik szög. A foghajlásszögek és a tengelyszög közötti összefüggéseket a 602. ábra alapján lehet meghatározni. Azonos foghajlásirány esetén: $\Sigma = \beta_1 + \beta_2$, ellentétes foghajlásiránynál: $\Sigma = \beta_1 - \beta_2$.

A csavarkerékpárok terhelhetősége messze elmarad a párhuzamos tengelyű hajtásokhoz képest. Ennek az az oka, hogy kitérő tengelyek esetén az evolvens fogfelületek elméletileg pontban érintkeznek, és a terhelés hatására kialakuló érintkezési folt területe olyan kicsi, hogy már viszonylag kis mértékű terhelésből is jelentős felületi nyomás keletkezik.

A csavarkerékpárokra jellemző a foghossz irányú csúszás. Ez a nagy felületi nyomással együtt kopásra hajlamossá teszi a csavarkerékpárokat. A csúszás mértéke alapvetően meghatározza a hajtás hatásfokát is. A csúszásnak – a káros következmények mellett – kedvező hatása is van: a csavarkerékpár üzeme viszonylag zajtalan.

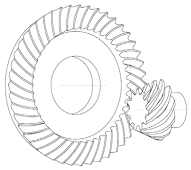
Hipoid kerékpár

A hipoid kerékpár fogaskerekeinek viszonylagos mozgása ugyanúgy csavarmozgás, mint a csavarkerékpár esetében. A csavartengelyt a kerekek forgástengelyei körül megforgatva egyköpenyű forgási hiperboloidokat kapunk. Ezek a hiperboloidok a hajtópár „gördülőfelületei”. Az idézőjel azért indokolt, mert ezek a felületek nem tisztán gördülnek, hanem csúsznak is egymáson. A hipoid elnevezés a gördülőfelületekre, a hiperboloidokra utal.

A hipoid kerékpár ívelt fogú kúpkerekekből álló, kitérő tengelyű fogaskerékhajtás (603. ábra), ennek megfelelően a kúpkerekekre vonatkozóan leírtak részben a hipoid hajtásra is érvényesek. A hipoid

hajtások tervezése lényegesen bonyolultabb a hengeres fogaskerékpárok tervezésénél, ezért ennek részletes bemutatása nem célunk, csupán néhány tervezési irányelvet, ajánlást fogalmazunk meg.

## 603. ábra - Hipoid hajtópár



A kiskerék osztókörátmérőjének előzetes meghatározásához felhasználhatók kúpkerekeknél bemutatott diagramok (596. és 597. ábra). A két leolvasott érték közül a nagyobbat kell kiválasztani, amit $d_i$-vel jelölünk. A hipoid hajtás kiskerekének osztókörátmérőjét a

$$d_1 = d_i - \frac{a}{25u}$$

összefüggéssel határozhatjuk meg, ahol

$a$ = a tengelytáv [mm],

$u$ = a fogszámviszony.

$u = z_2 / z_1$,

ahol

$z_1$ = a kiskerék,

$z_2$ = a nagykerék fogszáma.

A **kiskerék fogszámát** az 598. ábra diagramjából tudjuk meghatározni.

A **kiskerék közepes foghajlásszögének** számítására a következő tapasztalati képlet szolgál:

$$\beta_{m1} = 25 + 5\sqrt{\frac{z_2}{z_1}} + 90\frac{a}{d_2},$$

ahol

$z_1$ és $z_2$ = a fogaskerekek fogszámai,

$a$ = a tengelytáv,

$d_2$ = a nagykerék osztókörátmérője.

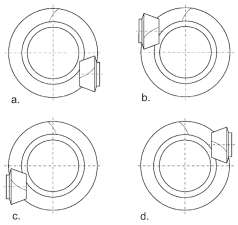
A hipoid hajtás **kapcsolószöge** a két fogoldalon nem azonos. Egy közepes kapcsolószöget szoktak értelmezni, amely kisebb terhelésű hajtásoknál 18° vagy 20°, nagy terhelésnél 22,5°, illetve 25°. Ha a kiskerék fogszáma kevesebb 12-nél, a kapcsolószögnek nagyobbnak kell lennie 20°-nál.

A hipoid hajtás tengelytávja általában tervezési alapadat. A **tengelytáv** értékének rögzítéséhez figyelembe kell venni a jelentős foghossz irányú csúszást, ami a tengelytávot korlátozza. Ajánlott $a \leq d_2/4$, de nagy terhelésű hajtásoknál a tengelytávot célszerű tovább csökkenteni $a \leq d_2/8$-ra.

A kiskerék elhelyezkedhet a nagykerék forgástengelye fölött vagy alatt.

A lehetséges elhelyezési változatokhoz ajánlott foghajlásirányokat a 604. ábrán mutatjuk be. Bal hajlású kiskerék jobb hajlású nagykerékkel kapcsolódik az a és a b ábrán, jobb hajlású kiskerék pedig bal hajlású nagykerékkel kapcsolódik a c és a d ábrán.

### 604. ábra - A kiskerék elhelyezése és a kerekek fogiránya




A hipoid kerékpár legelterjedtebb **alkalmazási területe** a járműipar.

A metsződő tengelyű kúpkerékpárokhoz képest több **előnyös tulajdonsága** is van:

- Ugyanakkora áttételnél a **kiskerék mérete nagyobb** lehet, ami a fogazat és a csapágyak szempontjából is kedvező.
- A kerekek **kétoldali csapágyazása** könnyebben megoldható, kisebbek lesznek a deformációk, csökken a fogvégeken kapcsolódás, az „élfelfekvés” veszélye.
- **Nagyobb kapcsolószám** várható, ami az egyenletes járás és az egy fogra jutó terhelés vonatkozásában is kedvező.
- A foghossz irányú csúszás **zajcsökkentő** hatású.

Kétségtelen hátránya, hogy **rosszabb a hatásfoka,** mint a metsződő tengelyű kúpkerekeké.

# Csigahajtások

A csigahajtások csiga-csigakerék kapcsolattal továbbítják a teljesítményt az esetek többségében $\Sigma$ = 90°-os tengelyszögű kitérő tengelyek között. Általában lassító áttételek megvalósítására használják, amikor a csiga a hajtó elem, és az egy lépcsőben megvalósítandó kinematikai áttétel $6<i<100$ tartományba esik. Kinematikai hajtásoknál, ahol a hatásfok lényegtelen szerepet játszik, a kinematikai áttétel felső határa túlléphető, az alsó határ alatt azonban sem gazdasági, sem gyártási szempontból nem előnyös csigahajtás tervezése. A nagy módosítású csigahajtások csigája $z_1$=1 fogszámmal (egy bekezdéssel) készül, kisebb módosítások megvalósítására pedig több fogszámú csigát alkalmaznak. A csiga fogszámának növelése maximum 4-ig ajánlható. A csiga kerületi sebességét célszerű az osztóhengeren 20 m/s alatt tartani. Készülnek csigahajtások extrém terhelésekre is, de általában ott alkalmaznak csigahajtásokat gazdaságosan, ahol az átvitt teljesítmény 50 kW alatt marad.

Elméleti alapok

Bár a csigahajtások egyértelműen a fogaskerékhajtások közé tartoznak, különleges tulajdonságaik miatt a szakirodalom általában külön fejezetben tárgyalja.

A csiga osztóhengeri csavarvonalának egy körülfordulás alatti tengelyirányú elmozdulását menetemelkedésnek nevezzük és $p_z$-vel jelöljük. A menetemelkedés egy radiánra eső hányada a csavarparaméter:

$$p = \frac{p_z}{2\pi}$$

Értelmezhető még a csiga axiális osztása, a $p_x$, mint az osztóhengeren két egymást követő fog tengelyirányú távolsága; $z_1$=1 fogszámnál (egy bekezdésű csiga) $p_x$ megegyezik a $p_z$ menetemelkedéssel, de általában is igaz: $p_z = z_1 \cdot p_x$.

A kapcsolódás feltétele, hogy a csiga axiális osztása megegyezzen a csigakerék osztóköri osztásával: $p_x = p_2 = m\pi$ , ahol $m$ az axiális modul.

Visszahelyettesítve a csavarparaméter összefüggésébe:

$$p = \frac{p_t}{2\pi} = \frac{z_1 p_x}{2\pi} = \frac{z_1 m \pi}{2\pi},$$

ebből $z_1 m = 2p \neq d_1$

Azaz a csigahajtásoknál, eltérően a többi fogazott hajtástól (kivételt képez még a lánchajtás), a geometriai áttétel nem egyezik meg a fogszámviszonnyal, illetve a kinematikai áttétellel:

$$\frac{d_2}{d_1} \neq u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{z_2 m}{z_1 m} = \frac{d_2}{2p} \left( = i = \frac{\omega_1}{\omega_2} \right).$$

Mivel a fogazatoknál a geometriai méretek fő jellemzőjét, a modult éppen a geometriai méretek kifejezésére vezették be, a csigánál – a többi fogazott elemhez hasonlóan – a csiga osztókörátmérőjének számításához ez nem alkalmazható. Ezért egy új fogalmat vezettek be, az átmérőhányadost:

$$q = \frac{d_1}{m}.$$

Korábban, a modulhoz hasonlóan az átmérőhányadost is szabványosították. Mára azonban már kiderült, hogy ez ésszerűtlen merevséget jelent, ezért ezt megszüntették, sőt gyakran egyedi gyártások esetében már a szabványos modulsorozatot is figyelmen kívül hagyják, ha a gyakorlat úgy kívánja.

Az átmérőhányados bevezetésével a csiga menetemelkedési szöge is egyszerűen felírható:

$$\gamma = arc\ tg \frac{p_t}{d_1 \pi} = arc\ tg \frac{z_1 \pi m}{q m \pi} = arc\ tg \frac{z_1}{q}.$$

A csigakerék osztóhengeri foghajlásszögét a fogaskerekeknél használt foghajlásszöghöz hasonlóan értelmezzük. Így a csigakerék osztóhengeri foghajlásszöge megegyezik a hozzá tartozó csiga menetemelkedési szögével: $\beta = \gamma$.

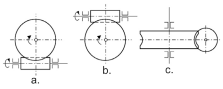
A csigahajtások osztályozása

A csigahajtások fejlődését évszázadokon keresztül a jobb megoldásokra való törekvés motiválta. A kezdeti próbálkozások csak a hengeres csigahajtások területén folytak, de a fordulatszám, a terhelés növekedése szükségessé tette a nagy teherbírású, jó hatásfokú csigahajtások kifejlesztését. A kapcsolószám növelése a globoid elven működő csigahajtásokhoz (globoid azt jelenti, hogy a fogazatot kívülről homorú körív tengelymetszetű gyűrűfelülettel határolt testre visszük fel), a felületi terhelhetőség növelése pedig az ívelt profilú csigahajtások kifejlesztéséhez vezetett. Szerszámgépekben való elterjedésük újabb igényt állított a csigahajtások fejlesztői elé: a hézagmentes kapcsolódást. Ekkor fordult a fejlesztők figyelme a kúpos csigahajtások felé, majd a nagyméretű hajtások kompakttá tétele a belső csigás hajtások ötletét hozta. Újabb és újabb típus kifejlesztésének eredményeként ma a csigahajtások számtalan típusa áll a felhasználók rendelkezésére, felkínálva a gyakran nem is olyan könnyű választás lehetőségét.

A csigahajtások funkciójuk szerint osztályozhatók: megkülönböztetünk kinematikai feladatra és teljesítményátvitelre használható csigahajtásokat. Az előbbieket kis teljesítményt igénylő mozgatáshoz, pozicionáláshoz alkalmazzák. Ha a csigahajtás a rendszerben elfoglalt helye szerint olyan, hogy vele nyomatéknövelést vagy a gép alaptevékenységéhez folyamatos teljesítményátvitelt kell biztosítani, akkor a megfelelő típus kiválasztásához alapvető szempont a terhelhetőség, a jó hatásfok, a kis helyszükséglet, a környezetvédelem és a zajtalan járás.

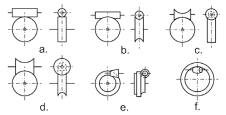
A csigahajtások osztályozásának másik szempontja lehet a csiga és a csigakerék egymáshoz viszonyított elhelyezkedése. E szerint beszélhetünk alsó-, felső- és oldalcsigás hajtásokról (605. ábra).

## 605. ábra - Alsó- (a), felső- (b) és oldalcsigás (c) hajtások




A csigahajtásokat leggyakrabban a csiga és a csigakerék külső palástfelületének alakja alapján osztályozzák (606. ábra).

## 606. ábra - Csigahajtások osztályozása az elemek külső palástfelületének alakja szerint



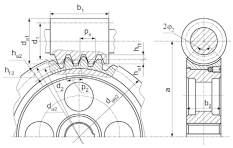

Eszerint létezik henger-henger (a), henger-globoid (b), globoid-henger (c), globoid-globoid (d), kúp-globoid (e) és hordó-körgyűrű (ún. belső csigás) (f) hajtás. Ezek közül a legelterjedtebbek a (b) és a (d) variációk, amelyeket a csiga alakja alapján egyszerűen hengeres, illetve globoidcsiga-hajtásoknak nevezzük, s a továbbiakban mi is csak ezekkel foglalkozunk.

További osztályozásra ad lehetőséget a csiga csavarfelületének származtatása. Az 53. táblázatban a csiga fogfelületének kiképzése szerint soroltuk rendszerbe a különböző hengeres és globoid csigatípusokat, ahol lehetett, feltüntetve a gyártó szerszám elhelyezését, illetve a típus legfontosabb jellemzőit.

Hengerescsiga-hajtások

Az elemi (korrekció, illetve profileltolás nélküli) csigahajtás elemeit, a csigát és a csigakereket geometriai méreteivel kapcsolódásban a 607. ábra mutatja. Az *a* tengelytáv és az *m* modul szilárdsági megfontolásokból adódik, míg a csiga és a csigakerék fogszámát a megvalósítandó *i* áttétel ismeretében, ajánlások alapján választjuk.

## 607. ábra - Elemi fogazatú, hengerescsiga-hajtás geometriai méretei



| Jel és ábra | Jellemzők |
|---|---|
| **ZA** | Archimedesi csiga. A fogfelület tengelymetszete $\alpha_A$ profilszögű trapéz (szabványos $\alpha_A = 20°$). Trapéz profilú késsel, esztergapadon gyártható. |
| **ZI** | Evolvens csiga. Tulajdonképpen ferde fogú hengereskerék $\beta = 45–87°$, osztóhengeri foghajlásszöggel. A lefejtő szerszám normálmetszeti alapprofilja $\alpha$ profilszögű trapéz (szabványos $\alpha_A = 20°$). Lefejtőeljárással gyártható, sík vagy profilos tárcsával köszörülhető. |
| **ZN1** | Hernyós konvolút csiga. A fogoldal a fogra merőleges metszetben $\alpha_{N1}$ hajlásszögű egyenes (szabványos $\alpha_{N1} = 20°$). Villás (terpesz) késsel gyártható, köszörülhető (MATRIX menetköszörűn). |
| **ZN2** | Árkos konvolút csiga. A fogoldal a fogárokra merőleges metszetben $\alpha_{N2}$ hajlásszögű egyenes (szabványos $\alpha_{N2} = 20°$). Trapézkéssel gyártható. |
| **ZK2** | Egykúpos csiga. Kúpos ujjmaróval gyártható, amelynek félkúpszöge $\alpha_{K2}$ (szabványos $\alpha_{K2} = 20°$). |
| **ZK1** | Kétkúpos csiga. Mindkét oldalán kúpos tárcsamaróval gyártható, amelynek tengelymetszeti profilszöge $\alpha_{K1}$ (szabványos $\alpha_{K1} = 20°$). |
| **ZTA, ZTN1, ZTN2, ZTK** | Ívelt profilú hengeres csigák. A lefejtő szerszám profilja körív (ZTA – tengelymetszetben, ZTN1 – a csiga hernyójának normálmetszetében, ZTN2 – a csiga fogárkának normálmetszetében, ZTK – a köszörűkorongon). |
| **GA, G2KF** | Globoid csigák egyenes alkotóval. A klasszikus Cone-féle globoid csiga (GA) profilja tengelymetszetben egyenes. A G2KF globoid csiga kétkúpos közvetítő származtatható felülettel, félig lefejtő eljárásban készül. |
| **GTA, G2TF** | Ívelt profilú globoid csigák. GTA – a globoid csiga tengelymetszetben körív profilú. G2TF – a globoid csiga kettős tórusz közvetítő származtatható felülettel, félig lefejtő eljárásban készül. |

49. táblázat. Hengeres és globoid csigák fogfelületi kiképzés szerinti osztályozása

Osztókörátmérők: $d_1 = qm$; $d_2 = z_2 m$.

Fejmagasság: $h_{a1} = h_{a2} = h_a = h^*_a m$

ahol a $h^*_a$ fejmagasság-tényező normál esetben 1, ha eltér ettől, akkor alacsony vagy magasított fogazatról beszélünk.

Lábmagasság: , $h_{f1} = h_{f2} = h_f = h_a + c$ ahol a $c$ lábhézag: $c = c^* m$, ahol a lábhézagtényező $c^* = 0{,}2$ általában.

Ezek alapján a fogmagasság: $h_1 = h_2 = h = h_a + h_f = (2h^*_a + c^*)\, m$.

Fejkörátmérők: $\mathbf{d_{a1} = d_1} + 2h_{a1} = (q + 2h^*_a)\, m$, és $d_{a2} = d_2 + 2h_{a2} = (z_2 + 2h^*_a)\, m$.

Lábkörátmérők: és $d_{f1} = d_1 - 2h_{f1} = [q - 2(h^*_a + c^*)]\, m$.

Tengelytávolság:.

$$a = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{q + z_2}{2} m.$$

További javasolt méretek:

Csigahossz: $b_1 \approx 16m$ (hőkezelés nélkül), $b_1 \approx 19m$ (hőkezeléssel).

Kerékszélesség: $b_2 = 0{,}45(q + 6)m$ (ónbronz), $b_2 = 0{,}45(q + 6)m + 1{,}8m$ (alumíniumbronz).

Kerékcsonkítási szög:

$$\varphi_2 \approx arc \sin \frac{b_2}{d_{a1}}.$$

Legnagyobb kerékátmérő:

$$d_{ae2} = d_2 + 3{,}5m, \text{ ha } z_1 = 1 \text{ vagy } 2, \text{ illetve } d_{ae2} = d_2 + 3m, \quad \text{ha } z_1 > 2.$$

Csigahajtásoknál is indokolt lehet a profileltolás alkalmazása. Vagy egy előírt tengelytáv megvalósítása, vagy megfelelő kapcsoló mező elérése indokolhatja a profileltolás bevezetését. A gyakorlatban profileltolást csak a csigakeréknél alkalmaznak, és a csiga marad elemi fogazatú. Ez egyben azt is jelenti, hogy a kompenzált fogazat csigahajtásoknál nem szokásos.

Globoidcsiga-hajtások

A csigahajtások terhelhetőségével szemben támasztott igények növekedése és a villamos motorok elterjedése a kutatók figyelmét a globoidcsiga-hajtások felé irányította. Ezeknél nemcsak a csigakerék öleli körül globoidszerűen a csigát, hanem a csiga is a csigakereket, a csigakerék nagyobb mértékű átfogása céljából.

A globoidcsiga-hajtások előnyös tulajdonságai:

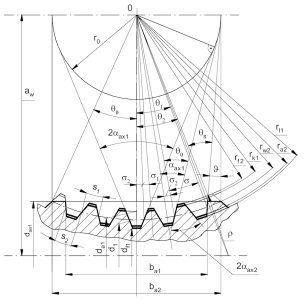
- az átölelt fogak nagy száma *($z_k$=4...7)* egyben nagy kapcsolószámot is jelent, így a terhelés több fogon oszlik meg,
- az érintkezési folt a hordfelületen 30%-kal nagyobb a konvolút és evolvens csigahajtásokhoz viszonyítva,

- azonos tengelytáv mellett a hengeres csigákénál merevebbre alakítható ki a globoid csiga tengelye,
- az előzőekből következően azonos fordulatszámon és tengelytávolságon 3–5-ször nagyobb teljesítményt képes átszármaztatni,
- kedvező a fogfelületeken elhelyezkedő pillanatnyi érintkezési görbék fekvése, ezért jó kenőképességű a fogfelület,
- jó rezgéscsillapító képességű, zajmentes járású,
- a hajtás holtjátéka nagyon kicsi lehet,
- az előzőekből következően kiváló hatásfokú,
- a berágódás veszélye minimális, az elemek kopása degresszív, ami jól beállított hajtóműnél a bejáródás után gyakorlatilag jelentéktelen.

Az első jó hatásfokú globoidcsiga-hajtást Amerikában Cone M. portsmouthi mérnök szabadalma (1932) alapján a Michigan Tool Co. fejlesztette ki. Jóllehet a klasszikusnak mondható axiális metszetében egyenes alkotójú (GA típus), ún. Cone-féle csigahajtás geometriája közismert, a gyártás közben jelentkező problémák (pl. a csigakerék kétszeres alámetszése, a klasszikus fogalak módosítása stb.) megoldását számos, titokban őrzött szabadalom védi.

Szakítva a hagyományos Cone-féle gyártási módszerrel, a Miskolci Egyetemen közvetítő származtató felület segítségével, közvetlen és közvetett mozgásleképzéssel köszörülhető globoid csiga és a vele kapcsolható, axiálisan nem alámetszett csigakerék elméletét és gyártástechnológiáját dolgozták ki (kétkúpos közvetítő származtató felület segítségével, félig lefejtett eljárásban, ún. G2KF-típus). A módszert kibővítették azzal, hogy áttértek a két közvetítő származtató felület alkalmazására, ami eszköz lehet a szerelési és egyéb (pl. gyártási) hibák kompenzálására, és a hordozóképes kenőfilm kialakulása szempontjából is kedvező hordkép-lokalizációra. A továbbfejlesztést a hengeres csigahajtások területén az ívelt profilú csigahajtásoknál elért sikerek ösztönözték. Kézenfekvő, hogy az itt előnyöket rejtő homorú-domború felületkapcsolódás tovább növelheti a globoidcsiga-hajtások terhelhetőségét, ha a globoid csigát a fogárka felől nézve homorú ívelt profilúra képezzük ki, azaz kettős tóruszfelületet használunk közvetítő származtató felületként (G2TF-típus). A klasszikus globoidcsiga-hajtás fő geometriai méreteit a 608. ábra mutatja.

## 608. ábra - Globoidcsiga-hajtás geometriai méretei



A hengerescsiga-hajtásoknál is értelmezett alapadatok, illetve méretek ($z_1$; $z_2$; m; q; $h_a$; $h_f$; c; h; $d_{a1}$; $d_{a2}$; $d_{f1}$; $d_{f1}$; a; $a_w$; $x_2$; $d_{w2}$; $d_{ae2}$; $b_2$; $\phi_2$) az ott megadott összefüggések szerint számíthatók, a speciálisan globoidcsiga-hajtásoknál értelmezhető adatok ($b_{a1}$; $b_{a2}$; $d_{ae1}$; $r_0$; $r_{b1}$; $r_{k1}$; $s_1$; $s_2$; $\alpha_{ax1}$; $\alpha_{ax2}$; $\rho$; $\sigma$; $\sigma_1$; $\sigma_2$; $\vartheta_2$; $\sigma_1$; $\Theta_0$; $\Theta_1$; $\Theta_2$; $\Theta_s$) számítását terjedelmi korlátok miatt itt nem közöljük.

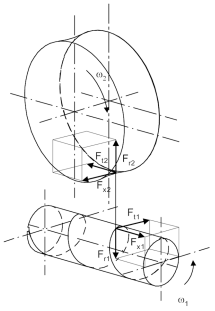
Csigahajtások erőtani viszonyai és hatásfoka

A csiga-csigakerék kapcsolódás során a pillanatnyi érintkezési vonalak mentén (azok vándorlását követve) folyamatosan változik a csigáról a csigakerékre átadódó eredő erő helye és nagysága. Megközelítő számításhoz ezt a térbeli erőt a csiga osztóhengere és a csigakerék osztóköre érintkezési

pontjába koncentrálva vesszük fel. Az erő iránya és nagysága függ a hajtás elrendezésétől (alsó-, felső-, vagy oldalcsigás), a csiga menetemelkedés- (jobbos vagy balos) és forgásirányától (óramutató járásával megegyező vagy ellentétes).

A 609. ábra példaként alsócsigás elrendezésű, jobbos, az óramutató járásával ellentétes forgásértelmű csigahajtómű erőjátékát mutatja.

## 609. ábra - Csigahajtás erőjátéka



A térbeli erő tangenciális, radiális és axiális komponensei:

$$F_{t1} = \frac{2M_1}{d_1} = \frac{2P}{\omega_1 d_1} = F_{a2},$$

$$F_{r1} = F_{t1}\frac{tg\,\alpha_n \cdot \cos\rho}{\sin(\gamma + \rho')} = F_{r2},$$

$$F_{a1} = \frac{F_{t1}}{tg(\gamma + \rho')} = F_{t2},$$

ahol

$\alpha_n$ = a normálmetszeti profilszög,

$\rho'$ = a látszólagos súrlódási félkúpszög, amely a $\mu'$ látszólagos súrlódási tényezővel

$$\left(\mu' = \frac{\mu}{\cos\alpha_n}\right) \text{ a } \rho' = arc\ tg\,\mu' = arc\ tg\frac{\mu}{\cos\alpha_n}$$

összefüggésből számítható.

A csigahajtás hatásfoka 1→2 teljesítményfolyamra a 610. ábra alapján felírható:

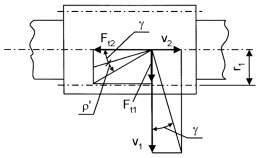
$$\eta_{1\to 2} = \frac{P_2}{P_1} = \frac{M_2\omega_2}{M_1\omega_1} = \frac{F_{t2}\cdot v_2}{F_{t1}\cdot v_1} = \frac{tg\,\gamma}{tg(\gamma+\rho')} = tg\,\gamma\frac{1-tg\,\gamma\cdot tg\,\rho'}{tg\,\gamma+tg\,\rho'} =$$

$$= \frac{z_1}{q}\cdot\frac{1-\frac{z_1}{q}\mu'}{\frac{z_1}{q}+\mu'} = \frac{z_1}{q}\cdot\frac{q-z_1\mu'}{z_1+q\mu'}.$$

Fordított teljesítményfolyam (2→1) esetén:

$$\eta_{2\to 1} = \frac{P_1}{P_2} = \frac{tg(\gamma-\rho')}{tg\,\gamma} = \frac{q}{z_1}\cdot\frac{z_1-q\mu'}{q+z_1\mu'}.$$

## 610. ábra - Csigahajtás hatásfoka




Önzáró a csigahajtás, ha $\eta_{2\to1} \le 0$, azaz $\gamma \le \rho'$.

Az önzáró csigahajtás esetén a csigakerék nem képes hajtani a csigát. Az ilyen csigahajtás hatásfoka 1→2 teljesítményfolyamnál (lassító üzemben) is alacsony. Ha pl.

$$\gamma = \rho' : \ \eta_{1\to2} = \frac{tg\ \rho'}{tg\ 2\rho'} = tg\ \rho' \frac{1 - tg^2 \rho'}{2tg\ \rho} = 0{,}5 - \frac{\mu^2}{2} < 0{,}5,$$

azaz kisebb, mint 50%.

Csigahajtások károsodásai és szilárdsági méretezésük

A csigahajtások – a többi mechanikus hajtáshoz hasonlóan – üzemeltetésük során változáson mennek keresztül. Ha a változás nem befolyásolja vagy akár javítja (pl. bejáródás) azok üzemi tulajdonságait, tervezett élettartamát, akkor normál változásról, ellenkező esetben károsodásról beszélünk, ami gyakran teljes üzemképtelenséghez, tönkremenetelhez vezet.

Csigahajtásoknál az alábbi károsodási formák fordulnak elő:

- kopás: a viszonylag nagy relatív csúszások miatt keletkező súrlódás okozza, és gyakran a hajtómű túlmelegedésével jár,
- kigödrösödés a csigakerék fogfelületén (pitting): a gördülőkör közelében, a fogfelület ismétlődő igénybevétele következtében (kifáradási jelenség) alakul ki,
- kipattogzás (spalling): felületkeményített kerekeknél többnyire megmunkálási vagy anyaghibából eredő fogfelület-károsodás, mérete nagyobb, mint a kigödrösödés krátere,
- szürkefoltosság (mikropitting): rossz kenés okozta károsodás felületkeményített kerekeknél, 10 m/s kerületi sebesség alatt,
- progresszív kopás a csigakeréken: hatására a megkívánt élettartamon belül fogkihegyesedés vagy a fog meg nem engedett elvékonyodása következik be,
- karcosodás: olyan fogfelületi károsodás, amit általában egyéb károsodás is követ,
- berágódás: a hideg berágódás alacsony kerületi sebességnél és durva felületmegmunkálásnál következik be, míg a meleg berágódást a helyi terheléscsúcsokból fakadó túlhevülés okoz, gyakran alacsony viszkozitású kenőanyag alkalmazása mellett,
- fogtörés: extrém túlterhelések vagy kifáradás hatására, esetenként rossz beállításból következő helyi túlterhelések miatt következhet be,
- csigatengely lehajlás: különösen nagy és változó terheléseknél okozhat problémát; újbóli bejáródáshoz és progresszív kopáshoz vezet,
- csigatengely-elcsavarodás: sorba kapcsolt kinematikai hajtásoknál okozhat pozicionálási gondokat.

Csigahajtások szilárdsági méretezése (a többi mechanikus hajtáshoz hasonlóan) az átviendő teljesítmény, a bemenő fordulatszám és a megvalósítandó kinematikai áttétel alapján történik. Az előzőekben részletezett károsodások elkerülésére a feladat itt is a megfelelő tengelytávolság, a modul és a fogszámok összehangolása. A modul és az átmérőhányados szabadon vehető

fel, a tengelytáv meghatározásához a szakirodalmak nomogramokat, tapasztalati összefüggéseket ajánlanak, sorozathajtóművek kiválasztásához pedig a gyártó cégek katalógusai nyújtanak kellő segítséget.

# Fogaskerék-hajtóművek

## Fogalmak, elnevezések

A fogaskerék-hajtómű fordulatszám, forgásirány, forgatónyomaték és ezek kombinációjának megváltoztatására szolgáló, zárt szerkezet, ami a csatlakozó hajtó és a hajtott gépről leválasztva szerkezeti változtatás nélkülnyomaték átvitelére továbbra is alkalmas gépegység marad.

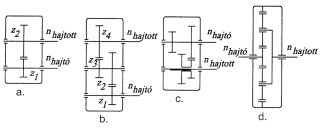
A fogaskerék-hajtómű egyik jellemző adata a hajtó tengely és a hajtott tengely fordulatszámának viszonya, a **kinematikai áttétel.** A kinematikai áttétel abszolút értéke lehet egynél kisebb, ekkor a hajtómű gyorsít, lehet egy, ekkor a hajtó és a hajtott tengely fordulatszáma megegyezik, és lehet egynél nagyobb, amikor a hajtómű lassít.

A fogaskerék-hajtómű kinematikai áttétele lehet **állandó** vagy **változtatható.** Az állandó áttételű hajtóműveket **áthajtóműveknek**, a változtatható áttételű hajtóműveket **sebességváltóknak** nevezzük.

A fogaskerék-hajtómű **egy-** vagy **többlépcsős** lehet. Az egylépcsős hajtómű egy kapcsolódó fogaskerékpárból áll (611/a ábra). Az egy fogaskerékpárt tartalmazó fogaskerék-hajtóművet egylépcsősnek, a kettő, három stb. fogaskerékpárt tartalmazó hajtóművet két-, három- stb. lépcsősnek nevezzük. Az egylépcsős hajtómű kinematikai áttétele a szögsebességekkel és a fogszámokkal:

$$i_{k\ddot{u}l\ddot{s}\H{o}} = \frac{\omega_{hajtó}}{\omega_{hajtott}} = -\frac{z_2}{z_1}, \quad \text{és} \quad i_{bels\H{o}} = \frac{\omega_{hajtó}}{\omega_{hajtott}} = \frac{z_2}{z_1}.$$

### 611. ábra - Fogaskerék-hajtómű változatai a) egylépcsős fogaskerék-hajtómű, b) kétlépcsős fogaskerék-hajtómű, c) kétfokozatú fogaskerék-hajtómű, d) egylépcsős, kb típusú fogaskerék-bolygómű




Mint említettük, a külső fogazatú fogaskerékpár ellenkező irányban forog, ezért a kinematikai áttétele negatív, míg a belső fogazatú fogaskerékpár kerekei azonos irányban forognak, és a kinematikai áttétel előjele pozitív. A többlépcsős fogaskerék-hajtómű áttétele a lépcsők áttételének szorzata, pl. a 611/b ábrán látható külső fogazatú kerekekből álló kétlépcsős hajtómű áttétele

$$i = i_1 i_2 = \left(-\frac{z_2}{z_1}\right)\left(-\frac{z_4}{z_3}\right) = \frac{z_2}{z_1}\frac{z_4}{z_3}.$$

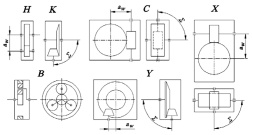
A változtatható áttételű hajtómű **fokozatos** (egy-, kettő- stb. fokozatú) vagy **fokozatmentes** lehet. Az egyfokozatú hajtómű adott bemenő fordulatszám mellett meghatározott kimenő fordulatszám megvalósítására képes. A két-, három- stb. fokozatú hajtómű adott bemenő fordulatszám mellett a bemenő és a kimenő tengely közötti fogáskerékpárok kapcsolásával két, három stb. kimenő fordulatszám előállítására alkalmas. A 611/c ábrán látható esetben az első és a második fokozat kinematikai áttétele

$$i_I = \frac{n_{hajtó}}{n_{hajtott}} = -\frac{z_2}{z_1}, \quad i_{II} = \frac{n_{hajtó}}{n_{hajtott}} = -\frac{z_4}{z_3}.$$

Az áthajtóművek csoportosítása

Az áthajtómű a fogaskerékpárok alakja alapján is megkülönböztethető (612. ábra). A H betűjel hengeres kerékpárt, a K kúpfogaskerékpárt, a C csiga-csiga kerékpárt, a B bolygóhajtóművet (612/d ábra), az X csavarkerékpárt, az Y a hipoid kerékpárt jelöl.

### 612. ábra - Fogaskerék-hajtómű megkülönböztetése a fogaskerékpárok alapján




A hajtómű fontos jellemzője a tengelytáv és tengelyszög. A H hengeres fogaskerék-hajtómű tengelytávja $a_w > 0$, a tengelyszög $\Sigma = 0$. A metsződő tengelyű K kúpfogaskerék-hajtómű tengelytávja $a_w = 0$, a tengelyszög (leggyakrabban) $\Sigma = 90°$. A C csigahajtómű tengelytávja $a_w > 0$, tengelyszöge $\Sigma = 90°$. A X csavarkerék-hajtómű, valamint az Y hipoid hajtómű tengelytávolsága és tengelyszöge $a_w > 0$ és $\Sigma = 90°$. Az 612. ábrán a B fogaskerék-bolygómű egytengelyű.

# Egylépcsős fogaskerék-hajtómű tervezése

A fogaskerékpár fő méreteinek meghatározása

A fogaskerék-hajtómű tervezését egylépcsős fogaskerék-hajtómű segítségével mutatjuk be. A hajtómű tervezése a fogaskerékpár méretezésével kezdődik.

A tengelyre ható erők és nyomatékok kiszámítása

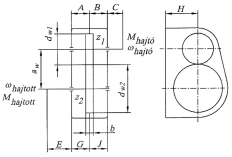
A hajtó és a hajtott tengely fő méreteinek meghatározása a tengelyre ható csavarónyomaték és erő(k) meghatározásával indul. Ha a hajtómű veszteségeit elhanyagoljuk, a hajtó és a hajtott tengelyre ható csavarónyomaték a teljesítmény, a hajtó tengely szögsebessége és a kinematikai áttétel ismeretében:

$$M_{hajtó} = \frac{P}{\omega_{hajtó}}, \; M_{hajtott} = i M_{hajtó}.$$

A fogakra ható erőkről feltételezzük, hogy a foghossz közepén ható koncentrált erővel helyettesíthető (614. ábra). A normális irányú fogerő egyenes fogú hengeres kerékpár esetén a $d_{whajtó}$, $d_{whajtatott}$ gördülőkör-átmérő és $\alpha_{wt}$ kapcsolószög ismeretében

$$F_n = \frac{2M_{hajtó}}{d_{whajtó} \cos\alpha_{wt}} = \frac{2M_{hajtott}}{d_{whajtott} \cos\alpha_{wt}}.$$

### 613. ábra - A hajtómű fő méretei




A tengely fő méreteinek meghatározása

A tengely fő méreteinek meghatározásához és a csapágyak kiválasztásához vázlatot készítünk. Először a $d_{w1}$ és $d_{w2}$ átmérőjű és szélességű gördülőhengereket rajzoljuk meg. Az $A$ és $B$ távolság megválasztásánál gondolni kell a $b$ fogszélességre, a csapágyak szélességére és rögzítésére, a hajtóműházat tengelyirányban záró fedelek kialakítására, a szerelés tengelyirányú helyszükségletére, a kenőanyag és a levegő áramlására.

A tengelyek méreteit a kapcsolódó géprészek és a hajtóművel szemben támasztott követelmények befolyásolják. Néha a tengely súlyát és a tengelyvégen ható erőt (ami lehet a tengelyvégre szerelt tárcsa súlya, a szíjfeszítő erő, a lánchajtás esetén a kerületi erő stb.) is figyelembe vesszük.

Az $F_A$, $F_B$ támasztóerőket az előzetesen felvett hosszméretek és a fogaskerékre ható normálirányú fogerő alapján egyensúlyi egyenletek segítségével számítjuk. A támasztóerők ismeretében megrajzoljuk az igénybevételi ábrákat és meghatározzuk a tengely veszélyes keresztmetszeteit terhelő hajlítónyomatékokat.

A tengely méretezése során először a terhelés hatására bekövetkező maradó alakváltozást akarjuk elkerülni. A számított tengelyátmérőket a gyártás, a szerelés szempontjait és a gördülőcsapágyak méreteit szem előtt tartva kerekítjük. A tengelyvégeket pl. a „Hengeres tengelyvég reteszkötéssel” szabvány alapján alakítjuk ki.

| Ház fő méretei az tengelytáv függvényében [mm] | | | |
|---|---|---|---|
| Falvastagság | $s = 0{,}025\,a_w + 1$ | bordavastagság | $s_1 = (0{,}8\ldots0{,}85)s$ |
| Talpvastagság | $s_2 = (2{,}35\ldots2{,}5)s$ | peremvastagság | $s_3 = (1{,}5\ldots1{,}6)s$ |
| Házfedél fő méretei [mm] | | | |
| Falvastagság | $s_4 = (0{,}85\ldots0{,}85)s$ | bordavastagság | $s_5 = (0{,}65\ldots0{,}7)s$ |
| Peremvastagság | $s_6 = (1{,}2\ldots1{,}3)s$ | a házfedél és a fogas-kerék távolsága | $\delta = (1{,}1\ldots1{,}2)s$ |
| Csavarátmérők [mm] | | | |
| $d = (0{,}035\ldots0{,}04)a_w + 12$ | $d_1 = 0{,}75d$ | | $d_1 = 0{,}5d$ |

50. táblázat. Öntött hajtóműház fő méretei

# A tengelyek ellenőrzése

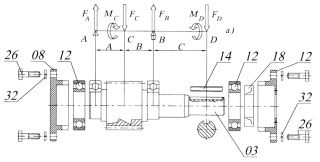
A tengely fő méretei ismeretében meghatározzuk a tengely rugalmas alakváltozását. A megtámasztási helyeken az elfordulás nem haladja meg a csapágyakra megengedett értéket, a fogaskerék kapcsolódása helyén pedig az elfordulást és az elmozdulást korlátozzuk.

A forgó tengely az ismétlődő igénybevétel hatására kifáradhat. A tengely ellenőrzése során meghatározzuk a kifáradás elleni biztonságot.

A hajtó tengely és a csatlakozó részek kialakítása

A (03) tengely (614. ábra) és fogaskerék egy darabból készül. A tengelyt a (12) egysorú, mélyhornyú csapágyak hordozzák. A csapágyakat tengelyirányban a (07) és (08) fedél támasztja, a fedeleket a (26) hatlapfejű csavarok kötik a házhoz. A hatlapfejű csavarokat a (32) rugós alátét biztosítja. A (03) tengely és a (07) fedél között a (18) rugós tömítőgyűrű tömít.

## 614. ábra - A 03 tételszámú tengely és a csatlakozó elemek




A csapágyak kiválasztása

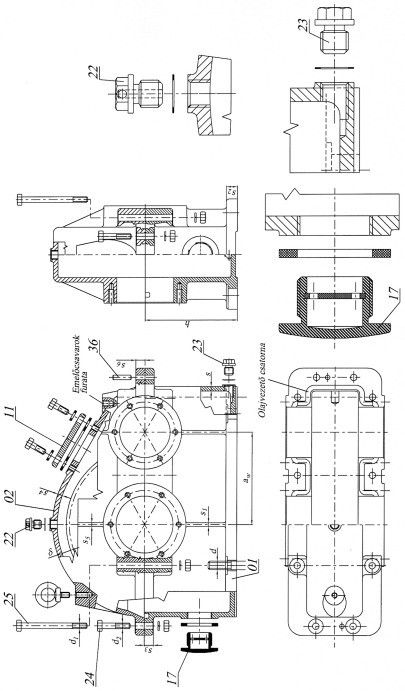
A csapágyak kiválasztása a csapágyközéppontban ható támasztóerők, a tengely fordulatszáma és a tervezett élettartam alapján történik. A csapágyak kiválasztásával a gördülőcsapágyakról szóló fejezete foglalkozik részletesen.

A hajtóműház fő méreteinek meghatározása

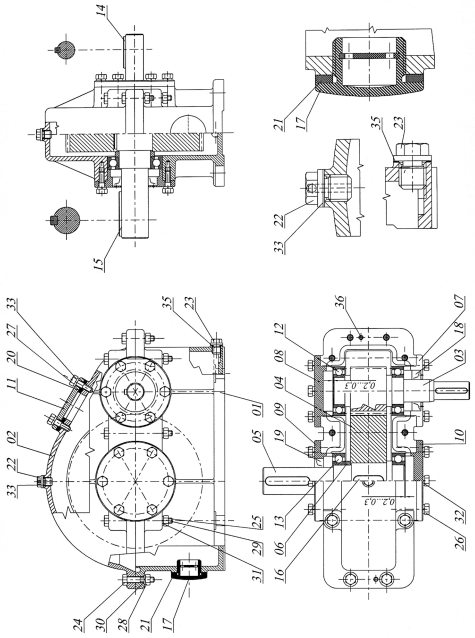
A ház kialakítása többek között a darabszámtól függ. Egyedi gyártás és kis sorozat esetén általában hegesztett házat, nagyobb darabszám esetén rendszerint öntöttvasból készült házat alkalmazunk. Az öntött hajtóműház fő méreteit az 54. táblázat tartalmazza. A 01 tételszámú részt **háznak,** a 02 részt **házfedélnek** nevezzük.

Az egylépcsős hengeres kerekes fogaskerék-hajtómű összeállítási rajzát a 615. ábra, a házat és a csatlakozó elemeket a 603. ábra mutatja. A ház falvastagsága az tengelytáv, a ház és a házfedél további elemeinek vastagsága a ház falvastagsága függvényében van megadva.

## 615. ábra - Fogaskerékhajtómű-ház fő méretei



## 616. ábra - Egylépcsős fogaskerék-hajtómű



A ház és a házfedél az osztósík mentén csatlakozik, egymáshoz viszonyított helyzetüket a (36) rögzítőszegek határozzák meg, a kötést a (24) és (25) hatlapfejű csavarok, valamint a (28) és (29) hatlapú anyák a (29) és (30) rugós alátétekkel biztosítják.

A fogaskerekek a (11) vizsgálófedél eltávolítása után ellenőrizhetők. Az olajszintet a (17) olajszintmutató jelzi.

