

Balogh Tibor- Bider Zsolt- Háromi Ferenc-
Lászlóné Pozsgai Anna- Szalai Péter
Gépszerkezettan II-III segédlet

**Balogh Tibor- Bider Zsolt- Háromi Ferenc-
Lászlóné Pozsgai Anna- Szalai Péter**

GÉPSZERKEZETTAN

II-III SEGÉDLET



UNIVERSITAS-GYŐR Kht. ♦ Győr, 2007



SZÉCHENYI ISTVÁN EGYETEM
MŰSZAKI TUDOMÁNYI KAR
GÉPSZERKEZETTAN ÉS MECHANIKA TANSZÉK

Írta: **Balogh Tibor- Bider Zsolt- Háromi Ferenc-
Lászlóné Pozsgai Anna- Szalai Péter**

Lektorálta: **dr. Tóth József**

© UNIVERSITAS-GYŐR Kht., 2007

Minden jog fenntartva, beleértve a sokszorosítás, a mű bővített, illetve rövidített változata kiadásának jogát is. A kiadó írásbeli hozzájárulása nélkül sem a teljes mű, sem annak része semmiféle formában nem sokszorosítható.

Kiadja az UNIVERSITAS-GYŐR Kht. Felelős kiadó dr. Szily István.

Műszaki szerkesztő: Nagy Zoltán

Készült a Palatia Nyomda és Kiadó Kft. nyomdájában. Felelős vezető Radek József

Tartalomjegyzék

1.	A gépelemek méretezésének alapelvei.....	10
2.	Kötések.....	11
2.1.	Oldható kötések.....	11
2.1.1.	Csavarkötések, csavarmenetek	11
2.1.2.	Csapszegek, szegek, rögzítőelemek.....	19
2.1.3.	Ék-, reteszkötések és a bordás tengelykötések	23
2.2.	Nem oldható kötések	25
2.2.1.	A szilárd illesztésű tengelykötés és a szegecskötések	25
2.2.2.	Forrasztott, ragasztott és hegesztett kötések	27
3.	Tengelyek.....	29
3.1.	Fogaskerék hajtás tengelyeinek méretezése	32
3.1.1.	Osztókör átmérők meghatározása.....	33
3.1.2.	A szerkezet elemzése.....	34
3.1.3.	A mechanikai modell.....	36
3.1.4.	A terhelések meghatározása	38
3.1.5.	Tengely átmérők meghatározása	47
3.1.6.	A kimenő tengelyvég ellenőrzése kifáradásra	51
4.	Csapágyazások	55
4.1.	Dinamikus terhelésű csapágyak egyenértékű terhelése és élettartama.....	55
4.1.1.	Radiális terhelésű csapágyak	55
4.1.2.	Axiális csapágyak	58
4.1.3.	Axiális beállító csapágyak	59
4.1.4.	Változó terhelésű csapágyazás	59
4.2.	Statikus terhelésű csapágy kiválasztás és ellenőrzés	71
4.2.1.	Gépjárműkerék csapágyazás (kúpörgős) ellenőrzése	71
4.3.	Csapágyak kenése.....	73

4.3.1.	Újrakenési idő.....	73
4.3.2.	Zsírmentyiség utánkenéshez.....	74
5.	Rugók	75
6.	Csővezetékek és tartályok	77
7.	Ellenőrző kérdések	79
8.	Tengelykapcsolók.....	86
8.1.	Merev tengelykapcsolók.....	86
8.1.1.	Tokos tengelykapcsoló	86
8.1.2.	Héjas tengelykapcsoló	87
8.1.3.	Tárcsás tengelykapcsoló	88
8.2.	Mozgó tengelykapcsolók	91
8.2.1.	Körmös tengelykapcsoló	91
8.3.	Rugalmas tengelykapcsolók	92
8.3.1.	Bibby-féle tengelykapcsoló	92
8.3.2.	Gumidugós tengelykapcsoló	95
8.4.	Oldható tengelykapcsolók	97
8.4.1.	Alakzáró tengelykapcsolók.....	97
8.4.2.	Erőzáró (súrlódó) tengelykapcsolók	98
8.4.3.	Oldható dörzstárcsás tengelykapcsolók.....	100
8.4.4.	Lemezes tengelykapcsoló	102
8.5.	Tengelykapcsoló tervezési feladat.....	105
8.5.1.	Motor kiválasztás.....	106
8.5.2.	Mértékadó nyomaték meghatározás	106
8.5.3.	Motortengely ellenőrzés	107
8.5.4.	A tengelykapcsoló méreteinek meghatározása.....	108
8.5.5.	Súrlódó elemekre ható palástnyomás	111
8.5.6.	Kikapcsolási nyomaték számítása	111
8.5.7.	Egyéb szerkezeti elemek méretezése, ellenőrzése.....	111
8.5.8.	Szerelési sorrend felépítése	112

9.	Fogaskerékes hajtások.....	113
9.1.	Az evolvens foggörbe tulajdonságai.....	113
9.2.	Külső, egyenes fogazatú hengeres kerek 113	
9.2.1.	Elemi fogazat.....	113
9.2.2.	Kompenzált fogazat.....	116
9.2.3.	A fogazati rendszerek alkalmazhatóságának határai	119
9.2.4.	Általános fogazat.....	122
9.3.	Belső fogazat	127
9.4.	Ferde fogazat	130
9.5.	Kúpkerék hajtások	133
9.6.	Csigahajtás.....	136
9.7.	Fogaskerek szilárdsági méretezése	139
9.8.	Fogaskerek mérése.....	142
9.9.	Fogaskerék hajtás geometriai méreteinek számítása	143
10.	Szíjhajtások	149
10.1.	Összeépítési feladat	151
11.	Lánchajtások	157
12.	Dörzshajtások.....	158
13.	Ellenőrző kérdések	160
	Függelék	165
14.	Házi feladat kiírások.....	166
14.1.	GÉPSZERKEZETTAN II	166
14.2.	GÉPSZERKEZETTAN III.....	176
15.	Táblázatok, segédletek	183
15.1.	Kötések.....	183
15.2.	Kifáradás.....	206
15.3.	Háromfázisú aszinkron motorok	209
15.4.	Tengelykapcsolók.....	216

15.5.	Fogaskerekes hajtás	227
15.6.	Szíjhajtások.....	230
Irodalom		251

GÉPSZERKEZETTAN II

Kidolgozott és gyakorló feladatok

1. A gépelemek méretezésének alapelvei

1. Számítsa ki egy csapszeg biztonsági tényezőjét kifáradásra, ha
a kifáradási határt csökkentő tényező: 1 ,
a mérettényező: $K_d = 0,85$,
a felületi érdességi tényező: $K_{Ra} = 0,95$,
 $\sigma_{max} = 126 \text{ N/mm}^2$,
 $\sigma_{min} = -31 \text{ N/mm}^2$,
 $\sigma_{Da} = 260 \text{ N/mm}^2$.

A megoldás:

$$n = \frac{K_d \cdot K_{Ra} \cdot \sigma_{Da}}{K_{f\sigma} \cdot \sigma_a} = \frac{0,85 \cdot 0,95 \cdot 260}{1 \cdot 78,5} = 2,67 \text{ ,}$$

ahol

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} = \frac{126 - (-31)}{2} = 78,5 \text{ N/mm}^2 \text{ .}$$

2. Ellenőrizze a tengelycsonkot kifáradásra, ha
a tengely átmérője: 55 mm ,
a terhelő legkisebb nyomaték: 668 Nm ,
a terhelő legnagyobb nyomaték: 1474 Nm ,
a kifáradási határt csökkentő tényező: 1,5 ,
a mérettényező: 0,8 ,
a felületi érdességi tényező: 0,92 ,
a kifáradásnál szükséges biztonsági tényező: 5 ,
 $\tau_{Da} = 135 \text{ N/mm}^2$.

A megoldás:

$$n = \frac{K_d \cdot K_{Ra} \cdot \tau_{Da}}{K_{f\tau} \cdot \tau_a} = \frac{0,8 \cdot 0,92 \cdot 135}{1,5 \cdot 10,374} = 6,38 \text{ ,}$$

ahol

$$\tau_{max} = \frac{T_{max}}{K_p} = \frac{16 \cdot T_{max}}{d^3 \cdot \pi} = \frac{16 \cdot 1474 \cdot 10^3}{55^3 \cdot \pi} = 45,121 \text{ N/mm}^2 \text{ ,}$$

$$\tau_{\min} = \frac{T_{\min}}{K_p} = \frac{16 \cdot T_{\min}}{d^3 \cdot \pi} = \frac{16 \cdot 668 \cdot 10^3}{55^3 \cdot \pi} = 20,748 \text{ N/mm}^2 ,$$

$$\tau_a = \frac{\tau_{\max} - \tau_{\min}}{2} = \frac{45,121 - 20,748}{2} = 10,374 \text{ N/mm}^2 .$$

2. Kötések

2.1. Oldható kötések

2.1.1. Csavarkötések, csavarmenetek

1. Számítsa ki az M16×1,5 méretű csavar meghúzásához és lazításához szükséges, a kulcsra kifejtendő nyomatékot.

A csavarkötés adatai:

Előfeszítő erő: 50 kN ,

$D_2 = d_2 = 15,026 \text{ mm}$,

$\mu = 0,15$,

$D_1 = d_1 = 14,376 \text{ mm}$,

$\mu_a = 0,2$,

$d_3 = 14,16 \text{ mm}$.

Megoldás:

$$T_{1,2} = F_e \left(\frac{d_2}{2} \cdot \operatorname{tg}(\psi \pm \rho') + r_a \cdot \mu_a \right) ,$$

$$T_1 = 5 \cdot 10^4 \cdot \left(\frac{15,026}{2} \cdot \operatorname{tg}(11,7426) + 2,832 \right) = 219,98 \text{ Nm} ,$$

ahol:

$$\psi = \operatorname{arctg} \frac{p}{d_2 \cdot \pi} = \frac{1,5}{15,026 \cdot \pi} = 1,82^\circ ,$$

$$\rho' = \operatorname{arctg} \frac{\mu}{\cos \frac{\alpha}{2}} = \operatorname{arctg} \frac{0,15}{\cos 30^\circ} = 9,826^\circ ,$$

$$r_a \cdot \mu_a = d_3 \cdot \mu_a = 14,16 \cdot 0,2 = 2,832 \text{ ,}$$

$$T_2 = F \cdot \left(\frac{d_2}{2} \cdot \operatorname{tg}(\psi - \rho') + r_a \cdot \mu_a \right) \text{ ,}$$

$$T_2 = 5 \cdot 10^4 \cdot \left(\frac{15,026}{2} \cdot \operatorname{tg} 8,006^\circ + 2,832 \right) = 194,4 \text{ Nm .}$$

2. Egy szorosan meghúzott csavarkötést 20 kN erő terhel. Megfelelő-e az M22 csavar, ha a csavar

Anyagminőségi jele: 4.6 ($\sigma_{meg} = 100 \text{ N/mm}^2$).

A jósági tényező: 1 (jól megmunkált csavar).

Az M22 csavar adatai:

$$D_2 = d_2 = 20,378 \text{ mm ,}$$

$$D_1 = 19,294 \text{ mm ,}$$

$$d_3 = 18,933 \text{ mm .}$$

Megoldás:

A tiszta húzásnak megfelelő átmérő:

$$\sigma_{meg} = \frac{F}{A_{03}} \Rightarrow d_{03} = \sqrt{\frac{4F}{\varphi \cdot \pi \cdot \sigma_{meg}}} \text{ ,}$$

$$d_{03} = \sqrt{\frac{4 \cdot 20000}{1 \cdot \pi \cdot 100}} = 15,96 \text{ mm ,}$$

A szoros meghúzást (előfeszítést) is figyelembe vevő szükséges átmérő:

$$d_3 = \frac{d_{03} + 6}{1,1} = 19,96 \text{ mm ,}$$

tehát nem felel meg $>18,933$.

3. Egy TR 32x6 mozgatóorsót 35 kN erő terhel. Az anya *bronz*, amelyre a megengedett felületi nyomás 13 N/mm^2 .

Ellenőrizze a menetek számát, ha menet adatai:

$$D_2 = d_2 = 29 \text{ mm ,}$$

$$D_1 = 26 \text{ mm ,}$$

$$d_3 = 25 \text{ mm .}$$

Megoldás:

$$p = \frac{F}{A} = \frac{F}{z \cdot \left(\frac{d^2 \cdot \pi}{4} - \frac{D_1^2 \cdot \pi}{4} \right)} \leq p_{meg} \Rightarrow z = \frac{4F}{p_{meg} \cdot (d^2 - D_1^2) \cdot \pi} ,$$

$$z = \frac{4 \cdot 35000}{13 \cdot (32^2 - 26^2) \cdot \pi} = 9,8 ,$$

tehát megfelel, mert $z < 10$.

(az anyát legfeljebb 10 menettel készíthetjük)

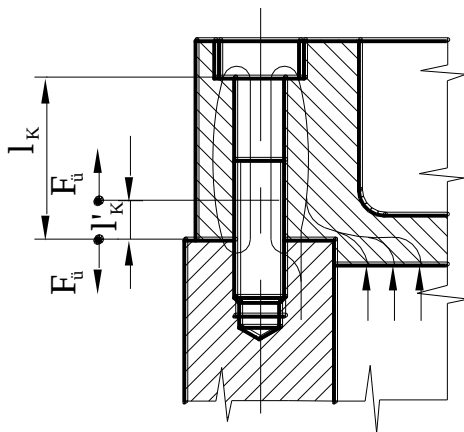
4. Ellenőrizendő az ábrán feltüntetett csavarkötés, amely egy nyomástartó edény 580 mm átmérőjű fedelét szorítja le. A zárt hengeres edényben $p = 1,3$ MPa nyomású közeget tárolnak. 16 db M27-es csavar szorítja le a fedelet. $d_3 = 23,319$ mm

A csavar anyagminőségi jele: 4.6

($\sigma_{meg} = 120$ N/mm², $R_{eH} = 200$ N/mm², $E_c = 2,1 \cdot 10^5$ N/mm²)

Az összefogott részek anyaga: $\ddot{O}v$ ($E_{\ddot{O}} = 1 \cdot 10^5$ N/mm²)

A csavarokat 23 kN erővel előfeszítjük.



2.1. Ábra

Megoldás:

A fedelet terhelő, belső túlnyomásból keletkezett erő:

$$F_{\ddot{u}} = \frac{d_f^2 \cdot \pi}{4} \cdot p = \frac{0,58^2 \cdot \pi}{4} \cdot 1,3 \cdot 10^6 = 343470 \text{ N} ,$$

egy csavart terhelő üzemi erő:

$$F_{1\ddot{u}} = \frac{F_{\ddot{u}}}{i} = \frac{343470}{16} = 21466,8 \cong 21500 \text{ N} .$$

A csavarban keletkező feszültségek:

Előfeszítésből:

$$\sigma_e = \frac{F_e}{A_3} = \frac{4 \cdot 23000}{23,319^2 \cdot \pi} = 53,85 \cong 54 \text{ N/mm}^2 .$$

Üzemi erőből:

$$\sigma_{\ddot{u}} = \frac{F_{1\ddot{u}}}{A_3} = \frac{4 \cdot 21500}{23,319^2 \cdot \pi} = 50,35 \cong 50,5 \text{ N/mm}^2 .$$

Ha úgy vesszük, hogy az előfeszítő erő és az üzemi terhelés is teljes mértékben terheli a csavart, akkor a csavarban keletkező együttes feszültség:

$$\sigma_{cs} = \sigma_e + \sigma_{\ddot{u}} = 54 + 50,5 = 104,5 \text{ N/mm}^2 .$$

A csavar valóságos terheléséhez az erőhatás ábrát kell megszerkeszteni és vizsgálni.

Az ábra megszerkesztéséhez szükséges adatok:

Csavar rugómerevsége:

$$s_c = \operatorname{tg} \varphi = \frac{A_c \cdot E_c}{h} = \frac{d^2 \cdot \pi \cdot E_c}{4 \cdot h} = \frac{27^2 \cdot \pi \cdot 210000}{4 \cdot 70} = 1,717 \cdot 10^6 \text{ N/mm},$$

ahol:

$$h = l_k = 70 \text{ mm} .$$

Összefogott részek rugómerevsége:

$$s_{\bar{o}} = \operatorname{tg} \psi = \frac{A_{\bar{o}} \cdot E_{\bar{o}}}{h} = \frac{3594 \cdot 100000}{70} = 5,1 \cdot 10^6 \text{ N/mm} ,$$

ahol

$$A_{\bar{o}} = (d_k^2 - d_b^2) \cdot \frac{\pi}{4} = (74^2 - 30^2) \cdot \frac{\pi}{4} = 3594 \text{ mm}^2 .$$

A kúpokat helyettesítő henger külső átmérője, ha az anya laptávolsága $S = 41 \text{ mm}$:

$$d_k = D_a + \frac{h}{2} = 0,95 \cdot S + \frac{h}{2} = 0,95 \cdot 41 + 35 = 73,95 \cong 74 \text{ mm} .$$

A kúpokat helyettesítő henger belső átmérője pedig a csavar furatátmérője:

$$d_b = 30 \text{ mm} .$$

A deformációk értéke $\lambda = \Delta l = \frac{F \cdot h}{A \cdot E}$ felhasználásával a csavarra:

$$\Delta l_c = \frac{F_e \cdot h_c}{A_c \cdot E_c} = \frac{4 \cdot 23000 \cdot 70}{27^2 \cdot \pi \cdot 210000} = 1,343 \cdot 10^{-2} \text{ mm} ,$$

összefogott részre:

$$\Delta l_{\bar{o}} = \frac{F_e \cdot h_{\bar{o}}}{A_{\bar{o}} \cdot E_{\bar{o}}} = \frac{23000 \cdot 70}{3595 \cdot 100000} = 0,49 \cdot 10^{-2} \text{ mm} ,$$

Az erőhatás ábra tényleges megszerkesztéséhez alkalmas hossz és erő-mértéket kell választani, hogy a φ és ψ szögszerkesztés szempontjából kedvezően alakuljon.

A választott mérték legyen a következő:

$$1 \text{ mm} = 2 \cdot 10^{-4} \text{ mm} ,$$

$$1 \text{ mm} = 333 \text{ N} .$$

Az erőhatás ábrán feltüntetett szögek értéke a választott mértékkel:

$$\operatorname{tg} \varphi = s_c \cdot \frac{2 \cdot 10^{-4}}{333} = 1,717 \cdot 10^6 \cdot \frac{2 \cdot 10^{-4}}{333} = 1,031 \Rightarrow \varphi = 46^\circ ,$$

$$\operatorname{tg} \psi = s_{\delta} \cdot \frac{2 \cdot 10^{-4}}{333} = 5,1 \cdot 10^6 \cdot \frac{2 \cdot 10^{-4}}{333} = 3,063 \Rightarrow \psi = 72^\circ$$

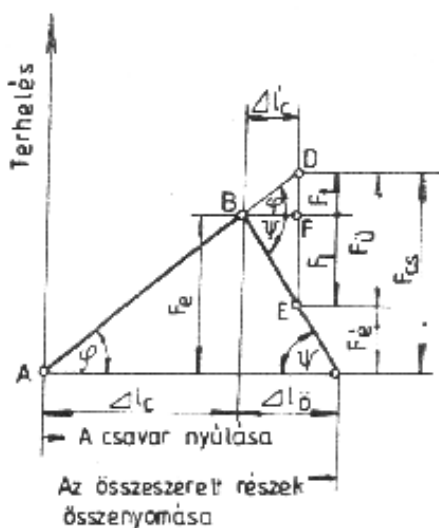
Gyakorlatban egyszerűbb, ha a szögek felmérése helyett az előfeszítés deformációinak felhasználásával szerkesztjük meg az erőhatás ábrát:

$$\Delta l_{c \text{ mm}} = \frac{\Delta l_c}{h_{\text{mérték}}} = \frac{1,343 \cdot 10^{-2}}{2 \cdot 10^{-4}} = 67,15 \text{ mm} ,$$

$$\Delta l_{\delta \text{ mm}} = \frac{\Delta l_{\delta}}{h_{\text{mérték}}} = \frac{0,499 \cdot 10^{-2}}{2 \cdot 10^{-4}} = 24,95 \text{ mm} ,$$

$$F_{e \text{ mm}} = \frac{F_e}{F_{\text{mérték}}} = \frac{23000}{333} = 69,069 \text{ mm}$$

$$F_{ü1 \text{ mm}} = \frac{F_{1ü}}{F_{\text{mérték}}} = \frac{21500}{333} = 64,56 \text{ mm}$$



2.2. Ábra

A csavar terhelésének növekedése:

$$F_t = F_{lu} \cdot \frac{s_c}{s_c + s_{\delta}} = 21500 \cdot \frac{1,717}{1,717 + 5,1} = 5415 \text{ N} ,$$

Így a csavarra jutó terhelő erő az üzemi terhelés bekövetkezése után:

$$F_{c \max} = F_e + F_t = 23000 + 5415 = 28415 \text{ N} ,$$

A csavarban keletkező legnagyobb feszültség:

$$\sigma_{\max} = \frac{F_{\max}}{A_3} = \frac{28415 \cdot 4}{27^2 \cdot \pi} = 66,55 \text{ N/mm}^2 ,$$

ez pedig a folyáshatárra vonatkoztatva:

$$n = \frac{R_{eH}}{\sigma_{\max}} = \frac{200}{66,55} = 3,05 .$$

Hogy a biztonsági tényező értéke megfelelő-e, a körülményektől függ. Tételezzük fel, hogy esetünkben megfelel.

A fenti számításban nem vettük figyelembe a feszültséggyűjtő hatásokat, mert az igénybevétel ismétlődése nem gyakori, így fárasztó hatása gyakorlatilag nincs, statikus igénybevétel esetén pedig nincs jelentősége a feszültségkoncentrációnak.

A csavarokra ható külső terhelés csökkenti a peremek összeszorítását addig, amíg az a külső terhelés nélküli előfeszítéssel lesz egyenlő.

Az összeszorító erő minimális értéke (csavaronként számítva):

$$F_e' = F_{\max} - F_{\bar{u}} = 28415 - 21500 = 6915 \text{ N} .$$

A fedél lelazulásához tartozó kritikus előfeszítő erő

$$F_{Kr} = F_{\bar{u}} - F_t = F_{\bar{u}} \cdot \frac{s_{\delta}}{s_c - s_{\delta}} = 21500 \cdot \frac{5,1}{1,717 + 5,1} = 16085 \text{ N} ,$$

mivel

$$F_e = 23000 \geq 1,2 \cdot F_{Kr} = 1,2 \cdot 16085 = 19302 , \text{ a kötés megfelelő.}$$

Érdekes megvizsgálni az összeszorító peremek közé helyezett rugalmas tömítőanyag hatását, mely jelentősen megváltoztatja az összenyomott részek eredő rugómerevségét. Tegyük fel, hogy a tömítőanyag 2 mm vastag parafalemez, melynek rugalmassági tényezője $E_t = 100 \text{ N/mm}^2$.

A tömítés rugómerevsége:

$$s_t = \frac{A_t \cdot E_t}{h_t} = \frac{8625 \cdot 100}{2} = 0,430 \cdot 10^6 \text{ N/mm}^2 ,$$

ahol A_t a tömítés működő felülete, a kúpok legnagyobb átmérőjével számítva:

$$A_t = (d_{\max}^2 - d_b^2) \cdot \frac{\pi}{4} = (109^2 - 30^2) \cdot \frac{\pi}{4} = 8625 \text{ mm}^2 ,$$

$$d_{\max} = D_a + h = 38,98 + 70 = 108,95 \text{ mm}^2 .$$

Az összenyomott részek eredő rugómerevsége:

$$\begin{aligned} \frac{1}{s_e} &= \frac{1}{s_\sigma} + \frac{1}{s_t} = \frac{s_\sigma + s_t}{s_\sigma \cdot s_t} \Rightarrow s_e = \frac{s_\sigma \cdot s_t}{s_\sigma + s_t} = \\ &= \frac{5,1 \cdot 0,43}{5,1 + 0,43} \cdot 10^6 = 0,3565 \cdot 10^6 \cong 0,4 \cdot 10^6 \text{ N/mm} \end{aligned}$$

Ezzel a rugómerevséggel számolva a csavar legnagyobb terhelése:

$$F_{c \max t} = F_e + F_{\bar{u}} \cdot \frac{s_c}{s_c + s_e} = 23000 + 21500 \cdot \frac{1,717}{1,717 + 0,4} = 40438 \text{ N} .$$

A csavarban ébredő legnagyobb feszültség pedig:

$$\sigma_{\max t} = \frac{F_{c \max t}}{A_3} = \frac{4 \cdot 40438}{27^2 \cdot \pi} = 94,7 \text{ N/mm}^2 .$$

Ez a tömítés nélküli esethez képest 43 %-os növekedést jelent.

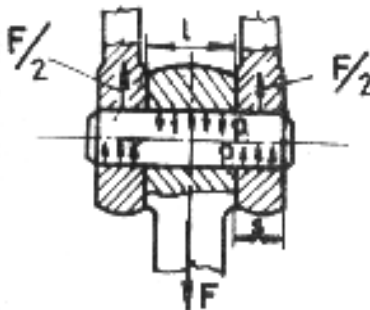
A példából látható, hogy a tömítés rugalmasságának növelése (ami a tömítés vastagításával is elérhető), fokozza az előfeszített csavarok igénybevételét, ezért fásztó igénybevétel esetén tartózkodni kell a rugalmas anyagból készült vastag tömítő réteg használatától.

Gyakorló feladatok

1. Számítsa ki a csavar meghúzásához szükséges nyomatékot, ha:
az előírt előfeszítési erő $5 \cdot 10^4 \text{ N}$,
M14 x 1.5 csavar középtátmérője $d_2 = 13,026 \text{ mm}$,
 $\psi = 2,1^\circ$,
 $\mu = 0,15$,
 $A_3 = 116 \text{ mm}^3$.
2. Határozza meg a Tr 110 x 12 jelű trapézmenetek szükséges mensezámát, ha:
a terhelőerő: 600 kN ,
a megengedett felületi nyomás: 30 N/mm^2 ,
a magkeresztmetszet: $7.45 \cdot 10^3 \text{ mm}^2$!

2.1.2. Csapszegek, szegek, rögzítőelemek

1. Ellenőrizzük az ábra szerinti, az alábbi adatokkal rendelkező csapszegezes kötést:



2.3. Ábra

Az átmérő: $d = 50 \text{ mm}$

A kötést terhelő erő: 60 kN

A kötés mérete: $l = 75 \text{ mm}$ $s = 30 \text{ mm}$

A csapszeg anyagminőségi jele: 5.6

($\sigma_{meg} = 100 \text{ MPa}$, $\tau_{meg} = 50 \text{ MPa}$, $p_{meg} = 40 \text{ MPa}$)

Megoldás.

A hajlító nyomaték a csapszeg középső keresztmetszetében:

$$M = \frac{F}{8} \cdot (l + 2s) = \frac{60 \cdot 10^3}{8} \cdot (75 + 2 \cdot 30) = 1012,5 \text{ Nmm} ,$$

$$\sigma_h = \frac{M}{K} = \frac{32M}{d^3 \cdot \pi} = \frac{32 \cdot 1012,5}{50^3 \cdot \pi} =$$

$$= 82,4 \text{ N/mm}^2 \leq \sigma_{meg} = 100 \text{ N/mm}^2 ,$$

tehát megfelelő.

A felületi nyomás a rúdfejre:

$$p = \frac{F}{l \cdot d} = \frac{60 \cdot 10^3}{75 \cdot 50} = 16 \text{ N/mm}^2 \leq p_{meg} = 40 \text{ N/mm}^2 ,$$

tehát megfelelő.

A felületi nyomás a hevederre:

$$p = \frac{F}{2s \cdot d} = \frac{60 \cdot 10^3}{2 \cdot 30 \cdot 50} = 20 \text{ N/mm}^2 \leq p_{meg} = 40 \text{ N/mm}^2 ,$$

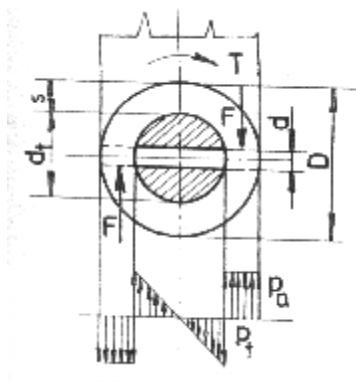
tehát megfelelő.

A nyírófeszültség 2 nyírt keresztmetszettel számolva:

$$\tau = \frac{F}{2A} = \frac{4 \cdot F}{2 \cdot d^2 \cdot \pi} = 15,28 \text{ N/mm}^2 \leq \tau_{meg} = 50 \text{ N/mm}^2 ,$$

tehát megfelelő.

2. Ellenőrizzük az ábra szerinti beépítésű keresztsgéges kötést



2.4. Ábra

Átviendő nyomaték: $50 \cdot \text{Nm}$

A kötés adatai: $D = 90 \text{ mm}$, $d_t = 30 \text{ mm}$

A rögzítő szeg anyagminőségi jele: 6.8 ($\tau_{meg} = 70 \text{ N/mm}^2$),
átmérője 6 mm

$p_{meg} = 20 \text{ N/mm}^2$ az agyban, és $p_{meg} = 60 \text{ N/mm}^2$ a tengelyben

Megoldás:

A nyírófeszültség 2 nyírt keresztmetszettel számolva:

$$\tau = \frac{F}{A} = \frac{T}{\frac{d_t}{2} \cdot 2 \cdot \frac{d^2 \cdot \pi}{4}} = \frac{4T}{d_t \cdot d \cdot \pi} = \frac{4 \cdot 50 \cdot 10^3}{30 \cdot 6^2 \cdot \pi} =$$

$$= 58,98 \text{ N/mm}^2 \leq \tau_{meg} = 70 \text{ N/mm}^2 ,$$

Felületi terhelés az agyban:

$$p = \frac{F}{A} = \frac{T}{(d_t + s) \cdot d \cdot s} = \frac{50 \cdot 10^3}{(30 + 15) \cdot 6 \cdot 15} =$$

$$= 12,35 \text{ N/mm}^2 \leq p_{meg} = 20 \text{ N/mm}^2 ,$$

tehát megfelelő.

Felületi terhelés a tengelyben:

$$p = \frac{6T}{d \cdot d_t^2} = \frac{6 \cdot 50^3}{6 \cdot 30^2} = 55,6 \text{ N/mm}^2 \leq p_{meg} = 60 \text{ N/mm}^2 ,$$

tehát megfelelő.

Gyakorló feladatok

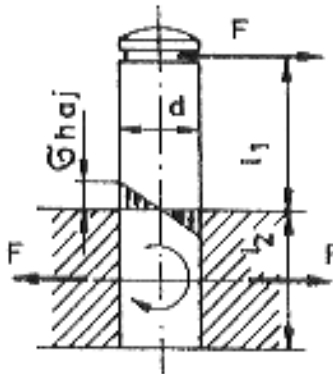
1. Tengelykapcsolóagyat kell felszerelni keresztaszeg kötéssel
 - $d_t = 30 \text{ mm}$
 - $D = 60 \text{ mm}$
 - az átviendő nyomaték: 50 Nm
 - a tengelyre: $\tau_{meg} = 50 \text{ N/mm}^2$ $p_{meg} = 90 \text{ N/mm}^2$
 - az agyra: $p_{meg} = 50 \text{ N/mm}^2$!

Határozza meg a szeg szükséges átmérőjét! (Kétféle igénybevételekre méretezzük: nyírásra - két keresztmetszetben, mivel keresztülmegy a tengelyen is-, és felületi nyomásra.)

2. Egy hengeres szeget rugó terhel hajlításra az ábra szerint. A rugó a szeg végéhez kapcsolódik, $l_1 = 25 \text{ mm}$ magasságban. A terhelő erő: $F = 1000 \text{ N}$. A feladat, megállapítani a szeg szükséges átmérőjét és a befogás hosszát, ha:

$$\tau_{meg} = 110 \text{ N/mm}^2 ,$$

$$p_{meg} = 70 \text{ N/mm}^2 !$$



2.5. Ábra

2.1.3. Ék-, reteszkötések és a bordás tengelykötések

1. Reteszkötéssel kapcsolunk egymáshoz egy tengelyt és egy rajta levő tárcsát. A reteszkötést arra a nyomatékra méretezzük, amelyet át kell vinnie.

Alapadatok:

átviendő nyomaték: $T = 10^3 \text{ Nm}$,

a tengely átmérője: $d = 70 \text{ mm}$,

a tengely anyaga: S 275,

a retesz anyaga: E 295,

a tárcsa anyaga: GG 200.

A retesz fő méretei:

szélesség: $b = 20 \text{ mm}$,

magasság: $h = 12 \text{ mm}$,

mélység a tengelyben: $t_1 = 6 \text{ mm}$.

Megoldás:

A reteszben megengedett palástnyomás $p = 60 \text{ N/mm}^2$. (táblázatból)

A retesz hossza az ébredő nyomatékból:

$$l = \frac{2T}{d \cdot (h - t_1) \cdot p_{meg}} = \frac{2 \cdot 10^6}{70 \cdot (12 - 6) \cdot 60} = 79,4 \text{ mm} \Rightarrow l = 80 \text{ mm}.$$

A retesz ellenőrzése nyíró igénybevételre, ha $\tau_{meg} = 85 \text{ N/mm}^2$.

$$\tau = \frac{2T}{d \cdot l \cdot b} = \frac{2 \cdot 10^6}{70 \cdot 80 \cdot 20} = 17,8 \text{ N/mm}^2 \leq \tau_{meg} = 85 \text{ N/mm}^2,$$

tehát megfelelő.

2. Egy 8dx32x36x7 MSZ14480 szerinti párhuzamos profilú bordástengelyes kötéssel ($f = 0,3$) 15 kW teljesítményt viszünk át 24 1/s fordulatszámra. A dinamikai tényező 0,5 legyen. Ellenőrizzük a kötetést, ha $p_{meg} = 30 \text{ N/mm}^2$ és bordás agy 50 mm hosszú.

Megoldás:

Az átvihető nyomaték:

$$T = 0,75\psi \cdot \left(\frac{D-d}{2} - 2f \right) \cdot l \cdot r_k \cdot z \cdot p_{meg} ,$$

$$\frac{P}{2\pi \cdot n} = 0,75\psi \cdot \left(\frac{D-d}{2} - 2f \right) \cdot l \cdot \frac{D+d}{4} \cdot z \cdot p_{meg} ,$$

$$\frac{15 \cdot 10^3}{2\pi \cdot n} = 0,75 \cdot 0,5 \cdot \left(\frac{36-32}{2} - 2 \cdot 0,3 \right) \cdot l \cdot \frac{36+32}{4} \cdot 8 \cdot p_{meg} ,$$

$$l \cdot p_{meg} = 1393,163 \Rightarrow$$

$$l = \frac{1393,163}{p_{meg}} = \frac{1393,163}{30} \cdot 46,5 \text{ mm} \leq l = 50 \text{ mm}$$

$$p = \frac{1393,163}{l} = \frac{1393,163}{50} = 27,86 \text{ N/mm}^2 \Rightarrow p_{meg} = 30 \text{ N/mm}^2 ,$$

tehát megfelelő.

Gyakorló feladatok

1. Egy tengelykapcsoló tárcsát kell egy $d_t = 60$ mm-es tengelyre reteszkötéssel rögzíteni. A kapcsoló $T = 10^3$ Nm nyomatéket visz át. (a retesz mérete: $b = 18$ mm, $h = 11$ mm, $t_l = 6$ mm). Számítsa ki a szükséges retesz hosszát és ellenőrizze nyírásra, ha:

$$- p_{meg} = 60 \text{ N/mm}^2$$

$$- \tau_{meg} = 85 \text{ N/mm}^2$$

2. Méretezendő a bordástengely-kötés hossza, ha:
az átvihető nyomaték: $T = 82$ Nm ,
a bordástengely mérete: $6d \times 26 \times 30 \times 6$ ($z \times d \times D \times b$, $f = 0.3$) ,
 $p_{meg} = 200 \text{ N/mm}^2$,
a dinamikus tényező: $\psi = 0.85$.

2.2. Nem oldható kötések

2.2.1. A szilárd illesztésű tengelykötés és a szegecskötések

1. Egy fogaskerék ($d_w = 160$ mm, $d = 80$ mm, $l = 90$ mm)
 $P = 40$ kW teljesítményt visz át $n = 6,5$ 1/s fordulatszámon.
Számítsa ki a nyomaték átviteléhez szükséges palástnyomást,
fedéssel szerelt kötés esetén, ha $\mu = 0,12$!

Megoldás:

Az x a biztonsági tényező legyen 1,5

$$p_{szüks} = \frac{P \cdot x}{\pi^2 \cdot n \cdot \mu \cdot \frac{l}{d} \cdot d_t^3} = \frac{40 \cdot 10^6 \cdot 1,5}{\pi^2 \cdot 6,5 \cdot 0,12 \cdot \frac{90}{80} \cdot 80^3} = 13,5 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

2. Számítsa ki a minimálisan szükséges fedést, és a gyártási fedést,
ha a szilárd illesztésű kötést sajtolással hozzuk létre!

$$k_1 = 0,334 \cdot 10^{-5} \text{ mm}^2/\text{N}$$

$$k_2 = 0,826 \cdot 10^{-5} \text{ mm}^2/\text{N}$$

$$R_1 = 3 \text{ } \mu\text{m}, \quad R_2 = 4 \text{ } \mu\text{m}$$

$$p_{szüks} = 36 \text{ N/mm}^2$$

$$d = 80 \text{ mm}$$

Megoldás:

A minimálisan szükséges fedés:

$$f_{\min} = d \cdot p_{szüks} \cdot (k_1 + k_2) = 80 \cdot 36 \cdot (0,334 \cdot 10^{-5} + 0,826 \cdot 10^{-5}) = 0,0334 \text{ mm} = 33,4 \text{ } \mu\text{m}$$

Mivel az illeszkedő felületek a szerelés során elkenődnek, ezért egy megnagyobbított gyártási fedést kell alkalmazni:

$$f_{gyárt} = f_{\min} + 2 \cdot 0,6 \cdot (R_1 + R_2) = 33,4 + 2 \cdot 0,6 \cdot (3 + 4) = 41,8 \text{ } \mu\text{m}$$

3. Határozza meg a felsajtoló erőt, valamint a zsugorkötéshez szükséges hőfokkülönbséget, illetve ellenőrizze maximális feszültség szempontjából a kötést, ha:

$$\alpha = 11 \cdot 10^{-6} \text{ mm/mm} \cdot \text{K} ,$$

$$k_1 = 0,344 \cdot 10^{-5} \text{ mm}^2/\text{N} ,$$

$$k_2 = 0,826 \cdot 10^{-5} \text{ mm}^2/\text{N} ,$$

$$l = 90 \text{ mm} ,$$

$$d = 80 \text{ mm} ,$$

$$K_2 = 2,67 ,$$

$$a \text{ fogaskerék } R_{eH} = 380 \text{ N/mm}^2 ,$$

$$\text{az illesztés H7/s6 } (\varnothing 80\text{H7: } +0.030, 0 / \varnothing 80\text{s6: } +0.078, +0.059),$$

$$d = 80 \text{ mm} .$$

Megoldás:

Az illesztésből adódható NF nagy fedés: 0,078 mm .

A szükséges hőfokkülönbség az agy melegen történő felhúzáshoz:

Az átmérő növekedésnek akkorának kell lennie, hogy a fedés megszűnjön, és még egy 0,0004 d -s játék is keletkezzen a felhúzhatóság biztosításához, így az agyfurat átmérője a felmelegítés után:

$$d_m = d \cdot (1 + \alpha \cdot \Delta t) = d + f + 0,0004d ,$$

$$\varepsilon = f / d \text{-t bevezetve:}$$

$$t = \frac{\varepsilon + 0,0004}{\alpha} , \quad \varepsilon = \frac{f}{d} = \frac{0,078}{80} = 9,75 \cdot 10^{-4} ,$$

$$\text{tehát: } t = \frac{9,75 \cdot 10^{-4} + 0,0004}{11 \cdot 10^{-6}} = 125 \text{ } ^\circ\text{C} .$$

Az NF nagy fedés miatt fellépő palástnyomás:

$$p_{\max} = \frac{f_{\max}}{d \cdot (k_1 + k_2)} = \frac{0,078}{80 \cdot (0,334 \cdot 10^{-5} + 0,826 \cdot 10^{-5})} = 84 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} ,$$

Így a felsajtoló erő:

$$F = p_{\max} \cdot d \cdot l \cdot \pi \cdot \mu = 84 \cdot 80 \cdot 90 \cdot \pi \cdot 0,12 = 227888,64 \text{ N} = \\ = 227,9 \text{ kN} .$$

A maximális feszültség:

$$\sigma_{red\ max} = p_{max} \cdot K_2 = 84 \cdot 2,67 = 224 \frac{N}{mm^2}.$$

A megengedett feszültség:

$$\sigma_{meg} = R_{eH} \cdot 0,9 = 380 \cdot 0,9 = 342 \frac{N}{mm^2},$$

$$\sigma_{meg} \geq \sigma_{red\ max},$$

tehát megfelelő.

Gyakorló feladatok

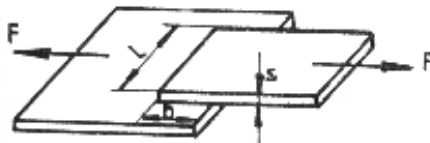
1. Egy $d = 50\text{ mm} +0,086 / +0,070$ méretű és tűrésű acéltengelyre $D = 100\text{ mm}$ külső átmérőjű és $50\text{ mm} +0,025/0$ furatú acél-agyat zsugorkötéssel szerelünk össze. A kötés viszonyszáma: $l/d = 0,8$

a/ Határozza meg a szereléshez szükséges hőmérséklet különbséget! Az agy hőtágulási együtthatója: $\alpha = 10 \cdot 10^{-6} \text{ mm/mm } ^\circ\text{C}$

b/ Határozza meg az agyban keletkező maximális feszültséget! A tengely összenyomódási tényezője: $k_1 = 3,5 \cdot 10^{-6} \text{ mm}^2/\text{N}$ az agy megnyúlási tényezője: $k_2 = 9,8 \cdot 10^{-6} \text{ mm}^2/\text{N}$

2.2.2. Forrasztott, ragasztott és hegesztett kötések

1. Milyen hosszan kell a $10 \times 100\text{ mm}$ keresztmetszetű laposacélt felragasztani, ha a terhelő erő 100 kN
 $R_{eH} = 500 \text{ N/mm}^2$
 $\tau_B = 150 \text{ N/mm}^2$



2.6. Ábra

Megoldás:

A ragasztóanyagot a $b \times l$ felületre kell felvinni, amely nyírásra van igénybe véve. Értelmszerűen $l = 100$ mm, a laposacél szélessége.

Vegyünk fel 3-szoros biztonsági tényezőt.

$$\tau_{meg} = \frac{\tau_b}{n} = \frac{150}{3} = 50 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\tau_{meg} = \frac{F}{b \cdot l} \rightarrow b = \frac{F}{\tau_{meg} \cdot l} = \frac{100 \cdot 10^3}{50 \cdot 100} = 20 \text{ mm}$$

2. Két $s = 10$ mm vastag és $l = 100$ mm széles acéllemez hegesztett tompa varrattal kötünk össze. Határozza meg a kötés húzószilárdságát, ha a lemezre a megengedett húzófeszültség: $\sigma_{meg} = 80$ MPa
a gyengítési tényező: $\nu = 0,7$
 $a = \nu = 10$ mm

$$\sigma = \frac{F}{A_v} \leq \sigma_{meg} \Rightarrow F = \sigma \cdot A_v ,$$

$$A_v = a \cdot l_h = a(l - 2 \cdot a) = 10(100 - 2 \cdot 10) = 800 \text{ mm}^2 .$$

Húzószilárdság:

$$F_h = F \cdot \nu = \sigma \cdot A_v \cdot \nu = 80 \cdot 800 \cdot 0,7 = 44800 \text{ N} = 44,8 \text{ kN} .$$

3. Tengelyek

1. Egy csőtengely 47 kW teljesítményt visz át 10 1/sec fordulatszám mellett. A tengely anyagára a megengedett feszültség $\tau_{meg} = 17,5$ MPa, $\sigma_{meg} = 50$ MPa. Az átmérő viszony: $d/D = 0,75$. Számítsa ki a tengelyátmérőket!
Ellenőrizze a tengelyt, ha $M_h = 700$ Nm hajlító nyomaték is terhel!

$$\tau = \frac{T}{K_p} \leq \tau_{meg} ,$$

$$M_t = \frac{P}{\omega} = \frac{P}{2 \cdot \pi \cdot n} = \frac{47 \cdot 10^3}{2 \cdot \pi \cdot 10} = 748,4 \text{ Nm} ,$$

$$K_p = \frac{T}{\tau_{meg}} = \frac{748,4 \cdot 10^3}{17,5} = 42766,15 \text{ mm}^3 ,$$

$$K_p = \frac{D^3 \cdot \pi}{16} \left[1 - \left(\frac{d}{D} \right)^4 \right] ,$$

$$D = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot K_p}{\pi \cdot \left[1 - \left(\frac{d}{D} \right)^4 \right]}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 42766,15}{\pi \cdot \left[1 - (0,75)^4 \right]}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 42766,15}{\pi \cdot \left[1 - (0,3164)^4 \right]}} =$$

$$D = \sqrt[3]{\frac{684258,4}{2,1465}} = \sqrt[3]{31877,06} = 68,338 \text{ mm} ,$$

$$d = D \cdot \frac{d}{D} = 68,338 \cdot 0,75 = 51,254 \text{ mm} .$$

Ellenőrzés összetett igénybevételre (hajlítás is):

$$\sigma_{hajl} = \frac{M_h}{K} ,$$

$$K = \frac{D^3 \cdot \pi}{32} \left[1 - \left(\frac{d}{D} \right)^4 \right],$$

$$K = 21393,1 \text{ mm}^3,$$

$$\sigma_{hajl} = \frac{M_h}{K} = \frac{700 \cdot 10^3}{21393,1} = 32,74 \text{ MPa},$$

(HMH)

$$\begin{aligned} \sigma_{red} &= \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot \tau^2} = \sqrt{32,74^2 + 3 \cdot 17,5^2} = \\ &= \sqrt{1071,91 + 918,75} = \sqrt{1990,66} = 44,62 \text{ MPa}, \end{aligned}$$

vagy:

(MOHR)

$$\begin{aligned} \sigma_{red} &= \sqrt{\sigma^2 + 4 \cdot \tau^2} = \sqrt{32,74^2 + 4 \cdot 17,5^2} = \\ \sigma_{red} &= \sqrt{1071,91 + 1225} = \sqrt{2296,91} = 47,93 \text{ MPa}, \end{aligned}$$

$$\sigma_{red} \leq \sigma_{meg} = 50 \text{ MPa},$$

tehát összetett igénybevétel esetén is megfelelő.

2. Egy forgó csőtengetyelt kell szilárdságilag ellenőrizni az alábbi adatok esetén. Mekkora átmérőjű tömör tengellyel helyettesíthetnénk azonos igénybevétel mellett az adott csőtengetyelt?

$$P = 100 \text{ kW}$$

$$D = 80 \text{ mm}$$

$$v = 10 \text{ mm (falvastagság)}$$

$$n = 12 \text{ 1/sec}$$

$$\tau_{meg} = 27 \text{ MPa}$$

Megoldás:

$$d = D - 2 \cdot v = 80 - 2 \cdot 10 = 60 \text{ mm} ,$$

$$\frac{d}{D} = \frac{60}{80} = 0,75 ,$$

$$T = \frac{P}{\omega} = \frac{P}{2 \cdot \pi \cdot n} = \frac{100 \cdot 10^3}{2 \cdot \pi \cdot 12} = 1326,96 \text{ Nm} ,$$

$$K_p = \frac{D^3 \cdot \pi}{16} \left[1 - \left(\frac{d}{D} \right)^4 \right] = \frac{80^3 \cdot \pi}{16} [1 - 0,75^4] = 6,869 \cdot 10^4 \text{ mm}^3 ,$$

$$\tau = \frac{T}{K_p} = \frac{1326,96 \cdot 10^3}{6,869 \cdot 10^4} = 19,32 \text{ N/mm}^2 ,$$

$$\tau = 19,32 \text{ MPa} \leq \tau_{meg} = 27 \text{ MPa} , \text{ tehát megfelelő.}$$

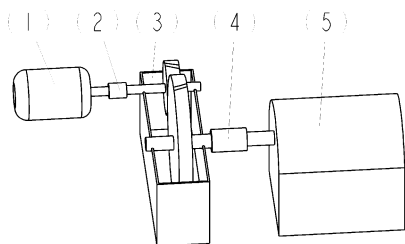
Tömör tengely méretének meghatározása:

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T}{\tau \cdot \pi}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 1326,96 \cdot 10^3}{19,32 \cdot \pi}} = \sqrt[3]{349978,2} = 70,47 \text{ mm}$$

3.1. Fogaskerék hajtás tengelyeinek méretezése

Feladat leírása

A hajtóművel egy gépegységet mozgatunk meg kellő teljesítménnyel. Azt a hajtómű bemenő tengely végén közöljük, a motor fordulatszámának megfelelő nyomatékkal. Az után a fogaskerekeken keresztül pedig egy kisebb fordulatszámon, érkezik a szükséges forgatónyomaték a hajtani kívánt géphez.



- 1: Motor
- 2: Tengelykapcsoló
- 3: Fogaskerék hajtómű
- 4: Tengelykapcsoló
- 5: A meghajtani kívánt gépegység

3.1. Ábra: A szerkezet felépítése

Kiinduló adatok:

Átvíendő teljesítmény: $P = 2,2 \text{ kW}$

Fordulatszám: $n = 45 \frac{1}{s}$

Átmérőviszony: $u = \frac{d_2}{d_1} = 2,5$

Csapágy távolságok: $a = 100 \text{ mm}$
 $b = 110 \text{ mm}$

Tengelytáv: $c = 375 \text{ mm}$

Fogferdeségi szög: $\beta = 21,125^\circ$

Homlok kapcsolószög: $\alpha_t = 20,38^\circ$

A méretezés során feltételezzük, hogy a teljes szerkezet egyenletesen forog, így a tervezés első részekor a tengely terheléseit statikai egyensúlyi képletekkel számolhatjuk.

Mivel a tengely forog, az igénybevételek pedig nem forognak vele, a tengely szempontjából a terhelés pulzáló. Ezt a hatást vesszük figyelembe a második részben, ahol egy meghatározott tengelyanyagot, és átmérőt ellenőrizünk.

3.1.1. Osztókör átmérők meghatározása

A későbbi számításokhoz elengedhetetlen, hogy ismerjük a fogaskerek geometriájának egyik jellemzőjét, az osztókör átmérőt.

Az átmérőviszonyt és a tengelytávolságot az alábbi módon tudjuk kifejezni az osztókör átmérőkkel:

Átmérőviszony:

$$u = \frac{d_2}{d_1} .$$

Tengelytáv:

$$c = \frac{d_1 + d_2}{2} .$$

A nagykerék osztókörének átmérője az átmérőviszonyból kifejezhető:

$$d_2 = d_1 \cdot u .$$

Ezt behelyettesítjük a tengelytáv egyenletébe:

$$c = \frac{d_1 + (d_1 \cdot u)}{2} .$$

Így a kiskerek osztókör átmérőjét a következő módon számolhatjuk:

$$d_1 = \frac{2 \cdot c}{(1 + u)} ,$$

tehát:

$$d_1 = \frac{2 \cdot 375}{(1 + 2,5)} = 214,29 \approx 214,3 \text{ mm} = 0,2143 \text{ m} .$$

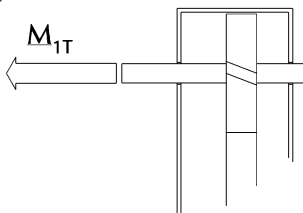
Az átmérő viszony alapján a nagykerék osztóköre:

$$d_2 = 214,3 \cdot 2,5 = 535,75 \text{ mm} = 0,53575 \text{ m} .$$

3.1.2. A szerkezet elemzése

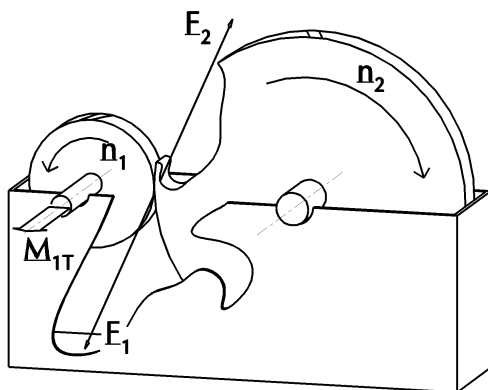
Bemenő tengely:

A motor n_1 fordulatszámmal, és $\underline{M}_{1T}$ nyomatékkal hajtja a bemenő tengelyt a tengelyvégen.



3.2. Ábra: Motor Nyomatéka

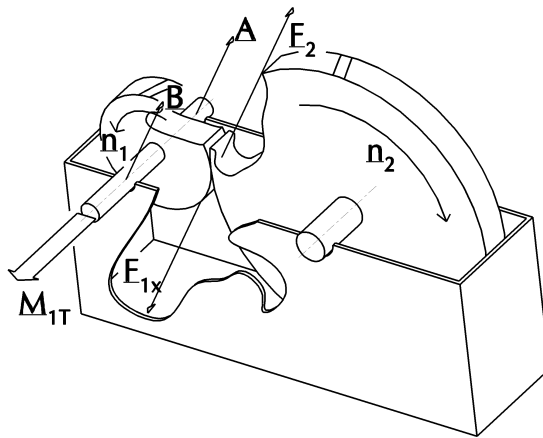
A hajtó nyomatékot a tengely a fogaskeréken keresztül adja tovább ($\underline{E}_2$).



3.3. Ábra: A fogkapcsolatból származó erők

Mivel statikai egyensúly áll fenn, az erő és ellenerő nagysága megegyezik. Így a kis-, és nagy fogaskerék kapcsolódásában, a fogakon ugyanakkora, de ellentétes irányú erők lépnek fel ($\underline{E}_1$; $\underline{E}_2$).

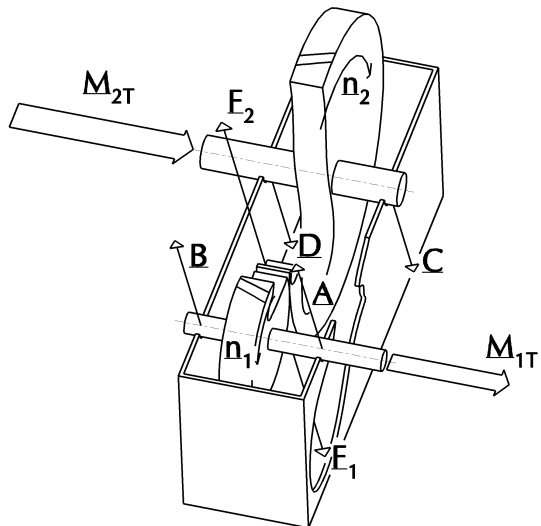
A tengely a fogaskerék két oldalán 'a' illetve 'b' távolságban csapágyazással rögzített a hajtómű házban. A támaszt pontszerűen modellezzük, így nyomatékok nem ébrednek itt, csak támasztó erők tartják egyensúlyban a rendszert (A; B). Ezeknek a reakcióerőknek az iránya pontosan még nem ismert, de előzetesen felvesszünk egy-egy irányt a fizikai érzékünk alapján, és nagyságukat is a későbbi számítás adja meg.



3.4. Ábra: A csapágyaknál fellépő támasztóerők

Kimenő tengely:

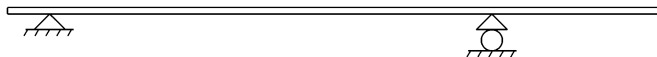
A tengelyen levő fogaskerék kapcsolódó fogfelületét terheli a kiskerékről származó erő (E_2). A tengelyvég a gépegység meghajtásához szükséges nyomatékot adja le, ami ugyanakkora, de ellentétes irányú nyomatékkal visszahat a tengelyre (M_{2T}). A kimenőtengely a másikhöz hasonlóan csapágyazva van. Az itt ébredő erők szintén a támasztást szolgálják. Jelük C, és D:



3.5. Ábra: A fogkapcsolatból származó erők

3.1.3. A mechanikai modell

A tervezés során a tengely mechanikai méretezését egyszerű rúdmodellel végezzük, ami esetünkben a kéttámaszú tartó.

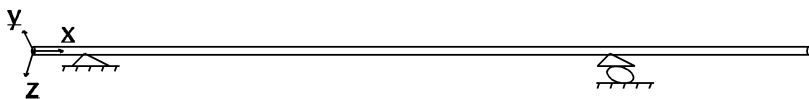


3.6. Ábra: A rúd modell

A tengelyek terheléseit a modellre redukáljuk. Ez lényegében csak a fogkapcsolatban keletkező erőnél okoz változást. Mivel az erő a tengely középvonalához képest az adott fogaskerék osztókör sugarának megfelelő távolságban van, a középvonalra egy ugyan akkora erővel, és az erőkarnak megfelelő forgatónyomatékkal redukálható.

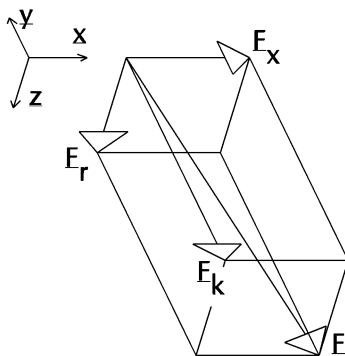
Bemenő tengely:

A bemenő tengely végéhez rögzítsük a derékszögű koordináta rendszert.



3.7. Ábra: A bemenő tengely alap koordináta rendszere

A könnyebb elemzéshez
szuk fel az erőket a koordináta
nyokba eső komponenseikre.



bont-
irá-

3.8. Áb-
normál fogerő komponensekre bontása

ra: A

A fognyomásnál ható $\underline{F}_1$ erőt $\underline{F}_{1x}$ (x-, azaz axiális irányú), $\underline{F}_{1k}$ (y-, azaz kerületi irányú) és $\underline{F}_{1r}$ (z-, azaz radiális irányú) komponensekre bontjuk. A rúdra redukálva ezeket az erőkomponenseket, a következő forgatónyomatékokkal kell kiegészítenünk. Az $\underline{F}_{1k}$ erőt az $\underline{M}_{1Fx}$ -szel, a fogaske-rék tövéénél ébredő x-, az $\underline{F}_{1x}$ -et pedig az $\underline{M}_{1Fy}$ -nal, az y- irányú nyoma-tékkal. Az erők és nyomatékok közt az erőkarok adnak összefüggést:

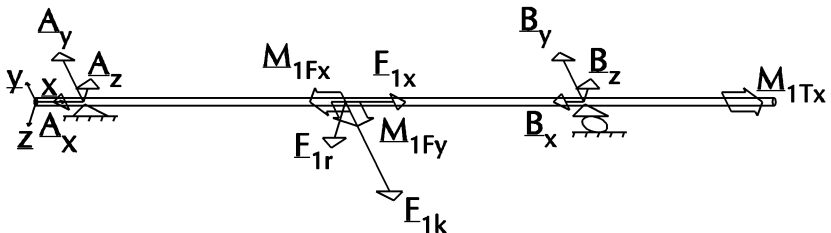
$$\underline{M}_{1Fx} = \underline{F}_{1k} \times \left(\frac{1}{2} d_1 \right),$$

$$\underline{M}_{1Fy} = \underline{F}_{1x} \times \left(\frac{1}{2} d_1 \right).$$

A támasztó erőket ($\underline{A}$; $\underline{B}$) is a komponenseikkel ($\underline{A}_x$; $\underline{A}_y$; $\underline{A}_z$; $\underline{B}_x$; $\underline{B}_y$; $\underline{B}_z$) rajzoljuk fel, az elképzelt pozitív vagy negatív iránnyal.

A hajtó $\underline{M}_{1T}$ nyomaték tisztán x-irányú, a komponens jele: $\underline{M}_{1Tx}$.

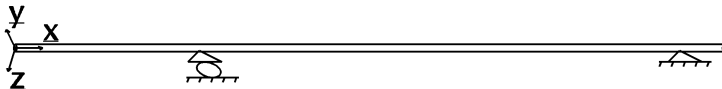
Ezek alapján a tengely rúdmodellje a terhelésekkel a következő módon néz ki:



3.8. Ábra: Terhelések a bemenő tengelyen

Kimenő tengely:

Ebben az esetben a könnyebb tárgyalás érdekében a koordináta rendszert toljuk át ennek a tengelynek a végére, az irányok meghagyásával.



3.9. Ábra: A kimenő tengely alap koordináta rendszere

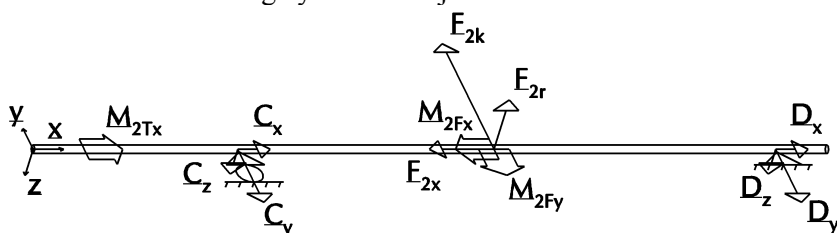
Itt is végezzük el az erők felbontásait, és redukáljuk a fogaknál ébredő $\underline{F}_2$ erő komponenseit a rúd modellre. Hasonlóan az előzőhöz most az $\underline{F}_{2k}$ erőt az $\underline{M}_{2Fx}$ -szel, az $\underline{F}_{2x}$ -et pedig az $\underline{M}_{2Fy}$ nyomatékkal egészítjük ki.

$$\underline{M}_{2Fx} = \underline{F}_{2k} \times \left(\frac{1}{2} \underline{d}_2 \right),$$

$$\underline{M}_{2Fy} = \underline{F}_{2x} \times \left(\frac{1}{2} \underline{d}_2 \right).$$

A támasztó erőket ($\underline{C}$; $\underline{D}$) itt is megfelelően ($\underline{C}_x$; $\underline{C}_y$; $\underline{C}_z$; $\underline{D}_x$; $\underline{D}_y$; $\underline{D}_z$) rajzoljuk fel, a felvett irányokkal.