A hajtómű üzem közben melegszik, a ház és a környezet közötti nyomáskülönbség a (22) légzőcsavaron keresztül egyenlítődik ki, amely az olaj bevezetésére is szolgál. A (23) peremes zárócsavar a ház legmélyebb pontján helyezkedik el.

A hajtómű kenése

A kenőanyag feladata a kenés, a hűtés és a kopadék elszállítása. A 615. ábrán látható hajtómű kenése **merülő kenés,** a nagyobb fogaskerék 3–6 modul mélységben a kenőanyagba merül, és a kapcsolódó fogpárok közé hordja az olajat.

A házfedélre szórt olaj a ház osztósíkján futó olajcsatornába folyik, és onnan a tengelyeket támasztó csapágyakon keresztül visszaáramlik a házba.

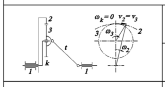
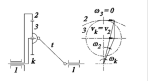
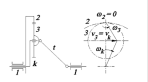
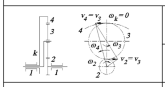
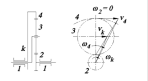
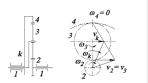
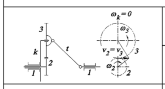
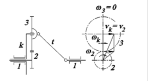
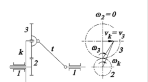
Fogaskerék-bolygóművek

A fogaskerék-bolygóművek sokféle változatban készülnek, külső vagy belső fogazatú kerékpárokat tartalmaznak. A fogaskerekek egy részét és a *k* jelű kart az *1* jelű ház támasztja, a fogaskerekek másik részét a kar hordozza.

A fogaskerék-bolygómű a hagyományos fogaskerék-hajtóműtől abban tér el, hogy a hajtómű működése közben a karon lévő fogaskerék saját tengelye és a középponti kerék tengelye körül a Nap körül keringő bolygóhoz hasonlóan forgómozgást végezhet. Innen ered a napkerék, a bolygókerék és a fogaskerék-bolygómű elnevezés.

A **k** jelű bolygómű külső fogazatú kerékpárt, a **b** típusú belső fogazatú kerékpárt tartalmaz, a **kb** jelű fogaskerék-bolygómű mindkettőt.

A fogaskerék-bolygóművek néhány típusát, teljesítményfolyamát és kinematikai áttételét egy szabadságfok esetén az 51. táblázat foglalja össze. Amikor a kar áll (a házhoz van rögzítve), a fogaskerék-bolygómű egyszerű fogaskerék-hajtómű. Kinematikai áttételét a fogszámok határozzák meg. A negatív előjel a külső fogazatú kerekek ellentétes irányú, a pozitív előjel a belső fogazatú kerekek egyező irányú forgását jelöli.

| Kinematikai vázlat | Teljesítményfolyam | Kinematikai áttétel |
|---|---|---|
| ***b** típusú fogaskerék-bolygómű* | | |
|  | *2→3* | $i_{23}=\frac{\omega_2}{\omega_3}=\frac{z_3}{z_2}$ |
| | *3→2* | $i_{32}=\frac{\omega_3}{\omega_2}=\frac{z_2}{z_3}$ |
|  | *2→k* | $i_{2k}=\frac{\omega_2}{\omega_k}=1-\frac{z_3}{z_2}$ |
| | *k→2* | $i_{k2}=\frac{\omega_k}{\omega_2}=\frac{1}{1-\frac{z_3}{z_2}}$ |
|  | *3→k* | $i_{3k}=\frac{\omega_3}{\omega_k}=1-\frac{z_2}{z_3}$ |
| | *k→3* | $i_{k3}=\frac{\omega_k}{\omega_3}=\frac{1}{1-\frac{z_2}{z_3}}$ |
| ***kb** típusú fogaskerék-bolygómű* | | |
|  | *2→4* | $i_{24}=\frac{\omega_2}{\omega_4}=-\frac{z_4}{z_2}$ |
| | *4→2* | $i_{42}=\frac{\omega_4}{\omega_2}=-\frac{z_2}{z_4}$ |
|  | *k→4* | $i_{k4}=\frac{\omega_k}{\omega_4}=\frac{1}{1+\frac{z_2}{z_4}}$ |
| | *4→k* | $i_{4k}=\frac{\omega_4}{\omega_k}=1+\frac{z_2}{z_4}$ |
|  | *k→2* | $i_{k2}=\frac{\omega_k}{\omega_2}=\frac{1}{1+\frac{z_4}{z_2}}$ |
| | *2→k* | $i_{2k}=\frac{\omega_2}{\omega_k}=1+\frac{z_4}{z_2}$ |
| ***k** típusú fogaskerék-bolygómű* | | |
|  | *2→3* | $i_{23}=\frac{\omega_2}{\omega_3}=-\frac{z_3}{z_2}$ |
| | *3→2* | $i_{32}=\frac{\omega_3}{\omega_2}=-\frac{z_2}{z_3}$ |
|  | *2→k* | $i_{2k}=\frac{\omega_2}{\omega_k}=1+\frac{z_3}{z_2}$ |
| | *k→2* | $i_{k2}=\frac{\omega_k}{\omega_2}=\frac{1}{1+\frac{z_3}{z_2}}$ |
|  | *3→k* | $i_{3k}=1+\frac{z_2}{z_3}$ |
| | *k→3* | $i_{k3}=\frac{1}{1+\frac{z_2}{z_3}}$ |

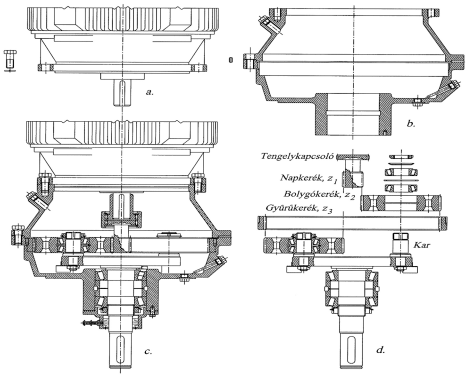
51. táblázat. Fogaskerék-bolygómű változatok

A fogaskerék-bolygómű kinematikai áttétele a sebességábra segítségével is meghatározható. A hajtómű típusától, az álló elemtől és a teljesítményfolyam irányától függő kinematikai áttételt az 51. táblázat tartalmazza.

A fogaskerék-bolygóművet széles áttételtartománya, kis helyigénye és tömege, szimmetrikus kialakítása, egy vonalba eső be- és kimenőtengelye, néhány konstrukció rendkívül jó hatásfoka miatt széles körben alkalmazzák. A fogaskerék-bolygómű alkalmas teljesítményösszegzésre és -elosztásra is.

A 617. ábrán egyszerű, peremes villamos motorral hajtott, **kb** típusú fogaskerék-bolygómű látható. A napkerék és a motor tengelye közötti csatlakozást fogasgyűrűs tengelykapcsoló biztosítja, az önbeálló napkerék sugárirányú helyzetét három bolygókerék határozza meg. A bolygókerekeket tárcsa alakú kar hordozza. A bolygókerekeket és a kart egyaránt kúpgörgős csapágyak támasztják meg.

### 617. ábra - Kb jelű fogaskerék-bolygómű




# A fogaskerék-hullámhajtómű

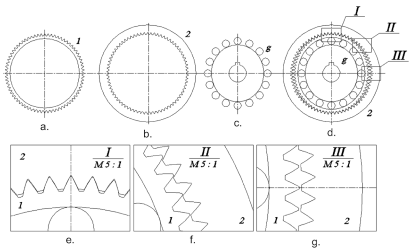
Az 1950-es évek végén **C. W. Musser** amerikai mérnök eredeti ötlettel lepte meg a fogaskerékhajtással foglalkozó szakembereket: hajtóművébe **hajlékony fogaskereket** épített. A hajtómű működése közben a hajlékony fogaskerék hullámszerűen alakváltozik, innen ered a **fogaskerék-hullámhajtómű** elnevezés.

A hullámhajtómű fő részei

A fogaskerék-hullámhajtómű fő részeit a 618. és 619. ábra, valamint az 53–55. táblázat mutatja. **A külső fogazatú kerék hajlékony,** általában pohár alakú elem. A fogazat alatti falvastagság és a belső átmérő viszonya (átmérőviszony) $h_0/D = 1/100…1/50$, a fogprofil körevolvens, egyenes, körívekből összetett stb., a fogszám $z_1 = 160…800$, a modul $m_n = 0{,}15…1{,}0$ mm, a profileltolás-tényező evolvens fogprofil esetén $x_1 = 3…4$.

### 618. ábra - A fogaskerék-hullámhajtómű fő részei 1. tárcsás generátor (két excentrikusan csapágyazott tárcsa), 2. hajlékony külső fogazatú kerék, $Z_1 = 202$, $m_n = 0{,}8$ mm, 3. belső fogazatú kerék, $Z_2 = 204$, $m_n = 0{,}8$ mm, 4. bütykös generátor (elliptikus bütyök, hajlékony golyóscsapágy), 5. hajlékony fogaskerék $Z_1 = 408$, $m_n = 0{,}4$ mm, 6. belső fogazatú kerék $Z_2 = 410$, $m_n = 0{,}4$ mm,. A hajlékony fogaskerék belső átmérője mindkét esetben D = 160 mm

**619. ábra - Fogaskerék-hullámhajtómű a) hajlékony külső fogazatú kerék, b) belső fogazatú kerék, c) bütykös generátor, d) a fő részekből összetett hajtómű, e) kapcsolódó fogpárok, f és g) kapcsolódásból kilépő fogak**




A **belső fogazatú kerék** merev, kialakítása nem tér el a megszokottól. A **generátor** a fogaskerékpár kapcsolódását biztosítja (619. ábra).

A hullámgenerátor

A hullámgenerátorral ovalisra deformált hajlékony fogaskerék a hullám csúcsán hézagmentesen kapcsolódik a belső fogazatú kerékkel. A generátor mechanikus, hidraulikus, pneumatikus, elektromágneses, hőhatással működő stb. lehet. A 618. ábra mechanikus tárcsás és bütykös generátort mutat.

A hullámkerék jellemző mérete

A **hajlékony fogaskerék** vagy **hullámkerék** jellemző mérete a **belső átmérő.** A hajtóműgyártók gyakorlati megfontolások miatt a Ra10 számsor kerekített értékeit alapul véve $D$ = 25, 42, 62, 80, 100, 120, 160, 200, 240, 320 és 400 mm névleges átmérőjű hajlékony kereket gyártanak.

A fogaskerékpár kapcsolódása

A 619. ábra a hajtómű elemeit és a kapcsolódás fázisait mutatja. Az ovalisra deformált hajlékony fogaskerék a generátor csúcsán kapcsolódik a belső fogazatú kerékkel (619. e. ábra). A generátor csúcsától távolodva a fogak közötti kapcsolat megszűnik (619. f. ábra), és a hajlékony kerék fogai kilépnek a belső fogazatú kerékből (619. g. ábra). **A generátor hajlékony kerékhez viszonyított elfordulása közben a kapcsolódás hullámszerűen halad a hajlékony kerék kerülete mentén.**

A hullámhajtómű kinematikai áttétele

A kinematikai áttétel a hajtó és a hajtott elem szögsebességének (elfordulásának, fordulatszámának) hányadosa. Legyen $\omega_1$ a hajlékony fogaskerék házhoz viszonyított szögsebessége, $\omega_2$, a belső fogazatú kerék házhoz viszonyított szögsebessége, a generátor házhoz viszonyított szögsebessége, $\omega^g_1 = \omega_1 - \omega_g$ a hajlékony fogaskerék generátorhoz viszonyított szögsebessége, $\omega^g_2 = \omega_2 - \omega_g$ a belső fogazatú kerék generátorhoz viszonyított szögsebessége, $z_1$ és $r_{w1}$ a hajlékony fogaskerék fogszáma és gördülőkörének sugara, $z_2$ és $r_{w2}$ a belső fogazatú kerék fogszáma és gördülőkörének sugara.

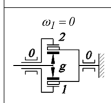
Feltételezzük, hogy az ovalisra deformált hajlékony kerék „gördülőkörén” és a belső fogazatú kerék gördülőkörén a fogak generátorhoz viszonyított sebessége azonos nagyságú (620. ábra). $v = r_{w1}\,\omega^g_1 = r_{w2}\,\omega^g_2$.

A gördülőkör sugara a fogszámmal egyenesen arányos. Az összefüggést átalakítva hajtó hajlékony fogaskerék és hajtott belső fogazatú kerék között a kinematikai áttétele

$$i_{12} = \frac{\omega^g_1}{\omega^g_2} = \frac{r_{w2}}{r_{w1}} = \frac{z_2}{z_1} \text{ vagy } i_{12} = \frac{\omega_1 - \omega_g}{\omega_2 - \omega_g} = \frac{r_{w2}}{r_{w1}} = \frac{z_2}{z_1}.$$

A hajtómű mindhárom eleme lehet álló (rögzíthető a házhoz), hajtó és hajtott. A kinematikai áttétel összefüggéseit az 52. táblázat foglalja össze. Leggyakrabban a belső fogazatú kerék van a házhoz

rögzítve, a generátor a hajtó, a hajlékony fogaskerék pedig a hajtott elem. A hajtómű ebben az esetben lassít. A hajtó és a hajtott elem ellentétes irányban forog, ezért a kinematikai áttétel előjele negatív. Ha a hajlékony fogaskerék a hajtó elem és a generátor a hajtott elem, a hajtómű gyorsít.

| Álló elem | Hajtó elem | Hajtott elem | Kinematika áttétel | Példa |
|---|---|---|---|---|
| | | | | $z_1 = 408,\ z_2 = 410$ |
| $\omega_g = 0$ | 1 | 2 | $i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{z_2}{z_1}$ | $i_{12} = \frac{410}{408} = 1{,}0049$ |
| | 2 | 1 | $i_{21} = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{z_1}{z_2}$ | $i_{21} = \frac{408}{410} = 0{,}9951$ |
| $\omega_2 = 0$ | g | 1 | $i_{g1} = \frac{\omega_g}{\omega_1} = \frac{z_1}{z_1 - z_2}$ | $i_{g1} = \frac{408}{408 - 410} = -204$ |
| | 1 | g | $i_{1g} = \frac{\omega_1}{\omega_g} = \frac{z_1 - z_2}{z_1}$ | $i_{1g} = \frac{408 - 410}{408} = -\frac{1}{204}$ |
| $\omega_1 = 0$  | g | 2 | $i_{g2} = \frac{\omega_g}{\omega_2} = \frac{z_2}{z_2 - z_1}$ | $i_{g2} = \frac{410}{410 - 408} = 205$ |
| | 2 | g | $i_{2g} = \frac{\omega_2}{\omega_g} = \frac{z_2 - z_1}{z_2}$ | $i_{2g} = \frac{410 - 408}{410} = \frac{1}{205}$ |

Jelölések: 0 ház, állvány, 1 hajlékony fogaskerék, 2 belső fogazatú kerék, g generátor

52. táblázat. A kinematikai áttét összefüggései

A hajtóműgyártók az Ra10 számsor kerekített értékeit alapul véve $i$ = 80, 100, 125, 160, 200, 240 és 320 **névleges kinematikai áttételű** hajtóművet készítenek. A tényleges kinematikai áttételt a fogszámokkal számítjuk.

A hullámhajtómű hatásfoka

Jelölje $M_{hajtó}$ a hajtó tengelyre, $M_{hajtott}$ pedig a hajtott tengelyre ható nyomatékot, $\eta$ a hajtómű hatásfokát. A bemenő és a kimenő teljesítmény kapcsolata

$$\eta M_{hajtó}\omega_{hajtó} + M_{hajtott}\omega_{hajtott} = 0.$$

Az összefüggést átalakítva a hajtómű hatásfoka

$$\eta = -\frac{M_{hajtó}\omega_{hajtó}}{M_{hajtott}\omega_{hajtott}} = -\frac{iM_{hajtó}}{M_{hajtott}}.$$

(A hajtó tengelyre ható nyomaték iránya és a tengely forgásiránya megegyezik, a hajtott tengelyre ható nyomaték iránya és a tengely forgásiránya ellentétes). A lassító hajtómű (reduktor) hatásfoka a kinematikai áttétel függvényében $\eta$ = 0,6…0,9. Kisebb kinematikai áttételhez jobb hatásfok, nagyobb kinematikai áttételhez rosszabb hatásfok tartozik. A gyorsító hajtómű (multiplikátor) hatásfoka a kinematikai az áttételtől függően $\eta$ = 0,5…0,8

# A hullámhajtómű fő méreteinek meghatározása

A hullámkerék fő méretei

A hullámhajtómű teherbírását az elemek rugalmas alakváltozása, kifáradása, kopása, az elemek közötti játékok átrendeződéséből és alakváltozásból eredő fogugrás, a melegedés stb. korlátozza. A hullámhajtómű befoglaló méreteit alapvetően a hajlékony kerék átmérője és hosszúsága határozza meg. A hajlékony kerék átmérőjét a kerékre ható $M_{1n}$ csavarónyomaték és a kerék anyagára megengedhető feszültség alapján számítjuk.

A hullámkereket a számítások során egy gyűrűvel helyettesítjük. A gyűrű külső átmérője a $d_{f1}$ lábkörátmérővel, belső átmérője a $D$ furatátmérőjével, szélessége a fogszélességgel egyenlő. A gyűrű középátmérője

$$d_0 = \frac{d_{f1} + D}{2}.$$

A hajlékony fogaskerék igénybevétele összetett. Az előzetes számítások során feltételezzük, hogy a kerék mértékadó igénybevétele csavarás és a kerékre ható csavarónyomaték $M_{1n}$. A méretezés során figyelembe vesszük a terheléscsúcsokat és a belső dinamikus hatásokat.

A $k_T$ lökéstényező $M_{1max}/M_{1n}$ = 1,2…2,5 nyomatékviszony és $i$ = 100…400 kinematikaiáttétel-tartományban $k_T$ = 1…1,4 határok között választható. Kisebb nyomatékviszonyhoz és kisebb kinematikai áttételhez kisebb lökéstényező tartozik. A $k_D$ dinamikus tényező a fogaskerekek pontossági fokozatának és a generátor fordulatszámának függvénye. 7 pontossági fokozat esetén a generátor fordulatszáma függvényében $k_D$ = 1…1,5. Az $n_g$ = 1000/min…3000/min fordulatszám-tartományban nagyobb fordulatszámhoz nagyobb dinamikus tényező tartozik.

A számított csavarónyomaték $M_{1sz} = k_T k_d M_{1n}$.

A hullámkereket helyettesítő $d_{f1}$ és $D$ átmérőjű, illetve $d_0$ közepes átmérőjű cső poláris keresztmetszeti tényezője

$$K_\rho = \frac{\left(d_{f2}^4 - D^4\right)\pi}{16 d_{f2}} \approx \frac{\pi}{2} d_0^2 h_0 = \frac{\pi}{2}\left(\frac{h_0}{d_0}\right) d_0^3 .$$

A $\left(\frac{d_0}{h_0}\right)$ átmérőviszony a kinematikai áttétel és a hullámkerék anyagának függvénye.

Az $i$ = 100…400 kinematikai áttétel és $R_m$ = 900…1300 MPa szakítószilárdság-tartományban az átmérőviszony:

$$\left(\frac{d_0}{h_0}\right) = 1/100 \ldots 1/60.$$

Kisebb szakítószilárdsághoz és kisebb kinematikai áttételhez nagyobb átmérőviszony tartozik.

A hullámkereket helyettesítő hengeres gyűrűben és az ovalisra deformált gyűrűben ébredő legnagyobb csavarófeszültség közötti eltérést a feszültségtényező veszi figyelembe. $i$ = 100… 400 áttételtartományban c = 1,75…4,095. Kisebb kinematikai áttételhez nagyobb feszültségtényező tartozik.

Az ovalisra deformált gyűrűben ébredő csavarófeszültség maximuma legfeljebb egyenlő lehet a hajlékony kerék anyagára megengedhető csavarófeszültséggel:

$$\tau_{cs} = \frac{c M_{1sz}}{K_\rho} \le \tau_{csmeg} .$$

Az összefüggést átalakítva a hajlékony kerék közepes átmérője:

$$d_0 \ge \sqrt[3]{\frac{2 c k_T k_d M_{1n}}{\pi \left(\frac{h_0}{d_0}\right) \tau_{csmeg}}} .$$

A megengedhető csavarófeszültség az $R_m$ szakítószilárdság ismeretében számítható:

$$\tau_{meg} = \frac{0,2 R_m k_{ü}}{n k_f} .$$

A $k_{ü}$ üzemi tényező az üzemmódtól és a generátor fordulatszámától függ, $n_g$ = 1000/min…3000/min fordulatszám-tartományban könnyű üzem esetén $k_{ü}$ = 1…1,25, közepes üzem mellett $k_{ü}$ = 0,95…1,15, nehéz üzemben $k_{ü}$ = 0,9…1,1 határok között választható. Nagyobb generátor-fordulatszámhoz kisebb üzemi tényező tartozik.

A fogazószerszámtól függő tényező fogasléc profilú szerszámmal való fogazáskor $k_f$ = *1,6...2,0* határok között választható. Kisebb $k_f$ tényező nagyobb kinematikai áttételhez tartozik. A biztonsági tényezőt $n_F$ = 1,5…2 határok között választjuk.

*A* $d_0$ középátmérő és az előzetesen felvett $\left(\frac{h_0}{d_0}\right)$ átmérőviszony ismeretében a fogazat alatt a gyűrű falvastagsága $h_0 = d_0\left(\frac{h_0}{d_0}\right)$.

A hullámkerék lábkörátmérőjét a $h_0$ falvastagság és a $d_0$ középátmérő ismeretében számítjuk:

$$d_{f2} \geq d_0 + h_0.$$

A hullámkerék belső átmérője $D = d_0 – h_0$.

Amennyiben a generátor bütykös, a hullámkerék belső átmérőjét a választható hajlékony csapágy külső átmérőjével azonos méretűre választjuk (59. táblázat).

A fogaskerékpár geometriai adatai

A hullámkerék és a gyűrűkerék fogszáma a kinematikai áttétel és a fogszámkülönbség alapján számítható. A fogszámkülönbség általában $\Delta z = 2$. A hullámkerék és a gyűrűkerék fogszáma

$$z_1 = -i_{g2}\,\Delta z, \text{ és } z_2 = z_1 + \Delta z$$

A hullámkerék profileltolás-tényezőjét fogszámtartományban határok között választjuk. Kisebb fogszámhoz nagyobb profileltolástényező tartozik.

A modult a hullámkerék lábkörátmérője és fogszáma ismeretében számítjuk, majd szabványosra kerekítjük:

$$m = \frac{d_{f2}}{z_2 + 2(x_2 - h_a^* - c^*)},$$

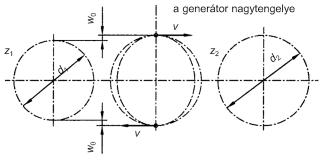
ahol

$h_a^*$ = a fejmagasság-tényező,

$c^*$ = a lábhézagtényező.

A hengeres fogaskerékként gyártott hajlékony kereket a generátor oválisra deformálja, hogy kapcsolódjon merev belső fogazatú párjával. A hullámkerék elmozdulása a generátor nagytengelye irányában $w_0$. A 620. ábra alapján $dw_2 = dw_1 + 2w_0$, vagy a fogszámokkal $z_2m = z_1m + 2w_0$, ahol $m$ a modul. Amennyiben a fogszámkülönbség $\Delta_z = z_2 – z_1 = 2$, $w_0 = m$.

## 620. ábra - A gyűrűkerékkel kapcsolódó deformált hajlékony kerék




A generátor–hajlékony fogaskerék–gyűrűkerék–ház lánc rugalmas alakváltozása és fogazatgeometriai megfontolások miatt $w_0$ = (1,05…1,2) m sugárirányú elmozdulást választunk.

A hullám csúcsán a külső terhelés megjelenése előtt egy-két fogpár kapcsolódik egy időben. A hullám csúcsán kapcsolódó fogpár tengelytávja $a_w = w_0$.

A kapcsolódó fogpár tengelytávja ismeretében a kapcsolószög ($\Delta z = 2$ esetben)

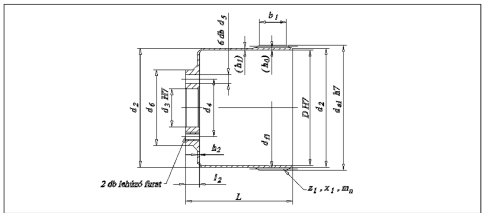
$$\alpha_{wt} = arc\cos\left(\frac{z_2 - z_1}{2w_0} m\cos\alpha\right) = arc\cos\left(\frac{m}{w_0}\cos\alpha\right).$$

A gyűrűkerék profileltolás-tényezője

$$x_2 = \frac{z_2 - z_1}{2}\frac{inv\,\alpha_{wt} - inv\,\alpha}{\tan\alpha} + x_1.$$

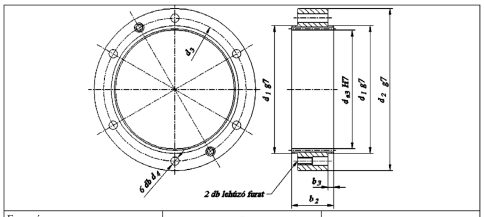
A hullámkerék fogmagasságát a fogakadás elkerülése érdekében $h_1$ = (fogasléc profilú szerszámmal történő fogazás esetén 1,3…1,6) m nagyságúra választjuk. A hullámkerék fejkörátmérője és lábkörátmérője $d_{a1} = d_{f1} + 2h_1$ és $d_{f1} = m\,[z1 + 2(x_1 – h_a^* – c^*)]$.

A gyűrűkerék geometriai adatait az Egyenes belső fogazatú kerékpárok fejezet alapján lehet számítani. A fogaskerékpár adatait az 53. és az 54. táblázat foglalja össze.




| | | |
|---|---|---|
| Fogszám | $z_1$ | |
| Modul | $m$ | |
| Profileltolás-tényező | $x_1$ | |
| Fejmagasság-tényező | $ha^*$ | 1,0 |
| Lábhézagtényező (a modul függvényében) | $c^*$ | 0,25; 0,35; 0,50 |
| Alapprofilszög | $\alpha$ | 20° |
| Belső átmérő (névleges átmérő) | $D$ | |
| Fejkörátmérő | $d_{a1}$ | |
| Lábkörátmérő | $d_{f1}$ | |
| Falvastagság (fogazat alatt) | $h_0$ | |
| Falvastagság (fogazat mellett) | $h_1$, $h_2$ | 0,8 |
| Középátmérő | $d_0$ | |
| Fogszélesség | $b_1$ | |
| Hullámkerék hosszúsága | $L$ | |
| Tengelytáv | $a_w$ | |
| Kapcsolószög | $\alpha_{wt}$ | |

53. táblázat. A hajlékony fogaskerék geometriai adatai




| | | |
|---|---|---|
| Fogszám | $z_2$ | |
| Profileltolás-tényező | $x_2$ | |
| Gyűrűkerék fogszélessége | $b_2$ | +(2..3) mm |

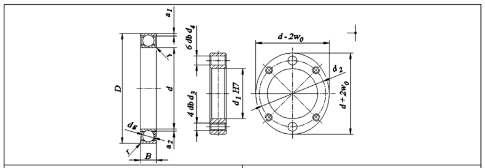
Megjegyzés: $b_1$ a hullámkerék fogszélessége

54. táblázat. A gyűrűkerék geometriai adatai

A bütykös generátor

A bütykös generátor fő része az ovális bütyök és a hajlékony golyóscsapágy. A bütyök lehet ellipszis alakú, összetehető állandó sugarú körívekből stb. Az egyik lehetséges bütyökprofil a $w = w_0 cos2\varphi$ összefüggéssel írható le, ahol a $\varphi$ szög a generátor nagytengelyétől (a hullám csúcsától) számított szögkoordináta, $w$ a sugárirányú elmozdulás, $w_0$ a hullám csúcsán a sugárirányú elmozdulás.

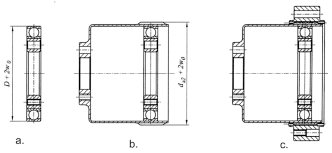
A hajlékony csapágy az egysoros, mélyhornyú golyóscsapágyhoz hasonló, jellemző mérete a hullámkerék belső átmérőjével megegyező $D$ külső átmérő. A csapágy fő méreteit az 55. táblázat foglalja össze.



| Megnevezés | Méret |
|---|---|
| A csapágy külső átmérője | $D$ |
| Külső gyűrű és belső gyűrű vastagsága | $a_1 = a_2 = (0{,}020...0{,}023)\ D$ |
| Gördülőtest átmérője | $dg = (0{,}09...0{,}10)$ |
| Gördülőtestek száma | $zg = 21...23$ |
| Csapágy szélessége | $B = (0{,}15...0{,}25)\ D$ |

55. táblázat. A hajlékony golyóscsapágy fő méretei

## 621. ábra - A hullámhajtómű összeszerelésének lépései




A hullámhajtómű összeszerelése a bütyök és a hajlékony kerék összeállításával kezdődik. Először a hajlékony csapágyat a nagytengely irányában $D + 2w_0$ méretűre deformáljuk, majd a generátort a hajlékony kerékbe bújtatjuk. A hajlékony csapágy és a hajlékony kerék illesztése laza. Az ovalisra deformált hajlékony kerék a hullám csúcsán hézagmentesen kapcsolódik a belső fogazatú fogaskerékkel.

A hullámhajtómű jellemzői

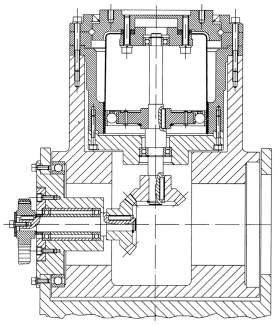
A fogaskerék-hullámhajtómű alkalmazását az azonos kinematikai áttételű és névleges nyomatékú többlépcsős hajtóműhöz viszonyított kedvező tulajdonságai indokolják.

- Az egy lépcsős hullámhajtómű kinematikai áttétele i = 80…400, a kettős hullámkerekes vagy a kétlépcsős hullámhajtómű áttétele több százezer is lehet.
- Kevesebb elemből, súrlódó, gördülő elempárból (tengely, fogaskerekek, csapágyak) áll, ezért tömege akár 1/3-a lehet az ismert többlépcsős fogaskerék-hajtóművekének.
- Szimmetrikus felépítése következtében kisebb a csapágyak terhelése.
- A hagyományos fogaskerékhajtásokban egy-két fogpár kapcsolódik egy időben, és a túlterhelt fog maradó alakváltozást szenved vagy kitörik. A hullámhajtóműben a keréktest hajlékonysága következtében a terhelés függvényében nő az egy időben kapcsolódó fogak száma. A hajtómű kialakításától függően névleges terhelésnél a hajlékony kerék fogainak 15–30%-a kapcsolódik egy időben.
- Nagy a kinematikai pontossága. A nagyszámú egy időben kapcsolódó fogpár csökkenti a technológiai hibák pontosságrontó hatását.
- Kicsi a holtjátéka vagy holtjátékmentes.

A hullámhajtómű alkalmazási területe

A hullámhajtóművet az űr- és a haditechnikában évtizedek óta alkalmazzák. Felhasználható lassan mozgó szállító-, emelő-, építőipari-, bánya- és földmunkagépek hajtására, járművek rakfelületének mozgatására, szerelőpályák, raktárak polcainak, könyvtárak, archívumok polcrendszerének hajtására, nagyméretű kapuk, ablakok, csarnokok tetőszerkezetének nyitására és zárására, szerszámgépekben, célgépekben előtoló mozgás megvalósítására, szerszámtárak, robotok karjainak, megfogóinak forgatására (622. ábra), hegesztőberendezések, orvosi diagnosztikai készülékek, antennák, távcsövek halk, rezgésmentes hajtására.

## 622. ábra - Fogaskerék-hullámhajtómű alkalmazása ipari robotban



Csapos fogazatú bolygóhajtóművek

A hajtóművek e csoportja **Cyclo-hajtómű** néven ismeretes. A hajtómű Lorenz Braren találmánya, aki 1931-ben alapította meg a Cyclo-hajtóműgyárat (Lorenz Braren GmbH). Hazánkban az 1980-as években kezdődött fejlesztést követően indult meg e hajtóművek gyártása. Napjainkig a világon több millió ilyen hajtóművet gyártottak.

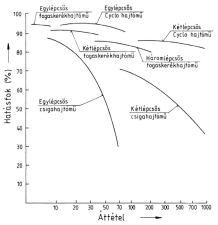
Kinematikai és teljesítmény-hajtóműként egyaránt alkalmazható. Megbízhatóságát és korszerűségét jelzi, hogy a II. világháborúból ismert F. W. 190 A típusú német harci repülőgép futóművének működtetéséhez kétlépcsős, **i = –3130** áttételű Cyclo-hajtóművet alkalmaztak. Robottechnikai alkalmazásához kifejlesztettek egy három bolygókerekes hajtóműváltozatot is.

A külszíni bányák óriás fejtőgépeinek teljesítmény-hajtóművei, a szennyvíztisztítók vízkeverő hajtóművei, a folyamatos üzemű cukor- és vegyi gyárak keverőhajtóművei, a nagy tartályok forgató hajtóművei, a szállítócsigák hajtóművei, valamint a lánctalpas járművek futóműhajtásai gyakran Cyclo-hajtóművek.

Alkalmazásának műszaki jellemzői: teljesítmény: 10–200 kW; áttétel egy lépcsőben: 6–119; áttétel két lépcsőben: 104–7569; áttétel három lépcsőben: –658.503.

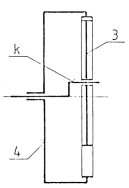
A **csapos fogazatú bolygóhajtóművek** hatásfoka más típusú hajtóműhöz viszonyítva magas (623. ábra), és a hajtómű helyigénye is nagyon kedvező.

## 623. ábra - Hatásfokok összehasonlítása




A Cyclo hajtómű tulajdonképpen **b** típusú, elemi bolygóhajtómű, amelynek kinematikai vázlata a 624. ábrán látható, ahol **k** a központi tag (kar), (3) a bolygókerék és (4) a gyűrűkerék.

## 624. ábra - A b típusú elemi bolygómű



A nagy kinematikai áttételű Cyclo hajtóművekben általában a (4) gyűrűkereket rögzítik **($\omega_4 = 0$),** a hajtóelem a k kar és a kimenő elem a (3) bolygókerék.

Az **elemi b típusú bolygóhajtómű** általános mozgásegyenlete:

$z_4(\omega_4 - \omega_k) - z_3(\omega_3 - \omega_k) = 0$,

ahol

$\omega_3$, $\omega_4$, $\omega_k$=az indexben jelölt elem szögsebessége,

$z_3$, $z_4$ = a fogazott elemek fogszáma.

Ha a gyűrűkereket rögzítjük $(\omega_4 = 0)$, a a kinematikai áttétel

$$i_{k3} = -\frac{z_3}{z_4 - z_3}.$$

Látható, hogy – adott $z_3$ fogszám mellett – a $z_4$-$z_3$ =1 fogszámkülönbség biztosítja a legnagyobb kinematikai áttételt. A csapos bolygóhajtóművek ezzel a fogszámkülönbséggel készülnek. Ezt felhasználva, a **Cyclo hajtómű** általános mozgásegyenlete: $\omega_k + \omega_3 \cdot z_3 - \omega_4 \cdot z_4 = 0$, amelyből a hajtómű három áttétele:

$\omega_4$ = 0-nál: $i_{k3} = -z_3$; $\omega_3$ = 0 -nál: $i_{k4} = z_4$; $\omega_k$ = 0-nál: $i_{43} = z_3/z_4$.

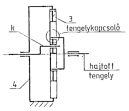
Az $\omega_4$ = 0-nál az áttétel negatív előjele azt mutatja, hogy a k hajtó és a (3) hajtott tag forgásiránya ellentétes.

A **b** típusú elemi bolygóhajtómű hatásfoka, $\omega_4$ = 0-nál és $k \rightarrow 3$ teljesítményfolyam esetén:

$$\eta_{k3} = \frac{1}{\frac{z_4}{\eta_{43}} - z_3}.$$

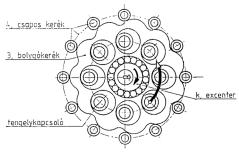
A csapos bolygóhajtómű kinematikai vázlata a 625. ábrán látható.

## 625. ábra - A hajtómű kinematikai vázlata




A csapos bolygóhajtómű szerkezeti vázlatát a 626. ábrán mutatjuk be.

## 626. ábra - A hajtómű axiális nézete

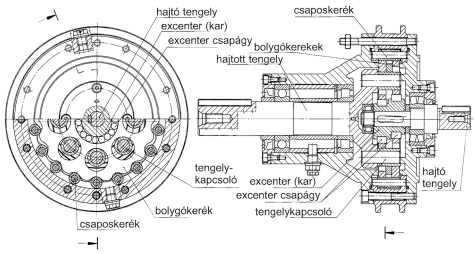



A **k** kart a hajtómű hajtó tengelyének excentrikus vége képezi, amely (az esetek többségében) gyűrűk nélküli gördülőelemekkel csatlakozik a (3) jelű bolygókerékhez. Szembeötlő a (3) bolygókerék – hagyományos evolvens fogazattól eltérő – ciklois alapú és a (4) jelű gyűrűkerék perselyezett csapos fogazatának kapcsolódása. A teljesítmény levétele a bolygókerékről **paralel tengelykapcsolóval** történik. A tengelykapcsoló egyik felét a bolygókeréken kialakított furatsor (a 626. ábrán 8 db), a

másik felét pedig a hajtott tengely által hordozott – szintén siklóperselyes kialakítású – csapsor alkotja (614. ábra.) A (4) gyűrűkereket fogazata miatt **csapos keréknek** nevezik.

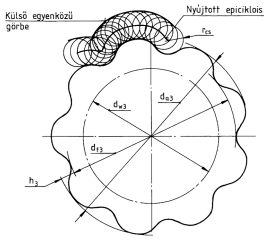
A 627. ábrán egy csapos bolygóhajtómű konstrukciós rajza látható. A hajtóműben a bolygókerék összetett mozgásából származó tömegerők kiegyenlítésére kettős excenteren **2 db,** egymáshoz képest $180^o$-ra elhelyezett bolygókereket alkalmaznak. A hajtómű szerkezeti kialakításában lényeges törekvés a csúszó súrlódásból származó veszteségek csökkentése. Ezt a célt szolgálják a csapos kerék és a paralel tengelykapcsoló siklóperselyes csapjai. Ez a kialakítás is hozzájárul a hajtómű jó hatásfokához.

## 627. ábra - Csapos fogazatú bolygóhajtómű



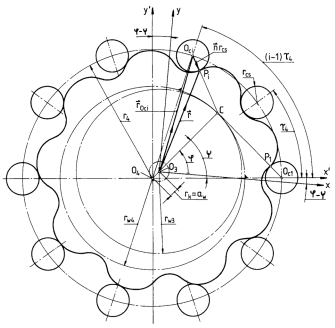

A hajtómű lényeges elme a bolygókerék különleges fogazata, amely a 628. ábrán látható.

## 628. ábra - A bolygókerék fogazata




Ez a fogazat egy **nyújtott epiciklois** belső **egyenközű görbéje,** amely az alap epicikloistól normál irányban $r_{cs}$ távolságra van. Az alap epiciklois származtatása a 629. ábrán követhető. Az ábra jelöléseivel $r_4 = r_{w4}$ csúcsos, $r_4 < r_{w4}$ hurkolt, $r_4 > r_{w4}$ nyújtott epicikloist kapunk.

## 629. ábra - A hajtómű hézagmentes fogazatának származtatása



Az $r_{w3}$ sugarú gördülőkörön az $r_{w4}$ sugarú gördülőkör csúszásmentesen gördül le. Az $r_{w4}$ sugarú gördülőkörhöz kötött $r_{cs}$ sugarú körök (amelyek a csaposkerék csapjai) egyike generálja a bolygókerék fogazatát. Az $r_{cs}$ sugarú kör $O_{c1}$ középpontja az alap nyújtott epicikloist írja le. Az x-y koordináta-rendszerben a bolygókerék fogazatát az alábbi két összefüggés írja le:

$$x = -a_w \cos\frac{z_4}{z_3}\psi + r_4 \cos\frac{\psi}{z_3} + r_{cs}\frac{\cos\frac{z_4}{z_3}\psi - m\cos\frac{\psi}{z_3}}{\sqrt{1-2m\cos\psi+m^2}};$$

$$y = -a_w \sin\frac{z_4}{z_3}\psi + r_4 \sin\frac{\psi}{z_3} + r_{c2}\frac{\sin\frac{z_4}{z_3}\psi - m\sin\frac{\psi}{z_3}}{\sqrt{1-2m\cos\psi+m^2}},$$

ahol

$\Psi$ = az ábra szerinti profilparaméter,

$m$ = a fogazat alapját képező epiciklois nyújtási tényezője *($m = r_4/r_{w4}$)*.

A gördülőkörök érintkezési pontja a **fogazat C főpontja.** A pillanatnyi $C$ főpont és az $O_{ci}$ csapközéppontokat összekötő egyenesek a fogak érintkezési pontjaiban a normál vektorok irányát adják.

A **bolygókerék-fogazat jellemző méretei** hézagmentes kapcsolódás esetén a 628. és a 629. ábra jelöléseivel:

Gördülőkör-átmérő: $d_{w3} = 2z_3a_w$.

Fejkörátmérő: $d_{a3} = 2(r_4 + a_w - r_{cs}) = 2[a_w\,(mz_4 + 1) - r_{cs}]$.

Lábkörátmérő: $d_{f3} = 2(r_4 - a_w - r_{cs}) = 2[a_w\,(mz_4 - 1) - r_{cs}]$.

Fogmagasság: $h_3 = 2a_w$.

A **csaposkerék jellemző méretei:**

Gördülőkör-átmérő: $d_{w4} = 2a_wz_4$.

Osztókörátmérő: $d_4 = 2ma_wz_4$.

A 629. ábrán látható, hogy a fogkapcsolatok a gördülőkörökön kívül valósulnak meg. Elméletileg a hajtómű fogazat **kapcsolószámának maximuma $\varepsilon = z_4/2$**.

Hézagmentes kapcsolódás esetén a fogerők meghatározásának feltételei:

- a fogkapcsolatban a súrlódástól eltekintünk,
- a fogerők normál irányúak,
- hatásvonaluk átmegy a **C** főponton,
- a két bolygókerék a terhelés átvitelben egyenlően vesz részt.

Mivel a fogazat kapcsolószáma nagy, vagyis egyszerre több fogpár kapcsolódik, a fogerők eloszlását a terheléssel arányos deformáció elve alapján lehet meghatározni. A deformációk a csapok nyírásából és hajlításából, valamint az érintkező fogfelületek kontakt deformációjából számíthatók.

A valóságos hajtóművek foghézaggal készülnek. Ennek következtében kapcsolószámuk az elméleti maximumhoz képest sokkal kisebb, ami a fogerők lényeges növekedésével jár.

A hajtóművek – a különleges fogazat miatt – egyedi gyártásban csak nagy gyártási költséggel készülhetnek, ezért sorozatgyártásuk indokolt. A hajtóművek a gyártók katalógusai alapján választhatók ki.

# Fogazathibák, fogaskerekek mérése

A fogaskerekek ellenőrzésének több célja van: egyrészt a gyártás közbeni hibák feltárása és kiküszöbölése, másrészt a végellenőrzés során a selejt alkatrészek kiszűrésével a selejtes gyártmányok számának csökkentése, amely idő, energia, költség stb. szempontjából rendkívül kedvező lehet, végül az üzemeltetés során végzett vizsgálatoknál az élettartam és a meghibásodás egyaránt jól pontosítható. Azért foglalkozunk kissé részletesebben ezzel a témakörrel, mert jóllehet tervezéssel csak néhány

gépészmérnök foglalkozhat, gyártani, hajtóművet összeállítani, fogaskerekes hajtásokat üzemeltetni minden gyakorló mérnöknek tudnia kell.

A fogaskerekek sokfélesége és eltérő geometriájuk bonyolultsága miatt hibalehetőségeik is sokrétűek, így ellenőrzésük is változatos mérő- és ellenőrző berendezéseket igényel.

# Fogazathibák, pontossági osztályok, szabványok

A fogaskerekek egyes hibafajtáinak megengedett határértékeit, amelyeket a hajtómű rendeltetése és üzemi körülményei határoznak meg, tűrésekkel írjuk elő.

A fogaskerekeket a még érvényes, de teljes átdolgozás előtt álló szabványok 12 pontossági fokozatba sorolják. A pontossági normákat három csoportra osztják: a kinematikai pontosság, az egyenletes járás és a fogak érintkezési pontosságának normáira.

## Kinematikai pontosság

A kinematikai pontosság normái a fogaskerék és a fogaskerékpár elfordulási szögének megengedett legnagyobb hibáját korlátozzák egy teljes fordulatra, illetve egy teljes ciklus alatt. A kinematikai pontosságot befolyásoló mutatók:

- a fogaskerék egyprofilos gördülőhibájának tűrése $(F'_i)$,
- a fogaskerék egyprofilos gördülőhibájának tűrése $k$ osztáson $(F'_{ik})$,
- a fogaskerékpár egyprofilos gördülőhibájának tűrése $(F'_{io})$,
- az összegzett osztáshiba tűrése $(F_p)$,
- az összegzett osztáshiba tűrése $k$ osztáson $(F_{pk})$,
- a lefejtési hiba tűrése $(F_c)$,
- a többfogméret ingadozásának tűrése $(V_w)$,
- a fogazat radiális ütésének tűrése $(F_r)$,
- a kétprofilos gördülőhiba tűrése $(F''_i)$.

## Fogaskerék egyenletes járása

A fogaskerék egyenletes járásának normái a fogaskerék elfordulási szögének legnagyobb megengedett hibáját határozzák meg egy fogosztásnyi elfordulás alatt, illetve azt a hibát, amely egy teljes körülfordulás alatt többször rendszeresen ismétlődik. A befolyásoló mutatók:

- a fogaskerékpár egyprofilos gördülőlépés-hibájának tűrése $(f'_{io})$,
- a fogaskerékpár ciklikus hibájának tűrése $(f_{zko})$,
- a fogaskerékpár fogfrekvenciás ciklushibájának tűrése $(f_{zzo})$,
- a fogaskerék fogfrekvenciás ciklikus hibájának tűrése $(f_{zz})$,
- a fogaskerék ciklikus hibájának tűrése $(f_{zk})$,
- a fogaskerék egyprofilos gördülőlépés-hibájának tűrése $(f'_i)$,
- a profilhiba tűrése $(f_f)$,
- az osztáshiba tűrése $(f_{pt})$, azaz az alaposztáshiba tűrése $(f_{pb})$,
- az osztáskülönbség tűrése $(V_{pt})$,

- a fogaskerék kétprofilos gördülőlépés-hibájának tűrése *($f''_i$)*.

# Fogak érintkezési pontossága

A fogak érintkezési pontosságának normái a kapcsolódó fogaskerekek működő fogfelületeinek érintkezését határozzák meg a hajtóműben. A befolyásoló mutatók:

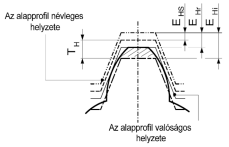
- az axiális osztáshiba normális irányú összetevőjének tűrése *($F_{pxn}$)*,
- az érintkező vonal összhibájának tűrése *($F_k$)*,
- a fogirányhiba tűrése *($F_\beta$)*,
- a tengelypárhuzamossági hiba tűrése *($f_x$)*,
- a tengelykitérési hiba tűrése *($f_y$)*.

A három hibacsoportra azonos pontossági fokozat irható elő, de adott esetben eltérő is lehet.

# Fogazatok illesztése

A fogazat illesztésének fogalma magában foglalja mindazokat az előírásokat, amelyek célja a kapcsolódó kerekek közötti foghézag *($j_n$)* biztosítása. A foghézagra, mint ismeretes, a melegedés miatti hőtágulások, a szerelési, gyártási hibák és a felületek kenési feltételeinek biztosítása miatt van szükség. Ezen hatások kompenzálására meghatározható egy minimális (garantált) foghézag *($j_{nmin}$)*, amelyet a hézagmentes fogvastagsági méret csökkentésével hozunk létre az $E_{Hr}$ járulékos profileltolás segítésével. A 630. ábrán külső (belsőre is átvihető) fogazatra a járulékos profileltolás határértékeit *($E_{Hs}$, $E_{Hi}$)* és tűrését *($T_H$)* van feltüntetve. A járulékos profeltolásból kiszámítható a fogvastagsági méret (többfogméret, állandó húrméret) hézagmentes (névleges) értékének minimális és maximális határeltérése.

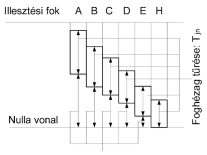
### 630. ábra - Az alapprofilhelyzetek az illesztésben




# Pontossági osztályok és szabványok

A fogazat illesztésére a szabvány hat illesztési fokot állapít meg (631. ábra), amelyek jelei: **A, B, C, D, E** és **H.** A $T_{jn}$ foghézagtűrésre nyolc tűrésosztályt határoz meg, amelyek jelei: **x, y, z, a, b, c, d** és **h.**

### 631. ábra - Illesztési fokok és foghézagok




A szabvány a tengelytáv tűrésére is hat osztályt állapít meg, amelyeket római számmal jelöl **I-**től **VI-**ig, a pontosság csökkenésének sorrendjében. A fogaskerekek gyártási pontosságát általában a pontossági fokozat számával és az illesztési fok betűjelével adjuk meg.

A W(k) többfogméret hézagmentes (névleges) értékének minimális eltérését (külső fogazatra $E_{ws}$, belső fogazatra $E_{wi}$) a fogaskerék osztókörátmérője, illesztési foka és pontossági fokozata alapján, a többfogméret $T_w$ tűrését pedig az $F_r$ radiális ütéstűrésnek, az illesztési foknak és a

foghézag tűrésosztályának megfelelően táblázatból meghatározva, a többfogméret határeltérései külső fogazatra:

$W(k)^{-E_{ws}}_{-(E_{wi}+T_w)}$,

belső fogazatra:

$W(k)^{+E_{ws}}_{+(E_{wi}+T_w)}$.

# Fogazathibák és a működési jellemzők kapcsolata

A felsorolt pontossági normák közül a kétprofilos gördülésvizsgálattal meghatározható kétprofilos gördülőhiba *(F''$_{ir}$)* és a kétprofilos gördülőlépés hiba *(f''$_{ir}$)*, a profilhibák közül a profilalakhiba *($f_{f\alpha}$)*, a profilszöghiba *($f_{H\alpha}$)* és az összegzett profilhiba *($F_{f\alpha}$)*, a fogirányvonal hibái közül a fogirányvonal-alakhiba *($f_{f\beta}$)*, a fogirányvonal-szöghiba *($f_{H\beta}$)*, az osztáshibák közül az egyedi osztáshiba *($f_{pr}$)*, az osztáslépéshiba *($f_{ur}$)* és az összegzett osztáshiba *($F_{pr}$)*, a radiális ütés *($F_r$)*, a szélességi domborúság *($C_b$)* és a magassági domborúság *($C_h$)* ellenőrzési módszerek kiemelten fontosak.

A különböző fogazási hibák, szerelési rendellenességek, kiegyensúlyozatlanságok stb. a fogaskerékpárok működésekor zajforrást jelentenek. A hangintenzitást ellenőrző műszerek az összzajszintet *($L_p$)* decibelben (dB) mérik. A zajmérő műszerek frekvenciaszűrők beépítésével súlyozott hangnyomásszint *($L_A$)* mérésére is alkalmasak. A zajspektrum műszeres felbontása frekvenciasávokra további lehetőségeket teremt a zajt okozó hibaforrás meghatározására.

A leggyakoribb zajforrás a fogazat ütése, amely a fogaskerék forgási frekvenciáján jelentkezik. A fogazat összegzett osztáshibája hasonló hatású. A fül érzékenysége szempontjából jelentősebb az alaposztáshiba, az osztáshiba és osztáslépéshiba által okozott zaj, ami a fogfrekvencián jelenik meg, valamint a súrlódó erő főponti irányváltása, az egyfogpár kapcsolódás határpontjaiban a terhelésváltozás által okozott zaj. A fogfrekvencián jelenik meg a profilszöghiba is.

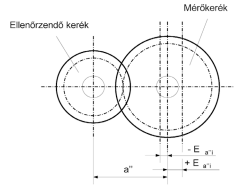
A zajmérés nagy szakértelmet igényel. Az alapzaj kiszűrésére (csökkentésére), a hangvisszaverő felületek zavaró hatásának csökkentésére és a mikrofonok elhelyezésére nagy gondot kell fordítani.

# Gördülésvizsgálatok

## Kétprofilos gördülésvizsgálat

A kétprofilos gördülésvizsgálat összetett funkcionális hibamérés, alapjában véve fogazott elem működésének beépítése előtti ellenőrzése, a végátvétel eszköze. Az ellenőrzés során az ellenőrizendő fogaskereket mérőkerékkel párosítjuk (632. ábra). A két kerék (mérőpár) fogazatát enyhe összenyomással hézagmentes kapcsolatba hozzuk, és a vizsgált kereket egyszer körbeforgatjuk. A fogazat hibái legördítéskor a mérőpár tengelytávolságának változásán keresztül jelennek meg. Biztonsági okokból a mérőkerék fogvastagságát a számított névleges értéknél nagyobbra szokták készíteni, a minimális járulékos profileltolásnak megfelelően. A 632. ábrán *a''* – a mérőtengelytávot $E_{a''s}$ a mérőtengelytáv felső határeltérését, $E_{a''i}$ az alsó határeltérését mutatja.

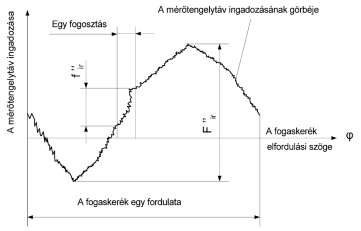
### 632. ábra - Kétprofilos mérési elv




A hengeres kerék kétprofilos legördítésének diagramját a 633. ábra szemlélteti, ahol a mérőtengelytávolság ingadozása a vizsgált fogaskerék elfordulási szögének függvényében látható. A kétprofilos

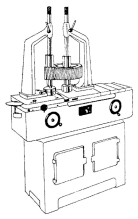
gördülőhibát *(F''$_{ir}$)* és a kétprofilos gördülőlépés-hibát *(f''$_{ir}$)* az ábrán külön feltüntettük. A *F''$_i$* és *f''$_i$* megengedett tűréseket a szabvány tartalmazza. Megjegyezzük, hogy hibátlan vizsgálati kerék estén a 633. ábrán a tengellyel párhuzamos egyenes jelenik meg, míg excentrikus fogazatnál szabályos szinuszgörbét kapunk. A hibák változása kördiagramban is ábrázolható.

## 633. ábra - Mérési eredmény




A 634. ábrán a Mahr 895 típusú, kétprofilos legördítésvizsgáló látható. A gép nagypontosságú 100-, 250- és 500-szoros nagyítású kép készítésére alkalmas, villamos hajtás és automatikus működés jellemzi. A mérőkereket biztonsági okokból a minimális járulékos profileltolással növelt fogvastagsággal szokás készíteni *($E_{Hs}$)*.

## 634. ábra - Kétprofilos vizsgálógép



Az összetett hibamérésnek a kétprofilos gördülésvizsgálat mellett más módszerei is elterjedtek, amelyek közül az egyprofilos legördítést, a hordképvizsgálatot és a zajvizsgálatot alkalmazzák leginkább.

Egyprofilos gördülésvizsgálat

Az egyprofilos legördítéskor az ellenőrizendő kerék általában a mérőkerékkel névleges relatív tengelyhelyzetben kapcsolódik úgy, hogy a nem kapcsolódó fogoldalon foghézag van, a kapcsolódó fogoldalon pedig a két kerék fogfelületei könnyedén egymáshoz szorulnak. A legegyszerűbb és legrégibb mérőműszer a **Saurer** cég nevéhez fűződik. Az újabb korszerű gépeken az egyprofilos gördülésvizsgálat a kétprofilos gördülésvizsgálathoz hasonló módon történik, és a 633. ábrához hasonlóan diagram készül, amelyből az egyprofilos gördülőhiba *(F'$_{ir}$)* és egyprofilos gördülőlépéshiba *(f'$_{ir}$)* meghatározható. Gyakran a műszert a kapcsolódó valós kerékpár egyprofilos gördülőhibájának *(F'$_{ior}$)* és egyprofilos gördülőlépés-hibájának *(f'$_{ior}$)* ellenőrzésére is felhasználják. Jelenleg az egyik legfejlettebb mérőberendezés a Klingelnberg-féle berendezés. Az *F'$_i$* és *f'$_i$* tűrés értékeit szabvány írja elő.

Hordképvizsgálat

A hordképvizsgálat olyan, összetett hibamérés, amely festékezőeljárással a kapcsolódó kerékpár kapcsolódási viszonyait befolyásoló tényezők együttes vizsgálatára alkalmas. A hordkép helyéből, alakjából és méretéből lehet a kapcsolódó kerékpár beállítására, hibáira következtetni. A hordképvizsgálatot elsősorban ott alkalmazzuk, ahol más, számszerűsíthető ellenőrző vizsgálat nem végezhető el (pl. kúp- és hipoid kerekeknél, globoid csiga-csigakerék pároknál).

Pillanatnyi és összegzett hordképvizsgálatot végezhetünk. Pillanatnyi hordképvizsgálatkor a kiskerekeket forgatva az összeszerelt hajtás nagykereke kismértékű terhelés mellett csak egyetlen fordulatot tesz. Összegzett hordképvizsgálatkor ugyanakkor az összeszerelt hajtást meghatározott terheléssel, előírt ideig járatjuk. Ez a módszer jobban tükrözi a tényleges üzemi körülményeket.

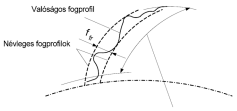
A hordkép úgy alakul ki, hogy a pillanatnyi érintkező vonalak, illetve pontok végighaladnak a párosított kerekek működő fogfelületein. Ha a hordkép a teljes működő fogfelületre kiterjed, teljes hordképről beszélünk. Ha a hordképet a fogfelületek modifikálásával szűkítjük, lokalizált hordképet kapunk. A lokalizált hordkép legfőbb előnye, hogy a fogvégek és fogszélek túlterhelése ellen védelmet nyújt.

# Profilhiba mérése és eszközei

A profilhibák tűréseit, a profilhibák vizsgálatát szabvány írja elő.

A profilalakhiba *($f_{fr}$;* az index reálértéket jelent) nem más, mint két, olyan névleges fogprofil merőleges távolsága, amelyek a valóságos fogprofilt közrefogják a mérési zónán belül (635. ábra).

### 635. ábra - Profilhiba értelmezése

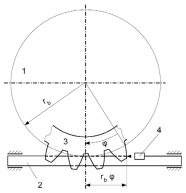



A profilalakhiba hengeres kerekeknél mindig a homloksíkban értendő. A profilhiba másik összetevője a profilszöghiba *($f_{Har}$)*. A profilszöghiba a forgácsolószerszám élének helytelen kialakításából, a fogköszörű gép tárcsáinak helytelen beállításából eredhet. A profilhiba egyenlőtlen járást és zajt okoz.

A profilalakhiba és a profilszöghiba ellenőrzésére nagypontosságú mérőgépeket fejlesztettek ki.

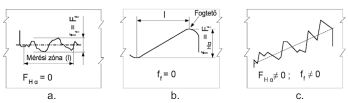
Az ellenőrzés elvét a 636. ábra mutatja be. A fogaskereket saját tengelye körül forgatva, alapkörtárcsája a gördülővonalzót az alapkör *($r_b$)* érintője irányában a (4) útérzékelővel együtt mozgatja. Hibátlan profil esetén az útérzékelő mérőórája nem mozdul el, hiba esetén azonban a hiba nagyságának megfelelően elmozdul. Az elmozdulást a regisztráló profildiagram rögzíti.

### 636. ábra - Profilhiba mérőgép működési elve 1. alapkörtárcsa, 2. gördülővonalzó, 3. az ellenőrizendő fogaskerék, 4. útérzékelő




Ha csak profil alakhiba *($f_{fr}$)* fordul elő, a profildiagram a diagram alapvonalával (a diagrampapír haladási irányával) párhuzamos hullámos vonal (637/a ábra) (ha profilalakhiba sem fordul elő, az alapvonallal párhuzamos egyenes vonal jelenik meg). Csak profilszöghiba *(F)* esetén a profildiagram (az alapvonalhoz képest) ferde egyenes (637/b ábra). (Ha mindkét hiba létezik, a profildiagramon ferdén elhelyezkedő hullámos vonalat láthatunk (637/cábra).

### 637. ábra - Profilhiba jellemezői




A hengeres kerekek profilmérő gépei alapkör tárcsás és állítható alapkörű profilmérő gépek lehetnek. Az alapkörtárcsás mérőgép nagy hátránya, hogy minden fogaskerékmérethez alapkörtárcsát kell készíteni. Ugyanakkor megjegyezzük, hogy a profilhibákat a fogaskerék mindkét oldali fogfelületén és négy helyen szükséges ellenőrizni a kerület mentén.

# Osztáshiba mérése és eszközei

Egyenes és ferde fogú, evolvens fogazatú hengeres kerekek egyedi osztáshibatűréseit *($f_p$)*, osztáslépéshiba-tűréseit *($f_u$)* és az összegzett osztáshiba tűréseit *($F_p$)* a szabvány a pontossági fokozat és az osztókörátmérő függvényében adja meg.

Az egyedi osztáshiba *($f_{pr}$)* nem más, mint az osztókör környezetében, vele koncentrikus mérőkörön mért valóságos és néveleges (számított) osztás különbsége (az osztás két szomszédos fogalak egyoldali profiljának távolsága). Ferde fogazat estén homlokosztás-hibáról beszélünk *($f_{ptr}$)*.

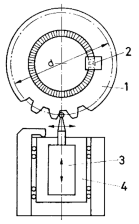
Az osztáshiba ütközéseket, szögsebesség-ingadozásokat okoz, és ezáltal zajszintnövekedést és egyenlőtlen járást eredményez.

Az osztáslépéshiba *($f_{ur}$)* két, szomszédos osztás különbsége. Az osztáskülönbség ugyanakkor két, tetszőleges osztás különbsége *($V_{ptr}$)*.

A fogaskerék kinematikai pontosságát nem az osztáshiba, hanem a *k* osztáson összegzett osztáshiba *($F_{pkr}$)* jellemzi, amely tetszőleges *k* osztás (homlokosztás) összegzett valóságos és névleges értékének különbsége. Összegzett osztáshibának *($F_{pr}$)* a tetszőleges *k* osztáson mért valóságos és néveleges osztások legnagyobb különbségét nevezzük. A szabvány az összegzett osztáshiba tűrését *k = z/8* osztásra is megadja *($F_{P\ z/8}$)*.

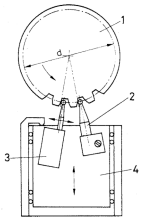
Az osztásmérés egyik módja az optikai osztófejen való mérés. Lényege, hogy a vizsgált fogaskereket osztófejre fogják fel, és fogfelületéhez az osztókör közelében kibillenthető tapintót helyeznek el. A vizsgált fogaskereket a számított szögosztással elforgatva és a tapintót a megfelelő fogfelülethez érintve az osztáshiba a mérő műszeren közvetlenül leolvasható (638. ábra). Ez a mérési mód lassú, ezért sorozatmérésre nem alkalmas.

### 638. ábra - Osztásmérés optikai fejjel 1. az ellenőrizendő fogaskerék, 2. szögbeosztás, 3. útérzékelő, 4. mérőszán




Elterjedtebb az a mérési módszer, amikor a vizsgált kerék fogát ütközőhöz vagy tapintóhoz érintik, és a szomszédos fog egyoldali fogfelületét pedig egy másik mérőóra tapintójával ellenőrzik (639. ábra).

### 639. ábra - Osztásmérés mérőórával 1. ellenőrzött kerék, 2. ütköző, 3. útérzékelő, 4. mérőszán




Korszerű mérőberendezéseknél a fogaskerék állandó szögsebességgel forog, és a mérőszám egységei az egyoldali fogfelületeket sorra letapogatják, az eredményeket pedig regisztrálják.

A 640. ábrán $F_{pkr}$ és $F_{pr}$ pontos értelmezését mutatjuk be.

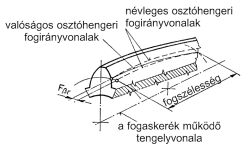
### 640. ábra - Az összegzett osztáshiba értelmezése

# Az összegzett fogirányhiba és mérése

A fogirányvonal alakhiba tűrését *($f_{f\beta}$)*, a fogirányvonal szöghibatűrését *($f_{H\beta}$)* és az összegzett fogirányhiba tűrését *($F_\beta$)* a szabvány tartalmazza, ahol a fogazatminőség és a foghossz függvényében írnak elő tűrésértékeket.

A fogirányhiba *($F_{\beta r}$)* nem más, mint a valóságos fogirányvonal eltérése a névleges fogirányvonaltól (641. ábra). A fogirányhiba *($F_{\beta r}$)* a fogirányvonal alakhibájából *($f_{f\beta}$)* és a fogirányvonal szöghibájából *($f_{H\beta}$)* tevődik össze. A két összetevő szétválasztása hazánkban még nem történt meg. Míg a szöghiba a fogazógép helytelen beállításából, az alakhiba a kinematikai lánc rendellenességeiből adódhat.

### 641. ábra - Valóságos és névleges osztóhengeri fogirány vonalak



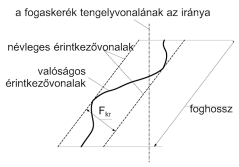

A fogirányhiba egyenlőtlen terheléseloszláshoz vezet a foghossz mentén, és ezáltal élettartam-csökkenést és más rendellenességeket okozhat. A fogirányhiba különösen veszélyes egyenes fogú, nem modifikált fogaskerekeknél, mivel a fogirányhiba miatt a hordkép a fogvégre tolódik, és így saroktörés következhet be. A fejlettebb profilmérő gépek általában alkalmasak a fogirányhiba mérésére is, ehhez azonban a mérőgép tapintóját nem a kerék homloksíkjában, hanem a fogirányvonal mentén, azaz egyenes fogú hengeres keréknél axiálisan, ferde fogú hengeres keréknél pedig csavarvonal mentén mozgatják. Míg egyenes fogú hengeres keréknél csak az osztóhenger közelében kell elhelyezni a tapintót, ferde fogúnál pontosan az osztóhengerre kell helyezni, vagy más hengerátmérőt választva, az új átmérőhöz tartozó névleges foghajlásszöget ki kell számítani a mérőgép beállításához.

Hibátlan fogirányvonal esetén a mérés eredménye (diagramja) az alapvonallal párhuzamos egyenes. Ha alakhiba nincs, de a foghajlásszög hibás, ferde egyenes adódik; ha a fogirányvonal alakhibás és szöghiba nincs, olyan hullámos vonalat kapunk, amelynek kiegyenlítő egyenese az alapvonallal párhuzamos; általános esetben ferde hullámos vonalat kapunk.

A diagram ferdeségéből a foghajlásszög-hiba, a párhuzamos névleges érintkező vonalak merőleges távolságából pedig a fogirány-alakhiba meghatározható.

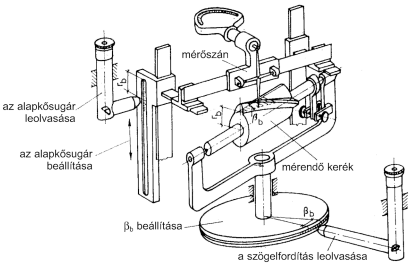
A ferde fogú hengeres kerekek fogiránya azonban nemcsak a hengerpaláston, hanem az evolvens csavarfelület egyenes alkotója mentén, vagyis az alaphenger érintősíkjában is mérhető. Ilyenkor a vizsgált fogaskerék áll, és a mérő műszer tapintója, amelyet az alaphenger sugarára kell beállítani, a tengelyvonalirányhoz alaphengeri foghajlásszög alatt hajló egyenes vonalon mozog (642. ábra).

### 642. ábra - A fogirányhiba értelmezése



Az így észlelt hiba az érintkező vonal összhibája. A mérés elvi vázlatát a 643. ábra mutatja.

### 643. ábra - A fogirányhiba mérése




A fogirányhibát a profilhibához hasonlóan, a kerék kerülete mentén négy helyen és mindkét fogoldalon ellenőrizni kell.

# Hajtómű-diagnosztika

A hajtómű a gépészet egyik leggyakrabban előforduló, összetett szerkezete. Feladata az erő- és munkagép között állandó, fokozatokban vagy fokozatmentesen kapcsolható áttétel mellett, forgásirány-változtatással vagy anélkül a kapcsolat biztosítása. Megbízható működése a teljes kapcsolt rendszer szempontjából meghatározó. Állapotának folyamatos vagy időszakos ellenőrzése éppen ezért elengedhetetlen és alapját képezi a termelésközpontú **TPM** rendszereknek.

Az állapotfigyelés módszere a műszaki diagnosztika. Végrehajtható szubjektív és objektív módszerekkel egyaránt. Az előbbiek közé tartoznak a durva tájékoztatásra alkalmas eljárások (pl. megítélés hallás alapján, szemrevételezés), az utóbbiak közé a műszeres vizsgálatok.

A műszeres vizsgálati eljárás lehet olaj-, endoszkópos vagy termovíziós vizsgálat, rezgésanalízis.

Valamennyi diagnosztikai módszernél egy-egy olyan jellemző vizsgálatára van szükség, amely alkalmas az állapot megítélésére. Ezek az ún. állapotjelzők, mint pl. a csapágy-hőmérséklet, a kenőolaj állapota, a zaj- és rezgésjellemzők, a szerkezeti elemek relatív helyzetének változása.

A **diagnosztika** az **állapotjelzők** felhasználásával lehetőséget nyújt a belső szerkezet vizsgálatára, általában leállítás és szétszerelés nélkül. Az eljárás lépései

- a jellemző állapotjelző kiválasztása,
- az állapotjelző normális és abnormális értékeinek azonosítása,
- az abnormális érték okának felderítése,
- az abnormális értéket kiváltó ok(ok) lehetséges következményeinek felmérése,
- beavatkozás.

Az **olajvizsgálati eljárás** a kopástermékek és a kenőanyagok állapotának megfigyeléséből áll. Egyaránt alkalmas a gépállapot és a gépteljesítmény, valamint az olajállapot ellenőrzésére, a hibák kiderítésére és a minőség-ellenőrzésre. Járulékos műszerigénye nagy.

Az **endoszkópia** vagy **videoendoszkópia** segítségével közvetlen lehetőség nyílik a szerkezetek belső részeinek közvetlen vizuális vizsgálatára, esetenként akár értékelésére is elemzőprogramok segítségével.

A **termovízió** alkalmazásával a vizsgált szerkezet hőmérséklet-eloszlását lehet felmérni s ezzel az esetleges hibahelyeket meghatározni.

A **rezgésanalízis** (rezgésvizsgálat) a működés közben kialakuló rezgésjellemzők elemzése alapján ad felvilágosítást a szerkezet állapotáról, az egyes hibahelyekről és a beavatkozás szükséges

idejéről. Valamennyi vizsgálati módszer közül a mindennapi gyakorlat szempontjából a legtöbb (legrészletesebb), rendszerint azonnal használható információt ad. Itt csak ezek rövid összefoglalására kerül sor.

A gépek üzemeltetésük során rezgéseket gerjesztenek. A forrás egy-egy elem, elempár, folyamat vagy valamilyen jelenség lehet. Az ok időben vagy térben jelentkező változás. A rezgés mindig pontosan rögzíthető frekvencián vagy frekvenciatartományban jelenik meg, így lehetőség van a forrás azonosítására, ugyanakkor az időbeli változás megfigyelésével az állapot elbírálására és a károsodás mértékének megállapítására.

A rezgés nagyságára minden esetben a **forrásteljesítmény** *(P)*, forrására a frekvencia *(f)* jellemző. Előbbi több nagyságrendet átfogó változása miatt célszerű azt szintként kezelni. A **teljesítményszint**

$$L_W = 10 \lg \frac{P}{P_0} \quad [\mathrm{dB}],$$

ahol

$P$ = a forrásteljesítmény,

$P_0$ = az ún. **referenciateljesítmény** azonos mértékegységekben.

Utóbbi abszolút szint esetén nemzetközileg egységesen 1 pW (relatív szint esetén tetszőleges, de akkor azt külön jelölni kell, pl, dB/$P_0$*).

Rezgésmérésnél valamilyen rezgésjellemzőt (kitérést, **rezgéssebességet** vagy -**gyorsulást)** határoznak meg, így ezekre is értelmezni kell a szintet. A **sebességszint** a mechanika általános összefüggései alapján

$$L_v = 20 \lg \frac{v}{v_0} \quad [\mathrm{dB}],$$

illetve a **gyorsulásszint**

$$L_a = 20 \lg \frac{a}{a_0} \quad [\mathrm{dB}],$$

ahol

$v$ = a rezgéssebesség,

$a$ = a rezgésgyorsulás,

$v_0$ = a rezgéssebesség,

$a_0$ = a rezgésgyorsulás vonatkoztatási alapja koherens mértékegységekben ($v_0 = 10^{-6}$ m s$^{-1}$; $a_0 = 10^{-6}$ m s$^{-2}$.)

Néhány ritka kivételtől eltekintve a mérési eredmény szintként adódik.

A legtöbb információt gépészeti szerkezeteknél a rezgéssebesség hordozza, esetenként azonban – ez a gerjesztési frekvenciának is függvénye – a rezgésgyorsulás mérése célszerűbb. Ez utóbbi pl. gördülőcsapágyak állapotának megítélésénél használatos.

A szerkezet működése során tehát meghatározott frekvenciájú rezgéseket gerjeszt. Nagysága a geometriai, működési stb. paraméterek függvénye, de minden hiba is meghatározott frekvencián jelentkezik. A megítéléshez (az állapot elbírálásához) ezek ismerete elengedhetetlenül szükséges, azaz ismerni kell a működésre jellemző gerjesztési, illetve a szerkezetre (szerkezeti elemekre) vonatkozó sajátfrekvenciákat.

Egy rezgésmérésnél vagy időfüggvényt, vagy – **azonos idejű elemzőt** alkalmazva – közvetlenül **spektrumot** veszünk fel. Időfüggvény esetén **Fourier-transzformációra** van szükség, illetve

az ún. **FFT (Fast Fourier Transformation) eljárást** kell alkalmazni. Az értékelés csak ezek felhasználásával lehetséges.

A spektrum kiértékelésénél elsőként a hajtás egyes elemeinek **sajátfrekvenciáit** célszerű azonosítani. Normál körülmények között ezek ugyan csúcsokként jelentkeznek, de viszonylag alacsony szintértékűek. Ettől eltérő esetben feltétlenül rezonanciáról van szó, amit a **gerjesztési frekvenciákkal** való összehasonlítással egyértelműen el lehet dönteni.

E frekvenciacsúcsok időbeli változásának rögzítésével képezhető a **trendfüggvény** (644. ábra). Az üzemidő során ugyanis (pl. növekvő kopás miatt) a rezgésszint is nő, ami azonban egy határértéket nem haladhat meg. Ezt megközelítve a beavatkozás ideje nagy biztonsággal pontosan meghatározható, ezzel a szerkezet zavartalan működése biztosított. A forrást egyértelműen a frekvenciaérték jelzi. Pl. fogaskerék-hajtóműveknél az $f_Z$ **kapcsolódási frekvencia**

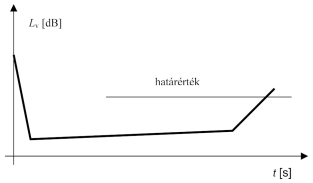
$$f_z = \frac{nz}{60}\,[\mathrm{Hz}],$$

ahol

$n$ = a fordulatszám [$\mathrm{min}^{-1}$],

$z$ = a fogszám.

## 644. ábra - A „fürdőkád”-görbe




Rugalmas hajtásoknál (laposszíj-, ékszíj-, kötél- stb. hajtás) pl. gerjesztő frekvencia a hajtási-, kapcsolódási-, a **szíj-** és a **szlipfrekvencia,** saját frekvencia a transzverzális, a húzási, a megfúvási és a nyírási. Alakzáró hajtásoknál gerjesztő frekvencia a **kapcsolódási,** a **hajtási,** a **kölcsönhatási frekvencia.**

Milyen következtetéseket lehet levonni a mérési eredményekből? Erre a teljesség igénye nélkül néhány lehetséges eset:

**Ha a hajtási frekvencián nő a rezgésszint (sebességszint):** fokozódó kiegyensúlyozatlanság, kopott csapágy(ak), bizonytalan futás rugalmas hajtásoknál (pl. túlterhelés), kapcsolt rendszer-visszahatás lép fel.

**Ha a hajtási frekvencia változik:** változik a behajtó fordulatszám, szlipnövekedés, terhelésingadozás.

**Ha a szíjfrekvencia változik:** túlterhelés, behajtó fordulatszám megváltozása, kötél helyi kopása (többnyire harmonikusok is) jelentkezik.

**Ha a szíjfrekvencián növekvő a rezgésszint:** helyi alakhibák, kifáradás (szalaghajtás!), inhomogén anyagminőség (szalaghajtás!), hibás elemek (lánchajtás) jelennek meg.

**Ha a szlipfrekvencia megváltozik:** túlterhelt hajtás, kifáradás, kötélkopás (szalaghajtás) lép fel.

**Ha a kapcsolódási frekvencián vagy annak felharmonikusain a rezgésszint növekszik:** fogfelületek kopása, láncelemek kopása, elégtelen kenés, beállítási hibák lehetségesek.

Hibafrekvencia lehet pl. fogaskerékhajtásoknál a **szerszámfrekvencia** (szerszámhiba), a **gépfrekvencia** (beállítási hiba), az **egymásrahatás-frekvencia** (a fogazatok zavaró hatása miatt) vagy a helytelen fogszámválasztásból adódóan a kapcsolódási frekvencia torzulása.

Ez az összeállítás csupán néhány kiragadott példa. A teljes értelmezési kört lehetetlen felsorolni, mert a jelek magyarázata és eredete az általános sajátosságokon túl egy-egy adott konstrukcióhoz is kötődik.

Bár ezúttal csak az önálló értelmezésre utaltunk, nem szabad figyelmen kívül hagyni, hogy több, egyidejű összetartozó változás is egyértelműen meghatározza az okot.

Az elemzéshez elengedhetetlen a gyakorlati tapasztalat. Ennek hiánya téves megállapításokhoz is vezethet, s ebből eredően jelentős lehet a költségnövekedés. Az értő alkalmazás viszont egyértelműen csökkenti a karbantartási költségeket és megszünteti a váratlan üzemszüneteket.

# Fluidtechnika

A **fluidtechnika** rendszerei, a **pneumatika** és **hidraulika,** elektronikával kombinálva a stabil és mobil gépészeti berendezések legkorszerűbb gépgyártási és automatizálási technikái. Ezek a rendszerek a zárt térben lévő **munkaközeggel** (levegő, folyadék) közölt energiát **nyomás** és **térfogatáram** formájában juttatják el a munkavégzés helyére.

A fejezet ezen rendszerek jellemzőit és legfontosabb elemeinek szerkezeti kialakítását, működését, rendszerbeli alkalmazásának lehetőségét tárgyalja. Pneumatikus vezérlések és hidrosztatikus körfolyamok tervezésével a gépelemek tantárgy keretében nem foglalkozik. A tárgyalás módszere kissé eltér az eddigiektől. Ennek oka, hogy a fluidtechnika, ezen belül az elemtechnika is rendkívül széles tudományterület. Megismerését a teljesség igénye nélkül is csak a tömör, összefoglaló és összehasonlító táblázatok teszik lehetővé.

**Teljesítményátvitel.** A hajtásmódoknak az energiaátviteli kapcsolat és a szabályozási lehetőség szempontjából való összehasonlítását a 56. táblázat tartalmazza.

**Fluidtechnika.** Berendezéseinél a munkaközeg nyomásátvivő képességét használjuk fel. A pneumatika és a hidraulika különböző szempontok szerinti összehasonlítását, valamint a jelszint (nyomás) alapján történő csoportosítását a 57. táblázat tartalmazza.

**Vezérlés- és szabályozástechnika** (gépek és berendezések működésének **automatizálása).** Az irányítási rendszerek felosztását és főbb jellemzőit a 58. táblázat tartalmazza.

**Kapcsolási rajz.** A kapcsolási rajzokon alkalmazott alapjeleket és a csatlakozások jeleit a 59. táblázat tartalmazza.

**Az elemek működtetési rajzjeleit ISO 1219 (MSZ 12877)** a 60. táblázat tartalmazza.

# Pneumatika

Munkaközege: sűrített levegő, amely munkavégzés után a szabadba távozik, ezért nincs visszatérő oldal.

A sűrített levegő előállítása és felhasználása. A sűrített levegőt előállító kompresszortelep, a táplevegő hálózat, a felhasználás előtti levegő-előkészítő tápegység felépítését, valamint a táplevegő felhasználási lehetőségeit a 61. táblázat tartalmazza.

Pneumatikus energiaátviteli rendszer. Blokkvázlatát a 62. táblázat tartalmazza.

## Pneumatikus energiaátalakítók (végrehajtó elemek)

**Feladatuk:** az áramló sűrített levegő energiáját mechanikai munkává alakítják át. **A bemenő jel:**nyomás, közegáram.

A kimenő jel: egyenes vonalú mozgás, vagy szögelfordulás.

Csoportosításukat és működésüket a 63. táblázat tartalmazza.

## Információs és vezérlő elemek

**Nyomásszelepek. Feladatuk:** a pneumatikus rendszer adott pontján az előre beállított nyomásérték (jelszint) létrehozása és fenntartása. Főbb típusait és működési leírásukat a 64. táblázat tartalmazza.

**Útszelepek. Feladatuk:** a munkaközeg áramlási útját nyitják, vagy zárják. Műszaki jellemzők:

**Monostabil szelep:** a működtetés után önműködően (általában rugó hatására) visszatér kiindulási helyzetébe. A szelep kitüntetett alaphelyzettel rendelkezik, amely lehet zárt (nincs kimenő jel), vagy nyitott (van kimenő jel).

**Bistabil szelep:** a működtetés megszűnése után a vezérelt helyzetben marad. Nincs kitüntetett alaphelyzete.

**Szelepmegnevezés:** törtszámmal, amely = csatornák száma/helyzetek száma.

**Jelkép:** a helyzetek számának megfelelő számú négyzet, amelyekben a helyzeteknek megfelelő csatorna-összeköttetést kell ábrázolni. A működtetési módot a négyzet mellé rajzoljuk. A csatlakozások ábrázolása mindig az alaphelyzeten, kapcsolási rajzokon a **start-kész** állapoton történik. A csatlakozások jelölése: betűvel vagy számmal.

Az útszelepek záróelem kialakítás szerinti csoportosítását és a gyakorlatban legtöbbször alkalmazott két típus működési leírását a 65. táblázat tartalmazza.

**Áramlásszelepek. Feladatuk:** az időegység alatt átáramló közeg mennyisége, azaz a térfogatáram, és ezáltal a mozgási frekvencia irányítása az áramlás útjába helyezett ellenállás (fojtás) keresztmetszetének változtatásával. Pneumatikus rendszereknél a rugalmas munkaközeg miatt mindig a kimenő (leszellőző) levegőt kell fojtani. A leggyakrabban alkalmazott fojtás és fojtó- visszacsapó szelep szerkezeti kialakítását és működési leírását a 66. táblázat tartalmazza.

**Zárószelepek. Feladatuk:** az áramlást az egyik irányban zárják, a másik irányban szabaddá teszik. A visszacsapó szelep kialakítását és működésének leírását a 67. táblázat tartalmazza.

**Logikai elemek. Feladatuk:** logikai feladatok megoldása. A logikai elemek típusait és működési leírásukat a 68. táblázat tartalmazza.

**Egyéb vezérlési feladatokat végző elemek: időszelepek. Feladatuk:** a vezérlőjelek kifutásának, vagy megszüntetésének késleltetése, vagy a jel megszakítása. Az időszelep útszelep, fojtó-visszacsapó szelep és kapacitás (légtartály) kombinációja. Az időszelepek két típusát a 69. táblázat tartalmazza.

# Hidrosztatika

**Munkaközege: folyadék. Van visszatérő oldal.** Ezeknél a rendszereknél, ahol nyomást vagy energiát, vagy csak jeleket továbbítunk nyomás formájában, a hidromechanika törvényeit alkalmazzuk.

**Hidromechanika.** A hidromechanika a folyadékok mechanikai tulajdonságaival foglalkozik. Két területének a hidrosztatikának és a hidrodinamikának az összehasonlítását a 70. táblázat tartalmazza.

**Hidrosztatikus energiaátviteli rendszer.** A rendszer felépítését és az energiaátalakítás folyamatát a 71. táblázat tartalmazza.

Hidrosztatikus munka és teljesítmény.

Munka = a megtett útszakasz és az út irányába mutató erő szorzata.

$W = F \times s = \Delta p \times A \times s = \Delta p \times \Delta V$ [Nm]

Teljesítmény = a munka és az idő hányadosa.

$$P = \frac{dW}{dt} = \frac{d}{dt}(\Delta p \times \Delta V) = \Delta p \times \frac{dV}{dt} = \Delta p \times Q \ [\mathrm{kW}]$$

**Hidrosztatikus rendszer veszteségei és hatásfoka.** Az energiaátalakulási és vezérlési veszteségeket, azok forrásait, a hatásfokokat, és a veszteségek hatását a rendszerre a 72. táblázat tartalmazza.

**Munkafolyadék. Feladata:** hatékony energiaátvitel a hajtó és hajtott egység között, az egymáshoz képest relatív mozgást végző felületek kenés-e, és az energiaveszteségből keletkező hő elvezetése. Az

alkalmazott hidraulikaolajok típusait, azok fontosabb jellemzőit és a főbb kiválasztási szempontokat a 73.,74. és 75. táblázat tartalmazza.

**Csővezeték.** Feladatát és fontosabb jellemzőit a 76. táblázat tartalmazza.

**Hidraulikus ellenállás.** A folyadékáramlás útjában lévő minden, fojtás elvén működő elem „mesterséges” hidraulikus (helyi) ellenállás.

Egy hidrosztatikus energiaátviteli rendszer ellenállások hálózataként fogható fel. A hidraulikus súrlódási ellenállás általános alakjának, valamint a különböző kapacsolású ellenállások eredőjének meghatározását a 77. táblázat tartalmazza.

# Hidrosztatikus energiaátalakítók

Az energiaátalakítók csoportosítását, jelképi jelölésüket a 78. táblázat, a jellegzetes energiaátalakítók szerkezeti kialakítását és fontosabb műszaki jellemzőit a 79–83. táblázat tartalmazza. A 79. és 80. táblázatban a szivattyúként (SZ) és motorként (M) is alkalmazható konstrukcióknál az adatok szivattyúkra vonatkoznak.

# Irányítóelemek

Ide tartoznak azok a vezérlő- és szabályozóelemek, amelyek a hidrosztatikus rendszer valamely működési paraméterét (nyomás, térfogatáram, mozgásirány stb.) meghatározzák.

**Szerkezeti kialakítás.** Az irányító elemek szerkezeti kialakítás szerinti csoportosítását a 84. táblázat tartalmazza.

**Nyomásszelepek. Feladatuk:** a hidraulikus rendszerben, vagy annak egy részében a nyomást egy előre meghatározott módon befolyásolják.

**Nyomásmódosítás:** fojtási keresztmetszet változtatásával történik.

A nyomásirányító elemek általános jelképi jelöléseit a 85., csoportosításukat a 86., a nyomáshatároló szelep jellemzőit a 87. és 88., a nyomáskülönbség- állandósító szelep jellemzőit a 89. táblázat tartalmazza.