Ezekkel a kimenő tengely rúdmodellje következően néz ki:



3.10. Ábra: Terhelések a kimenő tengelyen

3.1.4. A terhelések meghatározása

Bemenő tengely:

Induljunk ki a tengelyvéget terhelő csavaró nyomatékból, amit az átviteli teljesítménnyel, és a tengely szögsebességével határozhatjuk meg:

$$M_{1Tx} = \frac{P}{\omega_1},$$

a szögsebesség pedig:

$$\omega_1 = 2 \cdot \pi \cdot n_1,$$

így a nyomaték:

$$M_{1Tx} = \frac{P}{2 \cdot \pi \cdot n_1} = \frac{2,2 \cdot 1000}{2 \cdot \pi \cdot 45} = 7,781 \text{ Nm}.$$

Tudjuk a hajtó villamos motor forgási irányát, így a nyomaték iránya is azzal megegyezik.

Az ismeretlen erők, és nyomatékok a statikai egyensúlyi képletekkel számíthatjuk ki.

$$\sum \underline{F} = \underline{0} ,$$

$$\sum \underline{M} = \underline{0} .$$

Az alap koordináta rendszernek megfelelően ez a két egyenlet hatra bontható fel a főirányok szerint.

$$\sum \underline{F}_x = \underline{0} ; \sum \underline{F}_y = \underline{0} ; \sum \underline{F}_z = \underline{0} ;$$

$$\sum \underline{M}_x = \underline{0} ; \sum \underline{M}_y = \underline{0} ; \sum \underline{M}_z = \underline{0} .$$

Az egyes koordináta tengelyekbe eső erők egyensúlya először vektorsan, majd a felvett irányok szerint skalárisan felírva a következőkre adódik.

x-irányú erők:

$$\underline{A}_x + \underline{F}_{1x} + \underline{B}_x = \underline{0} ,$$

$$-A_x + F_{1x} - B_x = 0 .$$

y-irányú erők:

$$\underline{A}_y + \underline{F}_{1y} + \underline{B}_y = \underline{0} ,$$

$$A_y - F_{1y} + B_y = 0 .$$

z-irányú erők:

$$\underline{A}_z + \underline{F}_{1z} + \underline{B}_z = \underline{0} ,$$

$$-A_z + F_{1z} - B_z = 0 .$$

x-irányú forgatónyomatékok:

$$\underline{M}_{1Fx} + \underline{M}_{1Tx} = \underline{0} ,$$

$$-M_{1Fx} + M_{1Tx} = 0 .$$

y-irányú forgatónyomatékok, a 'B' pontra kifejezve:

$$\underline{A}_z \times (\underline{a} + \underline{b}) + \underline{F}_{1r} \times \underline{b} + \underline{M}_{1Fy} = \underline{0} ,$$

$$-A_z \cdot (a + b) + F_{1r} \cdot b - M_{1Fy} = 0 .$$

z-irányú forgatónyomatékok, a 'B' pontra kifejezve:

$$\underline{A}_y \times (a + b) + \underline{F}_{1k} \times b = 0 ,$$

$$-A_y \cdot (a + b) + F_{1k} \cdot b = 0 .$$

Ezek közül csak egy az, amelyikben egy ismeretlen van:

$$-M_{1Fx} + M_{1Tx} = 0 .$$

Ebből adódik:

$$M_{1Fx} = M_{1Tx} = 7,781 \text{ Nm} .$$

Mivel pozitív az eredmény a nyomaték iránya a felvettellel megegyezik.

Az $\underline{M}_{1Fx}$ -et a korábban használt képletből kifejezhetjük $\underline{F}_{1k}$ -t:

$$F_{1k} = \frac{M_{1Fx} \cdot 2}{d_1} = \frac{7,781 \cdot 2}{0,2143} = 72,62 \text{ N} .$$

A direkciora $\underline{M}_{1Fx}$ ismert irányából, a jobb kéz szabállyal következtethetünk vissza. Tehát ez is egyezik az elképzelttel.

Az $\underline{F}_1$ erő komponensekre bontása kizárólag szögfüggvényekkel megoldható, így $\underline{F}_{1k}$ -ből hasonló függvényekkel $\underline{F}_{1x}$, és $\underline{F}_{1r}$ is megadható:

$$F_{1x} = F_{1k} \cdot \tan(\beta) ,$$

$$F_{1r} = F_{1k} \cdot \tan(\alpha_t) .$$

Behelyettesítve:

$$F_{1x} = 72,62 \cdot \tan(21,125^\circ) = 28,06 \text{ N} ,$$

$$F_{1r} = 72,62 \cdot \tan(20,38^\circ) = 26,98 \text{ N} .$$

A definíció szerint számítsuk ki $\underline{M}_{1Fy}$ -t:

$$M_{1Fy} = F_{1x} \cdot \left(\frac{1}{2} d_1 \right) = 28,06 \cdot \frac{0,2143}{2} = 3,007 \text{ Nm} .$$

A forgásirány marad a felvett, mert az eredmény nem negatív.

Használjuk fel a már kiszámolt eredményeket az $\underline{A}_z$ meghatározásához.

$$A_z = \frac{F_{1r} \cdot b - M_{1Fy}}{(a + b)} = \frac{26,98 \cdot 0,11 - 3,007}{(0,1 + 0,11)} = -0,1867 \text{ N} .$$

Itt a negatív eredmény azt mutatja, hogy a felvett iránnyal ellentétesen mutat valóságosan az $\underline{A}_z$ erő vektor!

Következzen most B_z ; a korábbi képletében a felvett („rossz”) iránnyal szerepel, tehát ezért negatív előjellel helyettesítjük be.

$$B_z = F_{1r} - A_z = 26,98 + 0,1867 = 27,1667 \text{ N} \approx 27,17 \text{ N} .$$

A rendelkezésre álló egyenletekből számoljuk ki A_y -t.

$$A_y = \frac{F_{1k} \cdot b}{(a + b)} = \frac{72,62 \cdot 0,11}{(0,1 + 0,11)} = 38,04 \text{ N} .$$

Folytassuk a számítást B_y -nal.

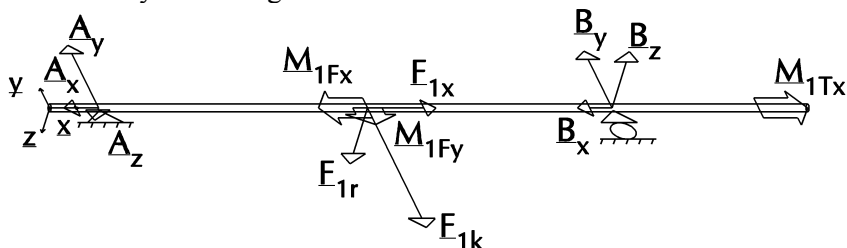
$$B_y = F_{1k} - A_y = 72,62 - 38,04 = 34,58 \text{ N} .$$

Végül a bemenő tengelynél az x irányú erőket számítsuk ki. Itt fontos a szerkezeti kialakításra megjegyzést tenni. Ugyanis ha a csapágyságok közül csak az egyik van axiálisan rögzítve, akkor annál ébred a teljes ilyen irányú reakcióerő. Most számoljunk úgy, hogy mind a két csapágyság rögzített tengely irányban, és az erőt egyenlően megosztva viselik.

$$\left. \begin{array}{l} -A_x + F_{1x} - B_x = 0 \\ A_x = B_x \end{array} \right\} A_x = B_x = \frac{F_{1x}}{2} = 14,03 \text{ N} .$$

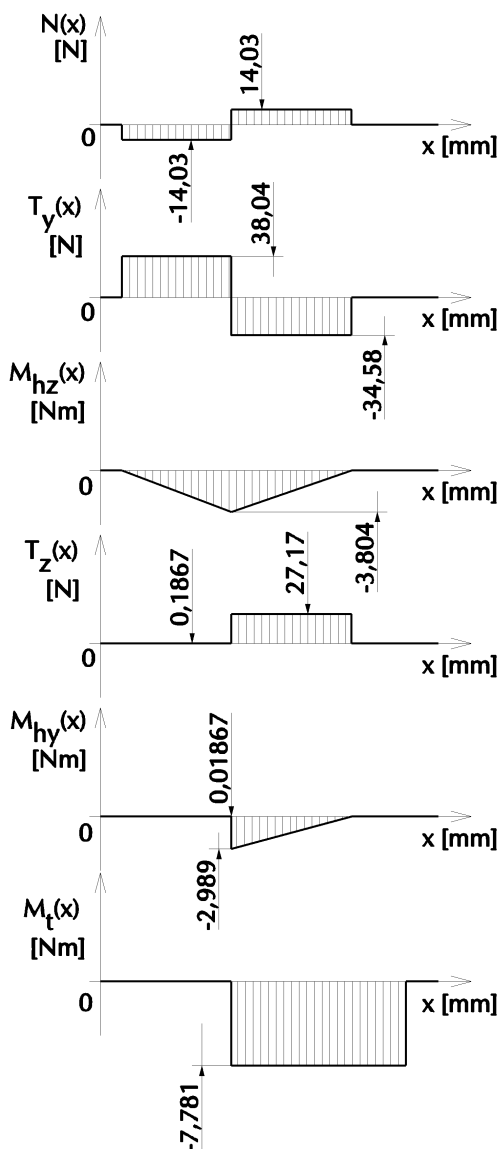
A komponensek (B_z ; A_y , B_y , A_x , B_x) pozitív eredményei azt mutatják, hogy a felvett irányok helyesek.

Az eredményeknek megfelelően a terhelt rúd a következőre módosul.



3.11. Ábra: A kiszámított terhelések a bemenő tengelyen

Az egyes terhelésekkel a nyomó-, nyíró erő, és nyomatéki függvények az alábbi módon néznek ki. Az ábrákon a nevezetes pontok jelölve vannak.



3.11. Ábra

Kimenő tengely

Itt is kezdjük a tengelyvéget terhelő csavaró nyomatékkal. Az átviendő teljesítmény ugyan az, a fogak súrlódási veszteségét figyelmen kívül hagyjuk, ami egyébként pár százalékos hatásfokromlást okoz:

$$M_{2Tx} = \frac{P}{\omega_2} ,$$

a szögsebesség pedig:

$$\omega_2 = 2 \cdot \pi \cdot n_2 ,$$

a nagykerék fordulatszáma:

$$n_2 = \frac{n_1}{u} = \frac{45}{2,5} = 18 \frac{1}{s} ,$$

így a nyomaték:

$$M_{2Tx} = \frac{P}{2 \cdot \pi \cdot n_2} = \frac{2,2 \cdot 1000}{2 \cdot \pi \cdot 18} = 19,45 \text{ Nm} .$$

A tengely forgásirányát tudjuk. A meghajtott gépegység ilyen irányú nyomatékot kap. A vizsgált tengelyünkre pedig pont ennek az ellentettje hat vissza. Tehát $\underline{M}_{2T}$ ellentétes $\underline{n}_2$ -vel.

Az ismeretlen erők, és nyomatékok statikai egyensúlyi képletei ebben az esetben az alábbi módon állnak fenn.

x-irányú erők:

$$\underline{C}_x + \underline{F}_{2x} + \underline{D}_x = 0 ,$$

$$\underline{C}_x - \underline{F}_{2x} + \underline{D}_x = 0 .$$

y-irányú erők:

$$\underline{C}_y + \underline{F}_{2y} + \underline{D}_y = 0 ,$$

$$-\underline{C}_y + \underline{F}_{2y} - \underline{D}_y = 0 .$$

z-irányú erők:

$$\underline{C}_z + \underline{F}_{2z} + \underline{D}_z = 0 ,$$

$$\underline{C}_z - \underline{F}_{2z} + \underline{D}_z = 0 .$$

x-irányú forgatónyomatékok :

$$\underline{M}_{2Fx} + \underline{M}_{2Tx} = \underline{0} ,$$

$$\underline{M}_{2Fx} - \underline{M}_{2Tx} = 0 .$$

y-irányú forgatónyomatékok, a 'D' pontra kifejezve:

$$\underline{C}_z \times (\underline{a} + \underline{b}) + \underline{F}_{2r} \times \underline{b} + \underline{M}_{2Fy} = \underline{0} ,$$

$$\underline{C}_z \cdot (\underline{a} + \underline{b}) - \underline{F}_{1r} \cdot \underline{b} - \underline{M}_{1Fy} = 0 .$$

z-irányú forgatónyomatékok, a 'D' pontra kifejezve:

$$\underline{C}_y \times (\underline{a} + \underline{b}) + \underline{F}_{2k} \times \underline{b} = \underline{0} ,$$

$$\underline{C}_y \cdot (\underline{a} + \underline{b}) - \underline{F}_{2k} \cdot \underline{b} = 0 .$$

Ezek közül kezdjük megint az x irányú nyomatékokkal:

$$\underline{M}_{2Fx} - \underline{M}_{2Tx} = 0 .$$

Ebből adódóan:

$$\underline{M}_{2Fx} = \underline{M}_{2Tx} = 19,45 \text{ Nm} .$$

A pozitív eredmény a jó irányra utal.

Az $\underline{F}_2$ erő a fogkapcsolatból származó $\underline{F}_1$ ellen ereje, tehát nagyságuk megegyezik, csak irányuk ellentétes. Ugyan ez a komponensekre is igaz.

Tehát:

$$\underline{F}_{2k} = \underline{F}_{1k} = 72,62 \text{ N} ,$$

$$\underline{F}_{2x} = \underline{F}_{1x} = 28,06 \text{ N} ,$$

$$\underline{F}_{2r} = \underline{F}_{1r} = 26,98 \text{ N} .$$

A definíciós képlettel számítsuk ki $\underline{M}_{2Fy}$ -t:

$$\underline{M}_{2Fy} = \underline{F}_{2x} \cdot \left(\frac{1}{2} d_2 \right) = 28,06 \cdot \frac{0,53575}{2} = 7,5165 \text{ Nm} .$$

Használjuk fel a már kiszámolt eredményeket az $\underline{C}_z$ meghatározásához.

$$\underline{C}_z = \frac{\underline{F}_{2r} \cdot \underline{b} + \underline{M}_{2Fy}}{(\underline{a} + \underline{b})} = \frac{26,98 \cdot 0,11 + 7,5165}{(0,1 + 0,11)} = 49,925 \text{ N} .$$

Most D_z -t számítsuk ki.

$$D_z = F_{2r} - C_z = 26,98 - 49,925 = -22,945 \text{ N}$$

A negatív eredmény alapján ennek az erővektornak a valóságban ellentétes az iránya a felvetthez képest.

A rendelkezésre álló egyenletekből számoljuk ki C_y -t.

$$C_y = \frac{F_{2k} \cdot b}{(a+b)} = \frac{72,62 \cdot 0,11}{(0,1+0,11)} = 38,04 \text{ N} .$$

A pozitív eredmény itt a jó irányt erősíti.

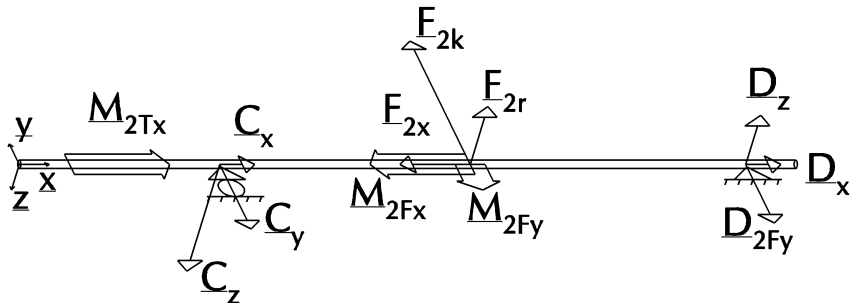
Folytassuk a számítást D_y -nal.

$$D_y = F_{2k} - C_y = 72,62 - 38,04 = 34,58 \text{ N} .$$

A bemenő tengelyhez hasonlóan járjunk el az x irányú erőkkel, tehát mind két csapágy rögzített tengely irányban, és az erőt egyenlően megosztva viselik, fele-fele arányban.

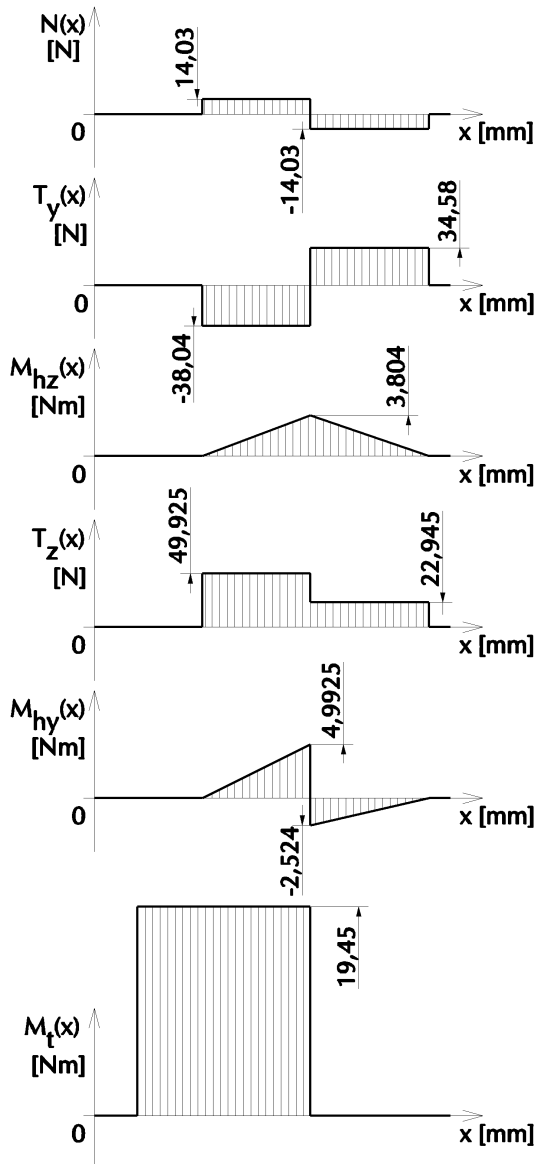
$$\left. \begin{array}{l} C_x - F_{2x} + D_x = 0 \\ C_x = D_x \end{array} \right\} C_x = D_x = \frac{28,06}{2} = 14,03 \text{ N} .$$

Ez után az erőket valós irányukba téve a terhelt rúd a következőre módosul.



3.12. Ábra

Az egyes terhelésekkel a nyomó-, nyíró erő, és nyomatéki függvények az alábbiak lesznek. Az ábrákon a nevezetes pontok jelölve vannak.



3.13. Ábra

3.1.5. Tengely átmérők meghatározása

A szükséges tengely átmérőre, az egyenértékű feszültség kiszámításával, valamint egy tengelyanyag választásával következtethetünk.

Mivel rúd modellt használtunk, ezért abban tengely irányú húzó-, és nyomófeszültségek (σ_x), valamint csúsztatófeszültségek (τ_x , τ_r) ébrednek, és az arra merőleges síkban. A legnagyobb feszültségek a szélső szálakban alakulnak ki. Egy adott keresztmetszetben a következő képlettel számolhatunk:

$$\sigma_x = \frac{N}{A} + \frac{\sqrt{M_{hy}^2 + M_{hz}^2}}{K},$$

$$\tau_r = \tau_x = \frac{M_t}{K_p},$$

ahol:

$$A = \frac{d^2 \pi}{4}; K = \frac{d^3 \pi}{32}; K_p = \frac{d^3 \pi}{16}.$$

Az egyenértékű feszültség pedig Mohr-szerint:

$$\sigma_{egy} = \sqrt{\sigma_x^2 + 4 \cdot \tau_r^2}.$$

A tengely anyaga legyen az E295 (A50) -jelű acél.

Folyáshatár: $R_{eH} = 284 \text{ MPa}$.

Statikus biztonsági tényező:

$$n_s = 5.$$

A megengedett egyenértékű feszültség tehát:

$$\sigma_{meg} = \frac{R_{eH}}{n_s} = \frac{284}{5} = 56,8 \text{ MPa}.$$

Bemenő tengely:

Tengelyenként két keresztmetszetben számítunk szükséges átmérőt. A tengelyvégen, valamint a fogaskerék felező síkjában.

Mivel a tengely lépcsőzetes kialakítású ezért érdemes a tengelyvég felől kiindulni. Itt csak csavarásra van igénybe véve, így csupán csúsztató feszültség ébred.

Tengely végén:

$$\left. \begin{aligned} \sigma_{egy} &= 2 \cdot \tau_r = 2 \cdot \frac{M_t}{K_p} = 2 \cdot \frac{16M_t}{d^3 \pi} \\ \sigma_{egy} &= \sigma_{meg} = 56,8 \text{ MPa} = 56,8 \cdot 10^6 \text{ Pa} \\ M_t &= M_{1Tx} = 7,781 \text{ Nm} \end{aligned} \right\} d^3 = \frac{32 \cdot M_{1Tx}}{\sigma_{meg} \cdot \pi} \Rightarrow$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 7,781}{56,8 \cdot 10^6 \cdot \pi}} = 0,01117 \text{ m} = 11,17 \text{ mm} .$$

A tengely végén retesz horony található a nyomaték átvitelre. Ebben az átmérő tartományban a mélysége $t_1=3 \text{ mm}$.

Tehát a tengely végén szükséges minimális átmérő:

$$d_{szüks} = d + t_1 = 11,17 + 3 = 14,17 \overset{\text{szabványos}}{\cong} 16 \text{ mm} .$$

Fogaskerék alatt:

A tengely irányú erők a többi terheléséhez képest kicsi feszültséget okoznak, így a helyi szükséges tengely átmérő könnyebb kiszámolásáért hagyjuk el a képletből. (Utána ellenőrizzük a teljes egyenlettel az eredményt).

$$\left. \begin{aligned} \sigma_x &\cong \frac{\sqrt{M_{hy}^2 + M_{hz}^2}}{K} = \frac{\sqrt{2,989^2 + 3,804^2}}{K} = \frac{4,838}{K} \\ \tau_r &= \frac{M_t}{K_p} = \frac{M_{1Fx}}{K_p} = \frac{7,781}{K_p} \\ \sigma_{egy} &= \sqrt{\sigma_x^2 + 4 \cdot \tau_r^2} \end{aligned} \right\} \Rightarrow$$

$$\begin{aligned}
\Rightarrow \sigma_{egy} &= \sqrt{\left(\frac{32 \cdot 4,838}{d^3 \pi}\right)^2 + 4 \cdot \left(\frac{16 \cdot 7,781}{d^3 \pi}\right)^2} = \\
&= \sqrt{\left(\frac{32 \cdot 4,838}{d^3 \pi}\right)^2 + \left(\frac{32 \cdot 7,781}{d^3 \pi}\right)^2} \Rightarrow \\
\Rightarrow d &= \sqrt[3]{\frac{32 \cdot \sqrt{4,838^2 + 7,781^2}}{\sigma_{egy} \cdot \pi}} \quad \sigma_{egy} = \sigma_{meg} = 56,8 \text{ MPa} \quad \Rightarrow \Rightarrow \Rightarrow \Rightarrow \\
\Rightarrow d &= \sqrt[3]{\frac{293,2}{56,8 \cdot 10^6 \cdot \pi}} = 0,0118 \text{ m} = 11,8 \text{ mm} .
\end{aligned}$$

Ellenőrizzük vissza az egyszerűsítést; ehhez legyen $d = 12 \text{ mm}$.

$$\begin{aligned}
\sigma_x &= \frac{N}{A} + \frac{\sqrt{M_{hy}^2 + M_{hz}^2}}{K} = \frac{4 \cdot 14,03}{0,012^2 \cdot \pi} + \frac{32 \cdot 4,838}{0,012^3 \pi} = 28,64 \text{ MPa} , \\
\sigma_x &\approx \frac{\sqrt{M_{hy}^2 + M_{hz}^2}}{K} = \frac{32 \cdot 4,838}{0,012^3 \pi} = 28,52 \text{ MPa} .
\end{aligned}$$

A százalékos eltérés tehát:

$$Hiba = \frac{28,64 - 28,52}{28,64} \cdot 100 = 0,419 \% .$$

Ez elég kicsinek mondható.

Az átmérő tartomány megegyezik a tengely végére kapottal, így a retesz horony mélysége szintén $t_l = 3 \text{ mm}$.

Tehát a szükséges minimális átmérő:

$$d_{szüks} = d + t_l = 11,8 + 3 = 14,8 \overset{\text{szabványos}}{\cong} 16 \text{ mm} .$$

Kimenő tengely:

Tengely végen hasonlóan az előzőhöz:

$$\left. \begin{aligned} \sigma_{egy} &= 2 \cdot \tau_r = 2 \cdot \frac{M_t}{K_p} = 2 \cdot \frac{16M_t}{d^3 \pi} \\ \sigma_{egy} &= \sigma_{meg} = 56,8 \text{ MPa} = 56,8 \cdot 10^6 \text{ Pa} \\ M_t &= M_{2Tx} = 19,45 \text{ Nm} \end{aligned} \right\} d^3 = \frac{32 \cdot M_{2Tx}}{\sigma_{meg} \cdot \pi} \Rightarrow$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 19,45}{56,8 \cdot 10^6 \cdot \pi}} = 0,01517 \text{ m} = 15,17 \text{ mm} .$$

A retesz horony mélysége $t_1 = 3,5 \text{ mm}$.

Tehát a tengely végen szükséges minimális átmérő:

$$d_{szüks} = d + t_1 = 15,17 + 3,5 = 18,67 \overset{\text{szabványos}}{\cong} 19 \text{ mm} .$$

Fogaskerék alatt:

Az egyszerűsített számítást alkalmazva:

$$\left. \begin{aligned} \sigma_x &\cong \frac{\sqrt{M_{hy}^2 + M_{hz}^2}}{K} = \frac{\sqrt{4,9925^2 + 3,804^2}}{K} = \frac{6,277}{K} \\ \tau_r &= \frac{M_t}{K_p} = \frac{M_{2Fx}}{K_p} \frac{19,45}{K_p} \\ \sigma_{egy} &= \sqrt{\sigma_x^2 + 4 \cdot \tau_r^2} \end{aligned} \right\} \Rightarrow$$

$$\begin{aligned} \Rightarrow \sigma_{egy} &= \sqrt{\left(\frac{32 \cdot 6,277}{d^3 \pi} \right)^2 + 4 \cdot \left(\frac{16 \cdot 19,45}{d^3 \pi} \right)^2} = \\ &= \sqrt{\left(\frac{32 \cdot 4,838}{d^3 \pi} \right)^2 + \left(\frac{32 \cdot 7,781}{d^3 \pi} \right)^2} \Rightarrow \end{aligned}$$

$$\Rightarrow d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot \sqrt{6,277^2 + 19,45^2}}{\sigma_{egy} \cdot \pi}} \quad \sigma_{egy} = \sigma_{meg} = 56,8 \text{ MPa} \quad \Rightarrow \Rightarrow \Rightarrow \Rightarrow$$

$$\Rightarrow d = \sqrt[3]{\frac{654}{56,8 \cdot 10^6 \cdot \pi}} = 0,01542 \text{ m} = 15,42 \text{ mm} .$$

A retesz horonnyal a minimális tengely átmérő itt is:

$$d_{szüks} = d + t_1 = 15,42 + 3,5 = 18,92 \overset{\text{szabványos}}{\cong} 19 \text{ mm} .$$

A tengely fogaskerék alatti része tehát feltehetőleg szilárdságilag biztonságosabb lesz, mivel a lépcsőzetes kialakítás miatt középen biztos vastagabb lesz, mint a végén.

3.1.6. A kimenő tengelyvég ellenőrzése kifáradásra

Fogaskerekes hajtás során a tengelyt dinamikai hatások érik. A tengelyvégen feszültség ingadozás tapasztalható, az előbb kiszámolt statikus csúsztatófeszültséghez (τ_r), mint középfeszültséghez képest (τ_m).

$$\tau_r = \tau_m = \frac{M_{2Tx}}{K_p} = \frac{16 \cdot 19,45}{0,0155^3 \pi} = 26,6 \text{ MPa} .$$

A legnagyobb érték a dinamikai tényezővel határozható meg (c_v). Az pedig a fogaskerék kerületi sebességével (v) van összefüggésben.

$$c_v = \sqrt[3]{v} ,$$

$$\text{ahol: } v = d_2 \cdot \pi \cdot n_2 ; \left(d_2 = 0,53575 \text{ m}; n_2 = 18 \frac{1}{s} \right) ,$$

$$v = 0,53575 \cdot \pi \cdot 18 = 30,29 \frac{\text{m}}{\text{s}} ,$$

$$c_v = \sqrt[3]{30,29} = 3,117 .$$

A maximális feszültség (τ_{Max}) tehát:

$$\tau_{Max} = c_v \cdot \tau_m = 3,117 \cdot 26,6 = 82,91 \text{ MPa} .$$

A feszültség ingadozás amplitúdója (τ_a) a maximum, és a középérték különbsége:

$$\tau_a = \tau_{Max} - \tau_m = 82,91 - 26,6 = 56,31 \text{ MPa} .$$

A kifáradásra való ellenőrzéshez szükséges az anyag Smith-diagramja. Arról leolvasható a tiszta lengőfeszültség felső határa (τ_v).

Mivel ez az érték a szabványos próbatestre vonatkozik, így a tengelyünk méretének megfelelő tényezővel (k_d), és a felületi érdesség hatását figyelembe vevő tényezővel (k_{Ra}) módosítjuk a határértéket. (Az ide kapcsolódó diagramokat lásd: Függelék).

$$E295 \Rightarrow \tau_v = 150 \text{ MPa} .$$

$$\text{Méret tényező: } \left. \begin{array}{l} d = 19 \text{ mm} \\ \text{szénacél} \end{array} \right\} \Rightarrow k_d = 0,9 .$$

$$\text{Felületi érdesség tényező: } R_a = 0,8 \mu\text{m} \Rightarrow k_{Ra} = 0,9 .$$

A módosított tiszta lengő feszültség kifáradási határa:

$$\tau_v = k_d \cdot k_{Ra} \cdot \tau_v = 0,9 \cdot 0,9 \cdot 125 = 98,42 \text{ MPa} .$$

Alaktényező:

$$\left. \begin{array}{l} r = 0,25 \\ d = 19 \end{array} \right\} k_{tr} = 2,7 .$$

Érzékenységi tényező:

$$q = 0,5 .$$

Gátlástényező:

$$k_{f\tau} = q \cdot (k_{tr} - 1) + 1 = 0,5 \cdot (2,7 - 1) + 1 = 1,85 .$$

A megnövelt közép feszültség:

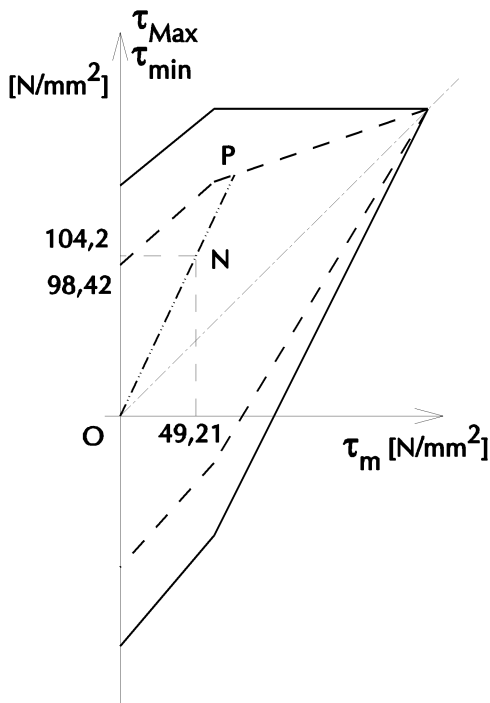
$$\tau_m = k_{f\tau} \cdot \tau_m = 1,85 \cdot 26,6 = 49,21 \text{ MPa} .$$

A megnövelt maximális feszültség:

$$\tau_{Max} = k_{f\tau} \cdot \tau_{Max} = 1,85 \cdot 56,31 = 104,2 \text{ MPa} .$$

Az elkészített módosított határu Smith-diagramból leolvasott biztonsági tényező:

$$n = \frac{\overline{ON}}{\overline{OP}} = 2,98 .$$



3.13. Ábra: E295 (A50) Smith diagramja a meghatározott biztonsági területtel

Gyakorló feladatok

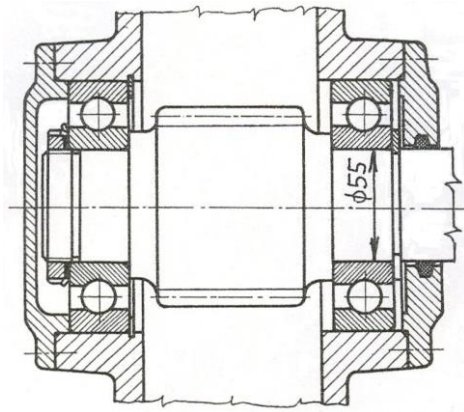
1. Egy daru emelő-berendezésénél a drótkötél 90° -os irányeltéréssű. Meghatározandó a tengely átmérője, ha:
 $F_{\text{maximális}} = 15 \text{ kN}$,
a kötél Dob átmérője $= 200 \text{ mm}$,
 $\tau_{\text{meg}} = 100 \text{ N/mm}^2$.
2. Acélöntvényből üreges tengelyt készítünk.
A külső átmérő $d = 200 \text{ mm}$,
a belső átmérő $d_b = 160 \text{ mm}$,
fordulatszám $n = 1,5 \text{ 1/s}$,
teljesítményt $P = 170 \text{ kW}$.
Megfelel-e a tengely, ha:
 $\tau_{\text{meg}} = 15 \text{ N/mm}^2$.
3. Féket működtető 1000 mm hosszú kar végén 150 N erőt fejtünk ki. A karhoz kapcsolódó tengelyre $\tau_{\text{meg}} = 20 \text{ N/mm}^2$. Határozza meg a tengely átmérőjét és a szögelfordulását, ha:
- hossza $3,5 \text{ m}$ ($G = 8 \cdot 10^4 \text{ N/mm}^2$)

4. Csapágyazások

4.1. Dinamikus terhelésű csapágyak egyenértékű terhelése és élettartama

4.1.1. Radiális terhelésű csapágyak

1. Az ábrán látható hajtómű fogaskerekes tengelyét mélyhornyú golyóscsapággal kell csapágyazni!



4.1. Ábra:

Adatok: $F_r = 5000 \text{ N}$, $n = 25 \text{ 1/s}$, $L_h = 22000 \text{ üö}$, $f_{\ddot{u}} = 1,1$,
 $X = 1$.

A csapágy élettartama millió fordulatban:

$$L = \frac{3600 \cdot n \cdot L_h}{10^6} = \frac{3600 \cdot 25 \cdot 22000}{10^6} ,$$

$$L = 1980 \text{ millió fordulat} .$$

A csapágy egyenértékű terhelése:

$$F = f_{\ddot{u}} \cdot X \cdot F_r = 1,1 \cdot 1 \cdot 5000 = 5500 \text{ N} .$$

A csapágy dinamikus terhelésének meghatározása:

$$L = \left(\frac{C}{F} \right)^3, \quad C = F \sqrt[3]{L},$$

$$C = 5500 \cdot \sqrt[3]{1980} = 5500 \cdot 12,557 = 69063 \text{ N}.$$

Csapágykiválasztás:

A tengely csapágyazási helyének átmérője 55 mm. Csapágykatalógusból a $d = 55 \text{ mm}$ és $C = 69063 \text{ N}$ adatokhoz mélyhornyú golyóscsapágyat választunk. A csapágy jele: 6311. A csapágy adatai: $d = 55 \text{ mm}$, $D = 120 \text{ mm}$, $B = 29 \text{ mm}$, $C = 71500 \text{ N}$, $C_0 = 45000 \text{ N}$.

A kiválasztott csapágy élettartama:

$$L = \left(\frac{C}{F} \right)^3 = \left(\frac{71500}{5500} \right)^3 = 2197 \text{ millió fordulat},$$

$$L_h = \frac{L \cdot 10^6}{3600 \cdot n} = \frac{2197 \cdot 10^6}{3600 \cdot 25} = 24411 \text{ üő}.$$

A kiválasztott csapágy megfelelő, mert a számolt élettartam nagyobb a megkívánt élettartamnál.

2. Egysoros, mélyhornyú radiális golyóscsapágyat kell kiválasztani a következő üzemi adatokhoz: $F_r = 4500 \text{ N}$, $F_a = 2500 \text{ N}$, $n = 30 \text{ 1/s}$, $L_h = 10000 \text{ üő}$, tengelyátmérő 50 mm .

A terhelő erők aránya:

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{2500}{4500} = 0,56 > e\text{-t feltételezésével}$$

a terhelési tényezők katalógusból $X = 0,56$ és $Y = 1,65$.

Az egyenértékű terhelés:

$$F = XF_r + YF_a = 0,56 \cdot 4500 + 1,65 \cdot 2500 = 6650 \text{ N}$$

Az élettartam meghatározás millió fordulatban:

$$L = \frac{L_h \cdot 3600 \cdot n}{10^6} = \frac{10000 \cdot 3600 \cdot 30}{10^6} ,$$

$$L = 1080 \text{ mill.ford.}$$

A dinamikus alapterhelés:

$$L = \left(\frac{C}{F} \right)^3 \text{ -ből,} \quad C = F \sqrt[3]{L} ,$$

$$C = 6650 \cdot \sqrt[3]{1080} = 68228 \text{ N} .$$

Ehhez a katalógusból a 6311 jelű csapágy megfelelő.

A csapágy adatai: $d = 55 \text{ mm}$, $D = 120 \text{ mm}$, $B = 29 \text{ mm}$,

$C = 71500 \text{ N}$, $C_o = 44700 \text{ N}$, $e = 0,51$.

Az első lépésnél:

$$\frac{F_a}{F_r} > e ,$$

feltételezéssel élünk, így ellenőrizni kell a terhelési tényezőket:

$$\frac{F_a}{C_o} = \frac{2500}{44700} = 0,056 .$$

A katalógusban megadott erőarány értékénél interpolálással a csapágy-jellemző szám, $e = 0,51$.

$$\frac{F_a}{F_r} = 0,56 > e = 0,51 .$$

Tehát a választott csapágy terhelési tényezői: $X = 0,56$ és $Y = 1,69$.

A tényleges egyenértékű terhelés:

$$F = XF_r + YF_a = 0,56 \cdot 4500 + 1,69 \cdot 2500 = 6745 \text{ N} .$$

A névleges élettartam:

$$L = \left(\frac{C}{F} \right)^3 = \left(\frac{71500}{6745} \right)^3 = 1191 \text{ millió fordulat}$$

$$L_h = \frac{L \cdot 10^6}{3600 \cdot n} = \frac{1191 \cdot 10^6}{3600 \cdot 30} = 11027 \text{ üó}$$

A választott 6311 jelű csapágy megfelelő, mert a tényleges élettartama nagyobb, mint a megkívánt élettartam.

Gyakorló feladatok

1. Számítsa ki egy hengergörgős csapágy élettartamát az alábbi adatok felhasználásával! Csapágy jele: NU307, $d = 35 \text{ mm}$, $D = 80 \text{ mm}$, $B = 21 \text{ mm}$, $F_r = 20 \text{ kN}$, $C = 43000 \text{ N}$, $f_{ii} = 1,2$.

Eredmény: $L = 12,82$ millió fordulat.

2. Határozza meg egy egysoros mélyhornyú golyóscsapágy élettartamát (mill. ford.) és dinamikus terhelhetőségét, ha: $F_r = 5500 \text{ N}$, $F_a = 2700 \text{ N}$, $n = 24 \text{ 1/s}$, $L_h = 10000 \text{ üó}$, $X = 0,56$, $Y = 1,65$, $e = 0,45$.

Eredmények: $L = 864$ millió fordulat, $C = 63337 \text{ N}$.

3. Számítsa ki egy radiális terhelésű csapágy élettartamát és állapítsa meg, hogy megfelelő-e a csapágy az alábbi üzemi adatoknál! Adatok: $F_r = 4000 \text{ N}$, $n = 2,5 \text{ 1/s}$, $f_{ii} = 1,1$, $X = 1$, $Y = 0$, $C = 54000 \text{ N}$, $L = 1500$ millió fordulat.

Eredmény: $L = 1847$ mill. fordulat, tehát a csapágy megfelelő.

4.1.2. Axiális csapágyak

1. Határozza meg egy axiális golyóscsapágy egyenértékű terhelését és élettartamát, ha az axiális terhelése 8000 N , dinamikus alapterhelése 50000 N .

Eredmények: $F = 8000 \text{ N}$, $L = 244$ millió fordulat .

4.1.3. Axiális beálló csapágys

1. Axiális beálló görgöscsapágy egyenértékű terhelését és élettartamát kell meghatározni! Adatok: $F_a = 10000 \text{ N}$, $F_r = 5000 \text{ N}$, $C = 255000 \text{ N}$.

Egyenértékű terhelés meghatározása:

$$F = F_a + 1,2 F_r = 10000 + 1,2 \cdot 5000 \text{ ,}$$

$$F = 16000 \text{ N .}$$

Élettartam számítása:

$$L = \left(\frac{C}{F} \right)^{\frac{10}{3}} = \left(\frac{255000}{16000} \right)^{\frac{10}{3}} = 10187 \text{ millió fordulat .}$$

2. Számítsa ki egy axiális beálló görgös csapágy élettartamát, ha $F_a = 20 \text{ kN}$, $F_r = 8000 \text{ N}$, $C = 180000 \text{ N}$.

Eredmény: $L = 410,5$ millió fordulat.

4.1.4. Változó terhelésű csapágyazás

1. Egy vasúti kocsi tengelyének ágyazását kell beálló görgös csapággal megoldani, az alábbi adatok figyelembevételével: $F_r = 50000 \text{ N}$, $d = 135 \text{ mm}$, $L_{km} = 3 \cdot 10^6 \text{ km}$, $F_a = 0,4 \cdot F_r$, $f_{ii} = 1,56$, $D = 1100 \text{ mm}$ (futókerék).

Üzem közben a terhelés és a fordulatszám esetei:

terhelési szakasz	fordulatszám n [1/s]	futási idő q [%]	terhelések F [N]
1.	8	30	$F_r = 50000$
2.	6	50	$F_r = 50000$
3.	2	20	$F_a + F_r = 70000$

Az 1. és 2. terhelési szakaszban csak radiális terhelés van, ezért $X = 1$, $Y = 0$.

Egyenértékű terhelés meghatározása:

$$F_1 = F_2 = f_{\ddot{u}} \cdot X \cdot F_r = 1,56 \cdot 1 \cdot 50000 ,$$

$$F_1 = F_2 = 78000 \text{ N} .$$

A 3. terhelési szakaszban radiális és axiális erők együtt lépnek fel. Csapágycatalógusból (SKF) a 23228C jelű beállító görgős csapágyat kiválasztva, a csapágy adatai: $C = 695000 \text{ N}$, $C_0 = 710000 \text{ N}$, $e = 0,33$, $X = 1$, $Y = 2$ vagy $X = 0,67$, $Y = 3$.

Egyenértékű terhelés:

$$\text{Mivel } \frac{F_a}{F_r} = \frac{20000}{50000} = 0,4 > e ,$$

ezért $X = 0,67$ és $Y = 3$.

$$F_3 = f_{\ddot{u}} (XF_r + YF_a) = 1,56 \cdot (0,67 \cdot 50000 + 3 \cdot 20000) =$$

$$= 145860 \text{ N} \approx 146000 \text{ N} .$$

terh. szakasz	F_i [N]	n_i [1/s]	$N_i = n_i \cdot q_i$ [ford]	F_i^3 [N ³]	$F_i^3 \cdot N_i$ [N ³ ·ford]
1.	78000	8	240	$4,745 \cdot 10^{14}$	$113,88 \cdot 10^{15}$
2.	78000	6	300	$4,745 \cdot 10^{14}$	$142,35 \cdot 10^{15}$
3.	146000	2	40	$31,12 \cdot 10^{14}$	$124,48 \cdot 10^{15}$

Átlagos egyenértékű terheléssel kell a csapágy élettartamát meghatározni:

$$F = \sqrt[3]{\frac{F_1^3 \cdot N_1 + F_2^3 \cdot N_2 + F_3^3 \cdot N_3}{N}} =$$

$$= \sqrt[3]{\frac{113,88 \cdot 10^{15} + 142,35 \cdot 10^{15} + 124,48 \cdot 10^{15}}{580}} =$$

$$= 10^5 \cdot \sqrt[3]{\frac{380,71}{580}} = 10^5 \cdot \sqrt[3]{0,65639} = 10^5 \cdot 0,869$$

$$F = 86900 \text{ N} .$$

A csapágy névleges élettartama:

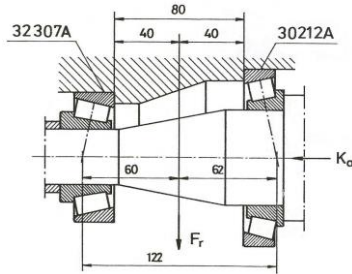
$$L = \left(\frac{C}{F} \right)^{\frac{10}{3}} = \left(\frac{695000}{86900} \right)^{\frac{10}{3}} = (7,998)^{\frac{10}{3}},$$

$$L = 1023 \text{ mill.fordulat},$$

$$L_{km} = \frac{D \cdot \pi \cdot L}{1000} = \frac{1,1 \cdot \pi \cdot 1023 \cdot 10^6}{10^3} = 3533442.$$

$L_{km} = 3533442 \text{ km} > 3 \cdot 10^6 \text{ km}$ megkívánt élettartamnál, tehát a választott csapágy megfelelő.

2. A csapágyazás „O” beépítésű.



4.2. Ábra

Üzemi adatok: radiális terhelés $F_r = 36000 \text{ N}$ axiális terhelés $K_a = 2700 \text{ N}$ fordulatszám $n = 6 \text{ 1/sec}$.

A 30212A jelű csapágy tudná felvenni a jelölt K_a axiális terhelést, ezért ezt jelöljük I-es csapágnak, és a 32307A jelűt pedig II-esnek.
Radiális terhelések:

I. jelű csapágy	II. jelű csapágy
$F_{rI} = \frac{60}{122} \cdot 36000$	$F_{rII} = \frac{62}{122} \cdot 36000$
$F_{rI} = 17700 \text{ N}$	$F_{rII} = 18300 \text{ N}$

Katalógusból a csapágyak terhelési tényezői: $Y_I = 1,5$ és $Y_{II} = 1,9$.

Viszonyyszámok:

$$\frac{F_{rl}}{Y_I} = \frac{17700}{1,5} = 11800 \text{ N} ,$$

$$\frac{F_{rII}}{Y_{II}} = \frac{18300}{1,9} = 9630 \text{ N} .$$

Mivel

$$\frac{F_{rl}}{Y_I} > \frac{F_{rII}}{Y_{II}} \text{ és}$$

$$K_a > 0,5 \left(\frac{F_{rl}}{Y_I} - \frac{F_{rII}}{Y_{II}} \right) = 1085 \text{ N} ,$$

ezért a katalógus alapján (2.b eset) :

$$F_{al} = K_a + 0,5 \frac{F_{rII}}{Y_{II}} ,$$

$$F_{al} = 2700 + 0,5 \cdot 9630 = 7515 \text{ N} .$$

Terhelési tényezők meghatározása:

$$\frac{F_{al}}{F_{rl}} = \frac{7515}{17700} = 0,42 > e_I = 0,4 \text{ és} \quad F_{aII} = 0 \text{ esetén ,}$$

$$X_I = 0,4 \text{ katalógusból ,}$$

$$X_{II} = 1 ,$$

$$Y_I = 1,5 \text{ katalógusból ,}$$

$$Y_{II} = 0 .$$

Dinamikus egyenértékű terhelések:

$$F_I = X_I \cdot F_{rl} + Y_I \cdot F_{al} = 0,4 \cdot 17700 + 1,5 \cdot 7515 = 18350 \text{ N} ,$$

$$F_{II} = X_{II} \cdot F_{rII} = 1 \cdot 18300 = 18300 \text{ N} .$$

A csapágyak dinamikus terhelései katalógusból: $C_I = 96500 \text{ N}$ és $C_{II} = 95000 \text{ N}$.

A csapágyak élettartama:

$$L_I = \left(\frac{C_I}{F_I} \right)^{\frac{10}{3}} = \left(\frac{96500}{18350} \right)^{\frac{10}{3}} = 251 \text{ mill.ford.} ,$$

$$L_{lh} = \frac{251 \cdot 10^6}{6 \cdot 3600} = 11620 ,$$

$$L_{lh} = 11620 \text{ üő} .$$

$$L_{II} = \left(\frac{C_{II}}{F_{II}} \right)^{\frac{10}{3}} = \left(\frac{95000}{18300} \right)^{\frac{10}{3}} = 241 \text{ mill.ford} ,$$

$$L_{lth} = \frac{241 \cdot 10^6}{6 \cdot 3600} = 11157 ,$$

$$L_{lth} = 11157 \text{ üő} .$$

3. Mélyhornyú golyós csapágyat építenek be szakaszosan változó terhelés és fordulatszám esetén. Üzem program táblázata:

Terhelési szakasz	Ford.szám n [1/s]	Futási idő-tartam q [%]	Terhelések	
			F _r [N]	F _a [N]
1.	20	10	6500	2200
2.	12,5	30	4000	1800
3.	8	60	2100	100

Megkívtánt élettartam: $L_h = 30000 \text{ üő} .$

Üzemi tényező: $f_{ii} = 1,21 .$

Dinamikus alapterhelés: $C = 72000 \text{ N} .$

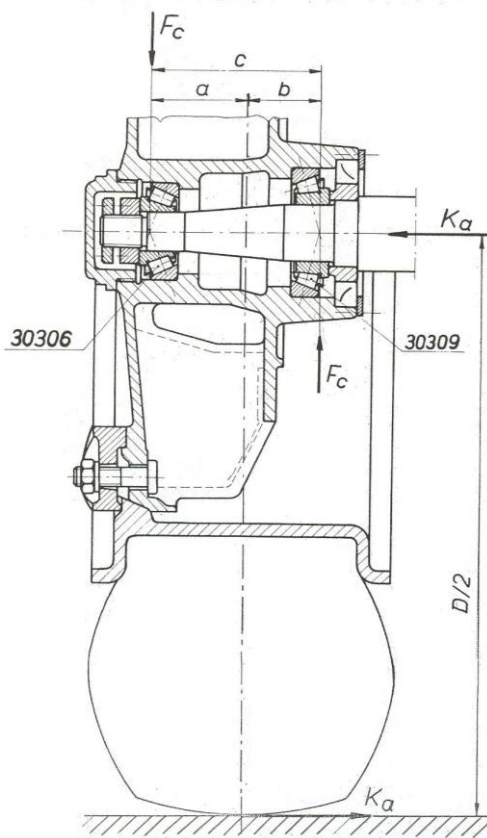
Mekkora a csapágy átlagos egyenértékű terhelése és a feltételezett 6313 jelű csapágy megfelelő-e?

Eredmények:

$F = 6600 \text{ N}$, $L = 1300 \text{ millió fordulat}$, $L_h = 34200 \text{ üő} ,$

A csapágy megfelelő.

4. Az ábrán látható gépkocsikerék ágyazását kúpörgős csapágyzással kell megoldani,



4.3. Ábra

Az alábbi adatok figyelembevételével:

Kerékterhelés (nyugalmi állapotban): $Q = 19000 \text{ N}$.

Futókerék névleges átmérője: $D = 1000 \text{ mm}$.

Tengelycsap átmérők: $d = 10; 45 \text{ mm}$.

Kerék és útburkolat közötti súrlódási tényező: $\mu = 0,5$.

Csapágyközéppontok helyzetét meghatározó méretek:
 $a = 80 \text{ mm}$, $b = 60 \text{ mm}$, $c = 140 \text{ mm}$.

Forgási tényező: $V = 1,2$.

A csapágyak „0” beépítésűek .

A gépjármű feltételezett menetprogramja:

Terh. szakasz	Futási idő q [%]	Kerületi sebesség v [m/s]	Fordulat-szám n [1/s]	üzemi din.tény. $f_{\bar{u}}$	menet jellege
1.	50	17,3	5,5	1,1	egyenes irányban jó úton
2.	48	14,1	4,5	1,3	egyenes irányban rossz úton
3.	2	6,3	2,0	1,4	forduló és rossz úton

Az ágyazást az alábbi csapággyakkal tervezzük megvalósítani:

<u>Külső csapágy: I</u>	<u>Belső csapágy: II</u>
30306	30309
$C = 48000$ N	$C = 91000$ N
$C_0 = 34000$ N	$C_0 = 72000$ N
$e = 0,31$	$e = 0,35$

Csapágyakra ható terhelések meghatározása:

1. Terhelési szakasz

Radiális terhelések:

$F_{rl} = Q \cdot \frac{b}{c} = \frac{19000 \cdot 60}{140}$ $F_{rl} = 8143 \text{ N}$	$F_{rII} = Q \cdot \frac{a}{c} = \frac{19000 \cdot 80}{140}$ $F_{rII} = 10857 \text{ N}$
---	--

Járulékos terhelések:

$e = 0,31$ $Y_I = 1,9$ $\frac{F_{rl}}{Y_I} = \frac{8143}{1,9} = 4286 \text{ N}$	$e = 0,35$ $Y_{II} = 1,7$ $\frac{F_{rII}}{Y_{II}} = \frac{10857}{1,7} = 6386 \text{ N}$
---	---

Mivel

$$\frac{F_{rl}}{Y_I} < \frac{F_{rII}}{Y_{II}},$$

ezért a *I.* jelű csapágyat terheli az F_a járulékos erő (fordított egyenlőtlenség esetén a *II.* jelű venné fel).

$$F_a = 0,5 \cdot \frac{F_{rII}}{Y_{II}} = 0,5 \cdot 6386,$$

$$F_a = 3193 \text{ N}.$$

A terhelési tényezők:

$F_a / F_{rl} > e$	$F_a / F_{rII} < e$
$X = 0,4$	$X = 1$
$Y = 1,9$	$Y = 0$

Egyenértékű terhelések:

$F_I = X \cdot V \cdot F_{rl} + YF_a$	$F_{II} = X \cdot V \cdot F_{rII} + YF_a$
$F_I = 0,4 \cdot 1,2 \cdot 8143 + 1,9 \cdot 3193$	$F_{II} = 1 \cdot 1,2 \cdot 10857$
$F_I = 3909 + 6067 = 9976 \text{ N}$	$F_{II} = 13028 \text{ N}$

Az üzemi dinamikus terhelés figyelembevételével az egyenértékű terhelések az 1. szakaszban:

$F_{I1} = f_{ü1} \cdot F_I = 1,1 \cdot 9976$	$F_{II1} = f_{ü1} \cdot F_{II} = 1,1 \cdot 13028$
$F_{I1} = 10974 \text{ N}$	$F_{II1} = 14330 \text{ N}$

2. Terhelési szakasz

A terhelési viszonyok megegyeznek az 1. szakaszéval, de a rosszabb útviszony miatt a dinamikus tényező nagyobb, emiatt a 2. szakasz egyenértékű terhelései:

$F_{I2} = f_{ü2} \cdot F_I = 1,3 \cdot 9976$ $F_{I2} = 12970 \text{ N}$	$F_{II2} = f_{ü2} \cdot F_{II} = 1,3 \cdot 13028$ $F_{II2} = 16940 \text{ N}$
---	---

3. Terhelési szakasz

A kanyarban fellépő centrifugális erő maximális értéke:

$$K_a = \mu \cdot Q = 0,5 \cdot 19000 = 9500 \text{ N} .$$

Egy-egy csapágyra eső radiális terhelés, mely a centrifugális erő hatása miatt ébred:

$$F_c = K_a \cdot \frac{D}{2 \cdot c} = 9500 \frac{1000}{2 \cdot 140} = 33930 \text{ N} .$$

A példa ábráján látható, hogy az F_c erő a külső csapágyat felülről lefelé, a belső csapágyat alulról felfelé terheli (jobb kanyarnál). Ennek figyelembevételével a 3. szakasz radiális terhelése:

$F_{rI3} = F_c - F_{rI1}$ $F_{rI3} = 33930 - 8143$ $F_{rI3} = 25787 \text{ N}$	$F_{rII3} = F_c - F_{rII1}$ $F_{rII3} = 33930 - 10857$ $F_{rII3} = 44787 \text{ N}$
--	---

A 3. szakaszban az egyenértékű terhelés meghatározásánál az axiális terhelést is figyelembe kell venni,

$\frac{F_{rI3}}{Y_I} = \frac{25787}{1,9} = 13572 \text{ N}$	$\frac{F_{rII3}}{Y_{II}} = \frac{44787}{1,7} = 26345 \text{ N}$
---	---

Mivel

$$\frac{F_{rI3}}{Y_I} < \frac{F_{rII3}}{Y_{II}} , \text{ és}$$

$$K_a = 9500 > 0,5 \cdot \left(\frac{F_{rII3}}{Y_{II}} - \frac{F_{rI3}}{Y_I} \right) = 0,5 \cdot (26345 - 13572) ,$$

$$9500 > 6387 ,$$

ezért az axiális és járulékos erőt a II. jelű csapággy veszi fel.

$$F_{aII3} = F_{aI3} + K_a \text{ ahol } F_{aI3} = \frac{0,5 \cdot F_{rI3}}{Y_I} ,$$

$$F_{aII3} = 9500 + \frac{0,5 \cdot 25787}{1,9} = 16286 \text{ N} .$$

Az egyenértékű terhelések meghatározása:

I. jelű csapágynál csak a radiális erőt kell figyelembe venni.	II. jelű csapágynál az axiális terhelést is meg kell vizsgálni.
	$\frac{F_{aII3}}{V \cdot F_{rII3}} = \frac{16286}{1,2 \cdot 44787} = 0,303 < e$
Ezért: $X = 1, Y = 0$	Tehát: $X = 1, Y = 0$
$F_I = X \cdot V \cdot F_{rI3} =$ $F_I = 1 \cdot 1,2 \cdot 25750$ $F_I = 30944 \text{ N}$	$F_{II} = X \cdot V \cdot F_{rII3} =$ $F_I = 1 \cdot 1,2 \cdot 44787$ $F_I = 53744 \text{ N}$

Az üzemi dinamikus tényező figyelembevételével a 3. szakasz egyenértékű terhelése:

$F_{I3} = f_{ü3} \cdot F_I = 1,4 \cdot 30944$ $F_{I3} = 43322 \text{ N}$	$F_{II3} = f_{ü3} \cdot F_{II} = 1,4 \cdot 53744$ $F_{II3} = 75242 \text{ N}$
---	--

Az átlagos egyenértékű terhelés kiszámításához az egyes időszakokban megtett fordulatok számát 100 secundum összidővel számítjuk ki.

$$N_1 = 100 \cdot q_1 \cdot n_1 = 100 \cdot 0,5 \cdot 5,5 = 275 \text{ fordulat} ,$$

$$N_2 = 100 \cdot q_2 \cdot n_2 = 100 \cdot 0,48 \cdot 4,5 = 216 \text{ fordulat} ,$$

$$N_3 = 100 \cdot q_3 \cdot n_3 = 100 \cdot 0,02 \cdot 2,0 = 4 \text{ fordulat} .$$

Az átlagos egyenértékű terhelés:

$$F = \sqrt[3]{\frac{F_1^3 \cdot N_1 + F_2^3 \cdot N_2 + F_3^3 \cdot N_3}{N}} \quad [\text{N}] .$$

I. jelű csapágó

Terh. szakasz	F_i [N]	N_i [ford]	F_i^3 [N ³]	$F_i^3 \cdot N_i$ [N ³ ·ford]
1.	10974	275	$1,32 \cdot 10^{12}$	$363 \cdot 10^{12}$
2.	12970	216	$2,18 \cdot 10^{12}$	$471 \cdot 10^{12}$
3.	43322	4	$81,3 \cdot 10^{12}$	$325 \cdot 10^{12}$

$$F_I = \sqrt[3]{\frac{1159 \cdot 10^{12}}{495}} = \sqrt[3]{2,34 \cdot 10^{12}} = 13280 \text{ N} .$$

II. jelű csapágy

Terh. szakasz	F_i [N]	N_i [ford]	F_i^3 [N ³]	$F_i^3 \cdot N_i$ [N ³ ·ford]
1.	14330	275	$2,94 \cdot 10^{12}$	$8,08 \cdot 10^{14}$
2.	16940	216	$4,86 \cdot 10^{12}$	$10,5 \cdot 10^{14}$
3.	75242	4	$426 \cdot 10^{12}$	$17,04 \cdot 10^{14}$

$$F_{II} = \sqrt[3]{\frac{3,559 \cdot 10^5}{495}} = \sqrt[3]{7,19 \cdot 10^{12}} = 1,93 \cdot 10^4 \text{ N} ,$$

$$F_{II} = 19300 \text{ N} .$$

A csapágyak névleges élettartama:

$L_I = \left(\frac{C_I}{F_I} \right)^{\frac{10}{3}}$ $L_I = \left(\frac{48000}{13280} \right)^{\frac{10}{3}}$ $L_I = 72,46 \text{ mill.ford}$	$L_{II} = \left(\frac{C_{II}}{F_{II}} \right)^{\frac{10}{3}}$ $L_{II} = \left(\frac{91000}{19300} \right)^{\frac{10}{3}}$ $L_{II} = 175 \text{ mill.ford}$
---	--

Az élettartam megtett kilométerekben:

$L_{kmI} = \frac{D \cdot \pi \cdot L_I}{1000}$ $L_{kmI} = \frac{1 \cdot \pi \cdot 72,46 \cdot 10^6}{10^3}$ $L_{kmI} = 228 \cdot 10^3 \text{ km}$	$L_{kmII} = \frac{D \cdot \pi \cdot L_{II}}{1000}$ $L_{kmII} = \frac{1 \cdot \pi \cdot 175 \cdot 10^6}{10}$ $L_{kmII} = 549 \cdot 10^3 \text{ km}$
--	--

Az I. jelű csapágy megfelelő, de a II. jelű túlméretezett. A legkedvezőtlenebb üzem a II. jelű csapágnál fordul elő, ezért ellenőrizni kell statikus terhelésre is (lásd 4.2 részben az 1. példát).

4.2. Statikus terhelésű csapágy kiválasztás és ellenőrzés

4.2.1. Gépjárműkerék csapagyazás (kúpgörgős) ellenőrzése.

1. Az 4.1.4 részben szereplő 4. példa II-es csapágya túlméretezett, de ezt terheli a legkedvezőtlenebb hatás, ezért statikus terhelésre is ellenőrizendő.

Statikus egyenértékű terhelés kúpgörgős csapágnál:

$$F_0 = 0,5 \cdot F_r + Y_0 \cdot F_a .$$

ahol:

$$F_r = F_{II3} = 44787 \text{ N} ,$$

$$F_a = F_{aII3} = 16286 \text{ N} ,$$

$$Y_0 = 0,9 ,$$

$$F_0 = 0,5 \cdot 44787 + 0,9 \cdot 16286 = 37051 \text{ N} .$$

Mivel $F_0 < F_r$, ezért a statikus egyenértékű terhelésnek az F_r -t kell venni.

$$F_0 = F_r = 44787 \text{ N} .$$

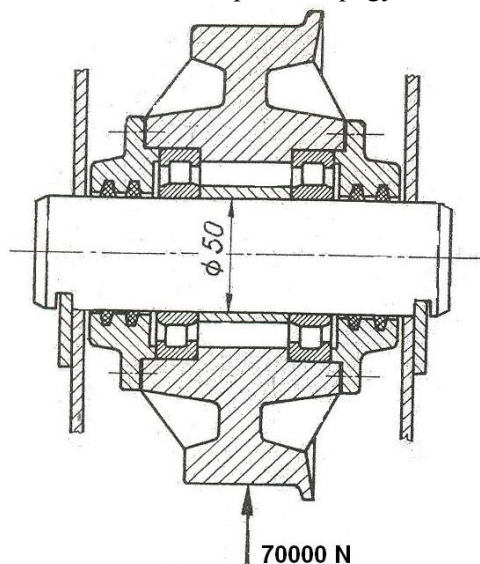
Statikus alapterhelése a II. csapágnak:

$$C_0 = s_0 \cdot F_0 , \text{ ahol } s_0 = 1,6 \text{ Gépszerkezettan III. 10.6 fejezetből}$$

$$C_0 = 1,6 \cdot 44787 = 71659 \text{ N} .$$

A katalógus szerint a kiválasztott csapágy $C_0 = 72000 \text{ N}$ statikus terhelhetőségű, tehát megfelelő.

2. Az ábrán látható rakodóhid futókerekét (NU) csapággal kell ágyazni. Üzemi adatok: Radiális terhelés: $F_r = 70000 \text{ N}$; Tengelyátmérő: $d = 50 \text{ mm}$; Beépített csapágyszám: $z = 2 \text{ db}$



4.4. Ábra

A szerkezet üzeméből adódik, hogy terhelt állapotban nagyon keveset fordul a csapágyszám, ezért nem kifaradásos, dinamikus terhelésre, hanem statikus terhelés alapján választunk ki csapágyszámot.

Statikus egyenértékű terhelés hengergörgős NU-s típusú csapágyszámra:

$$F_0 = F_r \text{ [N] ,}$$

Egy csapágyszámra jutó statikus egyenértékű terhelés:

$$F_{01} = \frac{F_0}{z} = \frac{70000}{2} = 35000 \text{ N .}$$

A statikus biztonsági tényező (tk. 10.6 fejezetből): $s_0 = 1,5$ (nagy terhelés, átlagos futáspontosság)

A szükséges statikus határterhelés:

$$C_0 = s_0 \cdot F_{01} = 1,5 \cdot 35000 = 52500 \text{ N .}$$

A választott csapágycatalógusból az NU 210-es jelű csapágyc:

$$C_0 = 64400 \text{ N}, d = 50 \text{ mm}, D = 90 \text{ mm}, B = 20 \text{ mm} .$$

3. Statikus üzetre beállógörgöscsapágycázást kell megvalósítania. Számítsa ki a csapágycázásnál a statikus egyenértékű terhelést, a statikus alapterhelést (határterhelést) és állapítsa meg, hogy megfelelő csapágycat választott-e ki!

Adatok: $F_r = 20000 \text{ N}$ (egy csapágycra), $F_a = 8000 \text{ N}$ (egy csapágycra), $d = 50 \text{ mm}$, $s_0 = 1,5$ (tk. 10.6 fejezetből)

Az üzemi adatokhoz catalógusból választott csapágyc:

Csapágyc jele: 22210, Statikus terhelési tényező: $Y_0 = 2,8$, furat átmérő: $d = 50 \text{ mm}$, külső átmérő: $D = 90 \text{ mm}$, csapágycszélesség: $B = 23 \text{ mm}$, statikus alapterhelés: $C_0 = 67000 \text{ N} .$

Beállógörgöscsapágycnál a statikus egyenértékű terhelés:

$$F_0 = F_r + Y_0 F_a = 20000 + 2,8 \cdot 8000 = 42400 \text{ N} .$$

Statikus alapterhelés:

$$C_0 = s_0 \cdot F_0 = 1,5 \cdot 42400 = 63600 \text{ N} .$$

A kiválasztott csapágyc statikus alapterhelése kisebb, mint a garantált, catalógusban megadott, így megfelelő a csapágyc.

4.3. Csapágycak kenése

4.3.1. Újrakelési idő

1. Határozza meg egy hengergörgöscsapágyc újrakelési idejét, ha a csapágyc $d = 50 \text{ mm}$ furatú, és $n = 33,3 \text{ 1/s}$ fordulátú.

A Gépszerkezettan II tankönyv 4. fejezetének 10. ábráját felhasználva a $33,3 \text{ 1/s}$ fordulátnál a $d = 50 \text{ mm}$ átmérőhöz tartozóg diagramvonalon adódóg pont a $k = 5$ tényező függőlegesére vetítve $t_{ii} = 2000$ üög újrakelési időt ad meg.

Gyakorló feladatok

1. Határozza meg a $d = 2,5$ mm, $n = 10$ 1/s kúpgörgős csapágyhoz az újrafenitési időt, $t_{ii} = ?$

Eredmény: 5000 üő .

4.3.2. Zsírmennyiség utánpótlásához

2. Zsírmennyiséget kell meghatározni a 4.1.1 fejezet 1. példájában szereplő 6311 jelű golyóscsapágy újrafenítéséhez!
 $D = 120$ mm, $B = 29$ mm.

A zsírmennyiség meghatározása:

$$G = 0,005 \cdot D \cdot B = 0,005 \cdot 120 \cdot 29 \text{ ,}$$

$$G = 17,4 \text{ g .}$$

3. Határozza meg egy kúpgörgős csapágy újrafenitési zsírmennyiségét, ha $d = 25$ mm, $D = 62$ mm, $n = 10$ 1/s.

Eredmény:

$$G = 7,75 \text{ g} \sim 8 \text{ g .}$$

5. Rugók

1. Egy csavarásra terhelt egyenes torziós rugónál:

$$T_{\max} = 800 \text{ Nm} ,$$

$$\varphi_{\max} = 23^\circ ,$$

$$\tau_{\text{csmeg}} = 300 \text{ N/mm}^2 ,$$

$$G = 8 \cdot 10^4 \text{ N/mm}^2 .$$

Határozza meg a torziós rugó méreteit, ha a rugó:

a) kör

b) körgyűrű keresztmetszetű, és $D/d = 0,6$

a.) Megoldása:

$$\tau = \frac{T}{K_p} = \frac{T}{D^3 \cdot \pi} \cdot 16 ,$$

$$D = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T}{\tau_{\text{csmeg}} \cdot \pi}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 800 \cdot 10^3}{300 \cdot \pi}} = 23.86 \cong 24 \text{ mm} ,$$

$$\varphi = \frac{T \cdot l}{I_p \cdot G} ,$$

$$\varphi = \frac{T \cdot l \cdot 32}{D^4 \cdot \pi \cdot G} \Rightarrow l = \frac{D^4 \cdot \pi \cdot G \cdot \varphi}{32 \cdot T} = \frac{24^4 \cdot \pi \cdot 80000 \cdot 0,4}{32 \cdot 800000} = 1302,88 .$$

b.) Megoldása:

$$I_p = \frac{(D^4 - d^4) \cdot \pi}{32} = \frac{(D^4 - 0,6^4 \cdot D^4) \cdot \pi}{32} = 0,8704 \cdot \frac{D^4 \cdot \pi}{32} ,$$

$$K_p = 0,8704 \cdot \frac{D^3 \cdot \pi}{16} ,$$

$$D = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T}{\tau_{meg} \cdot \pi \cdot 0,8704}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 800 \cdot 10^3}{300 \cdot \pi \cdot 0,8704}} = 24,98 \approx 25 \text{ mm} ,$$

$$l = \frac{0,8704 \cdot D^4 \cdot \pi \cdot G \cdot \varphi}{32 \cdot T} = \frac{0,8704 \cdot 25^4 \cdot \pi \cdot 8 \cdot 10^4 \cdot 0,4}{32 \cdot 8 \cdot 10^5} =$$

$$= 1335,2 \text{ mm} .$$

Gyakorló feladatok

1. Lemezes biztonsági tengelykapcsolónál a kapcsolóerő $F = 4500 \text{ N}$.

Az összeszorításra 9 darab csavarrugót használunk, amelynek méretei:

$$D = 24 \text{ mm} , d = 4 \text{ mm} , n_m = 7 ,$$

$$\text{a rugó anyagára } E = 550 \text{ N/mm}^2 , G = 7,5 \cdot 10^4 \text{ N/mm}^2 .$$

Ellenőrizze a rugót, ha

a minimális összeszorító erő: $F_{min} = 3500 \text{ N}$.

6. Csővezetékek és tartályok

1. Számítsa ki a belső túlnyomással terhelt tartály falvastagsági méreteit, ha:

$$\begin{aligned}D_k &= 1200 \text{ mm} , \\ \text{anyaga KL3 } [R_{eH} &= 280 \text{ N/mm}^2] ! \\ c &= 0,7 \text{ köpenyre} , \\ c &= 1 \text{ edényfenékre} , \\ \beta &= 2 , \\ p_t &= 1,6 \text{ MPa} , \\ n &= 1,5 .\end{aligned}$$

A köpenylemez vastagsága a kazánképlet felhasználásával és a c járulék figyelembe vételével:

$$s = \frac{D_k \cdot p_t}{2 \cdot R_{eH} \cdot n} = \frac{1200 \cdot 1,6}{2 \cdot 280 \cdot 1,5} = 5,14 \text{ mm} ,$$

tehát a szükséges lemezzvastagság $s = 6 \text{ mm}$

A fenéklemesz vastagsága:

$$s_{\text{fenék}} = \frac{D_k \cdot p_t \cdot \beta}{R_{eH} \cdot n} + c = \frac{1200 \cdot 1,6 \cdot 2}{280 \cdot 1,5} + 1 = 21,57 \text{ mm} ,$$

tehát a szükséges lemezzvastagság $s = 22 \text{ mm}$.

Gyakorló feladatok

1. Határozza meg egy tartály köpenyének falvastagságát az alábbi adatok mellett:
 $D_b = 1200 \text{ mm} ,$
 $t = 120 \text{ }^\circ\text{C} ,$
 $\nu = 0,85 ,$
 $p_t = 2 \text{ MPa} ,$
 $K = 210 \text{ N/mm}^2 ,$
 $n = 1,5 ,$
 $c = 1 \text{ mm} .$

2. Egy kazán méretei és adatai :

$$D_k = 1000 \text{ mm} ,$$

$$p_t = 2,4 \text{ MPa} ,$$

$$\nu = 0,8 ,$$

$$R_{eH} = 324 \text{ MPa} ,$$

$$n = 1,8 ,$$

$$\beta = 2 .$$

Számítsa ki az edényfenék szükséges vastagságát és ellenőrizze a palásthhoz tartozó hegesztést, ha a varratban a megengedett feszültség

$$\tau_{meg} = 130 \text{ MPa} . .$$

3. Mekkora falvastagságú mélydomborítású edényfenék szükséges egy tartályhoz, az alábbi adatok mellett:

$$D_k = 600 \text{ mm} ,$$

$$t = 250 \text{ } ^\circ\text{C} ,$$

$$\text{a varrat jósági foka: } 0,7 ,$$

$$\text{a biztonsági tényező: } 1,8 ,$$

$$\text{alaktényező: } 2 ,$$

$$p_t = 2 \text{ MPa} ,$$

$$K = 260 \text{ N/mm}^2 ,$$

$$c = 2 \text{ mm} .$$

7. Ellenőrző kérdések

1. A gépalkatrészek méretezésének legfontosabb alapelvei.
2. A megengedhető feszültségek.
3. A szerkezetek határfeszültségei.
4. A nyugvó terhelés megengedhető feszültségei és biztonsági tényezői.
5. Az alkatrészek fáradási jelensége.
6. Terhelési csoportok jellemzése.
7. Kifáradási határt befolyásoló tényezők.
8. K_t ; K_f ; q összefüggései.
9. Smith diagramm.
10. Biztonsági tényező meghatározása Smith diagramm alapján.
11. A biztonsági tényező számszerű értékei.
12. A csavarvonal származtatása.
13. Mi a menetemelkedés?
14. A csavarmeneteken keletkező erőhatások.
15. Mi az önzárás?
16. Az orsó mozgatásához szükséges nyomaték
17. A csavarkulcon kifejtendő nyomaték
18. Csavarkötések méretezése húzásra, nyugvó terhelés esetén (tisztá húzás, összetett igénybevétel, szorosan meghúzott csavarkötés, előfeszítés utáni terhelés)
19. A csavarkötés erőhatás ábrája
20. Mi a rugómerevség?
21. Mi az eredő rugómerevség?
22. A tényleges előfeszítés és a kritikus előfeszítés kapcsolata.
23. A többletterhelés csökkentésének módjai
24. Nyíró igénybevételű csavarkötés
25. A feszültségtorlódások és azok csökkentési módjai
26. Az ENSAT betét és a Heli-Coil betét
27. Differenciálmenet
28. A mozgóorsó méretezésének alapjai
29. A menet felületi nyomása
30. Csapszegek típusai
31. Csapszegek méretezésének alapelvei
32. Szegek típusai
33. A keresztaszag méretezése

34. A biztosítószeget méretezése
35. Rögzítő elemek
36. Ékek típusai
37. Ékek méretezésének alapelvei
38. Reteszek típusai
39. Reteszek méretezésének módjai
40. A bordáskötés méretezése
41. Szegecskötés méretezése
42. A forrasztott kötés méretezésének alapjai.
43. A forrasztott kötések csoportosítása.
44. A forrasztási eljárások csoportosítása.
45. Sorolja fel a forrasztó anyagokat!
46. A ragasztott kötés méretezésének alapjai.
47. A ragasztott kötések csoportosítása.
48. A ragasztás csoportosítása.
49. Sorolja fel a ragasztó anyagokat!
50. Szilárd illesztésű kötés létrehozásának a módjai.
51. A szükséges felületi nyomás értelmezése.
52. A minimális és a gyártási fedés.
53. Szilárd illesztésű kötésben kialakuló feszültségek.
54. A redukált feszültség meghatározása.
55. A megengedett feszültségek értelmezése szilárd illesztésű kötésekben.
56. Szegecskötések létrehozásának a módjai.
57. Ragasztás kötészilárdsága (nedvesítő hatás).
58. Szegecs kötések kialakításának szempontjai.
59. Hegesztés csoportosítása.
60. A gátlástényező értelmezése.
61. Neumann-féle biztonsági terület alapján történő méretezés.
62. Hegesztési varratok csoportosítása.
63. Hegesztett kötések fajtái.
64. A hegesztett kötések kialakításának szempontjai.
65. A hegesztett kötésekben ébredő feszültségek.
66. A hegesztett kötés méretezése nyugvó terhelésre.
67. A hegesztett kötés méretezése kifáradásra.
68. A hegesztett kötések feszültséggyűjtő hatása, csökkentésének módja.
69. A ponthegeztett kötés méretezése.

70. Kombinált hegesztett kötés értelmezése és méretezése.
71. Tengelyek rendeltetés szerinti csoportosítása.
72. Ismertesse a hajlékony tengelyeket!
73. A tengelyméretezés elve.
74. Statikus hajlító igénybevétellel terhelt tengelyek méretezése.
75. Statikus csavaró igénybevétellel terhelt tengelyek méretezése.
76. Statikus húzó igénybevétellel terhelt tengelyek méretezése.
77. Statikus nyíró igénybevétellel terhelt tengelyek méretezése.
78. Ismertesse a kifáradásra történő méretezés menetét!
79. Egyidejű hajlítással és csavarással terhelt tengelyek méretezése.
80. Tengelyek kritikus fordulatszám.
81. Mi a gördülőcsapágy feladata?
82. Sorolja fel a gördülőcsapágyak előnyös és kevésbé jó tulajdonságait!
83. Milyen fajta csapágyakat ismer terhelhetőségük, gördülő elemeik és szerkezetük szerint?
84. Melyik csapágy tud radiális és axiális terhelést egyszerre felvenni?
85. Kúpgörgős csapágy rajza.
86. Hengergörgős csapágy rajza.
87. Mélyhornyú golyós csapágy rajza.
88. Tárcsás golyóscsapágy csapágy rajza.
89. Hogyan kell illeszteni a csapágy belső gyűrűjét a tengelyhez?
90. Hogyan számítható ki egy mélyhornyú golyóscsapágy élettartama millió fordulatban?
91. Hasonlítsa össze a dinamikus- és statikus terhelésű csapágyak élettartam meghatározását!
92. Melyik fajta csapágyat kell párosával, tükörképién beépíteni?
93. Miért kell kenni a gördülőcsapágyakat?
94. A csapágyaknál használatos kenőzsírok alapolaja ásványolaj vagy szintetikus olaj?
95. A kenőzsírok mely tulajdonságai javíthatók adalékanyagokkal?

96. Kell-e utánkenésről gondoskodni zsírkenésnél?
97. Olaj- vagy zsírkenés gyakoribb-e gördülőcsapágyaknál?
98. Sorolja fel az olajkenési módokat!
99. Mi befolyásolja a kenőolaj kiválasztását?
100. Milyen tömítés alkalmazható nagy hőmérsékletnél, nagy fordulatszámnál olajkenés esetén?
101. Mi a feladata a csapágybeépítésnél alkalmazott tömítéseknek?
102. Sorolja fel a leggyakrabban alkalmazott tömítés típusokat!
103. Milyen eszközök és berendezések szükségesek csapágy be- és kiszereléséhez?
104. Befolyásolják-e a csapágy működését a csatlakozó alkatrészek kialakításai, pl. lekerékítés, letörés, beszúrás, olajvezető furatok, stb.?
105. Lehet-e egyszerre külső- és belső csapágy-gyűrűt szerelni?
106. Milyen szerelési módot választana nagy átmérőjű, szilárd illesztésű csapágy szereléséhez?
107. Hogyan ellenőrizhető a csapágybeszerelés helyessége?
108. Mire szolgálnak a csapágyazott tengelyen kialakított hornyok és furatrendszerek?
109. Melegítéses csapágyszerelésnél használhat-e nyílt lángot?
110. Rajzoljon golyós csapágyakat, gyűrűs és tárcsás kivitelűt!
111. Rajzoljon csapágy felerősítést tengelyvégre, hornyos csapágyanyával!
112. Rajzoljon tengelyvégnél beépített csapágyat, rögzítő elemmel, tömítéssel, fedéllel!
113. Rajzoljon réstömítéses golyóscsapágy beépítést!
114. Rajzoljon görgős csapágyakat, gyűrűs és tárcsás kivitelűt
115. Nevezze meg a siklócsapágy részeit!
116. Mivel lehet csökkenteni az elmozduló felületeken ébredő súrlódást?
117. Milyen kedvező tulajdonságai vannak a siklócsapágyaknak?
118. Milyen kevésbé jó tulajdonságai vannak a siklócsapágyaknak?
119. Milyen fajta súrlódással üzemel jól a siklócsapágy?
120. Mi szükséges a hidrodinamikai erők keletkezéséhez siklócsapágyakban?
121. Milyen kenőanyagokat használnak siklócsapágyakban?

122. Radiális siklócsapágnál milyen felülettel határozható meg a fellépő palástnyomás?
123. Mekkora legyen legalább a minimális résméret (h_0)?
124. Axiális csapágnál milyen felületre hat a terhelés? Ábrával is szemléltesse!
125. Sorolja fel a persely- és bélésanyagokkal szemben támasztott követelményeket!
126. Milyen ötvözetek használatosak siklócsapágyként?
127. Milyen kivitelű perselyek vannak? Rajzban is szemléltesse!
128. Mi jellemző a citromcsapágyra? Ábra szükséges!
129. Milyen irányú terhelésű a hordozó-, ill. támasztó csapágy? (Ábrák segítségével magyarázza el!)
130. Hány féle kenőgyűrűt ismer?
131. Sorolja fel az osztott kivitelű csapágy előnyeit!
132. Mi különbség a hidrodinamikus és a hidrosztatikus csapágy között?
133. Mi a fajlagos csapágyterhelés?
134. Rajzolja le és magyarázza el a Stribeck diagramot!
135. A rugó szerepe a gépszerkezetekben.
136. A gépészeti gyakorlatban használt rugók igénybevétel szerint.
137. A különböző rugó karakterisztikák.
138. Ismertesse a gyűrűs rugókat!
139. A lemezes laprugók ismertetése.
140. Példa a laprugók megtámasztására.
141. Jellemezze a tányérrugókat!
142. Jellemezze a csavart rúdugót!
143. Ismertesse a csavarrugókat és alkalmazásukat!
144. Ismertesse a gumirugókat és alkalmazásukat!
145. Mikor beszélünk vastagfalú csőről?
146. Vékonyfalú csövek falvastagságának meghatározási módjai.
147. Vastagfalú csövek falvastagságának meghatározása.
148. Edényfenék kialakítások.
149. Tartályok feladat szerinti csoportosítása.
150. Hengeres öv, vagy köpeny falvastagságának meghatározása.
151. Tartályfenék falvastagságának meghatározása.

GÉPSZERKEZETTAN III

8. Tengelykapcsolók

8.1. Merev tengelykapcsolók

8.1.1. Tokos tengelykapcsoló

1. Tokos tengelykapcsolóval kötünk össze két tengelyt. A tengelyek anyaga acél, amelyre $\tau_t = 380$ MPa, és a tok öntöttvas, amelyre $\tau_{cső} = 120$ MPa a megengedett csavaró feszültség. A tengelyek átmérője $d_t = 25$ mm. Mekkora az átvihető nyomaték és a tok geometriai méretei?

Az átvihető nyomaték:

$$\begin{aligned} T &= K_p \cdot \tau_t = \frac{d_t^3 \cdot \pi}{16} \cdot \tau_t = \\ &= \frac{25^3 \pi}{16} \cdot 380 = 1165234 \text{ Nmm} , \\ T &\cong 1165 \text{ Nm} . \end{aligned}$$

Az öntöttvas agy falvastagsága a gyengítések figyelembevételével:

$$v = 0,35 \cdot d_t = 8,75 \text{ mm} .$$

A tok (cső) külső átmérője:

$$\begin{aligned} D &= d_t + 2 \cdot v = 25 + 2 \cdot 8,75 = 42,5 \text{ mm} , \\ D &= 44 \text{ mm} . \end{aligned}$$

A tok hossza:

$$l = 3 \cdot d_t = 3 \cdot 25 = 75 \text{ mm} .$$

Gyakorló feladatok

1. Számítsa ki egy tokos tengelykapcsoló átvihető nyomatékát, az acéltok elméleti falvastagságát, külső átmérőjét és hosszát, ha:

$$d_t = 30 \text{ mm} , \quad \tau_{meg} = 320 \text{ N/mm}^2 .$$

Eredmények:

$$\begin{aligned} T &= 1695,6 \text{ Nm} , & v &= 8,1 \text{ mm (8 mm)} , \\ D &= 46 \text{ mm} , & l &= 60 \text{ mm} . \end{aligned}$$

2. Mekkora mértékadó nyomatékú az a tokos tengelykapcsoló, mely 35 mm átmérőjű tengelyeket kapcsol össze és a tengelyek anyagának megengedett csavarófeszültsége 380 N/mm^2 ? Számítsa ki az öntöttvas tok minimális geometriai méreteit is!

Eredmények:

$$\begin{aligned} T_m &= 3200 \text{ Nm} , & v &= 10,5 \text{ mm} , \\ D &= 56 \text{ mm} , & l &= 87,5 \text{ mm} . \end{aligned}$$

8.1.2. Héjas tengelykapcsoló

1. Héjas tengelykapcsoló szorítócsavarjainak terhelését kell meghatározni, ha a csavarok száma $i = 4$ db, a tengelyátmérő $d_t = 50 \text{ mm}$, mértékadó átvindó nyomaték $T = 320 \text{ Nm}$ és a súrlódási tényező $\mu = 0,15 \dots 0,25$.

A kerületi erő:

$$F = \frac{2 \cdot T}{d_t} = \frac{2 \cdot 320000}{50} = 12800 \text{ N} .$$

A héjakat összeszorító erő:

$$F_N = \frac{F}{\mu \cdot \pi} = \frac{12800}{0,2 \cdot \pi} = 20382 \text{ N} .$$

Egy csavart terhelő erő:

$$F_{cs} = \frac{F_N}{i} = \frac{20382}{4} \cong 5096 \text{ N} .$$

Gyakorló feladatok

1. Egy héjas tengelykapcsoló 500 Nm mértékadó nyomatékú. Az összekapcsolt tengelyek átmérője 50 mm és a súrlódási tényező 0,24. Az öntöttvas kapcsolófeleket páros számú csavar fogja össze. Számítsa ki az összefogó csavarok összterhelését és a csavarok mennyiségét, ha egy csavart legfeljebb 6 kN erő terhelhet!

Eredmények:

$$F_N = 26539 \text{ N}, \quad i = 6 \text{ db}.$$

2. Határozza meg egy héjas tengelykapcsoló átvíendő és mértékadó nyomatékait!

Adatok:

$$d_t = 60 \text{ mm}, \quad l = 100 \text{ mm},$$

$$p = 7 \text{ N/mm}^2, \quad \mu = 0,2.$$

Eredmények:

$$T = 791280 \text{ Nmm}, \quad T_m = 800 \text{ Nm}.$$

8.1.3. Tárcsás tengelykapcsoló

1. Egy centrifugálszivattyút és egy $P = 15 \text{ kW}$ teljesítményű és $n = 24 \text{ 1/s}$ fordulatszámú elektromotort merev tárcsás tengelykapcsolóval kapcsolunk össze. A csavarok száma $z = 4 \text{ db}$. A súrlódó felületek közepes átmérője megegyezik a csavarok lyukkörének átmérőjével $d_{köz} = d_{lyuk} = 85 \text{ mm}$. Méretezze ill. ellenőrizze az összefogó csavarok méreteit, ha a két tárcsa között a nyomatékot:

a, a csavarok kellő meghúzásával ébredő súrlódóerővel (erőzáró kapcsolat)

b, illesztett szárú csavarokkal (alakzáró kapcsolat) visszük át.

a, Súrlódásos nyomatékvitel esetén, amikor a tárcsák homlokfelületén ébredő súrlódás viszi át a nyomatékot, a csavarokat húzásra méretezzük.

Határozzuk meg először a mértékadó nyomatékot, majd a csavarok húzóterhelését, ha $c_d = 1,2$

$$T'_m = \frac{P}{2 \cdot \pi \cdot n} \cdot c_d = \frac{15000}{2 \cdot \pi \cdot 24} \cdot 1,2 = 119,36 \text{ Nm} .$$

A mértékadó nyomaték táblázatból: $T_m = 125 \text{ Nm}$.

A tárcsafeleket összeszorító erő $\mu = 0,15$ esetén:

$$F_a = \frac{2 \cdot T_m}{\mu \cdot d_{köz}} = \frac{2 \cdot 125}{0,15 \cdot 0,085} = 19607,8 \text{ N} .$$

Egy csavarra jutó húzóterhelés:

$$F_{a1} = \frac{F_a}{z} = \frac{19607,8}{4} = 4901,9 \text{ N} .$$

Határozzuk meg a csavar méretét szorosan meghúzott csavarkötés esetén:

$$\text{Anyag minőség 5.6} \Rightarrow \sigma_{meg} = \frac{R_{eH}}{2} = \frac{300}{2} = 150 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} ,$$

$$d_{03} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{a1}}{\varphi \cdot \pi \cdot \sigma_{meg}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 4901,9}{1 \cdot \pi \cdot 150}} = 6,45 \text{ mm} ,$$

$$d_3 = \frac{d_{03} + 6}{1,1} = \frac{6,45 + 6}{1,1} = 11,31 \text{ mm} \Rightarrow$$

szabványos menet M14x2 ($d_3 = 11,54 \text{ mm}$) .

b, Ellenőrizzük alakzáró nyomatékvitel esetén az M 10-es illesztőcsavart 5.6 anyagminőséggel. A csavar illesztett átmérője $D = 11 \text{ mm}$.

A kerületi erő:

$$F_t = \frac{2 \cdot T_m}{d_{lyuk}} = \frac{2 \cdot 125}{0,085} = 2941,1 \text{ N} .$$

Az egy csavarra jutó terhelés:

$$F_{t1} = \frac{F_t}{z} = \frac{2941,1}{4} = 735,3 \text{ N} .$$

A keletkező nyírófeszültség:

$$\tau = \frac{4 \cdot 4 \cdot F_{t1}}{3 \cdot D^2 \cdot \pi} = \frac{4 \cdot 4 \cdot 735,3}{3 \cdot 11^2 \cdot \pi} = 10,31 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} < \tau_{meg} = 100 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} .$$

Gyakorló feladatok

1. Számítsa ki egy merev tárcsás, erőzáró kivitelű tengelykapcsoló mértékadó nyomatékát, az egy csavarra jutó húzóterhelést és a csavarban ébredő feszültséget, ha:

$$P = 15 \text{ kW} , \quad n = 24 \frac{1}{\text{sec}} , \quad c_d = 1,2 ,$$

$$z = 4 \text{ db} , \quad d_{köz} = d_{lyuk} = 100 \text{ mm} ,$$

$$d_3 = 6,47 \text{ mm (M8)} , \quad \mu = 0,2 ,$$

$$\sigma_{meg} = 150 \text{ N/mm}^2 .$$

Eredmények:

$$T_m = 125 \text{ Nm} , \quad F_{a1} = 3125 \text{ N} ,$$

$$\sigma = 95,1 \text{ N/mm}^2 .$$

2. Az előző példában szereplő adatokat is felhasználva számítsa ki alakzáró kivitel esetén a tárcsás tengelykapcsoló egy csavarra jutó terhelését és a csavarban keletkező nyírófeszültségét! ($D = 9 \text{ mm}$, $\tau_{meg} = 100 \text{ N/mm}^2$)

Eredmények:

$$F_{t1} = 625 \text{ N} , \quad \tau = 13,1 \text{ N/mm}^2 .$$

3. Határozza meg egy merevtárcsás (alakzáró) tengelykapcsoló mértékadó nyomatékát és az előfeszített, szorosan meghúzott csavarok szükséges magátmérőjét!

$$P = 20 \text{ kW}, \quad n = 24 \frac{1}{s}, \quad z = 4 \text{ db}, \quad d_k = d_{ly} = 80 \text{ mm},$$

$$\mu = 0,15, \quad \sigma_{meg} = 180 \text{ N/mm}^2.$$

Eredmények:

$$T_m = 160 \text{ Nm} \quad (\text{A Gépszerkezettan III jegyzet, 1.1 táblázata alapján}),$$

$$d_{03} = 6,868 \text{ mm}, \quad d_3 = 11,69 \text{ mm}.$$

8.2. Mozgó tengelykapcsolók

8.2.1. Körmös tengelykapcsoló

1. Egy körmös tengelykapcsoló köt össze $d = 50 \text{ mm}$ átmérőjű tengelyeket. Átviendő nyomaték $T = 1000 \text{ Nm}$, a köröm külső átmérője $D = 140 \text{ mm}$, a körömök száma $z = 3 \text{ db}$. A köröm mélysége $h = 30 \text{ mm}$. Üzemviszonyok alapján $c_d = 1,8$. A körömök anyaga öntöttvas, így $\sigma_{meg} = 20 \text{ MPa}$. Ellenőrizni kell a körmőket (fogakat) hajlításra.

a) A köröm méreteinek meghatározása:

$$D_1 = \frac{D}{2} = \frac{140}{2} = 70 \text{ mm},$$

$$D_{köz} = \frac{D + D_1}{2} = \frac{140 + 70}{2} = 105 \text{ mm},$$

$$a = \frac{D_{köz} \cdot \pi}{2 \cdot z} = \frac{105 \cdot \pi}{2 \cdot 3} = 54,95 \text{ mm} \approx 55 \text{ mm},$$

$$b = \frac{D - D_1}{2} = \frac{140 - 70}{2} = \frac{70}{2} = 35 \text{ mm}.$$

b) Egy körömsre eső kerületi erő:

$$F_{ker} = \frac{2 \cdot T}{D_{köz} \cdot \psi \cdot z}; \quad \psi = 0,75 \text{ felvételével},$$

$$F_{\text{ker}} = \frac{2 \cdot 1000000}{105 \cdot 0,75 \cdot 3} \cong 8466 \text{ N} .$$

c) Hajlítás a fogtónél:

$$\sigma_{\text{hajl}} = \frac{F_{\text{ker}} \cdot h}{K} , \quad \text{ahol } K = \frac{a^2 b}{6} .$$

$$\sigma_{\text{hajl}} = \frac{8466 \cdot 30 \cdot 6}{55^2 \cdot 35} = 14,39 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} < \sigma_{\text{meg}} ,$$

tehát a körmök elviselik az igénybevételt.

2. Körmos tengelykapcsoló 60 mm-es tengelyeket köt össze. Az átvíendő nyomaték 1400 Nm. Számítsa ki a körmos geometriai méreteit, ha: $D_{\text{köz}} = 120 \text{ mm}$, $z = 3$.

Eredmények:

$$D_1 = 80 \text{ mm} , \quad D = 160 \text{ mm} ,$$

$$a = 62,8 \text{ mm} , \quad b = 40 \text{ mm} .$$

3. Mekkora nyomaték vihető át az előző példában szereplő geometriai méretekkel rendelkező körmos tengelykapcsolóval, ha:

$$\sigma_{\text{hajl}} = 20 \text{ N/mm}^2 , \quad \psi = 0,8 ,$$

$$h = 40 \text{ mm} , \quad z = 3 \text{ db} .$$

Eredmény:

$$T = 1656 \text{ Nm} .$$

8.3. Rugalmas tengelykapcsolók

8.3.1. Bibby-féle tengelykapcsoló

1. Lökésszerű igénybevételekkel terhelt tengelyeket Bibby tengelykapcsolóval kötnék össze. A tengelykapcsoló mértékadó, átvíendő nyomatéka $T = 3200 \text{ Nm}$. A szerkezetben két sorban, 4-4db rugószalag van szegmensenként elhelyezve. Összesen 16 rugószegmensű a tengelykapcsoló. A rugólemez szelvénymére-

te: $a = 2 \text{ mm}$, $b = 10 \text{ mm}$. A rugóbeépítés középátmérője $d_k = 300 \text{ mm}$, $l = 30 \text{ mm}$. A megengedett hajlítófeszültség a rugóban: $\sigma_{meg} = 500 \text{ N/mm}^2$. A rugók hajlítófeszültségét és deformációját kell meghatározni.

A hajlítófeszültség meghatározása.

Egy rugószálla eső kerületi erő:

$$F_1 = \frac{2 \cdot T}{d_k \cdot z} = \frac{2 \cdot 3200 \cdot 10^3}{300 \cdot 2 \cdot 4 \cdot 16} = 166,6 \approx 167 \text{ N} ,$$

ahol z a fogak száma.

A hajlítófeszültség a rugószállban:

$$\sigma_{hajl} = \frac{T}{K} = \frac{F_1 \cdot l}{2} \cdot \frac{6}{a^2 \cdot b} = \frac{167 \cdot 30 \cdot 6}{2 \cdot 2^2 \cdot 10} =$$

$$= 375,75 \approx 376 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} < \sigma_{meg} ,$$

tehát a rugó kibírja a hajlítást.

A rugók lehajlása:

$$f = \frac{F \cdot l^3}{12 \cdot I \cdot E} , \quad E = 2,1 \cdot 10^5 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} ,$$

$$f = \frac{F \cdot l^3}{12 \cdot \frac{a^3 \cdot b}{12} \cdot E} = \frac{F \cdot l^3}{a^3 \cdot b \cdot E} = \frac{167 \cdot 30^3}{2^3 \cdot 10 \cdot 2,1 \cdot 10^5} = 0,268 \text{ mm} .$$

2. Határozza meg egy Bibby-féle tengelykapcsoló átvihető-, mértékadó nyomatékát és a rugók alakváltozását (lehajlását)! A szerkezetben 2 sorban 4-4 db hajlított lapos rugószalag (szegmens) van elhelyezve. A szegmensek száma 18 db. A lemezugó szelvénye $a \times b = 4 \times 9,5$. A rugóbeépítés átmérője $d_k = 370 \text{ mm}$. A megengedett hajlítófeszültség a rugóban $\sigma_{meg} = 500 \text{ N/mm}^2$. A rugók terhelési távolsága $l = 44 \text{ mm}$.

Egy rugószegmensre ható kerületi erő számítása:

$$\sigma_{meg} = \frac{T_1}{K} ,$$

ahol:

$$T_1 = \frac{F_1 \cdot l}{2} , \quad K = \frac{a^2 b}{6} ,$$

$$\sigma_{meg} = \frac{F_1 \cdot l}{2} \cdot \frac{6}{a^2 b} ,$$

$$F_1 = \frac{2}{6} \cdot \sigma_{meg} \cdot \frac{a^2 b}{l} = \frac{2}{6} \cdot 500 \cdot \frac{4^2 \cdot 9,5}{44} ,$$

$$F_1 \cong 576 \text{ N} .$$

Átvihető nyomaték meghatározása:

$$T = F_1 \cdot \frac{d_k}{2} \cdot z , \quad \text{ahol } z = 2 \cdot 4 \cdot 18 = 144 \text{ db} ,$$

$$T = 576 \cdot \frac{370}{2} \cdot 144 = 15344640 \text{ Nmm} ,$$

$$T \approx 15345 \text{ Nm} .$$

A mértékadó nyomaték (1.1 táblázatból):

$$T_m = 16000 \text{ Nm} .$$

A rugók lehajlása:

$$f = \frac{F_1 \cdot l^3}{12 \cdot I \cdot E} , \quad \text{ahol } E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ N/mm}^2 , \text{ és } I = \frac{a^3 \cdot b}{12} ,$$

$$\begin{aligned} f &= \frac{F_1 \cdot l^3}{12 \cdot \frac{a^3 b}{12} \cdot E} = \frac{576 \cdot 44^3}{4^3 \cdot 9,5 \cdot 2,1 \cdot 10^5} = \\ &= \frac{576 \cdot 85184}{1276,8 \cdot 10^5} = \frac{4,9065984 \cdot 10^7}{1,2768 \cdot 10^8} = \frac{4,9065984}{12,768} = 0,384 \text{ mm} . \end{aligned}$$

8.3.2. Gumidugós tengelykapcsoló

1. Egy aprítógépet gumidugós tengelykapcsoló közbeiktatásával villanymotorral hajtanak meg. $P = 10 \text{ kW} = 10000 \text{ W}$; $n = 24 \text{ 1/s}$. A gumidugó geometriai adatai:
külső átmérő: $d = 40 \text{ mm}$,
hossza: $a = (l) = 25 \text{ mm}$,
osztókör átmérő: $D = 160 \text{ mm}$,
dugók száma: $z = 4 \text{ db}$.
Üzemi hatásból a dinamikai tényező $c_d = 1,8$. Határozzuk meg az átviendő nyomatékot, a dugókat terhelő kerületi erőt és a dugókra ható palástnyomást!

Az átviendő nyomaték:

$$T = c_d \frac{P}{\omega} = c_d \frac{P}{2 \cdot \pi \cdot n} [\text{Nm}] ,$$
$$T = 1,8 \frac{10000 [\text{W}]}{2 \cdot \pi \cdot 24 \left[\frac{1}{\text{s}} \right]} = 119,43 \text{ Nm} .$$

A szabványos mértékadó nyomaték a Gépszerkezettan III jegyzet 1.1. táblázatából:

$$T_m = 125 \text{ Nm} .$$

Egy dugót terhelő kerületi erő:

$$F_k = \frac{2 \cdot T_m}{D \cdot z} [\text{N}] ,$$
$$F_k = \frac{2 \cdot 125000 [\text{Nmm}]}{160 [\text{mm}] \cdot 4 [\text{db}]} = 390,6 \text{ N} .$$

A dugó külső felületére ható palástnyomás:

$$p = \frac{F_k}{d \cdot a} = \frac{390,6}{40 \cdot 25} = 0,39 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} < p_{meg}, \text{ tehát megfelelő} ,$$

$p_{meg} = 0,8...1,0 \text{ MPa}$ gumidugóra ,

$p_{meg} = 1,5...2,0 \text{ MPa}$ bőrdugóra .

2. Egy fröccsöntőgépet gumidugós tengelykapcsoló közbeiktatásával $P = 7,5 \text{ kW}$ teljesítményű és $n = 24 \text{ 1/s}$ fordulatszámú villanymotor hajt meg. Üzem közben $c_d = 1,75$ dinamikus tényezőt kell figyelembe venni. Óránkénti indítások száma várhatóan 80, így $c_k = 0,36$. Az üzemi hőmérséklet $t = 313 \text{ K}$ (40 °C) miatt $c_t = 0,4$. Mekkora a dugóra ható felületi nyomás? Megfelelő-e a dugó, ha a tk.1.12 ábra jelölései alapján: $D = 140 \text{ mm}$, $d = 42 \text{ mm}$, $a = 25 \text{ mm}$, $z = 4 \text{ db}$, $p_{meg} = 1 \text{ MPa}$.

Átviendő nyomaték meghatározása:

$$T = \frac{P}{\omega} \cdot (c_d + c_k + c_t) , \quad \text{ahol: } \omega = 2 \cdot \pi \cdot n ,$$

$$T = \frac{7,5 \cdot 10^3}{2 \cdot \pi \cdot 24} \cdot (1,75 + 0,36 + 0,4) = 124,9 \text{ Nm} .$$

A mértékadó nyomaték tk. 1.1 táblázatból:

$$T_m = 125 \text{ Nm} .$$

Egy dugót terhelő kerület erő:

$$F_k = \frac{2 \cdot T}{D \cdot z} = \frac{2 \cdot 125000}{140 \cdot 4} = 446,43 \text{ N} .$$

A dugó külső felületére ható palástnyomás:

$$p = \frac{F_k}{d \cdot a} = \frac{446,43}{42 \cdot 25} = 0,425 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} ,$$

$p < p_{meg}$, tehát a dugók megfelelnek palástnyomásra .

Gyakorló feladatok

1. Hány darab bőrdugót kell legalább beépíteni egy tengelykapcsolóba, ha $T_m = 320 \text{ Nm}$, $p_{meg} = 1,5 \text{ N/mm}^2$, $d = 40 \text{ mm}$, $a = 20 \text{ mm}$, $D = 140 \text{ mm}$.

Eredmény:

$$z = 4 \text{ db} \quad (3,809 \text{ db}) \text{ .}$$

2. Milyen anyagú dugót alkalmazzanak a tengelykapcsolóban, ha $T = 250 \text{ Nm}$, $D = 140 \text{ mm}$, $d = 40 \text{ mm}$, $a = 20 \text{ mm}$, $z = 4 \text{ db}$, $p_{meg} = 0,8 - 1 \text{ N/mm}^2$ gumidugóra, $p_{meg} = 1,5 - 2 \text{ N/mm}^2$ bőrdugóra.

Eredmény:

$$p = 1,116 \text{ N/mm}^2, \text{ tehát bőrdugókat .}$$

8.4. Oldható tengelykapcsolók

8.4.1. Alakzáró tengelykapcsolók

1. Oldható alakzáró körmös kapcsolónál, határozzuk meg a kikapcsoláshoz szükséges axiális erőt. Az összekapcsolt $d_t = 50 \text{ mm}$ -es acél tengelyekre $T_m = 1000 \text{ Nm}$ mértékadó nyomatékú, öntöttvas tengelykapcsolót használunk. A körmök középmérete: $d_k = 130 \text{ mm}$.

A kerületi erő meghatározása:

$$F_k = \frac{T_m}{\frac{d_k}{2}} = \frac{2 \cdot T_m [\text{Nmm}]}{d_k [\text{mm}]} \quad [\text{N}] \text{ ,}$$

$$F_k = \frac{2 \cdot 1000000}{130} \cong 15385 \text{ N} \text{ .}$$

A reteszeknél ható erő:

$$F_r = \frac{2 \cdot T_m [\text{Nmm}]}{d_t [\text{mm}]} \quad [\text{N}] \text{ ,}$$

$$F_r = \frac{2 \cdot 10^6}{50} = 40000 \text{ N} \text{ .}$$

Az oldáshoz axiális erőt kell kifejteni, ezzel a reteszen és a körmök oldalfelületén keletkező súrlódó erőt kell legyőzni. A súrlódási tényező $\mu = 0,05$, az alkalmazott anyagpárnál, kent állapotban (Gépszerkezettan III jegyzet 1.3. táblázatból).

$$F_{ax} = \mu(F_k + F_r) = 0,05(15385 + 40000) = 2769,25 \text{ N} ,$$

$$F_{ax} \approx 2770 \text{ N} .$$

Gyakorló feladatok

1. Mekkora kerületi erő hat egy-egy körömrre és a retesze, ha a körmös kapcsoló $d_t = 35 \text{ mm}$ -es tengelyeket köt össze, a mértékadó nyomatéka $T_m = 800 \text{ Nm}$ és a körmök középtátmérője $d_k = 110 \text{ mm}$. (A tengelykapcsoló három körmös kivitelű.)

Eredmények:

$$F_{k1} = 4848,5 \text{ N} , \quad F_r = 45714,3 \text{ N} .$$

2. Számítsa ki az előző példában szereplő tengelykapcsoló oldásához szükséges axiális erőt $\mu = 0,06$ esetén!

Eredmény:

$$F_{ax} = 3615,6 \text{ N} .$$

8.4.2. Erőzáró (súrlódó) tengelykapcsolók

1. Egy kúpos kapcsolónál, mely a Gépszerkezettan III jegyzet 1.19. ábráján látható elven működik, meg kell határozni a nyomatékvitelhez szükséges kerületi és axiális erőt.

Adatok:

mértékadó nyomaték: $T_m = 500 \text{ Nm}$,

súrlódókúp középtátmérő: $d_k = 220 \text{ mm}$,

öntöttvas tárcsafelek súrlódási tényezője: $\mu = 0,22$,

félkúpszög: $\alpha = 15^\circ$.

Az önzárás ellenőrzése:

$\alpha > \rho$, nem önzárásúnak kell lennie a szerkezetnek,

$\rho = \arctg \mu$; a súrlódási félkúpszög,

$\rho = \arctg 0,22 = 12,4^\circ < \alpha$, tehát az α szög megfelelő.

A kerületi erő (súrlódó erő):

$$F_k = \frac{T_m}{r} = \frac{2 \cdot T_m \text{ [Nmm]}}{d_k \text{ [mm]}} \quad [\text{N}] ,$$

$$F_k = \frac{500000}{110} = 4545 \text{ N} .$$

A kúpfelületeket összeszorító erő:

$$F_n = \frac{F_k}{\mu} = \frac{4545}{0,22} = 20659 \text{ N} .$$

A felületek összenyomásához szükséges axiális erő:

$$\begin{aligned} F_a &= F_n \cdot \sin \alpha = 20659 \cdot \sin 15^\circ = \\ &= 5346,9 \approx 5347 \text{ N} . \end{aligned}$$

Gyakorló feladatok

1. Egy kúpos tengelykapcsoló adatai: $T_m = 630 \text{ Nm}$, $r = 120 \text{ mm}$, $\mu = 0,2$ (öv.-ac.), $\alpha = 15^\circ$. Határozza meg, hogy nem önzáró-e a tengelykapcsoló és mekkora a ható (súrlódó) kerületi erő!

Eredmények:

$\rho = 11,3^\circ$ nem önzáró ,

$F_k = 5250 \text{ N} .$

2. Számítsa ki egy erőzáró kúpos tengelykapcsoló kúpfelületét összeszorító erőt és az axiális összenyomóerő szükségletét! Adatok: kerületi erő 5250 N, félkúpszög 15° , súrlódási tényező 0,2.

Eredmények:

$$F_n = 26250 \text{ N}, \quad F_a \approx 6794 \text{ N}.$$

8.4.3. Oldható dörzstárcsás tengelykapcsolók

1. Egy tárcsás dörzstengelykapcsoló főbb adatait, jellemzőit határozzuk meg, $P = 12 \text{ kW}$ átviendő teljesítménynél és $n = 5 \text{ 1/s}$ fordulatszámon. Üzemvitel miatti dinamikus tényező $c_d = 1,5$. A c_v értékei a relatív sebesség függvényében: $v < 3 \text{ m/s}$ -nél $c_v \sim 1$, $3 < v < 8 \text{ m/s}$ -nél $c_v \sim 0,8 \rightarrow$ feltételezve, $8 < v < 15 \text{ m/s}$ -nél $c_v \sim 0,6$, kapcsolási szám óránként $m < 50$ -nél, $c_m = 1$, a Gépszerkezettan III jegyzet 1.24 ábra felhasználásával.

A mértékadó nyomaték:

$$T_m = \frac{P [\text{W}]}{2\pi \cdot n \left[\frac{1}{\text{s}} \right]} \frac{c_d}{c_v \cdot c_m} \quad [\text{Nm}],$$

ahol c_d - a dinamikus tényező, c_m - a kapcsolási tényező, c_v - a sebességtényező.

$$T_m = \frac{12000}{2 \cdot \pi \cdot 5} \frac{1,5}{0,8 \cdot 1} \cong 717 \text{ Nm},$$

A súrlódó felületek közepes átmérője:

$$d_{\text{köz}} = \sqrt[3]{\frac{6T_m}{i \cdot \mu \cdot \pi \cdot p_{\text{meg}} \cdot (3c + c^3)}},$$

ahol c a geometriai méretarány, i a súrlódó felületek száma.

A súrlódó anyagpár, acél-azbeszt műgyantában esetenél a Gépszerkezettan III jegyzet, 1.3. táblázatból: $p_{\text{meg}} = 0,5 \text{ N/mm}^2$ és $\mu = 0,2$.

A geometriai méretviszony $c = 0,2$, tárcsás kapcsolónál ($c = 0,1 - 0,25$), lemezes kapcsolónál ($c = 0,15 - 0,33$) lehet.

$$d_{\text{köz}} = \sqrt[3]{\frac{6 \cdot 800000}{2 \cdot 0,2 \cdot \pi \cdot 0,5 \cdot (3 \cdot 0,2 + 0,2^3)}} = 233 \text{ mm},$$

ezt konstrukciós megfontolásból $d_{köz} = 230$ mm-re kerekítjük .

A geometriai méretek meghatározása geometriai összefüggések bevezetésével:

$$c = \frac{b}{d_{köz}} ; \quad b = \frac{d_{köz} - d_b}{2} ; \quad d_{köz} = \frac{d_k + d_b}{2} ,$$

ekkor:

$$d_k = d_{köz} \cdot (1 + c) ; \quad d_b = d_{köz} \cdot (1 - c) .$$

A súrlódó felület külső átmérője:

$$d_k = d_{köz} \cdot (1 + c) = 230 \cdot (1 + 0,2) \cong 276 \text{ mm} .$$

A súrlódó felület belső átmérője

$$d_b = d_{köz} \cdot (1 - c) = 230 \cdot (1 - 0,2) = 184 \text{ mm} .$$

A szükséges palástnyomás:

$$p = \frac{6 \cdot T_m}{i \cdot \pi \cdot \mu \cdot d_{köz}^3 \cdot (3 \cdot c + c^3)} = \frac{6 \cdot 800000}{2 \cdot \pi \cdot 0,2 \cdot 230^3 \cdot (3 \cdot 0,2 + 0,2^3)} ,$$

$$p = 0,402 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} .$$

A szükséges összeszorító erő:

$$F_a = \frac{d_k^2 - d_b^2}{4} \cdot \mu \cdot p = p \cdot d_{köz}^2 \cdot \pi \cdot c = 0,496 \cdot 230^2 \cdot \pi \cdot 0,2 ,$$

$$F_a = 16477,7 \text{ N} \cong 16,48 \text{ kN} .$$

Gyakorló feladatok

1. Határozza meg egy tárcsás tengelykapcsoló geometriai méreteit (d_k , d_b , b), ha $c = 0,20$ és $d_{köz} = 250$ mm.

Eredmények:

$$d_k = 300 \text{ mm} , \quad d_b = 200 \text{ mm} , \quad b = 50 \text{ mm} .$$

2. Egy 1000 Nm átvihető nyomatékú tárcsás tengelykapcsoló súrlódó felületénél $p = 0,33 \text{ N/mm}^2$ felületi nyomás ébred. Súrlódó felület középtátmérője $d_{köz} = 250 \text{ mm}$, geometriai méretaránya $c = 0,2$. Számítsa ki az F_a szükséges összeszorító erőt!

Eredmény:

$$F_a = 12952,5 \text{ N} .$$

8.4.4. Lemezes tengelykapcsoló

1. Lemezes tengelykapcsoló fő méreteit határozzuk meg $P = 9 \text{ kW}$ teljesítménynél és $n = 25 \text{ 1/s}$ fordulatszámánál. Üzemvitelre a dinamikus tényező $c_d = 2,3$. Óránkénti 100-as kapcsolási számnál a kapcsolási tényező $c_m = 0,85$. A súrlódó felületek relatív sebessége $v \approx 10 \text{ m/s}$ feltételezett, $c_v = 0,65$. A felületekre megengedett palástnyomás $p = 0,5 \text{ N/mm}^2$ edzett acél-szinterfém párosításnál $\mu = 0,15$. A méretezés a tárcsás tengelykapcsolóéval megegyezik, de a lemezes kapcsolóknál még fontos a súrlódólemez számának meghatározása is.

A mértékadó nyomaték meghatározása:

$$T_m = \frac{P}{2 \cdot \pi \cdot n} \cdot \frac{c_d}{c_m \cdot c_v} = \frac{9000}{2 \cdot \pi \cdot 25} \cdot \frac{2,3}{0,85 \cdot 0,65} \cong 238,6 \text{ Nm} .$$

Az Gépszerkezettan III jegyzet, 1.1. táblázatából a mértékadó nyomaték: $T_m = 250 \text{ Nm}$.

Szükséges tengelyátmérő, acél tengelynél (S275): $\tau_{meg} = 30 \text{ N/mm}^2$.

$$d_t = \sqrt[3]{\frac{T_m \cdot 10^3 \cdot 16}{\pi \cdot \tau_{meg}}} \quad [mm] ,$$

$$d_t = \sqrt[3]{\frac{250000 \cdot 16}{\pi \cdot 30}} = \sqrt[3]{42462,845} = 34,88 \text{ mm} .$$

A 38 - 44mm-es tengelyeknél a reteszhorony mélysége tengelyben $t_l = 5$ mm, ezt a gyengítő hatást kompenzálva, a választott tengely átmérője $d = 40$ mm.

Agyvastagság acél agy esetén: $v_{min} = 0,25 \cdot d_l = 0,25 \cdot 40 = 10$ mm. A számolt agyvastagság konstrukciós okokból növelhető.

Súrlódó lemezek számának meghatározása:

A súrlódó felületek középátmérőjét, $d_{köz} = 140$ mm-re feltételezve, a geometriai méretviszonyt $c = 0,25$ -re választjuk ($c = 0,15 - 0,33$ lemezes kapcsolónál), így

$$c = \frac{b}{d_{köz}} = 0,25 \rightarrow b = 0,25 \cdot 140 = 35 \text{ mm} .$$

A súrlódó felületpárok száma:

$$i = \frac{6 \cdot T_m}{(3 \cdot c + c^3) \cdot \pi \cdot \mu \cdot p_{meg} \cdot d_{köz}^3 \cdot c_i} =$$

$$= \frac{6 \cdot 250000}{(3 \cdot 0,25 + 0,25^3) \pi \cdot 0,15 \cdot 0,5 \cdot 140^3 \cdot c_i} = \frac{3,031}{c_i} ,$$

ahol c_i a korrekciós tényező: $c_i = 1,09 - 0,03 \cdot i$ esetén

$$i = \frac{3,031}{1,09 - 0,03 \cdot i} ,$$

$$i = 3,16 \text{ db} \rightarrow 4 \text{ db} .$$

A külső fogazatú lemezek száma, $i_k = 2$, a belső fogazatú lemezek száma, $i_b = 3$.

A lemezek átmérőinek meghatározása:

A lemez külső átmérője:

$$d_1 = d_{köz} \cdot (1 + c) = 140 \cdot (1 + 0,25) = 175 \text{ mm} .$$

A lemez belső átmérője:

$$d_2 = d_{köz} \cdot (1 + c) = 140 \cdot (1 - 0,25) = 105 \text{ mm} .$$

Relatív sebesség ellenőrzése:

$$v_{rel} = \frac{d_{köz}}{2} \cdot 2 \cdot \pi \cdot n = \frac{0,140}{2} \cdot 2 \cdot \pi \cdot 25 = 10,99 \frac{\text{m}}{\text{s}} .$$

A v_{rel} feltételezett megegyezik a v_{rel} számolttal, ezért nincs szükség korrekcióra.

A lemezeken fellépő palástnyomás:

$$p = \frac{6 \cdot T_m}{i \cdot \mu \cdot \pi \cdot d_{köz}^2 \cdot (3 \cdot c + c^3)} =$$

$$= \frac{6 \cdot 250000}{4 \cdot 0,15 \cdot \pi \cdot 140^3 (3 \cdot 0,25 + 0,25^3)} = 0,378 \text{ N/mm}^2 ,$$

$$p \approx 0,30 \text{ N/mm}^2 < p_{meg}, \text{ tehát kibírja a felület a nyomást.}$$

Az átvihető nyomaték meghatározása:

Az axiális összeszorító erő:

$$F_a = \frac{(d_1^2 - d_2^2) \cdot \pi}{4} \cdot p_{meg} = \frac{(175^2 - 105^2) \cdot \pi}{4} \cdot 0,5 ,$$

$$F_a \cong 7693 \text{ N}$$

Átvihető nyomaték:

$$T = \frac{i \cdot \mu \cdot F_a}{3} \cdot \frac{d_1^3 - d_2^3}{d_1^2 - d_2^2} =$$

$$= \frac{4}{3} \cdot 0,15 \cdot 7693 \cdot \frac{175^3 - 105^3}{175^2 - 105^2} = 329837 \text{ Nmm} ,$$

$$T = 330 \text{ Nm} .$$

Gyakorló feladatok

1. Határozza meg egy lemezes erőzáró (súrlódó) tengelykapcsoló mértékadó nyomatékát (T_m) és a szükséges súrlódó felületek számát (i), $c_i = 1,09-0,03 \cdot i$ esetén.

Adatok: $P = 18,5$ kW, $n = 24$ 1/s, $p_{meg} = 0,5$ N/mm², $\mu = 0,09$ (szinterbronz-acél esetén), $c_d = 2,05$, $c_m = 0,8$, $c_v = 0,63$, $c = 0,22$, $d_{köz} = 160$ mm.

Eredmények:

$$T_m = 500 \text{ Nm} \quad (499 \text{ Nm}) ,$$

$$i = 10 \text{ db} \quad (9,65) .$$

2. Lemezes tengelykapcsolónál minimálisan $i=10$ súrlódó felületre van szükség, ha $d_{köz} = 160$ mm és $c = 0,22$. Számítsa ki a külső- és belső fogazatú lemezek számát és a lemezek külső és belső átmérőit!

Eredmények:

$$i_k = 5 \text{ db} , \quad i_b = 6 \text{ db} ,$$

$$d_1 = 195 \text{ mm} , \quad d_2 = 125 \text{ mm} \quad (124,8) .$$

8.5. Tengelykapcsoló tervezési feladat

A feladat kiírólapján megadott típusú, és a kiírt adatokkal tengelykapcsolót kell méretezni.

Az alapadatok alapján kiválasztott motor tengelycsonkjára szerelt biztonsági tengelykapcsoló hajtó- és hajtott oldala méretezendő.

A többféle szerkezetből adódik, hogy a tervezési feladatok nem teljesen azonosak.

Az alkalmazott tengelykapcsoló típusok:

- KASI
- Hilliard
- Flender
- Ortlinghaus

8.5.1. Motor kiválasztás

Adatok:

Motor névleges teljesítmény: $P = 1,1 \text{ kW}$.

Motor névleges fordulatszám: $n = 3000 \text{ 1/min} = 50 \text{ 1/sec}$.

Dinamikus tényező: $c_d = 2,2$.

Felhasznált szabványkivonat: DIN 42673 .