**Áramirányítók. Feladatuk:** fogyasztók mozgási frekvenciájának befolyásolása, a folyadékáram keresztmetszetének változtatásával. Az áramirányítók csoportosítását a 90., a fojtók típusait és műszaki jellemzőit, valamint körfolyambeli viselkedésüket a 91., az áramállandósítók jellemzőit a 92. táblázat tartalmazza.

**Útirányítók. Feladatuk:** a folyadékáramlás irányát befolyásolják, az áramlási csatornák különböző módon történő összekapcsolásával (fogyasztók elindítása, megállítása, mozgásirány megváltoztatása). Az útirányítók típusait, műszaki jellemzőit a 93. táblázat tartalmazza.

**Zárószelepek. Feladatuk:** a térfogatáram útjának elzárása, vagy lehetővé tétele. Az elzáró szelepek csoportosítását és műszaki jellemzőit a 94. táblázat tartalmazza.

# Kiegészítő elemek

Ezek olyan elemek berendezések, amelyek az energiaátvitelben csak közvetve vesznek részt, de a hidrosztatikus rendszer kifogástalan működése szempontjából nagy jelentőségük van.

**Munkafolyadék tárolók.** Különböző típusait, műszaki jellemzőit és alkalmazási lehetőségüket a 95. táblázat tartalmazza.

**Szűrők. Feladatuk:** a szilárd szennyeződések leválasztása a munkafolyadékból. Típusait, műszaki jellemzőit és körfolyambeli alkalmazásukat a 96. táblázat tartalmazza.

**Hőcserélők. Feladatuk:** a munkafolyadék hőmérsékletének, ezáltal viszkozitásának állandó, optimális értéken tartása. A munkafolyadék temperálásának különböző lehetőségeit a 97. táblázat tartalmazza.

**Mérő és ellenőrző elemek.** A rendszer paramétereinek ellenőrzésére ellenőrző és kijelző elemek vagy berendezések szolgálnak, amelyek beépíthetők állandó jelleggel vagy (szükség esetén) a kialakított mérőpontokhoz csatlakoztathatók. Főbb típusait a 98. táblázat tartalmazza.

**Hidraulikus hálózati elemek.** Ide tartoznak a vezetékek és szerelvények (csőcsatlakozók) stb.

| Közvetlen | Közvetett |
|---|---|
| A hajtó és hajtott egységek között | |
| Kényszerkapcsolat van | Kényszerkapcsolat nélküli |
| Csúszás nincs | Csúszás van |
| A fokozatmentes szabályozás | |
| Jelentős nehézségek árán | Egyszerűen |

56. táblázat. A hajtásmódok összehasonlítása az energiaátviteli kapcsolat és a szabályozási lehetőség szempontjából

| PNEUMATIKA | | HIDRAULIKA |
|---|---|---|
| **GÁZOK** (Levegő, mint gázkeverék) | FLUIDUMOK | **FOLYADÉKOK** |
| Kényszerkapcsolat nélküli. Sebesség önműködően alkalmazkodik a terheléshez. Túlterhelés: szerkezet nincs kitéve mechanikus roncsolódásnak, legfeljebb leáll. | | Kis csúszású, közelítőleg kényszerkapcsolatot eredményező, merev erőátviteli rendszer. Általában fokozat nélkül szabályozhatók, ill. a terheléstől függően önműködően beállnak. |
| Levegő **RUGALMASAN** Erő fokozatosan változik | ERŐÁTADÁS | Olaj **RUGALMATLANUL** Erő ugrásszerűen változik |
| **KIS ERŐ** (F≤40 kN) | ERŐKIFEJTÉS Jelszint: PNEUMATIKA< HIDRAULIKA | **NAGY ERŐ** |
| **1** | ENERGIA-SŰRŰSÉG | **10 ; (~0,3-0,5 kg/kW)** |
| **NAGY SEBESSÉG** Erősen terhelésfüggő | MOZGÁSI FREKVENCIA $\leftarrow (\vartheta_1 \angle \vartheta_0) \rightarrow$ | **KIS SEBESSÉG** Jól szabályozható, üzem közben (terhelés alatt) is. |
| Igen alacsony **(18-20%)** | HATÁSFOK | **(70-75) %** |
| **1000 m** | ENERGIA-SZÁLLÍTÁS | **100 m** |
| **ROSSZ** (Levegő összenyomható) | ÉRTÉK-MEGTARTÁS | **JÓ** |
| **HŐMÉRSÉKLET-ÉRZÉKENY** | KÖRNYEZETI HATÁSOK | **HŐMÉRSÉKLET-INGADOZÁSRA ÉRZÉKENY** |
| **ENERGIAVESZTESÉG** | SZIVÁRGÁS HATÁSA | **ENERGIAVESZTESÉG, SZENNYEZÉS** |
| **2,5** | ENERGIA-ELLÁTÁS KÖLTSÉGEI | **1** |

| JELSZINT | | | |
|---|---|---|---|
| **$\Delta_p$ [bar]** | **Rendszer** | **$\Delta_p$ [bar]** | **Rendszer** |
| 0,01-0,2 | KIS NYOMÁSÚ (mérőkészülékek) | < 160 | KÖZÉPNYOMÁSÚ (általában mobilhidraulika) |
| 0,2-2 | NORMÁL NYOMÁSÚ (méréstechnika) | > 160 | MAGAS NYOMÁSÚ |
| 2-16 | NAGY NYOMÁSÚ (ipari, automatizálás) | | |
| >16 | IGEN NAGY NYOMÁSÚ (speciális) | | |

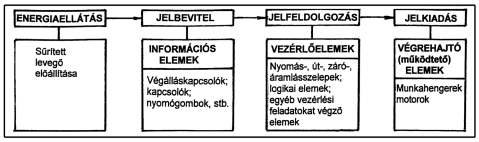
57. táblázat. A pneumatika és a hidraulika összehasonlítása és a rendszerek jelszint szerinti csoportosítása

| VEZÉRLÉS | | | SZABÁLYOZÁS |
|---|---|---|---|
| A bemeneti egység, a feldolgozó egység és a végrehajtó elem **HATÁSLÁNC**-a | | | |
| **NYITOTT,** a vezérelt jellemzőről nincs visszajelzés a bemenetre, a tényleges és névleges értékek között eltérés lehet. | | | **ZÁRT,** a szabályozott érték folyamatos ellenőrzése és visszacsatolása révén a tényleges és névleges értékek (összehasonlítása és eltérés esetén beavatkozás alapján) megegyeznek. |
| Kézi | **ÖNMŰKÖDŐ** | | Kézi **ÖNMŰKÖDŐ** |
| ↓ | | | ↓ |
| A jelfeldolgozás típusa szerint | | | ÁLLÁSOS / FOLYTONOS |
| **SZINKRON** | Jelfeldolgozást | Órajel szinkronizálja | Kétállásos / Többállásos / EGYSZERŰ / ÖSSZETETT |
| **ASZINKRON** | | A bemenő jelek megváltozása idézi elő | P / I / D |
| **LOGIKAI KOMBINÁCIÓS** | A bemenő jelek állapotaihoz a kimenő jelek a Boole-algebra logikai műveleteinek megfelelően vannak hozzárendelve | | PROPORCIONÁLIS (ARÁNYOS) / INTEGRÁLÓ (ÖSSZEGEZŐ) / DIFFERENCIÁLÓ (KÜLÖNBSÉGKÉPZŐ) / P,I,D KOMBINÁCIÓI |
| **LEFUTÓ** | Előre programozott sorrendben, lépésenként halad. Léptetési feltételek szerint: | | |
| | IDŐVEZÉRELT | FOLYAMATVEZÉRELT (Pl. útvezérlés) | |
| **JEL** | | | |
| **BINÁRIS** (értéktartományok egyértelmű hozzárendelése a jelhez) | | | Elsősorban **ANALÓG** |

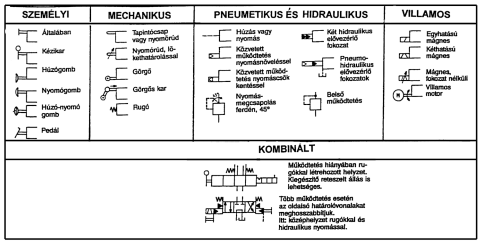
58. táblázat. Az irányítási rendszerek felosztása és főbb jellemzői

| PNEUMATIKA | | | HIDRAULIKA |
|---|---|---|---|
| ELEMEK ÁBRÁZOLÁSA | | START-KÉSZ állapot | |
| MŰKÖDTETETT állapot | | P: EP: | ALAPHELYZET |
| MUNKAVEZETÉK | | | |
| VEZÉRLŐ –és egyéb vezetékek | | | |
| CSATLAKOZÁSOK | P(1) | munkanyomás (bemenet) | |
| | A(2); B(4); C(6) | jelcsatlakozás (kimenet) | |
| | R(3); S(5) | Távozó levegő (leszellőzés) | |
| | T | | tartályág |
| | X; Y(14); Z(12) | Vezérlőjel-csatlakozás | |
| | L | | résolaj levezetés |

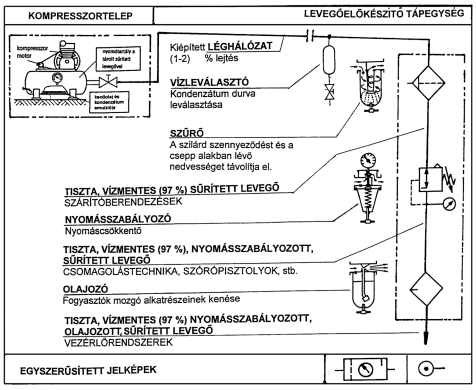
59. táblázat. A kapcsolási rajzokon alkalmazott jelek



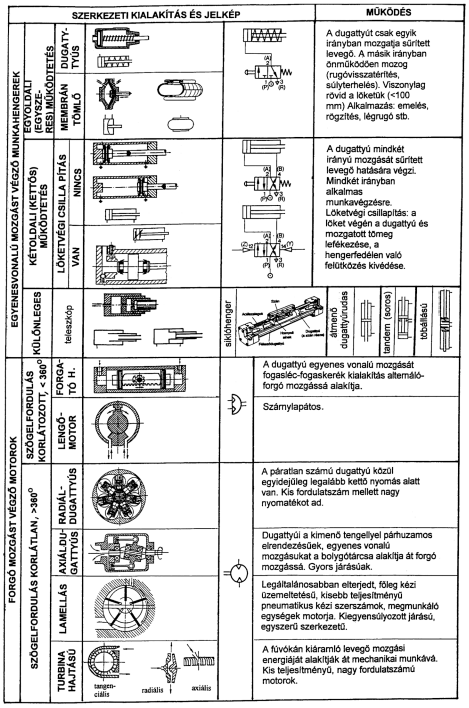

60. táblázat. Pneumatikus energiaátviteli rendszer blokkvázlata



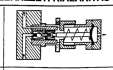
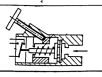

61. táblázat. Elemek működtetési rajzjelei




62. táblázat. A sűrített levegő előállítása és felhasználása

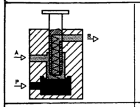
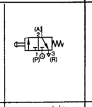
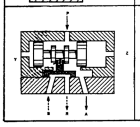
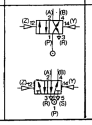



63. táblázat. Pneumatikus energiaátalakítók

| SZERKEZETI KIALAKÍTÁS ÉS JELKÉP | | MŰKÖDÉS |
|---|---|---|
| NYOMÁS-HATÁROLÓ |  | A bemeneti nyomást korlátozza. A beállított nyitónyomáson nyit, a felesleges levegő a szabadba távozik. Alaphelyzetben zárt szelep. |
| NYOMÁS-CSÖKKENTŐ | | A kimeneti nyomást tartja állandó értéken, változó bemeneti nyomás és ingadozó levegőelvétel esetén. Alaphelyzetben nyitott szelep. |
| NYOMÁS-KAPCSOLÓ |  | A beállított nyomástól eltérő (magasabb, vagy alacsonyabb) értéknél ad vezérlő jelet, működteti a beavatkozó elemet. A rendszer nyomásának ellenőrzésére szolgál. |

64. táblázat. Nyomásszelepek főbb típusai

| ZÁRÓELEM KIALAKÍTÁS SZERINT | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|
| ÜLÉKES | | | TOLATTYÚS | | |
| Golyó | Tányér | Kúp | Hossz | | Forgó |
| | | | Zárófelület | | |
| | | | Sík | Henger | |
| | | | | | |

| SZERKEZETI KIALAKÍTÁS ÉS JELKÉP | | MŰKÖDÉS |
|---|---|---|
|  |  | **3/2-es, monostabil, rugó-visszatérítésű, alaphelyzetben zárt, mechanikus működtetésű szelep.** Alaphelyzet: P→A zárt, A→R nyitott. Működtetés: P→A nyitott, A→R zárt. Alkalmazás: elsősorban **jeladóként** (végállás-kapcsolóként) |
|  |  | **4/2-es, bistabil, pneumatikus működtetésű szelep.** Z=1 vezérlőjelre: P→A nyit, B→R leszellőzés Y = 1 vezérlőjelre: P→B nyit, A→R leszellőzés Működésének feltétele: egyidejűleg nem lehet Z=1 és Y = 1. Alkalmazás: kettős működtetésű munkahenger vezérlésére, **főszelepként.** **5/2-es = 4/2-es.** Eltérés: 5/2-esnél a két munkavezetéknek külön leszellőzése van (R és S). |

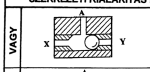
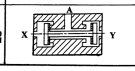
65. táblázat. A leggyakrabban alkalmazott útszelepek

| SZERKEZETI KIALAKÍTÁS ÉS JELKÉP | | | MŰKÖDÉS |
|---|---|---|---|
| FOJTÁS | | | Változtatható áramlási keresztmetszetű |
| FOJTÓ-VISSZACSAPÓ SZELEP | | | Egy fojtószelep és egy visszacsapó-szelep egy szerkezeti egységen belül párhuzamosan van kapcsolva. A→B: szabályozott áramlás a fojtáson, a visszacsapó szelep zárva. B→A: szabad áramlás a nyitott visszacsapó szelepen keresztül. |

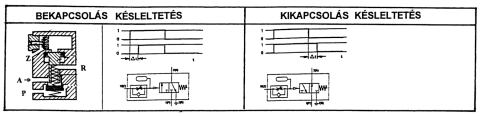
66. táblázat. Fojtó és fojtó-visszacsapó szelep

| SZERKEZETI KIALAKÍTÁS ÉS JELKÉP | | | MŰKÖDÉS |
|---|---|---|---|
| VISSZACSAPÓ-SZELEP | | | Általában rugóterhelésű ülékes szelep. A levegő nyomása a nyitónyomásnál a szeleptányért a rugó ellenében felemeli az ülékről, a szelep nyit. |

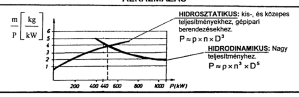
67. táblázat. Visszacsapó szelep

| SZERKEZETI KIALAKÍTÁS ÉS JELKÉP | | | MŰKÖDÉS | IGAZSÁGTÁBLÁZAT |
|---|---|---|---|---|
| VAGY |  | | A bementi (X, vagy Y) jel elmozdítja a záróelemet, a szelep nyit az A kimenet felé. | X Y A<br>0 0 0<br>0 1 1<br>1 0 1<br>1 1 1 |
| ÉS |  | | Kimenet (A) csak akkor van, ha a két bemeneti jel (X és Y) egyidejűleg fennáll. | X Y A<br>0 0 0<br>0 1 0<br>1 0 0<br>1 1 1 |

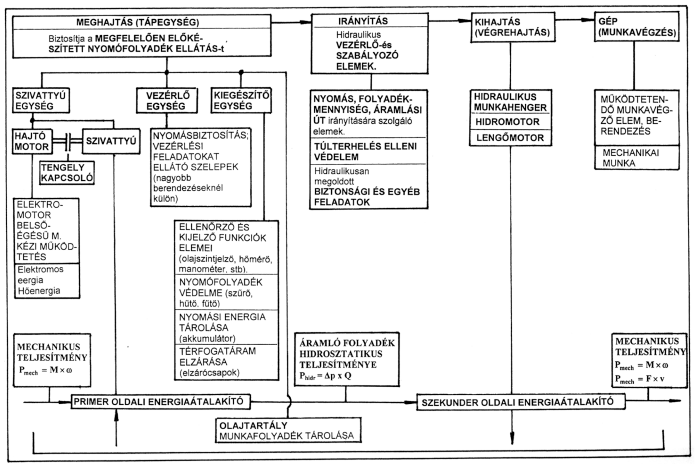
68. táblázat. Logikai elemek

| BEKAPCSOLÁS KÉSLELTETÉS | KIKAPCSOLÁS KÉSLELTETÉS |
|---|---|
|  |  |

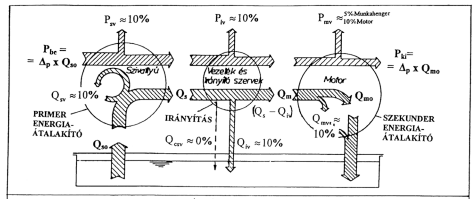
69. táblázat. Időszelepek

| HIDROSZTATIKA | HIDRODINAMIKA |
|---|---|
| **NYUGVÓ, VAGY KIS SEBESSÉGGEL MOZGÓ FOLYADÉKOK MECHANIKÁJA** (A törvények ideális folyadékokra érvényesek) | **ÁRAMLÓ FOLYADÉKOK MECHANIKÁJA** (Áramlástani törvények érvényesek) |
| **ENERGIAKÖZLÉS, III. ENERGIAELVONÁS HATÁSA** | |
| **NYOMÁSVÁLTOZÁS** | **SEBESSÉGVÁLTOZÁS** |
| **ERŐHATÁS MEGHATÁROZÁSA** | |
| PASCAL-TÖRVÉNY **F = p x A** (nyomás x felület) | NEWTON-TÖRVÉNY **F = m x a** (tömeg x gyorsulás) |
| **MOZGÁSI FREKVENCIA NAGYSÁGA** | |
| **v <10 [m/s]** = fv (csővezeték típusa: szívó, nyomó, visszafolyó; rendszernyomás)<br>$v_{min}$ ~ 0,1 [m/s]-nak megfelelő térfogatáram alatt nagy a fojtó és más szelepek eltömődési veszélye. Vezérléstechnikai megoldásokkal<br>v > 0,01 [m/s]-nak megfelelő térfogatáramig még megfelelő mozgási frekvencia érhető el. | **v » 10 [m/s]** |
| **BERNOULLI EGYENLET DOMINÁNS TAGJA** (egységnyi térfogatra) | |
| Σ energia = e = áll = | |
| $(p_2 - p_1) + \rho \times (U_2 - U_1) + \rho \times g \times (h_2 - h_1) + \frac{1}{2} \times \rho \times (v_2^2 - v_1^2)$ | |
| HIDRAULIKUS ENERGIAÁTALAKÍTÓK ENERGIAÁRAMÁNAK ALAPEGYENLETE: $e = (p_2 - p_1) + \rho \times (U_2 - U_1)$<br>IZOTERMIKUS, VESZTESÉGMENTES ESETRE: $e = (p_2 - p_1)$ | |
| **ALKALMAZÁS** | |
|  | |

70. táblázat. A hidrosztatika és a hidrodinamika összehasonlítása




71. táblázat. Hidrosztatikus energiaátviteli rendszer

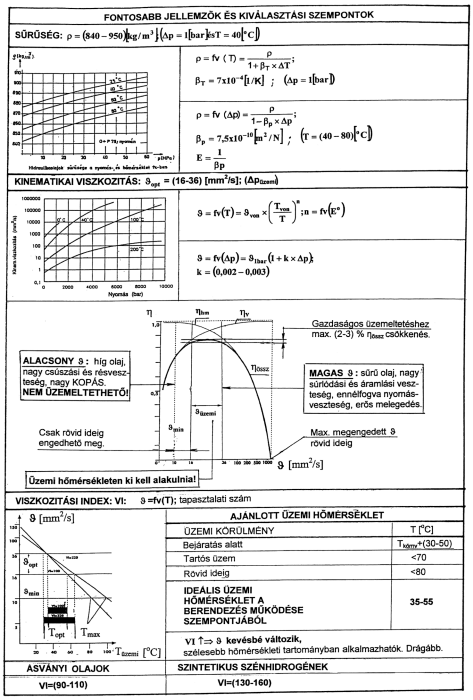



| A TELJESÍTMÉNYVESZTESÉG FORRÁSA | | | | |
|---|---|---|---|---|
| | Típusa | Hatásfok | | Hatása |
| NYOMÁS-VESZTESÉG | FOLYADÉKSÚRLÓDÁS A VEZETÉKBEN | $\eta_h$ | $\eta_{hm}$ | A folyadéksúrlódás és a mechanikai súrlódás a rendszerben fellépő nyomásveszteséget befolyásolja. A **SÚRLÓDÁSI TELJESÍTMÉNYVESZTESÉG HŐVÉ ALAKUL.** |
| | ALAKVESZTESÉG (eltérítés, gyorsítás) | | | |
| | Géprészek MECHANIKAI SÚRLÓDÁSA | $\eta_m$ | | |
| RÉS-VESZTESÉG | | $\eta_v$ | | A tömítetlenségeken elszivárgó résolaj a térfogatáramot, ezáltal a **MOZGÁSI FREKVENCIÁT BEFOLYÁSOLJA.** |
| ÖSSZHATÁSFOK: $\eta_{össz} = \eta_{hm} \times \eta_v = P_{ki} / P_{be} \approx (70 - 75)\%$ | | | | |

72. táblázat. Hidrosztatikus rendszer veszteségei és hatásfoka

| ALKALMAZOTT HIDRAULIKA OLAJOK | ÁSVÁNYI | SZINTETIKUS |
|---|---|---|
| | ISO VG7-150; $\vartheta$=(7-150) [mm²/s]; (T=40 [°C]) | |

73. táblázat. Hidraulikaolaj típusok




74. táblázat. Hidraulikaolajok fontosabb jellemzői és kiválasztási szempontok

| ÖSSZEFÉRHETŐSÉG | |
|---|---|
| A különböző szerkezeti anyagokat sem az olaj, sem a bomlástermékei nem támadhatják meg. | |
| **KORRÓZIÓS HAJLAM = fv (Zn-tartalom)** | |
| Zn-(hamu) tartalom [tömeg %] | Használat |
| 0 | általános |
| < 0,07 | ezüstbevonat kivételével |
| > 0,07 | színesfémek kivételével |
| **MUNKAFOLYADÉK TISZTASÁGA** | |
| **Szennyeződés:** | **gátolja a rendszer optimális működését, zavarokat és kimeneti veszteségeket okoz.** |
| **SZENNYEZŐDÉSEK FORRÁSAI** | |
| BELSŐ (KÉPZŐDÖTT) (nem természetes) | KÜLSŐ (BEVITT) |
| Olajok kémiai átalakulása;<br>Gépelemek korrozíós terméke;<br>Gépelemek kopásterméke | Olajjal;<br>Gyártás során;<br>Üzemelés során;<br>Szerelés közben |

| FAJTÁI | | HATÁS | |
|---|---|---|---|
| SZILÁRD | (1-200) [μm] között tekintjük szennyeződésnek | ÉLETTARTAMOT 30 %-al is CSÖKKENTHETI.<br>**KOPÁS** szempontjából legveszélyesebb: **(5-15)** [μm]<br>**>15** [μm]: **ÜZEMZAVAR.**<br>VÉDELEM: **SZŰRŐK** alkalmazása. | |
| LÉGNEMŰ | (levegő)<br>Max. 5 térfogat % lehet az olajban diszpergálva | **KILÉPÉSI KAVITÁCIÓ** | Zaj, felületek kopása |
| | | **ÖSSZENYOMHATÓSÁG** | Berendezés működése NEM FOLYAMATOS. Olaj HŐMÉRSÉKLET NÖVEKEDÉS,→ ϑ változás. |
| | | **OLAJ ÖREGEDÉS GYORSUL HABKÉPZŐDÉS** | |
| FOLYÉKONY | (víz)<br>Max. 0,5 térfogat %. | **EMULZIÓKÉPZŐDÉS** | KENŐKÉPESSÉG CSÖKKEN<br>KORROZIÓS VESZÉLY NŐ |
| | | **KÉMIAI HIDROLÍZIS** | KORROZIÓS VESZÉLY NŐ |
| | | Jó hidraulika olajoknál elkülönítve van jelen (pl. tartály alján) | |

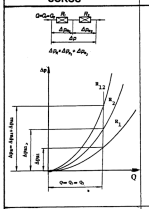
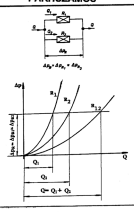
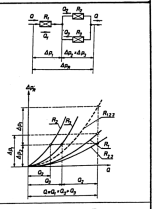
75. táblázat. Hidraulikaolajok fontosabb jellemzői és kiválasztási szempontok (a 74. táblázat folytatása)

| **FELADATA** | Az energiaközvetítő közeg vezetése, | |
|---|---|---|
| A csővezeték teljes nyomásesése ne haladja meg az üzemi nyomás 5 %-át. | biztonsággal elviselni a rendszerben felépő dinamikus lökéseket. | a lehető legkisebb áramlási veszteségek legyenek. |
| | **A FOLYADÉKKAL TÖLTÖTT CSŐVEZETÉK A HIDRAULIKUS RENDSZER EGY ELEME.** | |
| **DINAMIKUS PARAMÉTEREI** | Hidraulikus ELENÁLLÁS, KAPACITÁS, INDUKTIVITÁS; nyomáshullám terjedési sebessége, hullámhossz nagysága. | |

76. táblázat. A csővezeték feladata és fontosabb jellemzői

| | | | |
|---|---|---|---|
| ÁRAMLÁSI VESZTESÉGEK | Oka | A folyadék viszkozitása | |
| | Hatása | Nyomáscsökkenés. Az elveszett energia hővé alakul | |
| | Típusa | CSŐSURLÓDÁS | IDOMELLENÁLLÁS |
| | Általános alak | $\Delta p = \zeta \times \frac{\rho}{2} \times v^2 \quad \left[N/m^2\right]$ | |
| | Felhasznált összefüggések | $\xi = \lambda \times \frac{L}{D}; \lambda = f(Re)\lambda_1 = \frac{64}{Re}; Re = \frac{v \times D}{\vartheta}; v = \frac{Q}{A}$ | |
| | Nyomás veszteség | $\Delta p = \frac{32 \times \rho \times \vartheta \times L}{D^2 \times A} \times Q$ | $\Delta p = \frac{\rho}{2} \times \frac{\xi}{A^2} \times Q^2$ |
| HIDRAULIKUS ELLENÁLLÁS (hidr. Ohm-törvény) | | $R_L = \frac{\Delta p}{Q} = \frac{32 x \rho x \vartheta x L}{D^2 x A} \left[\frac{Ns}{m^5}\right]$ | $R_T = \frac{\Delta p}{Q^2} = \frac{\rho}{2} \times \frac{\xi}{A^2} \left[\frac{Ns^2}{m^8}\right]$ |
| ÁLTALÁNOS ALAK | | $\Delta p_R = f(Q^m); \quad l(m(2$ | JELKÉP |

HIDRAULIKUS ELLENÁLLÁSOK KAPCSOLÁSA

| SOROS | PÁRHUZAMOS | VEGYES |
|---|---|---|
|  |  |  |
| $R_L = \sum_{i=1}^{n} R_{Li}$ | $\frac{1}{R_L} = \sum_{i=1}^{n} \frac{1}{R_{Li}}$ | $R_{L123} = R_1 + \frac{R_2 \times R_3}{R_2 + R_3}$ |
| $R_T = \sum_{i=1}^{n} R_{Ti}$ | $\frac{1}{\sqrt{R_T}} = \sum_{i=1}^{n} \frac{1}{\sqrt{R_{Ti}}}$ | $R_{T123} = R_1 + \frac{R_2 \times R_3}{\left(\sqrt{R_2} + \sqrt{R_3}\right)^2}$ |

77. táblázat. Hidraulikus ellenállás

| MECHANIKUS→HIDRAULIKUS | HIDRAULIKUS→MECHANIKUS | |
|---|---|---|
| | TRANSZLÁCIÓS | ROTÁCIÓS |
| SZIVATTYÚ | MUNKAHENGER | MOTOR |

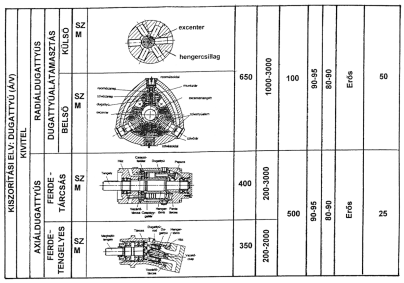
| KISZORÍTOTT TÉRFOGAT | SZABÁLYOZÁS JELLEGE | SZABÁLYOZÁS JELLEMZŐJE |
|---|---|---|
| ÁLLANDÓ (Á) | —— | Veszteséges áramlásirányítás (pl. fojtással) |
| VÁLTOZTATHATÓ (V) | Diszkrét fokozatok | Veszteségmentes áramlásirányítás |
| | Fokozatmentes (önszabályozás) | |

| JELKÉPEK | Á | V | | Á | V |
|---|---|---|---|---|---|
| egy áramirányú szivattyú | ○ | ⊘ | lét áramirányú hidromotor | ○ | ⊘ |
| lét áramirányú szivattyú | ○ | ⊘ | szivattyú/hidromotor hidromotorként az első áramlási irányban | ○ | ⊘ |
| egy áramirányú hidromotor | ○ | ⊘ | szivattyúként a második áramlási irányban szivattyú/hidromotor | ○ | ⊘ |
| | | | szivattyúként és hidromotorként ugyanabban az áramlási irányban | ○ | ⊘ |

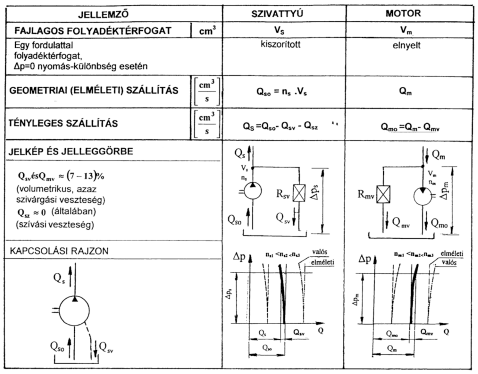
78. táblázat. Hidrosztatikus energiaátalakítók csoportosítása

| SZIVATTYÚK MOTOROK SZ M | | | | SZERKEZETI KIALAKÍTÁS | $\Delta p_0$ max [bar] | $n_{min}$-$n_{max}$ [min$^{-1}$] | $Q_{max}$ $\left[\frac{dm^3}{min}\right]$ | $\eta_v$ % | $\eta_o$ % | Folyadék szállító: PULZÁCIÓ | Szűrési finomság [µm] |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| KISZORÍTÁSI ELV: FOG (Á) | KIVITEL | FOGASKERÉK | KÜLSŐ-FOGAZÁSÚ | SZ M | 200 | 500-6000 | 200 | 65-90 | 80-90 | Erős | 50 |
| | | | BELSŐ-FOGAZÁSÚ | SZ M | 300 | 500-3000 | 50 | 65-85 | 70-80 | Közepes | 100 |
| | | | ORBIT | M | 200 | | | | | | |
| | | CSIGA | CSAVARORSÓS | SZ | 140 | 1000-3500 | 100 | 70-80 | | Gyenge | 50 |
| KISZORÍTÁSI ELV: SZÁRNY (ÁV) | KIVITEL | SZÁRNYLAPÁTOS | EGY-LÖKETŰ | SZ M | 175 | 500-3000 | 300 | 70-80 | 70-90 | Közepes | 50 |
| | | | DUPLA-LÖKETŰ | SZ | | | | | | | |

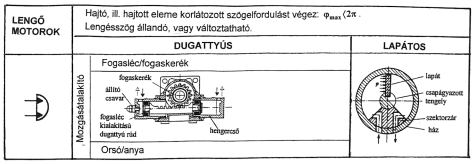
79. táblázat. Hidrosztatikus energiaátalakítók (szivattyúk és motorok)



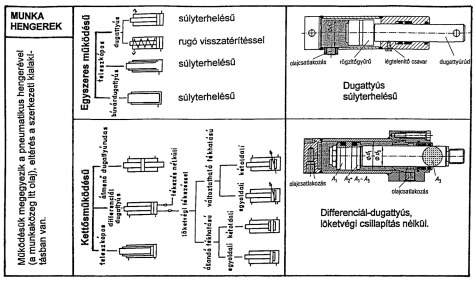

80. táblázat. Hidrosztatikus energiaátalakítók (szivattyúk és motorok) (a 79. táblázat folytatása)



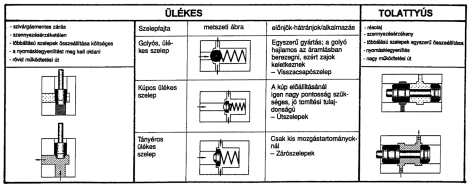

81. táblázat. Szivattyúk és motorok jellemzői



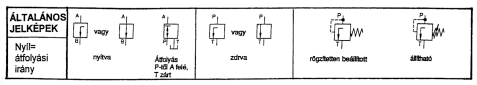

82. táblázat. Hidrosztatikus energiaátalakítók (lengőmotorok)



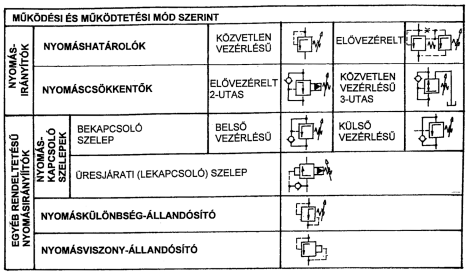

83. táblázat. Hidrosztatikus energiaátalakítók (munkahegerek)



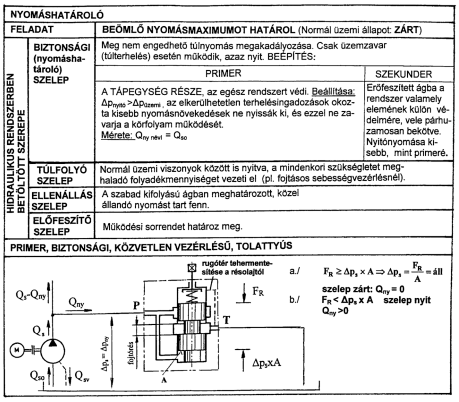

84. táblázat. Irányítóelemek szerkezeti kialakítás szerinti csoportosítása



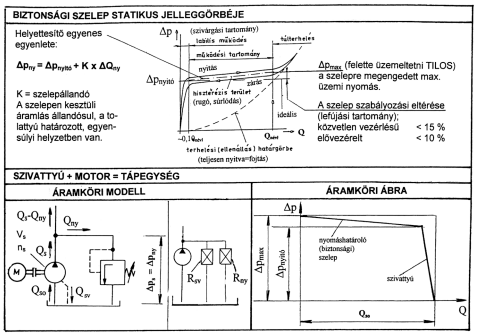
85. táblázat. Nyomásirányító elemek általános jelképi jelölései



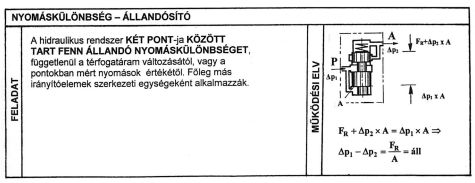

86. táblázat. Nyomásirányító elemek csoportosítása



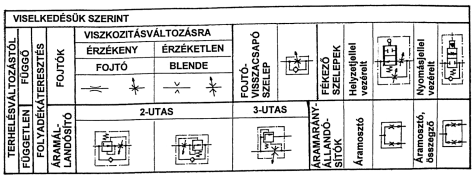

87. táblázat. Nyomáshatároló szelep jellemzői



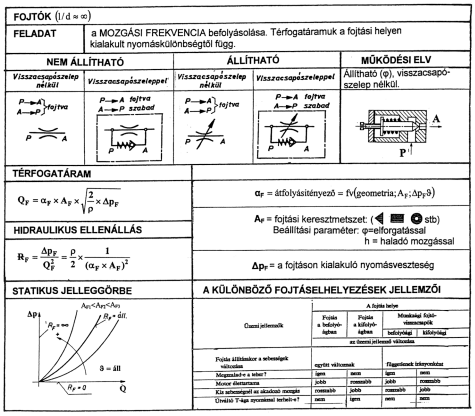

88. táblázat. Nyomáshatároló szelep jellemzői (a 91. táblázat folytatása)



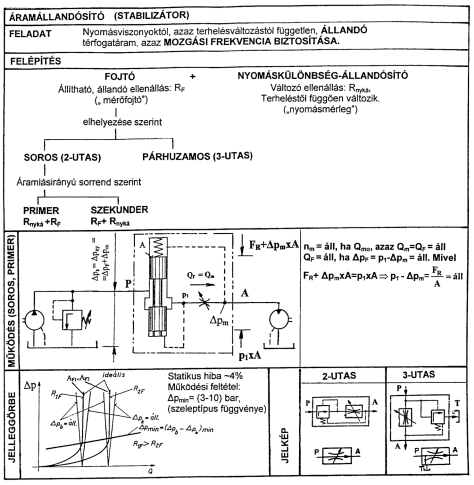

89. táblázat. Nyomáskülönbség-állandósító szelep jellemzői



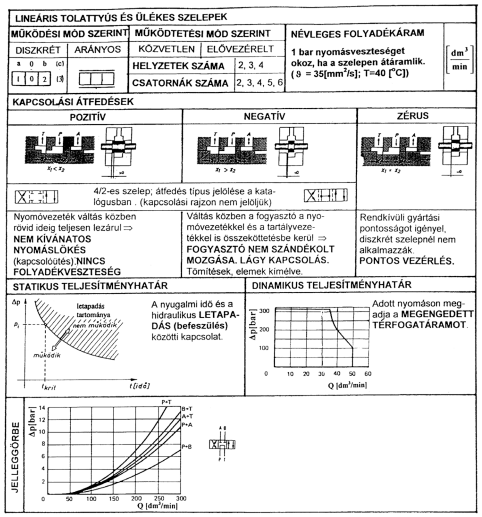
90. táblázat. Áramirányítók csoportosítása



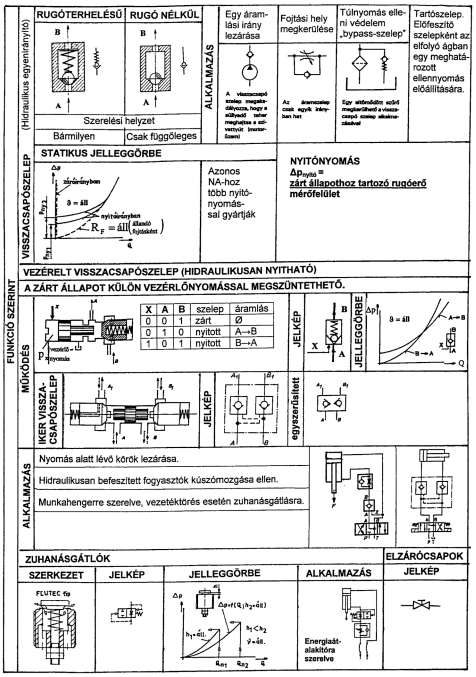

91. táblázat. Fojtók típusai és jellemzői



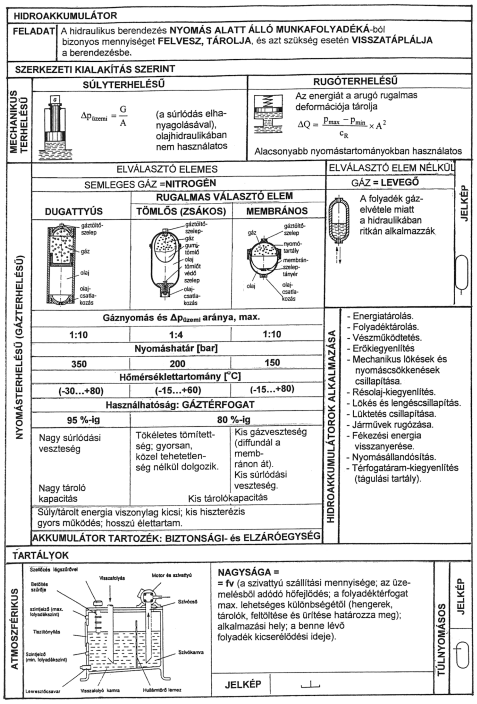

92. táblázat. Áramállandósítók jellemzői



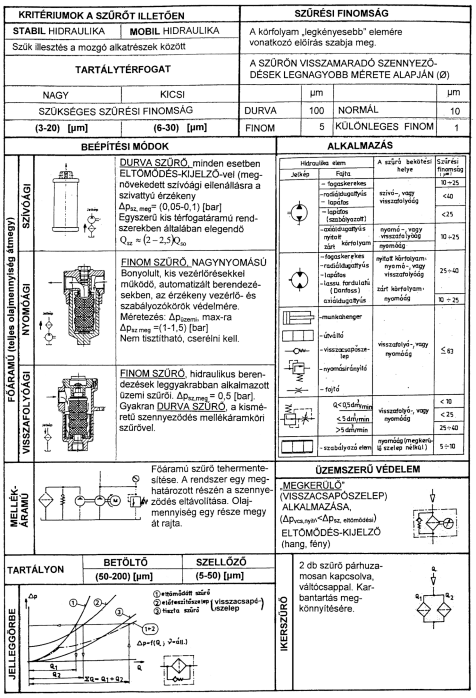

93. táblázat. Útirányítók típusai és jellemzői




94. táblázat. Zárószelepek csoportosítása és és jellemzői

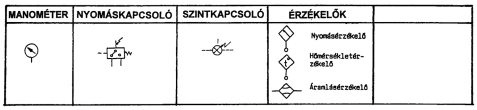



95. táblázat. Munkafolyadék tárolók




96. táblázat. Szűrők

97. táblázat. A munkafolyadék temperálásának különböző lehetőségei




98. táblázat. Mérő és ellenőrző elemek

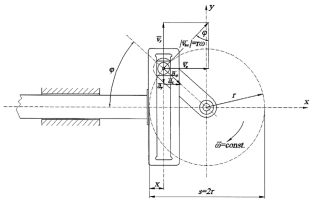
# Forgattyús hajtóművek

A forgattyús hajtómű az energiatovábbítás során az egyenes vonalú alternáló mozgást alakítja át forgómozgássá (pl. belsőégésű motor) vagy a forgómozgást alakítja át egyenes vonalú alternáló mozgássá (pl. kompresszor), és közben a dinamikai viszonyok is megváltoznak.

A forgattyús hajtómű mozgása és erőviszonyai

Induljunk ki abból, hogy a forgattyúkar $\omega$ = konst. szögsebességét ismerjük, és a haladó mozgást végző tagnak (kulisszának, dugattyúnak, keresztfejnek, szerszámtartónak stb.) a **mozgásjellemzőit** (út, sebesség és gyorsulás) határozzuk meg az idő függvényében.

### 645. ábra - Kulisszás hajtómű



A forgattyús hajtómű mozgásjellemzői a legegyszerűbb esetekben trigonometrikus függvényekkel írhatók le, illetve mivel a mozgás lefolyása csak ritkán trigonometrikus, de mindig periodikus, különböző frekvenciájú és amplitúdójú, szinuszosan változó harmonikusok összegsorával, Fourier-sorokkal.

A legegyszerűbb, tiszta trigonometrikus mozgásviszonyokkal, a végtelen hosszú hajtórúddal működő, **kétkulisszás** (kétcsuszkás) mechanizmus mozgásjellemzői írhatók le:

$$x = r(1-\cos\varphi), \quad v_x = r\omega \sin\varphi, \quad a_x = r\omega^2 \cos\varphi.$$

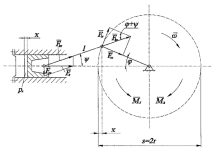
A közönséges forgattyús hajtómű jellemző adata az *l/r* viszonyszám, lásd a 646. ábra jelöléseit. Ha *l/r* ≥ 5, akkor az eltérések az *(1)*-től olyan kicsik, hogy elhanyagolhatók, ellenkező esetben végesnek kell tekinteni a hajtórúd hosszát, ez pedig az *(1)*-ben megadott mozgásjellemzőket torzítja. A torzítások levezetésétől és ábrázolásától eltekintünk.