Motor adatai:

B3 (IEC-STANDARD 72-1) ,

WAG 64-201 (kétpólusú) ,

80-as beépítési nagyság ,

névleges teljesítmény: $P = 1,1 \text{ kW}$,

fordulatszám: $n = 3000 \text{ 1/min}$,

motortengely magasság: $h_t = 80 \text{ mm}$,

lefogató csavar menete: M6 ,

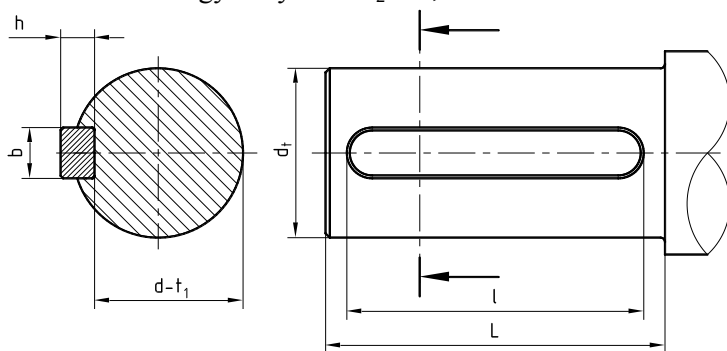
tengelycsonk átmérő: $d_t = 19 \text{ mm}$,

tengelycsonk hossz: $L = 40 \text{ mm}$,

fészkes retesz méretei: $b = 6 \text{ mm}$, $h = 6 \text{ mm}$, $l = 35 \text{ mm}$,

reteszhorony mélysége: $t_1 = 3,5 \text{ mm}$,

a retesz agyba nyúlása: $t_2 = 2,5 \text{ mm}$.



8.1. Ábra

8.5.2. Mértékadó nyomaték meghatározás

Üzemi tényezők kiválasztása a tankönyv 1.24 ábrájából.

$c_v = 0,8 - v_{rel0} = 5 \text{ m/s}$,

$c_m = 1 - m = 50 \text{ kapcsolás/h}$,

$c_i = 1$ – még nem vesszük figyelembe a tényleges súrlódófelületek számát .

A mértékadó nyomaték:

$$T_m' = \frac{P}{2 \cdot \pi \cdot n} \cdot \frac{c_d}{c_v \cdot c_m \cdot c_i} = \frac{1100}{2 \cdot \pi \cdot 50} \cdot \frac{2,2}{0,8 \cdot 1 \cdot 1} = 9,63 \text{ Nm} .$$

A szabványos mértékadó nyomatékot a tankönyv 1.1 táblázatából választva, $T_m = 10 \text{ Nm}$.

8.5.3. Motortengely ellenőrzés

1. A tengelyek csavaró igénybevételűek, tehát ez alapján ellenőrizendők. A tengely anyaga az MSZ EN 10083-as szabvány szerinti, C 25 E – $R_m = 500 \text{ N/mm}^2$ és $R_{eH} = 320 \text{ N/mm}^2$.

Az anyagra megengedett feszültségek:

$$\sigma_{meg} = \frac{R_{eH}}{n}, \text{ ahol } n = 1,5 - 2 \text{ lehet} ,$$

$$\sigma_{meg} = \frac{320}{2} = 160 \text{ N/mm}^2 ,$$

$$\tau_{meg} = 0,65 \cdot \sigma_{meg} = 0,65 \cdot 160 = 104 \text{ N/mm}^2 .$$

Minimálisan szükséges tengelyátmérő:

$$\tau = \frac{T_m}{K_p} \leq \tau_{meg} \quad \text{ahol} \quad K_p = \frac{d_t^3 \pi}{16} ,$$

$$\tau_{meg} = \frac{16 \cdot T_m}{d_t^3 \pi} ,$$

$$d_t = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T_m}{\pi \cdot \tau_{meg}}} = \sqrt[3]{\frac{T_m}{0,2 \cdot \tau_{meg}}} = \sqrt[3]{\frac{10 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 104}} =$$

$$d_t = 7,83 \text{ mm} .$$

Figyelembe véve a reteszhorony gyengítő hatását,

$$d' = d_t - t_1 = 19 - 3,5 = 15,5 \text{ mm} ,$$

a választott motor tengelyátmérője $d_t = 19 \text{ mm}$ megfelel.

2. A tengelyek reteshornyaiba fészkés retesz kerül beépítésre, 6x6x35 méretű, ékacél anyagú. Anyagi jellemzői: $R_m = 650 \text{ N/mm}^2$, $R_{eH} = 325 \text{ N/mm}^2$, $p_{meg} = 30 \text{ N/mm}^2$, $n = 2$.

Ékacélra a megengedett feszültségek:

$$\sigma_{meg} = \frac{R_{eH}}{n} = \frac{325}{2} = 162 \text{ N/mm}^2 ,$$

$$\tau_{meg} = 0,65 \cdot \sigma_{meg} = 0,65 \cdot 162 = 105 \text{ N/mm}^2 .$$

A reteszeket palástnyomásra és nyírásra kell ellenőrizni.

$$p = \frac{2 \cdot T_m}{d_t \cdot l \cdot (h - t_1)} = \frac{2 \cdot T_m}{d_t \cdot l \cdot t_2} ,$$

$$p = \frac{2 \cdot 10 \cdot 10^3}{19 \cdot 35 \cdot 2,5} = 12,03 \text{ N/mm}^2 < p_{meg} ,$$

tehát palástnyomásra a retesz megfelel.

$$\tau = \frac{2 \cdot T_m}{d_t \cdot l \cdot b} = \frac{2 \cdot 10 \cdot 10^3}{19 \cdot 35 \cdot 6} = 5,01 \text{ N/mm}^2 < \tau_{meg} ,$$

tehát nyírásra bőven megfelel.

8.5.4. A tengelykapcsoló méreteinek meghatározása

1. Agyvastagság meghatározása a tankönyv összefüggéseivel:

Acélagy esetén:

$$v_a = (0,25-0,3) \cdot d_t , \text{ tehát } v_{amin} = 0,25 \cdot d_t = 0,25 \cdot 19 = 4,75 \text{ mm} .$$

2. Agyhossz meghatározása (tankönyv szerint):

Acélagy esetén, $l_a = (1,2-2) \cdot d_t$, tehát $l_a = 1,2 \cdot d_t = 1,2 \cdot 19 = 22,8 \text{ mm}$.

Alkalmazandó méretek az agynál gyakorlati megfontolásból,

$$v_a = 10 \text{ mm} , l_a = 40 \text{ mm} .$$

3. Súlylódó tárcsák és lemezek méreteinek, számának meghatározása.

A függelékben megtalálhatók a tervezendő tengelykapcsolók ábrái és adattáblázatai. A már kiszámított, meglévő adatok figyelembevételével további adatok nyerhetők. Ahhoz, hogy további számítást végezhesünk, vázlatrajzot kell készíteni a meglévő adatok alapján.

A KASI-, Hilliard-, Flender-, Ortlinghaus tengelykapcsolók konstrukciói nagyban különböznek egymástól (elemek mennyisége, anyaga, működtető és rögzítőelem fajták), ezért továbbiakban a feladatmegoldások is eltérőek lesznek.

A tárcsák és lemezek anyagpárosítását és azok jellemzőit táblázatból lehet kiválasztani (Gépszerkezettan III 1.3. táblázat).

4. Tárcsavastagság meghatározása:

Anyaga: E295 acél, $R_{eH} = 284 \text{ N/mm}^2$, $n = 2$.

$$\sigma_{meg} = \frac{R_{eH}}{n} = \frac{284}{2} = 142 \text{ N/mm}^2.$$

A vázlatrajzon a súrlódófelület középátmérője $d_{köz}$ lemérhető és a nyíró igénybevételből a minimális tárcsavastagság „ a ” számolható.

$$\tau_{meg} = 0,65 \cdot \sigma_{meg} = 0,65 \cdot 142 = 92,3 \text{ N/mm}^2,$$

$$\tau_{nyíró} = \frac{F}{A_{nyírt}} \leq \tau_{meg}, \quad A_{nyírt} = 2 \cdot R \cdot \pi \cdot a,$$

ahol R a nyomórugó sugara (pl. KASI) vagy $d_{köz}/2$.

$$\tau_{nyíró} = \frac{2 \cdot T_m}{D} \cdot \frac{1}{2 \cdot R \cdot \pi \cdot a} = \tau_{meg}, \quad \text{ahol } D = 2R,$$

$$a = \frac{T_m}{2 \cdot R^2 \cdot \pi \cdot \tau_{meg}} = \frac{10 \cdot 10^3}{2 \cdot 25^2 \cdot \pi \cdot 92,3} = 0,028 \text{ mm}.$$

A tárcsa vastagsága konstrukciós szempontból $a = 4 \text{ mm}$.

5. Súrlódótárcsa középátmérő meghatározása

Azon tengelykapcsolóknál végezhető el a középátmérő számítása, amelyeknél ismert az i (súrlódófelület száma). KASI-nál $i = 1$, Flender és Hilliard-nál $i = 4$.

Középátmérő:

$$d_{köz} = \sqrt[3]{\frac{6 \cdot T_m \cdot 10^3}{\pi \cdot \mu \cdot p_{meg} \cdot (3 \cdot c + c^3) \cdot i \cdot c_i}},$$

ahol például

- azbeszt-acél (műgyantába préselve) anyagnál $\mu = 0,2$,
 $p_{meg} = 0,5 \text{ N/mm}^2$
- $c = \frac{b}{d_{köz}} = 0,2$ geometriai arány.

(A behelyettesítéstől eltekintünk, mivel az anyag kiválasztás, geometriai arány és súrlódófelület szám már a konstrukciókhoz szorosan köthetők, és így több variációt kellene bemutatni!)

6. Szükséges súrlódó felületek számának meghatározása

Ezt a számításrészt Ortlinghaus tengelykapcsolónál kell elvégezni! A vázlatrajznál felvett $d_{köz}$ -t ismerjük és a feltételezett (választott) súrlódóanyag párosításhoz, μ , p_{meg} táblázatból kivehető, a geometriai arány pedig $c = 0,15 - 0,33$ szerint felvehető.

$$i = \frac{6 \cdot T_m}{(3 \cdot c + c^3) \cdot \pi \cdot \mu \cdot p_{meg} \cdot d_{köz}^3 \cdot c_i},$$

ahol $c_i = 1,09 - 0,03 \cdot i$, a konstrukciós tényező.

A két egyenletet összevetve kiszámítható az „ i ”. (Felkerekíteni!)

7. Súrlódó lemezek száma

A tankönyv és a segédleti példa alapján számítható.

i_k = külső fogazatú lemezsám ,

i_b = belső fogazatú lemezsám ,

$$i_k = \frac{i}{2} \quad \text{és} \quad i_b = \frac{i}{2} + 1 .$$

8. Súrlódótárcsák és lemezek átmérőinek meghatározása

Külső átmérő: $d_k = d_1 = d_{köz} \cdot (1 + c)$,

Belső átmérő: $d_b = d_2 = d_{köz} \cdot (1 - c)$.

Ajánlatos egész milliméterekre kerekíteni! A geometriai méretek meghatározása után a relatív sebességet vissza kell ellenőrizni, hogy a c_v tényező nem változott-e meg, ami befolyásolja T_m -t.

8.5.5. Súrlódó elemekre ható palástnyomás

A kidolgozott dörzstárcsás tengelykapcsoló példája szerint lehet a felület palástnyomásra ellenőrizni. (segédlet: 8.4.3 fejezet 1.példa)

8.5.6. Kikapcsolási nyomaték számítása

1. Axiális összeszorító erő

$$F_a = \frac{(d_1^2 - d_2^2) \cdot \pi}{4} \cdot p, \text{ ahol } p \leq p_{meg} \text{ lehet .}$$

Az 8.5.4 és 8.5.5 pontokban felvett, illetve kiszámított adatokat kell felhasználni.

2. Kapcsolási nyomaték

$$T_k = \frac{1}{3} \cdot \mu \cdot F_a \cdot \frac{d_1^3 - d_2^3}{d_1^2 - d_2^2} \cdot i \cdot c_i ,$$

ahol μ – 8.5.4-ben használt érték. A kapcsolási nyomaték az átvitel szempontjából akkor jó, ha $T_k > T_m$ teljesül .

8.5.7. Egyéb szerkezeti elemek méretezése, ellenőrzése

A tengelykapcsolók egyes típusait szemlélve és egymással összehasonlítva láthatók, hogy különféle összefogó elemek, működtető elemek,

nyomatékhatároló elemek vannak beépítve. Ezeket az alkatrészeket kiválasztani, ellenőrizni vagy méretezni kell.

- Csapágýkiválasztást az ismert geometriai méretekhez igazodva kell elvégezni. Csapágýkatalógus a mélyhornyú golyóscsapágý adatait $/D, d, B, r, C, C_0, X, Y, e/$ megadja és a terhelései $/F_r, F_a/a$ tengelykapcsoló működtetéséből számíthatók. Radiális terhelés az átvitt nyomatékból, az axiális terhelés az axiális működtető erőből adódik. Dinamikus (ismétlődő) terhelésre kell ellenőrizni a csapágýat. A segédletben kidolgozott csapágýazási példákat talál.
- A szerkezeteket összefogó csavarokat előfeszített (szorosan meghúzott) húzott csavarként méretezze! (2.1.1. fejezet)
- A beállító-, határoló csavarok hosszát, a működtető út szükséglete szerint kell megválasztani.
- Feszítőcsavart (pl. rugót feszítő) a kicsavarodás ellen önzáróra vegye, ellenőrizze!
- Rugók méretezése, jó meghatározása az egész szerkezet jóságának egyik alapja. A rugó fejezetben leírt ismeretanyag segítségével válasszon rugófajtát, beépítési helyre megfelelő geometriát, terhelhetőségét, és összenyomódását ellenőrizze.
- Biztosító elemeket pl. illesztőszeget, csapos hernyócsavart nyírásra ellenőrizze!

Az 1.5.7 pontban leírt, elvégzendő feladatokhoz tanulmányozni kell az aktuális tankönyvi és segédleti részeket, témákat.

8.5.8. Szerelési sorrend felépítése

Sorszámozott szerelési sorrendet írjon elő. Lehet párhuzamosított ága is a folyamatnak.

Felhasznált irodalom

9. Fogaskerekes hajtások

9.1. Az evolvens foggörbe tulajdonságai

1. Számítsa ki a következő involut szög értékeket: $\text{inv}20^\circ$ és $\text{inv}25^\circ$!

$$\text{inv} \alpha = \text{tg} \alpha - \alpha \text{ [rad] } ,$$

$$\text{inv} 20^\circ = \text{tg} 20^\circ - \frac{20^\circ \cdot \pi}{180^\circ} = 0,014904 ,$$

$$\text{inv} 25^\circ = \text{tg} 25^\circ - \frac{25^\circ \cdot \pi}{180^\circ} = 0,029975 .$$

9.2. Külső, egyenes fogazatú hengeres kerek

9.2.1. Elemi fogazat

1. Elemi fogazat esetén határozza meg a fogaskerek osztköreit, fejköreit, lábköreit, alapköreit, osztását, alaposztását, közös fogmagasságát és osztköri fogvastagságát az alábbi adatok alapján: $\alpha = 20^\circ$, $m = 3 \text{ mm}$, $u = 3$, $a = 120 \text{ mm}$, $c^* = 0,25$!

$$a = m \cdot \frac{z_1 + z_2}{2} = m \cdot \frac{(z_1 + u \cdot z_1)}{2} = \frac{m \cdot z_1 (1 + u)}{2}$$

$$\Rightarrow z_1 = \frac{2 \cdot a}{(1 + u) \cdot m} = \frac{2 \cdot 120}{(1 + 3) \cdot 3} = 20, \quad z_2 = u \cdot z_1 = 3 \cdot 20 = 60 ,$$

$$d_1 = m \cdot z_1 = 3 \cdot 20 = 60 \text{ mm} , \quad d_2 = m \cdot z_2 = 3 \cdot 60 = 180 \text{ mm} ,$$

$$d_{a1} = m \cdot (z_1 + 2) = 3 \cdot (20 + 2) = 66 \text{ mm} ,$$

$$d_{a2} = m \cdot (z_2 + 2) = 3 \cdot (60 + 2) = 186 \text{ mm} ,$$

$$d_{f1} = m \cdot (z_1 - 2 - 2 \cdot c^*) = 3 \cdot (20 - 2 - 0,5) = 52,5 \text{ mm} ,$$

$$d_{f2} = m \cdot (z_2 - 2 - 2 \cdot c^*) = 3 \cdot (60 - 2 - 0,5) = 172,5 \text{ mm} ,$$

$$d_{b1} = d_1 \cdot \cos \alpha = 60 \cdot \cos 20^\circ = 56,38 \text{ mm}$$

$$, d_{b2} = d_2 \cdot \cos \alpha = 180 \cdot \cos 20^\circ = 169,14 \text{ mm} ,$$

$$p = m \cdot \pi = 3 \cdot \pi = 9,425 \text{ mm} ,$$

$$p_b = p \cdot \cos \alpha = m \cdot \pi \cdot \cos \alpha = 3 \cdot \pi \cdot \cos 20^\circ = 8,857 \text{ mm} ,$$

$$h_w = 2 \cdot m = 2 \cdot 3 = 6 \text{ mm} , \quad s = \frac{m \cdot \pi}{2} = \frac{3 \cdot \pi}{2} = 4,712 \text{ mm} .$$

2. Számítsa ki annak az egyenes külső elemi fogazatú hengeres kéréknek a fogfejszalag vastagságát, amelynek adatai a következők: $\alpha = 20^\circ$, $m = 4 \text{ mm}$, $z_1 = 23$!

$$s_{a1} = 2 \cdot r_{a1} \cdot \left(\frac{s_1}{2 \cdot r_1} + \text{inv} \alpha - \text{inv} \alpha_a \right) ,$$

$$r_{a1} = \frac{m \cdot (z_1 + 2)}{2} = \frac{4 \cdot (23 + 2)}{2} = 50 \text{ mm} ,$$

$$s_1 = \frac{m \cdot \pi}{2} = \frac{4 \cdot \pi}{2} = 6,283 \text{ mm} ,$$

$$r_1 = \frac{m \cdot z_1}{2} = \frac{4 \cdot 23}{2} = 46 \text{ mm} ,$$

$$\text{inv} \alpha = \text{tg} \alpha - \alpha [\text{rad}] ,$$

$$\text{inv} 20^\circ = \text{tg} 20^\circ - \frac{20^\circ \cdot \pi}{180^\circ} = 0,014904 ,$$

$$\cos \alpha_a = \frac{r_1 \cdot \cos \alpha}{r_{a1}} = \frac{46 \cdot \cos 20^\circ}{50} = 0,8645 \Rightarrow \alpha_a = 30,172^\circ ,$$

$$\operatorname{inv} \alpha_a = \operatorname{tg} \alpha_a - \alpha [\text{rad}] ,$$

$$\operatorname{inv} 30,172^\circ = \operatorname{tg} 30,172^\circ - \frac{30,172^\circ \cdot \pi}{180^\circ} = 0,05476 ,$$

$$s_{a1} = 2 \cdot 50 \cdot \left(\frac{6,283}{2 \cdot 46} + 0,014904 - 0,05476 \right) = 2,8437 \text{ mm} .$$

3. Határozza meg azt a fogszámot, ahol az alapkört érinti az ellenkerék fejköre! ($\alpha = 20^\circ$)

$$a = m \cdot \frac{z_1 + z_2}{2} , \text{ és } a = \frac{d_{a1} + d_{b2}}{2} ,$$

$$m \cdot \frac{z_1 + z_2}{2} = \frac{d_{a1} + d_{b2}}{2} ,$$

$$m \cdot (z_1 + z_2) = m \cdot (z_1 + 2) + m \cdot z_2 \cdot \cos 20^\circ ,$$

$$z_1 + z_2 = z_1 + 2 + z_2 \cdot \cos 20^\circ ,$$

$$z_2 = 2 + z_2 \cdot \cos 20^\circ ,$$

$$z_2 = \frac{2}{1 - \cos 20^\circ} = 33,16 \quad z_2 \cong 33 .$$

Gyakorló feladatok

1. Számítsa ki az elemi külső fogazatú hengeres kerékpár főbb geometriai méreteit a következő adatokkal:

$$z_1 = 18, \quad z_2 = 54, \quad m = 3 \text{ mm}, \quad c^* = 0,25 .$$

Eredmények:

A kiskerék méretei:

$$d_1 = 54 \text{ mm}, \quad d_{a1} = 60 \text{ mm}, \quad d_{f1} = 46,5 \text{ mm}, \quad d_{b1} = 50,74 \text{ mm} .$$

A nagykerék méretei:

$$d_2 = 162 \text{ mm}, \quad d_{a2} = 168 \text{ mm}, \quad d_{f2} = 154,5 \text{ mm} ,$$

$$d_{b2} = 152,23 \text{ mm} .$$

Egyéb méretek:

$$a = 108 \text{ mm}, \quad p = 9,42 \text{ mm}, \quad s = 4,71 \text{ mm}.$$

2. Határozza meg azt a fogszámot, amelynél a lábkör sugár $0,2 \cdot m$ (modul) értékkel kisebb az alapkör sugaránál!

$$c^* = 0,25, \quad \alpha = 20^\circ$$

Eredmény:

$$z \cong 35.$$

3. Határozza meg elemi fogazatnál a fej-, és lábkörátmérőket, ill. az alapkörátmérőket, ha a közös fogmagasság 6 mm , az elemi tengelytáv 99 mm , a fogszámviszony pedig 2 . ($\alpha = 20^\circ$, $c^* = 0,25$).

Eredmények:

$$d_{a1} = 72 \text{ mm}, \quad d_{a2} = 138 \text{ mm},$$

$$d_{f1} = 58,5 \text{ mm}, \quad d_{f2} = 124,5 \text{ mm},$$

$$d_{b1} = 62,019 \text{ mm}, \quad d_{b2} = 124,039 \text{ mm}.$$

9.2.2. Kompenzált fogazat

1. Kompenzált fogazatot tervezünk az alábbi adatokkal: $\alpha = 20^\circ$, $m = 2 \text{ mm}$, $u = 4$, $z_1 = 19$, $c^* = 0,25$, és $x_1 = 0,1$. Számítsa ki a tengelytávolságot, a fejkör-, lábkör-, és alapkörátmérőket, valamint az osztóköri fogvastagságokat!

$$x_1 = -x_2 \Rightarrow x_2 = -0,1,$$

$$\frac{z_2}{z_1} = u \Rightarrow z_2 = u \cdot z_1 = 4 \cdot 19 = 76,$$

$$a = m \cdot \frac{(z_1 + z_2)}{2} = 2 \cdot \frac{(19 + 76)}{2} = 95 \text{ mm},$$

$$d_{a1} = m \cdot (z_1 + 2) + 2 \cdot x_1 \cdot m = 2 \cdot (19 + 2) + 2 \cdot 0,1 \cdot 2 = 42,4 \text{ mm},$$

$$d_{a2} = m \cdot (z_2 + 2) + 2 \cdot x_2 \cdot m = 2 \cdot (76 + 2) - 2 \cdot 0,1 \cdot 2 = 155,6 \text{ mm} ,$$

$$d_{f1} = m \cdot (z_1 - 2 - 2 \cdot c^*) + 2 \cdot x_1 \cdot m = \\ = 2 \cdot (19 - 2 - 2 \cdot 0,25) + 2 \cdot 0,1 \cdot 2 = 33,4 \text{ mm} ,$$

$$d_{f2} = m \cdot (z_2 - 2 - 2 \cdot c^*) + 2 \cdot x_2 \cdot m = \\ = 2 \cdot (76 - 2 - 2 \cdot 0,25) - 2 \cdot 0,1 \cdot 2 = 146,6 \text{ mm} ,$$

$$d_{b1} = m \cdot z_1 \cdot \cos \alpha = 2 \cdot 19 \cdot \cos 20^\circ = 35,708 \text{ mm} ,$$

$$d_{b2} = m \cdot z_2 \cdot \cos \alpha = 2 \cdot 76 \cdot \cos 20^\circ = 142,833 \text{ mm} ,$$

$$s_1 = \frac{m \cdot \pi}{2} + 2 \cdot x_1 \cdot m \cdot \operatorname{tg} \alpha = \frac{2 \cdot \pi}{2} + 2 \cdot 0,1 \cdot 2 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 3,287 \text{ mm} ,$$

$$s_2 = \frac{m \cdot \pi}{2} + 2 \cdot x_2 \cdot m \cdot \operatorname{tg} \alpha = \frac{2 \cdot \pi}{2} - 2 \cdot 0,1 \cdot 2 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 2,996 \text{ mm} .$$

2. Számítsa ki a kompenzált fogazatú kerékpár főbb geometriai adatait (d , d_a , d_f , d_b , a , h_a , h_w , s) az alábbi adatokból!

$$z_1 = 20 , \quad z_2 = 50 , \quad m = 3,5 \text{ mm}$$

$$h_a^* = 1 , \quad c^* = 0,25 , \quad x_1 = -x_2 = 0,2$$

A kiskerék méretei:

$$d_1 = m \cdot z_1 = 3,5 \cdot 20 = 70 \text{ mm} ,$$

$$d_{a1} = m \cdot z_1 + 2 \cdot m + 2 \cdot m \cdot x_1 = d_1 + 2 \cdot m + 2 \cdot m \cdot x_1 = 70 + 7 + 7 \cdot 0,2 = \\ = 78,4 \text{ mm} ,$$

$$d_{f1} = m \cdot z_1 - 2 \cdot m \cdot (1 + c^*) + 2 \cdot m \cdot x_1 = d_1 - 2 \cdot m \cdot (1 + c^*) + 2 \cdot m \cdot x_1 = \\ = 70 - 7 \cdot (1 + 0,25) + 7 \cdot 0,2 = 62,65 \text{ mm} ,$$

$$d_{b1} = m \cdot z_1 \cdot \cos 20^\circ = d_1 \cdot \cos 20^\circ = 70 \cdot \cos 20^\circ = 65,778 \text{ mm} ,$$

$$h_{a1} = h_a^* \cdot m \cdot (1 + x_1) = 1 \cdot 3,5 \cdot (1 + 0,2) = 4,2 \text{ mm} ,$$

$$s_1 = \frac{m \cdot \pi}{2} + 2 \cdot m \cdot x_1 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = \frac{3,5 \cdot \pi}{2} + 7 \cdot 0,2 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 5,96 \text{ mm} .$$

A nagykerék méretei:

$$d_2 = m \cdot z_2 = 3,5 \cdot 50 = 175 \text{ mm} ,$$

$$d_{a2} = m \cdot z_2 + 2 \cdot m + 2 \cdot m \cdot x_2 = d_2 + 2 \cdot m + 2 \cdot m \cdot x_2 = \\ = 175 + 7 + 7 \cdot 0,2 = 180,6 \text{ mm} ,$$

$$d_{f2} = m \cdot z_2 - 2 \cdot m \cdot (1 + c^*) + 2 \cdot m \cdot x_2 = d_2 - 2 \cdot m \cdot (1 + c^*) + 2 \cdot m \cdot x_2 = \\ = 175 - 7 \cdot (1 + 0,25) - 7 \cdot 0,2 = 164,85 \text{ mm} ,$$

$$d_{b2} = m \cdot z_2 \cdot \cos 20^\circ = d_2 \cdot \cos 20^\circ = 175 \cdot \cos 20^\circ = 164,446 \text{ mm} ,$$

$$h_{a2} = h_a^* \cdot m \cdot (1 + x_2) = 1 \cdot 3,5 \cdot (1 + 0,2) = 2,8 \text{ mm} ,$$

$$s_2 = \frac{m \cdot \pi}{2} + 2 \cdot m \cdot x_2 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = \frac{3,5 \cdot \pi}{2} - 7 \cdot 0,2 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 4,988 \text{ mm} .$$

A tengelytáv:

$$a = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{70 \text{ mm} + 175 \text{ mm}}{2} = 122,5 \text{ mm} .$$

Gyakorló feladatok

1. Egy kompenzált fogazatú fogaskerékpárt tervezünk, ahol:

$$d_2/d_1 = 2 , \quad z_2 = 58 ,$$

$$a = 108,75 \text{ mm} , \quad x_1 = 0,2 .$$

Számítsa ki a fogaskerek alaposztását, fejkörátmérőit, valamint az osztóköri fogvastagságokat!

Eredmények:

$$p_b = 7,38 \text{ mm} ,$$

$$d_{a1} = 78,5 \text{ mm} , \quad d_{a2} = 149 \text{ mm} ,$$

$$s_1 = 4,29 \text{ mm} , \quad s_2 = 3,56 \text{ mm} .$$

2. Kompenzált külső egyenes fogazatnál tudjuk, hogy az osztóköri fogvastagságok aránya $s_1/s_2 = 1,2$. Határozza meg a lábkörátmérőket abban az esetben, ha:

$$\begin{aligned} z_1 &= 22, & m &= 2,5 \text{ mm}, \\ u &= 2,5, & \alpha &= 20^\circ, & c^* &= 0,25. \end{aligned}$$

Eredmények:

$$d_{f1} = 49,7308 \text{ mm}, \quad d_{f2} = 130,2691 \text{ mm}.$$

9.2.3. A fogazati rendszerek alkalmazhatóságának határai

1. Határozza meg elemi fogazatnál a 9.2.1. fejezet 1. példájának adataival és eredményeivel a kapcsolószám értékét! ($\alpha = 20^\circ$, $m = 3 \text{ mm}$, $u = 3$, $a = 120 \text{ mm}$.)

$$\varepsilon_\alpha = \frac{g_\alpha}{p_b} = \frac{\sqrt{r_{a1}^2 - r_{b1}^2} + \sqrt{r_{a2}^2 - r_{b2}^2} - a \cdot \sin \alpha}{m \cdot \pi \cdot \cos \alpha},$$

$$r_{a1} = \frac{d_{a1}}{2} = \frac{66}{2} = 33 \text{ mm}; \quad r_{a2} = \frac{d_{a2}}{2} = \frac{186}{2} = 93 \text{ mm},$$

$$r_{b1} = \frac{d_{b1}}{2} = \frac{56,38}{2} = 28,19 \text{ mm}; \quad r_{b2} = \frac{d_{b2}}{2} = \frac{169,14}{2} = 84,57 \text{ mm},$$

$$\varepsilon_\alpha = \frac{\sqrt{33^2 - 28,19^2} + \sqrt{93^2 - 84,57^2} - 120 \cdot \sin 20}{8,856} = 1,67$$

$$, \varepsilon_\alpha = 1,67 > \varepsilon_{\alpha \min} = 1,15 - 1,2.$$

2. Egy egyenes, külső fogazatú hengeres fogaskerékpár adatai:

$$z_1 = 17, u = 4, m = 6 \text{ mm},$$

$$x_1 = 0,50, x_2 = 0,38,$$

$$a_w = 260 \text{ mm}, \alpha = 20^\circ.$$

Számítsa ki a kapcsolószámot!

$$\varepsilon_{\alpha} = \frac{\sqrt{r_{a1}^2 - r_{b1}^2} + \sqrt{r_{a2}^2 - r_{b2}^2} - a_w \cdot \sin \alpha_w}{m \cdot \pi \cdot \cos \alpha} ,$$

$$z_2 = u \cdot z_1 = 4 \cdot 17 = 68 ,$$

$$a = m \cdot \frac{z_1 + z_2}{2} = 6 \cdot \frac{17 + 68}{2} = 255 \text{ mm} ,$$

$$a \cdot \cos \alpha = a_w \cdot \cos \alpha_w \Rightarrow$$

$$\alpha_w = \arccos \left(\frac{a}{a_w} \cdot \cos \alpha \right) = \arccos \left(\frac{255}{260} \cdot \cos 20^\circ \right) = 22,84^\circ ,$$

$$y = \frac{a_w - a}{m} = \frac{260 - 255}{6} = 0,8333 ,$$

$$\sum x = x_1 + x_2 = 0,5 + 0,38 = 0,88 ,$$

$$\begin{aligned} d_{a1} &= m \cdot \left(z_1 + 2 + 2x_1 - 2 \cdot (\sum x - y) \right) = \\ &= 6 \cdot \left(17 + 2 + 2 \cdot 0,5 - 2 \cdot \left(0,88 - \frac{5}{6} \right) \right) = 119,404 \text{ mm} , \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} d_{a2} &= m \cdot \left(z_2 + 2 + 2x_2 - 2 \cdot (\sum x - y) \right) = \\ &= 6 \cdot \left(68 + 2 + 2 \cdot 0,38 - 2 \cdot \left(0,88 - \frac{5}{6} \right) \right) = 424 \text{ mm} , \end{aligned}$$

$$d_{b1} = m \cdot z_1 \cdot \cos \alpha = 6 \cdot 17 \cdot \cos 20^\circ = 95,98 \text{ mm} ,$$

$$d_{b2} = m \cdot z_2 \cdot \cos \alpha = 6 \cdot 68 \cdot \cos 20^\circ = 383,4 \text{ mm} ,$$

$$r_{a1} = \frac{d_{a1}}{2} = \frac{119,404}{2} = 59,7 \text{ mm} ,$$

$$r_{a2} = \frac{d_{a2}}{2} = \frac{424}{2} = 212 \text{ mm} ,$$

$$r_{b1} = \frac{d_{b1}}{2} = \frac{95,98}{2} = 47,92 \text{ mm} ,$$

$$r_{b2} = \frac{d_{b2}}{2} = \frac{383,4}{2} = 191,7 \text{ mm} ,$$

$$\varepsilon_{\alpha} = \frac{\sqrt{(59,7)^2 - (47,9)^2} + \sqrt{(212)^2 - (191,7)^2} - 260 \cdot \sin 22,84^\circ}{6 \cdot \pi \cdot \cos 20^\circ} = 1,42 .$$

3. Számítsa ki annak az egyenes külső fogazatú hengeres keréknek a fogfejszalag vastagságát, amelynek adatai:

$$z = 17, m = 6 \text{ mm} ,$$

$$x = 0,502, \alpha = 20^\circ .$$

$$(\text{inv } \alpha) + \frac{s_1}{2r_1} = (\text{inv } \alpha_a) + \frac{s_a}{2r_{a1}} ,$$

$$s_a = 2r_{a1} \cdot (\text{inv } \alpha + \frac{s_1}{2r_1} - \text{inv } \alpha_a) ,$$

$$s_1 = \frac{m \cdot \pi}{2} + 2 \cdot x \cdot m \cdot \text{tg } \alpha = \frac{6 \cdot \pi}{2} + 2 \cdot 0,502 \cdot 6 \cdot \text{tg } 20^\circ = 11,61 \text{ mm} ,$$

$$\text{inv } \alpha = \text{tg } \alpha - \alpha [\text{rad}] = \text{tg } 20^\circ - \frac{20^\circ \pi}{180^\circ} = 0,0149 ,$$

$$\begin{aligned} \cos \alpha_a = \frac{r_b}{r_a} \rightarrow \alpha_a &= \arccos \frac{m \cdot z \cdot \cos \alpha}{m \cdot (z + 2 + 2x)} = \\ &= \arccos \frac{17 \cdot \cos 20^\circ}{17 + 2 + 2 \cdot 0,502} \cong 37^\circ , \end{aligned}$$

$$\text{inv } \alpha_a = \text{tg } \alpha_a - \alpha_a [\text{rad}] = \text{tg } 37^\circ - \frac{37^\circ \pi}{180^\circ} = 0,1077 ,$$

$$r_a = \frac{m \cdot (z + 2 + 2x)}{2} = \frac{6 \cdot (17 + 2 + 2 \cdot 0,502)}{2} = 60,012 \text{ mm} ,$$

$$r_1 = \frac{m \cdot z}{2} = \frac{6 \cdot 17}{2} = 51 \text{ mm} ,$$

$$s_a = 120,024 \cdot \left(\frac{11,617}{102} + 0,0149 - 0,1077 \right) = 2,5315 \text{ mm} .$$

Gyakorló feladatok

1. Egyenes külső fogazatú hengeres fogaskerék adatai:
 $z = 19, m = 5 \text{ mm}, x = 0,62$. Számítsa ki, hogy mekkora
 fejkörátmérő esetén hegyesedne ki a fog!

Eredmény:

$$d_{ah} = 113,805 \text{ mm } (\alpha_{ah} = 38^{\circ}20')$$

9.2.4. Általános fogazat

1. Határozza meg annak az általános fogazással készített fogaskerékpárnak a geometriai méreteit, amelynek adatai a következők:
 $(\alpha = 20^{\circ}, \alpha_w = 26,784^{\circ}, m = 4 \text{ mm}, u = 2,8, z_1 = 10)$! A fogaskerekeket alámetzészés elkerülésére kell helyesbíteni! (Meghatározandó: $d, d_a, d_f, d_b, s, d_w, h_w$)

$$z_2 = u \cdot z_1 = 2,8 \cdot 10 = 28,$$

$$a = m \cdot \frac{z_1 + z_2}{2} = 4 \cdot \frac{10 + 28}{2} = 76 \text{ mm},$$

$$a_w = a \cdot \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w} = 76 \cdot \frac{\cos 20^{\circ}}{\cos 26,784^{\circ}} = 80 \text{ mm},$$

$$\text{inv } 20^{\circ} = \text{tg } 20^{\circ} - \frac{20^{\circ} \cdot \pi}{180^{\circ}} = 0,0149,$$

$$\text{inv } 26,784^{\circ} = \text{tg } 26,784^{\circ} - \frac{26,784^{\circ} \cdot \pi}{180^{\circ}} = 0,0373,$$

$$\begin{aligned} \Sigma x &= x_1 + x_2 = \frac{z_1 + z_2}{2} \cdot \frac{(\text{inv } \alpha_w - \text{inv } \alpha)}{\text{tg } \alpha} = \\ &= \frac{10 + 28}{2} \cdot \frac{(0,0373 - 0,0149)}{\text{tg } 20^{\circ}} = 1,1693, \end{aligned}$$

$$z_1 = 10 < 17 = z_{\text{lim}} \Rightarrow x_1 = \frac{z_{\text{lim}} - z_1}{z_{\text{lim}}} = \frac{17 - 10}{17} = 0,4118 ,$$

$$x_2 = \Sigma x - x_1 = 1,1693 - 0,4118 = 0,7575 ,$$

$$y = \frac{a_w - a}{m} = \frac{80 - 76}{4} = 1 ,$$

$$d_1 = m \cdot z_1 = 4 \cdot 10 = 40 \text{ mm} , \quad d_2 = m \cdot z_2 = 4 \cdot 28 = 112 \text{ mm} ,$$

$$\Sigma x - y = 1,1693 - 1 = 0,1693 ,$$

$$\begin{aligned} d_{a1} &= m \cdot (z_1 + 2 + 2 \cdot x_1 - 2 \cdot (\Sigma x - y)) = \\ &= 4 \cdot (10 + 2 + 2 \cdot 0,4118 - 2 \cdot 0,1693) = 49,94 \text{ mm} , \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} d_{a2} &= m \cdot (z_2 + 2 + 2 \cdot x_2 - 2 \cdot (\Sigma x - y)) = \\ &= 4 \cdot (28 + 2 + 2 \cdot 0,7575 - 2 \cdot 0,1693) = 124,70 \text{ mm} , \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} d_{f1} &= m \cdot (z_1 - 2 - 2 \cdot c^* + 2 \cdot x_1) = \\ &= 4 \cdot (10 - 2 - 2 \cdot 0,25 + 2 \cdot 0,4118) = 33,294 \text{ mm} , \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} d_{f2} &= m \cdot (z_2 - 2 - 2 \cdot c^* + 2 \cdot x_2) = \\ &= 4 \cdot (28 - 2 - 2 \cdot 0,25 + 2 \cdot 0,7575) = 108,06 \text{ mm} , \end{aligned}$$

$$d_{b1} = m \cdot z_1 \cdot \cos \alpha = 2 \cdot 10 \cdot \cos 20^\circ = 18,794 \text{ mm} ,$$

$$d_{b2} = m \cdot z_2 \cdot \cos \alpha = 2 \cdot 28 \cdot \cos 20^\circ = 52,623 \text{ mm} ,$$

$$s_1 = \frac{m \cdot \pi}{2} + 2 \cdot x_1 \cdot m \cdot \operatorname{tg} \alpha = \frac{4 \cdot \pi}{2} + 2 \cdot 0,4118 \cdot 4 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 7,482 \text{ mm} ,$$

$$s_2 = \frac{m \cdot \pi}{2} + 2 \cdot x_2 \cdot m \cdot \operatorname{tg} \alpha = \frac{4 \cdot \pi}{2} + 2 \cdot 0,7575 \cdot 4 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 8,489 \text{ mm} ,$$

$$d_{w1} = \frac{2 \cdot a_w}{1+u} = \frac{2 \cdot 80}{1+2,8} = 42,105 \text{ mm} ,$$

$$d_{w2} = \frac{2 \cdot a_w}{1+u} \cdot u = \frac{2 \cdot 80}{1+2,8} \cdot 2,8 = 117,895 \text{ mm} ,$$

$$h_w = 2 \cdot m - (\Sigma x - y) \cdot m = 2 \cdot 4 - 0,1693 \cdot 4 = 7,3228 \text{ mm} ,$$

2. Egy külső fogazatú hengeres kerékpár adatai a következők:

$$z_1 = 20 , \quad u = 3 , \quad m = 3 \text{ mm} ,$$

$$a_w = 125 \text{ mm} , \quad \alpha = 20^\circ .$$

Számítsa ki: $\alpha_w, \Sigma x, y, h_w$ értékét!

$$z_2 = u \cdot z_1 = 3 \cdot 20 = 60 ,$$

$$a = m \cdot \frac{z_1 + z_2}{2} = 3 \cdot \frac{20 + 60}{2} = 120 \text{ mm} ,$$

$$a \cdot \cos \alpha = a_w \cdot \cos \alpha_w \Rightarrow$$

$$\alpha_w = \arccos \left(\frac{a}{a_w} \cdot \cos \alpha \right) = \arccos \left(\frac{120}{125} \cdot \cos 20^\circ \right) = 25,56^\circ ,$$

$$\Sigma x = \frac{z_1 + z_2}{2} \cdot \frac{\operatorname{inv} \alpha_w - \operatorname{inv} \alpha}{\operatorname{tg} \alpha} = \frac{20 + 60}{2} \cdot \frac{0,0312 - 0,0149}{\operatorname{tg} 20^\circ} = 1,8958 ,$$

$$\operatorname{inv} \alpha_w = \operatorname{tg} \alpha_w - \alpha_w [\text{rad}] = \operatorname{tg} 25,56^\circ - \frac{25,56^\circ \cdot \pi}{180^\circ} = 0,0312 ,$$

$$\operatorname{inv} \alpha = \operatorname{tg} \alpha - \alpha [\text{rad}] = \operatorname{tg} 20^\circ - \frac{20^\circ \cdot \pi}{180^\circ} = 0,0149 ,$$

$$y = \frac{z_1 + z_2}{2} \cdot \frac{\cos \alpha - \cos \alpha_w}{\cos \alpha_w} = \frac{20 + 60}{2} \cdot \frac{\cos 20^\circ - \cos 25,56^\circ}{\cos 25,56^\circ} = 1,666 ,$$

$$y = \frac{a_w - a}{m} = \frac{125 - 120}{3} = 1,666 ,$$

$$h_w = m \cdot (2 - (\Sigma x - y)) = 3 \cdot (2 - (1,8958 - 1,666)) = 5,3123 \text{ mm} .$$

3. Egy általános, egyenes, külső fogazású hengeres kerékpár adatai: $z_1 = 35, u = 3, m = 3 \text{ mm}, \alpha_w = 23^\circ 15'$ Számítsa ki a megváltozott tengelytávot, a gördülő és alapkör átmérőket, a gördülőköri osztást és az alaposztás értékét!

$$z_2 = u \cdot z_1 = 3 \cdot 35 = 105 ,$$

$$a = m \cdot \frac{z_1 + z_2}{2} = 3 \cdot \frac{35 + 105}{2} = 210 \text{ mm} ,$$

$$a \cdot \cos \alpha = a_w \cdot \cos \alpha_w ,$$

$$a_w = a \cdot \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w} = 210 \text{ mm} \cdot \frac{\cos 20^\circ}{\cos 23^\circ 15'} = 214,777 \text{ mm} ,$$

$$a_w = \frac{d_{w1} + d_{w2}}{2} ; \quad d_{w2} = u \cdot d_{w1} \Rightarrow$$

$$a_w = \frac{d_{w1} + u \cdot d_{w1}}{2} \Rightarrow$$

$$d_{w1} = \frac{2 \cdot a_w}{u + 1} = \frac{2 \cdot 214,777}{3 + 1} = 107,388 \text{ mm} ,$$

$$d_{w2} = u \cdot d_{w1} = 3 \cdot 107,388 = 322,165 \text{ mm} ,$$

$$d_{b1} = m \cdot z_1 \cdot \cos 20^\circ = 3 \cdot 35 \cdot \cos 20^\circ = 98,667 \text{ mm} ,$$

$$d_{b2} = m \cdot z_2 \cdot \cos 20^\circ = 3 \cdot 105 \cdot \cos 20^\circ = 296,003 \text{ mm} ,$$

$$p_w = \frac{d_{w1} \cdot \pi}{z_1} = \frac{107,388 \text{ mm} \cdot \pi}{35} = 3,639 \text{ mm} ,$$

$$p_b = \frac{d_{b1} \cdot \pi}{z_1} = \frac{98,667 \cdot \pi}{35} = 8,856 \text{ mm} .$$

Gyakorló feladatok

1. Egy általános, egyenes, külső fogazású hengeres fogaskerékpár adatai a következők:
 $z_1 = 17, u = 4, m = 6 \text{ mm} ,$
 $x_1 = 0,5022, x_2 = 0,383 ,$
 $\alpha_w = 22,84^\circ, c^* = 0,25 .$

Számítsa ki a hajtás fő geometriai méreteit:

$d_w, d_a, d_f, a, a_w, \Sigma x, y$!

Eredmények:

$$a = 255 \text{ mm}, a_w = 260 \text{ mm}, y = 0,8333, \Sigma x = 0,8852,$$

$$d_{w1} = 104 \text{ mm}, d_{a1} = 119,404 \text{ mm}, d_{f1} = 93,026 \text{ mm},$$

$$d_{w2} = 416 \text{ mm}, d_{a2} = 423,973 \text{ mm}, d_{f2} = 397,6 \text{ mm}.$$

2. Határozza meg a Σx és y értékét a következő adatok alapján! Ellenőrizze alámetszésre is a megadott egyenes fogazatot!

$$a / a_w = 0,975, a / m = 32, u = 3.$$

Eredmények:

$$\Sigma x = 0,89365, y = 0,8205,$$

$$z_1 = 16 < z_{\text{lim}} = 17 \text{ van alámetszés!}$$

3. Hengeres fogaskerékpárt készítünk külső, egyenes fogazással. Ellenőrizze, hogy van-e alámetszés, ha:

$$\alpha = 20^\circ, \quad \alpha_{wt} = 25,56385^\circ, \quad m = 3 \text{ mm}, \\ a = 96 \text{ mm}, \quad d_{wl} = 50 \text{ mm}.$$

Alámetszés esetén számolja ki a szükséges profileltolási tényező értékét!

Eredmények:

$$z_1 = 16 < z_{\lim} = 17 \text{ van alámetszés!}$$

$$x_{1\min} = 0,05882.$$

9.3. Belső fogazat

1. Számítsa ki a belső elemi egyenes fogazatú hengeres fogaskerékpár főbb méreteit $z_1 = 25$, $u = 4$, $m = 3 \text{ mm}$, $c^* = 0,25$ adatokkal!

A kiskerék méretei:

$$d_1 = m \cdot z_1 = 3 \cdot 25 = 75 \text{ mm},$$

$$d_{a1} = m \cdot (z_1 + 2) = 3 \cdot (25 + 2) = 81 \text{ mm},$$

$$d_{f1} = m \cdot (z_1 - 2 - 2 \cdot c^*) = 3 \cdot (25 - 2 - 0,5) = 67,5 \text{ mm},$$

$$d_{b1} = m \cdot z_1 \cdot \cos \alpha = 75 \cdot \cos 20^\circ = 70,477 \text{ mm},$$

A nagykerék méretei:

$$d_2 = m \cdot z_2 = 3 \cdot 100 = 300 \text{ mm},$$

$$d_{a2} = m \cdot (z_2 - 2) = 3 \cdot (100 - 2) = 294 \text{ mm},$$

$$d_{f2} = m \cdot (z_2 + 2 + 2 \cdot c^*) = 3 \cdot (100 + 2 + 0,5) = 307,5 \text{ mm},$$

$$d_{b2} = m \cdot z_2 \cdot \cos \alpha = 300 \cdot \cos 20^\circ = 281,908 \text{ mm},$$

Egyéb méretek:

$$p = m \cdot \pi = 3 \cdot \pi = 9,4248 \text{ mm} ,$$

$$p_b = m \cdot \pi \cdot \cos \alpha = 3 \cdot \pi \cdot \cos 20^\circ = 8,8564 \text{ mm} .$$

2. Kompenzált belső fogazat esetén a tengelytávolság értéke $a = 60 \text{ mm}$. Számítsa ki a nagykerék és kiskerék fejkörátmérőjét és lábörátmérőjét, ha $z_1 = 20$, $\alpha = 20^\circ$, $m = 4 \text{ mm}$, $x_2 = 0,5$, $c^* = 0,25$!

$$x_2 = x_1 = 0,5 ,$$

$$a = m \cdot \frac{z_2 - z_1}{2} \Rightarrow z_2 = \frac{2 \cdot a}{m} + z_1 = \frac{2 \cdot 60}{4} + 20 = 50 ,$$

$$d_{a1} = m \cdot (z_1 + 2 + 2 \cdot x_1) = 4 \cdot (20 + 2 + 2 \cdot 0,5) = 92 \text{ mm} ,$$

$$d_{a2} = m \cdot (z_2 - 2 + 2 \cdot x_2) = 4 \cdot (50 - 2 + 2 \cdot 0,5) = 196 \text{ mm} ,$$

$$\begin{aligned} d_{f1} &= m \cdot (z_1 - 2 - 2 \cdot c^* + 2 \cdot x_1) = \\ &= 4 \cdot (20 - 2 - 2 \cdot 0,25 + 2 \cdot 0,5) = 74 \text{ mm} , \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} d_{f2} &= m \cdot (z_2 + 2 + 2 \cdot c^* + 2 \cdot x_2) = \\ &= 4 \cdot (50 + 2 + 2 \cdot 0,25 + 2 \cdot 0,5) = 214 \text{ mm} . \end{aligned}$$

3. Számítsa ki a belső kompenzált fogazatú hengeres fogaskerék-pár főbb méreteit! Adatok: $z_1 = 28$, $u = 3,5$, $c^* = 0,25$, $m = 4 \text{ mm}$, $x_1 = 0,25$.

$$z_1 = 28; \quad z_2 = u \cdot z_1 = 3,5 \cdot 28 = 98 .$$

A kiskerék méretei:

$$d_1 = m \cdot z_1 = 4 \cdot 28 = 112 \text{ mm} ,$$

$$d_{a1} = m \cdot (z_1 + 2 + 2 \cdot x_1) = 4 \cdot (28 + 2 + 0,5) = 122 \text{ mm} ,$$

$$d_{f1} = m \cdot (z_1 - 2 - 2 \cdot c^* + 2 \cdot x_1) = 4 \cdot (28 - 2 - 0,5 + 0,5) = 104 \text{ mm} ,$$

$$d_{b1} = m \cdot z_1 \cdot \cos \alpha = 4 \cdot 28 \cdot \cos 20^\circ = 105,2456 \text{ mm} .$$

A nagykerék méretei:

$$d_2 = m \cdot z_2 = 4 \cdot 98 = 392 \text{ mm} ,$$

$$d_{a2} = m \cdot (z_2 - 2 + 2 \cdot x_2) = 4 \cdot (98 - 2 + 0,5) = 386 \text{ mm} ,$$

$$d_{f2} = m \cdot (z_2 + 2 + 2 \cdot c^* + 2 \cdot x_2) = 4 \cdot (98 + 2 + 0,5 + 0,5) = 404 \text{ mm} ,$$

$$p_b = m \cdot \pi \cdot \cos \alpha = 4 \cdot \pi \cdot \cos 20^\circ = 11,8085 \text{ mm} ,$$

$$d_{b2} = m \cdot z_2 \cdot \cos \alpha = 4 \cdot 98 \cdot \cos 20^\circ = 368,3595 \text{ mm} .$$

Egyéb méretek:

$$p = m \cdot \pi = 4 \cdot \pi = 12,5664 \text{ mm} ,$$

$$p_b = m \cdot \pi \cdot \cos \alpha = 4 \cdot \pi \cdot \cos 20^\circ = 11,8085 \text{ mm} .$$

Gyakorló feladatok

1. Kompenzált belső fogazatot készítünk a következő adatokkal:

$$z_1 = 12, \quad m = 4 \text{ mm}, \quad u = 3,5.$$

Határozza meg:

- a: a tengelytávolságot,
- b: a nagykerék fejkörátmérőjét,
- c: a nagykerék lábkörátmérőjét,
- d: a nagykerék osztóköri fogvastagságát,
- e: a nagykerék alapkörsugarát!

Eredmények:

$$a = 60 \text{ mm} , \quad d_{a2} = 162,35 \text{ mm} ,$$

$$d_{f2} = 180,35 \text{ mm} , \quad s_2 = 5,4268 \text{ mm} ,$$

$$r_{b2} = 78,93 \text{ mm} .$$

9.4. Ferde fogazat

1. Egy hajtómű bemenő (első) fokozata ferde fogazatú fogaskerékpárral készül. Adatai: $z_1 = 26$, $z_2 = 86$ $\beta = 15^\circ$, $m = 4$ mm, $b_1 = b_2 = 50$ mm, $c^* = 0,25$, $\alpha = 20^\circ$. Határozza meg a kerek fő méreteit (d , d_b , d_a , d_f , a) elemi fogazat esetén!

$$d_1 = m_t \cdot z_1 = \frac{m}{\cos \beta} \cdot z_1 = \frac{4}{\cos 15^\circ} \cdot 26 = 107,67 \text{ mm} ,$$

$$d_2 = m_t \cdot z_2 = \frac{m}{\cos \beta} \cdot z_2 = \frac{4}{\cos 15^\circ} \cdot 86 = 356,14 \text{ mm} ,$$

$$\alpha_t = \arctg\left(\frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta}\right) = \arctg\left(\frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 15^\circ}\right) = 20,6469^\circ ,$$

$$d_{b1} = d_1 \cdot \cos \alpha_t = 107,67 \cdot \cos 20,6469^\circ = 100,75 \text{ mm} ,$$

$$d_{b2} = d_2 \cdot \cos \alpha_t = 356,14 \cdot \cos 20,6469^\circ = 333,27 \text{ mm} ,$$

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m = 107,67 + 2 \cdot 4 = 115,67 \text{ mm} ,$$

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m = 356,14 + 2 \cdot 4 = 364,14 \text{ mm} ,$$

$$d_{f1} = d_1 - 2,5 \cdot m = 107,67 - 2,5 \cdot 4 = 97,67 \text{ mm} ,$$

$$d_{f2} = d_2 - 2,5 \cdot m = 356,14 - 2,5 \cdot 4 = 346,14 \text{ mm} ,$$

$$a = \frac{m}{\cos \beta} \cdot \frac{z_1 + z_2}{2} = \frac{4}{\cos 15^\circ} \cdot \frac{(26 + 86)}{2} = 231,90 \text{ mm} .$$

2. Az előző példában szereplő ferde fogazatú fogaskerékpárt $x_1 = 0,75$ és $x_2 = -x_1 = -0,75$ profileltolással készül. (Adatai: $z_1 = 26$, $z_2 = 86$ $\beta = 15^\circ$, $m = 4$ mm, $b_1 = b_2 = 50$ mm, $c^* = 0,25$.) Határozza meg a kerek alábbi méreteit (d_a , d_f , s) kompenzált fogazat esetén!

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m + 2 \cdot x_1 \cdot m = 107,67 + 2 \cdot 4 + 2 \cdot 0,75 \cdot 4 = 121,67 \text{ mm} ,$$

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m + 2 \cdot x_2 \cdot m = 356,14 + 2 \cdot 4 - 2 \cdot 0,75 \cdot 4 = 358,14 \text{ mm} ,$$

$$d_{f1} = d_1 - 2,5 \cdot m + 2 \cdot x_1 \cdot m = 107,67 - 2,5 \cdot 4 + 2 \cdot 0,75 \cdot 4 = \\ = 103,67 \text{ mm} ,$$

$$d_{f2} = d_2 - 2,5 \cdot m + 2 \cdot x_2 \cdot m = 356,14 - 2,5 \cdot 4 - 2 \cdot 0,75 \cdot 4 = \\ = 340,14 \text{ mm} ,$$

$$m_t = \frac{m}{\cos \beta} = \frac{4}{\cos 15^\circ} = 4,141 \text{ mm} ,$$

$$s_1 = \frac{m_t \cdot \pi}{2} + 2 \cdot x_1 \cdot m_t \cdot \operatorname{tg} \alpha = \frac{4,14 \cdot \pi}{2} + 2 \cdot 0,75 \cdot 4,14 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = \\ = 8,765 \text{ mm} ,$$

$$s_2 = \frac{m_t \cdot \pi}{2} + 2 \cdot x_2 \cdot m_t \cdot \operatorname{tg} \alpha = \frac{4,14 \cdot \pi}{2} - 2 \cdot 0,75 \cdot 4,14 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = \\ = 4,244 \text{ mm} ,$$

3. Ellenőrizze alámetszésre a következő adatokkal jellemzett kompenzált ferde fogazatot: $z_2 = 34$, $\beta = 23,07^\circ$, $m = 4$ mm, $a = 100$ mm, $h_a^* = 1$. Alámetszés esetén számolja ki a szükséges profileltolás-tényező értékét!

$$a = \frac{m}{\cos \beta} \cdot \frac{z_1 + z_2}{2} \Rightarrow$$

$$z_1 = \frac{2 \cdot a \cdot \cos \beta}{m} - z_2 = \frac{2 \cdot 100 \cdot \cos 23,07^\circ}{4} - 34 = 12 ,$$

$$z_{\lim} = \frac{2 \cdot \cos \beta}{\sin^2 \alpha_t} \cdot h_a^* = \frac{2 \cdot \cos 23,07^\circ}{\sin^2 21,58} \cdot 1 = 13,60 ,$$

$$\operatorname{tg} \alpha_t = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta} = \frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 23,07^\circ} = 0,396 \Rightarrow \alpha_t = 21,58^\circ ,$$

$$z_1 = 12 < 13,60 = z_{\lim} \Rightarrow \text{az alámetszés elkerüléséhez}$$

$$x_{\lim} = \frac{z_{\lim} - z_1}{z_{\lim}} = \frac{13,60 - 12}{13,60} = 0,118 .$$

Gyakorló feladatok

1. Számítsa ki annak a külső, ferde kompenzált fogazatú kerékpárnak főbb geometriai méreteit, amelynek adatai: $z_1 = 35$, $u = 3$, $m = 4$ mm, $c^* = 0,25$, $h_a^* = 1$ mm, $\alpha = 20^\circ$, $\beta = 30^\circ$, $x_1 = 0,2$!

Eredmények:

$$z_2 = 105, x_2 = -x_1 = -0,2,$$

$$m_t = 4,6188 \text{ mm}, p_t = 14,5103 \text{ mm}, a = 323,316 \text{ mm},$$

$$d_1 = 161,658 \text{ mm}, d_2 = 484,974 \text{ mm}$$

$$d_{a1} = 168,858 \text{ mm}, d_{a2} = 489,774 \text{ mm},$$

$$d_{f1} = 155,358 \text{ mm}, d_{f2} = 476,274 \text{ mm},$$

$$\alpha_t = 22,796^\circ, d_{b1} = 149,031 \text{ mm}, d_{b2} = 447,093 \text{ mm}.$$

2. Egy ferde fogazatú hengeres kerékpár normál modulja 4 mm, a foghajlásszög 25° , az alapprofilszög 20° . Számítsa ki a homlokmodult, a homloksíkbeli kapcsolószöget, a homloksíkbeli osztást és a homlokalaposztást!

Eredmények:

$$m_t = 4,414 \text{ mm}, \alpha_t = 21,88^\circ ,$$

$$p_t = 13,867 \text{ mm}, p_{bt} = 12,868 \text{ mm} .$$

3. Ellenőrizze alámetszésre a következő adatokkal jellemzett kompenzált ferde fogazatot!

$$a = 113 \text{ mm} , \quad m = 3,5 \text{ mm} ,$$

$$z_2 = 42 , \quad u = 2,8 , \quad h_a^* = 1 .$$

Alámetszés esetén számítsa ki a szükséges profileltolási tényező értékét!