Vizsgáljuk meg ezt követően a forgattyús hajtómű erőviszonyait négyütemű, belsőégésű motor esetén! A dugattyúra a dugattyú különböző helyzeteiben más-más nyomás hat, így a dugattyúra ható erő is változik (646. ábra). A dugattyú *x* helyzetében a dugattyúra ható $p_x$ nyomás és az $A_d$ dugattyúfelület (dugattyúátmérő $d_d$) ismeretében kiszámítható az $F_x$ pillanatnyi erő, amely az ábrabeli jelekkel, bármely és álláskor a következő erőösszetevőkre bontható:

$$F_{hx} = \frac{F_x}{\cos\psi}; \quad F_{nx} = F_x \, tg\,\psi, F_{ux} = F_{hx} \sin(\varphi+\psi) = F_x \frac{\sin(\varphi+\psi)}{\cos\psi},$$

$$F_{rx} = F_{hx} \cos(\varphi+\psi) = F_x \frac{\cos(\varphi+\psi)}{\cos\psi}.$$

## 646. ábra - Forgattyús hajtómű



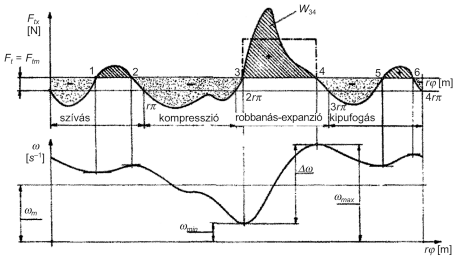
Látjuk, hogy a dugattyúra ható $p_x$ nyomás, a $\varphi$ hajtórúdszög és a $\psi$ forgattyúkarszög állandóan változik, így a forgattyúcsapra ható $F_{tx}$ tangenciális erő nagysága is állandóan változik Ezzel együtt a $M_h$ hajtónyomaték is pontról pontra változik, ez pedig azt eredményezi, hogy a forgattyúkar egyenlőtlen szögsebességgel forog (647. ábra). A többi erőösszetevő a forgattyús hajtómű elemeinek méretezéséhez kell.

A forgattyús hajtómű elemei

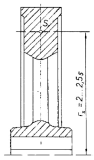
A forgattyús hajtómű egyik eleme a **lendítőkerék** (lendkerék). Ennek az a funkciója, hogy a forgattyús tengely közelítően állandó fordulatszámát biztosítsa annak ellenére, hogy hajtó- és munkagépek esetén a tangenciális diagram nagy ingadozású tangenciális erőket mutat.

A lendítőkerék viszonylag egyszerű kialakítású tárcsa, koszorúval és aggyal (648. ábra). A szükséges tömeg meghatározása az egyenletes működés szempontjából igen fontos. Ehhez kiindulhatunk a 647. ábrán bemutatott és ehhez hasonló, adott géphez megszerkeszthető, tangenciális diagramból.

## 647. ábra - A tangenciális erő és a szögsebesség változása




## 648. ábra - Lendítőkerék



Először az átlagos, közepes tangenciális erőt kell meghatározni, amely az $F_{tx}$ kerületi erő középértéke $F_{tm}$, és területkiegyenlítéssel meghatározható. Folyamatos üzem akkor lehetséges, ha $F_{tm} = F_f$-fel, a tangenciális fékezőerővel (terhelőerő).

A forgattyústengely a forgó elemekkel a pozitív munkaterület hatására felgyorsul, míg a negatív munkaterület hatására lassul (lásd a főtengely szögsebesség-ingadozását). A tangenciális erők átlagosnál nagyobb gyorsítóerői annál kisebb szöggyorsulást idéznek elő, és fordítva: átlagosnál kisebb lassítóerői annál kisebb negatív szöggyorsulást (szöglassulást) keltenek, minél nagyobb a lendítőkerék tömege.

A szükséges tömeg attól függ, milyen nagy szögsebesség-ingadozás engedhető meg. Ezt az ún. egyenlőtlenségi fok fejezi ki:

$$\delta = \frac{\omega_{max} - \omega_{min}}{\omega_m}, \quad \omega_m = \frac{\omega_{max} + \omega_{min}}{2},$$

ahol

δ szivattyúk hajtásához 1/20, repülőgépmotorokhoz 1/1000, általában 1/50…1/300.

A 634. ábrán látható pozitív munkaterület megnöveli a lendítőkerék mozgási energiáját. Célszerű a lendítőkerék koszorúsúlypontjában redukált $m_{red}$ tömeggel számolni:

$$W_{34} = m_{red} \delta r_s^2 \omega_m^2,$$

ahol

$r_S$ = a lendítőkerék súlypontjának sugara.

Mivel $r_s^2 m_{red} = J$ a tehetetlenségi nyomaték, $m_{red} = \lambda m$, a lendítőkerék tömege vagy a szükséges redukált tömeg, vagy a tehetetlenségi nyomaték is meghatározható:

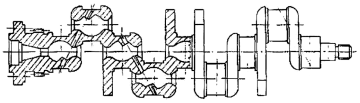
$$m = \frac{W_{34}}{\lambda \delta r_s^2 \omega_m^2},$$

ahol $\lambda$ a lendítőkerék konstrukciójától függ és értéke a gyakorlatban 0,7…0,8.

A forgattyús- (vagy görbített) tengelyek alakjukkal alkalmazkodnak funkciójukhoz (649. ábra). Így a görbített kialakítás adja a forgattyúkart és a forgattyúcsapot, a z számú görbítéshez z + 1 csapágy

célszerű, lendítőkerék- és tengelykapcsoló-, esetleg féktárcsa- és fogaskerék-felerősítési hely is kell, továbbá biztosítani kell a kenőolaj-bevezetést, a görbített részek sorrendje és térbeli elhelyezkedése pedig a tömegkiegyensúlyozást szolgálja.

## 649. ábra - Forgattyús tengely

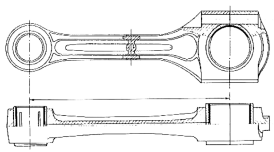


A forgattyús tengelyek legtöbbször acélból készülnek, amit kovácsolás után (forgácsolással, köszörüléssel, kényesebb csapfelületek tükrösítésével) készre munkálnak. Újabban egyre gyakrabban különleges öntöttvasból is készítik a forgattyús tengelyeket.

A forgattyús tengelyek méretezése nem tárgyalható a többi gépelemhez hasonló általános összefoglalással, mert nagyban azt adott gép erőviszonyaitól függ. Rendszerint sorozatban gyártják, amit alapos kísérletek előznek meg. Ezek a kísérletek kiterjednek a szilárdsági (törés elleni), alakváltozási (lehajlási és elcsavarodási), rezgési és tömegkiegyensúlyozási biztonságra, élettartamra. A forgattyús tengely első tervezésekor ki lehet indulni a részekre bontással, kéttámaszú, görbített tartó statikus méretezésből, a csaphelyek felvételéből, majd a holtponti, illetve $F_{tmax}$ helyén való ellenőrzésből.

A **hajtórudak** (650. ábra) viszonylag hosszú rudak, amelyeknek funkciójuk szerint csatlakozniuk kell a forgattyúcsaphoz, illetve a dugattyú (vagy más, haladómozgást végző gépelem) csapszegéhez. Ennek megfelelően legtöbbször az egyik végződése a csapágyszerűen kialakított hajtórúdfej, illetve a másik végződése a zárt gyűrűként megoldott hajtórúdszem.

## 650. ábra - Hajtókar



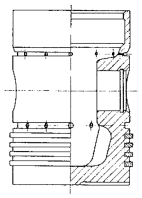
A hajtórudak is acélból készíthetők kovácsolással és készre munkálással. A súlycsökkentés miatt újabban könnyűfém ötvözetű hajtórudakat fejlesztettek ki.

A hajtórudak alakja változatos, nagyban függ az adott géptől. Méretezésük is inkább a forgattyús tengelyekhez hasonló, vagyis egyszerűsített modellre nagyvonalú alakadás, amit a sorozatgyártás előtt gondos kísérletsorozat előz meg. Már a hajtórúd igénybevétele is bonyolult a jellegzetes, ostorozó () mozgása miatt, ezért a méretezési (ellenőrzési) lehetőségek közül kiemeljük, hogy a hajtórúdnak meg kell felelnie a húzás-nyomás és hajlítás összetett igénybevételére, és kihajlásra is ellenőrizni kell. A hajtórúdszem olyan siklócsapágynak tekinthető, amelyben a tengely lengőmozgást végez.

A legnagyobb problémát a nehezen megfogható, zárt gyűrűszerű hajtórúdszem felszültségeinek meghatározása okozza.

A **dugattyúk** (651. ábra) a funkciójuk szerint kapják alakjukat. Lehetnek tárcsa alakú vagy búvárdugattyúk. Abban különböznek egymástól, hogy a tárcsás dugattyúk mindkét oldalára, míg a búvárdugattyúknak csak az egyik oldalára hat a közegnyomás. A dugattyúk különleges fajtája az ún. differenciáldugattyú, amely főleg többfokozatú kompresszorok gépeleme. A dugattyúk falvastagságának ki kell bírnia a legnagyobb közegnyomásokat vagy -különbségeket.

## 651. ábra - Dugattyú



A dugattyú további funkciója, hogy tömítőgyűrűvel elválasztja egymástól a nyomástereket, továbbá egyes típusai (pl. búvárdugattyúk) elvégzik az egyenes bevezetés feladatát is.

A tárcsás dugattyúk esetén az egyenes bevezetést kiegészítő elemmel: a keresztfejjel kell magvalósítani. A tárcsás dugattyút ilyenkor a dugattyúrúd köti össze a keresztfejjel. A dugattyúrúd kivezetését a hengerfedélben tömszelencével kell ellátni.

Mivel a dugattyúk, dugattyúrudak, keresztfejek mozgó gépelemek, tömegük csökkentésére kell törekedni. Ez elérhető az alakadással (könnyített, üreges kialakítással) vagy a könnyűfémek alkalmazásával.

Ezekre a gépelemeke is fennáll, hogy kialakításuk függ az adott géptől, a közegtől, az átlagsebességtől stb., ezért a méretezés (ellenőrzés) kérdései éppúgy nehezen válaszolhatók meg, mint a forgattyús hajómű többi eleménél. A dugattyúk falvastagságára a szakirodalom pl. tapasztalati képleteket ajánl. A dugattyúgyűrűk anyaga legtöbbször perlitszorbitos szövetszerkezetű szürkeöntvény, a hidraulikus berendezésekben gumi.

A dugattyúrúd húzás-nyomásra és kihajlásra ellenőrzendő. Külön ellenőrizni kell a dugattyúrúdnak a dugattyúbeli, illetve keresztfejbeli kötését. A keresztfej bonyolult alakú öntvény, és bonyolult feladat a villa alakú részének méretezése is. A szakirodalom a keresztfejsaruk méretezését foglalja össze, ami hasonlít a siklótámasz problémájához. Ugyancsak az egyenes bevezetés problémája a dugattyúk önvezetése, ami kihat a szükséges dugattyúhossz megállapítására. A szakirodalomban sok tapasztalati adat található e gépelemek hosszarányaira.

Az **excenter** annyiban tér el a forgattyús tengely ismertetett alakjától, hogy a kis karhossz miatt nem görbített részű a tengely, hanem az excentertárcsa viszonylag nagy átmérőjű korongja magából a tengelyből kialakított kis excentricitással. A hajtórúdfej osztottan öleli át az excentertárcsát. A méretezés itt is visszavezethető a siklócsapágyak esetére, lengőmozgást feltételezve.

Ha a tengely és a vele együtt forgó gépalkatrészek közös súlypontja nem esik egybe a forgástengellyel, a forgórészt a normális terheléshez viszonyítva többleterő (centrifugális erő) terheli, **kiegyensúlyozatlan** a szerkezet. Ilyenkor a csapágy és a járműtest lengő rendszerként lengésbe jöhet. A lengő rendszer és a gerjesztés azonos szögsebessége esetén rezonancia jön létre, amit el kell kerülni. Gyártási tűrések, valamint az anyag inhomogenitása miatt az elméletileg egyenletes tömegeloszlás nem biztosítható, ezért kiegyensúlyozást kell végezni.

Statikus kiegyensúlyozatlanságnál a forgástengelyhez képest a súlypont a forgástengelyen kívül van. Ennek megszüntetésére a súlyponteltolódással ellentétesen megfelelő nagyságú kiegyenlítő tömegeket kell rögzíteni arra figyelve, hogy ne keletkezzen dinamikus kiegyensúlyozatlanság.

Dinamikus kiegyensúlyozatlanság a forgástengelyre merőleges középsíkhoz viszonyítva fellépő egyenlőtlen tömegeloszlás következtében keletkezik. Hatására a forgástengely ki akar billenni. Ennek megszüntetésére a tömegeltolódásokkal ellentétesen két, azonos nagyságú kiegyenlítőtömeget rögzítünk.

# 7. fejezet - A számítógéppel segített géptervezés és a műszeres gépvizsgálat alapjai

A 7. fejezetben alkalmazott jelölések

| | |
|---|---|
| a | gyorsulás |
| c | rugóállandó |
| $c_o$ | hang terjedési sebessége |
| f | frekvencia, elmozdulás |
| g | gauge-faktor, nyúlási tényező |
| k | réteganyag érzékenységi tényező, csillapítási tényező, piezoanyagra jellemző állandó |
| l | hosszúság, Moiré-sávok közötti távolság |
| $\Delta l$ | hosszúságváltozás |
| m | tömeg, rendszám |
| p | hangnyomás |
| q | töltés |
| t | idő, rácsosztás |
| u | x irányú elmozdulás |
| u | csomóponti elmozdulásvektor |
| v | vastagság, rezgés sebessége, y irányú elmozdulás |
| y | műszerház rezgésamplitúdója |
| x, y, z | koordinátarendszer tengelyei |
| A | amplitúdó, piezokristály keresztmetszete |
| $A_K$ | feszültségerősítés |
| B | alakváltozási mátrix |
| D | Lehr-féle csillapítás |
| D | rugalmas anyagmátrix |
| E | rugalmassági modulus |
| F | erő, erőkomponensek |
| F | erővektor, terhelésvektor |
| G | csúsztató modulus |
| H | féltér |
| $I_f$ | fotoáram |
| **K** | merevségi mátrix |
| L | munka, forgóvektor |
| $L_P$ | hangnyomás szint |
| $N_u$ | nagyítási tényező |
| **N** | alakfüggvény mátrixa |
| P | felület |

| | |
|---|---|
| R | ellenállás |
| S | feszültségoptikai arányossági tényező, térfogat |
| T | elemi geometriai test, testprimitív, rezgésperiódus ideje |
| **T** | transzponált vektor |
| U | feszültség |
| V | térfogat |
| α | mérőelem főiránnyal bezárt szöge |
| γ | szögváltozás |
| ε | alakváltozás, nyúlás, fajlagos nyúlás |
| η | műszer által mutatott rezgésamplitúdó |
| ρ | fajlagos ellenállás |
| ω | körfrekvencia |
| σ | normális irányú feszültség |
| τ | csúsztatófeszültség |
| ν | Poisson-szám |

Kiegészítő indexek

| | |
|---|---|
| An | analizátor |
| e | elem |
| i | futóindex, tetszőleges szám |
| i, j, k | csomópontok száma |
| komp | kompenzáló elem |
| m | mérőrács |
| x, y, z | koordinátatengelyek irányai |
| B | belső |
| K | külső |
| 0 | kezdeti állapot |
| 1, 2 | feszültségi főirányok |
| +, – | húzás – nyomás |

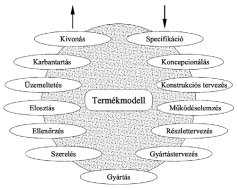
# Gépelemek számítógéppel segített tervezése

A számítógéppel segített tervezés ipari technológiává válásának első eredményei a XX. század hatvanas éveiben születtek. Ekkor a CAD alapvető problémája az ember és a számítógép közötti hatékony interakció megteremtése volt. A kutatók és fejlesztők jól behatárolható részfeladatok (pl. műszaki rajzolás, mérnöki számítások és ezen belül a numerikus módszerek kifejlesztése, adatbankszervezés) megoldásával foglalkoztak. A hetvenes években kezdték kidolgozni a mérnöki munka számára hatékonyabb támogatást nyújtó háromdimenziós (3D-s) geometriai modellezési eljárásokat (mint pl. a huzalváz, felület- és testmodellezés), és megkezdődött a szoftvereszközök integrálódása is.

Az integráltság szemantikus információkra alapozott formájának megteremtése, az alaksajátosság-orientált tervezés koncepciójának kialakítása a nyolcvanas évek eredménye. Már a nyolcvanas évek végén felmerült az az igény, amelyik a modell- és adatszintű integrálás mellett a tervezéshez kapcsolódó egyéb termékmegvalósítási tevékenységek folyamatszintű integrálását tűzi ki célul. Ez olyan integrált tervező-, fejlesztő- és kivitelezést előkészítő környezet kialakítását vetíti előre,

amely lehetővé teszi a **termék teljes életpályájára** vonatkozó információk kezelését. A fejlesztések középpontjába állított termékmodellezés életpálya szakaszait a 652. ábrán láthatjuk. Adatfeldolgozási szempontból a termékmodell a termékhez kapcsolódó műszaki és gazdasági adatok létrehozásának, feldolgozásának, tárolásának és szemléltetésének eszköze.

### 652. ábra - A termékmodellezés életpálya szakaszai




A termékmodellezés részét képező integrált CAD/CAE rendszerek funkcionális részterületeit a 653. ábra mutatja. A CAD/CAE, amit ma már ipari környezetben is egyre elterjedtebben alkalmaznak, a számítógéppel segített tervezéshez tartozó résztechnológiákat foglalja egységbe.

### 653. ábra - Az integrált CAD/CAE funkcionális részterületei

A fejezet további részeiben a CAD/CAE fontosabb részterületeivel foglalkozunk.

# Geometriai modellezés

Az ideális geometriai modellező rendszer kidolgozására irányuló törekvések eredményeképpen ma már a módszerek széles választéka áll rendelkezésre. De mindennek ellenére sem sikerült olyan univerzális megoldást kifejleszteni, ami a termékek geometriai modelljével szemben támasztott minden igényt önmagában ki tudna elégíteni. Az ismert módszerek a terméktől, valamint a feladattól függően eltérő alkalmazási lehetőségeket kínálnak.

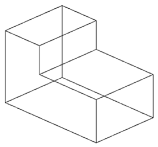
Topológiai szempontból közelítve a geometriai modellező rendszerek két alapvető csoportra bonthatók. Az egyik csoportba tartoznak azok a modellező rendszerek, amelyek olyan alakzatok modellezésére alkalmasak, amik kétdimenziós pontsokaságra leképezhetők. Ezek az ún. **manifold** modellező rendszerek. A **nemmanifold** topológiájú objektumok általában nem valószerűek, kétdimenziós pontsokaságra nem képezhetők le. Ez rendszerint abból adódik, hogy a modellben eltérő dimenziójú (1D, 2D vagy 3D) alapegységekből felépülő részek találhatók, vagy kapcsolódnak egymáshoz.

A **manifold** objektumokra alkalmazható modellező rendszereket az alakjellemző információk teljessége alapján további két csoportra lehet felosztani. A **nem teljes értékű modellező rendszerek** csoportjába tartozik a **huzalváz-** és a **felületmodellezés,** a **teljes értékű modellező rendszerek** csoportjába a **palástmodellezést** és a **testmodellezést** lehet besorolni.

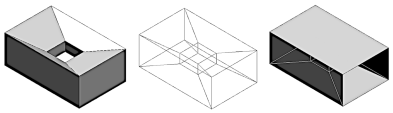
Huzalváz-modellezés

A huzalvázmodell a modellezett objektum felületeit határoló éleket jeleníti meg. Ezeket az éleket egyenesek, ívek és görbék alkothatják (654. ábra). A huzalváz-modellezés egyik alapvető fogyatékossága, hogy a megjelenített modell nem egyértelműen szemlélteti a modellezett objektumot. A 655. ábra mutat erre egy példát, amikor is a két bemutatott, más felépítésű objektumhoz ugyanaz a huzalváz tartozik.

## 654. ábra - Huzalvázmodell



## 655. ábra - Huzalvázmodellek értelmezési bizonytalansága

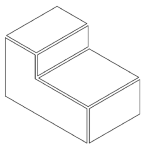


Ennek a modellezési módnak további hátránya, hogy a megjelenített képen minden él látszik, láthatóságot nem lehet megjeleníteni. Térfogat- és tömegjellemzők nem határozhatók meg. A hosszadalmas és nehézkes adatmegadás miatt alaktervezésre, bonyolultabb formák megadására nem alkalmas. Jelentősége abban van, hogy a modellek szerkesztés közbeni állapotának megjelenítésére ma is ezt a módot használják.

Felületmodellezés

A felületmodellezés véges, nem nyílt, szabad formájú felületfoltok tervezésére irányul, amelyekből az objektum határolófelületeit a felületfoltok geometriai pozicionálásával és különböző folytonossági megszorítások előírásával hozzák létre. Ez a modellezési mód nem kezeli a topológiai információkat. A 656. ábrán bemutatott felületmodellen a nem érintkező felületek azt hivatottak szemléltetni, hogy a felületek csak a „látvány” szintjén összefüggőek.

## 656. ábra - Felületmodell



A felületmodell alkalmas bonyolultabb alakok, formák, megadására, takart vonalas megjelenítésre, vagy árnyékolt képek előállítására, de továbbra sem alkalmas térfogat-, vagy tömegjellemzők számítására, valamint mérnöki számításokhoz numerikus modell készítésére.

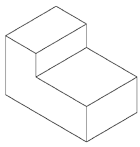
Palástmodellezés

A palástmodellezés az objektum véges, zárt burkát (a palástot) poliéderes közelítéssel, vagy valószerű geometriával írja le. A palástmodellezés módszertanilag kihasználja azt az alapfeltevést, hogy minden fizikai objektumnak egyértelműen meghatározható határolófelülete van.

Ez a határolófelület geometriai szempontból a palást, amely a felületfoltok folytonos, záródó halmaza.

Ez a modellezési mód a modellt az egyéb információk mellett topológiai szempontból is teljes körűen jellemzi (657. ábra). A palástmodell – a felületmodell felsorolt előnyei mellett – alkalmas térfogat- és tömegszámításra, ütközés vizsgálatok elvégzésére, végeselem-háló készítésére, illetve gyártástechnológiai tervezések elvégzésére.

## 657. ábra - Palástmodell



Testmodellezés

A test-, vagy más néven térfogat-modellezés az objektumokat véges, zárt, reguláris ponthalmazként írja le. A testmodell teljes, jellemző és tömör leírása az objektumnak. Az adatszerkezetben a testet felépítő alapegységek és ezek kapcsolatainak leírása is megtalálható.

A testmodellezés lényegesen egyszerűbb, mint akár a huzalváz-, akár a felület-, vagy a palástmodellezés.

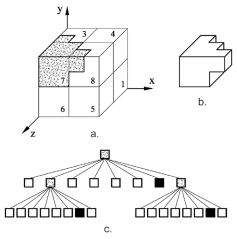
Napjainkra a testorientált modellező rendszerek sokféle változata alakult ki, amelyeket a modell volumetrikus megalkotása alapján **térfogat-lebontási,** illetve **térfogat-feltöltési** csoportokba sorolhatunk.

A térfogat-lebontásos modellezés két alkalmazott eljárása a **hasáblebontó modellezés** és a **félteres modellezés.** A térfogat-feltöltéses modellezés területéről ugyancsak két eljárást ismertetünk, az **elemi sejtekkel való modellezést** és az elemi **testekkel való modellezést.**

Testmodellezés – hasáblebontó módszer

A hasáblebontáson alapuló modellezés a véges tértartományt nyolc részre bontja (nyolcadolást hajt végre), majd egyenként megvizsgálja, hogy egy-egy tértartomány teljesen, vagy részlegesen feltöltött-e, vagy üres. Azokat a résztartományokat, amelyek teljesen feltöltöttek, vagy egyáltalán nem feltöltöttek, a további vizsgálatokból ki lehet zárni. A részben feltöltött tartományok újabb lebontása eredményeképpen kapott nyolcadok képezik a hierarchikus fa harmadik szintjét, ahol is a korábban leírt eljárást meg kell ismételni. Az eljárás lényegét a 658. ábra szemlélteti.

## 658. ábra - Hasáblebontó modellezés




Ez az ún. hierarchikus dekompozíciót alkalmazó módszer merőleges sík felületekkel határolt objektumok esetén pontos, ferde és görbült felületek esetén csak közelítő leírásra alkalmas. A közelítés pontosságát a lebontás mélységével lehet befolyásolni.

Az eljárás előnye, hogy rendkívül egyszerűen algoritmizálható és alkalmazása nem igényel speciális felhasználói ismereteket.

Testmodellezés – féltér-módszer

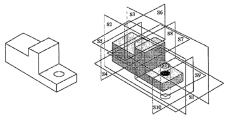
A lebontásos félteres modellezés jellegzetessége, hogy az objektum által elfoglalt térfogat behatárolását végtelen kiterjedésű felületekkel hajtja végre, amelyek a teret két, végtelen kiterjedésű tartományra bontják. A végtelen kiterjedésű felületeket a modellezendő objektum felületeire fektetjük és a felület egyik oldalán lévő félteret üresnek, a másikat anyaggal feltöltöttnek tételezzük fel. A féltér definíciója: $H = \{P : P \in E^3$ és $f(P) < 0\}$, ahol P az $E^3$ egy pontja, f(P) a felület egyenlete.

A modellezett S test térfogatát a $H_i$ félterek közös része (metszete) adja:

$$S = \cap\left(\sum_{i=1}^{n} H_i\right).$$

Egy téglatest pl. 6 féltér metszeteként írható le. A 659. ábra a félteres modellezésre mutat egy példát. A félteres modellezés hátránya, hogy a felhasználónak jól kell ismernie a modellezéshez kapcsolódó törvényeket, mert egyébként könnyen nem zárt objektum jöhet létre.

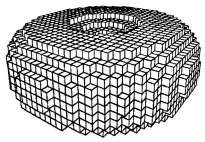
## 659. ábra - Féltérlebontó modellezés



Testmodellezés – elemi sejtekkel való modellezés

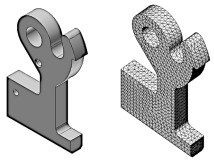
Az elemi sejtekkel való modellezés esetén az alkatrészek a méretüknél több nagyságrenddel kisebb, ún. izomorf cellákból épülnek fel (660. ábra). Az elemi sejtekkel való modellezés a numerikus eljárások (végeselem-, peremelem-módszer) modellezési eszköze.

## 660. ábra - Elemi sejtekkel való modellezés



A 661. ábra példaképpen egy alkatrész 3D-s geometriai modelljét és a kis tetraéder elemekből felépült végeselemes modelljét mutatja.

## 661. ábra - Egy alkatrész 3D-s geometriai és végeselemes modellje



Testmodellezés – elemi testekkel való modellezés

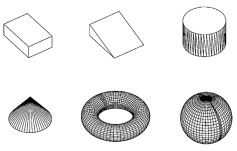
Az elemi geometriai testekkel való modellezés esetén az alkatrészek a méretük nagyságrendjébe eső, meghatározott geometriájú, ún. testprimitívekből épülnek fel, a kompozíciós műveletek felhasználásával. Az elemi testeket összeépítő modellezési eljárás angol elnevezése **Constructive Solid Geometry,** vagy röviden **CSG** modellezés. Valamennyi volumetrikus modellezési eljárás közül az elemi testekkel való modellezés a legelterjedtebb.

A köznapi szóhasználatban a **testmodellezés** kifejezést erre a modellezési formára szokták használni.

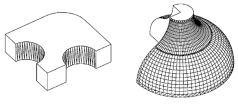
A testmodellezés eszközkészletének két alapvető csoportját a $T_i$ elemi geometriai testek és a $\otimes$ **kompozíciós műveletek** jelentik ($\otimes$ jellel összefoglalóan a kompozíciós – halmaz – műveleteket jelöljük).

Az **elemi testek,** vagy más néven **testprimitívek** lehetnek előre definiáltak, vagy a felhasználó által létrehozottak. Az **előre definiált testprimitívek** a 662. ábrán, a **felhasználó által létrehozhatók** pedig a 663. ábrán láthatók.

## 662. ábra - Előre definiált testprimitívek (hasáb, ék, henger, kúp, torusz, gömb)

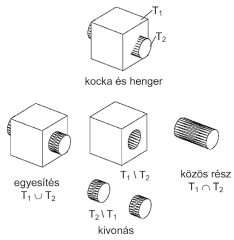


### 663. ábra - Felhasználó által létrehozható testprimitívek (kihúzás, megforgatás)



A rendszerint két operanduszú kompozíciós műveletek közé tartozik az **egyesítés** (**union**) (∪), amelyik két diszkrét test ponthalmazait kapcsolja össze; a **kivonás** (difference) (\), amelyik két ponthalmaz különbségét képzi; és a **közösrész-képzés** (intersection) (∩), amelyik mindkét testben megtalálható közös ponthalmazt határozza meg. A testmodellezés halmazműveleteit a 664. ábra szemlélteti, ahol egy $T_1$ és $T_2$ testprimitíven végrehajtott kompozíciós műveleteket mutatjuk be.

### 664. ábra - A tesmodellezés halmazműveletei

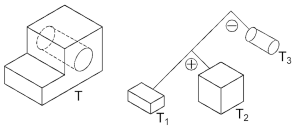



A testmodellezés eszközkészletéhez tartozik továbbá a **testek, testprimitívek manipulálása** (mozgatás, másolás, elforgatás, tükrözés, léptékezés, kiosztás, törlés stb.), illetve a **szemléltető eljárások** (huzalváz, takart vonalas, felületárnyalt stb. megjelenítési módok) alkalmazása.

A testmodellezési folyamat a gyakorlatban a testprimitívek definiálásából, a méretek beállításából, a megfelelő helyzetbe való transzformálásból, majd az általánosított halmazműveletek alkalmazásából áll. Az elemi testek kombinálásának az előnye, hogy eredendően biztosítja az elkészített modell valószerűségét.

Az elemi testekkel való modellezés folyamatára a 665. ábra mutat példát. Az ábra bal oldalán az eredmény objektum, jobb oldalon az alkotó testprimitívek láthatók és az a CSG fa, ami a létrehozás folyamatát szemlélteti.

### 665. ábra - Példa az elemi testekkel való modellezésre




# Az alaksajátosság-modellezés

A testmodellezés alkalmazásával komoly eredményeket értek el a 3D-s geometriai modellezésben, de már az 1980-as évek elején láthatóvá váltak azok a korlátok, amelyeket a mai napig nem sikerült áttörni. Ezek közül néhány:

a. A kereskedelmi forgalmazású modellező rendszerek csak kis számú és alacsonyabb szintű modellezési alapegységeket biztosítanak, mint amire a mérnöki gyakorlatnak szüksége van.

b. A geometriai modellező rendszerek nem támogatják a mérnöki gondolkozást, azaz az elvi vázlatból folytonos módosítással készül el a végső modell, ezért a hagyományos geometriai modellezés inkább rekonstrukció, mint tényleges tervezés.

c. A geometriai modellező rendszerek nem adnak teljes körű leírást a modellezett objektumról. Így pl. nem adnak információt a mikrogeometriáról, az anyagról, a fizikai jellemzőkről, amelyek a működés, a gyártás, az ellenőrzés szempontjából fontosak.

Az említett hiányosságok kiküszöbölése a mérnöki gondolkozáshoz és tevékenységhez tartalmukban és használati módjukban is közelálló rendszerek kifejlesztését igényelte.

Ezeknek a rendszereknek a modellezés során nemcsak az **objektumot,** hanem az **objektumhoz kapcsolódó folyamatokat** is le kell tudni írniuk, tehát kezelniük kell mindazokat az ismereteket, amelyek a **termék teljes életpályáját** jellemzik. Ezért a mérnöki tevékenységek integrálása érdekében a geometriai modellek helyett **termékmodellekben** kell gondolkozni. A termékmodellezés lehetőségét a **sajátosságokra alapozott** tervezés teremti meg.

A sajátosság alapú modellezés elvi alapjait M. Bunge fektette le, aki szerint: „A fizikai világ dolgokból áll, amelyeket tartalmuktól függetlenül **objektumoknak** tekintünk. Az objektumok sajátosságaikkal jellemezhetők. **A sajátosságok minőségi és mennyiségi jellemzők, illetve azok közötti összefüggések."**

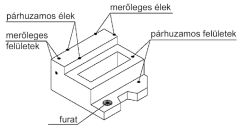
A tervezés vonatkozásában objektumként értelmezhetők a termékek és azok legkülönbözőbb részei, míg sajátosságok az ezekhez kapcsolódó jellemzők. A jellemzők viszonyát összefüggések és megszorítások írják le, szabályozzák.

A gépészeti termékek vonatkozásában a geometriai alak az anyagi megvalósítás szempontjából elsődleges fontosságú, ezért természetesnek tűnik, hogy itt a sajátosságot a geometriából származtassuk. A geometriai alak által indukált sajátosságokat **alaksajátosságoknak** nevezzük.

Az objektumokhoz hasonlóan a folyamatoknak is vannak minőségi és mennyiségi jellemzőik, ezek a **folyamatsajátosságok.** A gépészeti szerkezetek működésére vonatkozó jellemzőket **működéssajátosságokként** foglalhatjuk össze. A termék működésének alapját adó természettudományos jelenségeket **jelenségsajátosságoknak** nevezhetjük. A továbbiakban az alaksajátosság alapú modellezéssel foglalkozunk.

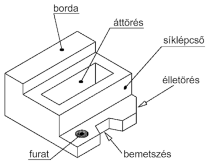
Geometriai értelmezés szerint **az alaksajátosságok olyan információhalmaznak tekinthetők, amelyek az alkatrész pontjainak, éleinek, felületeinek logikai összerendelését tartalmazzák.** Erre mutat példát a 666. ábra.

## 666. ábra - Az alaksajátosság geometriai értelmezése



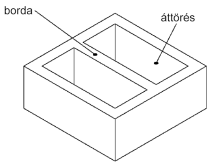

Az alaksajátosságok geometriai értelmezésének másik módja, amely az alkalmazási vonatkozásokat jobban figyelembe veszi. E szerint **az alaksajátosság olyan geometriai alapegység, ami a modellezett objektum alakjának azon adott tartományát képezi, amely a termék megvalósítása szempontjából jelentőséggel bír** (667. ábra).

## 667. ábra - Az alaksajátosság geometriai értelmezése az alkalmazási vonatkozások figyelembevételével



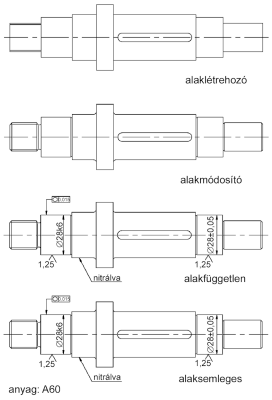

Meg kell jegyezni, hogy az alaksajátosságok geometriából kiinduló megközelítése nem egyértelmű. A modell alaksajátosságra bontása ugyanis függ a modell felhasználásának céljától. A 668. ábrán példaképpen bemutatott alkatrésznél a konstruktőr számára az objektum egyik sajátossága a tervezési funkciót megvalósító borda. A gyártástechnológus számára viszont az eltávolítandó áttörés a fontos alaksajátosság. Mindkettőt beépítve a modellbe, az túlhatározottá válik.

### 668. ábra - Példa az alaksajátosság geometriai értelmezésének problémájára




A geometriai alaksajátosságok modellezésének fejlettebb formái már lehetőséget adnak az alak mellett az attributív információk kezelésére is, ami az első lépés a szemantikaorientáltság felé. Az alaksajátosságok **szemantikai értelmezése** szerint megkülönböztetünk alaklétrehozó, alakmódosító, alakfüggetlen és alaksemleges típusú alaksajátosságokat. A 669. ábrán egy tengely példáján keresztül mutatjuk be az alaksajátosságok szemantikai értelmezését. Az **alaklétrehozó alaksajátosság** a valamely működés teljesítéséhez szükséges, zárt alakzatot jelenti. Ezt hordozóalakzatnak is nevezik. A 669/a ábrán valamennyi tengelyszakasz valamilyen funkciót teljesít, így pl. balról jobbra haladva: menetes tengelyvég a csapágyanya elhelyezésére, tengelyszakasz a csapágy részére, tömítés alatti tengelyszakasz, tengelyváll a fogaskerék megtámasztására. Az **alakmódosító alaksajátosságok** gyárthatóság, szerelhetőség, szilárdsági szempontok stb. alapján módosítják a hordozó sajátosságokat (669/b ábra). Az **alakfüggetlen alaksajátosságok** hozzákapcsolódnak a névleges alakhoz, de annak csak másodlagos módosulását okozzák. Alakfüggetlen alaksajátosságok pl. a méret- és alaktűrések, felületérdességek és felületkezelések stb. (669/c ábra). Ezek az alaksajátosságok felületekhez, felületcsoportokhoz, vagy alaksajátosságokhoz rendeltek. Az **alaksemleges alaksajátosságoknak** nincs közvetlen kapcsolata a geometriával. Ebbe a csoportba sorolható pl. a modell anyaga (és valamennyi, az anyaghoz rendelhető anyagtulajdonság), vagy a hőkezelési előírások (669/d ábra). Az alaksemleges alaksajátosságok alkatrészekhez, vagy alkatrészcsoportokhoz rendeltek.

### 669. ábra - Az alaksajátosságok szemantikai értelmezése



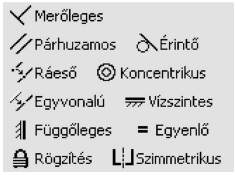

Az alaksajátosságok **ontologikus szemléletű** értelmezése jelenleg kutatási fázisban van. Az ontologikus szemlélet értelmezésében a sajátosságok egy termékleíró nyelv magas szintű alapegységeként jelennek meg.

# Alkatrész-modellezés

A ma forgalomban lévő 3D-s modellező rendszerek kivétel nélkül alaksajátosságokra alapozott, parametrikus modellezők. Mindegyik rendszernek egyik alapvető modulja az alkatrésztervezés.

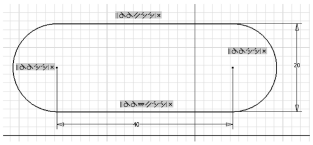
Az alkatrésztervezés első munkafázisa a vázlat létrehozása, geometriával és méretkényszerekkel való ellátása. A vázlatolás kétdimenziós munka és a vázlat rajzelemeit geometriai kényszerek kapcsolják egymáshoz. A tervezőprogramok szokásos geometriai kényszereit a 670. ábra mutatja. A vázlatot méretkényszerek teszik határozottá.

## 670. ábra - A vázlatkészítés geometriai kényszerei




A 671. ábra példaképpen egy geometriai és méretkényszerekkel ellátott, határozott vázlatot, vagy más néven profilt mutat. A megjelenített geometriai kényszerekből látható, hogy pl. a felső egyenes két érintő kényszerrel (érinti a jobb és bal oldali ívet), egy párhuzamos kényszerrel (párhuzamos az alsó egyenessel) és két ráeső kényszerrel (az egyenes végpontjai egybe esnek az ívek végpontjaival) rendelkezik.

## 671. ábra - Példa egy geometriai és méretkényszerrel ellátott vázlatra

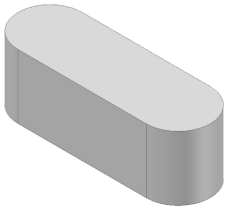


A vázlatból alaksajátosságot lehet létrehozni, elsőnek az ún. bázis alaksajátosságot. Az alaksajátosságok lehetnek vázlatra épülők, vagy elhelyezettek. A **vázlatra épülő alaksajátosságok** a kihúzás, a megforgatás, a söprés és a pásztázás. A **kihúzás** a felvázolt profilból mélység hozzáadásával hoz létre alaksajátosságot. Zárt profilból test, nyitottból felület származtatható. Forgástestek származtathatók egy vagy több vázolt profil tengely körüli **megforgatásával.** A **pásztázás sajátosságot** két vagy több szelvény egybeolvasztásával lehet létrehozni. A szelvények 2D-s vagy 3D-s profilok és a pásztázás alakja vezérgörbékkel finomítható. A vázlatalapú profilt síkbeli útvonal mentén mozgatva **söpört sajátosság** jön létre.

Az **elhelyezett alaksajátosságok** a tervezési gyakorlatban gyakran előforduló, előre definiált alakzatok. Ez – mivel vázlatkészítésre nincs szükség – gyorsítja a tervezési munkát. Az elhelyezett alaksajátosságok csoportjába tartoznak a letörések, a lekerekítések, a kilökési ferdeségek, a furatok, a héjak stb. Egy modellezőprogram alaksajátosság létrehozására szolgáló parancskészletét példaképpen a 672. ábra mutatja. A 671. ábrán bemutatott profilból kihúzással létrehozott bázis alaksajátosságot a 673. ábra mutatja.

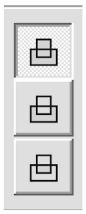
## 672. ábra - Egy 3D-s modellezőprogram parancskészlete

### 673. ábra - Példa egy kihúzással létrehozott bázis alaksajátosságra

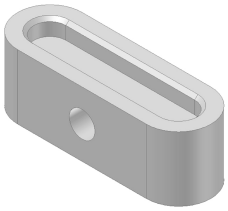


A további alaksajátosságokat halmazműveletekkel lehet a bázis alaksajátossághoz kötni. Ezek a halmazműveletek az összeadás, kivonás és a közösrész-képzés (674. ábra). A 675. ábra példaképpen egy összetett testmodellt mutat, amit a 673. ábrán bemutatott bázis alaksajátosságból származtatunk egy vázlatra épülő alaksajátosság (reteszpálya alakú bemélyítés) és két elhelyezett alaksajátosság (letörés és furat) hozzáadásával.

### 674. ábra - Egy 3D-s testmodellező program halmazművelet parancsai



### 675. ábra - Példa egy összetett testmodellre



# Összeállítás-modellezés

Az alkatrészeknek és részegységeknek az összeállításbeli viszonyát és a kapcsolódás minőségét a **szerelési alaksajátosságokkal** lehet jellemezi. A szerelési alaksajátosságokat alapvetően három csoportra lehet bontani:

a. Közvetlen kapcsolatban álló alaksajátosságok. A modellezett alkatrészek felületükkel, élükkel, jellemző pontjaikkal kapcsolódnak egymáshoz vagy vannak egymással meghatározott geometriai viszonyban.

b. Közvetve befolyást gyakorló alaksajátosságok. A modellezett alkatrészek bentfoglaltsági, elrendezési struktúrából adódó térbeli viszonyt írnak le.

c. Kezelhetőséget leíró alaksajátosságok. Kiszolgáló-, megfogó-, szerelő-, támasztóeszközök kapcsolódásának lehetséges formáit fejezik ki.

A ma forgalomban lévő 3D-s modellező rendszerek mindegyike rendelkezik összeállítás-modellező modullal. Az összeállítás-modellező használatakor a feladat, hogy az eredetileg hat szabadságfokkal (x, y, z irányú elmozdulási és az x, y, z tengely körüli elfordulási lehetőség) rendelkező alkatrész vagy részösszeállítás szabadságfokait megszüntessük. A szabadságfokok eliminálására szerelési kényszerek állnak rendelkezésre.