Eredmények:

$$12,15 = z_{\lim} < z_1 = 15, \text{ ezért nincs alámetszés!}$$

9.5. Kúpkerék hajtások

1. Egy elemi fogazatú kúpkerékpár adatai : $z_1 = 25$, $u = 2$, $m = 3 \text{ mm}$. Határozza meg az osztókúpszögeket, ha $\Sigma\delta = 90^\circ$! Mekkora az osztókúphossz? Számítsa ki a fejkúpszögeket, a képzelt fogszámokat valamint a kúpkerékpár főbb geometriai méreteit!

$$\operatorname{tg} \delta_2 = u = 2 \Rightarrow \delta_2 = 63,435^\circ , \quad \delta_1 = 90^\circ - \delta_2 = 26,565^\circ ,$$

$$R_e = \frac{d_1}{2 \cdot \sin \delta_1} = \frac{d_2}{2 \cdot \sin \delta_2} = \frac{3 \cdot 25}{2 \cdot \sin 26,565^\circ} = 83,859 \text{ mm} ,$$

$$z_2 = u \cdot z_1 = 2 \cdot 25 = 50 ,$$

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos \delta_1} = \frac{25}{\cos 26,565^\circ} = 27,95 ,$$

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos \delta_2} = \frac{50}{\cos 63,435^\circ} = 111,8 ,$$

$$d_1 = m \cdot z_1 = 3 \cdot 25 = 75 \text{ mm} , \quad d_2 = m \cdot z_2 = 3 \cdot 50 = 150 \text{ mm} ,$$

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m \cdot \cos \delta_1 = 75 + 2 \cdot 3 \cdot \cos 26,56^\circ = 80,366 \text{ mm} ,$$

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m \cdot \cos \delta_2 = 150 + 2 \cdot 3 \cdot \cos 63,43^\circ = 152,683 \text{ mm} ,$$

$$\operatorname{tg} \nu_{a1} = \operatorname{tg} \nu_{a2} = \frac{m}{R_e} = \frac{3}{83,859} \rightarrow \nu_{a1} = \nu_{a2} = 2,05^\circ .$$

2. Adott egy kompenzált fogazatú kúpfogaskerékpár. A következő adatok alapján ellenőrizze alámetszésre és határozza meg az osztókörtmérőket, az osztókúphosszúságot, a képzelte osztókörsugarakat és a fejkörtmérőket! $i = u = 3$, $\Sigma \delta = 90^\circ = \delta_1 + \delta_2$, $z_1 = 12$, $m = 4 \text{ mm}$.

$$z_2 = u \cdot z_1 = 3 \cdot 12 = 36, \quad i = u = \operatorname{tg} \delta_2 \Rightarrow$$

$$\delta_2 = \operatorname{arctg} 3 = 71,57^\circ \Rightarrow \quad \delta_1 = 90^\circ - 71,57^\circ = 18,43^\circ ,$$

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos \delta_1} = \frac{12}{\cos 18,43^\circ} = 12,65 \text{ ,tehát alámetszés lenne, mert}$$

$$z_{v1} = 12,65 < 17 = z_{\lim} ,$$

$$x_1 = \frac{z_{\lim} - z_{v1}}{z_{\lim}} = \frac{17 - 12,65}{17} = 0,256 \Rightarrow$$

$$x_2 = -x_1 = -0,256 ,$$

$$d_1 = m \cdot z_1 = 4 \cdot 12 = 48 \text{ mm} , \quad d_2 = m \cdot z_2 = 4 \cdot 36 = 144 \text{ mm} ,$$

$$R_e = \frac{d_1}{2 \cdot \sin \delta_1} = \frac{48}{2 \cdot \sin 18,43^\circ} = 75,91 \text{ mm} ,$$

$$r_{v1} = \frac{r_1}{\cos \delta_1} = \frac{24}{\cos 18,43^\circ} = 25,30 \text{ mm} ,$$

$$r_{v2} = \frac{r_2}{\cos \delta_2} = \frac{72}{\cos 71,57^\circ} = 227,74 \text{ mm} ,$$

$$\begin{aligned} d_{a1} &= d_1 + 2 \cdot (m + x_1 \cdot m) \cdot \cos \delta_1 = \\ &= 48 + 2 \cdot (4 + 0,256 \cdot 4) \cdot \cos 18,43^\circ = 57,53 \text{ mm} , \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} d_{a2} &= d_2 + 2 \cdot (m - x_1 \cdot m) \cdot \cos \delta_2 = \\ &= 144 + 2 \cdot (4 - 0,256 \cdot 4) \cdot \cos 71,57^\circ = 145,88 \text{ mm} . \end{aligned}$$

3. Egy kúpkerékpár adatai : $z_1 = 13$; $z_2 = 49$; $m = 3,25$ mm. Számítsa ki az alámetszés elkerülésére kompenzált kúpkerékpár főbb adatait, ha $\Sigma \delta = 90^\circ$!

$$\operatorname{tg} \delta_2 = u = \frac{49}{13} = 3,765 \Rightarrow \delta_2 = 75,14^\circ \quad \delta_1 = 90 - \delta_2 = 14,85^\circ ,$$

$$d_1 = m \cdot z_1 = 3,25 \cdot 13 = 42,25 \text{ mm} ,$$

$$d_2 = m \cdot z_2 = 3,25 \cdot 49 = 159,25 \text{ mm} ,$$

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos \delta_1} = \frac{13}{\cos 14,85^\circ} = 13,45 ,$$

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos \delta_2} = \frac{49}{\cos 75,14^\circ} = 190,8 ,$$

$$x_{\min} = \frac{17 - 13,45}{17} = 0,2086 ,$$

$$\begin{aligned} d_{a1} &= d_1 + 2 \cdot m \cdot (1 + x_{\min}) \cdot \cos \delta_1 = \\ &= 42,25 + 2 \cdot 3,25 \cdot (1 + 0,2086) \cdot 0,9665 = 49,84 \text{ mm} , \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} d_{a2} &= d_2 + 2 \cdot m \cdot (1 - x_{\min}) \cdot \cos \delta_2 = \\ &= 159,25 + 2 \cdot 3,25 \cdot (1 - 0,2086) \cdot 0,2565 = 160,56 \text{ mm} , \end{aligned}$$

$$R_e = \frac{d_1}{2 \cdot \sin \delta_1} = \frac{42,25}{2 \cdot \sin 14,85^\circ} = 82,38 \text{ mm} ,$$

$$\operatorname{tg} \nu_{a1} = \frac{m \cdot (1 + x_{\min})}{\operatorname{Re}} = \frac{3,25 \cdot (1 + 0,2086)}{82,38} \Rightarrow \nu_{a1} = 2,73^\circ ,$$

$$\operatorname{tg} \nu_{a2} = \frac{m \cdot (1 - x_{\min})}{\operatorname{Re}} = \frac{3,25 \cdot (1 - 0,2086)}{82,38} \Rightarrow \nu_{a2} = 1,79^\circ .$$

Gyakorló feladatok

1. Ellenőrizze alámetszésre a következő adatokkal jellemzett kúpfogazatot:

$$\begin{aligned} r_{v2} &= 100 \text{ mm} , & z_1 &= 15 , \\ R_e &= 55.555 \text{ mm} , & \Sigma \delta &= 90^\circ . \end{aligned}$$

Eredmény:

$$z_{v1} = 17,15 > 17 = z_{\lim} , \text{ ezért nincs alámetszés!}$$

2. Kompenzált kúpfogazatot készítünk a következő adatokkal:

$$\begin{aligned} d_2 &= 210 \text{ mm} , & u &= 2,5, \\ z_2 &= 35, & \Sigma \delta &= 90^\circ . \end{aligned}$$

Határozza meg a kiskerék ill. a nagykerék fejkörátmérőjét!

Eredmények:

$$d_{a1} = 96,4 \text{ mm} , d_{a2} = 213,95 \text{ mm} .$$

9.6. Csigahajtás

1. Határozza meg csigahajtás esetén az elemi csiga és a profileltolással készülő csigakerék fő méreteit valamint a tengelytávolságot, ha $q = 12$, $i = 25$, $z_1 = 2$, $m = 5 \text{ mm}$, $c^* = 0,2$, $x_2 = 0,5$!

$$z_2 = i \cdot z_1 = 25 \cdot 2 = 50 ,$$

$$d_1 = m \cdot q = 5 \cdot 12 = 60 \text{ mm} , d_{a1} = m \cdot (q + 2) = 5 \cdot (12 + 2) = 70 \text{ mm} ,$$

$$d_{f1} = m \cdot (q - 2 - 2 \cdot c^*) = m \cdot (q - 2,4) = 5 \cdot (12 - 2 - 0,4) = 48 \text{ mm} ,$$

$$b_1 \geq 2 \cdot m \cdot \sqrt{z_2 + 1} = 2 \cdot 5 \cdot \sqrt{50 + 1} = 71,4 \text{ mm} ,$$

Legyen:

$$b_1 = 75 \text{ mm} .$$

$$d_2 = m \cdot z_2 = 5 \cdot 50 = 250 \text{ mm} ,$$

$$d_{a2} = m \cdot (z_2 + 2 + 2 \cdot x_2) = 5 \cdot (50 + 2 + 2 \cdot 0,5) = 265 \text{ mm} ,$$

$$d_{f2} = m \cdot (z_2 - 2,4 + 2x_2) = 5 \cdot (50 - 2,4 + 2 \cdot 0,5) = 243 \text{ mm} ,$$

$$b_2 = 0,45 \cdot (q + 6) \cdot m = 0,45 \cdot (12 + 6) \cdot 5 = 40,5 \text{ mm} ,$$

$$a_w = a + x_2 \cdot m = \left(\frac{q + z_2}{2} + x_2 \right) \cdot m = \left(\frac{12 + 50}{2} + 0,5 \right) \cdot 5 = 157,5 \text{ mm} .$$

2. Az előző példa adataival ($q = 12$, $i = 25$, $z_1 = 2$, $m = 5 \text{ mm}$, $c^* = 0,2$ $x_2 = 0,5$) határozza meg a hajtás hatásfokát, ha $\rho' = 4^\circ$!

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{z_1 \cdot m \cdot \pi}{m \cdot q \cdot \pi} = \frac{z_1}{q} = \frac{2}{12} = 0,166 \Rightarrow \gamma = 9,462^\circ ,$$

$$\eta_1 = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \rho')} = \frac{\operatorname{tg} 9,462^\circ}{\operatorname{tg}(9,462 + 4)} = 0,696 \Rightarrow \eta_1 = 69,6 \% .$$

3. A hengeres csigahajtás adatai a következők: a szilárdságilag szükséges tengelytávolság $a_w = 250 \text{ mm}$, az áttétel $i = 20$, a csiga bekezdéseinek száma $z_1 = 2$, az átmérőhányados $q = 9,5$, a modul $m = 10 \text{ mm}$, $h_a^* = 1$, $c^* = 0,2$. Számítsa ki a csigahajtás főbb méreteit!

$$z_1 = 2 \quad z_2 = i \cdot z_1 = 20 \cdot 2 = 40 ,$$

$$a = m \cdot \frac{q + z_2}{2} = 10 \cdot \frac{9,5 + 40}{2} = 247,5 \text{ mm} ,$$

$$a_w - a = x_2 \cdot m \Rightarrow x_2 = \frac{250 - 247,5}{10} = 0,25 ,$$

$$d_1 = m \cdot q = 10 \cdot 9,5 = 95 \text{ mm} ,$$

$$d_2 = m \cdot z_2 = 10 \cdot 40 = 400 \text{ mm} ,$$

$$d_{a1} = m \cdot (q + 2) = 10 \cdot 11,5 = 115 \text{ mm} ,$$

$$d_{a2} = m \cdot (z_2 + 2 \cdot x_2 + 2 \cdot h_a^*) = 10 \cdot (40 + 2 \cdot 0,25 + 2) = 400 \text{ mm} ,$$

$$d_{f1} = m \cdot (q - 2 - 2 \cdot c^*) = 10 \cdot (9,5 - 2 - 0,4) = 71 \text{ mm} ,$$

$$d_{f2} = m \cdot (z_2 - 2 \cdot h_a^* - 2 \cdot c^* + 2 \cdot x_2) = 10 \cdot (40 - 2 - 0,4 + 0,5) = 381 \text{ mm} ,$$

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{z_1}{q} = \frac{2}{9,5} \Rightarrow \gamma = 11,9^\circ ,$$

$$b_2 \approx 0,45 \cdot (q + 6) \cdot m = 0,45 \cdot (9,5 + 6) \cdot 10 = 69,75 \text{ mm} .$$

Gyakorló feladatok

1. Számítsa ki az elemi csigahajtás főbb méreteit! Adatok: $i = 50$, $z_1 = 1$, $q = 10$, $m = 8 \text{ mm}$, $h_a^* = 1 \text{ mm}$, $c^* = 0,2$. A csiga hőkezelt kivitelben készül!

Eredmények:

$$z_2 = 50 , d_1 = 80 \text{ mm} , d_2 = 400 \text{ mm} ,$$

$$d_{a1} = 96 \text{ mm} , d_{a2} = 416 \text{ mm} ,$$

$$d_{f1} = 60,8 \text{ mm} , d_{f2} = 380,8 \text{ mm} ,$$

$$b_1 = 114,26 \text{ mm} , d_{ae2} = 428 \text{ mm} ,$$

$$\gamma = 5,71^\circ , b_2 \approx 57,6 \text{ mm} , a = 240 \text{ mm} .$$

2. Számítsa ki a csigahajtás hatásfokát, ha $z_1 = 2$, $q = 10$, $\mu' = 0,05$!

Eredmény:

$$\eta_1 = 0,792 \approx 79\% (\gamma = 11,31^\circ) .$$

3. Csigahajtásnál a kétbekezdésű csiga menetemelkedési szöge $\gamma = 11,309^\circ$, a lábhenger átmérője $d_{fl} = 38 \text{ mm}$. Mekkora lesz a tengelytáv értéke, ha $x_2 = 0,5$ profileltolást alkalmazunk $i = 10$ -es áttételnél? ($c^* = 0,2$)

Eredmény: $a_w = 77,5 \text{ mm}$.

9.7. Fogaskerek szilárdsági méretezése

1. Határozza meg az egyenes fogazatú fogaskerek között keletkező normálfógerőt (F_n) és a radiális irányú erőt (F_r), ha

$$P = 10 \text{ kW}, \quad n_1 = 1475 \frac{1}{\text{min}}, \quad u = 2,5, \quad a = 155 \text{ mm}, \\ a_w = 160 \text{ mm}!$$

$$T_1 = \frac{P}{2 \cdot \pi \cdot n_1} = \frac{10 \cdot 10^3 \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot 1475} = 64,74 \text{ Nm},$$

$$r_{w1} = \frac{a_w}{1+u} = \frac{160}{1+2,5} = 45,71 \text{ mm} = 0,0457 \text{ m},$$

$$F = \frac{T_1}{r_{w1}} = \frac{64,74}{0,0457} = 1416,63 \text{ N},$$

$$\cos \alpha_w = \frac{a}{a_w} \cdot \cos \alpha = \frac{155}{160} \cdot \cos 20^\circ = 0,9103 \Rightarrow$$

$$\alpha_w = 24,449^\circ,$$

$$F_n = \frac{F}{\cos \alpha_w} = \frac{1416,63}{\cos 24,449^\circ} = 1556,17 \text{ N},$$

$$F_r = F \cdot \tan \alpha_w = 1416,63 \cdot \tan 24,449^\circ = 644,07 \text{ N}.$$

2. Egy ferde fogazatú hengeres kerékpár által átvitt teljesítmény $P = 15 \text{ kW}$. A kerékpár elemi fogazattal készül, melynek adatai: $n = 18.5 \text{ 1/s}$, $z_1 = 20$, $u = 3$, $m = 3 \text{ mm}$, $\alpha = 20^\circ$, $\beta = 20^\circ$. Számítsa ki a kerületi erőt, és annak komponenseit!

Az átvitt nyomaték:

$$T_1 = \frac{P}{2 \cdot \pi \cdot n_1} = \frac{15000}{2 \cdot \pi \cdot 18,5} = 129,04 \text{ Nm} ,$$

$$r_{w1} = \frac{z_1 \cdot m_t}{2} = \frac{z_1 \cdot m}{2 \cdot \cos 20^\circ} = \frac{20 \cdot 3}{2 \cdot \cos 20^\circ} = 31,925 \text{ mm} ,$$

$$F = \frac{T_1}{r_{w1}} = \frac{129,04 \cdot 10^3}{31,925} = 4041,97 \text{ N} ,$$

$$\operatorname{tg} \alpha_t = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta} = \frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 20^\circ} \Rightarrow \alpha_t = 21,17^\circ ,$$

$$F_t = \frac{F}{\cos \alpha} = \frac{4041,97}{\cos 20^\circ} = 4301,37 \text{ N} ,$$

$$F_r = F \cdot \operatorname{tg} \alpha_t = 4041,97 \cdot \operatorname{tg} 21,17^\circ = 1565,34 \text{ N} ,$$

$$F_{ax} = F \cdot \operatorname{tg} \beta = 4041,97 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 1471,15 \text{ N} .$$

3. Egy ferde fogazással készülő fogaskerékhajtóműnél: $P = 7,5 \text{ kW}$, $n_1 = 730 \text{ 1/min}$, $r_{w1} = 50 \text{ mm}$, $\beta = 22^\circ$, $\alpha_{wt} = 24^\circ$. Határozza meg a fogaskerekre ható normálfógerő (F_n) nagyságát!

$$T_1 = \frac{P}{2 \cdot \pi \cdot n_1} = \frac{7500 \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot 730} = 98,1 \text{ Nm} ,$$

$$F = \frac{T_1}{r_{w1}} = \frac{98,1}{0,05} = 1962,18 \text{ N} ,$$

$$F_r = F \cdot \operatorname{tg} \alpha_{wt} = 1962,18 \cdot \operatorname{tg} 24^\circ = 873,62 \text{ N} ,$$

$$F_{ax} = F \cdot \operatorname{tg} \beta = 1962,18 \cdot \operatorname{tg} 22^\circ = 792,77 \text{ N} ,$$

$$F_n = \sqrt{F^2 + F_{ax}^2 + F_r^2} = \sqrt{1962,18^2 + 873,62^2 + 792,77^2} = 2289,5 \text{ N} .$$

Gyakorló feladatok

1. Általános egyenes fogazatú hengeres kerékpár által átvitt teljesítmény $P = 15 \text{ kW}$, fordulatszáma $n = 1110 \text{ 1/perc}$. A fogazat adatai:

$$\begin{aligned} a_w &= 125 \text{ mm} , & u &= 3 , & m &= 3 \text{ mm} , \\ z_1 &= 20 , & \alpha &= 20^\circ . \end{aligned}$$

Határozza meg a fogaskerekre ható normálfogóerő és radiális irányú erő nagyságát!

Eredmények:

$$F_n = 4577,38 \text{ N} , F_r = 1975,2 \text{ N} .$$

2. Egy általános egyenes fogazással készülő fogaskerék-hajtóműnél:

$$\begin{aligned} a / a_w &= 0,95 , & P &= 5,5 \text{ kW} , \\ n_1 &= 970 \text{ 1/perc} , & r_{w1} &= 30 \text{ mm} . \end{aligned}$$

Határozza meg a fogaskerekre ható normálfogóerő (F_n) ill. a radiális irányú erő (F_r) nagyságát!

Eredmények:

$$F_n = 2021,76 \text{ N} , F_r = 910,47 \text{ N} .$$

9.8. Fogaskerek mérése

1. Egy egyenes, külső fogazatú hengeres kerék adatai a következők: $z = 52$, $m = 3 \text{ mm}$, $\alpha = 20^\circ$, $x = 0,42$. Számítsa ki a közrefogott fogak számát és a többfogmértet!

$$k = \frac{z}{9} + 0,5 = \frac{52}{9} + 0,5 = 6,28 \Rightarrow k = 6 ,$$

$$\text{inv } \alpha = \text{tg } \alpha - \alpha [\text{rad}] ,$$

$$\text{inv } 20^\circ = \text{tg } 20^\circ - \frac{20^\circ \cdot \pi}{180^\circ} = 0,014904 ,$$

$$\begin{aligned} W_6 &= [(k - 0,5) \cdot \pi + z \cdot \text{inv } \alpha] \cdot m \cdot \cos \alpha + 2 \cdot x \cdot m \cdot \sin \alpha = \\ &= [(6 - 0,5) \cdot \pi + 52 \cdot 0,0149] \cdot 3 \cdot \cos 20^\circ + 2 \cdot 0,42 \cdot 3 \cdot \sin 20^\circ = \\ &= 51,756 \text{ mm} . \end{aligned}$$

2. Egy egyenes külső fogazatú hengeres kerék többfogmértete $W = 140,533 \text{ mm}$. További adatok: $z = 68$, $m = 6 \text{ mm}$, $x = 0,383$, $\alpha = 20^\circ$. Átvehető-e ellenőrzés esetén a fogaskerék, ha a tűrése $\pm 0,1 \text{ mm}$?

$$k = \frac{z}{9} + 0,5 = \frac{68}{9} + 0,5 = 8,055 \Rightarrow k = 8 ,$$

$$\text{inv } \alpha = \text{tg } \alpha - \frac{\alpha}{180} \cdot \pi \quad \text{inv } 20^\circ = \text{tg } 20^\circ - \frac{20^\circ}{180^\circ} \cdot \pi = 0,0149 ,$$

$$\begin{aligned} W_8 &= [(k - 0,5) \cdot \pi + z \cdot \text{inv } \alpha] \cdot m \cdot \cos \alpha + 2 \cdot x \cdot m \cdot \sin \alpha = \\ &= [7,5 \cdot \pi + 68 \cdot 0,0149] \cdot 6 \cdot \cos 20^\circ + 2 \cdot 0,383 \cdot 6 \cdot \sin 20^\circ = \\ &= 140,13 \text{ mm} , \end{aligned}$$

Nem vehető át!

9.9. Fogaskerékajtás geometriai méreteinek számítása

Tervezzén általános egyenes fogazatú fogaskerékpárral szerelt hajtóművet, amelyet egy ékszíjhajtáson ($i = 1,4$ és $\eta = 98\%$)

keresztül villanymotorral hajtának meg

$$(P_m = 1,1 \text{ kW és } n_m = 715 \frac{1}{\text{min}}) !$$

A fogaskerékajtás kiinduló adatai: $C_d = 2$ (dinamikai tényező),

$$z_1 = 18 \dots 30, \quad \alpha = 20^\circ, \quad \alpha_w = 23^\circ \dots 26^\circ, \quad \xi = 0,8 \dots 1,2, \quad Y = 2,5,$$

$$u = 2,8.$$

Pontossági fokozat	7	8	9
$\xi = b/d_{w1}$	1,1-1,2	1,0-1,1	0,8-0,9

$$n_1 = \frac{n_m}{i} = \frac{715}{60 \cdot 1,4} = 8,51 \frac{1}{s}, \quad P_1 = P_m \cdot \eta = 1100 \cdot 0,98 = 1078 \text{ W},$$

A felvett fogaskerékanyag jellemzői:

$$C60V \quad \sigma_D = 256 \text{ MPa} \Rightarrow$$

$$\sigma_{meg} = 0,3 \cdot \sigma_D = 0,3 \cdot 256 = 76,8 \text{ MPa}, \quad k_0 = 5,1 \text{ MPa} \Rightarrow$$

$$k_{meg} = 0,4 \cdot k_0 = 0,4 \cdot 5,1 = 2,04 \text{ MPa}.$$

A minimális tengelytáv:

$$\begin{aligned} a_{wmin} &= \sqrt[3]{\frac{P_1 \cdot C_d}{4 \cdot \pi \cdot n_1} \cdot \frac{1}{\xi} \cdot \frac{1}{\sin 2 \cdot \alpha_w} \cdot \frac{(1+u)^4}{u} \cdot \frac{1}{k_{meg}}} = \\ &= \sqrt[3]{\frac{1078 \cdot 2}{4 \cdot \pi \cdot 8,51} \cdot \frac{1}{1} \cdot \frac{1}{\sin 2 \cdot 24^\circ} \cdot \frac{(1+2,8)^4}{2,8} \cdot \frac{1}{2,04 \cdot 10^6}} = 0,099 \text{ m} \\ &= 99 \text{ mm}. \end{aligned}$$

A szabványos tengelytávolságok 1. sorozata:

$$40, 50, 63, \underline{80, 100, 125, 160, 200}, 250, 315, 400 .$$

Ebből a választott szabványos tengelytáv: $a_w = 100 \text{ mm}$.

A gördülőkör átmérő és a fogaskerek szélessége:

$$d'_{w1} = \frac{2 \cdot a_w}{u+1} = \frac{2 \cdot 100}{2,8+1} = 52,63 \text{ mm} .$$

A pontossági fokozat legyen 8, tehát:

$$\xi = 1 ,$$

$$b = \xi \cdot d'_{w1} = 1 \cdot 52,63 = 52,63 \text{ mm} \Rightarrow b = 55 \text{ mm} .$$

A minimális modul:

$$\begin{aligned} m_{\min} &= \frac{P_1 \cdot C_d}{b \cdot d'_{w1} \cdot \pi \cdot n_1 \cdot \cos \alpha_w} \cdot \frac{Y}{\sigma_{meg}} = \\ &= \frac{1078 \cdot 2 \cdot 2,5}{55 \cdot 52,6 \cdot \pi \cdot 8,5 \cdot \cos 24^\circ \cdot 76,8} = 0,99 \text{ mm} , \end{aligned}$$

$$a' = a_w \cdot \frac{\cos \alpha_w}{\cos \alpha} = 100 \cdot \frac{\cos 24^\circ}{\cos 20^\circ} = 97,21 \text{ mm} .$$

A kiskerék fogszáma legyen:

$$z_1 = 23 ,$$

így:

$$m' = \frac{2 \cdot a'}{z_1 \cdot (1+u)} = \frac{2 \cdot 97,21}{23 \cdot (1+2,8)} = 2,225 \text{ mm} .$$

Kivonat a szabványos modulsorozatból:

I. sorozat: 1,0; 1,25; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6.

II. sorozat: 1,125; 1,375; 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5.

A választott szabványos modul: $m = 2,25 \text{ mm}$.

A fogszámok és a valós fogszámviszony:

$$z_2 = u \cdot z_1 = 2,8 \cdot 23 = 64,4 \Rightarrow z_2 = 64 ,$$

$$u_{\text{valós}} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{64}{23} = 2,7826 ,$$

Célszerű a fogszámokat úgy felvenni, hogy ne legyen közös osztójuk!
(Azt mindenképpen kerüljük el, hogy a nagykerék fogszáma a kiskerék fogszámának egészszámú többszöröse legyen!)

A valós fogszámviszony $\pm 3\%$ -kal térhet el az elméleti fogszámviszonytól!

A geometriai méretek, jellemzők meghatározása:

$$a = m \cdot \frac{z_1 + z_2}{2} = 2,25 \cdot \frac{23 + 64}{2} = 97,875 \text{ mm} ,$$

$$\alpha_w = \arccos\left(\frac{a}{a_w} \cdot \cos \alpha\right) = \arccos\left(\frac{97,875}{100} \cdot \cos 20^\circ\right) = 23,1142^\circ ,$$

$$d_1 = m \cdot z_1 = 2,25 \cdot 23 = 51,75 \text{ mm} ,$$

$$d_2 = m \cdot z_2 = 2,25 \cdot 64 = 144 \text{ mm} ,$$

$$r_{w1} = \frac{a_w}{u_{\text{valós}} + 1} = \frac{100}{2,7826 + 1} = 26,4368 \text{ mm} ,$$

$$r_{w2} = a_w - r_{w1} = 100 - 26,4368 = 73,5631 \text{ mm} ,$$

$$r_{b1} = r_{w1} \cdot \cos \alpha_w = 26,4368 \cdot \cos 23,1142^\circ = 24,3146 \text{ mm} ,$$

$$r_{b2} = r_{w2} \cdot \cos \alpha_w = 73,5631 \cdot \cos 23,1142^\circ = 67,6578 \text{ mm} ,$$

$$\text{inv } 20^\circ = \text{tg } 20^\circ - \frac{20^\circ \cdot \pi}{180^\circ} = 0,0149 ,$$

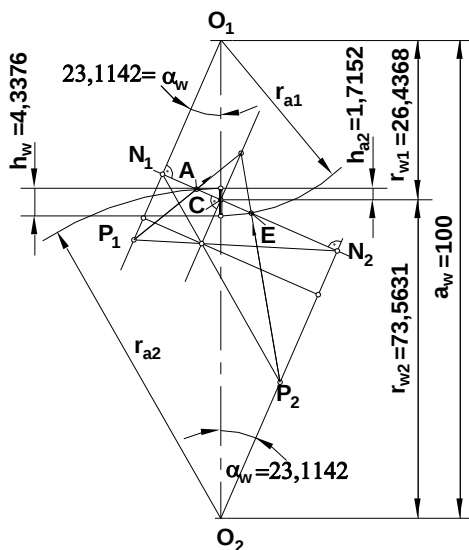
$$\text{inv } 23,1142^\circ = \text{tg } 23,1142^\circ - \frac{23,1142^\circ \cdot \pi}{180^\circ} = 0,02341 ,$$

$$\begin{aligned}\Sigma x &= x_1 + x_2 = \frac{z_1 + z_2}{2} \cdot \frac{(\operatorname{inv} \alpha_w - \operatorname{inv} \alpha)}{\operatorname{tg} \alpha} = \\ &= \frac{23 + 64}{2} \cdot \frac{(0,0234 - 0,0149)}{\operatorname{tg} 20^\circ} = 1,01659 \text{ ,} \\ y &= \frac{a_w - a}{m} = \frac{100 - 97,875}{2,25} = 0,9444 \text{ ,}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}h_w &= 2 \cdot m - (\Sigma x + y) \cdot m = 2 \cdot 2,25 - (1,0165 - 0,9444) \cdot 2,25 = \\ &= 4,3376 \text{ mm .}\end{aligned}$$

A relatívesűszás szerkesztésből:

$$h_{a2} = 1,7152 \text{ mm .}$$



9.1. Ábra: A fogfejmagasság meghatározása a nagykeréken

A profileltolások és a fejkör sugarak:

$$x_1 = \frac{r_{w1}}{m} - \frac{z_1}{2} + 1 - \frac{h_{a2}}{m} = \frac{26,4368}{2,25} - \frac{23}{2} + 1 - \frac{1,7152}{2,25} = 0,4873 ,$$

$$x_2 = \Sigma x - x_1 = 1,0165 - 0,4873 = 0,5292 ,$$

$$r_{a1} = \frac{m}{2} \cdot (z_1 + 2 + 2 \cdot x_1 - 2 \cdot (\Sigma x - y)) =$$

$$= \frac{2,25}{2} \cdot (23 + 2 + 2 \cdot 0,487 - 2 \cdot 0,0721) = 29,0591 \text{ mm} ,$$

$$r_{a2} = \frac{m}{2} \cdot (z_2 + 2 + 2 \cdot x_2 - 2 \cdot (\Sigma x - y)) =$$

$$= \frac{2,25}{2} \cdot (64 + 2 + 2 \cdot 0,529 - 2 \cdot 0,0721) = 75,2784 \text{ mm} .$$

A relatívcsúszás ellenőrzése számítással:

$$\rho_{2A} = \sqrt{r_{a2}^2 - r_{b2}^2} = \sqrt{75,278^2 - 67,657^2} = 33,004 \text{ mm}$$

$$, \rho_{1A} = a_w \cdot \sin \alpha_w - \sqrt{r_{a2}^2 - r_{b2}^2} = 100 \cdot \sin 23,114^\circ - 33,004 =$$

$$= 6,2525 \text{ mm} ,$$

$$v_1 = \frac{\rho_{2A}}{\rho_{1A} \cdot u_{valós}} - 1 = \frac{33,004}{6,2525 \cdot 2,7826} - 1 = 0,8969 ,$$

$$\rho_{1E} = \sqrt{r_{a1}^2 - r_{b1}^2} = \sqrt{29,059^2 - 24,314^2} = 15,9132 \text{ mm} ,$$

$$\rho_{2E} = a_w \cdot \sin \alpha_w - \sqrt{r_{a1}^2 - r_{b1}^2} = 100 \cdot \sin 23,114^\circ - 15,913 =$$

$$= 23,343 \text{ mm} ,$$

$$v_2 = \frac{\rho_{1E} \cdot u_{valós}}{\rho_{2E}} - 1 = \frac{15,9132 \cdot 2,7826}{23,3433} - 1 = 0,8969 ,$$

, tehát $v_1 = v_2$ ezért relatív csúszás szempontjából a fogaskerékpár ki van egyenlítve! (Célszerű, hogy két tizedes pontossággal meg-egyezzenek!)

A lábkör átmérők és osztóköri fogvastagságok:

$$\begin{aligned} d_{f1} &= m \cdot (z_1 - 2 - 2 \cdot c^* + 2 \cdot x_1) = \\ &= 2,25 \cdot (23 - 2 - 2 \cdot 0,25 + 2 \cdot 0,4873) = 48,3181 \text{ mm} , \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} d_{f2} &= m \cdot (z_2 + 2 + 2 \cdot c^* + 2 \cdot x_2) = \\ &= 2,25 \cdot (64 - 2 - 2 \cdot 0,25 + 2 \cdot 0,5292) = 140,7566 \text{ mm} , \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} s_1 &= \frac{m \cdot \pi}{2} + 2 \cdot x_1 \cdot m \cdot \operatorname{tg} \alpha = \frac{2,25 \cdot \pi}{2} + 2 \cdot 0,4873 \cdot 2,25 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = \\ &= 4,3325 \text{ mm} , \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} s_2 &= \frac{m \cdot \pi}{2} + 2 \cdot x_2 \cdot m \cdot \operatorname{tg} \alpha = \frac{2,25 \cdot \pi}{2} + 2 \cdot 0,5292 \cdot 2,25 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = \\ &= 4,4011 \text{ mm} . \end{aligned}$$

10. Szíjhajtások

1. Tervezze meg egy dugattyús kompresszor ékszíjhajtását! A villanymotor teljesítménye $P = 90 \text{ kW}$, fordulatszáma $n_1 = 1450 \text{ 1/min}$, a kompresszor fordulatszáma $n_2 = 570 \text{ 1/min}$, a tengelytávolság $a' \approx 870 \text{ mm}$.

A hajtás névleges teljesítménye, ha a terhelési tényező táblázatból (villanymotor, kompresszor, kétműszakos üzem):

$$c_2 = 1,2$$

$$P_n = P \cdot c_2 = 90 \cdot 1,2 = 108 \text{ kW}$$

Ezt figyelembe véve a Gépszerkezettan III jegyzet 3.8. ábra alapján a C profilú szíjat választjuk, $v \approx 25 \text{ m/s}$ kerületi sebességnél a kistárcsa átmérője:

$$d_1 = 355 \text{ mm}$$

A hajtás áttétele:

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{1450}{570} = 2,544$$

ezek után a nagytárcsa átmérője:

$$d_2 = d_1 \cdot i = 355 \cdot 2,544 = 903 \text{ mm} \rightarrow 900 \text{ mm}$$

$$\alpha = \arcsin \frac{d_2 - d_1}{2 \cdot a} = \arcsin \frac{900 - 355}{2 \cdot 870} = 18,25^\circ,$$

$$\beta = 180^\circ - 2 \cdot \alpha = 180^\circ - 2 \cdot 18,25^\circ = 143,5^\circ$$

A számított szíjhossz:

$$L = 3797 \text{ mm} \rightarrow 3750 \text{ mm pedig a szabványos szíjhossz.}$$

A tényleges tengelytávolság:

$$a = 844,6 \text{ mm.}$$

Az ékszíjak számának meghatározásához szükséges átfogási szögtől függő tényező:

$$c_1 = 0,9$$

A szíj jellemző hosszától függő tényező

$$c_3 = 1,0.$$

Az egy C profilú szíjjal átvihető névleges teljesítmény:

$$P_n = 16,09 \text{ kW}.$$

A szíjak száma:

$$z = \frac{P \cdot c_2}{P_n \cdot c_1 \cdot c_3} = \frac{90000 \cdot 1,2}{16090 \cdot 0,9 \cdot 1,0} = 7,46 \rightarrow 8 \text{ szíj}.$$

A kerületi sebesség:

$$v = \pi \cdot d_1 \cdot n_1 = \pi \cdot 0,355 \cdot \frac{1450}{60} = 27 \text{ m/s},$$

A kerületi erő:

$$F_k = \frac{P}{v} = \frac{90000}{27} = 3333,3 \text{ N}.$$

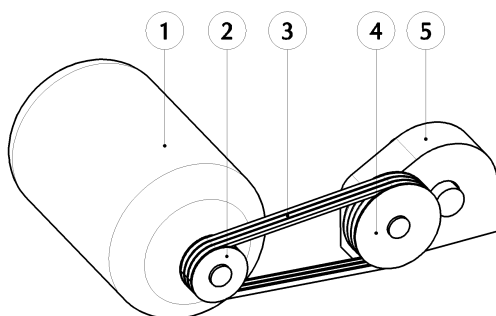
A csapágyakat és tengelyeket terhelő erő:

$$F_h \approx 2 \cdot F_k = 2 \cdot 3333,3 = 6667 \text{ N}.$$

10.1. Összeépítési feladat

Ékszíjhajtás tervezése Feladat leírása

Adott teljesítményű, és fordulatszámú villamos motorral egy hajtóművet hajtunk meg. A motor és a hajtómű közt ékszíjjal visszük át a nyomatékot. A hajtáshoz szükséges ékszíj típust kell kiválasztani.



- 1: Motor
- 2: Kis ékszíj tárcsa
- 3: Ékszíjak
- 4: Nagy ékszíj tárcsa
- 5: Fogaskerék hajtómű

10.1. Ábra: A szerkezet felépítése

Kiinduló adatok:

Átviendő teljesítmény: $P = 7,5 \text{ kW}$.

Motor fordulatszáma: $n = 3000 \frac{1}{\text{min}}$.

Ékszíjhajtás áttétele: $i_e = 1,5$.

Az üzemi dinamikus tényező: $c_2 = 1,4$.

Hajtó motor kiválasztása:

A teljesítmény és fordulatszám alapján a katalógus kivonatból az alkalmazandó motor:

$$n = 3000 \frac{1}{\text{min}} ; P = 7,5 \text{ kW} \left. \vphantom{n = 3000 \frac{1}{\text{min}} ; P = 7,5 \text{ kW}} \right\} \Rightarrow \text{Watt Drive 134SA2} .$$

A számítás során a motor tulajdonságai közül szükségünk lesz a következőkre:

$$\text{Névleges fordulatszám: } n_N = 2910 \frac{1}{\text{min}} .$$

$$\text{Hatásfok: } \eta = 87,0 \% .$$

A geometriai adatok közül pedig a tengely magasságra:

$$h = 132 \text{ mm} .$$

Az ékszíjak teljesítmény átvivő képessége 20 m/s körüli kerület sebességénél a legkedvezőbb, de ezt a sebességet nem mindig tudjuk elérni, hely hiányában, illetve a nagy tömeg is határt szab ennek. Ugyan ekkor a minél nagyobb tárcsa átmérővel a szíj élettartama is növekszik. Az ékszíjagnál a minimális szíjtárcsa méretet is figyelnünk kell, valamint a maximális szíjsebességet, és hajtogatási frekvenciát.

Szíjtárcsák jellemző átmérőinek meghatározása:

A nagyobbik szíjtárcsa jellemző átmérőjét (d_{w2}) körül-belül a működtetni kívánt hajtómű nagy fogaskerék fejkör méretére válasszuk (Lásd: Fogaskerék geometriai méretezése feladat, d_{a2}):

$$d_{w2} \approx d_{a2} = 144,54 \text{ mm} .$$

Az átmérő legyen szabványos érték (Függelék):

$$d_{w2} = 140 \text{ mm} .$$

A kisebbik tárcsa átmérőjére a kívánt áttétel ad információt:

$$d_{w1}' = \frac{d_{w2}}{i_\varepsilon} = \frac{140}{1,5} = 93,3 \text{ mm} .$$

Ezt is válasszuk szabványosra:

$$d_1 = 90 \text{ mm} .$$

A választott szabványos átmérők miatt ill. a rugalmas csúszás miatt (slip $s \approx 1\%$) a valóságos lassító áttétel $i_{\text{éval}}$ eltér az előzetesen felvett értéktől ($i_{\text{é}}$). Az eltérés legfeljebb 5% eredményt adhat:

$$i_{\text{éval}} = \frac{d_{w2}}{d_{w1}} \cdot (1-s) = \frac{140}{90} \cdot (0,99) = 1,54 \ ,$$

$$\text{Eltérés} = \left| \frac{i - i_{\text{éval}}}{i} \cdot 100 \right| = 2,67 \% \ .$$

Tehát a tárcsa átmérők rendben vannak.

Az alkalmazandó ékszíj típust kiválasztása:

Az ide vonatkozó diagramokban, adott fordulatszámhoz, és a kisebbik szíjtárcsa átmérőhöz megtaláljuk, hogy melyik szíj alkalmazható. Az ábrákról leolvasható még az, hogy mekkora teljesítmény átvitelére képes, egy-egy szíj.

Itt alkalom adódik többféle megoldásra, amiből a következőekben egy variáció kerül kidolgozásra.

A keskeny ékszíjakra vonatkozó diagramból az $n_N = 2910$ 1/s, és a $d_{w1} = 90$ mm alapján az SPZ –típus kerül kiválasztásra.

A szíjsebesség (v) kiszámolása:

$$v_1 = \frac{d_{w1} \cdot \pi \cdot n_N}{60 \cdot 10^3} = \frac{90 \cdot \pi \cdot 2910}{60 \cdot 10^3} = 13,71 \frac{\text{m}}{\text{s}} \ ,$$

$$v_2 = v_1 \cdot (1-s) = 13,71 \cdot (1-0,01) = 13,57 \frac{\text{m}}{\text{s}} \ .$$

Ez nem lépi túl, az SPZ típushoz megadott maximális 40 m/s értéket.

Tengelytáv meghatározása:

Az végleges értéket egy felső, és alsó határ között kell felvenni. Ezt általában csak a szerkezeti kialakítás befolyásolja, azonban a szíjfrekvenciára is hatással van.

$$a \leq 2 \cdot (d_{w1} + d_{w2}) ; a \geq 0,7 \cdot (d_{w1} + d_{w2}) \ .$$

Tehát:

$$460 \text{ mm} \geq a \geq 161 \text{ mm} \Rightarrow \text{Legyen előzetesen } a' = 300 \text{ mm} \ .$$

Az ékszíj közelítő hosszának meghatározása:

$$L_w' \approx 2 \cdot a' + \frac{\pi}{2} \cdot (d_{w2} + d_{w1}) + \frac{(d_{w2} - d_{w1})}{4 \cdot a'} = 961,3 \text{ mm} .$$

Hasonlóan a tárcsa átmérőkhöz, ezt is szabványosra kerekítsük:

$$L_w = 1000 \text{ mm} .$$

Ezzel a végleges tengelytáv is kialakul:

$$a = \frac{1}{4} \cdot p + \frac{1}{4} \cdot \sqrt{p^2 - q} .$$

Ahol:

$$p = L_w - \frac{d_{w2} + d_{w1}}{2} \cdot \pi ; q = 2 \cdot (d_{w2} - d_{w1})^2 .$$

Tehát:

$$a = \frac{1}{4} \cdot 638,7 + \frac{1}{4} \cdot \sqrt{638,7^2 - 5000} = 318,4 \text{ mm} .$$

Az átfogási szög (β) meghatározása:

$$\begin{aligned} \beta &= 2 \cdot \arccos\left(\frac{d_{w2} - d_{w1}}{2 \cdot a}\right) = \\ &= 2 \cdot \arccos\left(\frac{140 - 90}{2 \cdot 318,4}\right) = 161,9^\circ . \end{aligned}$$

A tengelytávolság állíthatóságának meghatározása:

Állítási úthossz a felrakáshoz:

$$x = \frac{0,015 \cdot L_w}{\sin(\beta/2)} = \frac{0,015 \cdot 1000}{\sin(161,9/2)} = 15,19 \text{ mm} .$$

Állítási úthossz a feszítéshez:

$$y = \frac{0,005 \cdot L_w + \pi \cdot h \cdot \frac{\beta}{360}}{\sin(\beta/2)} ,$$

Ahol, h az ékszíj keresztmetszet magassága,

$$SPZ \Rightarrow h = 8 \text{ mm} ,$$

$$y = \frac{0,005 \cdot 1000 + \pi \cdot 8 \cdot \frac{177,1}{360}}{\sin(161,9/2)} = 16,51 \text{ mm} ,$$

A szíjfrekvencia (f) meghatározása:

$$f = \frac{10^3 \cdot v_1 \cdot k}{L_w} .$$

Ahol k a szíjhajtásban résztvevő szíjtárcsák száma, tehát:

$$k = 2 ,$$

$$f = \frac{10^3 \cdot 13,71 \cdot 2}{1000} = 27,42 \frac{1}{s} ,$$

Az SPZ szíjra megadott maximális érték pedig 100 s^{-1} .

Az ékszíjak számának meghatározása:

Ha az ékszíjhajtással átviendő teljesítmény P , az egy ékszíjjal átvihető névleges teljesítmény P_n , akkor a szükséges szíjhurkok darabszáma:

$$z = \frac{c_2 \cdot P}{P_n \cdot c_1 \cdot c_3} ,$$

P , c_1 , értékei az SPZ szíjhoz tartozó táblázatokból:

$$P_n = 3,91 \text{ kW} ,$$

c_1 az átfogási szögtől (β) függő tényező:

$$c_1 = 0,99 ,$$

c_3 az ékszíj hosszától (L_w) függő tényező:

$$c_3 = 0,91 .$$

Tehát:

$$z = \frac{1,4 \cdot 7,5}{3,91 \cdot 0,99 \cdot 0,91} = 2,98 .$$

Ezt felkerekítve a következő egész számra: $z = 3$.

A kerületi erő (F_k), és a szükséges feszítőerő (F_h) meghatározása:

$$F_k = \frac{P \cdot 10^3}{v_1} = \frac{7,5 \cdot 1000}{13,71} = 547 \text{ N} ,$$

$$F_h = (k_1 \cdot F_k + 2 \cdot k_2 \cdot v_2 \cdot z) \cdot \sin(\beta/2) .$$

Ahol k_1 a szíj feszítési tényező, és k_2 a centrifugális erő tényező.
 k_1 függ az átfogási szögtől, illetve a terhelés jellegétől:

$$\beta = 161,9^\circ ; \text{ közepesen nehéz üzem} \Rightarrow k_1 = 1,83 ,$$

k_2 -t pedig a szíj típus adja:

$$SPZ \Rightarrow k_2 = 0,073 .$$

Így:

$$F_h = (1,83 \cdot 547 + 2 \cdot 0,073 \cdot 13,57 \cdot 3) \cdot \sin(161,9/2) = 994,4 \text{ N} .$$

Az ékszíjak, és ékszíjtárcsák megnevezése:

Ékszíj: DIN 7753 – SPZ x 1000 3 darab

Ékszíj tárcsa: SPZ 90 x 3 , GG-200

SPZ 140 x 3 , GG-200

11. Láncajtások

1. Láncajtást tervezési adatai: $P = 14 \text{ kW}$, $n_1 = 1450 \text{ 1/min}$, $i = 2$, $d_2 = 400 \text{ mm}$, $q = 2,75 \text{ kg/m}$, $a = 1016 \text{ mm}$, $f = 12 \text{ mm}$, a lánc vízszintesen fut. Mekkora a lánc húzó erő (F)?

$$n_1 = \frac{1450}{60} = 24,17 \frac{1}{\text{s}} ,$$

$$\omega_1 = 2 \cdot \pi \cdot n_1 = 2 \cdot \pi \cdot 24,17 = 151,9 \frac{1}{\text{s}} ,$$

$$i = \frac{d_2}{d_1} \Rightarrow d_1 = \frac{d_2}{i} = \frac{400}{2} = 200 \text{ mm} = 0,2 \text{ m} ,$$

$$v_1 = \omega_1 \cdot \frac{d_1}{2} = 151,9 \cdot \frac{0,200}{2} = 15,19 \frac{\text{m}}{\text{s}} ,$$

$$T = \frac{P}{\omega} = \frac{14000}{151,9} = 92,17 \text{ Nm} ,$$

$$F = F_h + F_g + F_c ,$$

$$F_h = \frac{2 \cdot T}{d_1} = \frac{2 \cdot 92,17}{0,2} = 921,7 \text{ N} ,$$

$$F_g = \frac{q \cdot d^3}{8 \cdot f} = \frac{2,75 \cdot 1,016^3}{8 \cdot 0,012} = 30,04 \text{ N} ,$$

$$F_c = \frac{q \cdot v_1^2}{g} = \frac{2,75 \cdot 15,19^2}{9,81} = 64,68 \text{ N} ,$$

$$F = 921,7 + 30,04 + 64,68 = 1016,42 \approx 1016 \text{ N} .$$

Gyakorló feladatok

1. Mekkora a lánc húzó erő, ha $P = 7,5 \text{ kW}$, $n_1 = 900 \text{ 1/min}$, $d_1 = 180 \text{ mm}$, $q = 2,75 \text{ kg/m}$, $a = 890 \text{ mm}$, $f = 10 \text{ mm}$, a lánc vízszintesen fut?

Eredmény:

$$F = 928,6 \text{ N} .$$

12. Dörzshajtások

1. Dörzshajtást tervezünk a következő jellemzőkkel: $P = 20 \text{ kW}$, $n_1 = 2900 \text{ 1/perc}$, $\mu_o = 0,15$, $i = 4$, $d_2 = 600 \text{ mm}$, $\nu = 1,5$ a csúszási biztonsági tényező! Számítsa ki a biztonságos működéshez szükséges összenyomó erőt!

$$n_1 = \frac{2900}{60} = 48,33 \frac{1}{\text{s}} ,$$

$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot n_1 = 2 \cdot \pi \cdot 48,33 = 303,68 \frac{1}{\text{s}} ,$$

$$T = \frac{P}{\omega} = \frac{20000}{303,68} = 65,86 \text{ Nm} ,$$

$$i = \frac{d_2}{d_1} \Rightarrow d_1 = \frac{d_2}{i} = \frac{600}{4} = 150 \text{ mm} ,$$

$$F_k = \frac{T_1}{r_1} = \frac{65,86}{0,075} = 878,15 \text{ N} ,$$

$$F_N = \frac{\nu \cdot F_k}{\mu_o} = \frac{1,5 \cdot 878,15}{0,15} = 8781,5 \text{ N} .$$

2. Hogyan csökken az összeszorító erő egy dörzshajtásban, ha hengeres dörzskerekek helyett egyhornyos dörzskerekeket alkalmazunk? Az ék alakú horony szöge $\gamma = 15^\circ$.

A látszólagos súrlódási tényező:

$$\mu' = \frac{\mu}{\sin 15^\circ} \approx 3,86 \cdot \mu .$$

Az összeszorító erő 3,86-szor kisebb lehet az azonos kerületi erő átviteléhez.

Gyakorló feladatok

1. Egy dörzshajtásnál a meghajtó kerék átmérője $d_I = 600$ mm, a súrlódási tényező $\mu_o = 0,06$. A meghajtó motor adatai $P = 3$ kW, $n = 970$ 1/perc. Számítsa ki a szükséges összenyomó erő nagyságát (F_N), illetve határozza meg hogyan módosul ez az érték $\alpha = 30^\circ$ -os trapéz alakú hornyok alkalmazása esetén!

Eredmények:

$$F_N = 1640,7 \text{ N}; F'_N = 424,6 \text{ N} .$$

13. Ellenőrző kérdések

Tengelykapcsolók elmélet:

1. Ismertesse a tengelykapcsolók feladatát, csoportosításukat!
2. Ismertesse a tengelykapcsolók általános méretezési elveit!
3. Ismertesse a merev tengelykapcsolók (tokos, héjas, tárcsás) felhasználási területeit és működésük elvét!
4. Ismertesse a tárcsás tengelykapcsolók (erő- és alakzáró kivitel) fontosabb szerkezeti elemeinek szilárdsági méretezését!
5. Ismertesse a mozgó tengelykapcsolók (Oldham, körmös) felhasználási területeit, működésük elvét!
6. Ismertesse a hajlékony tengelykapcsolók (kardáncsukló, Periflex) felhasználási területeit, működésük elvét!
7. Ismertesse a rugalmas tengelykapcsolók felhasználási területeit, működésük elvét!
8. Ismertesse az oldható körmös tengelykapcsoló működési elvét!
9. Ismertesse az oldható erőzáró (súrlódó) tengelykapcsolók felhasználási területeit, működésük elvét!
10. Ismertesse a tárcsás súrlódó tengelykapcsolók működési elvét!
Határozza meg a súrlódó felület közepes sugarát!
11. Ismertesse az Ortlinghaus-kapcsoló működési elvét!
12. Ismertesse a hidrodinamikus tengelykapcsolók működési elvét, előnyeit, hátrányait!

Tengelykapcsolók rajz:

13. Rajzoljon tokos tengelykapcsolót!
14. Rajzoljon merev tárcsás tengelykapcsolót (a nyomatékot a csavarok meghúzásával keltett súrlódó erő viszi át)!
15. Rajzoljon merev tárcsás tengelykapcsolót illesztett szárú csavarkötéssel!
16. Rajzoljon gumidugós tengelykapcsolót!

Fogaskerekes hajtások elmélet:

Elemi fogazat, evolvenszek tulajdonságai, kapcsolódása:

1. Ismertesse a fogaskerekek fogazatának alapvető elnevezéseit (körök, fogmagasságok), jelöléseit ábra segítségével!
2. Elemi fogazatkapcsolódásnál ábra segítségével mutassa meg a közös fogmagasság értelmezését!
3. Ismertesse a helyes fogazatkapcsolódás feltételeit. Igazolja a fogmerőlegességről szóló tétel (Willis-tétel) helyességét sebességi vektorábra segítségével!
4. Ábrával, magyarázattal ismertesse a körevolvens származtatását. Adja meg az involut szög számításának módját is levezetéssel együtt!
5. Ábra segítségével mutassa meg a szomszédos evolvenszek között az osztás (p) és alaposztás (p_b) közötti összefüggést!
6. Mi az alapkör? Hogyan értelmezzük, és hogyan számítjuk ki egyenes és ferde fogazatnál?
7. Evolvens profilok kapcsolódása esetén ábra segítségével ismeresse a tengelytávolság megváltozásának hatását!
8. Ismertesse a fogvastagság kiszámításának módját tetszőleges sugáron magyarázattal, ábrával együtt!

Profileltolások és kompenzált fogazat:

9. Hogyan változik a fogazat osztóköri fogvastagsága a profileltolás hatására? Ábra segítségével ismeresse a kiszámítás módját!
10. Milyen hatással van a fogazatra a pozitív, illetve a negatív profileltolás? Mit nevezünk kompenzált fogazatnak?
11. Hogyan jön létre a profileltolással módosított fogazat? Hogyan értelmezzük a profileltolási tényezőt?

Általános fogazat:

12. Mi az általános fogazat? Hogyan változik a tengelytáv értéke általános fogazatnál?
13. Hogyan számítjuk ki a profileltolások összegét és a tengelytáv-tényezőt? Az összefüggésekben szereplő betűk jelentését értelmezze!

Belső fogazat, bolygómű:

14. Ábrázolja a belső fogazat fogprofiljának kapcsolódását! Milyen geometria méretek változnak meg a külső fogazathoz képest?
15. Ismertesse egyszerű bolygóműnél az áttétel meghatározásának módját ábrával, levezetéssel együtt!

Fogazati rendszerek alkalmazhatósága és a relatív csúszás értelmezése:

16. Ismertesse a kapcsolószám fogalmát egyenes fogazat esetén (ábrával, magyarázattal)!
17. Mi az alámetszés? Hogyan lehet elkerülni? Különböző fogazatoknál (egyenes, ferde, kúp) hasonlítsa össze a számítási eljárásokat!
18. Ábra segítségével mutassa be a relatív csúszás értelmezését!
19. Ismertesse a relatív csúszás kiegyenlítés grafikus módszerét!

Ferde fogazat:

20. Ferde fogazat esetén ábrázolja normál- és homlokmetsetben a fogasléc alakú szerszámot! Tüntesse fel a jellemző paramétereiket és szögeket is!
21. Ferde fogazatnál hogyan változik az osztás és a modul? Hogyan értelmezzük a homlok kapcsolószöget? Válaszát ábrával is indokolja!
22. Hogyan változnak a ferde fogazat geometriai méretei az egyenes fogazáshoz viszonyítva?

Kúpfogazat:

23. Hogyan lehet kúpfogazat esetén meghatározni az áttételt? Válaszát ábrával, levezetéssel indokolja!
24. Mi a jelentése a képzelt osztókör sugárnak illetve a képzelt fogszámnak? Hogyan számítjuk ki őket?

Fogaskerek közötti erőhatások:

25. Ismertesse a fogaskerek közötti erőhatásokat vektorábra segítségével egyenes fogazatnál!
26. Ismertesse a fogaskerek közötti erőhatásokat vektorábra segítségével ferde fogazatnál!

Fogaskerek gyártása, mérése:

27. Ismertesse a fogaskerek gyártásánál alkalmazott lefejtő eljárásokat ábrák segítségével!
28. Ismertesse a többfogmérés mérés lényegét és a többfogmérés számításának módját ábra alapján!
29. Ismertesse a profilhiba mérés lényegét, a mérés kiértékelését ábrák segítségével!
30. Ismertesse a kétprofilos görbülésihiba mérés lényegét, a mérés kiértékelését ábrák segítségével!

Csigahajtás:

31. Ismertesse a csiga-csigakerék kapcsolódás főbb összefüggéseit! Hogyan határozható meg a csiga menetemelkedési szöge?
32. Hogyan változik meg a tengelytáv csiga-csigakerék kapcsolódásnál, ha a csigakereket profileltolással készítjük? (magyarázzal!)
33. Ismertesse a csigahajtás hatásfokának meghatározási módját levezetéssel, ábrával együtt!

Fogaskerekes hajtások rajz:

34. Rajzoljon egy darabból készült tengelyt és fogaskereket (tengelyes kerék)!
35. Rajzoljon egy furatokkal könnyített egytárcsás fogaskereket!
36. Rajzoljon egy egytárcsás fogaskereket bordákkal merevítve (metszet illetve nézet)!
37. Rajzoljon kéttárcsás fogaskereket különálló koszorúval metszetben!
38. Rajzoljon két koszorúból álló, bordás furatú tömbfogaskereket!
39. Rajzoljon egy egymással kapcsolódó belső és külső fogazatú fogaskereket!
40. Rajzoljon egy kúpkerék, ahol a koszorú bordákkal merevített kivitelű!
41. Rajzoljon egy egymással kapcsolódó kúpkerékpárt a jellemző adatok feltüntetésével!

Éksíjhajtások elmélet:

1. Ismertesse egy éksíjhajtás méretezésének főbb lépéseit (ábrával, magyarázzal), ha ismerjük a hajtó motor teljesítményét, fordulatszámát és az áttételt!

Ékszíjhajtások rajz:

2. Rajzoljon egy szabványos ékszíj szelvényt, valamint egy ékszíjtárcsát a jellemző méretek feltüntetésével!
3. Rajzoljon egy öntött kialakítású, küllős kivitelű ékszíjtárcsát két vetületben!
4. Rajzoljon az áttétel fokozat nélküli változtatására alkalmas ékszíjhajtást!

Lánchajtások elmélet:

1. Ismertesse a lánchajtás kiválasztásának menetét (nomogram)!
2. Ismertesse a láncok néhány szabványos típusát!
3. Milyen komponensekből tevődik össze a lánchúzó erő?

Dörzshajtások elmélet:

1. Párhuzamos tengelyű dörzshajtásnál hogyan lehet meghatározni a szükséges összeszorító erőt (F_N), illetve az áttételt? Válaszát ábra segítségével ismertesse!
2. Ismertesse a dörzshajtás méretezésénél alkalmazott tervezési szempontokat (csúszási biztonsági tényező, helyi felületi nyomás)!
3. Hogyan változik dörzshajtásnál az F_N összeszorító erő nagysága, ha a tárcsák palástján körbefutó trapéz alakú hornyokat alkalmazunk? Válaszát ábrával és levezetéssel indokolja!

Dörzshajtások rajz:

4. Rajzoljon egy fokozat nélküli áttétel-változtatást illetve irányváltást megvalósító dörzshajtást!
5. Rajzolja le a PK (Prym-Köhl) kúptárcsás hajtóművet! Hogyan változtatható az áttétel ennél a hajtásnál?
6. Ismertesse a Torroidvariátor működési elvét és az áttétel meghatározását (vázlat segítségével) az ábra szerinti beállítási helyzet alapján!

Függelék

14. Házi feladat kiírások

14.1. GÉPSZERKEZETTAN II

ELSŐ FELADAT (7 pont)

Témája: Kötőelemek , kötések rajzolása , előírása.

A rajzfeladatot szabványos nagyságú rajzlapokon kell megszerkeszteni 1:1 méretarányban.

Az alkatrészjegyzékbe csak a szabványos kötőelemeket kell felvenni, ezen kívül az 1. feladatból az U acél-t, a 3. feladatból a gördülőcsapágyat és a 6. feladatból az ékszíjtárcsát.

A rajzok címe: Kötőelemek és tengelykötések

Mindenki a mérettáblázatból a sorszámának megfelelő mérettel készíti el a rajzfeladatokat. A mérettáblázatban az elemek néhány fő mérete szerepel, az esetleg még szükséges méreteket mindenki a feladatnak megfelelően határozza meg. Az egyes kötőelemeket összeállításban általában nem méretezik be, de ennél a feladatnál gyakorlás céljából minden egyes rajzon meg kell adni a kötés elemeire jellemző méreteket, illesztéseket, szabványos jelölésükkel és a szükséges tűréstáblázatot is.

Magyarázat a részfeladatokhoz:

1.- feladat: /1, 2, 3, 4 és 5. tétel/

Adott méretű U acélhoz egy hajtóművet kell leerősíteni, hatlapfejű csavarral és hatlapú anyával. A csavaranya alá alátétet, a csavarfej alá U acélhoz használt ferde alátétet kell szerelni. A mérettáblázatban szereplő 1-vel jelölt méret az U acél hosszmérete, erre az alkatrészjegyzék kitöltésénél van szükség. Az U acél anyaga S235 JRG1 (acél az MSZ EN 10 025 szerint).

2. feladat: /6, 7, 8 és 9. tétel/

Az adott fő méretekkel ábrázolt vasöntvényhez lemezből készült fedelet kell leerősíteni ászokcsavar és hatlapú koronás anya segítségével /alátéttel/. A koronás anyát sasszeggel kell elfordulás ellen biztosítani. A leerősítést egy metszetben és egy felülnézetben kell megrajzolni.

3. feladat: /10, 11 és 12. tétel/

Egy adott méretű tengelyvégre gördülőcsapágyat kell felerősíteni hor-nyos csapágyanyával, melyet fogazott biztosító lemezzel biztosítunk. A felerősítést egy metszetben kell megrajzolni. A csapágy szabványszáma MSZ 7602.

4. feladat: /13, 14, 15, 16, 17 és 18. tétel/

A tartályfedél leeresztését szemes csavarral kell megoldani, amely sas-szeggel biztosított kisfejú csapszeg körül fordul el. A csavar hossza tegye lehetővé a szárnyas anya /M 10, M 12 és M 16 méretű csavarhoz/ illetve hat lapu anya /M 20 és M 24 méretű csavarhoz/ teljes lecsavarása nélkül a fedél levételét. Az anya alá alátétet, a sasszeg alá csapszegaláté-tet kell szerelni.

5. feladat: /19, 20, 21, 22 és 23. tétel/

Tengelyre kell fogaskereket felerősíteni fészkes retesz segítségével. A fogaskerek rögzítése acéltárcsával és 2 db hatlapfejú tövigmenetes csa-varral történik. A tárcsa vastagságát egész mm méretre kell felkerekíte-ni. A csavarok biztosítása közös biztosító lemez felhajlításával történik. A csavarok mérete szerkesztésből adódik, a két csavar által meghatáro-zott tengely merőleges a retesz tengelyére.