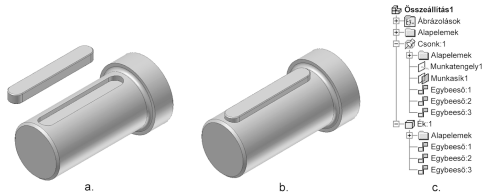
A szokásosan alkalmazott szerelési kényszerek (676. ábra) az egybeeső, a szög, az érintő és a beilleszt kényszer. Az **egybeeső kényszer** két alkatrész (vagy részegység) jellemző geometriai

elemének egybeeséséről rendelkezik. Egybeeshet sík síkkal, sík egyenessel, sík ponttal, egyenes egyenessel, egyenes ponttal és pont ponttal. Két alkatrész egy-egy síkjának egybeesését előírva pl. a szabad alkatrész három szabadságfokát lehet eliminálni (egy elmozdulási és két elfordulási szabadságfokot). A **szögkényszer** két alkatrész (vagy részegység) kijelölt sík felületei közötti szöget határozza meg. **Az érintő kényszer** egy sík és egy görbült felület vagy két görbült felület között teremt kényszerkapcsolatot érintési feltétel előírásával. A **beillesztő kényszer** az előzőkhöz képest nem jelent új kényszert, csak a gépészeti gyakorlatban gyakran előforduló hengeres furat és hengeres csap „szerelését" könnyíti meg azzal, hogy két, egybeeső kényszer megadását összevonja.

### 676. ábra - Egy 3D-s modellezőprogram szerelési kényszerei

A 677. ábra példaképpen egy tengelycsonk és egy retesz „szerelését" mutatja be. A 677/a ábra a szerelés előtti állapot, a tengelycsonkhoz képest a retesz hat szabadságfokkal rendelkezik. Egy egybeeső kényszer előírása, nevezetesen, hogy a horony jobb oldali hengerfelületének tengelye essen egybe a retesz jobb oldali hengerfelületének tengelyével, négy szabadságfokot szüntet meg. Egy második egybeeső kényszerrel, nevezetesen, hogy a bal oldali hengerfelületek tengelyei is essenek egybe, egy további szabadságfok szüntethető meg. A retesz a tengelyre merőleges irányban még szabadon elmozdulhat. A hatodik szabadságfok megszüntetéséhez egy további egybeeső kényszer megadása szükséges, nevezetesen, hogy a horony fenekének síkja essen egybe a retesz alsó sík felületével. A 677/b ábra a szerelés utáni állapotot mutatja, a 677/c ábra pedig a szerelési fát szemlélteti.

### 677. ábra - Példa két alkatrész szerelésére a) szerelés előtt, b) szerelés után, c) szerelési fa




# Végeselem-módszer a tervezés folyamatában

A tervező-elemző mérnökök előszeretettel használják a végeselemes módszert az egyes, tetszőleges bonyolultságú alkatrészek vagy a teljes berendezés fizikai-mechanikai viselkedésének megismerése érdekében. Gyakran az elemzés végén kapott feszültségi eredmények segíthetik a legkedvezőbb szerkezeti kialakítás megtalálását, pl. a csúcsfeszültségek csökkentésével vagy a súlycsökkentés révén.

A végeselemes módszer lényege a vizsgált, tetszőleges bonyolultságú szerkezet viszonylag szabályos elemekre való bontása (csomópontok bevezetésével), majd az elemeken belül pl. rugalmasságtani feladatok esetén lineáris vagy magasabb rendű elmozdulásmező feltételezése. Ezt követően az elemekre majd a szerkezetre értelmezett merevségi mátrix előállítása, majd utolsó lépésben a csomóponti elmozdulások meghatározása következik, az értelmezett szabadságfokok szerint. Végül az elmozdulásokból alakváltozások és feszültségek is képezhetők, csomópontok és elemek szerint.

Az említett, „viszonylag szabályos elemek" a mechanikai feladat jellegétől függően leggyakrabban rúd, gerenda, 2D-s vagy 3D-s, illetve héj elemtípusokat jelentenek.

A végeselem-módszer a legegyszerűbb rugalmasságtani alkalmazások során is hordozza az említett lineáris vagy magasabb rendű közelítéseket, ezért az elem méretétől függően jelentős hibát tartalmazhatnak az eredmények. Sajnálatos módon a kapott alacsonyabb értékek – az elmozdulások vagy feszültségi eredmények – „megnyugtathatják" a tervezőt, miközben a pontosabb eredmények (hálósűrítéssel vagy magasabb rendű elemek megválasztásával érhetőek el, lásd később) az adott anyagra megengedett feszültségnél nagyobb értékűek lehetnek, azaz a vizsgált szerkezet meghibásodása következhet be.

Napjainkban az integrált tervező rendszerek rendszerint végeselemes modulokat is tartalmaznak. Ezek révén a mérnöki elemzés rövid idő alatt elvégezhető. Egyetlen veszélyforrás ekkor is a pontosság problémája. Emiatt a tervezőmérnök nem nélkülözheti ebben a hatékony CAD környezetben sem a végeselemes módszer mechanikai hátterének alapvető ismereteit.

# A szerkezetanalízis folyamata

Először a tervező-elemző szakember a várható fizikai-mechanikai viselkedés alapján tisztázza, milyen jellegű a vizsgálandó feladat (pl. szilárdsági, hőtani, dinamikai, kifáradási, kihajlási), majd megfogalmazza az elemzendő változókat (pl. csúcsfeszültség, alakváltozás, hőmérséklet, feszültségkoncentráció, saját frekvencia). Ezzel párhuzamosan tisztázza a működési jellemzőket (pl. terheléseket). Az első döntés arra irányul, hogy a mérnöki kézikönyvekben megtalálható ún. analitikus megoldások alkalmazhatók-e. Igen egyszerű geometria esetén gyakran megtaláljuk a megfelelő összefüggéseket és ekkor nem szükséges végeselemes analízis. Bonyolult geometria, összetettebb terhelés vagy nem-lineáris anyagi viselkedés esetén legkézenfekvőbb lehetőség a végeselemes módszer alkalmazása a fizikai-mechanikai viselkedés megismerésére.

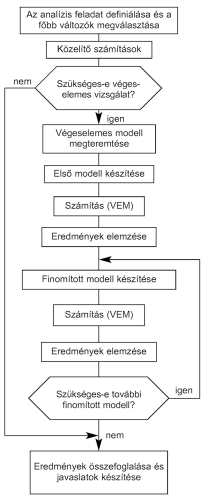
A végeselemes modell kialakítása érdekében a következő kérdésekre célszerű először választ keresni:

- Milyen elemtípust (pl. rúd, gerenda, 2D, 3D, héj) célszerű választani?
- Milyen legyen a hálóstruktúra kialakítása?
- Milyen szimmetriafeltételek használhatók fel?
- Melyek a peremfeltételek?
- Milyen terhelési modell szükséges?
- Alkalmazható-e 2D-s egyszerűsítés?
- Az anyagi viselkedés lineáris anyagtörvénnyel leírható-e?

A válaszok alapján az első (esetleg csak becslés értékű) modell elkészíthető, majd pedig az elmozdulási eredményekből a deformált alak előállítható. Célszerű a deformált alak alapján ellenőrizni a peremfeltételek korrektségét.

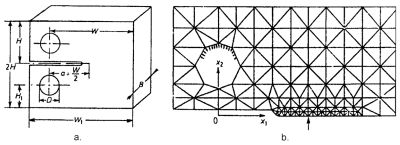
A pontosság kérdése ezt követően további elemzést igényel. Szükséges-e sűrűbb háló a nagy feszültséggradiensű környezetben? Ha igen, akkor a hálósűrítés révén két-három további számítás segítheti a pontosabb eredmények elérését a hálósűrítés szerint. Ezt követően vonhatjuk le a végső következtetéseket, amelyek a konstrukció optimális kialakítást segíthetik. Az ismertetett lépéseket illusztrálja a 678. ábra.

### 678. ábra - A szerkezetanalízis főbb lépései



Szerkezeti modellből a végeselemes modell származtatása tekinthető át a 679. ábrán bemutatott példán. Az anyagvizsgálatok során használatos próbatest egyszerű geometriája lehetővé teszi a 2D-s modellezést, szimmetriafeltételek bevezetését, ennek megfelelő peremfeltételeket, hálósűrítést a megfelelő környezetben és a terhelési modell kialakítását.

### 679. ábra - Szerkezeti modell (a) és végeselemes modell (b)

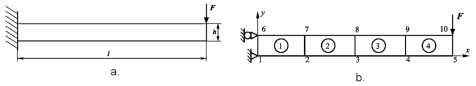


# Egyszerű feladat végeselemes modellje

A használatos elnevezések értelmezése érdekében tekintsük át egy koncentrált erővel terhelt, befalazott tartó végeselemes modelljét! A végeselem-modell rendszerint a geometriai modellből, valamint a peremfeltételek, a terhelések és az anyagjellemzők megadásából tevődik össze. A 680/a ábra egy koncentrált erővel terhelt befogott tartót mutat a főbb méretekkel. A feladat jellege 2D-s vizsgálatot tesz lehetővé, a vastagsági mérettől függően sík alakváltozás vagy síkfeszültségi állapot feltételezésével. A 2D-s elemtípus csomópontonként két szabadságfokú (x és y irányú elmozdulás).

A geometriai modell a diszkretizáció során kapott elemek megadását igényli. A csomópontok definiálását követően az elemek „kapcsolódása” az egyes elemekhez tartozó csomópontok hozzárendelését jelenti az óramutató járásával megegyező vagy ellentétes irányban (680/b ábra). A peremfeltételek az 1 jelű csomópontban kétirányú megfogás, míg a 6 jelű csomópontban x irányú megfogás.

### 680. ábra - Koncentrált erővel terhelt tartó szerkezeti (a) és végeselemes (b) modellje



A terhelés szintén csomóponti jellemző, ezért a megfelelő csomópontban, a megfelelő irányban hat. Végül az anyagjellemzők a lineárisan rugalmas anyagi viselkedést jellemzik valamennyi elem esetében.

# Az elméleti alapok bemutatása lineáris háromszög elem segítségével

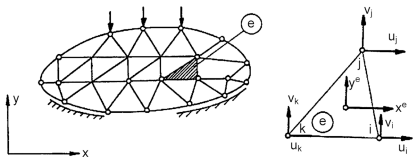
A végeselem-módszer lényege, hogy a vizsgált testet szabályos elemekre bontja, majd a tényleges megoldást az egyes elemeken felvett közelítő függvények illesztésével keresi meg, pl. szilárdságtani feladatoknál az elmozdulásmezőt vagy a feszültségi mezőt. A mechanikai modelltől függően megkülönböztetünk 1D-s, 2D-s és 3D-s stb. elemeket. Az elemtípusok igen sokfélék lehetnek. Egy-egy programrendszer 60-80-féle elemet is tartalmaz.

A végeselem-módszer a globális és a lokális koordináta-rendszert együttesen használja. A vizsgált szerkezetet a globálisban értelmezi, majd az egyes elemek jellemzőit lokális (elemekhez kötött) koordináta-rendszerben állítja elő. Végül a végeselemes modell eredményeit a globális koordináta-rendszerben kapjuk.

Az alábbiakban foglaljuk össze egy síkbeli rugalmasságtani feladat keretében az elmozdulásmódszerre alapuló végeselemes eljárást.

Tételezzük fel, hogy érvényes a kis alakváltozások elmélete, valamint a test homogén és izotróp. A 681. ábra síkbeli testet mutat, amit háromszög alakú elemekre bontottunk. A test néhány csomópontja megfogott, más csomópontokban pedig koncentrált terhelés hat.

## 681. ábra - Lineáris háromszög elemek, csomópontok és csomóponti elmozdulások




A végeselem-módszer elemekhez és csomópontokhoz kötött jellemzőket használ. Jelölje a 681. ábrán e index a vizsgált elemet, amelynek csomópontjai i, j és k. A végeselemes szilárdságtani feladat célja a csomóponti elmozdulások (majd pedig az alakváltozások és a feszültségek) meghatározása.

Jelölje $u_i$, $u_j$ és $u_k$ az x tengely irányú csomóponti elmozdulásokat, míg $v_i$, $v_j$ és $v_k$ az y tengely menti elmozdulásokat.

Az e jelű elem $\mathbf{u}^e$ csomóponti elmozdulásvektora $\mathbf{u}^{eT} = [u_i, v_i, u_j, v_j u_k, v_k]$, ahol T index a transzponált vektort jelöli.

A végeselem-módszer az egyes elemeken belül az ismeretlen elmozdulásmezőt valamilyen polinommal közelíti. Lineáris háromszög elem esetében a közelítő (approximációs) függvény $u(x,y) = \alpha_1 + \alpha_2 x + \alpha_3 y$, $v(x,y) = \alpha_4 + \alpha_5 x + \alpha_6 y$.

Tehát a test bármely részében egy-egy elemen belül a közelítő elmozdulásmező lineárisan változhat. Minthogy ez érvényes a test azon részén is, ahol az elmozdulásmező gradiense igen nagy, ezért a lineáris háromszög elem alkalmazása az elemfelosztás sűrűségétől függően durva vagy kisebb hibájú közelítéshez vezethet.

Az összefüggésekben található hat állandó olyan értékű kell legyen, hogy az i, j, és k csomópontokban a közelítő elmozdulásmező a csomóponti értékeket vegye fel. E feltételből meghatározható 6 db ismeretlen és a közelítő elmozdulásmező újabb alakja, amely $u(x, y) = F(u_i, u_j, u_k, x_i, y_i, x_j, y_j, x_k, y_k, x, y)$, $v(x, y) = f(v_i, v_j, u_k, v_i, y_i, x_j, y_j, x_k, y_k, x, y)$ típusú függvény.

Az összefüggések átírhatók az $\mathbf{u}(x, y)$ elmozdulásvektor bevezetésével az

$$\mathbf{u}(x,y) = \begin{bmatrix} u(x,y) \\ v(x,y) \end{bmatrix} = \mathbf{N}\mathbf{u}^e$$

alakba, ahol $\mathbf{N}$ az alakfüggvények mátrixa.

A lineáris háromszög elem biztosítja az elemek közötti elmozdulás folytonosságát, viszont annak első deriváltja már nem egyezik meg az elemek határán.

A vizsgált feladat alakváltozási vektora, a kiinduló feltevések mellett

$$\varepsilon = \begin{bmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \varepsilon_{xy} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \dfrac{\partial u}{\partial x} \\ \dfrac{\partial v}{\partial y} \\ \dfrac{\partial u}{\partial y} + \dfrac{\partial v}{\partial x} \end{bmatrix},$$

ahol az alakváltozási összetevők a közelítő elmozdulásmezőből származtathatók. Átrendezés után a következő összefüggés írható fel: $\boldsymbol{\varepsilon} = \mathbf{B}\mathbf{u}^e$, ahol $\mathbf{B}$ az alakváltozási vagy derivált mátrix.

Lineáris háromszög elemre $\mathbf{B}$ állandó, így egy-egy elemen belül az alakváltozási összetevők is állandók, azaz elemhatáron az alakváltozás nem egyezik meg.

Sík alakváltozás feltételezésével a feszültség-alakváltozás összefüggése lineárisan rugalmas testre:

$$\sigma = D\varepsilon \qquad D = \frac{E(1-\nu)}{(1+\nu)(1-2\nu)}\begin{bmatrix} 1 & \frac{\nu}{1-\nu} & 0 \\ \frac{\nu}{1-\nu} & 1 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{1-2\nu}{2(1-\nu)} \end{bmatrix},$$

ahol **D** = a rugalmas anyagmátrix, E = a rugalmassági modulusz, ν = a Poisson-tényező.

A kapott összefüggés szerint a feszültség egy-egy elemen belül állandó; az elemhatáron nem egyezik meg.

(Elemhatáron az alakváltozás és a feszültség folytonossága magasabb rendű közelítő függvények felvételével biztosítható az elmozdulásmezőnél alacsonyabb rendben.)

A virtuális munka elve a külső és a belső erőrendszerek által végzett munka egyenlőségét fejezi ki. Az e jelű elem csomópontjaiban ható: $\mathbf{F}^{eT}=[F_{ix}, F_{iy}, F_{jx}, F_{jy}, F_{kx}, F_{ky}]$, a külső erők munkája $L_k = \frac{1}{2}u^{eT}F^e$, míg a belső erők munkája $L_b = \frac{1}{2}\int \varepsilon^T \sigma \; dV$, ahol dV térfogati integrálást jelöl. (Síkbeli feladat esetén állandó t vastagságú elemre dV = tdA.)

Behelyettesítve az **ε**-ra és **σ**-ra kapott összefüggéseket: $L_b = \frac{1}{2}u^{eT}\left(\int B^T DBdV\right)u^e$, majd pedig: $F^e = \left(\int B^T DBdV\right)u^e = K^e u^e$, ahol $\mathbf{K^e}$ az elem merevségi mátrixa.

Az egyes elemek merevségének „összege” a szerkezeti merevségi mátrixot adja, azaz $K = \sum_{e=1}^{n} K^e$, ahol n az elemek száma.

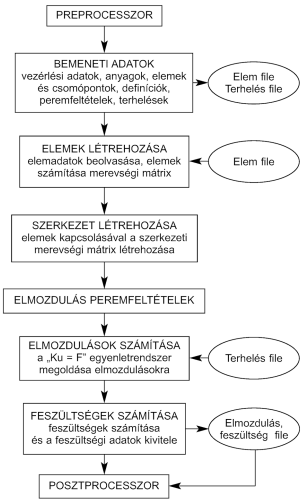
Hasonló „összegzéssel” állítható elő az **F** terhelésvektor és az **u** csomóponti elmozdulások vektora:

$$F = \sum_{e=1}^{n} F^e \quad \text{és} \quad u = \sum_{e=1}^{n} u^e.$$

Végül valamennyi elemre alkalmazva a virtuális munka elvét a **Ku = F**, nagyméretű lineáris algebrai egyenletrendszert kapjuk, amelynek megoldása a keresett **u** csomóponti elmozdulások vektora, valamint az alakváltozások és feszültségek.

**Összefoglalva:** a rugalmasságtani feladatok megoldására szolgáló végeselemes algoritmusok első jelentős feladata az elemek merevségi mátrixának előállítása (682. ábra). Ehhez gyakran numerikus integrálása van szükség, majd a szerkezeti merevségi mátrix és a terhelésvektor előállítása következik.

**682. ábra - Rugalmasságtani feladat vizsgálatára alkalmas végeselemes programcsomag blokkdiagramja**




Végül pedig a nagyméretű lineáris algebrai egyenletrendszer megoldására, illetve a csomóponti elmozdulásokból az alakváltozások és feszültségek meghatározására kerül sor.

A fenti egyszerű tárgyalásmóddal szemben a szakirodalomi levezetések gyakran figyelembe veszik a felületen és térfogaton megoszló erőrendszereket, valamint a kezdeti feszültségeket és a hőterhelés hatását stb.

# A legalapvetőbb elemtípusok

A következő jellemzés tájékoztató jellegű. Valamely kereskedelmi végeselemes rendszer használatakor nélkülözhetetlen a felhasználói kézikönyv alapján tájékozódni az elemtípusok konkrét sajátosságairól.

A vizsgálandó mérnöki probléma alapján az elemtípus megválasztásakor esetleg elkövetett „felhasználói tévedések" elvileg hibás és használhatatlan eredményekhez vezethetnek, ezért kulcsfontosságú az elemtípus(ok) helyes megválasztása.

Az elemtípus megválasztása a geometriai sajátosságok mellett a terhelés és a peremfeltételek figyelembevételét is igényli.

A peremfeltételek a választott elemtípus szerint csomópontonként maximum hat szabadságfokra vonatkozhatnak (három elmozdulás és három szögelfordulás jellegű szabadságfok). Az alábbi áttekintés csak a legjellemzőbb sajátosságokra tér ki.

## Rúdelem

Hossza nagyságrendekkel nagyobb, mint keresztmetszete. Csomópontonként három szabadságfokú (x, y és z irányú elmozdulások). Csupán húzó/nyomó terhelés felvételére alkalmas.

A rúdelemek „csapok" révén kapcsolódnak egymással, azaz nyomaték átvitelére nem kerülhet sor a csomópontokban. A keresztmetszet nem változik a rúd hossza mentén. Az elmozdulás a hely lineáris függvénye, ezért az alakváltozás és a feszültség is állandó. A kapott eredmények elmozdulás és erő.

## Gerendaelem

Hossza nagyságrendekkel nagyobb, mint keresztmetszete. Csomópontonként hat szabadságfokú (három elmozdulás és három szögelfordulás). Ennek megfelelően húzó/nyomó erő, kétirányú nyíróerő, csavarónyomaték és kétirányú hajlítónyomaték felvételére alkalmas. Az elmozdulásmező közelítése köbös függvény szerinti. A keresztmetszeti jellemzők (rendeltetésüktől függően) számos paramétert tartalmaznak.

Eredmények: háromirányú elmozdulás és három tengely körüli szögelfordulás, továbbá a fenti erők és nyomatékok valamennyi csomópontban. A feszültségi eredmények a mechanikai értelmezés szerint összegezhetők.

## Síkbeli, 2D-s elem

A vizsgált probléma geometriája és terhelése síkbeli. A vastagságtól függően választható meg a sík alakváltozásnak vagy síkfeszültségi állapotnak megfelelő feltevés. Valamennyi csomópont két szabadságfokú (elmozdulás x és y irányban). Eredményül két elmozduláskomponenst és három alakváltozási, valamint három feszültségi összetevőt értelmezhetünk.

Háromszög alakú elem esetén az elmozdulásmező legegyszerűbb közelítése lineáris. Ekkor az alakváltozás és a feszültségek állandók az elemen belül. A téglalap alakú elem már pontosabb, mint a háromszög alakú. Pontossági vizsgálatok különösen indokoltak lineáris háromszög elemek alkalmazása esetén.

## Tengelyszimmetrikus elem

Forgástestek modellezésére használható, feltéve, hogy a terhelés és a peremfeltétel is tengelyszimmetrikus. Hengerkoordináta-rendszer használata célszerű. Elmozdulások az r-z síkban ébrednek. Két elmozduláskomponens mellett eredményül négy alakváltozási és négy feszültségi összetevő számítható. Igen hasonló a síkbeli, 2D-s elemhez.

## Térbeli, 3D-s elem

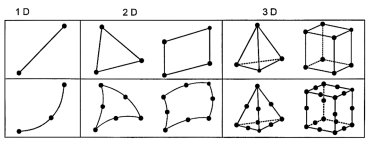
Tetszőleges geometria és terhelés esetén alkalmazható a térbeli elem, amely csomópontonként három szabadságfokú. Legegyszerűbb a négy csomópontos, lineáris közelítésű tetraéder elem. Sűrűbb hálót és pontossági vizsgálatokat igényel. A tetraéder elem tíz csomópontos (kvadratikus) változata lényegesen pontosabb. A négy csomópontos tetraéder elemnél pontosabb a nyolc csomópontos „tégla” elem. A 3D-s modellezés miatt viszonylag magas csomópont- és elemszám jellemez egy-egy feladatot. Az automatikus hálógenerálás rendszerint tetraéder elemeket hoz létre.

## Lemezek és héjak

A lemez síkbeli (a héj ívelt) geometriájú. Rendszerint öt szabadságfokkal jellemezhető csomópontonként (a középfelület normális tengely körüli szögelfordulása nélkül). A lemez (héj) mérete nagyságrendekkel nagyobb, mint a vastagsági mérete. Geometriája a középfelület geometriájával és vastagságával jellemezhető. A héjelem jól használható lemezfeladatok vizsgálatára is.

A 683. ábra szemlélteti az 1, 2, és 3 dimenziójú elemtípusokat lineáris és kvadratikus közelítés esetén.

### 683. ábra - 1D-s , 2D-s és 3D-s elemtípusok lineáris és kvadratikus változatának áttekintése

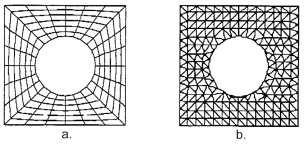



# Hálógenerálás és pontossági kérdések

A csomópontok és elemek előállításának hatékony módja a parametrikus és automatikus hálógenerálás. A parametrikus hálógenerálás gyakran síkbeli négyszög vagy nyolc csomópontos „tégla” elemeket, míg a napjainkban elterjedtebb automatikus hálógenerálás rendszerint síkbeli háromszög vagy térbeli tetraéder elemeket hoz létre. Mindkét utóbbi elmetípus numerikusan pontatlanabb, mint a parametrikus háló generálásnál említett elemtípusok, ezért hasonló pontosság elérése érdekében 3–5-ször több elemre van szükség.

A 684. ábra a parametrikus és automatikus hálógenerálást hasonlítja össze. Az automatikus technika átlagos elemméret szerint hozta létre a hálóstruktúrát. A 685. ábra hengeres csiga parametrikus végeselemes hálóját mutatja és a deformált alakot illusztrálja.

### 684. ábra - Parametrikus (a) és automatikus (b) hálógenerálás

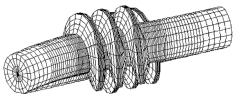



A pontossági kérdéseket hagyományosan úgy vizsgálhatjuk, hogy az első hálóstruktúra mellett készítünk a nagyobb feszültséggradiensű tartományban sűrűbb hálót, majd pedig a két számítás szerinti elmozdulás- vagy feszültségcsúcsokat összehasonlítjuk. Eltérés esetén hálósűrítéssel tovább pontosítunk mindaddig, amíg az eredmények közötti különbség az előírt pontosságnak megfelelő értéknél kisebb lesz.

A pontosság elérésének hatékony módja a **h** és **p** verziók használata. A **h** verzió a hálósűrítést a végeselem háló azon részén végzi el, ahol a hibavizsgálat ezt indokoltnak tartja.

A hibavizsgálat a szomszédos elemeken számított és a „közös” csomópontokban „extrapolált” feszültségi eredmények eltérésén alapul.

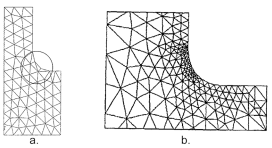
### 685. ábra - Hengeres csiga végeselemes hálója és az erősen deformált alak



Ez az eltérés vezérli a helyi hálósűrítést. Erre a hálósűrítésre gyakran három-négy ciklusban is szükség van a kívánt pontosság elérése érdekében.

A 686. ábra húzott tengelyváll feszültségkoncentrációját vizsgáló hálót mutat tengelyszimmetrikus modell alapján. A forgástengely közelében gyakorlatilag nem került sor hálósűrítésre, amíg a tengelyváll környezetében lényegesen kisebb elemek szükségesek, pl. 1%-os pontosság biztosítása érdekében. A bemutatott esetben lineáris háromszög elemeket használtunk.

### 686. ábra - A h verzió szerinti hálósűrítés illusztrációja tengelyváll feszültségkoncentrációs környezetében tengelyszimmetrikus modell esetén; eredeti háló (a), hálósűrítés részlete (b)




A **p** verziós eljárás nem növeli az elemszámot, csak az approximációs függvény fokszámát. Tehát a magasabb rendű polinom biztosítja a pontosság növelését. A vázolt két eljárás együttes használatát is lehetővé teszi több, kereskedelemben kapható végeselemes rendszer.

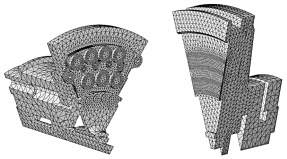
# Végeselem-vizsgálatok CAD környezetben

Az utóbbi években valamennyi integrált tervező rendszerhez hatékony végeselem-modulok tartoznak annak érdekében, hogy tovább lehessen csökkenteni a termékfejlesztési időt. A CAD környezet nagy előnye, hogy az ott elkészített geometriai modellt, a szerkezetanalízisnek megfelelő egyszerűsítések után, közvetlenül felhasználhatjuk a végeselem-modell elkészítésére, rendszerint síkbeli vagy térbeli

automatikus hálógenerálás alkalmazásával. A hálózást átlagos elemméret, kontúrra eső elemszámok vagy helyi hálósűrítéssel vezérelhetjük.

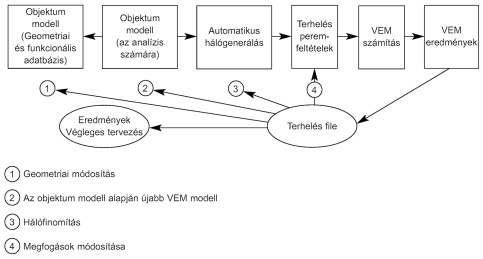
A 687. ábra CAD modell alapján készült tengelykapcsoló-szegmens végeselemes hálóját mutatja. Indokolt kihangsúlyozni a CAD környezet kiváló szolgáltatása mellett is, hogy a szerkezeti modell definiálása, az elemtípus megválasztása, a terhelés és peremfeltételek megadása, valamint az eredmények értékelése számos tervezői és modellezési döntést (és ennek megfelelő hozzáértést) igényel.

### 687. ábra - Tengelykapcsoló szegmens végeselemes modellje



A 688. ábra az integrált tervező rendszer keretében végezhető végeselem-analízis blokkdiagramját mutatja az objektum modelltől kezdődően az eredmények elemzéséig terjedően. A tervező újabb döntését igényli a módosítások helyes megválasztása. Például a feszültségi eredmények ismeretében a kiinduló geometriát módosíthatjuk a CAD rendszer révén, vagy hálósűrítéssel a pontosság növelhető, más esetben pedig a peremfeltételek módosításával a szerkezet pontosabb viselkedése elemezhető.

### 688. ábra - Integrált CAD/VEM rendszer




Összefoglalva kijelenthetjük, hogy a röviden vázolt végeselem-analízis rutinszerűen használható szilárdságtani feladatok elemzésére, rendszerint az optimális kialakítás érdekében. Ugyanakkor megfelelő hozzáértéssel a végeselem-módszer alkalmas állandósult és tranziens hőtani, dinamikai, és érintkezési stb. feladatok vizsgálatára az anyagi és geometriai nem-linearitások vagy az időfüggő viselkedés figyelembevételével. Ezekről a kérdésekről igen sok információ áll rendelkezésre a végeselemes szakirodalomban.

# Gépelemek mérése, méréstechnikája

A tervezési folyamat rendkívül összetett, különböző absztrakciós szinteken megvalósuló tevékenység. A folyamat végső fázisa a mennyiségi tervezés, eredménye a gyártás során realizálódó termék. Ahhoz, hogy a berendezés tervezési élettartamának megfelelően, azon belül megbízhatóan, hibátlanul működjön, tervezett módon számos vizsgálatot, mérést, ellenőrzést kell végrehajtani a tervezési folyamat mennyiségi szakaszában.

A mérések, vizsgálatok egyrészt szolgálják a számításaink igazolását, másrészt számos olyan adatot szolgáltatnak a tervező, üzemeltető számára, amelyek – napjainkra az igen fejlett számítási eljárások ellenére – nagy biztonsággal csak mérésekből határozhatók meg. A mérések szolgáltatják az alapadatokat az alkalmazott szerkezeti anyagok statikus, valamint időben változó terhelési körülmények közötti határállapoti jellemzőinek meghatározására. Mérésekből határozhatjuk meg egy adott szerkezetre ható terhelések valóságos jellemzőit, valamint a szerkezet tényleges viselkedését.

Vizsgálatainkat, méréseinket végrehajthatjuk **valóságos szerkezeteken,** alkalmas feltételekkel elkészített (méretarányos, többnyire egyszerűsített) **modelleken** (amelyeken mért eredmények a

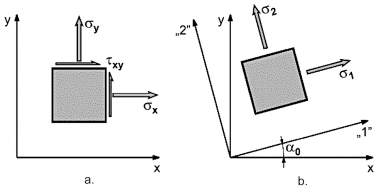
valóságra a **modelltörvények** alkalmazásával számíthatók át) vagy éppenséggel a szerkezetből megfelelően kiválasztott és elkészített próbatesteken (pl. anyagjellemzők meghatározása). Általános elvként elmondható, hogy egy szerkezet tönkremeneteli valószínűségének csökkentése érdekében a szükséges méréseket, vizsgálatokat a gyártási költségek minimalizálására tekintettel a tervezés, gyártás lehető legkorábbi szakaszában célszerű elvégezni.

A megfelelő gondossággal elvégzett számítási (modellezési) eljárások, valamint az alkalmasan megválasztott mérési technikák egymást kiegészítő alkalmazásával (hibrid módszer) határozhatók meg az alkatrészek, szerkezetek pontos igénybevételei, a terhelések hatására kialakuló nyúlás és feszültség eloszlásai, adott terhelési körülmények között kialakuló rezgései, lengései.

# Nyúlások és feszültségek értelmezése

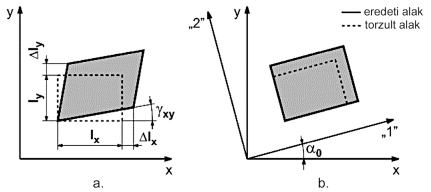
A külső terhelések hatására a szerkezetben, alkatrészben ébredő feszültségek közvetlen mérésére nincs lehetőségünk. Meghatározásukra közvetett utat követünk, nevezetesen a terhelt szerkezet deformációjának a vizsgálatát. Egy **szerkezet deformációja** általános esetben pontról pontra változik. Egy adott felszíni pont **síkfeszültségi állapotának** leírására három mennyiségre van szükségünk: a normál feszültség komponensekre ($\sigma_x$,$\sigma_y$), valamint a csúsztató feszültség ($\tau_{xy}$) összetevőre. A **főfeszültségek** elhelyezkedését általános esetben a 689. ábra mutatja.

### 689. ábra - Sík feszültségi állapot (a) tetszőleges pont feszültség-összetevői, (b) főfeszültségek és helyzetük




A bemutatott feszültségek hatására kialakuló deformációkat a 690. ábra szemlélteti.

### 690. ábra - Egy felszíni pont deformációja (a) általános helyzetű, (b) főnyúlás irányába eső




Kellően kis hosszúságú oldalelemek ($l_x$, $l_y$) homogén feszültségállapota esetén igaz az alábbi összefüggés: $\varepsilon_x = \frac{\Delta l_x}{l_x}$ *és* $\varepsilon_y = \frac{\Delta l_y}{l_y}$.

Mint a 690. ábrából látható, az eltorzult elemek megfelelő elforgatásával található olyan síkelemszegmens, ahol nem tapasztalható alaktorzulás. Az ehhez az elfordítási szöghöz tartozó **nyúlás-** és **feszültség-összetevőket** főnyúlás-, illetve főfeszültség komponenseknek nevezzük. Meghatározásukra lineárisan elasztikus esetben, a Hooke-törvény érvényessége alapján az alábbi összefüggések adnak lehetőséget: a főnyúlások értékei:

$$\varepsilon_1 = \frac{\varepsilon_x - \varepsilon_y}{2} + \frac{1}{2}\sqrt{\left(\varepsilon_x - \varepsilon_y\right)^2 + \gamma_{xy}^2},$$

$$\varepsilon_2 = \frac{\varepsilon_x + \varepsilon_y}{2} - \frac{1}{2}\sqrt{\left(\varepsilon_x - \varepsilon_y\right)^2 + \gamma_{xy}^2}.$$

A $\phi$ irányban elhelyezkedő sík meghatározására: $\tan 2\varphi = \frac{\gamma_{xy}}{\varepsilon_x - \varepsilon_y}$.

Izotróp anyagok esetén, anyagjellemzőik ismeretében a nyúlás-összetevőkből a feszültségkomponensek az alábbiak szerint számolhatók: $\sigma_x = \frac{E}{1-\nu^2}(\varepsilon_x + \nu\varepsilon_y)$, $\sigma_y = \frac{E}{1-\nu^2}(\varepsilon_y + \nu\varepsilon_x)$, $\tau_{xy} = G\gamma_{xy}$, ahol E, G = a rugalmassági és csúsztató moduluszok, ν = a Poisson-szám. A főnyúlásokhoz hasonlóan a fő-feszültségkomponensek is meghatározhatók, az x, y alsó indexek helyébe értelemszerűen a főirányok (1, 2) helyettesítésével.

# Nyúlás- és feszültségmérő eljárások osztályozása

A megfelelően mérlegelt szempontok figyelembevételével kiválasztott mérési módszereket alapvetően két csoportra oszthatjuk: a makroszkopikus nyúlás és feszültségállapot meghatározására szolgáló eljárások, valamint a meghibásodási okok felderítése érdekében végzett eljárások. Mind a mérési technika kiválasztásakor, mind a kapott eredmények értékelésekor számos tényezőre figyelemmel kell lenni (pl. a mérőelemek elhelyezésekor az ún. St. Venants-elv betartása vagy a modellkísérleti eredmények valóságra való átszámításakor a hasonlósági feltételek figyelembevétele), amelyek a mérést megtervező és végrehajtó személytől komoly felkészültséget követelnek meg.

A **makroszkopikus nyúlás és feszültségmérés fontosabb eljárásait** a 99. táblázatban foglaltuk össze.

| Nyúlás-, feszültségeloszlást meghatározó eljárások | Peremfeltételek meghatározása | Mérések stabilitási kérdések felderítésére |
|---|---|---|
| Mérések mechanikus nyúlásmérőkkel | nyúlásmérő bélyegek alkalmazása | árnyék Moire-eljárás |
| Nyúlásmérő bélyegek alkalmazása | nyomáseloszlási vizsgálatok | Specle-interferometria |
| Optikai feszültségmérés modellezési, valamint felszíni réteges technika alkalmazásával | rezgőhúros vizsgálati technika | |
| Moire-eljárás | | |
| Termoemissziós vizsgálat | | |

99. táblázat. Makroszkopikus nyúlás- és feszültségmérés fontosabb eljárásai

Egy másik, lehetséges osztályozás a 100. táblázat szerint a meghibásodás okainak feltárása érdekében végzett mérések szerint történhet.

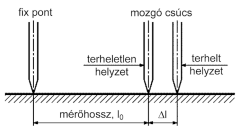
| Maradó feszültségek mérése | Törésmechanikai vizsgálatok |
|---|---|
| Specle-interferometria | optikai feszültségmérés, modellezési, valamint felszíni réteges technika alkalmazásával |
| Szeletelési eljárás | |
| Fel- vagy szétvágási technika | |
| Lyukfúrási módszer | holografikus interferometria |
| Röntgendiffrakció | termovizió |
| Ultrahangsebesség mérése | árnyék Moire-eljárás |
| Barkhausen-zajvizsgálatok | |

100. táblázat. Meghibásodási okok felderítése érdekében alkalmazott eljárások

# Pontszerű környezet mérési eljárásai

A **mechanikus nyúlásmérők** az egy kiválasztott pontban, adott irányban mérő eszközök sorába tartoznak. A mechanikus nyúlásmérés elve rendkívül egyszerű (691. ábra).

### 691. ábra - Mechanikus nyúlásmérés elve



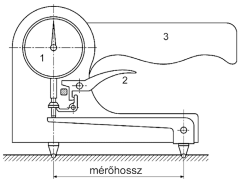

Az ábrán láthatjuk, hogy a mérőcsúcsok a mérendő darab felszínére csatlakoznak (megfelelő felületi nyomással). A mérőcsúcsok egyike fix, amelyhez képest a másik csúcs a deformálódó alkatrész

felszínén a deformációval arányosan elmozdul. A nyúlásmérők a bázishosszúkra vonatkoztatott átlagnyúlás meghatározását teszik lehetővé. A terhelés hatására bekövetkező elmozdulás változás ($\Delta l$) mérhető. A **hosszváltozás** eredeti mérőhosszra ($l_0$) vonatkoztatott értéke a **fajlagos megnyúlás** ($\varepsilon$):

$$\varepsilon = \frac{\Delta l}{l_0}.$$

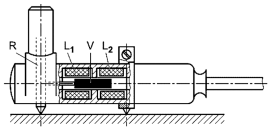
Az eszköz használatánál figyelemmel kell lenni az anyag szilárdsági jellemzőire (pl. acélok esetén alkalmazandó meglehetősen nagy felületi nyomás), valamint arra a tényre, hogy többtengelyű feszültségállapot esetén a mérést minimum két irányban szükséges elvégezni. A mérőeszköz egyik közismert változata a „Pfender-nyúlásmérő", amit a hídszerkezetek állapot-ellenőrzésében (rendszeres időközönkénti nyúlásmérés) a mai napig használnak. A mérési elv megvalósítása (két adott pont távolságváltozásának mérése) az acélszerkezet felszínébe meghatározott távolságra besajtolt, kis átmérőjű acélgolyók távolság-ellenőrzésén alapszik, a **Pfender-készülék** segítségével. A készülék elvi felépítését a 692. ábra mutatja.

### 692. ábra - Pfender-nyúlásmérő készülék elvi felépítése




A mérési elv mai igényeknek megfelelő változatát az **induktív elven mérő,** ennek megfelelően vasmaggal és tekercsekkel kiegészített extenzométer valósítja meg. Elvi felépítését a 693. ábra mutatja.

### 693. ábra - Induktivitás elvén működő mechanikus nyúlásmérő elvi elrendezése




A mérőeszköz kvázi statikus folyamatok nyúlásainak detektálására, tág méréshatárok (néhány tized mm-től több 10 mm bázishosszig) között használatos.

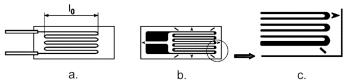
## Mérés nyúlásmérő ellenállással

A mérés elve közismert, miszerint mechanikai igénybevételnek kitett elektromosan vezető huzal (napjainkban fólia, integrált áramkör, fémgőzöléssel előállított vezetőréteg) ellenállás-változása arányos az elektromos vezető deformációjával (Thomson-effektus).

Az eredeti kivitelben néhány ezred mm átmérőjű hordozórétegre (kezdetben papír, később műanyag fólia) ragasztott, néhány száz mm hosszúságú huzalmegnyúlás (külső terhelő erő) hatására kialakult ellenállás-változását mérték (a hordozórétegre integrált huzalt mint mérőelemet ragasztották fel a vizsgált szerkezet felszínére).

Klasszikus kivitelű **nyúlásmérő ellenállás** vázlatát a 694/a ábra mutatja. A fólia ellenállás egy lehetséges kivitelére a 694/b ábrán látunk példát. A fólia ellenállások „huzalvastagsága" néhány mikrométer. A mérőelem keresztérzékenységének csökkentése érdekében a huzalok fordulópontjait vastagított kivitelben készítették, amit a 694/c ábra mutat.

### 694. ábra - Nyúlásmérő ellenállás kivitelek a) klasszikus kivitelű, huzalos, b) fólia ellenállás, c) keresztérzékenység csökkentésére alkalmazott kivitel

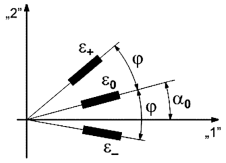


A **nyúlásmérő ellenállás** fontos jellemzője a hossza, amit **bázishossznak** ($l_0$) szokás nevezni. Miután a nyúlásmérő ellenállás is az egy pontban mérő eszközök csoportjába tartozik, felragasztásának irányában, bázishosszának megfelelően ad információt a vizsgált pont átlagnyúlásáról.

Amenynyiben a vizsgált pont főnyúlásainak meghatározása a cél, ismernünk kell a **főirányokat.** Ebben az esetben két mérő ellenállás a főirányokban felragasztva alkalmas a feladat megoldására.

Amennyiben a főnyúlások irányai ismeretlenek, általános esetben 3 db nyúlásmérő ellenállás három, tetszőleges irányú felragasztásával a **főnyúlások** meghatározhatók (695. ábra).

## 695. ábra - Három, általános irányban elhelyezett nyúlásmérő ellenállás a főirányok meghatározásához




A 695. ábra értelmezésének megfelelően ($\alpha_0$ a középen elhelyezet mérőelem 1-es főiránnyal bezárt szöge, amely ismeretlen) a rugalmasságtan alapösszefüggéseinek felhasználásával a három irányban mért nyúlás, valamint a főnyúlás értékei között a kapcsolat:

$$\varepsilon_+ = \frac{\varepsilon_1 + \varepsilon_2}{2} + \frac{\varepsilon_1 - \varepsilon_2}{2} \cdot \cos 2(\alpha_o + \varphi), \quad \varepsilon_o = \frac{\varepsilon_1 + \varepsilon_2}{2} + \frac{\varepsilon_1 - \varepsilon_2}{2} \cdot \cos 2\alpha_o,$$

$$\varepsilon_- = \frac{\varepsilon_1 + \varepsilon_2}{2} + \frac{\varepsilon_1 - \varepsilon_2}{2} \cdot \cos 2(\alpha_o - \varphi).$$

A három ismeretlen ($\varepsilon_1$, $\varepsilon_2$, $\alpha_0$) a fenti összefüggések alkalmas átrendezésével meghatározható:

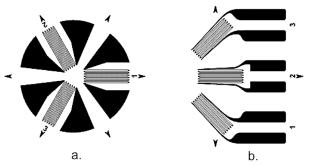
$$\frac{\varepsilon_1 + \varepsilon_2}{2} = \frac{\varepsilon_+ + \varepsilon_- - 2\varepsilon_o \cos(2\varphi)}{4\sin^2\varphi},$$

$$\frac{\varepsilon_1 - \varepsilon_2}{2} = \frac{\sqrt{\left[2\varepsilon_o - (\varepsilon_+ + \varepsilon_-)^2 + (\varepsilon_+ - \varepsilon_-)^2\right]\tan^2\varphi}}{4\sin^2\varphi},$$

$$\tan 2\alpha_o = -\frac{\varepsilon_+ - \varepsilon_-}{2\varepsilon_o - (\varepsilon_+ + \varepsilon_-)}\tan\varphi.$$

A tetszőleges irányban elhelyezett mérőellenállások helyett a gyárilag elkészített, 3 db mérőellenállást tartalmazó mérőbélyeg-együttest **rozettának** hívjuk. Lehetséges elvi kialakítására a 696. ábrán láthatunk példát.