6. feladat: /24, 25, 26, 27 és 28. tétel/

Tengelyvégre kell ékszíjtárcsát felerősíteni íves retesz segítségével. A tengelyvég hengeres, a szerkezet általános gépszerkezet része. Minden esetben a szabványban található II. választékot kell használni. A ten-gelyirányú rögzítés alátéttel és finom menetű alacsony koronás anyával történik, biztosítása sasszeggel. A menet a tengelyátmérőhöz közelálló, de annál kisebb szabványos méretű. Az ékszíjtárcsákat úgy kell kialakí-tani, hogy a horony elosztás szimmetrikus legyen. Az adatlapon az x csoport 3 db, az y csoport 2 db ékszíjat jelent. A kötésről egy hosszmet-szetet és egy, az íves retesz közepén átmenő metszősíkkal készített részmet-szetet kell készíteni. A reteszt a tengelyben kitöréssel kell meg-mutatni. Az ékszíjtárcsa hornyait is be kell méretezni.

7 feladat: /29 és 3o. tétel/

Körmös kapcsolót kell beépíteni adott méretű tengelyre. A nyomaték átvitelére siklóretesz szolgál. A körmös kapcsolót nem kell megrajzolni, csak az agyrészt. A kapcsolási hossz dönti el, egy vagy kétcsavaros siklóreteszt kell alkalmazni. A leerősítő csavart a reteszben és a tengelyben kitöréssel kell megmutatni. A kötést annyi vetületben kell megrajzolni, hogy minden méret megadható legyen.

Méret táblázat

1

méret csap	1	2	3	4	5
A	10	12	15	18	20
B	25	30	30	34	38
C	∅ 14	∅ 18	∅ 18	∅ 22	∅ 24
D	140	160	160	180	200
L	250	300	400	450	500
Csavar m.	M12	M16	M16	M20	M22

2

méret csap	1	2	3	4	5
A	35	40	45	50	55
B	50	65	70	75	80
C	15	15	20	20	20
D	30	40	45	50	55
d	M14	M16	M18	M20	M24

3

méret csap	1	2	3	4	5
A	M40×1,5	M45×1,5	M50×1,5	M55×2	M60×2
Csap táv	6208	6209	6210	6211	6212

4

méret csap	1	2	3	4	5
A	10	12	15	16	18
B	10	12	12	14	15
C	12	15	15	18	20
Csavar m.	M10	M12	M16	M20	M24

5

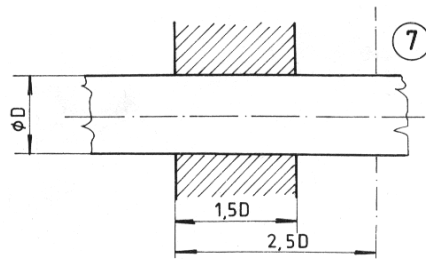
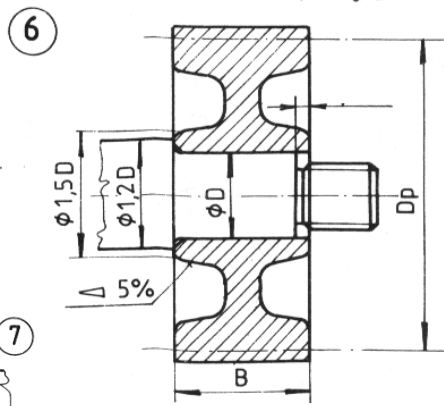
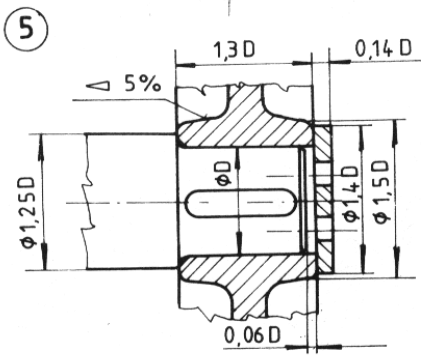
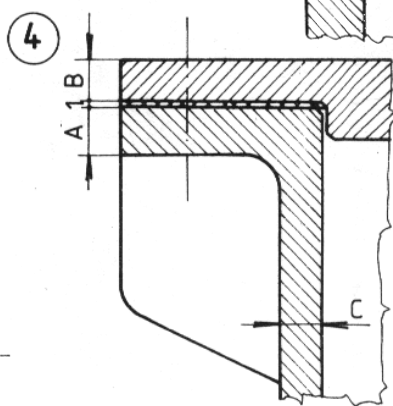
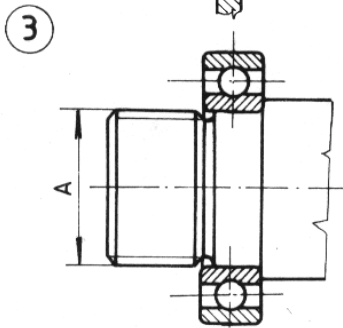
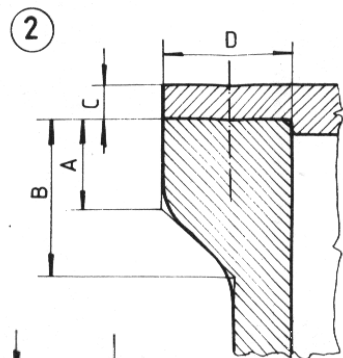
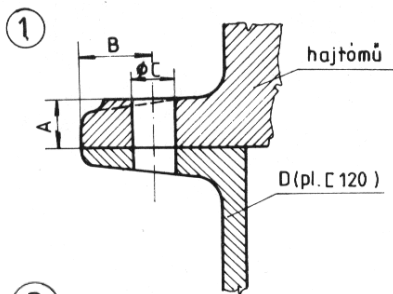
méret csap	1	2	3	4	5
D	42	48	65	60	38

6

méret csap	1	2	3	4	5
D	38	22	28	25	32
Ékszíj X	17×11	8×5	10×6	8×5	13×8
meret Y	22×13,5	10×6	13×8	10×6	17×11
Dp	280	112	160	180	224

7

méret csap	1	2	3	4	5
D	60	50	55	65	70



MÁSODIK FELADAT (5 pont)

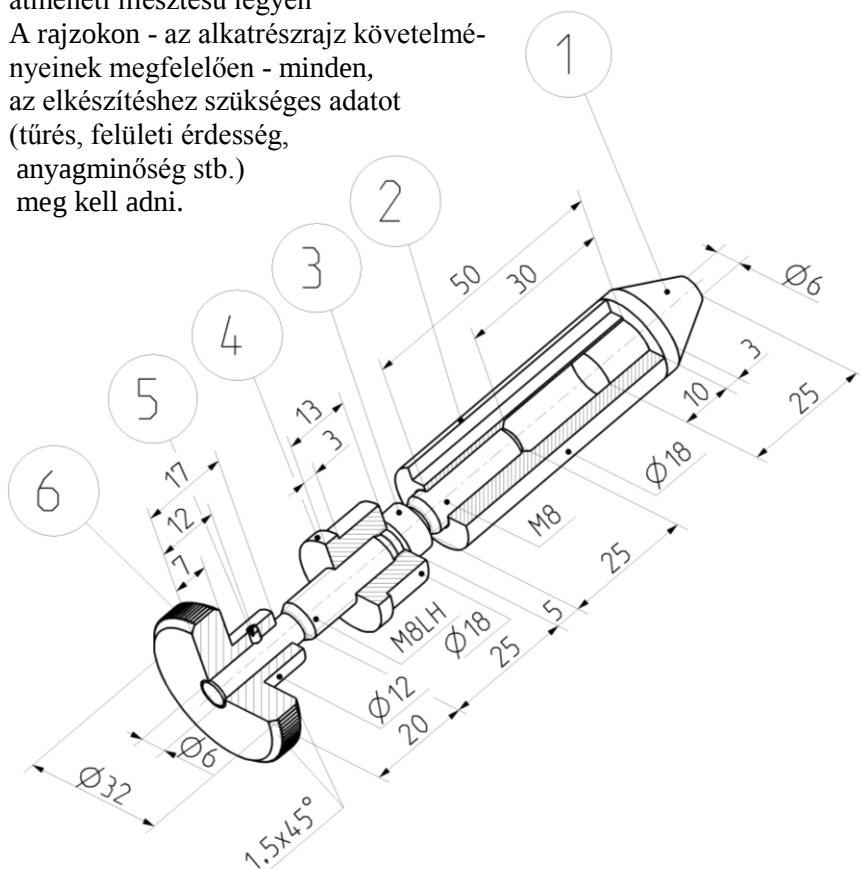
Témája: Rajzdokumentáció készítése.

A feladat, összeállítási rajz és alkatrészbajzok készítése a megadott axonometrikus rajz alapján.

Az összeállítási rajzot A3 méretű rajzlapon kell M 2:1 méretarányban megszerkeszteni, majd ceruzával kihúzni. A rajzon meg kell adni a csatlakozó és befoglaló méreteket. A darabjegyzék minden rovatát ki kell tölteni.

Az 1 betét szoros illeszkedésű legyen a furatba; a 2 hüvely lazán illeszkedik egy H7-es furatba; a 3 csavar $\varnothing 6$ része a 6 recézett tárcsával elmozdulásmentes illeszkedésű legyen; a 4 menetes persely $\varnothing 18$ része átmeneti illesztésű legyen

A rajzokon - az alkatrészbajz követelményeinek megfelelően - minden, az elkészítéshez szükséges adatot (tűrés, felületi érdesség, anyagminőség stb.) meg kell adni.



HARMADIK FELADAT (12 pont)

Témája: Mozgatóorsó tervezése.

Méretezendő az orsó és megfogása, az anya és megfogása, valamint a teherviselő elemek. Majd elkészítendő a szerkezet összeállítási rajza, illetve a mozgató orsóról készüljön műhelyrajz!

Mindenkinek a mérettáblázatból a sorszámának megfelelő terhelőerő és munkavégzési úthossz figyelembe vételével kell a feladatot elkészítenie.

A feladat kidolgozásának formai követelményei:

A számítás A/4-es formátumú sorszámozott lapokon, azoknak csak egyik oldalára, javítás nélküli kivitelen tollal készüljön! A számítás tartalmazzon szövegközi magyarázó ábrákat!

A rajzokat ceruzával 1:1 méretarányban műszaki rajzlapra kell elkészíteni (az összeállítási rajz fehér csomagoló papírra is készülhet). Az összeállítási rajzon tüntesse fel a befoglaló-, csatlakozó-, számított-, tűrésezett- és illesztett méreteket!

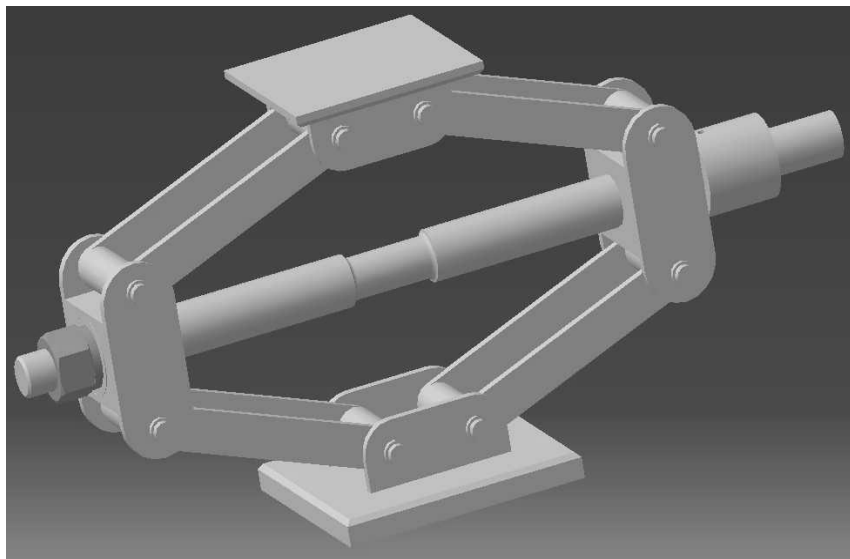
A rajz tartalmazzon részletesen kitöltött darabjegyzéket!

A műhelyrajz a szabvány előírásainak megfelelően készüljön el.

S. sz.	F [kN]	L [mm]	S. sz.	F [kN]	L [mm]	S. sz.	F [kN]	L [mm]	S. sz.	F [kN]	L [mm]
1	2,5	80	10	3,4	125	19	4,3	170	28	5,2	215
2	2,6	85	11	3,5	130	20	4,4	175	29	5,3	220
3	2,7	90	12	3,6	135	21	4,5	180	30	5,4	225
4	2,8	95	13	3,7	140	22	4,6	185	31	5,5	230
5	2,9	100	14	3,8	145	23	4,7	190	32	5,6	235
6	3,0	105	15	3,9	150	24	4,8	195	33	5,7	240
7	3,1	110	16	4,0	155	25	4,9	200	34	5,8	245
8	3,2	115	17	4,1	160	26	5,0	205	35	5,9	250
9	3,3	120	18	4,2	165	27	5,1	210	36	6,0	255

F : a terhelőerő

L : a munkavégzési úthossz



NEGYEDIK FELADAT (3 pont)

Témája: Szilárd illesztésű kötés méretezése.

Határozza meg a tűrés párokat sajtoló kötással és zsugorkötéssel szerelt esetre is. A sajtoló kötésnél a maximális sajtoló erőt, zsugorkötésnél a szükséges hőfokkülönbséget is határozza meg!

Mindenkinek a mérettáblázatból a sorszámanak megfelelő alapadatok figyelembevételével kell a feladatot elkészítenie.

A feladat kidolgozásának formai követelményei:

A számítás A/4-es formátumú sorszámozott lapokon, azoknak csak egyik oldalára, javítás nélküli kivitelben tollal készüljön! A számítás tartalmazzon szövegközi magyarázó ábrákat!

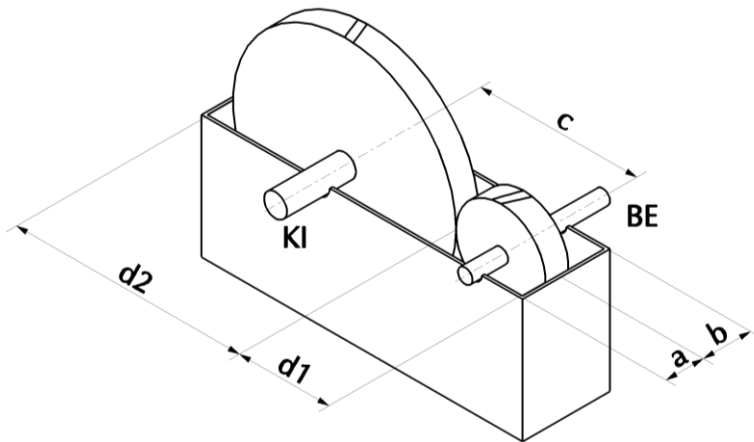
Sor- szám	P [kW]	n [1/sec]	d _{tengely} [mm]	d _{agy} [mm]	l [mm]	μ
1	10	12,5	30	70	32	0,09
2	12	12	35	72	38	0,1
3	14	10	40	74	48	0,11
4	16	9	45	90	52	0,12
5	18	10	50	95	62	0,13
6	20	8	56	100	58	0,09
7	22	8	55	110	62	0,1
8	24	7	60	125	72	0,11
9	26	7,5	60	130	75	0,12
10	28	7	65	130	78	0,13
11	30	7,5	65	135	80	0,09
12	32	7	70	135	82	0,1
13	34	7	75	150	88	0,11
14	36	7	85	175	90	0,12
15	38	7,5	80	170	95	0,13
16	40	7	80	160	92	0,09
17	42	6,5	80	165	98	0,1
18	44	6	85	170	100	0,11
19	46	7	85	170	105	0,12
20	48	6,5	85	175	106	0,11
21	50	6	90	180	105	0,09
22	52	6,5	90	185	108	0,1
25	54	6	90	185	110	0,11
24	56	5,5	90	195	110	0,09
25	58	6,5	95	195	112	0,11
26	60	6	95	200	115	0,1
27	62	5,5	100	200	110	0,09
28	64	6	105	210	120	0,1
29	66	5,5	105	215	115	0,09

ÖTÖDIK FELADAT (12 pont)

Témája: Tengelyméretezés.

Végezze el az alábbi vázlat és a táblázat szerint meghatározott fogaske-
rekes hajtás tengelyeinek méretezését.

Készítsen az egyik tengelyről műhelyrajzot.



Kiinduló adatok:

Bemenő teljesítmény: P [kW]

Bemenő fordulatszám: n [1/s]

Csapágyazás helye: a [mm]; b [mm]

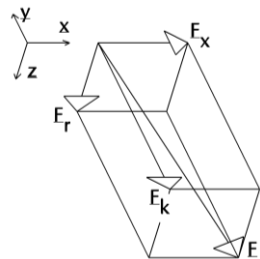
Tengelytáv: c [mm]

Átmérőviszony: $u = d_2 / d_1$

A fogkapcsolatnál ébredő koncentrált
erő (F) komponenseit az alábbi képle-
tek adják:

Tengely irányban: $F_x = F \cdot \operatorname{tg} \beta$

Sugár irányban: $F_r = F \cdot \operatorname{tg} \alpha_t$



Sor- szám	P [kW]	n [1/min]	u =d ₂ / d ₁	a [mm]	b [mm]	c [mm]	β [°]	α _t [°]
1	1,1	750	3,15	40	40	80	15	20,64
2	1,5	1000	2,8	40	50	90	15,5	20,69
3	2,2	1500	2,5	50	50	100	16	20,73
4	3,0	3000	2,0	60	60	112	16,5	20,78
5	4,0	750	1,6	70	75	125	17	20,83
6	5,5	1000	1,25	85	90	140	17,5	20,88
7	7,5	1500	3,15	70	70	160	18	20,94
8	11	3000	2,8	75	80	180	18,5	20,99
9	15	750	2,5	85	85	200	19	21,05
10	18,5	1000	2,0	105	105	224	19,5	21,11
11	22	1500	1,6	115	115	224	20	21,17
12	30	3000	1,25	120	120	200	20,5	21,23
13	1,1	1500	2,5	45	45	90	21	21,29
14	1,5	3000	2,0	55	55	100	21,5	21,36
15	2,2	750	1,6	65	65	112	22	21,43
16	3,0	1000	1,25	55	55	125	22,5	21,50
17	4,0	1500	3,15	55	60	140	23	21,57
18	5,5	3000	2,8	65	70	160	23,5	21,64
19	7,5	750	2,5	80	80	180	24	21,72
20	11	1000	2,0	80	80	160	24,5	21,79
21	15	1500	1,6	95	100	180	25	21,87
22	18,5	3000	1,25	115	125	200	15	20,64
23	22	750	3,15	80	80	200	16	20,73
24	30	1000	2,8	75	75	180	17	20,83
25	1,1	1000	2,0	50	55	100	18	20,94
26	2,2	3000	3,15	40	40	90	19	21,05
27	4,0	1000	2,5	50	60	112	20	21,17
28	7,5	3000	2,8	60	65	140	21	21,29
29	15	1000	1,25	100	100	160	22	21,43
30	22	3000	2,0	90	90	180	23	21,57

14.2. GÉPSZERKEZETTAN III
TENGELYKAPCSOLÓ FELADAT

A feladat jele:

--	--	--	--

Név:

Beadási határidő:

Méretezze az aszinkron motor adott méretű tengelycsonkjára szerelt biztonsági tengelykapcsoló hajtó és hajtott oldalát az alábbi táblázatokban megjelölt adatok alapján:

Motor névleges teljesítménye:

jel	kW	Jel	kW
A	1,1	G	7,5
B	1,5	H	11
C	2,2	I	15
D	3	J	18,5
E	4	K	22
F	5,5	L	30

Motor névleges fordulatszáma:

Jel	1/min
A	750
B	1000
C	1500
D	3000

c_d dinamikus tényező:

A	B	C	D	E	Jel
1,2	1,4	1,5	1,6	1,8	

A feladat jelenél az első jel a motor teljesítményét, a második a motor fordulatszámát, a harmadik a dinamikus tényezőt, a negyedik a tengelykapcsoló típusát jelenti!

A FELADAT KIDOLGOZÁSÁNAK MENETE:

1. A tengelykapcsoló típusának kiválasztása.
A választható típusok: dörzstárcsás, lemezes
KASI (K), Hilliard (H), Flender (F), Ortlinghaus (O)
2. A súrlódó lemez(ek) főméreteinek meghatározása. (A mértékadó nyomaték alapján a megfelelő táblázat adatai szerint.)
3. A kikapcsolási nyomaték számítása.
4. A tengelykapcsoló főrészeinek méretezése (pl.: agyvastagság, szükség esetén csapágyak megválasztása).
5. Reteszkötés ellenőrzése.
6. A biztonsági nyomatékhatároló elemek méretezése. (rugó, csavarok)
7. Készítsen a tengelykapcsolóról törzsrajzot, valamint a hajtó tengelykapcsoló agyról és rugóról műhelyrajzot!
8. Határozza meg a szerkezet szerelési sorrendjét!

A FELADAT KIDOLGOZÁSÁNAK FORMAI KÖVETELMÉNYEI:

1. A számítás A4-es formátumú, sorszámozott lapokon, azoknak csak egyik oldalára írva, javítás nélküli kivitelben golyóstollal készíten-dő! A rész- és végeredményeket tüntesse fel a számítási lapok jobb-oldalán kialakított 50 mm széles szegélyre (margóra). A jelölésrend-szer egyértelműsége és a gondolatmenet követhetősége érdekében a számítást egészítse ki szövegközi magyarázó ábrákkal! A számítás-hoz készítsen előlapot is! Beadáskor, ezen feladatlapot helyezze az előlap és a számítás közé, majd az egészet a bal felső saroknál tűző-géppel kapcsolja össze! Szövegszerkesztő használata is megenge-dett.
2. A törzsrajzot szabványos méretarányban rajzolva, A1 vagy A2 vagy A3 méretű rajzlapra ceruzával kihúzva vagy A2-es formátumban nyomtatva kérjük beadni! A rajzon annyi vetületet, metszetet alkalmazzon, hogy a szerkezet valamennyi alkatrésze meghatározott legyen! Tüntesse fel a befoglaló-, csatlakozó-, számított-, tűrésezett-, illesztett méreteket, a helyzet- és alaktűréseket, valamint a felület-

minőséget! A törzsrajzot lássa el tételszámokkal és részletesen kitöltött darabjegyzékkel! Az előforduló tűréseket, ezek értékeit táblázatban foglalja össze! A rajzot beadáskor szabványos módon hajtsa össze A4-es formátumra!

Győr,év.....hónap

.....
gyakorlatvezető

SZÉCHENYI ISTVÁN EGYETEM

GÉPSZERKEZETTAN III FOGASKERÉKHAJTÁS GEOMETRIAI MÉRETEINEK SZÁMÍTÁSA

Név:

Beadási határidő:

Tervezzén egyfokozatú, homlokkerekes, egyenes általános fogazatú fogaskerékajtást az alábbi táblázatban megjelölt adat segítségével, valamint a korábban kiadott tengelykapcsoló feladatban meghatározott teljesítmény, bemenő fordulatszám, C_d dinamikai tényező valamint az összeépítési feladatban megadott ékszíjhajtás áttétele alapján:

u	1,25	1,6	2	2,5	2,8	3,15
---	------	-----	---	-----	-----	------

Kiinduló adatok a fogaskerek szilárdsági számításához:

$z_1 = 18-30$ a kiskerék fogszáma

$\xi = 0,8-1,2$ a fogszélesség és a kiskerék gördülőkörének viszonya (b/d_{w1}) a pontossági fokozattól (7-8-9) függően.

$\alpha = 20^\circ$ elemi fogazatú fogaskerékpár kapcsolószöge.

$\alpha_w = 23^\circ-26^\circ$ az általános fogazatú fogaskerékpár kapcsolószöge.

$Y = 2,5$ a fogalaktényező értéke.

A FELADAT KIDOLGOZÁSÁNAK MENETE:

1. Méretezze a fogaskerékpárt felületi nyomásra és fogtőhajlításra (a_{wmin} , m_{min})! Válassza őket szabványos értékre! Majd számolja ki általános fogazatra a szükséges geometriai méreteket!
2. Határozza meg a profileltolási tényezők értékeit a relatív csúszáski-egyenlítés grafikus eljárásával! Az eredményeket ellenőrizze számítással!

3. Határozza meg a fogaskerek gyártásához szükséges méreteket, egyéb jellemzőket (pl. tűréseket) és ezeket táblázatokban foglalja össze!

A FELADAT KIDOLGOZÁSÁNAK FORMAI KÖVETELMÉNYEI:

1. A számítás A4-es formátumú, sorszámozott lapokon, azoknak csak egyik oldalára írva, javítás nélküli kivitelben golyóstollal készíten-dő! A rész- és végeredményeket tüntesse fel a számítási lapok jobb-oldalán kialakított 50 mm széles szegélyre (margóra). A jelölésrend-szer egyértelműsége és a gondolatmenet követhetősége érdekében a számítást egészítse ki szövegek közötti magyarázó ábrákkal! A számítás-hoz készítsen előlapot is! Beadáskor ezt a feladatlapot helyezze az előlap és a számítás közé, majd az egészet a bal felső saroknál tűző-géppel kapcsolja össze! Szövegszerkesztő használata is megengede-tt.

Győr,év.....hónap

.....
gyakorlatvezető

GÉPSZERKEZETTAN III
ÖSSZEÉPÍTÉSI FELADAT

A feladat jele:

Név:

Beadási határidő:

Méretezze az aszinkron motor adott méretű tengelycsonkjára szerelt ékszíjhajtást a tengelykapcsoló feladatnál megadott adatok alapján ill. az ezen a feladatlapon szereplő táblázatban megjelölt adat segítségével. A hajtott ékszíjtárcsát a katalógusból kiválasztott fogaskerékes hajtómű bemenő tengelyére kell szerelni! Készítse el a motor, ékszíjhajtás és hajtómű összeépítési rajzát!

Az ékszíjhajtás áttétele:

A	B	C	D	E	F	Jel
1,2	1,4	1,5	1,6	1,8	2	

A FELADAT KIDOLGOZÁSÁNAK MENETE:

1. Katalógus alapján válassza ki a hajtó motort, az előző feladatban megadott adatok alapján!
2. Méretezze az ékszíjhajtást a következő alpontok alapján:
 - a: Határozza meg az ékszíjtárcsák jellemző átmérőit a szerkezet geometriai adottságainak megfelelően. (Célszerű a reális értékeléshez 1% rugalmas csúszást is figyelembe venni.). Ellenőrizze a szíjsebességet, a kiszámolt tárcsaátmérőkkel!
 - b: Határozza meg a szíjhosszt, a felvett tengelytáv alapján! Ellenőrizze a szíjfrekvenciát, a kiszámolt szíjhosszal! Számolja ki a pontos tengelytávolságot, és az áfogási szöget, valamint a felrakáshoz, és a feszítéshez szükséges úthosszat!
 - c: Határozza meg a szükséges ékszíjak számát! (A kerekítésnél már 0,2 értéket is felfelé kell kerekíteni!)

d: Számítsa ki az szükséges előfeszítést, a kerületi erő alapján.

e: Adja meg a kiválasztott ékszíj, és ékszíjtárcsák szabványos megnevezéseit!

3. Készítsen a hajtó ékszíjtárcsáról műhelyrajzot!
4. Végezze el az ékszíjhajtás és a fogaskerekes hajtómű összeépítését a kiválasztott elektromotorral! Készítse el az összekapcsolt géprendszer arányos szabadkézi elrendezési (diszpozíciós) rajzát tételszámozással és részletesen kitöltött darabjegyzékkel együtt. Adja meg a felsorolt gépegységek felfogási (csavarozási) helyeit! Tüntesse fel a fő- befoglaló- és csatlakozó méreteket!

A FELADAT KIDOLGOZÁSÁNAK FORMAI KÖVETELMÉNYEI:

1. A számítás A4-es formátumú, sorszámozott lapokon, azoknak csak egyik oldalára írva, javítás nélküli kivitelben golyóstollal készíten-dő! A rész- és végeredményeket tüntesse fel a számítási lapok jobb-oldalán kialakított 50 mm széles szegélyre (margóra). A jelölésrend-szer egyértelműsége és a gondolatmenet követhetősége érdekében a számítást egészítse ki szövegekőzi magyarázó ábrákkal! A számítás-hoz készítsen előlapot is! Beadáskor, ezen feladatlapot helyezze az előlap és a számítás közé, majd az egészet a bal felső saroknál tűző-géppel kapcsolja össze! ! Szövegszerkesztő használata is megenge-dett.
2. Az összeépítési rajzot szabványos méretarányban rajzolva, A3-as formátumban ceruzával kihúzva vagy nyomtatva kérjük beadni! Az elrendezési rajzot legalább két vetületben készítse el (elől nézet, fe-lül nézet), és beadáskor szabványos módon hajtsa össze azt A4-es formátumra! A műhelyrajzot A4-es rajzlapra készítse el!

Győr,év.....hónap

.....
gyakorlatvezető

15. Táblázatok, segédletek

15.1. Kötések

A szabványos anyag áttekintése

Hatlapú anyák MSZ EN 24 032, 24 034, 28 673, 28 674 ISO 4032, 4034, 8673, 8674	MSZ EN 24 035, 28 675 ISO 4035, 8675	MSZ EN 24 036 ISO 4036	DIN 6915 (HV-nak) ISO 7414
Összekötő anya DIN 2510	Koronás anyák DIN 935 MSZ 2264	DIN 935 (... M 10) MSZ 2265	DIN 979
Zárt anyák DIN 917 MSZ 2279	DIN 1587	Önbiztosító anyák DIN 985, 6924 ISO 7040	DIN 986
Központosító anyák DIN 6330	DIN 74 361	Peremes anyák DIN 8838	DIN 6331
Hornos kerek anya DIN 981, 1804	Palástfuratú anya DIN 548, 1816	Homlokfuratú anya DIN 547	Hasított anya DIN 546, 64 032
Négylapú anyák DIN 562	DIN 557	Horgonyanya DIN 798	Háromlapú anya DIN 582
Hegesztett anyák DIN 928	DIN 929	Becsavarható anya DIN 7965	Biztosítóanya DIN 7967
Szárnys anya MSZ 2183 DIN 316	Rovátolt anyák DIN 467	DIN 466	Csőanya DIN 431, 80 705

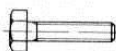
A szabványos csavarok áttekintése

Hatlapfejű csavarok

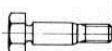
MSZ EN 24 014,
24 016, 28 765
ISO 4014, 4016, 8765



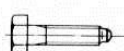
MSZ EN 24 017,
24 018, 28 676
ISO 4017, 4018, 8676



DIN 609, 610, 7968



DIN 561

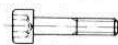


DIN 7964

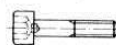


Hengeres fejű csavarok

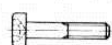
DIN 912
ISO 4762



DIN 6912



DIN 7984



DIN 84
MSZ EN ISO 1207



DIN 7985
MSZ EN ISO 7045



Süllyesztett és lencsefejű csavarok

DIN 963
MSZ EN ISO 2009



DIN 965
MSZ EN ISO 7064



DIN 7991



DIN 964
MSZ EN ISO 2010



DIN 966
MSZ EN ISO 7047



Hernyőcsavarok

MSZ EN 27 436
ISO 7436



MSZ EN 27 434
ISO 7434



DIN 915
ISO 4028



DIN 914
ISO 4027



DIN 916
ISO 4029



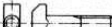
Hornyos menetes csap
DIN 427
ISO 2342



Tőcsavar
DIN 2510



Kalapácsfejű csavar
DIN 186



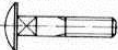
Négylapfejű csavarok
DIN 479



DIN 478



Kapupántcsavarok
DIN 603
ISO 8677



DIN 605, 608



Orros csavarok
DIN 604



DIN 607



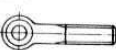
Szárnyas csavar
DIN 316



Rovátkolt fejű csavar
DIN 464



Szemes csavar
DIN 444



Gyűrűs csavar
DIN 580



Kombicsavarok
DIN 6900



DIN 6901



Lemezcavarok
DIN 7971
ISO 1481



DIN 7982
ISO 7050



DIN 7976
ISO 1479



Menetfúró csavarok
DIN 7513



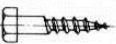
DIN 7516



Facsarok
DIN 96



DIN 571



DIN 7996



DIN 95



DIN 97



Hatlapú anyák

Hatlapú anyák

ISO 4032, 1. típus A és B termékosztály

ISO 4033, 2. típus A és B termékosztály

ISO 4034 C termékosztály

ISO 4035, alacsony alak, letöréssel, A és B termékosztály

ISO 4036, alacsony alak, letörés nélkül, B termékosztály

Az ISO TC 2 technikai bizottsága széles körű vizsgálatok során megállapította, hogy az anyákra eddig alkalmazott szilárdsági osztályok és az anyák 0,8d magassága nem adja meg a csavarkörteések számára szükséges leghúzás elleni biztonságot.

Az MSZ EN 20 898 2. része megnövelte az egyes szilárdsági osztályok vizsgálóerőit és a teljes terhelés figyelembevételével megnövelte az anyák magasságát.

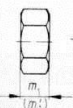
Normálmenet: MSZ EN 24 032...24 036

ISO 4032 ... 4036

Finommenet: MSZ EN 28 673...28 675

ISO 8673...8675

ISO 4032 ... 4034
ISO 8673



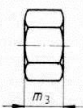
ISO 4035
ISO 8675



ISO 4036



ISO 8674



Menettűrés: 6H

A termékosztály: $d \leq M16$

B termékosztály: $d > M16$

Jelölési példa: M10 anya,
normál kivitel letöréssel az MSZ EN 24 032 szerint,
szilárdsági osztály 8: **Hatlapú anya ISO 4032—M10—8**

d	M3	M4	M5	M6	M8	M10	M12	M14	M16	M20	M24	M30
s	5,5	7	8	10	13	16	18	21	24	30	36	46
e	6	7,7	8,8	11,1	14,4	17,7	20,0	23,4	26,8	33	39,6	50,9
m1	2,4	3,2	4,7	5,2	6,8	8,4	10,8	12,8	14,8	18	21,5	25,6
m2	1,8	2,2	2,7	3,2	4	5	6	7	8	10	12	15
m3	—	—	—	—	7,5	9,3	12	14,1	16,4	20,3	23,9	28,6

Szilárdsági osztályok:

ISO 4032, 4033: 6, 8, 10

ISO 4034: 4, 5

ISO 4035: 04, 05

ISO 4036: HV 110

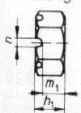
A szilárdsági osztályok új írásmódja:

04 (4), 05 (5), 06 (6), 08 (8), 10, 12

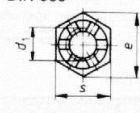
Koronás anyák

DIN 935 (MSZ 2265) — DIN 979 (MSZ 2264)

M10-ig



DIN 935



DIN M 5256: alacsony alak, m_2 és h_2 szerint

s és e mint a hatlapú anyáknál

Szilárdsági osztályok: 5, 6, 8, 10

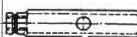
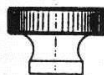
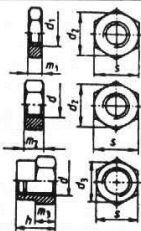
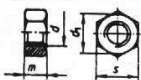
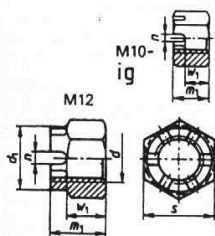
Jelölési példa: M20x2 finommenettel,

szilárdsági osztály 8:

Koronás anya M20x2 DIN M 5242—8

Méretek
mm-ben

	M6	M8	M10	M12	M14	M16	M20	M24	M30
d1	—	8 × 1	10 × 1,25	12 × 1,5	14 × 1,5	16 × 1,5	20 × 2	24 × 2	30 × 2
d2	—	—	—	17	19	22	28	34	42
n	2	2,5	2,8	3,5	3,5	4,5	4,5	5,5	7
h1	7,5	9,5	12	15	16	19	22	27	33
m1	5	6,5	8	10	11	13	16	19	24
h2	5	6,5	8	10	11	13	16	19	24
m2	2,5	3,5	4	5	6	7	10	11	15
Sasszeg DIN 94	1,6×14	2×16	2,5×20	3,2×22	3,2×25	4×28	4×36	5×40	6,3×50

Csavaranyák												
Ábra	Megnevezés	Anyag	MSZ	Ábra	Megnevezés	Anyag	MSZ					
Hornycsavarok, furatos csavaranyák				Feszítőanyák								
	Hornycsavar, kerek anyja B pont. f.	5			Zárt feszítőanya	4						
	Homlokfuratú, kerek anyja B p. f.	5			Nyitott feszítőanya	4						
	Palástfuratú, kerek anyja B p. f.	5			Hatlappú, zárt feszítőanya	4						
	Palásthornycsavar, kerek anyja	5	DIN 1804									
Rovátolt anyák				Gyűrűs, szárnyas anyák								
	Rovátolt anyja B pontossági fok.	5			Gyűrűs anyja	4	2181: 1985					
	Alacsony, rovátolt anyja B pont. fok.	5			Szárnyas anyja	4	2183: 1983					
Hatlappú csavaranyák MSZ EN 24035:1993, 24032, MSZ 2262:1988, 2263:1987												
	MSZ	d	M3	M4	M5	M6	M8	M10	M12	M16	M20	M24
							M8 x1	M10 x1,25	M12 x1,5	M16 x1,5	M20 x2	M24 x2
	2261	d _w m _{max}	5,0 1,8	6,3 2,2	7,2 2,7	9,0 3,2	11,7 4	14,6 5	16,6 6	22,5 8	27,7 10	33,2 12
	2260	d _w m _{max}	4,6 2,4	5,9 3,2	6,9 4,7	8,9 5,2	11,6 6,8	14,6 8,4	16,6 10,8	22,5 14,8	28,2 18	33,6 21,5
	2262	d _w m _{max}	5 3,6	6,3 4,8	7,2 6	9 7,2	11,7 9,6	14,6 12	16,6 12	22,5 19	27,7 24	33,2 29
		s	5,5	7	8	10	13	16	18	24	30	36
	2263	d	M3	M4	M5	M6	M8	M10	M12	M16	M20	M24
		d _w	-	-	-	-	11,9	14,8	16,7	22	27,7	33,2
		m s	-	-	-	-	12 13	15 16	18 18	24 24	30 30	36 36
Hatlappú, koronás csavaranyák MSZ 2264:1987, 2265:1988												
	MSZ	d	M4	M5	M6	M8	M10	M12	M16	M20	M24	M30
						M8 x1	M10 x1,25	M12 x1,5	M16 x1,5	M20 x2	M24 x2	M30 x2
	2264	d _e w m	- 3,2 5	- 4 6	- 5 7,5	- 6,5 9,5	- 8 12	16 10 15	22 13 19	28 16 22	34 19 27	42 24 33
	2265	d _e w m	- - -	- - -	- 2,5 5	- 3,5 6,5	- 4 8	16 5 10	22 7 13	28 10 16	34 11 19	42 15 24
	2264, 2265	n s	1,2 7	1,4 8	2 10	2,5 13	2,8 16	3,5 18	4,5 24	4,5 30	5,5 36	7 46
		Ajánlott sávszélesség	1	1,2	1,6	2	2,5	3,2	4	4	5	6,3

Csavaranyák

Hatlapú, magas, zárt csavaranya

MSZ 2279:1990

	d	M4	M5	M6	M8	M10	M12	M16	M20	M24
					M8 x1	M10 x1,25	M12 x1,5	M16 x1,5	M20 x2	M24 x2
	d ₁	6,5	7,5	9,5	12,5	15	17	23	28	34
	m ₁	3,2	4	5	6,5	8	10	13	16	19
	m _{max} t _{min} s	8 5,3 7	10 7,8 8	12 8,3 10	15 11,4 13	18 13,4 16	22 16,4 18	28 21,4 24	34 26,4 30	42 31,5 36
	x, g ₂	x (menetkifutás) rövid az MSZ 224 szerint					g ₂ (beszúrás) rövid az MSZ 224 szerint			

Kerek csavaranya, hornyos, homlokfuratú, palástfuratú

	d	M2	M3	M4	M5	M6	M8	M10	M12	M16	M20
							M8x1	M10 x1,25	M12 x1,5	M16 x1,5	M20 x1,5
	d _a	2,3	3,5	4,6	5,75	6,75	8,75	10,8	13	17,3	21,6
	d _k	4,5	6	8	9	11	14	18	21	26	32
	m	2	2,5	3,5	4,2	5	6,5	8	10	12	14
	n	1	1,2	1,4	2	2,5	3	3,5	4	4	5
	t (horony- mélység)	1	1,2	1,6	1,9	2,4	3	3,7	4,3	4,3	5,5
	h (osztó- kör)	4	5,5	7	8	10	13	15	18	22	27
	d _h (furat- átmérő)	1,14	1,64	1,64	2,14	2,64	3,14	3,68	3,68	4,18	4,18

Palásthornyos, kerek anya

DIN 1804

	d	M16 x1,5	M20 x1,5	M24 x1,5	M30 x1,5	M35 x1,5	M40 x1,5	M45 x1,5	M50 x1,5	M55 x1,5	M60 x1,5	M65 x1,5
	d ₁	32	36	42	50	55	62	68	75	80	90	95
	d ₂	27	30	36	43	48	54	60	67	70	80	85
	b	5	6	6	7	7	8	8	8	10	10	10
	h	7	8	9	10	11	12	12	13	13	13	14
	Horony- szám	4					6					

Hornyos csapágánya

MSZ 7889:1984

	Jel	KM2	KM3	KM4	KM5	KM6	KM7	KM8	KM9	KM10	KM11	KM12	KM13
	d	M15 x1	M17 x1	M20 x1	M25 x1,5	M30 x1,5	M35 x1,5	M40 x1,5	M45 x1,5	M50 x1,5	M55 x2	M60 x2	M65 x2
	d ₀	25	28	32	38	45	52	58	65	70	75	80	85
	d ₁	21	24	26	32	38	44	50	59	61	67	73	79
	B	5	5	6	7	7	8	9	10	11	11	11	12
	b	4	4	4	5	5	5	6	6	6	7	7	7
	h	2	2	2	2	2	2	2,5	2,5	2,5	3	3	3
	S _d	0,04											

Acélszavarak szilárdsági tulajdonságai

MSZ EN 20 898

Szilárdsági osztály	3.6	4.6	4.8	5.6	5.8	6.8	8.8	10.9	12.9
Minimális szakítószilárdság, R_m , N/mm ²	330	400	420	500	520	600	800	1040	1220
Folyáshatár, R_e , vagy $R_{p0.2}$, N/mm ²	190	240	340	300	420	480	640	940	1100
Szakadási nyúlás, A , %	25	22	14	20	10	8	12	9	8

Acélanyák szilárdsági tulajdonságai

MSZ EN 20 898

Az anya magassága, m	$\geq 0,5-d$	$< 0,8-d$	$\geq 0,8-d$						
Szilárdsági osztály	04	05	4	5	6	8	10	12	
Ellenőrző feszültség, N/mm ²	400	500	400	500	600	800	1000	1200	

Nemvasfém csavarok és anyák esetén a szilárdsági osztály helyett az anyagot kell megadni.

Termékosztályok (méret- és alakpontosság)

Jel	A (közepes)	B (középdurva)	C (durva)
-----	-------------	----------------	-----------

Átmenőfuratok csavarokhoz

MSZ EN 20 273

Menetátmérő	M4	M5	M6	M8	M10	M12	M14	M16	M20	M24	M30
finom	4,3	5,3	6,4	8,4	10,5	13	15	17	21	25	31
közepes	4,5	5,5	6,6	9	11	13,5	15,5	17,5	22	26	33
durva	4,8	5,8	7	10	12	14,5	16,5	18,5	24	28	35

Minimális becsavarási hosszak, ajánlott irányértékek

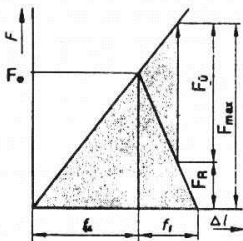
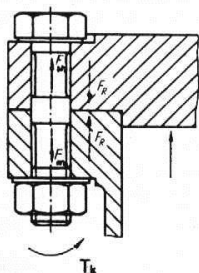
Szilárdsági osztály	3.6; 4.6	4.8...6.8	8.8	10.9
Az anya	acél 400 N/mm ² -ig	0,8-d	1,2-d	—
anyaga	acél 600 N/mm ² -ig	0,8-d	1,0-d	1,4-d
	acél 800 N/mm ² -ig	0,8-d	1,0-d	1,2-d
	acél 800 N/mm ² felett	0,8-d	1,0-d	1,0-d
	szürkeöntvény	1,3-d	1,5-d	—
	rézöntvények	1,3-d	—	—
	aluminiumöntvények	1,2-d	1,4-d	—
	műanyag	2,5-d	—	—

Finommenet esetén az értékeket 25%-kal meg kell növelni.

A DIN 912, MSZ EN 24 014 szerinti csavarok meghúzási adatai, ajánlott irányértékek

Menet	Maximális előfeszítő erő, kN						Maximális meghúzónyomaték, N·m					
	Szilárdsági osztály						Szilárdsági osztály					
	8.8		10.9		12.9		8.8		10.9		12.9	
	Csúszási súrlódási tényező						Csúszási súrlódási tényező					
	0,10	0,14	0,10	0,14	0,10	0,14	0,10	0,14	0,10	0,14	0,10	0,14
M5	6,9	6,4	10,2	9,4	11,9	11	4,8	5,9	7,1	8,7	8,3	10
M6	9,75	9	14,3	13,2	16,8	15,5	8,3	10	12	15	14	18
M8	17,9	16,5	26,3	24,3	30,7	28,4	20	25	30	36	35	43
M8 × 1	19,6	18,1	28,7	26,6	33,6	31,2	22	27	32	39	37	46
M10	28,5	26,3	41,8	38,7	48,9	45,2	40	49	59	72	69	84
M10 × 1,25	30,6	28,3	44,9	41,6	52,5	48,7	42	52	62	76	72	90
M12	41,5	38,4	61	56,5	71,5	66	69	85	100	125	120	145
M12 × 1,25	46,6	43,3	68,5	63,5	80	74,5	75	93	110	135	130	160
M14	57	52,5	83,5	77,5	98	90,5	110	135	160	200	190	235
M14 × 1,5	63	58,5	92,5	86	108	100	120	145	175	215	200	255
M16	78,5	72,5	115	107	135	125	170	210	250	310	290	365
M16 × 1,5	85,5	79,5	125	116	147	136	180	225	265	330	310	390
M18	98	91	140	129	164	152	245	300	345	430	405	500
M20	126	117	180	166	210	195	340	425	490	610	570	710
M20 × 1,5	144	134	206	191	241	224	375	475	530	680	620	790
M22	158	146	224	208	263	244	460	580	660	820	770	960
M24	182	168	259	240	303	281	590	730	840	1050	980	1220
M24 × 2	203	189	290	270	339	315	630	800	900	1150	1050	1350
M27	239	222	340	316	398	369	870	1100	1250	1550	1450	1800
M27 × 2	264	246	375	350	439	409	920	1150	1300	1650	1550	1950
M30	291	269	414	384	484	449	1200	1450	1700	2100	1950	2450
M30 × 2	332	309	472	440	553	515	1300	1650	1850	2350	2150	2750

A csavarkötés erőhatásábrája



F_e	Előfeszítő erő
F_0	Üzemi erő
F_R	Törőítő erő
F_{max}	Maximális erő
T_k	Maximális meghúzási nyomaték
μ	sűrűdési tényező
A_s	Feszültségi keresztmetszet, normál csavar
A_T	Feszültségi keresztmetszet, gyengített száru csavar
f_{cs}	Csavar megnyúlása
l_l	Lemez összenyomódása

Normál csavar

Névleges méret	Magke- reszt- met- szet As mm ²	Maximális előfeszítő erő, F _e , kN										Maximális meghúzási nyomaték, T _k , N · m									
		A szilárdsági csoport jele										A szilárdsági csoport jele									
		8.8			10.9			12.9				8.8			10.9			12.9			
		Sűrűdési tényező μ *										Sűrűdési tényező μ *									
		0,10	0,15	0,20	0,10	0,15	0,20	0,10	0,15	0,20	0,10	0,15	0,20	0,10	0,15	0,20	0,10	0,15	0,20		
M8 M10	36,6 58,0	18 29	16 26	15 23	26 42	24 38	21 34	31 49	28 45	25 40	20 40	25 30	30 60	30 59	37 73	44 87	35 69	43 84	52 100		
M12 M16	84,3 157	42 79	38 71	34 64	61 115	56 105	50 94	72 135	65 122	58 110	69 170	87 220	105 260	100 250	125 315	151 380	120 290	148 370	177 445		
M20 M24	240 353	126 182	114 165	103 149	180 259	165 235	147 212	210 303	190 275	172 248	340 590	430 740	520 890	490 840	615 1050	740 1250	570 980	700 1250	840 1500		
M8x1 M10x1,25	39,2 61,2	20 31	18 28	16 25	29 45	26 41	24 37	34 53	31 48	28 43	22 34	28 42	33 53	32 64	32 62	40 77	48 93	37 90	56 110		
M12x1,5 M16x1,5	88,1 167	44 86	40 78	36 71	65 125	59 114	53 103	76 147	69 134	62 121	72 180	92 230	110 280	105 265	132 340	160 410	125 310	155 390	185 480		
M20x1,5 M24x2	272 384	144 203	131 185	119 168	206 290	188 265	170 239	241 339	220 310	199 280	375 630	480 810	590 990	530 900	680 1150	840 1400	620 1050	800 1350	980 1650		

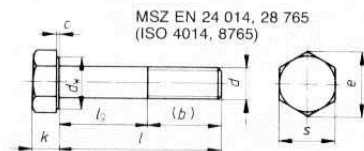
Magragyengített száru csavar

Névleges méret	Magke- reszt- met- szet A _T mm ²	Maximális előfeszítő erő, F _e , kN									Maximális meghúzási nyomaték, T _k , N · m								
		A szilárdsági csoport jele									A szilárdsági csoport jele								
		8.8			10.9			12.9			8.8			10.9			12.9		
		Sűrűldási tényező μ *									Sűrűldási tényező μ *								
		0,10	0,15	0,20	0,10	0,15	0,20	0,10	0,15	0,20	0,10	0,15	0,20	0,10	0,15	0,20	0,10	0,15	0,20
M8 M10	23,1 37,1	10,5 16	9,3 14	8,1 13	15 24	13 21	12 19	18 28	16 25	14 22	23 34	15 25	17 32	17 34	21 42	24 47	20 40	24 48	28 56
M12 M16	55 106	25 51	22 40	19 35	36 62	32 57	28 43	43 78	38 69	33 58	41 110	50 135	58 160	60 165	73 200	85 235	70 190	85 235	100 275
M20 M24	168 243	84 120	75 107	66 94	120 153	106 153	93 135	140 200	125 180	110 160	225 390	275 480	320 570	325 560	395 675	470 810	375 650	465 800	550 950
M8x1 M10x1,25	26 41	12 19	10,7 17	9,4 15	18 28	16 25	14 21	18 33	16 26	13 23	16 26	16 32	16 38	19 38	19 47	28 55	23 45	28 55	33 65
M12x1,5 M16x1,5	59 117	28 58	25 51	22 45	41 84	36 75	32 66	48 99	42 88	37 78	45 120	56 150	66 180	67 175	82 220	96 265	78 210	97 260	115 310
M20x1,5 M24x2	196 275	100 140	89 125	78 110	142 200	127 178	112 156	166 230	148 207	130 184	260 435	325 545	390 650	365 620	460 775	550 930	430 720	540 910	650 1100

* $\mu = 0,10$ minimális érték (galvanikus horganyzás v. kadmiumozás, jó kenés) $\mu = 0,15$ átlagérték (fényes v. foszfátzott felület, olajkenés) $\mu = 0,20$ nagy érték (foszfátzott és feketített felület, kenés nélkül)

Hatlapfejű csavarok

MSZ EN 24 014, 24 017, 28 676, 28 765
ISO 4014, 4017, 8676, 8765



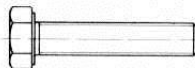
MSZ EN 24 014, 28 765
(ISO 4014, 8765)

Legkisebb közrefogási hossz $l_g = l - b$

Jelölési példa: menet M10, hossz $l = 50$ mm,
szabvány MSZ EN 24 014, szilárdsági
osztály 8.8:

Hatlapfejű csavar ISO 4014 M10 × 60—8.8

MSZ EN 24 017, 28 676
(ISO 4017, 8676)



MSZ EN 24 014, 24 017 metrikus normálmenettel
MSZ EN 28 676, 28 765 metrikus finommenettel

Termékosztályok: A M24-ig és $l \leq 150$ mm
B M24 felett és $l > 150$ mm

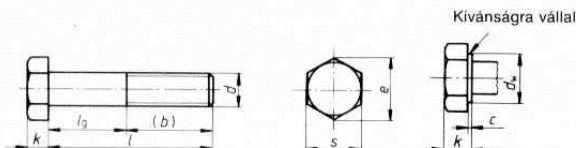
Szilárdsági osztályok: 5.6, 8.8, 10.9
Menettűrés: 6e

Méret	d	M4	M5	M6	M8	M10	M12	M14	M16	M20	M24	M30
mm-ben		—	—	—	M8 × 1	M10 × 1,25	M12 × 1,5	M14 × 1,5	M16 × 1,5	M20 × 2	M24 × 2	M30 × 2
c_{max}		0,4	0,5	0,5	0,6	0,6	0,6	0,6	0,8	0,8	0,8	0,8
d_w		5,9	6,9	8,9	11,6	14,6	16,6	19,6	22,5	28,2	33,6	42,7
e		7,7	8,8	11	14,4	17,8	20	23,4	26,8	33,5	40	50,8
k		2,8	3,5	4	5,3	6,4	7,5	8,8	10	12,5	15	18,7
s		7	8	10	13	16	18	21	24	30	36	46
MSZ EN 24 014	b	14	16	18	22	26	30	34	38	46	54	66
	l-től -ig	25 40	25 50	30 60	40 80	45 100	50 120	60 140	65 160	80 200	90 240	100 300
MSZ EN 24 017	b	Tővig menetes										
	l-től -ig	8 40	10 50	12 60	16 80	20 100	25 120	30 140	30 200	40 200	50 200	60 200

Normál hosszak: $l=8, 10, 12, 16, 20, 25, \dots, 70$ mm-ig 5 mm-es fokozatokban, utána 200 mm-ig 10 mm-enként, afölött 20 mm-enként.

Hatlapfejű csavarok

MSZ EN 24 016
ISO 4016



Kivánságra vállál

Hatlapfejű tővig menetes
csavarok
Termékosztály C
MSZ EN 24 018
(ISO 4018)

Jelölési példa: menet M16, hossz $l=60$ mm,
szilárdsági osztály 4.6:

Hatlapfejű csavar ISO 4016—M16 × 60—4.6

Méreték mm-ben

Legkisebb közrefogási hossz $l_g = l - b$

Termékosztály: C

Szilárdsági osztály: 3.6, 4.6

Menettűrés: 8g

d	M5	M6	M8	M10	M12	M16	M20	M24	M30
b	16	18	22	26	30	38	46	54	66
c_{max}	0,5	0,5	0,6	0,6	0,6	0,8	0,8	0,8	0,8
d_w	6,7	8,7	11,4	14,4	16,4	22	27,7	33,2	42,7
e	8,6	10,9	14,2	17,6	19,9	26,2	33	39,6	50,9
k	3,5	4	5,3	6,4	7,5	10	12,5	15	18,7
s	8	10	13	16 ^{1/2} /17	18 ^{1/2} /19	24	30	36	46
l-től -ig	25 50	30 60	40 80	45 100	55 120	65 160	80 200	100 240	120 300

Normál hosszak: $l=25, 30, \dots, 70$ mm-ig 5 mm-es fokozatokban, utána 160 mm-ig 10 mm-enként, afölött 20 mm-enként.

¹MSZ 220 szerint.

Csavarok

Hatlapfejű illesztőcsavar, hosszú menettel

MSZ 2460:1988

	d	M8	M10	M12	M16	M20 M20x1,5 M20x2	M24 M24x1,5 M24x2	M30 M30x2
b l<50 l 50...150	14,5 16,5	17,5 19,5	20,5 22,5	25 27	28,5 30,5	— 36,5	— 43	— 43
l tól- ig	25 80	30 100	32 120	38 150	45 150	55 150	65 150	— 150
d _k k s	9 5,3 13	11 7 16,17*	13 8 18,19*	17 10 24	21 13 24	25 15 36	32 19 46	— — —
Névleges hossz	25, 28, 30, 32, 35, 38, 40, 42, 45, 48, 50, 55, 60 ... 145, 150mm							

* 1987. január 1. után nem alkalmazható

Belső kulcsnyílású csavar

MSZ 1573:1980 (2448:1978)

	d	M4	M5	M6	M8 M8 x1	M10 M10 x1,25	M12 M12 x1,25	M16 M16 x1,5	M20 M20 x1,5	M24 M24 x2
b l tól- ig	Tövig menetes csavar									
b l tól- ig	6 25	8 25	10 30	12 35	16 40	20 50	25 60	30 70	40 80	—
b l tól- ig	20 40	22 50	24 60	28 80	32 100	36 120	44 160	52 200	60 200	—
d _k k s	7 4 3	8,5 5 4	10 6 5	13 8 6	16 10 8	18 12 10	24 16 10	30 20 17	36 24 19	—
Névl. hossz	6, 8, 10, 12, 16, 20, 25, 30 ... 65, 70, 80, 90 ... 200mm									

Belső kulcsnyílású, alacsonyfejű csavar

DIN 6912

	d	M4	M5	M6	M8	M10	M12	M16	M20	M24
b	14	16	18	22	26	30	38	46	54	—
d _k k s	7 2,8 3	8,5 3,5 4	10 4 5	13 5 6	16 6,5 8	18 7,5 10	24 10 14	30 12 17	36 14 19	—
l tól- ig	10 50	10 60	10 70	12 80	16 90	16 100	20 140	30 180	60 200	—
Névl. hossz	10, 12, 16, 20, 25, 30, 35, 40, 50 ... 100, 120 ... 200 mm									

Süllyesztett fejű, belső kulcsnyílású csavar

DIN 7991

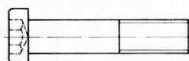
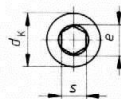
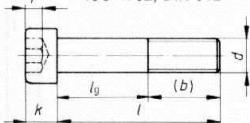
	d	M4	M5	M6	M8	M10	M12	M16	M20	M24
b	14	16	18	22	26	30	38	46	54	—
d _k k s	8 2,3 2,5	10 2,8 3	12 3,3 4	16 4,4 5	20 5,5 6	24 6,5 8	30 7,5 10	36 8,5 12	46 14 14	—
l tól- ig	8 40	8 50	8 60	10 60	12 70	20 70	30 90	35 100	50 180	—
Névl. hossz	8, 10, 12, 16, 20, 25, 30, 35, 40, 50 ... 180 mm									

Belső kulcsnyílású csavarok

ISO 4762, DIN 912, DIN 7984

ISO 4762, DIN 912

DIN 7984



Alacsony fejű
Finommenetűz nincs

Jelölési példa: menet M12, hossz $l=60$ mm,
szilárdsági osztály 8.8:

Legkisebb közrefogási hossz: $l_g = l - b$

Termékosztály: A

Szilárdsági osztály: 8.8, 10.9, 12.9

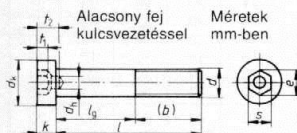
Belső kulcsnyílású csavar ISO 4762—M12 × 60—8.8

Méret mm-ben	d	M4	M5	M6	M8	M10	M12	M14	M16	M20	M24	M30
		—	—	—	8 × 1	10 × 1,25	12 × 1,25	14 × 1,5	16 × 1,5	20 × 1,5	24 × 2	30 × 2
DIN 912	d_k	7	8,5	10	13	16	18	21	24	30	36	45
	k	4	5	6	8	10	12	14	16	20	24	30
	s	3	4	5	6	8	10	12	14	17	19	22
	e	3,4	4,6	5,7	6,9	9,1	11,4	13,7	16	19,4	21,7	25,2
	t_2	2	2,5	3	4	5	6	7	8	10	12	15,5
	b	20	22	24	28	32	36	40	44	52	60	72
	l -től -ig	6 40	8 50	10 60	12 80	16 100	20 120	25 140	25 160	30 200	40 200	45 200
DIN 7984	k	2,8	3,5	4	5	6	7	8	9	11	13	—
	s	2,5	3	4	5	7	8	10	12	14	17	—
	e	2,9	3,6	4,7	5,9	8,1	9,4	11,7	14	16,3	19,8	—
	t_2	2,3	2,7	3	4,2	4,8	5,3	5,5	5,5	7,5	8	—
	b	14	16	18	22	26	30	34	38	46	54	—
	l -től -ig	6 25	8 30	10 40	12 60	16 70	20 80	30 80	30 80	40 100	50 100	—

Normál hosszak: $l=5, 6, 8, 10, 12, 16, 20, 25, \dots, 70$ mm-ig 5 mm-es fokozatokban, azután 160 mm-ig 10 mm-enként, afölött 20 mm-enként.

Belső kulcsnyílású csavarok

DIN 6912



d , e és s mint a DIN 912-ben

Legkisebb közrefogási hossz $l_g = l - b$

Jelölési példa: menet M10, hossz $l=50$ mm,
szilárdsági osztály 8.8:

Belső kulcsnyílású csavar

DIN 6912—M10 × 50—8.8

d	M4	M5	M6	M8	M10	M12	M16	M20
b	14	16	18	22	26	30	38	46
d_k	2	2,5	3	4	5	6	8	10
k	2,8	3,5	4	5	6,5	7,5	10	12
t_1	1,5	1,9	2,4	2,9	3,4	3,9	5,4	6
t_2	3,3	4	5	6,5	7,5	9	11,5	14
l -től -ig	10 50	10 60	10 70	12 80	16 90	16 100	20 140	30 180

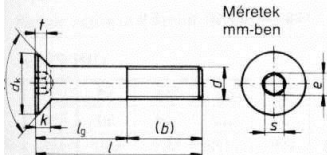
Normál hosszak: $l=10, 12, 16, 20, 25, 30, 35, 40, 50, 60, 70, 80, 90, 100, 120, 140, 160, 180$ mm.