## 696. ábra - Mérőrozetták elvi elrendezése a) 120° alatt, b) 45° alatt

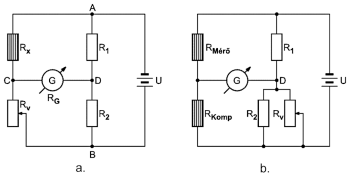



A mérőbélyegek terhelés hatására kialakuló ellenállás-változása a vezető ellenállás változásából, valamint az ellenállásanyag fajlagos ellenállás-változásából adódik. **Az ellenállás-változás** fajlagos

értéke – a mindkét hatást figyelembe vevő ún. g arányossági tényező bevezetésével – az alábbi formában írható: $\frac{\Delta R}{R} = g \cdot \varepsilon,$ ahol a g arányossági tagot **nyúlási tényezőnek,** vagy **gauge-factor**nak hívjuk. A hagyományos mérőelemek ellenállása 120…1000 Ω tartományban található.

A mérőbélyegeket **Wheatston-hídba** kötve használjuk a mechanikai igénybevétel hatására kialakuló $R_x$ ismeretlen ellenállás-változás (697/a ábra) meghatározására. A mérőhíd négy ellenállást tartalmaz, amelyből kettő a mérőhíd része, egy aktív, egy pedig ún. kompenzáló ellenállás. A mérőhíd alap összeállítását a 697. ábra mutatja.

## 697. ábra - Wheatston-híd felépítése a) kiegyenlített mérőhíd, b) kiegyenlített mérőhíd hőkompenzáló ellenállással kiegészítve




**Kiegyenlítettnek** tekintjük a **mérőhidat,** amennyiben az ábrán G-vel jelölt galvanométer árama zérus értékű (a C és D pontok potenciálja egyenlő). A 697/a ábrában az áramokra felírt csomóponti törvény, valamint a feszültségesések alapján az ismeretlen ellenállásra kapjuk: $R_x = \frac{R_1}{R_2} \cdot R_4.$

A nyúlásméréskor a hőmérséklet-változásból eredő mérési hiba (amely általában az egyik legjelentősebb hibaforrás) **kompenzálására** – a mérőellenállással megegyező típusú – hőkompenzáló ellenállást szokás alkalmazni. Egy **hőkompenzáló ellenállással** ($R_{komp}$) kiegészített, kiegyenlített mérőhidat mutat a 697/b ábra. A hőkompenzáló ellenállás nem ragasztható a terhelésnek kitett munkadarabra, hanem annak anyagával megegyező, de mechanikai terhelésnek nem alávetett darabon szükséges elhelyezni (természetesen ügyelni kell a két vizsgálati darab hőmérsékletének azonosságára).

A **hídkapcsolásban** elhelyezett mérőbélyegek esetén lehetőség kínálkozik arra is, hogy a hőkompenzáló ellenállás helyett is aktív mérőbélyeget alkalmazzunk, ekkor azonban azt a terhelésnek alávetett munkadarab célszerűen megválasztott helyére kell felragasztani. Az ilyen, speciális elrendezéssel lehetőség nyílik a mért nyúlásérték megkétszerezésére vagy az alkatrészt terhelő különböző igénybevételek szétválasztására. (Természetesen az elmondottak értelemszerűen alkalmazhatók négy hídágas aktív mérőbélyegek esetén is.) A statikus vagy kvázistatikus jelenségek vizsgálatára alkalmas mérőhidak vivőfrekvenciája általában néhány tíz Hz-től 2 kHz tartományig terjed.

Időben gyorsan változó, dinamikus folyamatok vizsgálatakor nincs idő (és lehetőség) a mérőhíd kiegyenlítésére. Ilyen esetekben kiegyenlítetlen mérőhidat alkalmazunk, ahol a nyúlás időbeni változásának regisztrálásával tudjuk a folyamatot nyomon követni. Több mérőhelyes elrendezés esetén az adatokat **mérési adatgyűjtőkben** összegezzük, amely adatokat speciális kiértékelő algoritmusok alapján tudjuk feldolgozni és értékelni. Az alkalmazott mérő műszerek vivőfrekvenciája dinamikus folyamatok esetén 3…100 kHz nagyságrendbe esik.

A **mérések automatizálására** irányuló törekvésekre tekintettel a mérőerősítőket számítógéphez csatlakoztatva történik az adatok felvétele és azok feldolgozása. A mérőerősítők analóg-digitális átalakítókat tartalmaznak, amely révén lehetőség van a közvetlen jel fogadásra. Az **illesztőegységek** vonatkozásában két elterjedt szabvány létezik: RS-232, soros működésű, valamint IEEE 488, párhuzamos működésű. A soros rendszer jellemzője a viszonylag lassú jelátviteli sebesség (≅ 9000 bit/sec – ig terjedő). Ez időben egymás után olvassa be a mérési adatokat. A soros kapcsolat statikus, valamint viszonylag lassú folyamatok vizsgálatára alkalmas. A párhuzamos működésű rendszer az adatokat egyidejűleg kezeli, gyors folyamatok vizsgálatára alkalmas, nagyfrekvenciás változások vizsgálata is lehetséges.

A mérő rendszerek összeállításakor figyelemmel kell lenni az alkalmazott mérőkábel-hosszúságokra (a kábelek induktivitásából eredő hibákra), valamint a mérőbélyegek megfelelő elhelyezésére. Ismeretlen főirányok esetén mérőrozetták alkalmazása indokolt.

A nyúlásmérő ellenállások speciális alkalmazási területei között kell említenünk a magas hőmérsékleten (több száz, esetleg ezer °C) való méréseket, amely esetekben speciális mérőelemet alkalmaznak és többnyire hegesztési technikával rögzítenek a vizsgált felszínre. Egyre szélesebb körben használják az ún. **félvezető mérőelemeket,** amelyek lényegében szennyezett félvezető ellenállások. Jellemzőjük a magas nyúlási tényező, a hagyományos mérőbélyegeknél lényegesen nagyobb érzékenység és hőmérséklet-függőség, valamint a mért nyúlással nem-lineárisan változó kimenő (mérő) jel. A különleges nyúlásmérési feladatok közé sorolhatjuk a **maradó feszültségek** mérését speciálisan kialakított, rozetta típusú nyúlásmérő ellenállás alkalmazásával. Ennél a módszernél a rozetta közepén kialakított kisméretű (≈1,0 mm) nyíláson keresztül az alkatrészbe furatot készítünk, amely segítségével a vizsgált pont környezetében felszabaduló feszültség a rozetta segítségével meghatározható. További speciális terület a repedésterjedés felügyeletére kifejlesztett mérő ellenállás, amelyet egy meglévő repedéscsúcs környezetére helyezve annak terhelés alatti viselkedése (repedés terjedése) követhető nyomon.

A **nyomatékmérés** igényével a mérnöki gyakorlat számos területén találkozunk. A feladat felmerülhet álló tengelyek esetén a fellépő reakcionyomaték méréseként, valamint forgó tengelyeknél a vizsgált rendszerben továbbított nyomaték mértékének meghatározásánál. A megoldást alkalmasan kialakított, az adott geometriai feltételekhez adaptált **mérőperemek** és **mérőtengelyek** szolgáltatják, amelyekben speciálisan kialakított mérőfelületeken a mérőjelet többnyire nyúlásmérő bélyegek szolgáltatják. Külön feladat a **mérőjel továbbításának** megoldása, amely (hagyományosan) különleges anyagú és kialakítású **csúszógyűrűkkel,** valamint **érintkezésmentes,** rádiófrekvenciás **jeltovábbítók** alkalmazásával lehetséges. (Az itt említett feladatok megoldására számos, méréstechnikára szakosodott vállalkozás termékei közül választhat a felhasználó.)

A nyomatékmérési feladat (felhasználva a jól ismert összefüggést, ahol Θ a rendszer tehetetlenségi nyomatéka, ϕ a $T_c$ csavarónyomaték hatására létrejövő szögelfordulás) visszavezethető a tehetetlenségi nyomaték meghatározására (ez számítással és méréssel is megvalósítható), valamint a szögelfordulás-idő kapcsolatának mérésére. Ez utóbbira az ún. inkrementális jeladók alkalmazásával adódik lehetőségünk. (Hasonló megfontolás alapján az eljárás adaptálható erőmérési feladat megoldására is.)

# Felszínek nyúlásmérési módszerei

A pontszerű környezetekben végzett nyúlásmérések a vizsgált alkatrész teljes felszínének nyúlásviszonyai vonatkozásában nem biztosítanak elegendő információt. Az egybefüggő, teljes felszínek vizsgálatára általában az **optikai eljárások** alkalmasak.

## Optikai feszültségvizsgálat

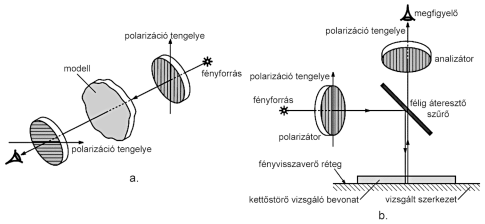
A vizsgálat elve az optikailag átlátszó, amorf szerkezetű anyagban a külső erő hatására kialakuló feszültségállapot **kettős törés változást** idéz elő a feszültég összetevőkkel arányosan, amely jelenség polarizációs szűrők között interferencia jelenségként megfigyelhető. A kialakuló kettős törés főirányai egybeesnek a feszültségi állapot főirányaival. A törésmutatók változása eredményeként a terhelés alatt lévő testből kilépő fényhullámok fáziseltérésének mértéke arányos a feszültségállapot két főfeszültség-komponensének különbségével. Ezt az arányosságot az **optikai feszültségvizsgálat alapegyenlete** írja le (a feszültségek és nyúlások egyenesen arányos tartományában): $\sigma_1 - \sigma_2 = \frac{S}{v} m,$ ahol $\sigma_1$ és $\sigma_2$ = a két főirányban kialakuló főfeszültségek, S = feszültségoptikai arányossági tényező (figyelembe veszi a megvilágító fényforrás hullámhosszát, a vizsgálati anyag méréstechnikai jellemzőit), v = a vizsgált modell vastagsága, m = a kialakult kettős törés változása, amit rendszámnak hívunk.

A mutatott optikai kép a v vastagság menti kettős törés változásának átlagértéke. Az S meghatározását – a vizsgálati feltételekkel megegyező megvilágítás használatával – célkészülékben, ismert terhelési feltételek alkalmazásával, kalibrálással végezzük.

A vizsgálati eljárásnak két fő területe határozható meg: a **modellezési (**vagy **transzmissziós)** és a **rétegbevonatos (**vagy **reflexiós) eljárás.** Az első esetben a megfelelő polarizációs optikai tulajdonságokkal rendelkező anyagból készített, síkfeszültségi állapotúnak tekintett modellt terhelőkeretben átvilágítva kapunk feszültségoptikai képet. A második esetben a megfelelő polarizációs optikai jellemzőkkel rendelkező bevonati anyagot a vizsgált, valóságos alkatrész felszínére ragasztjuk, azt (akár tényleges beépítési körülményei között) megterhelve kapjuk a felszínről visszaverődő polarizációs optikai képet.

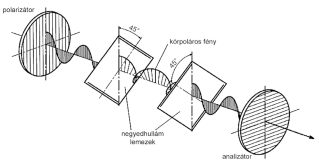
Az optikai feszültségvizsgálat két eljárásának elvi elrendezését a 698. ábra mutatja.

## 698. ábra - Optikai feszültségvizsgálat transzmissziós (a), valamint reflexiós eljárásának (b) elvi elrendezése




A **polarizációs szűrők** között átvilágított, terhelt modell (vagy rétegbevonat) két sávrendszert mutat: a feszültségek nagyságára jellemző (kettőstörés-változás mértékével arányos) **színsávábrát** (izokromáták), valamint a főfeszültségek irányát megmutató **iránysávokat** (izoklinák). Az iránysávok különböző polarizátor helyzetben felvett, egy ábrába összerajzolt hálózatát **trajektóriáknak** nevezzük. Iránysávok nélküli **színsávábrát** kapunk, amennyiben ún. negyedhullám-lemezek ($\lambda/4$) között végezzük az átvilágítást. Ilyen elrendezés ún. kör-poláris fényt eredményez, amelynek nincsen kitüntetett főiránya, ugyanakkor a polarizációs jellemzők megmaradnak. A negyedhullám lemezekkel kiegészített feszültségoptikai vizsgálat hullámterjedési viszonyait – a $\lambda/4$ lemezek elhelyezésével – a 699. ábra szemlélteti.

## 699. ábra - Negyedhullám lemezek hatása a polarizált fény hullámterjedésére




A **rétegbevonatos mérési eljárásnál** (698/b ábra) a valóságos szerkezeti elem felszínére ragasztott vizsgálóréteg feszültségoptikai képének elemzése ad lehetőséget a tényleges szerkezet valós terhelési körülmények közti viselkedésének vizsgálatára. Ebben az esetben a felszíni rétegben mért főnyúlások, valamint a főfeszültségek kapcsolatát az alábbi összefüggés adja meg:

$$\sigma_1 - \sigma_2 = \frac{E}{1+\nu}(\varepsilon_1 - \varepsilon_2) = m\frac{kE}{1+\nu},$$ ahol $\sigma_1$, és $\sigma_2$ = a főfeszültségek, $\varepsilon_1$ és $\varepsilon_2$ = a főnyúlások, E = a vizsgált felület (alkatrész) anyagának rugalmassági modulusa, $\nu$ = annak Poisson-tényezője, k = az alkalmazott réteganyag érzékenységi mutatója (figyelembe veszi a réteganyag méréstechnikai tulajdonságait, a megvilágító fényforrás hullámhosszát, valamint a réteganyag vastagságát).

Az **optikai feszültségvizsgálat** képeinek kiértékelésével lehetőség van a vizsgált alkatrész nyúlás és feszültségállapotának meghatározására. Ilyenkor a modellen (vagy alkatrészen) kiválasztott keresztmetszetek mentén, a terheletlen kerületről kiindulva lépésenkénti, numerikus integrálási eljárással határozzuk meg a feszültség-összetevők tényleges értékeit. A derékszögű koordináta-rendszerben végrehajtott integrálást (első alkalmazójáról elnevezve) Frocht-módszernek hívjuk.

Az eljárás alkalmazható **térbeli feszültségi állapot** kiértékelésére is. Ebben az esetben a megfelelő modellanyagból elkészített szerkezeti elemben ún. befagyasztási eljárással rögzítjük a terheléskor

kialakult optikai képet, majd az így előkészített modellt felszeleteljük. A szeletek a síkfeszültségi vizsgálat szabályai szerint kiértékelhetők.

Az optikai feszültségvizsgálat **modell,** illetve **rétegbevonati anyagaként** általában kétkomponenses műgyanták (pl. epoxi, poliészter) használatosak. A vizsgálóanyaggal szemben támasztott legfontosabb követelmények a megfelelő érzékenység (optikai aktivitás, azaz terhelés hatására magas kettős törési érték), zsugorodásmentes viselkedés, csekély kúszási hajlam.

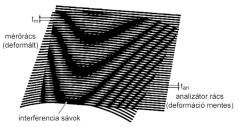
# Moire-eljárás

Felszínek **elmozdulásmezejének** meghatározására alkalmas eljárás a Moire-módszer. A jelenség két, párhuzamos vonalrendszer (amelynek osztása lehet azonos vagy kismértékben eltérő) **interferenciahatásának** kiértékelésén alapszik. Az interferencia jelenség a torzult sávrendszer osztásának eltolódása következtében alakul ki. A vonalrendszereket szokás úgy elkészíteni, hogy azokon a fekete-fehér sávok vastagsága azonos legyen.

Az ilyen sávelrendezést 50%-os rácsnak hívjuk.

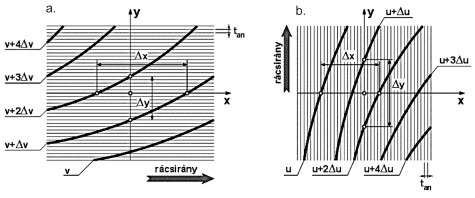
Két, azonos osztású sávrendszer (egy torzult, míg a másik torzulásmentes) interferenciaképét (Moire-ábráját) a 700. ábra mutatja.

### 700. ábra - Moire-hatás két, azonos osztású, torzult és torzulásmentes rács átvilágításakor




A jelenség felhasználható **síkbeli alakváltozás** meghatározására. Amennyiben két, azonos osztású vonalrendszer közül az egyik az alkatrész felszínéhez kötött és a terhelt felszín nyúlásmezejével azonos módon deformálódik (mérőrács), a másik pedig torzulásmentes (referencia vagy analizátor rács, a **rácsosztások:** $t_m$ valamint $t_{an}$, 700. ábra), a két rácsot fedésbe hozva (és átvilágítva) sötét és világos sávok rendszerét figyelhetjük meg. A jelenséget a **mérőrács** osztásának terhelés hatására bekövetkező megváltozása okozza (vonalrendszer irányára merőleges megnyúlás). Két, szomszédos Moire-sáv között Δv eltolódáskülönbség alakul ki ($t_{an}$ = Δv, x tengely irányú vonalrendszer esetén y irányban, 701. ábra).

### 701. ábra - Moire-sávok kapcsolata az $\varepsilon_y$ (a), valamint $\varepsilon_x$ (b) deformációkkal




A mérő, valamint **analizátor rács** osztásának változása között az alábbi összefüggés írható: $t_m = t_{an}(1 + \varepsilon_y)$, ahol $t_m$ = a mérőrács, $t_{an}$ = az analizátor (referencia) rács osztása. A Δy távolság – x irányú rács estében – a 701. ábra jelöléseinek alkalmazásával (felhasználva a két Moire-sáv közötti távolságára (l) a rácsosztások ismeretében felírható:

$\frac{1}{l} = \frac{1}{t_m} - \frac{1}{t_{an}}$ összefüggést): $\Delta y = \frac{t_{an} t_m}{t_{an} - t_m} = \frac{t_{an}^2 (1 + \varepsilon_y)}{t_{an} \varepsilon_y} \cong \frac{t_m}{\varepsilon_y}.$

Kifejezve $\varepsilon_y$-ra – amely y irányban az egymás melletti Moire-sávok távolsága – kapjuk: $\varepsilon_y = \frac{t_m}{\Delta y} \cong \frac{\Delta v}{\Delta y}.$
Amennyiben a Moire-rács iránya az y tengellyel párhuzamos, a két szomszédos Moire-sáv között Δu

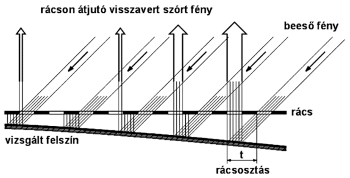
eltolódás különbség alakul ki ($t_{an}$ = Δu, y tengely irányú vonalrendszer esetén x irányban). Az x irányú $\varepsilon_x$deformáció a fentiekhez analóg módon, az alábbiak szerint határozható meg: $\varepsilon_x \cong \frac{\Delta u}{\Delta x}$.

Az alakváltozási állapot teljes meghatározásához a szögváltozás ismerete is szükséges, amely két, egymásra merőleges Moire-sávrendszer alkalmazásával meghatározható: $\gamma_{xy} = \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \cong \frac{\Delta u}{\Delta y} + \frac{\Delta v}{\Delta x}$.

Sík alakváltozási állapot vizsgálatára meglehetősen finom osztású rácsok szükségesek. A mm nagyságrendbe eső Moire-sávtávolság esetén a vizsgálathoz alkalmazott rács osztása t = $10^{-3}$ nagyságrendbe kell, hogy essen. Feszültségkoncentrációs helyek környezetében ennél finomabb osztású rácsok alkalmazása szükséges.

Egy adott síktól mért merőleges irányú elmozdulások vizsgálatára az **árnyék Moire-eljárását** használhatjuk. A mérés során kapott vonalsereg – a szintvonalas ábrázoláshoz hasonlóan – a mérőbázistól azonos távolságban elhelyezkedő felszíni pontok helyzetét mutatja. A mérés során a vizsgált objektum elé helyezik el a rácsot, amelyet lehetőség szerint párhuzamos fénysugarakat kibocsátó fényforrással világítanak meg, a felszín normálisához képest 45°-os szögben. Az objektumról visszaverődő szórt fényt a síkjára merőleges irányból vizsgáljuk. Sötét sávot kapunk azon pontok mértani helyén, ahol a rács objektumtól mért távolsága a rácsosztás fele (t/2) vagy ennek egész számú többszöröse. A mérés elvi elrendezését a 702. ábra mutatja.

### 702. ábra - Árnyék Moire-eljárás elvi elrendezése




Az eljárás felszíni deformációk, horpadások vizsgálatában, összetett felszínek alakjának, valamint alaktorzulásainak meghatározásakor használatos. Az alkalmazott rácsok osztása a feladattól függően néhány tized mm-től néhány mm-ig terjedhet.

# Rezgés- és zajmérés

**Rezgésnek** nevezzük azt a jelenséget, amikor egy test vagy annak része egy referenciaponthoz viszonyítva kitérést végez, amely meghatározott ideig fennmarad. A **periodikus rezgések** legegyszerűbb formája a harmonikus mozgás, amely időben változó folyamatként pl. egy szinuszfüggvénnyel ábrázolható. A rezgés frekvenciája az alábbi egyszerű összefüggéssel írható le: $f = \frac{1}{T}$, ahol T a rezgés periódusideje, két egymást követő szinuszhullám azonos pontjai közötti távolság.

A harmonikus mozgás három mennyiséggel jellemezhető: elmozdulás, sebesség, valamint gyorsulás. Egyszerű, egyenes vonalú szinuszos rezgés esetén az elmozdulást leíró összefüggés: $y = A \cdot \sin(\omega t)$, ahol A = a szinuszhullám maximális kitérése, az amplitúdó, ω = a körfrekvencia.

A rezgés sebessége az elmozdulás első deriváltja:

$$v = \frac{dy}{dt} = A \cdot \omega \cdot \cos(\omega t).$$

A gyorsulás az elmozdulás második deriváltjaként határozható meg:

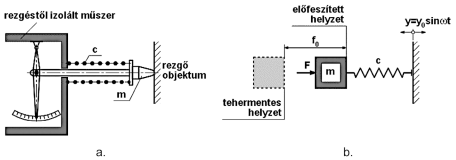
$$a = \frac{dv}{dt} = \frac{d^2y}{dt^2} = -A \cdot \omega^2 \cdot \sin(\omega t).$$

Nem harmonikus rezgések esetén a feladat visszavezethető (pl. Fourier-analízis alkalmazásával) – mint különböző frekvenciájú szinuszos rezgések kombinációja – a szinuszos folyamatként való kezelésre.

A rezgések vizsgálata alapvetően mechanikai, valamint optikai elven mérő eszközökkel lehetséges. A mechanikai elven mérő rezgésmérők két részre oszthatók: **relatív** (rögzített, kötött bázisú), valamint **abszolút** (szeizmikus) **rezgésmérő berendezések.**

A **relatív rezgésmérő berendezések** jellemzője a rezgésmentes, környezeti hatásoktól elszigetelt módon elhelyezett mérőberendezés, amelynek egy lehetséges elvi elrendezése, valamint mechanikai modellje látható a 703. ábrán.

## 703. ábra - Relatív rezgésmérő berendezés elvi elrendezése (a), mechanikai modellje (b)




A vizsgált testhez csatlakozó mérőcsúcs megfelelő előfeszítésével (F, amelyhez $f_0$ terheletlen helyzettől mért elmozdulás tartozik) biztosítható annak mérés alatti állandó kapcsolata a vizsgált testtel. Szinuszos jellemzőkkel rendelkező harmonikus rezgés $y = y_0\sin(\omega t)$ esetén a mérőcsúcsra felírható mozgásegyenlet:

$$m \cdot a = F - \frac{1}{c}\left[f_0 - y_0 \cdot \sin(\omega t)\right],$$

ahol c = a rugóállandó, $f_0$ = az előfeszítő erőhöz tartozó elmozdulás.

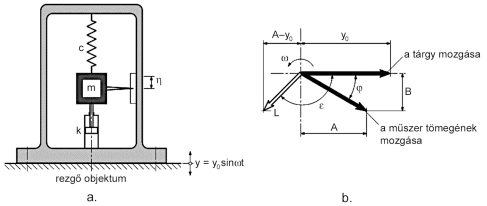
A rugó-tömeg rendszer rezonanciafrekvenciájának ($\alpha^2 \cdot 1/mc$), valamint a gyorsulás [$a = -y_0\omega^2 \cdot \sin(\omega t)$] behelyettesítésével a mérőcsúcson kifejtett nyomóerőre az alábbi összefüggést kapjuk:

$$F = \frac{1}{c}\left[f_0 - y_0 \sin(\omega t) \cdot \left(\left(\frac{\omega}{\alpha}\right)^2 - 1\right)\right].$$

Az előbbi összefüggésből az $f_0$ szükséges értékére F pozitív tartománya esetén kapjuk: $f_0 \geq y_0\left[\left(\frac{\omega}{\alpha}\right)^2 - 1\right]$.

Abszolút rezgésmérő eszközöket használunk abban az esetben, amikor rezgésmentes környezet – amihez viszonyítva vizsgálatainkat elvégezhetjük – nem áll rendelkezésre. Az abszolút rezgésmérő berendezés elvi elrendezését a 704. ábra mutatja.

## 704. ábra - Abszolút rezgésmérő berendezés elvi elrendezése (a), a rezgést leíró vektorok modellje (b)




A rendszerben elhelyezett tömeg, rugó, valamint csillapító elemekre az alábbi mozgásegyenlet írható fel: $m\frac{d^2\eta}{dt^2} = -\frac{\eta - y}{c} - k \cdot \left(\frac{d\eta}{dt} - \frac{dy}{dt}\right)$, ahol *k* a rendszer csillapítási tényezője, *c* a rugóállandó.

A harmonikus mozgás amplitúdójának, valamint a rezonanciafrekvencia összefüggésének behelyettesítésével a műszer által mutatott rezgésamplitúdóra (η) kapjuk:

$\eta = A \cdot \sin(\omega t) + B \cdot \omega \cdot \cos(\omega t) = K \cdot \sin(\omega t + \phi)$.

A műszer által mutatott rezgésamplitúdó (η), valamint a műszerház rezgésamplitúdójának (y) különbsége: $\eta - y = L \cdot \sin(\omega t + \varepsilon)$.

A 704. ábra jelöléseivel a forgó vektor (L) az alábbiak szerint határozható meg:

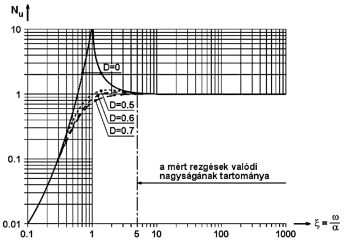
$$L = \sqrt{(A - y_0)^2 + B^2}.$$

Az elmozdulás nagyítási tényezője ($N_u$) az alábbiak szerint számítható:

$$N_u = \frac{L}{y_0} = \frac{\xi^2}{\sqrt{(1-\xi^2) + 4 \cdot D^2 \cdot \xi^2}},$$ ahol $\xi = \omega/\alpha$, valamint $$D = \frac{k}{2 \cdot m \cdot \alpha}$$ az ún. Lehr-féle csillapítás.

A nagyításfüggvényt az ω/α függvényében ábrázolva, különböző csillapítások (D) esetén a 705. ábra mutatja.

### 705. ábra - A nagyításfüggvény az ω/α függvényében ábrázolva




A mérések gyakorlati megvalósítása során a vizsgált mechanikus gyorsulásokat elektromos mennyiséggé alakítva, a jeleket megfelelő módon erősítve, gyakran digitalizált formában történik azok rögzítése és feldolgozása. A mérőegységek – gyorsulásmérők – többnyire **piezoelektromos kvarckristályok,** amelyek jellemző módon nyomásra vagy nyírásra vannak terhelve a mérőfejben. A mérőfejek ragasztással vagy mechanikus (pl. csavar, mágnes) kapcsolattal vannak rögzítve a vizsgált szerkezeti elem felszínére.

Az **optikai elven mérő** – érintkezésmentes – **rezgésmérők** legegyszerűbb változata egy meghatározott geometriai jellemzőkkel elkészített, a szerkezetre felfestett mérőék rezgésképének megfigyelése és rögzítése fényképészeti úton.

A pontosabb mérőberendezések vagy a holografikus interferometria mérési elvén működőnek, vagy lézer dopler interferometrián alapuló készülékek. Mindkét esetben a vizsgált szerkezet felszínének elmozdulásmezejét rögzítik, ami alapján a felszín deformációja kiértékelhető.

# Zajmérés

A **zajmérés** a rezgésmérés speciális esetének tekinthető. A rugalmas közeg mechanikai rezgését az emberi hallás frekvenciatartományában hangnak nevezzük (azaz a rezgés hanghullám formájában terjed).

A hullámmozgás jellemzői a hullámsíkok, amelyek a mozgás azonos állapotú pontjainak halmazai. A hangforrás által kibocsátott hangsugarak mindig merőlegesek a pillanatnyi hullámsíkokra.

Hang kialakulása esetén egy nyugalmi helyzethez viszonyított nyomás változásáról, az ún. **hangnyomásról** beszélünk.

A hang által keltett hullámmozgás leírását a **hangnyomás, hangsebesség,** valamint a **hullámhossz** meghatározása jelenti.

A **hangnyomás** meghatározására az alábbi összefüggés szolgál:

$p = \frac{p_{max}}{l} \cdot \cos\omega\left(t - \frac{l}{c_0}\right)$, ahol $p$ a hangnyomás pillanatnyi értéke, $l$ a vizsgált pont hangforrástól mért távolsága, $\omega = 2 \cdot \pi \cdot f$, $f$ a frekvencia, $t$ az idő, $c_0$ a hang terjedési sebessége.

A hang terjedési sebessége függvénye a közegnek, amelyben terjed, valamint a közeg hőmérsékletének. A levegőben mért hangterjedési sebesség az alábbiak szerint határozható meg: $c_0 = 331{,}8+0{,}607 \cdot \vartheta$, ahol $\vartheta$ a levegő °C-ban mért hőmérséklete ($\vartheta$ = 20 °C szobahőmérséklet esetén $c_0$ = 344 m/s).

A hang hullámhosszát az alábbi összefüggéssel határozhatjuk meg: $\lambda = \frac{c_0}{f}$, ahol $f$ = 1/T a rezgés frekvenciája.

A zajmérések méréstechnikájának alapvető fizikai jellemzője a decibelben (dB) mért **hangnyomásszint** ($L_p$): $L_p = 20 \cdot \log\frac{p}{p_0}$, ahol a hangnyomás $p_0$ vonatkoztatási szintje az 1 kHz frekvenciájú leggyengébb hang, ami normál állapotú hallószerv által érzékelhető.

A zajmérő eszközök a hangnyomás mérését végzik, a jelfeldolgozás vonatkozásában különböznek egymástól. Alapvetően mikrofonból, valamint különböző bonyolultsági fokú, ennek megfelelően különböző jelfeldolgozási módokra (és zajjellemzők meghatározására) képes erősítőkből, valamint kiértékelőegységekből állnak.

# Intelligens gépelemek és szerkezetek, a mechatronika alapjai

A mechatronika abban az értelemben nem új tudomány, hogy alkotóelemei már régebben ismertek. A mechatronikának több meghatározása létezik, ezek közül a legismertebb a következő: a mechatronika a gépészeti, a villamos és az informatikai tudományok szinergikus (egymás hatását erősítő) integrációja a gyártmányok és folyamatok tervezésében és gyártásában.

A hangsúly az egymás hatását erősítő integráción van, ugyanis ennek eredményeképpen új minőség jön létre.

Ezzel az új minőséggel az eddigieknél hatékonyabb eszközöket, gépeket lehet létrehozni és teljesen természetes, hogy ez másfajta szemléletet és másfajta képzettséget igényel.

Ennyiben új a mechatronika. Más szavakkal közelítve: az ember igyekszik mindig intelligensebb és intelligensebb gépeket, termékeket létrehozni, ezért azt is mondhatjuk, hogy a mechatronika az intelligens gépek, ezen belül az intelligens termékek tudománya. Nagyon fontos hangsúlyozni, hogy a középpontban mindig a gépészet, a mechanikai struktúra van és ezt kell mesterséges intelligenciával kiegészíteni és kiszolgálni. Ezért szoktuk mondani, hogy a mechatronika nem más, mint a mai korszerű gépészet.

# A gépészet és a mechatronika közötti különbségről

## Más a cél

A gépészetre általánosan jellemző, hogy egy mechanikai (hőtani, áramlástani) rendszerrel foglalkozik, amelyre erők és nyomatékok (hőmérséklet- vagy nyomáskülönbségek) hatnak és a cél annak meghatározása, hogy mi a rendszer válasza a különböző bemenetekre, vagyis mekkora deformációk, elmozdulások, sebességek stb. jönnek létre.

A mechatronika tovább megy ennél: előírjuk, mert előre tudjuk, hogy mekkora deformációknak, elmozdulásoknak, sebességeknek kell létrejönniük és intelligens módon kiszámítjuk, hogy a cél

eléréséhez mekkora erőknek és nyomatékoknak kell az előbbi mechanikai rendszerre hatniuk a kívánt cél eléréséhez.

Ehhez persze más struktúra kell.

## Más struktúra

Gépészet: a vizsgálat tárgya a mechanikai (áramlástani, hőtani) rendszer.

Mechatronika: az előbbi gépészeti rendszert ki kell egészíteni érzékelőkkel (szenzorokkal), amelyek folyamatosan mérik a kimenetet, ki kell egészíteni aktuátorokkal, amelyek a rendszerre hatnak és ki kell egészíteni mesterséges intelligenciával, amely a szenzorok jeleiből kiszámolja, hogy az aktuátorok hogyan működjenek annak érdekében, hogy a kívánt cél teljesüljön.

## Más jellemzők

| Gépészeti rendszer | Mechatronikai rendszer |
|---|---|
| robusztus felépítés | kompakt felépítés |
| bonyolult mechanizmus | egyszerű mechanizmus |
| nem állítható mozgási paraméterek | programozható mozgás |
| állandó sebességű hajtás | változtatható sebességű hajtás |
| mechanikus szinkronizálás | elektronikus szinkronizálás |
| szilárd, merev struktúra | könnyű struktúra |
| a pontosságot a mechanikai rendszer tűrései határozzák meg | a pontosságot a szabályozás határozza meg |
| kézi vezérlés | automatikus és programozható vezérlés |

A fentiek jól illusztrálják, hogy a mechatronikai rendszer nemcsak tartalmazza a gépészeti, mechanikai rendszert, hanem túl is megy azon, mert szenzorokat, aktuátorokat, informatikát is tartalmaz. Az informatika hordozója pedig az elektronika, mai ismereteink szerint a digitális számítógép. Ez a magyarázata annak, hogy a közös nyelv, amely segítségével szenzoraink, aktuátoraink működnek, az elektronika nyelve, erre kell minden mérendő fizikai, kémiai természetű jelet lefordítani.

# Jelérzékelők és jelátalakítók

Az **érzékelő** (sensor) és a **jelátalakító** (transducer) fogalma nem teljesen azonos, közöttük a következő a különbség. A mechatronikai megközelítésben a szenzor az a finommechanikai, manapság inkább mikrotechnikai eszközökkel illetve eljárásokkal előállított alkatrész, eszköz, amelynek segítségével, valamilyen fizikai törvény vagy effektus során átalakítunk egy fizikai (kémiai) jellemzőt villamos jellé. A jelátalakító a szenzornál több: természetesen azt is tartalmazza, de azon kívül egyéb olyan szerkezeteket, esetleg áramköröket is, amelyek alkalmassá teszik többféle fizikai, kémiai paraméter mérésére, továbbá védelmet ad külső hatások ellen. Ha pl. egy nyúlásmérő bélyeggel megvalósított nyomásmérőt vizsgálunk, akkor a szenzor a nyúlásmérő bélyeg, az egész eszköz, amelyet alkalmazunk, a jelátalakító. A példában a jelátalakító tartalmaz pl. egy membránt, amely a mérendő nyomást megnyúlássá, alakváltozássá alakítja, amit a bélyeggel már mérni tudunk. De a jelátalakító adja a burkolatot, a befogásokat, a kábelcsatlakozásokat, hogy csak a legfontosabbakat említsük.

Ezek után tekintsük át a szenzorokat az érzékelendő (fizikai) jelek szerint:

**Mechanikai.** Helyzet, sebesség, gyorsulás, erő, nyomaték, nyomás, idő, tömeg, áramlás, hangfrekvencia és hangnyomás stb.

**Termikus.** Hőmérséklet, hőmennyiség, hőáram, entrópia, hőkapacitás stb.

**Sugárzás.** Látható sugárzás (fény), UV-sugárzás, infravörös sugárzás, mikrohullámú sugárzás, rádiófrekvenciás sugárzás, gamma-sugárzás, Röntgen-sugárzás stb.

**Mágneses.** Mágneses tér, fluxus, mágneses nyomaték, mágneses indukció, permeabilitás stb.

**Kémiai.** Nedvesség, pH-érték, gázkoncentráció, gőzök és illatok, mérgező és gyúlékony anyagok, szennyező anyagok stb.

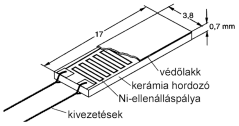
**Biológiai.** Cukrok, proteinek, hormonok, antigének stb.

**Villamos.** Töltés, áram, feszültség, ellenállás, vezetőképesség, kapacitás, induktivitás, dielektromosság, polarizáció, frekvencia stb.

A teljesség igénye nélkül tekintsünk át néhány fontosabb érzékelőtípust: ellenállásos jelátalakítók (potenciométerek, hőmérsékletmérő ellenállások, termisztorok, nyúlásmérő ellenállások, fényellenállások, magnetorezisztorok). Ezek között vannak vezető anyagból készült ellenállások és félvezető anyagból készült ellenállások. Utóbbiak lehetnek egy kristályból készültek vagy polikristályosak.

A fémes anyagból készült érzékelőkre példaképpen a 706. ábrán látható, fólia típusú ellenállásos **hőmérséklet-érzékelő** azt használja ki, hogy a fémek hőmérsékleti tényezője (temperature coefficient, $T_k$ ) pozitív, azaz az ellenállás a hőmérséklettel növekszik, a jól ismert összefüggés szerint: $R_{T2} = R_{T1}(1 + \alpha [T_2 – T_1])$.

## 706. ábra - Ellenállásos hőmérséklet-érzékelő




Ezekre a szenzorokra a viszonylag nagy méréstartomány és jó linearitás, de a kis meredekség jellemző.

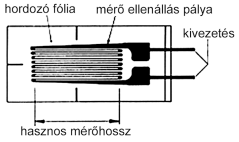
Egy másik fontos érzékelő a **nyúlásmérő bélyeg,** amelynek ellenállás-változása a mechanikai feszültség hatására bekövetkező megnyúlás (és értelemszerűen nyomásnál a megrövidülés) miatt következik be. A megnyúlás következtében létrejött ellenállás-változásra a g bélyegállandó (gauge-factor) a jellemző és a következő összefüggés írja le:

$$g = \frac{\frac{dR}{R}}{\frac{dl}{l}} = (1 + 2\nu) + \frac{\frac{d\rho}{\rho}}{\frac{dl}{l}}, \quad \frac{dl}{l} = \varepsilon.$$

A képletben ν a Poisson-tényező, értéke kb. 0,3, ρ pedig annak az anyagnak a fajlagos ellenállása, amelyből a szenzor készül. Látható, hogy a fajlagos ellenállás nem állandó, hanem a fajlagos nyúlás (ε) függvénye. E mögött az ún. piezorezisztív effektus húzódik meg, vagyis az az effektus, amelynél az anyag fajlagos ellenállása változik meg a mechanikai feszültség hatására.

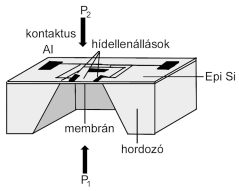
A nyúlásmérő bélyegeket korábban kizárólag fémes anyagból készítették. Ilyen, tipikusnak mondható, ún. fólia típusú bélyeg látható a 707. ábrán. Az ilyen és ehhez hasonló bélyegek érzékenysége, azaz bélyegállandója g = 1,8…2,2 között szokott lenni, az aktuális értéket a katalógusok tartalmazzák. A bélyeggel, az érzékelővel önmagában nem sokra megyünk, a bélyeget mindig egy deformálódó elemre kell ragasztani, innen is származik a „bélyeg” elnevezés. Ekkor persze már jelátalakítóról beszélünk. Az eddigiekből következik, hogy nyúlásmérő bélyeges jelátalakítóval minden olyan fizikai paraméter mérhető, amelyet előbb megnyúlássá tudunk átalakítani: így elmozdulást, erőt, nyomatékot, nyomást, gyorsulást és még sok más fizikai paramétert.

## 707. ábra - Fólia típusú nyúlásmérő bélyeg



Az elmúlt évtizedekben a mikroelektronika fejlődésének mintegy mellékágaként létrejött a mikrotechnika, ezen belül is azok az eszközök, a mikroelektro-mechanikai rendszerek, rövidítve MEMS-ek, amelyek elsősorban kis méreteikről (mm helyett a μm tartomány) és nagyfokú integrációjukról ismertek. Ezeknél a szenzor, esetünkben a nyúlásmérő bélyeg is félvezetőből, leggyakrabban szilíciumból készül, de ebből az anyagból van a deformálódó elem, a membrán, sőt, a feldolgozó áramkör is. A MEMS-ekre jellemző, hogy a mikromechanikai elem, a mikroérzékelő előállítási technológiája és a mikroelektronikai áramkör előállítási technológiája ha nem is pontosan ugyanaz, de egymáshoz nagyon hasonló, kompatibilis egymással. Ilyen nyomásmérő részletét mutatja a 708. ábra.

## 708. ábra - Szilíciumból készített mikromechanikai membránra integrált nyúlásmérő bélyeg



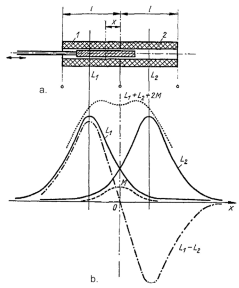

Fontos megjegyezni, hogy a félvezető nyúlásmérő bélyegeknél a bélyegállandó g = 50…150 között szokott lenni, és hogy ezeknél a fajlagos ellenállás megváltozása, azaz a piezorezisztivitás a meghatározó effektus.

Az ellenállásos jelátalakítókon kívül a műszaki gyakorlatban gyakori jelátalakítók még az **induktív jeladók,** amelyekben a tulajdonképpeni érzékelő egy vagy több tekercs, amelyeknek az induktivitása változik.

Elméletileg az induktivitás változásának három oka lehet: változik a menetszám, változik a **geometria,** változik a permeabilitás.

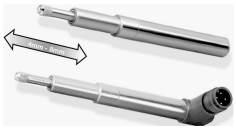
Ezek közül gyakorlatilag csak a geometria megváltozását használjuk. Leggyakoribbak azok az átalakítók, amelyek különbségi jelátalakítók, tehát legalább két tekercsből állnak. Ilyen, nyitott mágneskörű jelátalakító vázlatát mutatja a 709. ábra.