Termékosztály: A

Szilárdsági osztály normálisan 8.8

Belső kulcsnyílású süllyesztett fejű csavarok

DIN 7991



Legkisebb közrefogási hossz: $l_g = l - b$

Jelölési példa: menet M8, hossz $l=25$ mm,
szilárdsági osztály 8.8:

Süllyesztett fejű csavar

DIN 7991—M8 × 25—8.8

d	M4	M5	M6	M8	M10	M12	M16	M20
b	14	16	18	22	26	30	38	46
d_k	8	10	12	16	20	24	30	36
e	2,9	3,4	4,6	5,7	6,9	9,2	11,4	13,7
k	2,3	2,8	3,3	4,4	5,5	6,5	7,5	8,5
s	2,5	3	4	5	6	8	10	12
t	1,8	2,3	2,5	3,5	4,4	4,6	5,3	5,9
l -től -ig	8 40	8 50	8 50	10 60	12 70	20 70	30 90	35 100

Normál hosszak: $l=8, 10, 12, 16, 20, 25, 30, 35, 40, 50, 60, 70, 80, 90, 100$ mm.

Termékosztály: A

Szilárdsági osztály normálisan 8.8

Csavarok

Ászokcsavarok

MSZ 2400 :1989, 2402, 2404

		MSZ									
d		M5	M6	M8 M8 x1	M10 M10 x1,25	M12 M12 x1,25	M16 M16 x1,5	M20 M20 x1,5	M24 M24 x2		
b	l<125 l > 125	16 22	18 24	22 28	26 32	30 36	38 44	46 52	54 60		
e		2404 2400 2402	10 5 6,5	12 6 7,5	16 8 10	20 10 12	24 12 15	32 16 20	40 20 25	48 24 30	
l	tól- ig		22 50	25 60	30 80	35 100	40 120	50 160	60 200	70 200	
Névl. hossz		20, 25, 30 ... 75, 80, 90, 100 ... 200									
Alkalmazási terület		2404 2400 2402	2d becsavarási hosszal alumíniumhoz 1d becsavarási hosszal acélhoz 1,25d becsavarási hosszal öntöttvashoz								

Hernyőcsavarok MSZEN 24766:1994, 27434, 27435, 27436 és MSZ 2429, 2419, 2428, 2427

MSZEN

MSZ

24766

2429

27434

2419

27435

2428

27436

2427

d	M3	M4	M5	M6	M8	M10	M12	M16	M20		
	MSZ 2660, 2661, 2658, 2659								—	—	
	MSZ 2429, 2419, 2428, 2427										
d _{1max}	2	2,5	3,5	4	5,5	7	9,5	12	15		
d ₂	1,4	2	2,5	3	5	6	8	10	14		
d ₃	0,3	0,4	0,5	1,5	2	2,5	3	4	5		
z	1,5	2	2,5	3	4	5	6	8	10		
n	0,4	0,6	0,8	1	1,2	1,6					
t ₁ ≈	0,8	1,1	1,3	1,6	2	2,4					
s	1,5	2	2,5	3	4	5	6	8	10		
MSZ	Hossz l										ig
2660	5 16	6 20	8 25	8 30	10 40	12 50	14 50				
2661	3 16	4 20	5 25	6 30	8 40	10 50	12 50				
2658	3 16	4 20	5 25	6 30	8 40	10 50	12 50				
2659	4 16	4 20	5 25	6 30	8 40	10 50	12 50				
2429	4 16	5 20	8 25	8 30	12 50	16 70	16 80	20 90	25 100		
2419	2,5 16	3 20	8 25	8 30	12 50	16 70	16 80	20 90	25 100		
2428	2 16	6 20	8 25	8 30	12 50	16 70	16 80	20 90	25 100		
2427	2,5 16	3 20	8 25	8 30	12 50	16 70	16 80	20 90	25 100		
Névl. hossz	3, 4, 5, 6, 8, 10, 12, 16, 20, 25, 30, 35, 40, 45, 50 mm										

Csavarok

Hatlapfejű, finommentű peremes zárócsavar

d	M10x1,25	M12x1,25	M16x1,5	M20x1,5	M24x2
s	10	13	16	18	21
k ₂	9	9	9	12	13
d ₂	14	17	21	25	29
c	3	33	3	4	4
l _{név}	8	12	12	14	14
l _{max}	8,75	12,9	12,9	14,9	14,9

Hatlapfejű, csőmenetű peremes zárócsavar

d	G1/8	G1/4	G3/8	G1/2	G5/8	G3/4	G7/8	G1
s	10	13	16	18	24	24	27	27
k ₂	9	9	9	12	13	14	14	16
d ₂	14	18	22	26	29	32	36	39
c	3	3	3	4	4	4	4	5
l _{név}	8	12	12	14	16	16	16	16
l _{max}	8,75	12,9	12,9	14,9	16,9	16,9	16,9	16,9

Szemescsavar

MSZ 2479:1985

d	M5	M6	M8	M10	M12	M16	M20	M24
b l ≤ 125	16	18	22	26	30	38	46	54
125 < l ≤ 200	—	—	28	32	36	44	52	60
l > 200	—	—	—	—	49	57	65	73
d ₁ H9	5	6	8	10	12	16	18	22
d _{2max}	12	14	18	20	25	32	40	45
s _{max} A és B	6	7	9	12	14	17	22	25
s _{max} C p.fok	8	9	11	14	17	19	24	28
r ≈ f	2,5	4,0	4,0	4,0	6,0	6,0	6,0	10,0
l tól-ig	30 80	35 90	40 140	45 150	55 260	70 260	100 260	100 260
Névleges hossz	30, 35, 40, 45 ... 75, 80, 90, 100 ... 160, 180, 200, 220 ... 280, 300 mm							

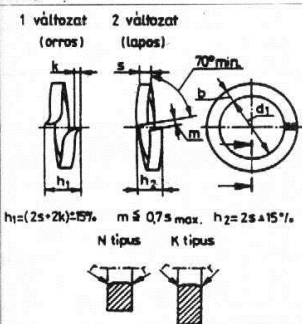
Négylaptoldatú rögzítőcsavar

d	M10	M12	M16	M20
s _{max}	5	7	9	11
e	6,5	9	12	16
k	6	8	10	14
d _{2max}	7	8,5	12	15
d _{1max}	1	1	3	5
Z _{2min}	5	6	8	10
R	0,5	0,6	0,8	0,8
l tól-ig	20 60	25 60	40 80	60 120
Névleges hossz	20, 25, 30, 35, 40, 50 ... 100, 110, 120 mm			

Alátétek

Rugós alátétek

MSZ 1612:1980



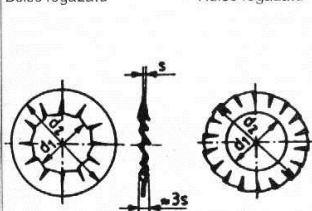
d	d ₁ H15	b=s		b		s Könnyű típus	k	r ₁
		Normál mérete	típus tűrése	Könnyű mérete	típus tűrése			
3 4	3,1 4,1	0,8 1	±0,1 ±0,15	1 1,2	±0,15	0,8 0,8	— 0,15	0,2 0,3
5 6	5,1 6,1	1,2 1,4	±0,15	1,2 1,6		1 1,2	0,15 0,2	0,4 0,5
8 10	8,2 10,2	2 2,5		2 2,5		1,6 2	0,3	0,5 0,8
12 16	12,2 16,3	3 3,5	±0,15 ±0,2	3,5 4,5	±0,2	2,5 3,2	0,4	1,2
20 24	20,5 24,5	4,5 5,5	±0,2	5,5 6,5	±0,2 ±0,25	4 4,8	0,4 0,5	1,2 2
Anyagminőség: 75 (rugóacél)								

Anyagminőség: 75 (rugóacél)

Belső fogazatú és külső fogazatú alátét

Belső fogazatú

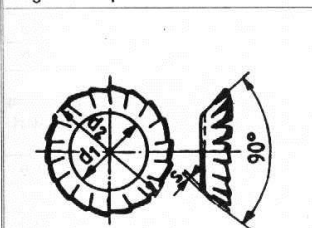
Külső fogazatú



d	d ₁		d ₂		s		A fogak száma
	mérete	tűrése	mérete	tűrése	mérete	tűrése	
M 3	3,2	+0,24	6,0	0	0,4	±0,1	7
M 4	4,3	0	8,0	-0,45	0,5	±0,1	8
M 5	5,3	+0,29	10,0	0	0,6	±0,1	8
M 6	6,4	0	11,0	0	0,7	±0,1	9
M 8	8,4	+0,35	15,0	0	0,8	±0,1	10
M 10	10,5	0	18,0	-0,55	0,9	±0,1	12
M 12	12,5	0	20,5	0	1,0	±0,1	12
M 16	14,4	0	24,0	-0,65	1,2	±0,2	14
M 18	19,0	+0,42	30,0	0	1,4	±0,2	14
M 20	21,0	0	33,0	-0,80	1,4	±0,2	16

Anyagminőség: 65 (nemesíthető acél)

Fogazott kúpos alátét

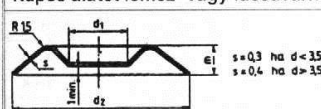


d	d ₁		d ₂	s		A fogak száma
	mérete	tűrése		mérete	tűrése	
M3	3,2	+0,24	6,0	0,2	±0,1	12
M4	4,3	0	8,0	0,25	±0,1	14
M5	5,3	+0,29	9,8	0,3	±0,1	14
M6	6,4	0	11,8	0,4	±0,1	16
M8	8,4	+0,35	15,3	0,4	±0,1	18
M10	10,5	0	19,0	0,5	±0,1	20
M12	12,5	0	23,0	0,5	±0,1	26
M16	16,5	0	30,2	0,6	±0,1	30
M18	18,5	+0,42	34,2	0,6	±0,1	32
M20	20,5	0	38,2	0,6	±0,1	34

Anyagminőség: 65 (nemesíthető acél)

Kúpos alátét lemez- vagy facsavarhoz

MSZ 2216:1979



d	lemez	2,2	2,9	3,5	3,9	4,2	4,8	6,3
	facs.	2,5	3	3,5	4	5	6	
d ₁		3,2	3,7	4,2	4,8	5,8	7,0	
d ₂		9,5	11,5	13,0	16,0	18,0	22,0	

Csavaranyák, alátétek

Zárt feszítőanya

d_1	M6	M8	M10	M12	M16	M20	M24	M30	M36	M42	M48	
d_2	17	17	22	25	30	34	42	51	63,5	70	83	
d_{3min}	9	12	15	18	24	30	33	41	50	60	72	
$\approx d_4$	6	8	8	10	10	12	12	16	16	20	20	
C_{min}	2,9	3,6	4	4	4,5	5	5,6	6,3	8	9	10	
l	110	110	125	125	170	200	255	255	295	330	355	
l tűrése	1,10			1,25		1,45			1,60			
m_{min}	7,5	10	12	15	20	24	29	36	43	51	58	
Állíthatóság	90	85	95	90	120	140	180	160	180	200	210	

Lapos alátét A pontossági fokozattal

MSZ 2201:1992

d	d_1	d_2	s	d	d_1	d_2	s	d	d_1	d_2	s
M2,5	2,7	6	0,5	M8	8,4	16	1,6	M24	25	44	4
M3	3,2	7	0,5	M10	10,5	20	2	M30	31	56	4
M4	4,3	9	0,8	M12	13	24	2,5	M36	37	66	5
M5	5,3	10	1	M16	17	30	3	M42	43	78	7
M6	6,4	12	1,6	M20	21	37	3	M48	50	92	8

Anyagminőség: ötvözetlen lágy acél.

Lencsés, kagylós alátét

MSZ 2202:1979, 2203:1979

d	M8	M10	M12	M16	M20	M24	M30
d_1	8,4	10,5	12,5	17	21	25	31
d_2	17	21	24	30	36	44	56
s	3,2	4	4,6	5,3	6,3	8,2	11,2
r	12	15	17	20	25	30	40
d_1	9,5	11,5	14	18	23	27	33
d_2	17	21	24	30	36	44	56
s	3,5	4,2	5	6,2	7,5	9,5	12
d_3	15,5	19,5	22	28	33	41	52

Anyagminőség: C 35.

Alátét U, és I szelvényhez

MSZ 2206:1979, 2207:1979

U szelvényhez

I szelvényhez

d	M8	M10	M12	M16	M20	M22	M24	M27
d_1	9	11	14	18	22	24	26	30
a	22	22	30	36	44	50	50	56
b	22	22	30	36	44	50	50	56
f	3	3	4	5	5	6	6	6
MSZ 2206	s	3,8	3,8	4,9	5,9	7	8	8,5
	c	2	2	2,5	3	3,5	4	4
MSZ 2207	s	4,6	4,6	6,2	7,5	9,2	10	10,8
	c	1,5	1,5	2	2,5	3	3	3

Anyagminőség: kis karbontartalmú acél.

Reteszkötések

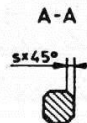
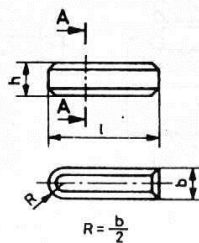
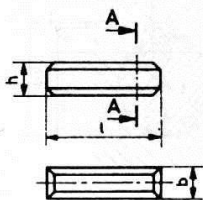
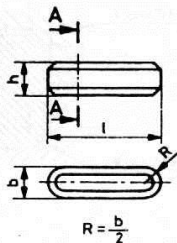
Reteszek méretei és tűrésük

MSZ 12868:1979

1. alak

2. alak

3. alak



A szélesség, b		A magasság, h		Lekerekítés v. élt., r vagy $s \times 45^\circ$		Reteszhossz, l	
Névleges m.	tűrése (h9)	Névleges m.	tűrése (h11)	min.	max.	-tól	-ig
2	0	2	0	0,16	0,25	6	20
3	-0,025	3	-0,025			6	36
4	0	4	0			8	45
5	-0,030	5	-0,030	0,25	0,40	10	56
6	0	6	0			14	70
8	-0,036	7	0			18	90
10	0	8	0	0,40	0,60	22	110
12	-0,043	8	-0,090			28	140
14	0	9	0			36	160
16	-0,052	10	0	0,60	0,80	45	180
18	0	11	0			50	200
20	-0,062	12	0			56	220
22	0	14	0	1,00	1,20	63	250
25	-0,062	14	-0,110			70	280
28	0	16	0			80	320
32	0	18	0	1,00	1,20	90	360
36	-0,062	20	0			100	400
40	0	22	0			100	400
45	-0,062	25	-0,130	1,00	1,20	110	450
50	0	28	0			125	500

A retesz hosszát az alábbi sorozatból kell választani: 6, 8, 10, 12, 14, 16, 18, 20, 22, 25, 28, 32, 36, 40, 45, 50, 56, 63, 70, 80, 90, 100, 110, 125.

Szabványos megnevezés: **Retesz 18x11x100 MSZ KGST 189** (b=18, h=11, l=100 mm),
ugyanezen méret, de 2 alkú: **2-18x11x100 MSZ 12868**.

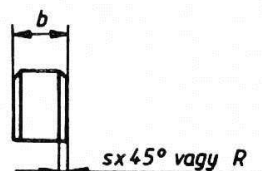
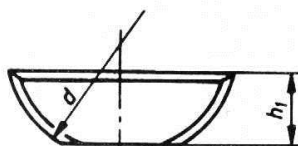
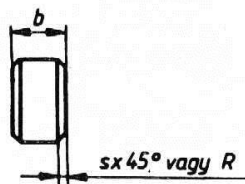
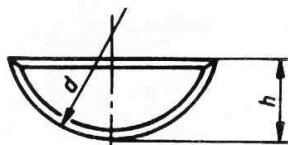
Az l hossz tűrése h14.

A retesz anyaga $R_m \geq 590$ MPa (60 kg/mm²) szakítószilárdságú húzott reteszacél (MSZ 314).

Reteszek

Íves reteszkötések

MSZ 311:1977



$$h_1 = 0,8 h$$

A szélesség, b		A magasság, h		Az átmérő, d		Lekerekítési sugár, r v. s	
névl. mérete	tűrése (h9)	névl. mérete	tűrése (h11)	névl. mérete	tűrése (h12)	min.	max.
1	0 -0,025	1,4	0 -0,060	4	0 -0,120	0,16	0,25
1,5		2,6		7	0 -0,150		
2,0		2,6		7			
2,0		3,7	10	0 -0,180			
2,5		3,7	10				
3,0		5,0	13				
3,0			6,5	0 -0,090	16	0 -0,180	0,25
4,0		6,5	16				
4,0	0 -0,030	7,5	19		0 -0,210		
5,0		6,5	16		0 -0,180		
5,0		7,5	19		0 -0,210		
5,0		9,0	22				
6,0		9,0	22				
6,0			10,0	25	0 -0,250	0,40	0,60
8,0	0 -0,036	11,0	0 -0,110	28			
10,0		13,0		32			

Megnevezés: íves retesz 5x6,5 MSZ 311 (1 alak, b=5, h=6,5 mm),

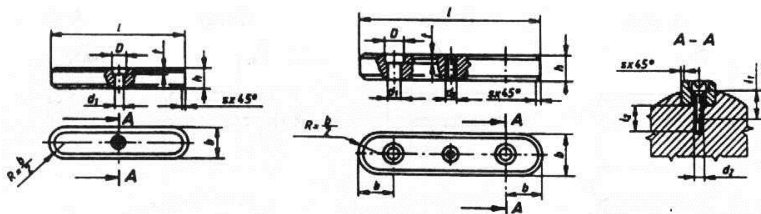
íves retesz 2-5x5,2 MSZ KGST 647 (2 alak, b=5, h₁=5,2 mm).

A retesz anyaga legalább 590 MPa (60 kp/mm²) szakítószilárdságú acél.

Reteszek

Síklőreteszkötések

MSZ 2310:1988



A retesz						A felerősítő csavar						
széles- sége, b h9	magas- sága, h h11	éltompítása, s		hossza, l		súlyszétvételének		átmenőfura- tának átmé- rője, d ₁	zsákfuratá- nak a hosz- sza, l ₂	mérete, d ₂ x l ₁		
		min.	max.	-tól	-ig	átmérője, D, H14	mélysége, t, H14					
8	7	0,25	0,40	18	90	6	2,4	3,4	7	M3x8		
10	8			22	110				8	3,2	4,5	8
12	8			28	140	10	4,1	5,5	10	M4x10		
14	9			36	160					M5x10		
16	10			45	180							
18	11	0,60	0,80	50	200	11	4,8	6,6	11	M6x12		
20	12			56	220				12			
22	14			63	250				13	M6x16		
25	14			70	280	15	6,0	9,0	15	M8x16		
28	16			80	320	18	7,3	11,0		M10x16		
32	18			90	360					17	M10x20	
36	20			1,00	1,20	100	400	20	8,3	14,0	19	M12x25
40	22					100	400				20	M12x30
45	25	110	450			21						
50	28	125	500			22						
Alacsony síklőrtesztek méretei												
8	5	0,25	0,40	18	90	6	2,2	3,4	7	M3x8		
10	6			22	110				8	3,0	4,5	8
12				0,40	0,60	28	140	10	3,7	5,5	10	M4x10
14						36	160					M5x10
16	45					180						
18	7	50	200	11	4,2	6,6	12	M6x12				
20	8	56	220				15	5,3	9,0	13	M6x15	
22	9	63	250							14	M8x15	
25		70	280	18	6,3	11,0				17	M10x18	
28		10	80				320	M10x20				
32	11	90	360									
36	12	1,00	1,00	100	400	20	7,3	14,0	19	M12x22		

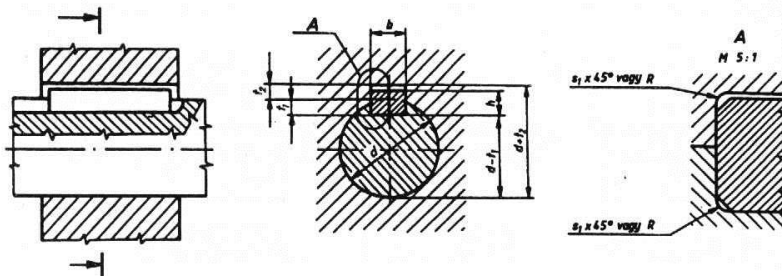
Alacsony síklőreteszek méretei

8	5	0,25	0,40	18	90	6	2,2	3,4	7	M3x8
10	6	0,40	0,60	22	110	8	3,0	4,5	10	M4x10
12	6			28	140					
14	6			36	160					
16	7			45	180					
18	7			50	200					
20	8	0,60	0,80	56	220	11	4,2	6,6	12	M6x12
22	8			63	250					
25	9			70	280					
28	10			80	320					
32	11			90	360					
36	12	1,00	1,00	100	400	20	7,3	14,0	19	M12x22

Reteszek

Reteszhorony méretei és tűrései

MSZ 12868:1979



Tengely- átmérő, d		A retesz- szel- vény mérete, b x h	A reteszhorony										lekerekítése v. él- tompítása, r v. s ₁	
			b szélességének tűrése					mélységének						
			laza reteszköt.		normál	reteszköt.	szilárd k.	tengelyben, t ₁		furatban, t ₂				
felett	-ig		tengely- ben (H9)	furatban (D10)	tengely- ben (N9)	furatban (J, 8)	tengely- furat (P9)	névl. mérete	tűrése	névl. mérete	tűrése	max.	min.	
6	8	2x2	+0,025	+0,060	-0,004	+0,012	-0,006	1,2	+0,1 0	1,0	+0,1 0	0,16	0,08	
8	10	3x3	0	+0,020	-0,029	-0,012	-0,031	1,8		1,4				
10	12	4x4	+0,030 0	+0,078 +0,030	0 -0,030	+0,015 -0,015	-0,012 -0,042	2,5		1,8				
12	17	5x5						3,0	2,3					
17	22	6x6						3,5	2,8					
22	30	8x7	+0,036	+0,098	0	+0,018	-0,015	4,0	+0,2 0	3,3	+0,2 0	0,25	0,16	
30	38	10x8	0	+0,040	-0,036	-0,018	-0,051	5,0		3,3				
38	44	12x8	+0,043 0	+0,120 +0,050	0 -0,043	+0,021 -0,021	-0,018 -0,061	5,0		3,3				
44	50	14x9						5,5		3,8				
50	58	16x10						6,0		4,3				
58	65	18x11	+0,052 0	+0,149 +0,065	0 -0,052	+0,026 -0,026	-0,022 -0,074	7,0		4,4		0,6	0,4	
65	75	20x12						7,5		4,9				
75	85	22x14						9,0		5,4				
85	95	25x14						9,0		5,4				
95	110	28x16						10,0		6,4				
110	130	32x18	+0,062 0	+0,180 +0,080	0 -0,062	+0,031 -0,031	-0,026 -0,088	11,0	7,4	+0,3 0	+0,3 0	1,0	0,7	
130	150	36x20						12,0	8,4					
150	170	40x22						13,0	9,4					
170	200	45x25						15,0	10,4					
200	230	50x28						17,0	11,4					

A reteszkötések a fenti táblázat tűréseinek bármely, a táblázattól eltérő párosításával is illeszthetők, például a tengelyben szilárdan, a furatban pedig lazán.

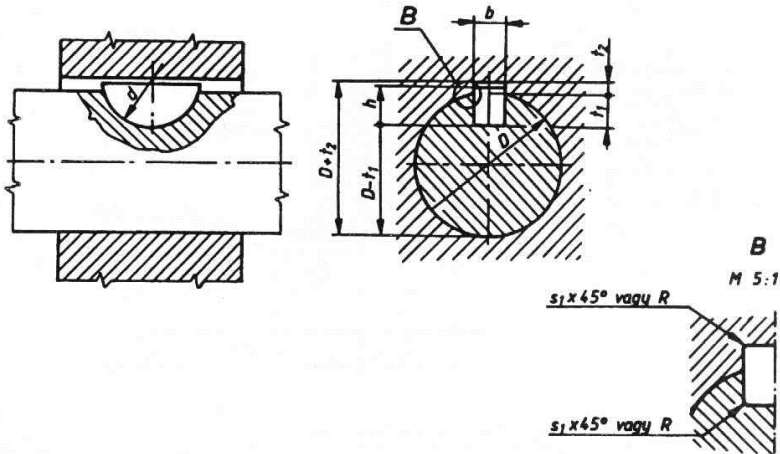
Hőkezelt alkatrészek esetén a reteszhorony szélességének tűrése H11 is lehet.

Nagy igénybevétel esetén a horonyfenék és az oldalfelületek átmenetét lekerekítéssel kell kialakítani.

Reteszek

Íves reteszkötések

MSZ 311:1977



A reteszhorony méretei és tűrései

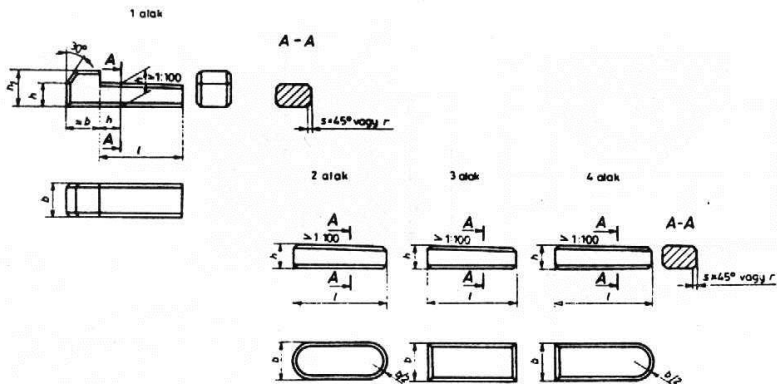
Tengelyátmérő, D				A retesz méretei, bxhxd	Szélességének, b tűrése			Mélyiségének				éltompítás, s ₁ , v. lekerekítés, r	
Rendeltetés ¹					norm. reteszk.		szilárd k. futban (Pg)	tengelyben, t ₁		furatban, t ₂		max.	min.
I.		II.			tengelyben (Ng)	furatban (J,9)		névleges mérete	tűrése	névleges mérete	tűrése		
felett	-ig	felett	-ig										
3	4	3	4	1x1,4x4	-0,004 -0,029	+0,012 -0,012	-0,006 -0,031	1,0	+0,1 0	0,6	+0,1 0	0,16	0,08
4	5	4	6	1,5x2,6x7				2,0		0,8			
5	6	6	8	2x2,6x7				1,8		1,0			
6	7	8	10	2x3,7x10				2,9		1,0			
7	8	10	12	2,5x3,7x10				2,7	1,2				
8	10	12	15	3x5x13				3,8	1,4	+0,2 0			
10	12	15	18	3x6,5x16	5,3	1,4	1,8						
12	14	18	20	4x6,5x16	5,0	1,8	1,8						
14	16	20	22	4x7,5x19	6,0	2,3	2,3						
16	18	22	25	5x6,5x16	4,5	2,3	2,8						
18	20	25	28	5x7,5x19	5,5	2,3	2,8						
20	22	28	32	5x9x22	0 -0,030	+0,015 -0,015	-0,012 -0,042	7,0	+0,3 0	2,3		+0,2 0	0,25
22	25	32	36	6x9x22				6,5		2,8			
25	28	36	40	6x10x25				7,5		2,8			
28	32	40	-	8x11x28				8,0		3,3			
32	38	-	-	10x13x32	10,0	3,3	0,40	0,25					

¹ I. Rendeltetés: a retesz forgatónyomatékot visz át, II. Rendeltetés: a retesz csak rögzíti a gépelemet.

Ékek

Ékkötések

MSZ 2303:1977



A szélesség, b		A magasság, h		Éltompítás, $\alpha 45^\circ$ v. r		Ékhossz, l		Fej- magasság, h_1
névleges mérete	tűrése (h9)	névleges mérete	tűrése (h11)	min.	max.	-tól	-ig	
2	0	2	0	0,16	0,25	6	20	-
3	-0,025	3	-0,025*			6	36	-
4	0	4	0			8	45	7
5	-0,030	5	-0,030*	0,25	0,40	10	56	8
6	0	6	0			14	70	10
8	-0,036	7	0			18	90	11
10	0	8	-0,090	0,40	0,60	22	110	12
12	-0,043	8	0			28	140	12
14	0	9	0			36	160	14
16	-0,052	10	-0,110	0,60	0,80	45	180	16
18	0	11	0			50	200	18
20	-0,062	12	0			56	220	20
22	0	14	-0,130	1,00	1,20	63	250	22
25	-0,062	14	0			70	280	22
28	0	16	0			80	320	25
32	-0,062	18	0	1,00	1,20	90	360	28
36	0	20	-0,130			100	400	32
40	-0,062	22	0			100	400	36
45	0	25	0	1,00	1,20	110	450	40
50	-0,062	28	0			125	500	45

*A 2-6 mm magasságú ékek h magasságának tűrése h9.

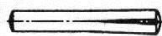
Az ék hosszát az alábbi sorozatból lehet választani: 6, 8, 10, 12, 14, 16, 18, 20, 22, 25, 28, 32, 36, 40, 45, 50, 56, 63, 70, 80, 90, 100, 110, 125, 140, 160, 180, 200, 220, 250, 280, 320, 360, 400, 450, 500 mm.

Megnevezés: **Ék 2-18x11x100 MSZ 2303** (2 alak, b=18, h=11, l=100 mm).

Szegek, csapszegek

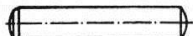
Szegek

Hasított csapszeg MSZ 2244:1981



d	2	3	4	5	6	8	10	12	16
L tól-ig	4- 30	6- 40	8- 60	8- 60	10- 80	12- 100	14- 120	16- 120	20- 120

Hengeres edzett szeg



L tól-ig	4- 40	6- 60	8- 80	10- 100	12- 120	16- 120	20- 120	25- 120	30- 120
-------------	----------	----------	----------	------------	------------	------------	------------	------------	------------

Hasított kétszapos szeg MSZ 2245:1981



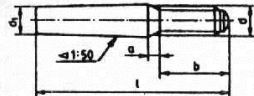
L tól-ig	12- 30	12- 40	16- 60	16- 60	25- 80	30- 100	36- 120	45- 120	50- 120
-------------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	------------	------------	------------	------------

Rögzíthető kúpos szeg



L tól-ig	—	—	—	40- 90	50- 100	60- 140	70- 160	80- 200	100- 250
-------------	---	---	---	-----------	------------	------------	------------	------------	-------------

Menetes kúpos szeg MSZ 2222:1989



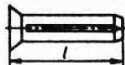
d ₁	5	6	8	10	12	16	20	25	30
d	M5	M6	M8	M10	M12	M16	M16	M20	M24
b _{min}	14	18	22	24	27	35	35	40	46
L tól-ig	40- 50	45- 60	55- 75	65- 85	85- 120	100- 160	120- 190	140- 250	160- 280

Hasított, félgömb fejű szeg MSZ 2246:1983



d	2	3	4	5	6	8	10	12	16
l tól-ig	1- 10	5- 16	6- 20	8- 25	8- 35	10- 40	12- 40	16- 40	20- 40

Hasított, sülyesztett fejű szeg MSZ 2247:1983

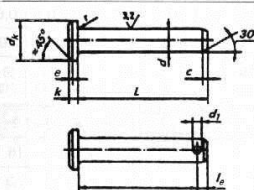


l tól-ig	4- 10	5- 16	6- 20	8- 25	8- 35	10- 40	12- 40	16- 40	20- 40
-------------	----------	----------	----------	----------	----------	-----------	-----------	-----------	-----------

Megnevezés: Hasított, sülyesztett fejű szeg MSZ 2247-3x12.

Csapszeg

MSZ 2227:1989



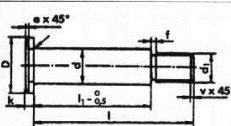
d h11	3	4	5	6	8	10	12	14	16	18	20	22	24
d _k h14	5	6	8	10	14	18	20	22	25	28	30	33	36
d ₁ H13	0,8	1	1,2	1,6	2	3,2	3,2	4	4	5	5	5	6,3
c	1	1	2	2	2	3	3	3	3	3	4	4	4
e	0,5	0,5	1	1	1	1,6	1,6	1,6	1,6	1,6	2	2	2
k	1	1	1,6	2	3	4	4	4	4,5	5	5	5,5	6
l ₀	1,6	2,2	2,9	3,2	3,5	4,5	5,5	6	6	7	8	8	9

Megnevezés:
Csapszeg MSZ 2227-B-20x100.

l tól-ig	6- 30	8- 40	10- 50	12- 60	16- 80	20- 100	24- 120	28- 140	32- 160	35- 180	40- 200	45- 200	50- 200
-------------	----------	----------	-----------	-----------	-----------	------------	------------	------------	------------	------------	------------	------------	------------

Menetes csapszeg

MSZ 2231:1992



d h11	8	10	12	14	16	18	20	25	30	40	50
d ₁	M6	M8	M10	M12	M12	M12	M16	M20	M24	M30	M36
D	14	16	20	22	24	26	30	35	40	52	62
k	4	4	5	5	5	5	6	7	7	8	9
s	11	14	17	19	22	22	27	32	36	46	55

Megnevezés: Menetes csapszeg
MSZ 2231-16x100x80-5.8.

l tól-ig	14- 100	18- 110	22- 120	28- 130	30- 130	35- 140	40- 140	45- 150	50- 150	60- 170	70- 200
-------------	------------	------------	------------	------------	------------	------------	------------	------------	------------	------------	------------

Sasszeg és kúpos szeg

Sasszeg fő méretei

MSZ 2224:1975

Névl. á. d_s	0,6	0,8	1	1,2	1,6	2	2,5	3,2	4	5	6,3	8	10	13
d_{max}	0,5	0,7	0,9	1,0	1,4	1,8	2,3	2,9	3,7	4,6	5,9	7,5	9,5	12,4
l_{2max}	1,6	1,6	1,6	2,5	2,5	2,5	2,5	3,2	4	4	4	4	6,3	6,3
$l_1 =$	2	2,4	3	3	3,2	4	5	6,4	8	10	12,6	16	20	26
D_{max}	1	1,4	1,8	2	2,8	3,6	4,6	5,8	7,4	9,2	11,8	15	19	24
Csavar átmérő től-ig	—	2,5	3,5	4,5	5,5	7	9	11	14	20	27	39	56	80
Tengely átmérő től-ig	—	2	3	4	5	6	8	9	12	17	23	29	44	69
L től-ig	4- 12	5- 16	6- 20	8- 25	8- 32	10- 40	12- 50	14- 63	18- 80	22- 100	32- 125	40- 160	45- 200	71- 250

Sasszeg fő méretei (Csak belföldi alkalmazásban)

Névl. á. d_s	0,6	0,8	1	1,2	1,6	2	2,5	3,2	4	5	6,3	8	10	13
d_{max}	0,45	0,6	0,8	1,0	1,2	1,6	2,0	2,7	3,5	4,5	5,6	7,5	9,5	12
l_{2max}	2,1	2,1	2,1	4,0	4,0	4,0	4,0	6,0	6,0	6,0	6,0	6,0	9,0	9,0
$l_1 =$	1,6	2,0	2,5	3,0	4,0	4,5	5,0	6,3	8,0	10	13	16	20	25
D_{max}	1,1	1,4	1,8	2,3	2,9	3,6	4,5	6,0	7,6	9,5	12,1	15	19	23,5
l től-ig	4- 8	5- 10	6- 12	8- 16	10- 20	12- 25	14- 32	18- 40	22- 50	28- 80	36- 80	50- 160	71- 224	100- 260

Edzetlen kúpos szeg méretei

MSZ EN 22339:1994

d	2	3	4	5	6	8	10	12	16	20	25	30
a=	0,25	0,4	0,5	0,63	0,8	1	1,2	1,6	2	2,5	3	4
l től-ig	10- 35	12- 45	14- 55	18- 60	22- 90	22- 120	26- 160	32- 180	40- 200	45- 200	50- 200	55- 200
lnévl	10,12,14,16...32,35,40,45..100,120,140,160,180,200											

Sasszeg és kúpos szeg alkalmazása

MSZ 2175:1987

Sasszeg				Kúpos szeg		
D	d	a_{min}	b_{min}	D	d	a_{min}
2,8 - 3,6	0,8	1,5	3	2 - 3	0,8	2,5
3,6 - 4,5	1	1,8	4	3 - 4	1	3
4,5 - 5,5	1,2	2	5	4 - 5	1,2	3
5,5 - 7	1,6	2,2	5	5 - 6	1,6	3,5
7 - 9	2	2,5	5	6 - 7	2	4
9 - 11	2,5	3	6	7 - 8	2,5	4,5
11 - 14	3,2	4	6	8 - 11	3	5
14 - 20	4	5	8	11 - 17	4	6
20 - 28	5	6,5	10	17 - 23	5	7,5
28 - 40	6,3	8	12	23 - 30	6	9
40 - 55	8	10	14	30 - 45	8	10,5
55 - 80	10	12	16	45 - 75	10	12

Tűrések és illesztések

Az illesztés alapfogalmai

MSZ EN 20286-1:1995

J
F

Játék: ha a furat tényleges mérete nagyobb a csap tényleges méreténél

Fedés: ha a furat tényleges mérete kisebb a csap tényleges méreténél

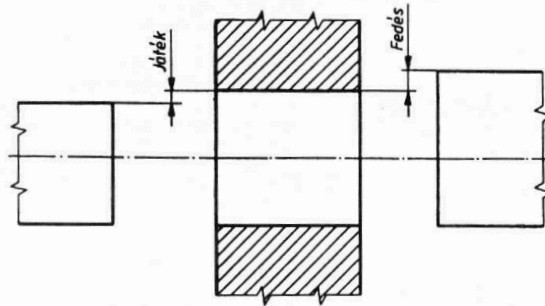
Illeszkedés: a tényleges méretek különbségéből adódó játék vagy fedés

Illeszkedés jellege: laza, átmeneti, szilárd

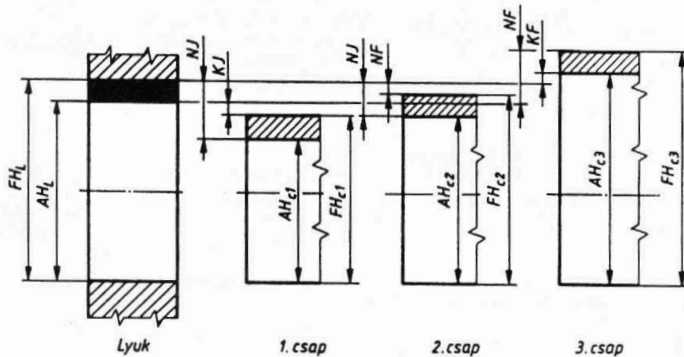
Laza illesztés: a kapcsolódó alkatrészek mindig játékkal illeszkednek

Átmeneti illeszkedés: az alkatrészek akár játékkal, akár fedéssel illeszkedhetnek

Szilárd illesztés: az alkatrészek csak fedéssel illeszkednek



Az illeszkedés



Laза, átmeneti és szilárd illesztés

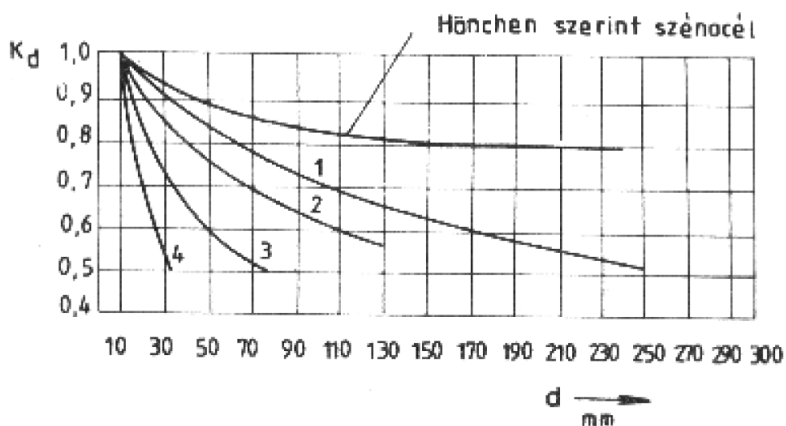
Csavarkötésben előforduló súrlódási tényezők

A felület jellemzője	Kenés nélkül, Nincs zsírtalanítva	Olajkenés	Kenés Molykote adalékkal
Fényes	0,20...0,35	0,16...0,23	0,13...0,19
Foszfátózott	0,28...0,40	0,16...0,40	0,13...0,19
Foszfátózott 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

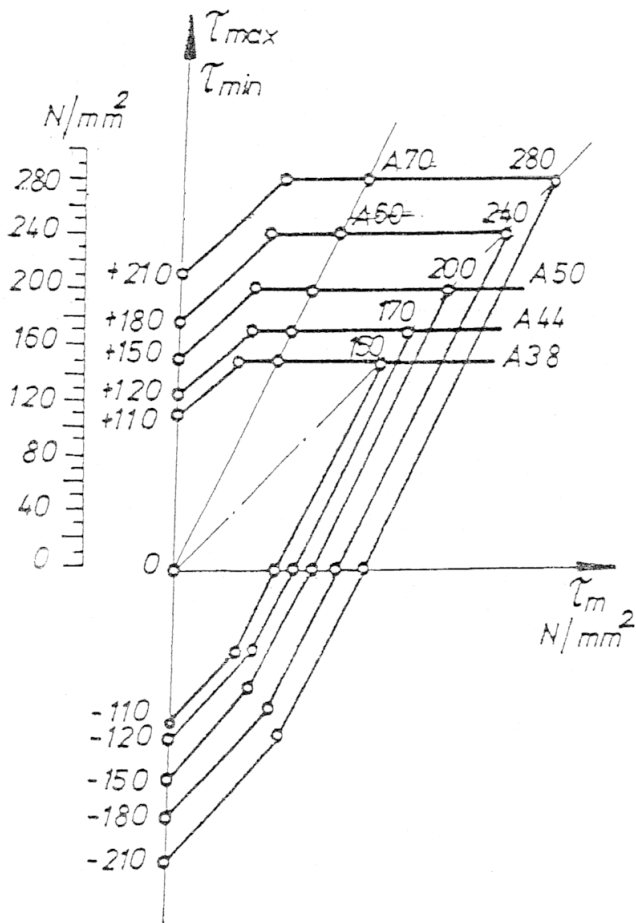
A μ_a és μ_f súrlódási tényező kísérletileg meghatározott értéke
 $\mu_a = \mu_f = 0,1...0,2$

15.2. Kifáradás

Mérettényező



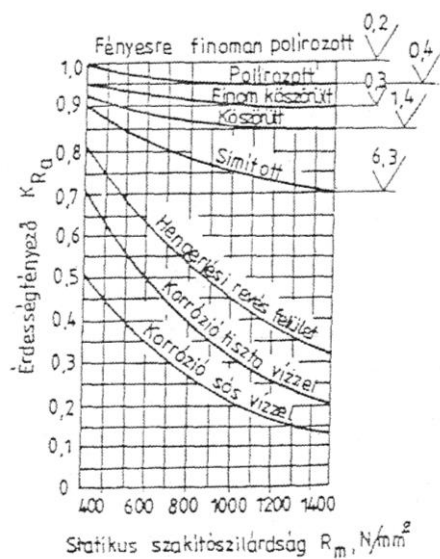
Smith diagramok



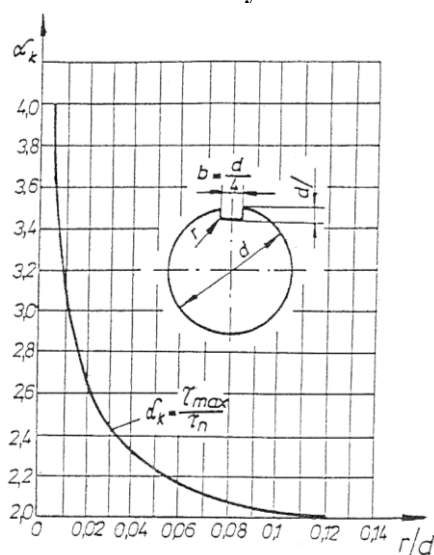
Érzékenységi tényező

Ötvöztetlen acél: $q = 0,50 - 0,80$
 Ausztenites acél: $q = 0,10 - 0,30$
 Rugó acél: $q = 0,95 - 1,00$

Felületi érdesség tényező



Alaktényező



15.3. Háromfázisú aszinkron motorok

Kivonat a Watt Drive EUSAS-03 motorkatalógusából. Bővebb információ a www.wattdrive.com internetes oldalon található.

Jelölések (mértékegységek)

P_N [kW]	névleges teljesítmény
n_N [min ⁻¹]	névleges fordulatszám
η [%]	hatásfok
M_N [Nm]	névleges forgatónyomaték
m [kg]	tömeg

Bázisadatok

Motor 3000[min^{-1}]		2 pólus			50[Hz]	
Építési nagyság IEC	Típus (Watt Drive)	P_N [kW]	n_N [min^{-1}]	η [%]	M_N [Nm]	m [kg]
80	81N2	1,1	2830	77,0	3,7	12
90	91S2	1,5	2855	79,0	5,0	16
	91L2	2,2	2840	82,0	7,4	18
100	101L2	3	2870	82,5	10,0	27
112	114M2	4	2850	83,5	13,4	33
	114MP2	5,5	2885	86,0	18,2	38
132	134S2	5,5	2900	86,0	18,1	48
	134SA2	7,5	2910	87,0	24,6	51
	134MP2	11	2900	86,0	36,2	63
160	161M2	11	2915	89,0	36,0	100
	161MA2	15	2925	90,0	49	107
	161L2	18,5	2930	90,5	60	122
180	181M2	22	2940	90,6	71	145
200	201L2	30	2945	91,5	97	220

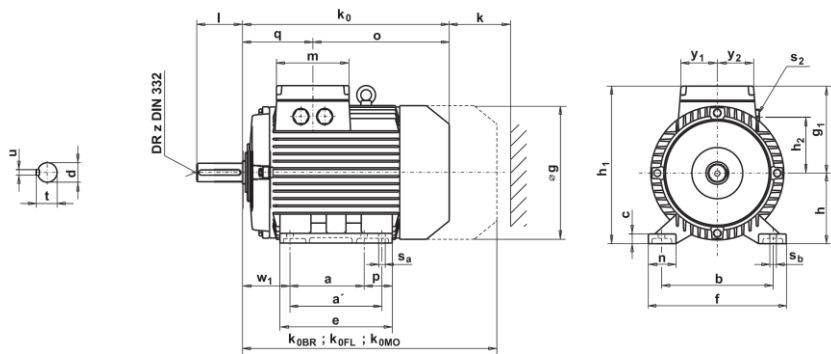
Motor 1500[min^{-1}]		4 pólus		50[Hz]		
Építési nagyság IEC	Típus (Watt Drive)	P _N [kW]	n _N [min^{-1}]	η [%]	M _N [Nm]	m [kg]
90	91S4	1,1	1390	75,0	7,6	15
	91L4	1,5	1400	78,0	10,2	17
100	101L4	2,2	1420	80,5	14,8	26
	101LA4	3	1410	82,0	20,0	28
112	114M4	4	1430	83,5	26,7	37
	114ML4	5,5	1435	82,0	36,6	39
132	134S4	5,5	1450	86,0	36,2	49
	134M2	7,5	1450	87,0	49,4	58
160	161M4	11	1445	88,5	73	100
	161L4	15	1455	90,0	99	120
180	181M4	18,5	1460	90,5	121	135
	181L4	22	1420	91,0	148	145
200	201L4	30	1465	91,5	196	230

Motor 1000[min^{-1}]		6 pólus		50[Hz]		
Építési nagyság IEC	Típus (Watt Drive)	P _N [kW]	n _N [min^{-1}]	η [%]	M _N [Nm]	m [kg]
90	91L6	1,1	910	72,0	11,5	19
100	100L6	1,5	925	74,0	15,5	26
112	114M6	2,2	940	78,0	22,4	30
	114ML6	3	930	80,0	30,8	33
132	134S6	3	950	79,0	30,2	41
	134M6	4	950	80,5	40,2	54
	134MA6	5,5	950	83,0	55,3	59
160	161M6	7,5	960	86,0	75	88
	161L6	11	960	87,5	109	118
180	181L6	15	950	88,6	151	143
200	201L6	18,5	975	89,7	181	205
	201LA6	22	975	90,0	215	210
225	226M6	30	985	91,7	291	328

Motor 750[min^{-1}]		8 pólus			50[Hz]	
Építési nagy- ság IEC	Típus (Watt Drive)	P_N [kW]	n_N [min^{-1}]	η [%]	M_N [Nm]	m [kg]
100	101LA8	1,1	680	72,0	15,4	23
112	114M8	1,5	690	74,0	20,8	38
	114MP8	2,2	690	74,0	30,4	45
132	134S8	2,2	695	75,0	30,2	50
	134M8	3	700	77,0	40,9	57
	134MP8	4	690	74,0	55,4	62
160	161M8	4	715	80,0	53	87
	161MA8	5,5	700	83,5	74	98
	161L8	7,5	715	85,5	100	120
180	181L8	11	715	86,5	147	140
200	201L8	15	725	87,5	198	215
225	226S8	18,5	725	89,2	244	315
	226M8	22	725	90,6	290	325
250	251M8	30	735	90,0	390	430

Talpas motor körvonalrajza

IEC-STANDARD 72-1 DIN42673



1.ábra: A WAG 81-201 típusok körvonalrajza

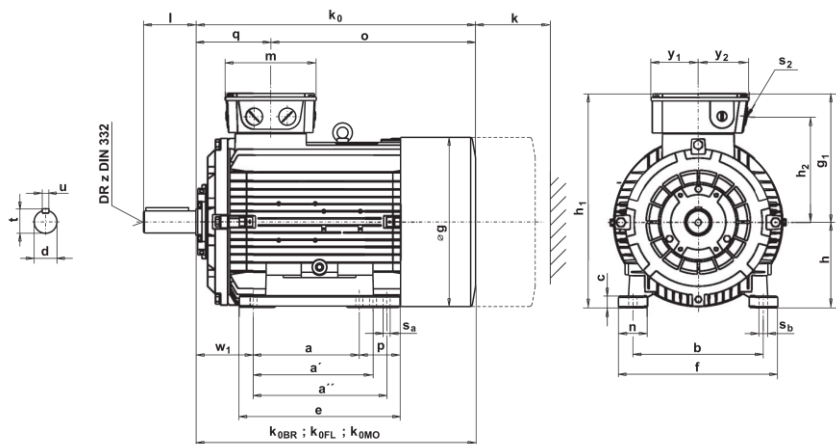
Tengelyvég						
Építési nagyság IEC	Típus (Watt)	d	l	t	u	z
80	81K,N	19	40	21,5	6	M6
90	91S	24	50	27	8	M8
	91L	24	50	27	8	M8
100	101L,LA	28	60	31	8	M10
112	114M	28	60	31	8	M10
132	134S	38	80	41	10	M12
	134M	38	80	41	10	M12
160	161M	42	110	45	12	M16
	161L	42	110	45	12	M16
180	181M	48	110	51,5	14	M16
	181L	48	110	51,5	14	M16
200	201L	55	110	58,8	16	M20

Felerősítési helyek, befoglaló méretek

Építési nagyság IEC	Típus (Watt)	a	b	c	e	f	h	h ₁	n	p	s _b	w ₁
80	81K,N	100	125	10	130	160	80	216	35	15	13	50
90	91S	100	140	11	165	180	90	234	33	15	13	56
	91L	125	140	11	165	180	90	234	33	20	13	56
100	101L,LA	140	160	13	180	200	100	260	42	20	15	63
112	114M	140	190	13	180	230	112	286	46	20	15	70
132	134S	140	216	16	230	260	132	327	53	26	15	89
	134M	178	216	16	230	260	132	327	43	26	15	89
160	161M	210	254	18	287	320	160	410	68	37	18	108
	161L	254	254	18	331	320	160	410	68	37	18	108
180	181M	241	279	25	301	340	180	455	70	30	18	121
	181L	279	279	25	339	340	180	455	0	30	18	121
200	201L	305	318	28	385	380	200	520	83	36	25	133

Építési nagyság	Típus	g	g ₁	h ₂	k ₀	m	o	q	y ₁	y ₂
--------------------	-------	---	----------------	----------------	----------------	---	---	---	----------------	----------------

IEC	(Watt)									
80	81K,N	156	136	104	242	105	165	77	52	53
90	91S	174	144	112	281	105	204	77	52	53
	91L	174	144	112	281	105	204	77	52	53
100	101L,LA	196	160	126	312	122	229	83	61	61
112	114M	220	174	141	374	122	279	95	61	61
132	134S	259	195	157	416	140	287	129	70	70
	134M	259	195	157	416	140	287	129	70	70
160	161M	330	250	200	528	189	359	169	99	106
	161L	330	250	200	528	189	359	169	99	106
180	181M	380	275	222	604	189	446	158	99	106
	181L	380	275	222	604	189	446	158	99	106
200	201L	415	320	251	701	232	523	178	123	194



2.ábra: A WAG 226-251 típusok körvonalrajza

Tengelyvég							
Építési nagyság	Típus	Pólus szám	d	l	t	u	z

IEC	(Watt)						
225	226S	4p-8p	60	140	64	18	M20
225	226M	2p	55	110	59	16	M20
		4p-8p	60	140	64	18	M20
250	251M	2p	60	140	64	18	M20
		4-	65	140	69	18	M20

Felerősítési helyek, befoglaló méretek

Építési nagy- ság IEC	Típus Watt Drive	Pó- lus szám	a	b	c	e	f	h	h ₁	n	p	s _b
225	226S	4p- 8p	286	356	28	435	440	225	570	103	85	Ø18,5
225	226M	2p	311	356	28	435	440	225	570	103	60	Ø18,5
		4p- 8p										
250	251M	2p 4p- 8p	349	406	32	500	486	250	655	103	80	Ø24

Építé- si nagy- ság IEC	Típus Watt Drive	Pó- lus szá m	w ₁	g	g ₁	h ₂	k ₀	m	o	q	y ₁	y ₂
225	226S	4p- 8p	149	445	345	270	708	237	528	180	120	194
225	226M	2p	149	445	345	270	708	237	528	180	120	194
		4p- 8p										
250	251M	2p 4p- 8p	168	490	405	300	805	218	605	200	130	185

Tűrések

Tengely tűrései

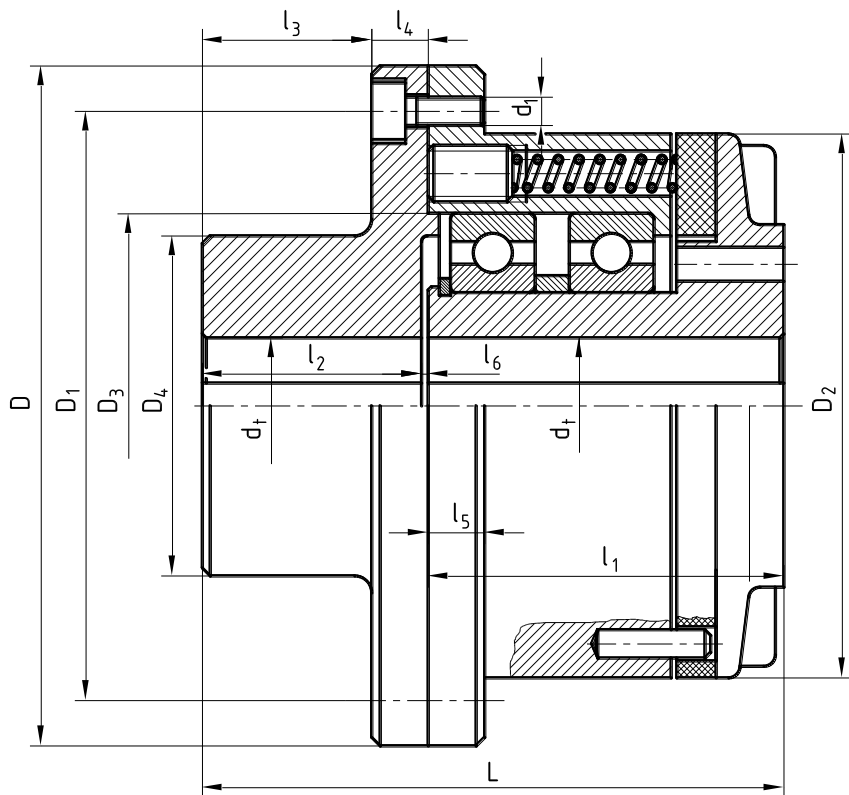
Méret megnevezés	ISO tűrések		DIN ISO 286-2
d ₁	Ø30[mm]-ig		j6
	Ø30[mm]-tól	Ø50[mm]-ig	k6
	Ø50[mm]-tól		m6

Hosszméreték tűrései			
Méret megnevezés	Méret határ		Megengedett eltérés
a,b	250[mm]-ig		+/- 0,75[mm]
	250[mm]-tól	500[mm]-ig	+/- 1,0[mm]
	500[mm]-tól		+/- 1,5[mm]
e	200[mm]-ig		+/- 0,25[mm]
	200[mm]-tól	500[mm]-ig	+/- 0,5[mm]
	500[mm]-tól		+/- 1,0[mm]
h	250[mm]-ig		-0,5[mm]
	250[mm]-tól		-1,0[mm]
l			-0,5[mm]

Megengedett terhelés	Pólus szám	Építési nagyság IEC									
		80	90	100	112	132	160	180	200	225	250
Max. radiális erő a tengelyvég felénél F _R [N]	2	440	580	790	800	1270	1380	1780	2330	2800	4660
	4	570	740	970	970	1550	1820	2150	3050	3350	5870
	6	670	850	1150	1150	1780	2080	2530	2550	4080	6790
	8	750	950	1270	1280	2040	2370	2780	3800	4380	7530
Max. axiális erő a tengelyvégen F _A [N]	2	400	400	630	630	1090	1500	1400	1950	1370	3650
	4	510	630	880	860	1310	1800	1700	2450	1880	4580
	6	620	730	1050	1150	1480	2200	2050	2900	2360	5300
	8	730	850	1310	1280	1740	2600	2400	3400	2790	5940

15.4. Tengelykapcsolók

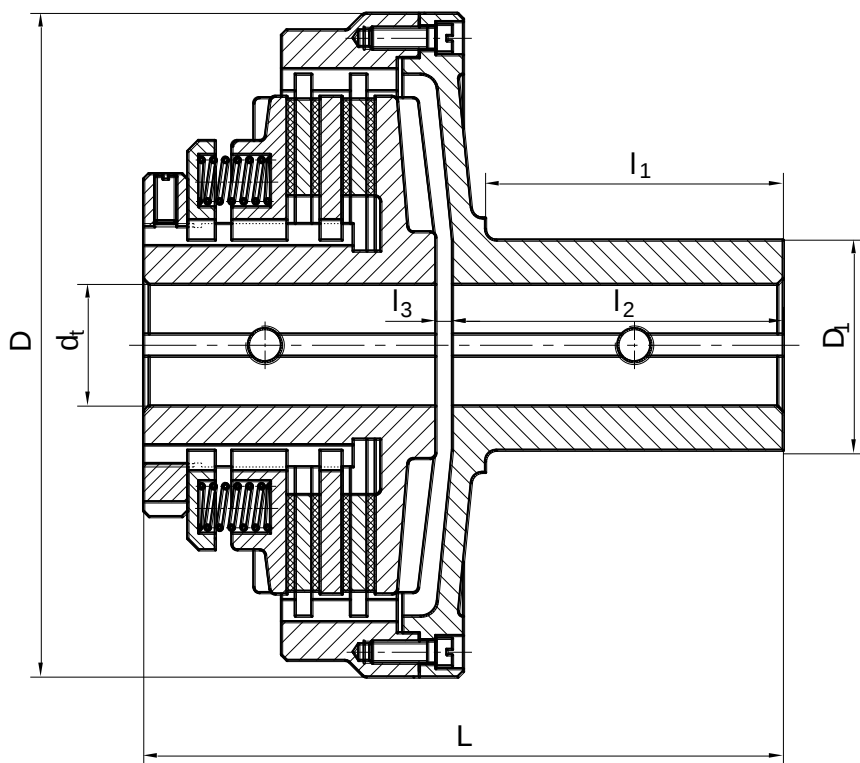
KASI-féle dörzstárcsás biztonsági tengelykapcsoló (Kauermann KG)



KASI-féle dörzstárcsás biztonsági tengelykapcsoló méretei (Kauermann KG.)										
Sorszám	Nyomaték $T_{\max}$ [Nm]	Fordulat- szám $n_{\max}$ [1/min]	Rugók száma z_1	D [mm]	L [mm]	d_t [mm]	D_1 [mm]	D_2 [mm]	D_3 [mm]	D_4 [mm]
1	6,5	3600	10	80	78	8...19	65	76	55	38
2	13	3600	10	95	88	10...24	80	90	68	48
3	20	3600	10	115	103	15...28	95	105	75	55
4	40	3600	14	130	114	15...30	110	120	80	68
5	75	3600	14	160	144	20...38	134	134	100	85
6	150	3000	14	200	161	20...42	170	155	110	95
7	240	2900	14	230	176	25...48	200	180	125	100
8	360	2500	18	260	198	30...60	225	205	150	120
9	600	2000	28	295	213	35...65	260	235	160	135
10	950	1900	28	350	238	40...75	305	268	180	150
11	1500	1650	36	400	258	40...80	355	320	200	170
12	2200	1450	44	450	290	50...85	405	380	210	190

Sorszám	l_1 [mm]	l_2 [mm]	l_3 [mm]	l_4 [mm]	l_5 [mm]	l_6 [mm]	Furatok		Tömeg: m [kg]
							száma	mérete: a_1 [mm]	
1	45	30	25	8	-	3	4	M5	2
2	50	35	30	8	-	3	6	M5	2,7
3	55	45	38	10	-	3	6	M6	4
4	60	50	44	10	-	4	8	M6	6,5
5	80	60	52	12	25	4	8	M8	11
6	90	65	56	15	15	6	8	M10	18
7	100	70	61	15	15	6	10	M10	24
8	110	80	70	18	18	8	10	M12	34,5
9	115	90	80	18	18	8	12	M12	47
10	120	110	96	22	27	8	10	M16	71
11	130	120	106	22	27	8	12	M16	101
12	150	130	118	22	27	10	16	M16	143

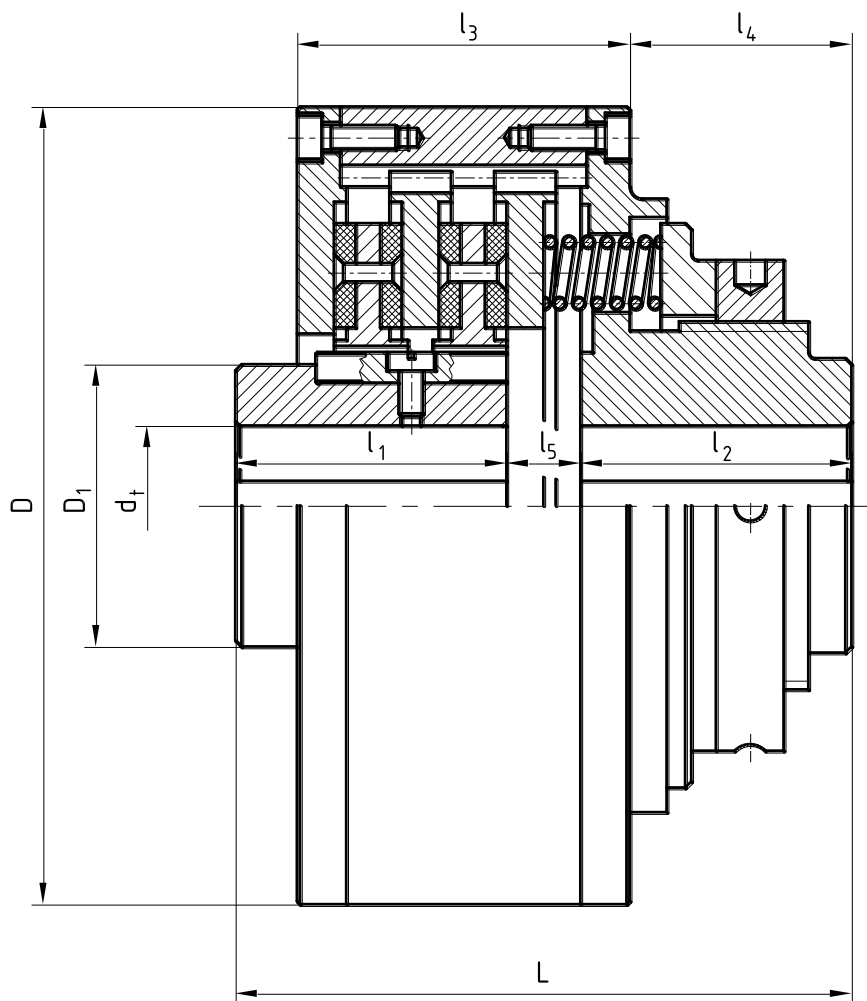
HILLIARD-féle dörzstárcsás biztonsági tengelykapcsoló (Hilliard corp.)