## 709. ábra - Nyitott mágneskörű, differenciál kapcsolású induktív érzékelő induktivitásának változása az elmozdulás függvényében




A két, egymás folytatásában elhelyezkedő tekercsben mechanikai érintkezés, azaz súrlódás nélkül egy vasmag mozog. Az első tekercs közepétől a vasmag mozgása közben az első tekercs induktivitása csökken, a másodiké növekszik. Ezt a tartományt használjuk ki mérésre. A különbségi átalakítók nagy előnye, hogy a környezeti hatásokkal szemben sokkal védettebbek, mint az egyszerű jelátalakítók. Az induktív elven működő jelátalakítókra is igaz, hogy minden olyan fizikai mennyiség mérhető induktív érzékelővel, amelyet először elmozdulássá (geometriai változássá) tudunk átalakítani. Leggyakrabban elmozdulást, erőt, nyomatékot, nyomást szoktunk induktív elven működő jelátalakítókkal mérni. Fontos megjegyezni, hogy az induktív érzékelők, éppen a tekercselés miatt, sokkal kevésbé alkalmasak a miniatürizálásra, mint pl. a nyúlásmérő bélyegek. Jellegzetes induktív átalakítókat mutat a 710. ábra.

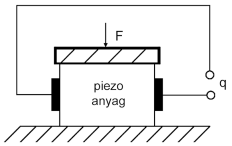
## 710. ábra - Induktív elmozdulás-jeladók



Fontos jelátalakítók azok, amelyekben a **piezoelektromosságot** mint effektust használjuk fel. A piezoelektromos tulajdonságot mutató anyagoknál (legismertebb a kvarc, $SiO_2$) a mechanikai feszültség töltésszétválasztást eredményez, tehát az erő (F) hatására nem áram, nem feszültség, hanem töltések (q) jönnek létre, ahogyan az a 711. ábrán látható. (Más kérdés, hogy ezen töltések áramlásakor áramról, a fegyverzetek által alkotott kondenzátor feltöltésénél pedig feszültségről is beszélhetünk.)

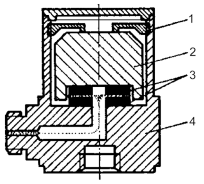
Egyszerű közelítő összefüggéssel leírva: $q = \frac{k \cdot F}{A}$, ahol $A$ a piezokristály keresztmetszetének területe, $k$ a piezoanyagra jellemző állandó.

## 711. ábra - A piezoelektromos érzékelés elve



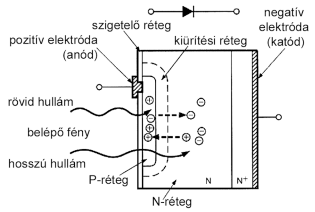

A piezoelektromos jelátalakítókat általában dinamikus, tehát időben változó mennyiségek mérésére lehet használni. Statikus mérésekre azért nem jók, mert a keletkezett töltések előbb-utóbb elfogynak. A leggyakoribb piezoelektromos jelátalakítók a gyorsulásmérők, de gyakori még a nyomás- és erőmérés is. Gyorsulásmérő metszetét mutatja a 712. ábra.

## 712. ábra - Piezoelektromos gyorsulásmérő keresztmetszete 1. rugalmas elem (az előfeszítést adja), 2. szeizmikus tömeg, 3. piezoelektromos érzékelő, 4. ház




A korszerű szenzortechnikában nagy jelentősége van az **optoelektronikus** eszközöknek is. Ezek közül legfontosabb eszközeink a **fotodiódák.** Az egyszerű fotodióda monokristályos félvezető anyagból, legtöbbször szilíciumból készült, egyetlen pn átmenettel rendelkező eszköz, amelyet a mikroelektronikus eszközökre jellemző technológiákkal állítanak elő. Ilyen egyszerű fotodióda vázlatát mutatja a 713. ábra.

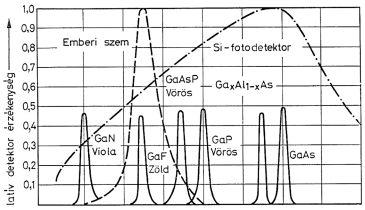
## 713. ábra - Fotodióda keresztmetszete




Ezekről a szenzorokról nagyon fontos tudni, hogy a fénynek, amelynek itt most inkább a részecsketermészetét emeljük ki, a pn átmenetre kell esnie. Az ábrán láthatunk egy rövidebb és egy hosszabb hullámhosszúságú fotont, amelyek a fotodióda pn átmenetére érkeznek. A fotonok energiatartalma (E) függ a rezgésszámtól (ν), azaz a fény hullámhosszától, a jól ismert $E = h \cdot \nu$ összefüggés szerint. Ebből következően a fotodiódák érzékenysége (sugárzási érzékenység) nem

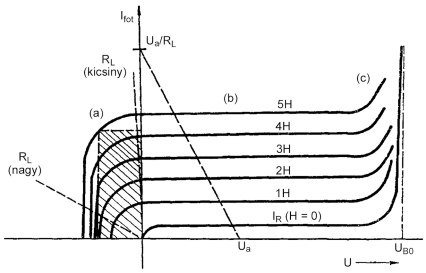
állandó, hanem hullámhossz függvénye. Szilícium fotodiódák jellegzetes sugárzási érzékenységét mutatja a 714. ábra.

### 714. ábra - Szilícium fotodióda és az emberi szem érzékenysége a hullámhossz függvényében, valamint különböző fényemittáló diódák sugárzási spektruma




Mint látható, ezek az eszközök a közeli infravörös tartományban a legérzékenyebbek, a maximális érzékenység 0,4 A/W körül van. A fotodiódákat kétféle üzemmódban lehet működtetni. Az első az ún. fotofeszültség üzem esetén a beérkezett fotonok töltéshordozókra válnak szét és ilyenkor a fotodiódáról áramot és feszültséget lehet levenni. Ezt nevezik a fényelemnek, tehát ilyenkor az eszközt energiaátalakításra használjuk. A másik, mérésre gyakrabban használt üzemmód a záró feszültségű üzemmód, amelynél a fotodiódát záró irányban előfeszítjük és a beérkezett fotonok a záró irányú áramot növelik meg. A kétféle üzemmódot egymás mellett a 715. ábra mutatja.

### 715. ábra - Fotodiódák áram-feszültség karakterisztikái




A fotodiódák, mivel előállítási technológiájuk közel áll a mikroelektronikai eszközök előállítási technológiájához, jól miniatürizálhatók.

A fotodiódáknak sok fajtája van, itt csak néhányat sorolunk fel: a PIN dióda, a Schottky-dióda, az iker fotodióda, a kvadráns fotodióda (716. ábra), a lavina fotodióda és végül, de nem utolsósorban ide tartoznak a képkiértékelésre, illetve -bontásra szolgáló eszközök, mint a vonaldetektor vagy a kétdimenziós mátrix (mozaik) detektorok, különböző CCD eszközök.

### 716. ábra - Kvadráns fotodióda

A szenzortechnikában természetesen még nagyon sokféle eszköz létezik, de a rendelkezésre álló terjedelem nem teszi lehetővé ennél több érzékelő bemutatását.

# Jelfeldolgozási módszerek

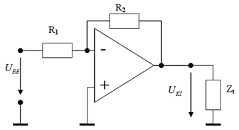
A szenzorok kimeneti jele mindig analóg jel, amit minél hamarabb digitális jellé kell átalakítani, hogy a további feldolgozási műveletek úgy váljanak lehetővé, hogy a jel információtartalma lehetőleg ne csökkenjen. A digitális technika ugyanis rendelkezik azzal az előnnyel, hogy végtelen sokszor

másolható, továbbítható az információtartalom csökkenése nélkül. A digitalizálásig azonban el kell jutni, mert a szenzorok kimeneti jele rendszerint olyan kicsi, hogy közvetlenül nem alkalmas a digitalizálásra. Ezért foglalkoznunk kell először a szenzorok illesztő áramköreivel, amely analóg technika és amellyel elérhető az 1…10 V nagyságú feszültségszint, ami után következhet az analóg-digitál átalakító (A/D converter). A digitális jelfeldogozási kérdésekkel itt nem foglalkozunk.

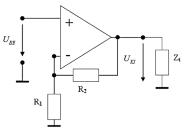
Az illesztő áramkörök ma már nem diszkrét elemekből épülnek fel, hanem monolitikus integrált áramköröket tartalmaznak, amelyeket néhány kiegészítő passzív alkatrésszel látunk el.

Nagy sorozatban gyártott készülékeknél azonban nem ritka az ún. berendezésorientált áramkörök alkalmazása sem, ahol a teljes áramkört a félvezetőgyárban állítják elő, a vevő kívánsága szerint. Mindennek alapja a 717. ábrán bemutatott **fázisfordító** és a 718. ábrán látható, **fázist nem fordító** erősítő.

## 717. ábra - Invertáló alapkapcsolású műveleti erősítő



## 718. ábra - Nem invertáló kapcsolású műveleti erősítő



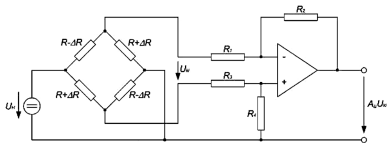
Mindkét erősítőtípus közös jellemzője, hogy a kívánt erősítést a negatív visszacsatolással állítjuk be. A működést úgy könnyebb megérteni, ha tudjuk, hogy ideálisan nem lehet feszültségkülönbség a műveleti erősítő két bemenete között. Ebből következik, hogy a fázisfordító erősítő invertáló bemenetének potenciálja zérus és a következő összefüggések érvényesek ($A_U$ a feszültségerősítés):

$$\frac{u_{BE}}{R_1}+\frac{u_{KI}}{R_2}\cong 0 \quad \text{és} \quad A_{U,\text{invert}}=-\frac{R_2}{R_1}.$$

A fázist nem fordító erősítőnél a visszacsatolást szintén a negatív visszacsatolással állítjuk be, viszont az erősítés eggyel nagyobb lesz: $A_U=\frac{R_1+R_2}{R_1}=1+\frac{R_2}{R_1}$.

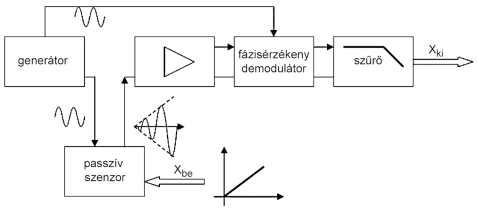
A nyúlásmérő bélyeges jelátalakítók esetében a nyúlásmérő ellenállásokat általában hídkapcsolásban használjuk. Ebből következően az erősítéshez **differencia,** vagyis különbségi erősítőt használunk, ami az előbbi invertáló és nem invertáló erősítő kombinációjából származtatható. Ilyen áramkört mutat a 719. ábra, ahol az erősítést szintén a negatív visszacsatolás határozza meg: $A_U=\pm\frac{R_2}{R_1}$.

## 719. ábra - Híderősítő kapcsolás differenciaerősítővel



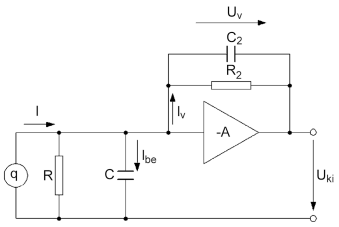
Az induktív elven működő szenzoroknál annyival bonyolultabb a helyzet, hogy az induktivitás csak váltakozóáram esetében értelmezhető, tehát ezeknél a tekercsek táplálását, az erősítést egy meghatározott frekvenciával (ez a vivőfrekvencia) kell elvégeznünk. A **vivőfrekvenciás erősítők** bonyolultabbak, mint az egyenfeszültségű erősítők, ezért itt csak a vivőfrekvenciás erősítők tömbvázlatát mutatjuk be (720. ábra).

### 720. ábra - A vivőfrekvenciás rendszer tömbvázlata




Megjegyezzük, hogy régebben a nyúlásmérő bélyeges jelátalakítókhoz is vivőfrekvenciás erősítőt használtak. A rendszer részletes ismertetése nélkül is fontos tudni, hogy ezek az erősítők a mintavételezés elvén működnek. A vivőfrekvencia szokásos értéke 5 kHz, és a mintavételezésből adódóan a mérendő jel frekvenciája nem lehet nagyobb, mint 1 kHz ($f_{vivő}$ = 5 $f_{mérendő}$ ).A piezoelektromos szenzorok esetében töltések keletkeznek, ezért ezekhez a jelátalakítókhoz ún. **töltéserősítőt** használunk. Ilyen áramkört mutat a 721. ábra.

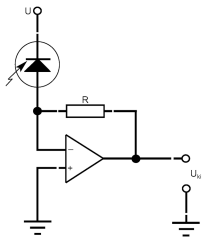
### 721. ábra - Töltéserősítő áramkör




Itt a visszacsatoló ágban egy kondenzátor van, $C_2$, amelyet az erősítő feltölt vagy kisüt. A kimenő feszültség jó közelítéssel így a töltéssel lesz arányos: $U_{ki} \cong -\frac{q}{C_2}$.

A fotodiódák esetében, mivel ezek áramgenerátor jellegűek, mert a létrejött fotoáram, a becsapódott fotonok számával arányos, áram-feszültség konverziót kell alkalmaznunk. Erre a célra az **invertáló erősítő** kapcsolás a legalkalmasabb, amint azt a 722. ábra mutatja.

### 722. ábra - Fotodióda áramának mérése műveleti erősítővel




Az összefüggés a kimeneti feszültség és a fotoáram között: $U_{ki} = R \cdot I_f$.

Látható, hogy az áram-feszültség átalakító maga az R ellenállás. A bemutatott analóg illesztő áramkörök alkalmazása után következhet az analóg-digitál konverzió és a digitális jelfeldolgozás, amely része egy intelligens berendezésnek, de ezekkel a témakörökkel itt nem foglalkozunk.

# Beavatkozóegységek, aktuátorok

Az **aktuátorok** feladata, hogy a mesterséges intelligencia által kiadott villamos jeleket (amelyeknek sok esetben teljesítmény szinten kell rendelkezésre állnia) erőkké, nyomatékká, nyomássá, elmozdulásokká vagy egyéb, néha nem mechanikai mennyiséggé alakítsák. A legfontosabb aktuátorok fizikai működésük szerint osztályozva a következők:

| | |
|---|---|
| Elektronikus | (teljesítmény transzisztor, tirisztor, triak) |
| Elektromágneses | (egyen- és váltakozóáramú motorok, lineáris motorok) |
| Termikus | (bimetallok, halmazállapot-változással működő aktuátorok) |
| Pneumatikus | (pneumatikus hengerek, motorok) |
| Hidraulikus | (hidraulikus hengerek, motorok) |
| Piezoelektromos | (transzlátorok, motorok) |
| Emlékezőfémes | (mesterséges izom) |
| Magnetostrikciós | (transzlátorok) |
| Elektroreológiai | (tengelykapcsolók, szelepek, csillapítók) |

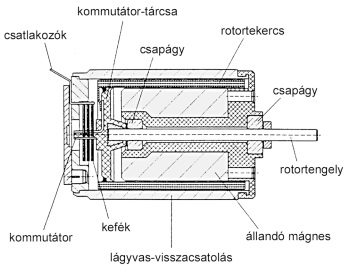
A felsoroltak közül az egyik legnagyobb jelentőséggel az elektromágneses aktuátorok rendelkeznek, ezért itt csak ezeket tekintjük át.

Az elektromágneses aktuátorok közös jellemzője, hogy tekercselést tartalmaznak, amelyen átfolyó áram hozza létre az erőt, illetve nyomatékot. Közülük három jellegzetes típusnak, az egyenáramú szervomotornak (DC servo), a léptetőmotornak (stepping motor) és az elektronikusan kommutált motornak (EC motor) a legfontosabb tulajdonságait mutatjuk be.

Az **egyenáramú szervomotorok** állórésze állandó mágnest tartalmaz (ez hozza létre a gerjesztést) és a forgórészbe a kefeken és a kommutátoron keresztül mindig áramot vezetünk.

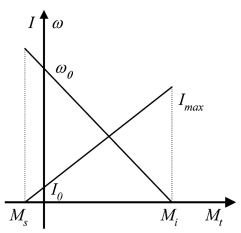
A korszerű egyenáramú szervomotor légréstekercses kivitelű, tehát a tekercselés nem vasmagra készül, hanem öntartó és a légrésben helyezkedik el. A szervomotorok viszonylag nagy tápfeszültség-tartományban képesek működni mindkét forgásirányban. Jellegzetes konstrukciót mutat a 723. ábra.

## 723. ábra - Légréstekercses egyenáramú szervomotor keresztmetszete




Mivel a motor belsejében elhelyezett állandó mágnes radiális irányban van felmágnesezve, ezeket a motorokat radiális fluxusú szervomotoroknak nevezik a másik, itt nem részletezett axiális fluxusú motorokkal szemben. A nyomaték-fordulatszám és a nyomaték-áram jelleggörbét a 724. ábra mutatja, amelyek jól láthatóan – állandó kapocsfeszültség mellett – lineárisak. Az ábrán $I_0$ az üresjárási áram, $\omega_0$ az üresjárási szögsebesség, $M_i$ az indítónyomaték, $M_S$ az üresjárás fenntartásához szükséges veszteségi nyomaték, amelynek nagy része a súrlódásból származik.

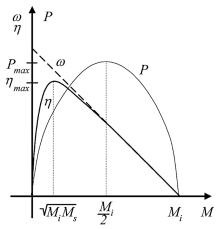
## 724. ábra - Egyenáramú szervomotor nyomaték-fordulatszám és nyomaték-áram jelleggörbéje



A szervomotorok fontos tulajdonsága, hogy a bemutatott nyomaték-fordulatszám jelleggörbe a kapocsfeszültség változtatásával eredeti helyzetével párhuzamosan tolódik el, akár felfelé, akár lefelé.

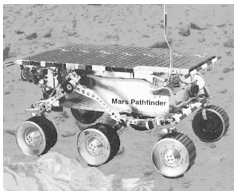
Más a helyzet a teljesítmény- és a hatásfokgörbékkel, ahogyan az a 725. ábrán látható.

## 725. ábra - Egyenáramú szervomotor teljesítmény- és hatásfok-jelleggörbéi



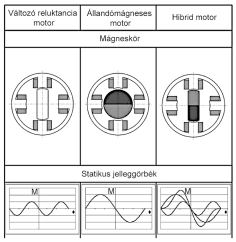

A legfontosabb, amit minden felhasználónak ismernie kell, hogy a maximális teljesítmény és a maximális hatásfok munkapontja soha nem esik egybe, sőt, egymástól távol esik. Ez azért fontos, mert telepes üzemmódnál nyilvánvalóan a maximális hatásfok közelében kell megválasztani a munkapontot, de ekkor a motorból nem lehet kivenni a maximális teljesítményt. A beállítani kívánt munkaponti jellemző paraméterek a katalógusadatok alapján számíthatók. Az egyenáramú szervomotorok rendelkeznek az összes aktuátortípus közül a legnagyobb hatásfokkal, de emellett van néhány hátrányos tulajdonságuk is, pl. a működés során elhasználódó kefe-kommutátor egység és a kibocsátott magas elektromágneses zavarszint. Példa a jó hatásfokú elektromágneses légréstekercses motorokra: a Marsra küldött Pathfinder robotba összesen 11 db légréstekercses (Maxon) motort építettek be (726. ábra).

## 726. ábra - A Marsra küldött Pathfinder robot




A második fontos aktuátorcsoportot a **léptetőmotorok** alkotják. Ezek elterjedtségének két fontos oka a digitális technikához való nagyfokú kompatibilitás és az álló helyzetben biztosított tartónyomaték, amely a motort az adott helyzetben tartja. Ez utóbbinak persze ára van, hiszen álló állapotban a motor áramot fogyaszt, hasznos munkát nem végez, tehát hatásfoka nulla. A léptetőmotorok forgórésze majdnem mindig állandó mágnes, állórésze pedig rendszerint többfázisú tekercselést tartalmaz. A léptetőmotorok három alapvető típusát a 727. ábra foglalja össze azzal a megjegyzéssel, hogy a leghatékonyabb konstrukció a hibrid típus, ezért ezek a motorok szinte egyeduralkodók.

## 727. ábra - A léptetőmotorok különböző fajtái




A léptetőmotorok konstrukciós jellemzője még az állórész fázisszáma: két-, három-, négy- és ötfázisú motorokat gyártanak, amelyek közül leggyakoribb a négyfázisú (ezeket sokszor a katalógusok helytelenül kétfázisúnak nevezik; lényeges a fázisok közötti 90°-os fázisszög). A vezérlést illetően a felhasználó dönti el, hogy a léptetőmotort egész-, fél- vagy mikrolépéses üzemmódban működteti-e. A 728. ábra négyfázisú, 1,8°-os lépésszögű léptetőmotor képét mutatja.

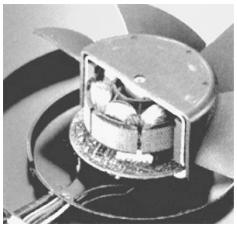
## 728. ábra - Négyfázisú léptetőmotor

Az **elektronikusan kommutált** motorok (electronically commutated motors, EC motors) konstrukciójukban a léptetőmotorokhoz, tulajdonságaikban az egyenáramú motorokhoz hasonlítanak. Forgórészük állandó mágnes, az állórész tekercselt és az ezekben a tekercsekben folyó áramot, annak irányát elektronikus áramkörök kapcsolják. Ehhez persze az szükséges, hogy a motor minden pillanatban „tudja”, hogy a forgórész éppen milyen szöghelyzetben van és mikor kell a soron következő tekercs áramát bekapcsolni, az előzőt pedig kikapcsolni.

A forgórész szöghelyzetének érzékeléshez legtöbbször Hall-generátort, magnetorezisztort, induktív vagy optoelektronikus eszközöket használnak. Az elektronikusan kommutált motorok a legfejlettebb motorkonstrukciót képviselik többek között azért, mert élettartamuk a csapágyazás élettartamával egyenlő. Leginkább olyan helyeken használjuk, ahol a motornak egy forgásirányban, legtöbbször egyetlen fordulatszámon, de nagy megbízhatósággal kell működnie. Ilyenek pl. a számítástechnikában használt lemezmeghajtók és hűtőventilátorok.

Ilyen elektronikusan kommutált motorral egybeépített ventilátort mutat a 729. ábra. Fontos megjegyezni, hogy ezek a motorok is bocsátanak ki elektromágneses zavarokat, de ezekkel a zavarokkal szemben fix frekvenciájuk és kisebb energiatartalmuk miatt sokkal könnyebb védekezni.

## 729. ábra - Elektronikusan kommutált motorral egybeépített ventilátor



Az elektromágneses aktuátorokon kívül a műszaki gyakorlatban számos más aktuátorfajtát is használunk, amelyeket e helyütt nem tárgyalunk.

# 8. fejezet - Irodalom

# Gépszerkesztéstani alapismeretek


**Almen, L.** (1936): The uniform-section disc spring. Transactions of the American Society of Mechanical Engineers 58.

**Artinger I. – Csikós G. – Krállics Gy. – Németh Á. – Palotás B.** (1999): Fémek és kerámiák technologiája, (45035), Műegyetemi Kiadó, Budapest

**Ashby, M. F.** (1992): Materials Selection in Mechanical Design. Butterworth Heinemann, Oxford

**Cross, N.** (1995): Engineering Design Methods. Second Edition, John Wiley and Sons, Chichester Fortschrittliche Elemente für die Verbindungstechnik. Bossard AG., Schrauben Katalog, 1988.

**Haberhauer, H. – Bodenstein, F.** (2001): Maschinenelemente. Springer-Verlag, Berlin

**Haibach, E.** (1989): Betriebsfestigkeit, VDI Verlag, Düsseldorf

**Koller, R.** (1994): Konstruktionslehre für den Maschinenbau, 3. Auflage, Springer-Verlag Bln. Heidelberg–New York

**Hubka, V.** (1982): Principles of Engineering Design Butterworth Scientific Ltd., London

Konstruktionslehre II. Rheinish-Westfälische Technische Hochschule Aachen, Institut für Allgemeine Konstruktionstechnik des Maschinenbaues. Előadásanyg, 1991.

**Lévai Z.** (1978): Gépjárművek szerkezettana. Műszaki Könyviadó, Budapest

**Makhult M.** (1963): Gumirugók. Műszaki Könyvkiadó, Budapest

**Márialigeti J.** (2002): Terhelésanalízis. BME Közlekedésmérnöki Kar, Járműelemek és Hajtások Tanszék, Tanszéki Kiadvány, Budapest

**Márialigeti J.** (2002): Törésmechanikai alapok. BME Közlekedésmérnöki Kar, Járműelemek és Hajtások Tanszék, Tanszéki Kiadvány, Budapest

**Márialigeti J.** (2002): Méretezés rendszertelen terhelésváltakozás esetén. BME Közlekedésmérnöki Kar, Járműelemek és Hajtások Tanszék, Tanszéki Kiadvány, Budapest

**Mutnyánszky Á.** (1981): Szilárdságtan. Műszaki könyvkiadó, Budapest

**Niemann, G. – Winter, H. – Höhn, B-R.** (2003): Maschinenelemente Bd. 1. 3. Auflage, Springer-Verlag, Berlin

**Orlov, P.** (1989): Fundamentals of Machine Design. Mir Publishers Moscow

**O'Connor, P. D. T.** (1997): Practical Reliability Engineering. John Wiley and Sons, Chichester

Pah**l, G. – Beitz, W. – Feldhausen, J. – Grote, K. H.** (2003): Konstruktionslehre. 5. Auflage, Springer-Verlag, Berlin

**Queginer, A.** (2003): Les materiaux composites. Département Génie Mécanique at Automatique, INSA Rennes, Előadásanyag.

Rechnerischer Festigkeitsnachweis für Maschinenbauteile FKM-Richtlinie. VDMA Verlag GmbH Frankfurt am Main, 2002

Rechnerorientierte Methoden der Konstruktionstechnik. Institut für Meschinenelemente, Konstruktionstechnik und Sicherheitstechnik, Universität Hannover. Előadásanyag, 1993

# Szerkezeti elemek kötései

**Král Š. a kol.** (1998): Casti a mechanizmy strojov I. Diel, Vydavatelstvo STU v Bratislave

**Matek, W. – Muhs, D. – Wittel, H. – Becker, M.** (1994): Roloff/Matek Maschinenelemente, Viewegs Fachbücher der Technik, Braunschweig/Wiesbaden

**Shigley, J. E. – Mischke, Ch. R.** (1989): Mechanical Engineering Design, McGraw-Hill Book Co., International Edition

**Tochtermann W. – Bodenstein F.** (1986): Gépelemek 1. Műszaki Könyvkiadó, Budapest

**Schlottmann, G. – Schnegas, H.** (2002): Auslegung von Konstruktionselementen 2. Auflage, Springer-Verlag, Berlin

**Stephens, R. I. – Fatemi, A. – Stephens, R. R. – Fuchs, H. O.** (2001): Metal Fatigue in Engineering. Second Edition, John Wiley and Sons, Chichester

**Spinnler, G.** (1997): Conception des Machines 1, 2, 3. Presses Polytechniques et Universitaire Romandes Lausanne

**Szabadits Ö.** (2005): Acélok és öntöttvasak. MSZT Szabványkiadó, Budapest

**Terplán, Z. – Nagy, G. – Herczeg, I.** (1996): Mechanikus tengelykapcsolók. Műszaki Könyvkiadó, Budapest

**Thamm F.** (1983): Műanyagok szilárdságtana I. BME Mérnöktovábbképző Intézet (5204), Budapest

**Ullman, D. G.** (1992): The Mechanical Design Process. McGraw-Hill, Inc. New York

**Zborovján L.** (2000): Gépelemek, 4. Rugók. BME Gépészmérnöki Kar, (45009), Műegyetemi Kiadó, Budapest

**Zsáry Á.** (1989): Gépelemek I. Tankönyvkiadó, Budapest

**Zsáry Á.** (1995): Gépelemek I. Nemzeti Tankönyvkiadó, Budapest

**Zsáry Á.** (1995): Gépelemek II. Nemzeti Tankönyvkiadó, Budapest

# Csővezetékek és armatúrák

**Antal M.** (1987): Műanyagok gépészeti alkalmazása I. Nehézipari Műszaki Egyetem jegyzete, Miskolc, 245–274. p.

**Levy, S.** (1981): Plastics Extrusion Technology Handbook. Industrial Press Inc., New York

**Mirzojev, R. G.** (1974): Gépelemek műanyagból. Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 128–140. p.

MSZ EN 13480-3-2002 Metallic industrial piping. Part 3: Design and calculation

**Nyers J.** (2001): Pneumatika. MFI Szabadka jegyzete. Subotica, 31–36. p.

**Seachtling, H.** (1989): Kunststoff Taschenbuch. Carl Hanser Verlag, München–Wien

**Szabó A.** (2001): Magyarországi műanyagcső-gyártás és -felhasználás fejlődésének történeti áttekintése. Műanyag és Gumi, Budapest, 38(3) 121–124. p.

**Szendrő P.** (1978): Gépelemek I. Egyetemi jegyzet, Gödöllő

**Tochtermann – Bodestein** (1986): Gépelemek 1. (Nyugvó gépszerkezetek). Műszaki Könyvkiadó, Budapest

**Zsáry Á.** (1989): Gépelemek I. Tankönyvkiadó, Budapest

# Tengelyek, tengelykapcsolók

**Decker, K. H. – Kabus, K.** (2001): Maschinenelementen Springer Verlag, Berlin

Gyártmánykatalógus Bdenz & Schäfer GmbH. 4600. Dortmund

**Matek, W. – Mush, D. – Wittel, H. – Becker, M.** (2003): Roloff/Matek Maschinenelemente

**Molnár L.** (2001): Gépelemek 5. Tengelykötések. Műegyetemi Kiadó, Budapest

MSZ ISO 4863:1991. Rugalmas tengelykapcsolók alkalmazói és gyártói által megadandó adatok

MSZ-05-07.3503:1983. Rugalmas tengelykapcsolók mezőgazdasági és élelmiszer-ipari gépekhez. Fő méretek

**Niemann, G. – Winter, H.** (1983): Maschinenelemente Band III. Springer Verlag, Berlin

**Niemann, G. – Winter, H. – Höhn, B.-R.** (2001): Maschinenelemente. Springer Verlag, Berlin

**Őze J.** (1995): Gépelemek I/6. Miskolci Egyetem, Dunaújvárosi Főiskolai Kar, Miskolc

Spannsätze, Spannelemente. Ringfeder katalógus 2005

**dr. Szente M. – dr. Vas A.** (2004): Mezőgazdasági traktorok elmélete és szerkezete. FVM MGI, Gödöllő

**Terplán Zénó – Nagy Géza – Herczeg István** (1966): Mechanikus tengelykapcsolók. Műszaki Könyvkiadó, Budapest

**Tochtermann W. – Bodenstein F.** (1986): Gépelemek I. Műszaki Könyvkiadó, Budapest

Verbindungen durch Sternscheiben. Ringspann katalógus 2005.

**Vörös Imre** (1970): Gépelemek I. Tankönyvkiadó, Budapest

**Zsáry Á.** (1973): Kötőelemek és kötések Műszaki Könyvkiadó Budapest

**dr. Zsáry Árpád** (1989): Gépelemek I. Tankönyvkiadó, Budapest

# Csapágyazások

**Albert M. – Köttritsch H.** (1987): Wälzlager. Springer-Verlag, Wien, New York,

**ten Bosch, M.** (1957): Gépelemek. Műszaki Könyvkiadó, Budapest

**Bisztray Balku, S.:** Design Development and Tribology of Reciprocating Hydrulic Seals, Periodica Polytechnica, Mech. Eng., 2004, 48/2

**Bisztray S.: Tömítések** (jegyzet, készült Dr. Magyar J. irányításával), Budapesti Műszaki Egyetem, Gépelemek Tanszék, Budapest, 1972–75

**Czégi J.** (1953, 1954): Siklócsapágy kézikönyv. Nehézipari Könyvkiadó, Budapest

**Decker, K.-H.** (1992): Maschinenelemente. Carl Hanser Verlag, München

DEVA-Metall Technisches Handbuch. Stadtallendorf. DAVA Werke, 1986.

DEVAGLEIT Technisches Handbuch. Stadtallendorf. DAVA Werke, 1986.

DQ Plain Bearings. GLACIER Katalog SP 515/3/88. 1988.

DRYMET Thinwall Laminated Bearings. Johson Metall Katalog.

DU Trocken Gleitlager. GLACIER Katalog SP 5141881Ge. 1988.

DX Wartungsarme Gleitlager. GLACIER Katalog SP 5161881Ge. 1988.

**Ebertrshäuser, H.** (1986): Dichtungen in der Fluidtechnik, Resch Verlag Gräfelfing/München

**Font P. – László Gy. – Varga B.** (1971): Tömítések (szerk. Bisztray S.), Műszaki Könyvkiadó, Budapest

**Harris, T. A.** (1991): Rolling Bearing Analysis. New York, John Wiley & Sons Inc.

**Kozma M.** (1973): Hidrosztatikus csapágyak méretezése. BME Gépész- mérnöki Kar, Gépelemek Tanszék kiadványa, Budapest

**Kozma M.** (1983): Siklócsapágyak. Tribológiai Kézikönyv 9. fejezete. (Vámos E. szerk.). Műszaki Könyvkiadó, Budapest

**Kozma M.** (1991): Tribológia. BME Kézirat J4-1084. Tankönyvkiadó, Budapest

**Kunkel – Hallstedt – Arsenius:** Hydrostatische Lager. Sonderdruck aus Kugellager Zeitschrift 171, 172.

**Lang, O. R. – Steinhilper – W.** (1978): Gleitlager. Springer-Verlag, Berlin

**MacGregor, C. W.** (1964): Handbook of Analitical Design for Wear. Plenum Press, New York

**Mayer E.:** Axiális csúszógyűrűs tömítések, Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 1980

**Molnár L. – Varga L.** (1977): Gördülőcsapágyazások tervezése. Műszaki könyvkiadó, Budapest

Morganite Carbon Limited, Northfields, Wandsworth, London SW181 NG. Katalog

Mozgó felületek tömítései, Gépipari tudományos Egyesület, Budapest, 1978

**Neale, M. J.** (1973): Tribology Handbook. Butterworths, London

**Niemann, G. – Winter, H.** (1981): Maschinenelemente I. Springer Verlag, Berlin

Permaglide Gleitlager. INA Katalog 703, 1989.

Pre-Mounted Plain Bearings. GLACIER Katalog 299/73. 1973.

Ringsdorff-Kunstkohle im Maschienenbau. Katalog Nr. KM 465/67. Bonn-Bad

RIV-SKF. Cuscinetti Idrostatici (Hidrosztatikus Csapágyak) IT 717 Katalógus.

Godesberg, Ringsdorff-Werke GmbH. 1977

**Roloff – Matek** (1992): Maschinenelemente. Vieweg & Sohn Verlag, Friedr. Braunschweig/ Wiesbaden

**Seals:** Sealing Handbook, Esevier Ltd., Oxford (UK), 1995

Sealing Systems (katalógus), Busak+ Shanban

Simrit Catalogue (katalógus), Freudenberg Simrit KG, Weinheim, Germany, 2005

Sintered Self-Lubricating Bearings. Brunico, GKN Bound Brook Italia SPA. 1990.

SKF-katalógusok, -kiadványok

SKF. Neue Lagerungen für rotierende Trommeln. Druckschrift 3271 T. 1982.

**Szota Gy.** (1974): Siklócsapágyak tervezése. Budapest, Műszaki Könyvkiadó

**Tietze, W.** (2000): Handbuch Dichtungspraxis, 2 Auflage. Vulkan Verlag, Essen

**Tochtermann, W. – Bodenstein, F.** (1986): Gépelemek. Műszaki Könyvkiadó, Budapest

**Tóth S. – Molnár L. – Bisztray S. – Marosfali J.** (2007): Gépelemek I., Műegyetemi Kiadó, Budapest

**Trutnovsky, K.** (1975): Berührungsdichtungen, Springer Verlag, Berlin, Hiedelberg, New York

**Vörös I.** (1972): Gépelemek II. Tankönyvkiadó, Budapest

**Zsáry A.** (1991): Gépelemek II. Tankönyvkiadó, Budapest

# Hajtások

**Bauerfeind, E.** (1996): Zur Kraftübertragung mit Gummiradern, Antriebstechnik 5, 383–391. o.

**Békés A.** (1987): Csapos bolygómű egyenközű ciklois felületeinek gyártási problémái. Egyetemi doktori értekezés, Miskolc, 107 o.

CYCLO – DRIVE CYCLO Getriebebau Lorenz Braren GmbH; Markt Indersdorf; 31 o. (Hajtómű katalógus)

CYCLO – Getriebe CYCLO Getriebebau Lorenz Braren GmbH, Markt Indersdorf; 51 o. (Hajtómű katalógus)

**Drago, R. J.** (1988): Fundamentals of Gear Design. Butterworths, Boston, 560 o.

**Drobni J.** (1983): Gépelemek III. Tankönyvkiadó, Budapest

**Drobni J. – Siposs I.** (1985): Csigahajtások alkalmazása a robottechnikában (tanulmány) NME, Gépészmérnöki Kar, Gépelemek Tanszéke, Miskolc

**Drobni J.** (2001): Korszerű csigahajtások. Tenzor Kft., Miskolc

**Dudley, D. W.** (1984): Handbook of Practical Gear Design. McGraw-Hill Book Company, New York, 381 o.

**Erney Gy.** (1983): Fogaskerekek. Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 460 o.

**Gates Corporation** (2005): Poly Chain GT2 belt drive system. Drive design manual. Denver, 141 o.

**Gates Corporation** (2005): PowerGrip GT2 belt drive. Drive design manual. Denver, 233 o.

**Gebhart, W.** (1995): Rotating Kiln Tyres: Lubricating Between the Tyre and Shell, World Cement, December

**Havasi J. – Berents R. – Maahs G. – Schiffner H. – Vogt E.** (2000): Görgősláncok kézikönyve. Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 69 o.

**Hamerak, K.** (1979): Das Cyclo – Getriebe – eine geniale idee und ihre technische Verwirklichung; Sonderdruch aus: Technik heute; 32, 6. 4. o.

**Ivanov M. N. – Ivanov V. I.** (1975): Kurszovoe proektirovanie. Moszkva, Vüszs. Skola, 351 o.

**Lendvay P.** (1975): Gépek üzemtana. Tankönyvkiadó, Budapest

**Lipovszky Gy. – Sólyomvári K. – Varga G.** (1981): Gépek rezgésvizsgálata és a karbantartás. Műszaki Könyvkiadó, Budapest

**Mectrol Corporation** (2001): Timing belt theory. Salem, 17 o.

**Otaki, R. – Machida, H.** (2001): Study of the Traction Drive Transmission Using Wedge Action, Proceedigs of The JSME Int. Conf. on Motion and Power Transmissions, Fukuoka, Japan, 832–837. o.

**Péter J.** (1982): Fogaskerék-hullámhajtómű és tengelykapcsoló kapcsolódásának vizsgálata. Miskolci Egyetem, Miskolc-Egyetemváros, 111 o. (A Tudományos Minősítő Bizottsághoz benyújtott és elfogadott kandidátusi értekezés)

**Staudt W.:** Gépjárműtechnika. OMÁR Könyvkiadó, Székesfehérvár

**Sturm A. – Förster R.** (1988): Maschinen- und Anlagendiagnostik. VEB Verlag Technik, Berlin

**Terplán Z. – Lendvay P.** (1989): Általános géptan. Tankönyvkiadó, Budapest

**Terplán Z.** (1981): Gépelemek I. Tankönyvkiadó, Budapest

**Terplán Z.** (1979): Gépelemek II. Tankönyvkiadó, Budapest

**Terplán Z.** (1976): Gépelemek III. Tankönyvkiadó, Budapest

**Terplán Z. – Antal M. – Apró F. – Döbröczöni Á.** (1979): Fogaskerék-bolygóművek. Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 258 o.

**Tochterman W. – Bodenstein F.** (1986): Gépelemek. 2. kötet. Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 349 o.

**Ungár T. – Vida A.** (1981): Segédlet a Gépelemek I-II. kötetéhez. Tankönyvkiadó, Budapest, 260 o.

**Volkov D. P. – Krajnev A. F.** (1984): Hullámhajtóművek. Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 317 o.

**Yamanaka, M. – Yamazaki, Y. – Inoue, K. – Hata, H.** (2001): Evaluation of Characteristics of Traction Grease at Low Temperature, Proceedigs of The JSME Int. Conference on Motion and Power Transmissions, Fukuoka, Japán, 826–831. o.

**Zsáry Á.** (2000): Gépelemek II. Nemzeti Tankönyvkiadó, Budapest, 600 o.

# A számítógéppel segített géptervezés és a műszeres gépvizsgálat alapjai

**Bishop, H.** (2002): What is mechatronics? Mechatronics, Elsevier, Amsterdam

**Bradley** (1991): Mechatronics.Chapman & Hall, New York

**Denny, K. – Miu** (1992): Mechatronics. Springer Verlag, Berlin–Heidelberg

**Fraden, J.** (2003): Handbook of modern sensors. Springer Verlag, Berlin–Heidelberg

**Fukuda, T. – Menz, W.** (1998): Handbook of sensors and actuators. Elsevier, Amsterdam

**Gardner, J. W.** (1994): Microsensors. Wiley, Chichester

**Hahn – Harsányi – Lepsényi – Mizsei** (1999): Érzékelők és beavatkozók. Műegyetemi Kiadó, Budapest

**Halász G. – Huba A.** (2003): Műszaki mérések. Műegyetemi Kiadó, Budapest

**Hofmann, K.** (1989): An introduction to measurements using strain gages. Hottinger Baldwin Messtechnik GmbH, Darmstadt

HBM-Produkt-Katalog 2000

**Horváth I. – Juhász I.** (1996): Számítógéppel segített gépészeti tervezés. Műszaki Könyvkiadó, Budapest

**Isermann, R.** (2002): Mechatronische Systeme. Springer Verlag, Berlin-Heidelberg-New-York

**Janocha** (1998): Aktoren. Springer Verlag, Berlin–Heidelberg

**Knight, C. E.** (1993): The Finite Element Method in Mechanical Design. PWS- KENT Publishing Company, Boston

Komplettmesskette vom Sensor bis zur Software. Darmstadt.

**Kunwoo Lee** (1999): Principles CAD/CAM/CAE Systems. Addison-Wesley, Massachusetts

**Lambert M.** (1993): Mérőérzékelők. Integra-projekt Kft., Budapest

**Moczala H.** (1984): Törpe villamos motorok és alkalmazásaik. Műszaki Könyvkiadó, Budapest

**Mutnyánszky Ádám** (1981): Szilárdságtan. Műszaki Könyvkiadó, Budapest

**Páczelt István** (1999): Végeselem-módszer a mérnöki gyakorlatban, I. kötet. Miskolci Egyetemi Kiadó, Miskolc

**Rajki I.** (1990): Törpe és automatikai villamos gépek. Műszaki Könyvkiadó, Budapest

**Schaumburg, H.** (1992): Sensoren, B. G. Teubner Verlag, Stuttgart

**Smetana, C.** (1975): Zaj- és rezgésmérés. Műszaki Könyvkiadó, Budapest

**Stölting, H. D. – Kallenbach, E.** (2001): Handbuch Elektrische Kleinantriebe. Carl Hanser Verlag, München

**Texas** (1990): Optoelektronikai receptek. Műszaki Könyvkiadó, Budapest

**Thamm Frigyes** (1999): Feszültség- és nyúlásmérés. Segédlet. BME Gépészmérnöki Kar, Műszaki Mechanika Tanszék, Budapest

**Thamm – Ludvig – Huszár – Szántó** (1968): A szilárdságtan kísérleti módszerei. Műszaki Könyvkiadó, Budapest

**Tränkler, H.-R. – Obermeier, E.** (1998): Sensortechnik, Springer Verlag, Berlin–Heidelberg

**Váradi Károly** (2004): A végeselem-módszer alapjai. Előadási jegyzet. BME Gépszerkezettani Intézet, Budapest

**Werner, R.** (1997): Einführung in die Mechatronik. B. G. Teubner Verlag, Stuttgart