Hilliard-féle dörzstárcsás biztonsági tengelykapcsoló méretei (Hilliard corp.)								
Sorszám	Nyomaték: T [Nm] , ha a dörzstárcsák száma			D [mm]	d _t [mm]	L [mm] , ha a dörzstárcsák száma		
	1	2	3			1	2	3
1	52,5	105	157	146	19...32	122	135	148
2	178	356	534	187	25...38	167	181	195
3	395	790	1185	260	25...50	218	232	253
4	780	1560	2340	305	28...63	263	279	295
5	1460	2920	4380	356	50...89	347	372	398
6	2300	4600	6900	422	57...114	425	454	482
7	3150	6300	9450	483	63...127	472	507	542
8	4550	9100	13650	533	69...152	575	610	645
9	11300	22600	33900	685	76...203	730	762	803

Sorszám	D ₁ [mm]	l ₁ [mm]	l ₂ [mm]	l ₃ [mm]	Tömeg: m [kg] , ha a dörzstárcsák száma		
					1	2	3
1	51	54	63	1,6	5,4	5,9	6,4
2	75	83	95	1,6	11	12	13
3	87	111	127	2,4	22,7	25	29
4	102	141	158	3,2	39	43	50
5	146	202	222	4	64	72	86
6	178	241	285	4,8	113	124	147
7	197	270	314	5,6	186	204	238
8	229	327	321	6,4	249	295	363
9	305	438	518	6,4	386	454	544

FLENDER-féle dörzstárcsás biztonsági tengelykapcsoló méretei
(Flender AG)

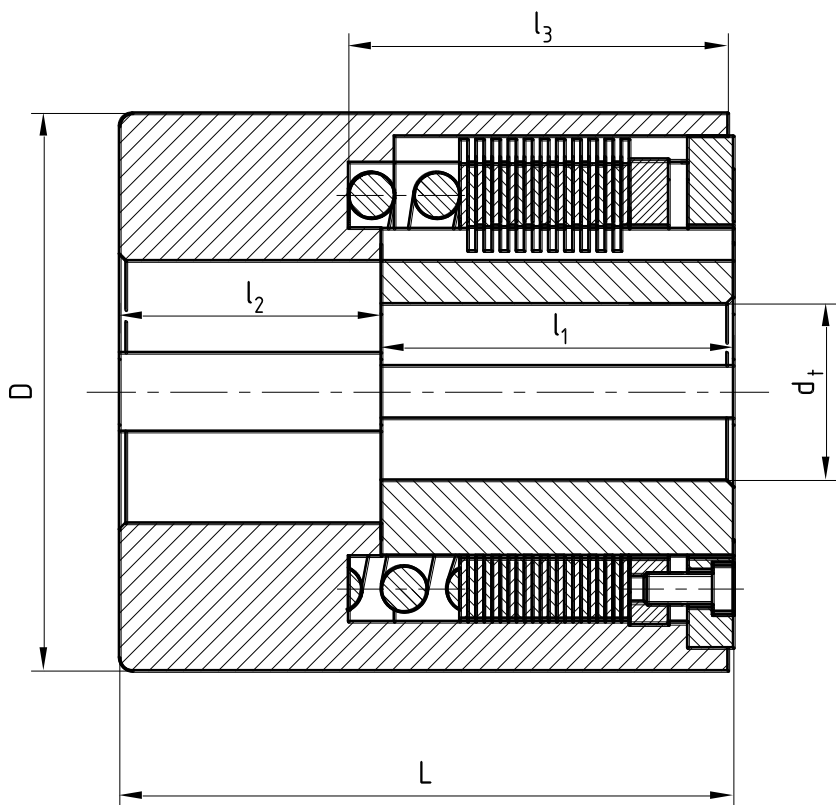


Flender-féle dörzstárcsás biztonsági tengelykapcsoló méretei (Flender AG)								
Sorszám	Nyomaték T [Nm]	Fordulat- szám $n_{\max}$ [1/min]	$m \cdot D^2$ [kg·m ²]	d_t [mm]	D [mm]	L [mm]	Belső dörzsgyűrűk száma	D_1 [mm]
1	14	3150	0,019	8...20	115	99	1	40
2	28	2000	0,042	8...25	140	99	1	50
3	56	1600	0,075	13...30	160	99	1	60
4	180	1250	0,3	18...40	195	147	2	70
5	400	1000	0,92	23...50	240	182	2	90
6	900	800	2,1	33...70	295	222	2	130
7	1800	710	4,6	43...90	340	262	3	150
8	2800	630	10,7	53...110	400	307	3	180
9	4500	560	20,1	130	470	367	3	210
10	7100	500	34,2	150	520	427	3	240
11	13000	450	62	170	560	470	4	280
12	20000	400	107	200	630	555	4	340
13	30000	355	180	240	710	635	4	400
14	45000	300	270	260	800	735	5	460

Sorszám	l_1 [mm]	l_2 [mm]	l_3 [mm]	l_4 [mm]	l_5 [mm]	Tömeg m [kg]
1	40	55	52	25	4	3,5
2	40	55	55	22	4	5
3	40	55	55	22	4	7
4	65	65	81	50	17	17,5
5	80	80	97	63	22	31
6	100	100	97	83	22	51
7	120	120	123	103	22	84
8	140	140	144	121	27	140
9	170	170	148	149	27	198
10	200	200	152	177	27	280
11	220	220	192	195	30	340
12	260	260	216	225	35	550
13	300	300	220	255	35	780
14	350	350	290	308	35	1250

ORTLINGHAUS-féle lemezes biztonsági tengelykapcsoló

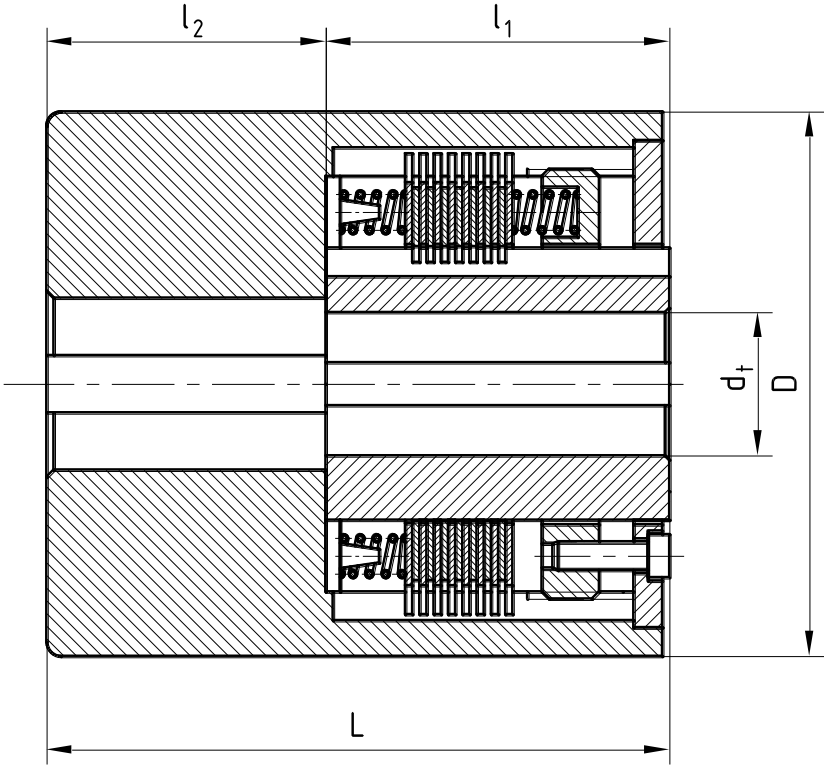
A típus:



ORTLINGHAUS-féle lemezes biztonsági tengelykapcsoló
(Ortlinghaus-Werke GmbH)

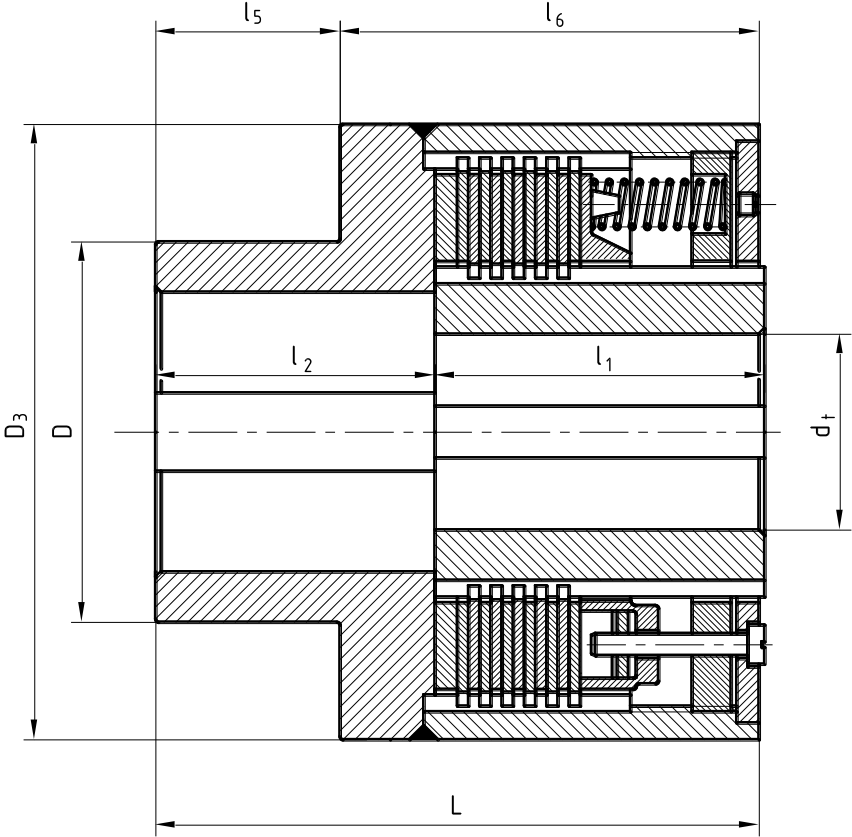
Sorszám	Nyomaték: T [Nm]	D [mm]	L [mm]	d_t [mm]	l_1 [mm]	l_2 [mm]	l_3 [mm]	Tömeg: m [kg]
1	30	70	90	12...20	55	35	54,5	2,4
2	60	90	105	15...30	60	45	64	4
3	100	100	110	18...40	65	45	70	5,5

B típus:



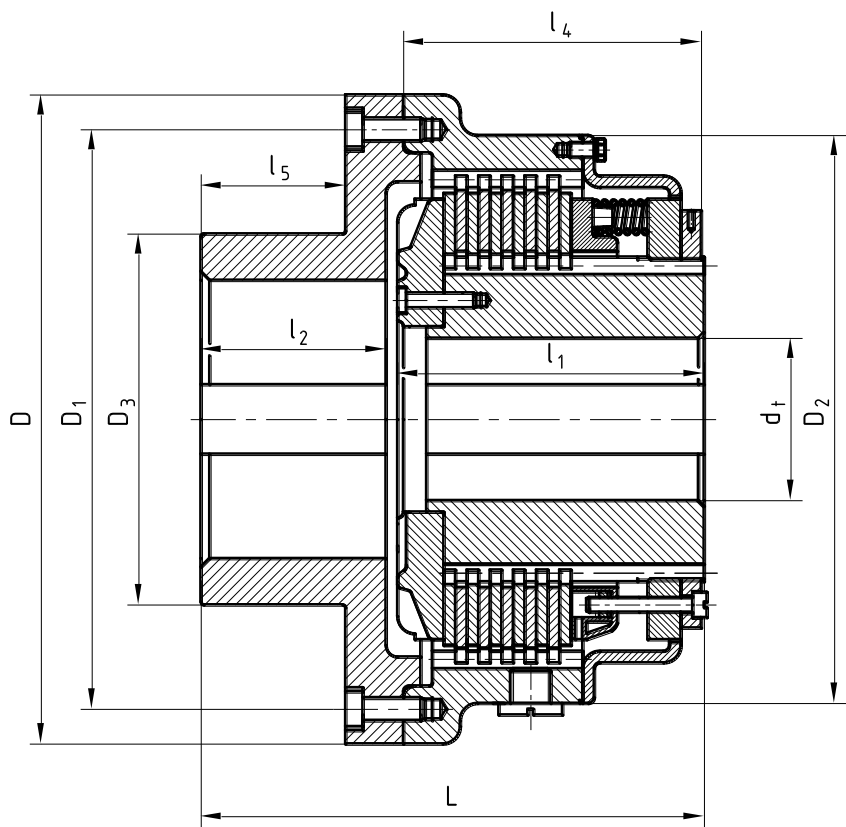
ORTLINGHAUS-féle lemezes biztonsági tengelykapcsoló (Ortlinghaus-Werke GmbH)								
Sorszám	Nyomaték: T [Nm]	D [mm]	L [mm]	d_t [mm]	l_1 [mm]	l_2 [mm]	l_3 [mm]	Tömeg: m [kg]
4	160	125	125	20...48	70	55	-	9,8

C típus:



ORTLINGHAUS-féle lemezes biztonsági tengelykapcsoló (Ortlinghaus-Werke GmbH)										
Sorszám	Nyomaték: T [Nm]	D [mm]	L [mm]	dt [mm]	D3 [mm]	l1 [mm]	l2 [mm]	l5 [mm]	l6 [mm]	Tömeg: m [kg]
5	500	150	130	20...60	80	80	50	40	88	10,5
6	1000	170	170	28...70	120	100	70	60	108	18,5
7	1500	210	195	30...80	130	115	80	65	128	31

D típus:



ORTLINGHAUS-féle lemezes biztonsági tengelykapcsoló (Ortlinghaus-Werke GmbH)						
Sorszám	Nyomaték: T [Nm]	D [mm]	L [mm]	d _t [mm]	D ₁ [mm]	D ₂ [mm]
8	1500	225	250	30...80	205	210
9	2400	285	330	50...80	260	260
10	5000	335	365	70...110	310	315
11	8000	395	390	70...130	365	370
12	15000	460	418	70...170	430	435
13	20000	515	437	85...190	485	490
14	26000	700	500	100...200	665	650

Sorszám	D ₃ [mm]	l ₁ [mm]	l ₂ [mm]	l ₄ [mm]	l ₅ [mm]	Tömeg: m [kg]
8	130	120	130	115	115	22
9	140	128	190	130	175	39
10	170	135	215	140	195	61
11	190	155	215	165	195	99
12	190	185	215	193	195	165
13	220	195	222	205	200	224
14	280	205	275	210	250	454

15.5. Fogaskerekes hajtás

ÁLTALÁNOS EGYENES FOGAZAT ADATAI ÉS TŰRÉSEI			
Megnevezés	Jel	Adat	
Rajzszám			
Fogsorszám	z		
Modul	m		
A kerék alaprofiljának szabvány-száma			
Profilszög	α		
Fejmagasság tényező	h_a^*		
Lábhézag tényező	c^*		
Profileltolás tényező	x		
Pontossági fokozat és illesztési fok			
Osztókör átmérő	d		
Alapkör átmérő	d_b		
Közös fogmagasság	h_w		
Többfogméret és tűrése	$W_{(k)}$ T_w		
Többfogméret ingadozás tűrése	V_w		
Radiális ütés tűrése	F_r		
Profilhiba tűrése	F_f		
Fogirányhiba tűrése	F_β		
Alaposztáshiba tűrése	f_{pb}		
Kétprofilos gördülőhiba tűrése	F_i''		
Kétprofilos gördülőlépéshiba tűrése	f_i''		
A minimális (garantált) foghézag	$j_{n\min}$		
Tengelytávolság és tűrése	a, f_a		

FOGASKERÉKANYAGOK SZILÁRDSÁGI ADATAI (1)				
Megnevezés	Szabvány	Rövid jel	Szak. szil. R_m , [N/mm ²]	Folyáshatár R_{eH} v $R_{p0.2}$, [N/mm ²]
Lemezgrafitos öntöttvasak	MSZ ISO 185	GG-200	200	-
		GG-250	250	-
Fekete temperöntvények	MSZ ISO 5922	GTS-350	350	200
		GTS-650	650	420
Gömbgrafitos öntöttvasak	MSZ 8277	GGG-400	400	250
		GGG-600	600	380
Ötvöztelen acélöntvények	MSZ 8276	GS-52	510	255
		GS-60	590	295
Ötvöztelen szerkezeti acélok	MSZ EN 10025	S 235 JR	340-470	235
		S 275 JR	410-560	275
		E 295	490	284
		E 335	590	324
		E 360	690	-
Nemesíthető szerkezeti acélok	MSZ EN 10083	C25E	500-650	320
		C35E	600-750	370
		C45E	650-800	430
		C60E	800-950	520
		34CrMo4	900-1100	650
		42CrMo4	1000-	750
		34CrNiMo	1100-	900
		30CrNiMo	1250-	1050
Acél láng- és ind. edzéshez	DIN	41CrMo4	1080-	880
Nitridálható acél	DIN	31CrMoV9	1000-	800
Betétben edzhető acélok	MSZ EN 10083	C10E	490-630	295
		C15E	590-780	355
		16MnCr5	780-1080	590
		15CrNi6	880-1180	635
		17CrNiMo	1080-	785

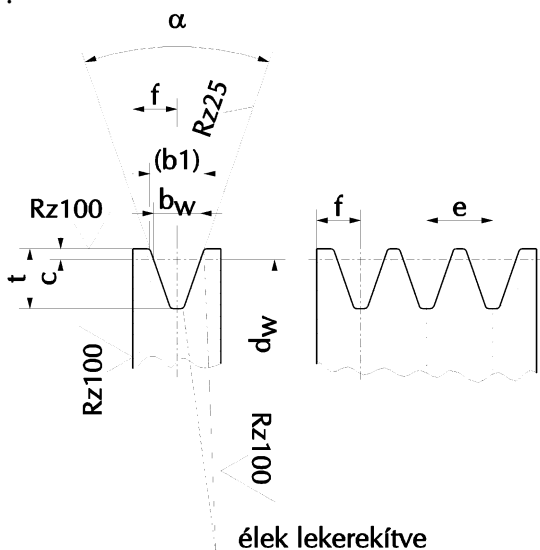
FOGASKERÉKANYAGOK SZILÁRDSÁGI ADATAI (2)			
Rövid jel	Fogtőkifáradási határfeszültség σ_D , [N/mm ²]	Fogfelület pa- lástnyomás kifáradás k_o , [N/mm ²]	Határ Hertz fe- szültség σ_{Hmax} , [N/mm ²]
GG-200	40	1,24	300
GG-250	55	1,51	330
GTS-350	130	1,69	350
GTS-650	155	2,68	440
GGG-400	140-190	2,11-3,06	390-470
GGG-600	165-220	3,33-4,5	490-570
GS-52	110	1,08	280
GS-60	120	1,33	310
S 235 JR	125	1,36	320
S 275 JR	135	1,63	350
E 295	140	1,73	360
E 335	150	1,92	380
E 360	200	2,7	450
C25E	200	1,97	385
C35E	225	2,52	435
C45E	250	3,2	490
C60E	280	4,49	580
34CrMo4	220-290	5,29-6,73	630-710
42CrMo4	225-310	6,17-7,71	680-760
34CrNiMo6	225-315	6,17-7,91	680-770
30CrNiMo8	230-320	6,54-8,12	700-780
41CrMo4	250-370	13,35-20,19	1000-1230
31CrMoV9	280-420	16,74-20,86	1120-1250
C10E	225	13,35-16,15	1000-1100
C15E	245	13,35-16,15	1000-1100
16MnCr5	310-500	22,56-30,04	1300-1500
15CrNi6	310-500	22,56-30,04	1300-1500
17CrNiMo6	310-500	22,56-30,04	1300-1500

15.6. Szíjhajtások

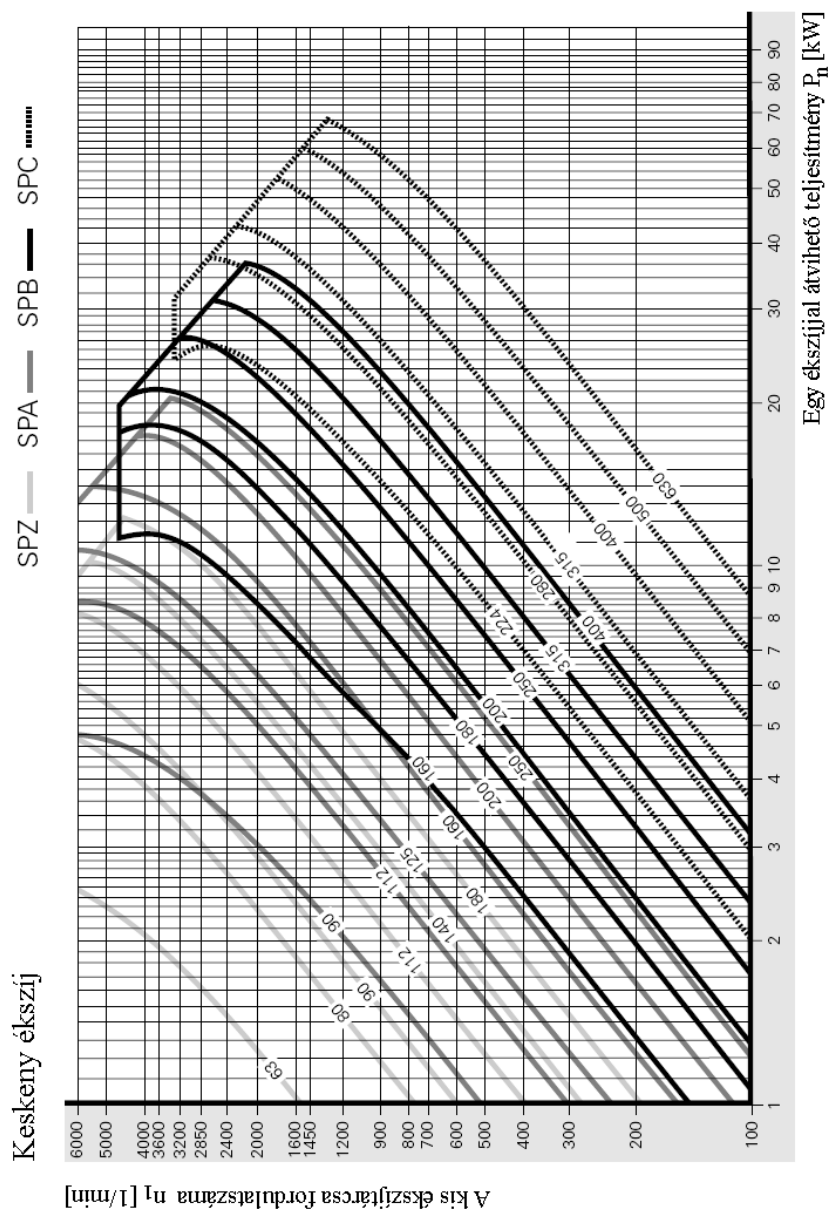
Kivonat a ContiTech 0502_keilriemen_d katalógusából.

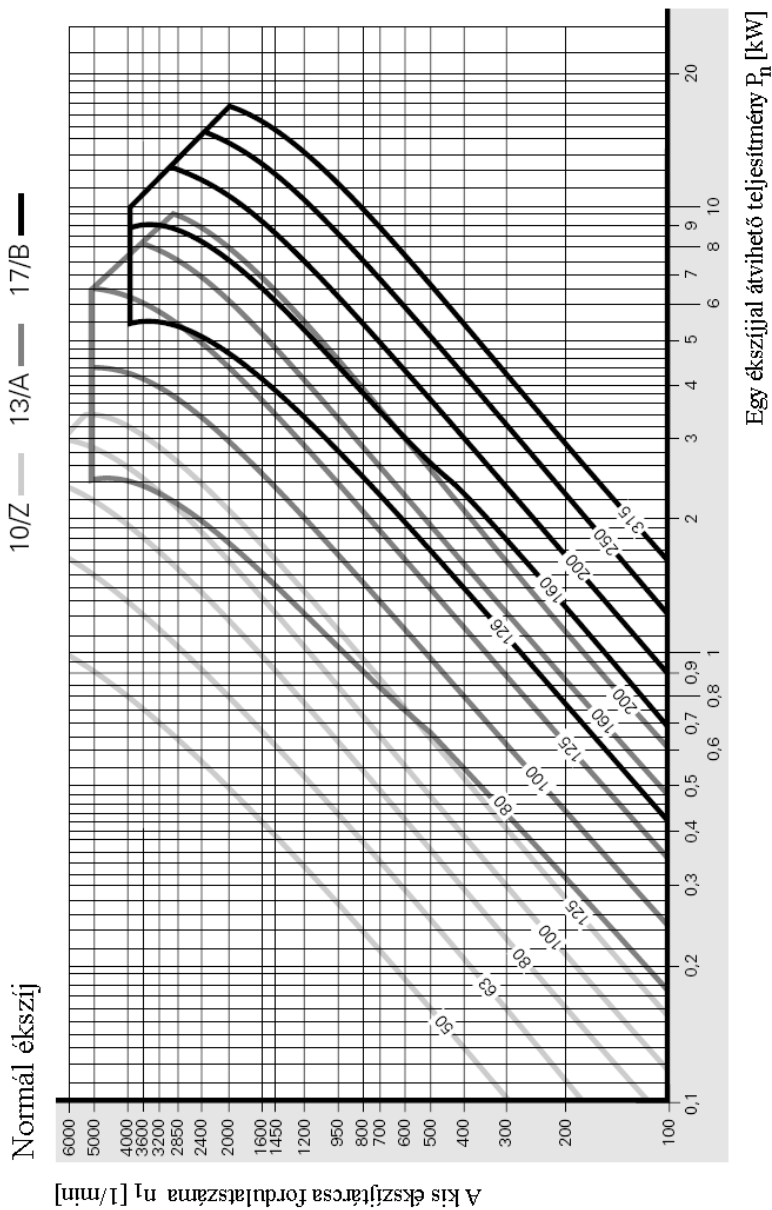
Ékszíj tárcsák jellemző átmérői d_w [mm]									
45	63	90	125	180	250	355	500	710	1000
50	71	100	140	200	280	400	560	800	1120
56	80	112	160	224	315	450	630	900	1250

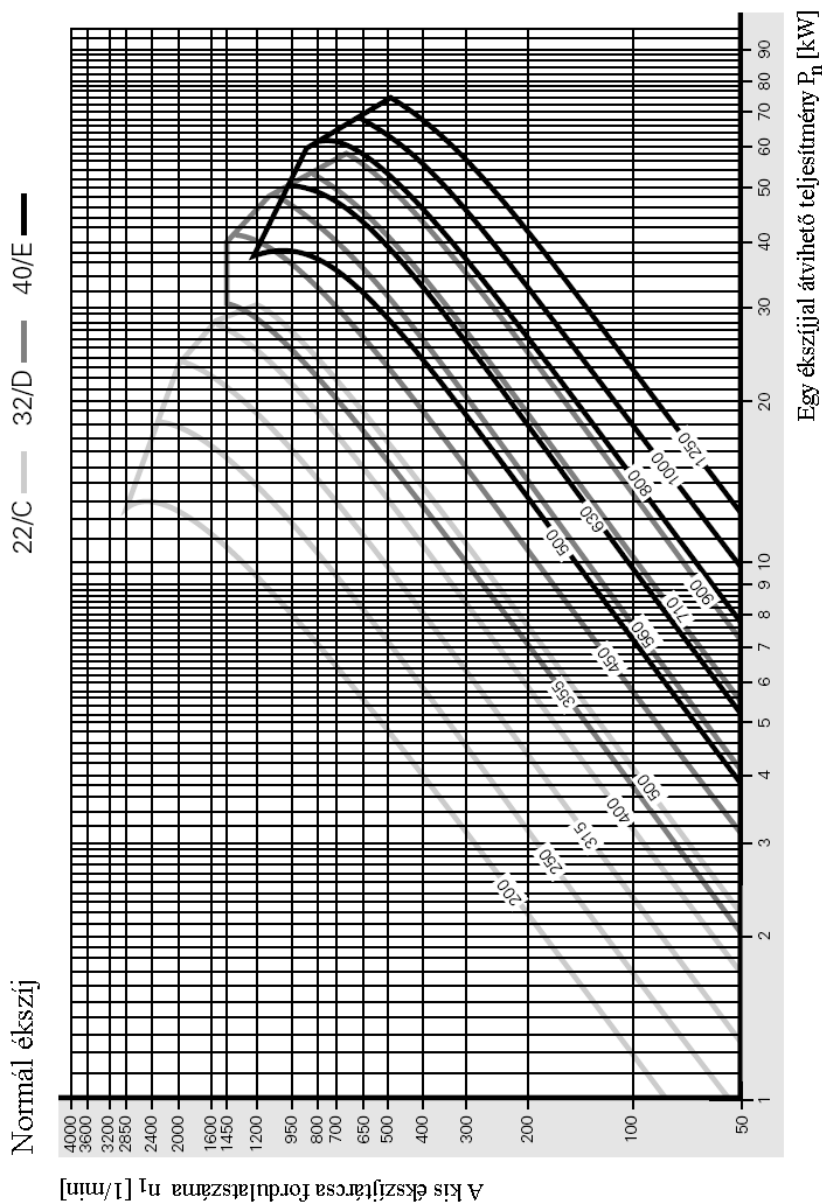
A keskeny ékszíjtárcsa méretei DIN 2211 , és normál ékszíjtárcsa méretei DIN 2217.



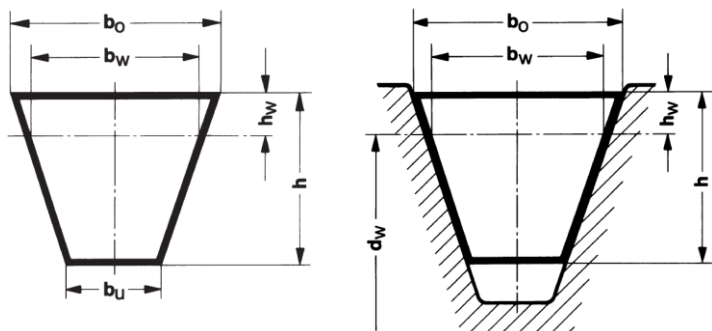
Keskeny ékszíj profil	DIN/ISO	SPZ	SPA	SPB	SPC	-	-
Normál ékszíj profil	DIN/ISO	10/Z	13/A	17/B	22/C	32/D	40/E
Jellemző szélesség	b_w	8,5	11,0	14,0	19	27,0	32,0
Felső szíj szélesség	$b_1 \approx$	9,7	12,7	16,3	22,0	32,0	40,0
	c	2,0	2,8	3,5	4,8	8,1	12,0
Hornyok közti távolság	e	$12 \pm 0,3$	$15 \pm 0,3$	$19 \pm 0,4$	$25,5 \pm 0,5$	$37 \pm 0,6$	$44 \pm 0,6$
	f	$8 \pm 0,6$	$10 \pm 0,6$	$12,5 \pm 0,8$	$17 \pm 1,0$	$24 \pm 2,0$	$29 \pm 2,0$
	t	$11^{+0,6}_0$	$14^{+0,6}_0$	$18^{+0,6}_0$	$24^{+0,6}_0$	$28^{+0,6}_0$	$33^{+0,6}_0$
α	$=34^\circ$ ha $d_w \leq 80$	≤ 118	≤ 190	≤ 315	-	-	-
	$=36^\circ$ ha d_w -	-	-	-	≤ 500	≤ 630	-
	$=38^\circ$ ha $d_w > 80$	> 118	> 190	> 315	> 500	> 630	-
α tűrése		$\pm 1^\circ$	$\pm 1^\circ$	$\pm 1^\circ$	$\pm 30'$	$\pm 30'$	$\pm 30'$





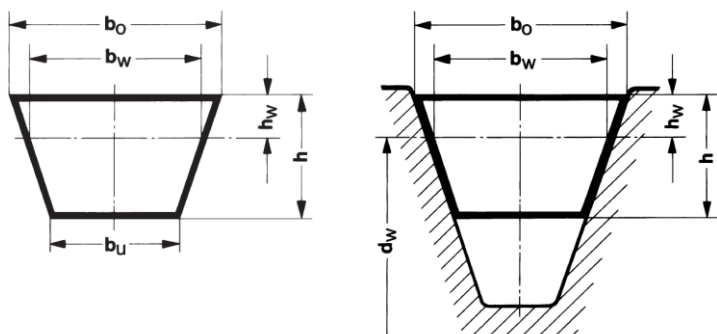


A keskeny ékszíjprofil méretei DIN 7753 (ISO 4184)



Keskeny ékszíj profil		SPZ	SPA	SPB	SPC
Felső szíj szélesség	$b_0 \approx [\text{mm}]$	9,7	12,7	16,3	22,0
Jellemző szélesség	$b_w [\text{mm}]$	8,5	11,0	14,0	19,0
Alsó szíj szélesség	$b_u [\text{mm}]$	4,0	5,6	7,1	9,3
Szíj magasság	$h \approx [\text{mm}]$	8	10	13	18
Szíj jellemző magasság	$h_w \approx [\text{mm}]$	2,0	2,8	3,5	4,8
Szíjtárcsa minimális jellemző átmérője	$d_{w \min} [\text{mm}]$	63	90	140	224
Maximális szíjfrekvencia	$f_{B \text{ Max}} [\text{s}^{-1}]$	100	100	100	100
Maximális szíjsebesség	$v_{\text{Max}} [\text{m/s}]$	40	40	40	40
Méterenkénti tömeg	$[\text{kg/m}]$	0,073	0,100	0,178	0,380
A jellemző átmérő határa L_w	alsó	512	647	1250	2000
	felső	3550	4500	8000	12250

A normál ékszízprofil méretei DIN 2215 (ISO 4184)



Normál ékszíz profil	DIN/ISO	10/Z	13/A	17/B	22/C	32/D	40/E
Felső szíz szélesség	$b_0 \approx [\text{mm}]$	10	13	17	22	32	40
Jellemző szélesség	$b_w [\text{mm}]$	8,5	11,0	14,0	19	27,0	32,0
Alsó szíz szélesség	$b_u [\text{mm}]$	5,9	7,5	9,4	12,4	118,3	22,8
Szíz magasság	$h \approx [\text{mm}]$	6	8	11	14	20	25
Szíz jellemző magasság	$h_w \approx [\text{mm}]$	2,5	3,3	4,2	5,7	8,1	12,0
Szíjtárcsa minimális jellemző átmérője	$d_{w \min} [\text{mm}]$	45	71	112	180	315	450
Maximális szíjfrequencia	$f_{B \max} [\text{s}^{-1}]$	60	60	60	60	60	60
Maximális szízsebesség	$v_{\max} [\text{m/s}]$	30	30	30	30	30	30
Méterenkénti tömeg	$[\text{kg/m}]$	0,060	0,105	0,240	0,300	0,630	0,970
A jellemző átmérő határa	L_w alsó	472	590	948	1142	2075	5082
	felső	2522	5030	6048	8052	12575	11282

Keskeny ékszíj jellemző hossza L_w [mm] DIN 7753 (ISO 4184)											
SPZ				SPA				SPB		SPC	
512	957	1347	2000	647	1225	1757	2582	1250	2990	2000	5300
562	962	1362	2037	707	1232	1782	2607	1320	3000	2120	5600
587	967	1387	2087	732	1250	1800	2632	1340	3070	2240	6000
612	970	1400	2120	757	1257	1807	2650	1360	3150	2340	6300
630	987	1412	2137	782	1272	1832	2682	1400	3170	2360	6700
637	994	1420	2160	800	1282	1857	2732	1410	3250	2500	7100
662	1000	1437	2187	807	1300	1882	2782	1450	3350	2650	7500
670	1012	1462	2240	832	1307	1900	2800	1472	3450	2800	8000
672	1024	1487	2262	850	1320	1907	2832	1500	3550	3000	8500
677	1037	1500	2280	857	1332	1932	2847	1600	3750	3150	9000
687	1047	1512	2287	882	1357	1957	2882	1700	3800	3350	9500
697	1060	1520	2360	900	1367	1982	2932	1778	3870	3550	10000
710	1077	1537	2410	907	1375	2000	2982	1800	4000	3750	10600
722	1087	1562	2637	925	1382	2032	3000	1860	4060	4000	11200
737	1112	1587	2487	932	1400	2057	3032	1900	4250	4250	12000
750	1120	1600	2500	950	1407	2082	3082	1950	4310	4500	12250
758	1127	1612	2540	957	1425	2120	3150	2000	4500	4750	12500
762	1137	1637	2637	967	1432	2132	3182	2020	4560	5000	
772	1147	1650	2650	982	1457	2182	3282	2098	4620		
787	1162	1662	2663	1000	1482	2207	3350	2120	4750		
800	1171	1687	2800	1007	1500	2227	3550	2150	4820		
812	1180	1700	2840	1032	1507	2232	3650	2240	4842		
825	1187	1712	3000	1042	1525	2240	3750	2264	5000		
837	1202	1737	3150	1057	15532	2282	4000	2280	5058		
850	1212	1762	3170	1060	1557	2300	4250	2310	5070		
862	1222	1778	3350	1082	1582	2307	4500	2360	5300		
875	1237	1800	3550	1100	1600	2332		2391	5380		
887	1250	1812		1107	1607	2357		2410	5600		
900	1262	1837		1120	1632	2360		2430	5680		
912	1270	1850		1127	1657	2382		2500	6000		
922	1287	1862		1132	1675	2432		2518	6300		
927	1312	1887		1157	1682	2475		2530	6340		
937	1320	1900		1175	1700	2482		2650	6500		
947	1330	1937		1180	1707	2500		2680	6700		
950	1337	1987		1207	1732	2532		2800	7100		
								2840	7500		
								2900	8000		

Normál ékszij jellemző hossza L_w [mm] DIN 2215 (ISO 4184)

10/Z	13/A				17/B				22/C		
472	1368	590	1250	2180	658	1400	2380	3850	1150	2440	4080
497	1393	610	1280	2220	690	1415	2403	3893	1260	2465	4120
522	1422	630	1300	2230	713	1443	2443	3900	1275	2490	4167
542	1472	660	1330	2270	725	1465	2493	3993	1302	2502	4270
552	1500	685	1350	2290	753	1493	2500	4043	1320	2520	4302
582	1522	700	1376	2315	765	1513	2543	4160	1350	2552	4450
597	1547	720	1402	2340	793	1543	2560	4210	1372	2577	4552
622	1572	740	1430	2370	800	1568	2583	4243	1410	2600	4600
652	1622	760	1452	2390	818	1593	2610	4293	1452	2620	4624
692	1650	780	1478	2420	843	1618	2643	4310	1480	2643	4750
732	1672	790	1505	2400	868	1643	2660	4360	1510	2670	4802
752	1700	810	1530	2465	880	1668	2693	4437	1530	2700	4880
772	1722	818	1555	2505	893	1693	2710	4493	1552	2722	5005
797	1752	830	1580	2530	918	1719	2743	4543	1576	2740	5052
822	1770	843	1605	2570	930	1743	2793	4615	1600	2800	5180
842	1800	855	1630	2620	943	1768	2810	4740	1652	2852	5240
872	1822	868	1655	2680	968	1793	2843	4793	1700	2880	5352
890	1850	880	1681	2700	993	1804	2860	4920	1730	2992	5386
897	1870	885	1706	2760	1000	1818	2883	5000	1752	2952	5550
922	1922	905	1730	2770	1018	1843	2940	5043	1780	3000	5652
972	2000	919	1755	2830	1043	1870	2960	5140	1710	3030	5690
1002	2022	930	1780	2870	1060	1893	2993	5343	1730	3052	5750
1022	2102	944	1810	2980	1073	1923	3043	5370	1752	3080	5770
140	2142	955	1830	3030	1080	1943	3093	5540	1880	3102	5850
152	2262	980	1855	3082	1090	1973	3140	5643	1910	3150	6052
1060	2382	995	1884	3180	1103	1993	3193	5780	1940	3202	6100
1082	2522	1005	1910	3280	1118	2020	3220	6043	1952	3252	6148
1100		1030	1930	3330	1133	2043	3243	6070	1980	3302	6250
1127		1046	1960	3380	1163	2070	3293	6240	2010	3360	6352
1142		1060	1986	3440	1193	2103	3345	6343	2030	3402	6400
1172		1071	2010	3490	1218	2126	3393	6540	2052	3460	6752
1192		1090	2030	3580	1228	2151	3420	6743	2090	3506	6860
1202		1105	2040	3690	1243	2163	3450	7043	2109	3560	6910
1220		1120	2060	3780	1258	2180	3493	7143	2172	3602	7060
1240		1135	2080	3920	1268	2203	3550	8430	2190	3660	7152
1252		1150	2087	3940	1293	2230	3593	8810	2211	3710	7552
1272		1173	2110	4030	1313	2243	3620		2240	3760	7620
1292		1198	2130	4280	1343	2283	3650		2292	3802	7700
1322		1210	2150	4500	1363	2304	3701		2320	3920	8052
1342		1230	2160	4780	1375	2329	3743		2338	3960	8430
				5030	1393	2343	3793		2412	4052	8820
											9200

Normál ékszij jellemző hossza L_w [mm] DIN 2215 (ISO 4184)										
32/D										40/E
2075	3075	3530	4160	4825	5400	6171	7650	9170	11275	5082
2200	3123	3730	4190	4900	5675	6375	7700	9575	12220	5682
2435	3225	3825	4325	5030	5790	6775	8075	9839	12575	7182
2575	3330	3890	4470	5075	5670	6890	8460	9980	13540	8082
2725	3425	3990	4575	5260	5939	7175	8575	10700		9082
2740	3625	4020	4650	5330	6075	7490	8840	10075		10082
2875	3500	4075	4700	5375	6120	7575	9075	10780		11282

Egy SPZ keskeny ékszíjjal átvihető teljesítmény P_n [kW]											
d_{w1} [mm]	i	A kis ékszíjtárcsa fordulatszáma n_1 [1/min]				d_{w1} [mm]	i	A kis ékszíjtárcsa fordulatszáma n_1 [1/min]			
		700	950	1450	2850			700	950	1450	2850
63	1,00	0,50	0,64	0,88	1,41	112	1,00	1,59	2,08	3,00	5,15
	1,05	0,51	0,65	0,90	1,45		1,05	1,60	2,10	3,02	5,19
	1,20	0,57	0,72	1,01	1,67		1,20	1,66	2,17	3,13	5,41
	1,50	0,59	0,76	1,07	1,78		1,50	1,69	2,21	3,19	5,53
	3,00	0,62	0,79	1,12	1,87		3,00	1,71	2,24	3,23	5,62
71	1,00	0,68	0,88	1,23	2,05	125	1,00	1,88	2,45	3,4	6,06
	1,05	0,69	0,89	1,26	2,09		1,05	1,89	2,47	3,56	6,10
	1,20	0,75	0,97	1,37	2,31		1,20	1,94	2,54	3,67	6,32
	1,50	0,78	1,00	1,43	2,43		1,50	1,97	2,58	3,73	6,44
	3,00	0,80	1,03	1,47	2,51		3,00	1,99	2,61	3,77	6,53
80	1,00	0,89	1,15	1,63	2,76	140	1,00	2,20	2,88	4,15	7,07
	1,05	0,90	1,16	1,65	2,80		1,05	2,21	2,89	4,17	7,11
	1,20	0,95	1,23	1,76	3,02		1,20	2,26	2,97	4,28	7,33
	1,50	0,98	1,27	1,82	3,14		1,50	2,29	3,00	4,34	7,45
	3,00	1,00	1,30	1,86	3,22		3,00	2,31	3,03	4,38	7,53
90	1,00	1,11	1,44	2,06	3,53	160	1,00	2,62	3,44	4,95	8,32
	1,05	1,12	1,46	2,08	3,57		1,05	2,63	3,45	4,97	8,37
	1,20	1,17	1,53	2,19	3,79		1,20	2,69	3,52	5,08	8,59
	1,50	1,20	1,57	2,25	3,91		1,50	2,72	3,56	5,14	8,70
	3,00	1,22	1,60	2,30	3,99		3,00	2,74	3,59	5,19	8,79
100	1,00	1,33	1,74	2,49	4,28	180	1,00	3,04	3,99	5,73	9,48
	1,05	1,34	1,75	2,51	4,32		1,05	3,05	4,00	5,75	9,52
	1,20	1,39	1,82	2,62	4,54		1,20	3,11	4,07	5,86	9,74
	1,50	1,42	1,86	2,68	4,66		1,50	3,14	4,11	5,92	9,85
	3,00	1,44	1,89	2,73	4,74		3,00	3,16	4,14	5,97	9,94

Egy SPA keskeny ékszíjjal átvihető teljesítmény P _n [kW]											
d _{w1} [mm]	i	A kis ékszíjtárcsa fordulatszáma n ₁ [1/min]				d _{w1} [mm]	i	A kis ékszíjtárcsa fordulatszáma n ₁ [1/min]			
		700	950	1450	2850			700	950	1450	2850
90	1,00	1,17	1,48	2,03	3,13	160	1,00	3,70	4,81	6,86	11,22
	1,05	1,19	1,51	2,08	3,23		1,05	3,72	4,84	6,91	11,31
	1,20	1,32	1,68	2,34	3,74		1,20	3,85	5,02	7,17	11,82
	1,50	1,38	1,77	2,48	4,01		1,50	3,91	5,11	7,31	12,09
	3,00	1,43	1,84	2,58	4,21		3,00	3,96	5,17	7,41	12,29
100	1,00	1,54	1,97	2,75	4,39	180	1,00	4,40	5,73	8,17	13,18
	1,05	1,56	2,00	2,79	4,48		1,05	4,42	5,76	8,22	13,27
	1,20	1,69	2,17	3,05	5,00		1,20	4,55	5,93	8,48	13,78
	1,50	1,75	2,26	3,19	5,27		1,50	4,61	6,02	8,61	14,05
	3,00	1,80	2,33	3,29	5,47		3,00	4,66	6,09	8,72	14,26
12	1,00	1,98	2,55	3,59	5,86	200	1,00	5,09	6,64	9,44	14,96
	1,05	2,00	2,58	3,6	5,95		1,05	5,11	6,67	9,49	15,06
	1,20	2,13	2,75	3,90	6,46		1,20	5,24	6,84	9,75	15,57
	1,50	2,19	2,84	4,04	6,73		1,50	5,30	6,93	9,89	15,84
	3,00	2,24	2,91	4,14	6,94		3,00	5,35	7,00	9,99	16,04
125	1,00	2,45	3,17	4,49	7,39	224	1,00	5,91	7,70	10,93	16,85
	1,05	2,47	3,20	4,54	7,49		1,05	5,93	7,73	10,98	16,94
	1,20	2,60	3,37	4,80	8,00		1,20	6,06	7,91	11,24	17,45
	1,50	2,66	3,46	4,94	8,27		1,50	6,13	8,00	11,37	17,72
	3,00	2,71	3,53	5,04	8,47		3,00	6,18	8,06	11,48	17,93
140	1,00	2,99	3,88	5,52	9,09	250	1,00	6,79	8,84	12,48	18,55
	1,05	3,01	3,91	5,57	9,18		1,05	6,81	8,87	12,53	18,64
	1,20	3,14	4,08	5,83	9,69		1,20	6,94	9,04	12,79	19,15
	1,50	3,20	4,17	5,97	9,96		1,50	7,00	9,13	12,93	19,42
	3,00	3,25	4,24	6,07	10,17		3,00	7,05	9,20	13,03	19,62

Egy SPB keskeny ékszíjjal átvihető teljesítmény P_n [kW]											
d_{w1} [mm]	i	A kis ékszíjtárcsa fordulatszáma n_1 [1/min]				d_{w1} [mm]	i	A kis ékszíjtárcsa fordulatszáma n_1 [1/min]			
		700	950	1450	2850			700	950	1450	2850
140	1,00	3,43	4,38	6,04	9,02	250	1,00	9,58	12,40	17,29	24,06
	1,05	3,48	4,45	6,15	9,22		1,05	9,63	12,47	17,40	24,27
	1,20	3,76	4,82	6,72	10,34		1,20	9,91	12,85	17,97	25,39
	1,50	3,90	5,02	7,02	10,93		1,50	10,05	13,04	18,27	25,98
	3,00	4,01	5,17	7,25	11,38		3,00	10,16	13,19	18,50	26,43
160	1,00	4,58	5,89	8,21	12,44	280	1,00	11,19	14,47	20,05	26,30
	1,05	4,63	5,96	8,32	12,64		1,05	11,24	14,54	20,16	26,50
	1,20	4,90	6,33	8,89	13,77		1,20	11,52	14,91	20,73	27,62
	1,50	5,05	6,53	9,19	14,36		1,50	11,66	15,11	21,03	28,21
	3,00	5,16	6,68	9,41	14,80		3,00	11,77	15,26	21,26	28,66
180	1,00	5,71	7,38	10,33	15,58	315	1,00	13,04	16,82	23,08	-
	1,05	5,76	7,45	10,43	15,79		1,05	13,09	16,89	23,19	-
	1,20	6,04	7,82	11,00	16,91		1,20	13,36	17,26	23,76	-
	1,50	6,18	8,02	11,30	17,50		1,50	13,51	17,46	24,06	-
	3,00	6,29	8,17	11,53	17,95		3,00	13,62	17,61	24,29	-
200	1,00	6,83	8,84	12,39	18,43	355	1,00	15,10	19,41	26,28	-
	1,05	6,88	8,91	12,49	18,64		1,05	15,15	19,48	26,38	-
	1,20	7,16	9,28	13,06	19,76		1,20	15,43	19,86	26,95	-
	1,50	7,30	9,48	13,36	20,35		1,50	15,57	20,05	27,25	-
	3,00	7,41	9,63	13,59	20,79		3,00	15,68	20,20	27,48	-
224	1,00	8,16	10,57	14,79	21,41	400	1,00	17,36	22,21	29,50	-
	1,05	8,21	10,64	14,89	21,62		1,05	17,41	22,27	29,60	-
	1,20	8,49	11,01	15,46	22,74		1,20	17,69	22,65	30,17	-
	1,50	8,63	11,21	15,76	23,33		1,50	17,83	22,85	30,47	-
	3,00	8,74	11,36	15,99	23,78		3,00	17,94	22,99	30,70	-

Egy SPC keskeny ékszíjjal átvihető teljesítmény P _n [kW]											
d _{w1} [mm]	i	A kis ékszíjtárcsa fordulatszáma n ₁ [1/min]				d _{w1} [mm]	i	A kis ékszíjtárcsa fordulatszáma n ₁ [1/min]			
		700	950	1450	2850			700	950	1450	2850
224	1,00	10,35	13,14	17,64	20,78	400	1,00	27,41	34,75	45,06	-
	1,05	10,49	13,33	17,93	21,34		1,05	27,55	34,94	45,35	-
	1,20	11,24	14,35	19,49	24,41		1,20	28,31	35,96	46,91	-
	1,50	11,64	14,89	20,31	26,03		1,50	28,70	36,50	47,73	-
	3,00	11,94	15,29	20,93	27,25		3,00	29,00	36,91	48,36	-
250	1,00	12,98	16,54	22,30	25,78	450	1,00	31,94	40,23	50,83	-
	1,05	13,12	16,73	22,58	26,34		1,05	32,08	40,42	51,11	-
	1,20	13,87	17,75	24,14	29,41		1,20	32,83	41,44	52,68	-
	1,50	14,27	18,29	24,97	31,03		1,50	33,23	41,98	53,50	-
	3,00	14,7	18,70	25,59	32,25		3,00	33,53	42,39	54,12	-
280	1,00	15,97	20,38	27,43	30,04	500	1,00	36,31	45,37	55,52	-
	1,05	16,10	20,57	27,72	30,61		1,05	36,45	45,56	55,80	-
	1,20	16,86	21,59	29,28	33,67		1,20	37,20	46,58	57,37	-
	1,50	17,25	22,13	30,10	35,29		1,50	37,60	47,12	58,19	-
	3,00	17,55	22,54	30,72	36,51		3,00	37,90	47,53	58,81	-
315	1,00	19,39	24,74	33,08	-	560	1,00	41,35	51,07	59,58	-
	1,05	19,52	24,93	33,36	-		1,05	41,49	51,25	59,87	-
	1,20	20,28	25,95	34,92	-		1,20	42,24	52,28	61,43	-
	1,50	20,68	26,49	35,75	-		1,50	42,64	52,81	62,25	-
	3,00	20,98	26,90	36,37	-		3,00	42,94	53,22	62,88	-
355	1,00	23,21	29,56	39,04	-	630	1,00	46,91	56,99	-	-
	1,05	23,35	29,75	39,33	-		1,05	47,04	57,18	-	-
	1,20	24,11	30,77	40,89	-		1,20	47,80	58,20	-	-
	1,50	24,50	31,31	41,71	-		1,50	48,20	58,74	-	-
	3,00	24,80	31,71	42,33	-		3,00	48,50	59,15	-	-

Egy 10/Z normál ékszíjjal átvihető teljesítmény P _n [kW]											
d _{w1} [mm]	i	A kis ékszíjtárcsa fordulatszáma n ₁ [1/min]				d _{w1} [mm]	i	A kis ékszíjtárcsa fordulatszáma n ₁ [1/min]			
		700	950	1450	2850			700	950	1450	2850
45	1,00	0,16	0,19	0,26	0,40	80	1,00	0,46	0,60	0,85	1,45
	1,05	0,16	0,20	0,28	0,43		1,05	0,47	0,61	0,87	1,48
	1,20	0,17	0,22	0,30	0,48		1,20	0,48	0,63	0,89	1,53
	1,50	0,18	0,23	0,32	0,52		1,50	0,49	0,64	0,91	1,57
	3,00	0,19	0,24	0,34	0,55		3,00	0,50	0,65	0,93	1,59
50	1,00	0,20	0,25	0,35	0,56	90	1,00	0,55	0,71	1,02	1,72
	1,05	0,21	0,26	0,36	0,59		1,05	0,56	0,72	1,03	1,75
	1,20	0,22	0,28	0,39	0,64		1,20	0,57	0,74	1,06	1,80
	1,50	0,23	0,29	0,41	0,68		1,50	0,58	0,75	1,08	1,84
	3,00	0,24	0,30	0,42	0,71		3,00	0,59	0,76	1,09	1,87
56	1,00	0,25	0,33	0,45	0,75	100	1,00	0,63	0,82	1,18	1,99
	1,05	0,26	0,33	0,47	0,77		1,05	0,64	0,83	1,19	2,01
	1,20	0,27	0,35	0,49	0,82		1,20	0,65	0,85	1,22	2,06
	1,50	0,28	0,36	0,51	0,86		1,50	0,66	0,86	1,24	2,10
	3,00	0,29	0,37	0,53	0,89		3,00	0,67	0,87	1,25	2,13
63	1,00	0,32	0,41	0,57	0,96	112	1,00	0,74	0,96	1,37	2,29
	1,05	0,32	0,42	0,59	0,98		1,05	0,74	0,96	1,38	2,31
	1,20	0,34	0,43	0,61	1,03		1,20	0,75	0,98	1,40	2,36
	1,50	0,35	0,45	0,63	1,07		1,50	0,76	0,99	1,42	2,40
	3,00	0,35	0,46	0,65	1,10		3,00	0,77	1,00	1,22	2,43
71	1,00	0,39	0,50	0,71	1,19	125	1,00	0,84	1,10	1,56	2,59
	1,05	0,39	0,51	0,72	1,22		1,05	0,85	1,10	1,58	2,62
	1,20	0,41	0,52	0,75	1,27		1,20	0,86	1,12	1,60	2,67
	1,50	0,42	0,54	0,77	1,31		1,50	0,87	1,13	1,62	2,71
	3,00	0,42	0,55	0,78	1,34		3,00	0,88	1,14	1,64	2,74

Egy 13/A normál ékszíjjal átvihető teljesítmény P_n [kW]											
d_{w1} [mm]	i	A kis ékszíjtárcsa fordulatszáma n_1 [1/min]				d_{w1} [mm]	i	A kis ékszíjtárcsa fordulatszáma n_1 [1/min]			
		700	950	1450	2850			700	950	1450	2850
71	1,00	0,52	0,63	0,81	1,04	125	1,00	1,78	2,28	3,17	4,97
	1,05	0,55	0,67	0,87	1,16		1,05	1,81	2,32	3,23	5,09
	1,20	0,61	0,75	0,99	1,39		1,20	1,87	2,40	3,35	5,32
	1,50	0,65	0,81	1,08	1,58		1,50	1,91	2,46	3,45	5,51
	3,00	0,69	0,86	1,15	1,71		3,00	1,94	2,50	3,51	5,64
80	1,00	0,74	0,92	1,22	1,75	140	1,00	2,12	2,72	3,79	5,90
	1,05	0,77	0,96	1,28	1,87		1,05	2,15	2,76	3,85	6,02
	1,20	0,82	1,03	1,40	2,10		1,20	2,20	2,84	3,97	6,26
	1,50	0,87	1,10	1,49	2,29		1,50	2,25	2,90	4,07	6,44
	3,00	0,90	1,14	1,56	2,42		3,00	2,28	2,94	4,13	6,58
90	1,00	0,97	1,23	1,67	2,51	160	1,00	2,56	3,29	4,59	7,04
	1,05	1,00	1,27	1,73	2,63		1,05	2,59	3,33	4,65	7,16
	1,20	1,06	1,35	1,85	2,87		1,20	2,65	3,41	4,77	7,39
	1,50	1,11	1,41	1,94	3,05		1,50	2,69	3,47	4,87	7,58
	3,00	1,14	1,45	2,01	3,19		3,00	2,72	3,52	4,93	7,71
100	1,00	1,21	1,53	2,11	3,25	180	1,00	2,99	3,85	5,37	8,03
	1,05	1,24	1,57	2,17	3,37		1,05	3,02	3,89	5,43	8,15
	1,20	1,29	1,65	2,29	3,60		1,20	3,08	3,97	5,55	8,39
	1,50	1,34	1,71	2,38	3,79		1,50	3,13	4,03	5,64	8,57
	3,00	1,37	1,76	2,45	3,92		3,00	3,16	4,08	5,71	8,70
112	1,00	1,48	1,89	2,62	4,10	200	1,00	3,42	4,40	6,11	8,87
	1,05	1,51	1,93	2,68	4,22		1,05	3,45	4,44	6,17	8,99
	1,20	1,57	2,01	2,80	4,45		1,20	3,51	4,52	6,29	9,22
	1,50	1,62	2,07	2,90	4,64		1,50	3,55	4,58	6,39	9,41
	3,00	1,65	2,12	2,97	4,77		3,00	3,58	4,62	6,45	9,54

Egy 17/B normál ékszíjjal átvihető teljesítmény P _n [kW]											
d _{w1} [mm]	i	A kis ékszíjtárcsa fordulatszáma n ₁ [1/min]				d _{w1} [mm]	i	A kis ékszíjtárcsa fordulatszáma n ₁ [1/min]			
		700	950	1450	2850			700	950	1450	2850
112	1,00	1,48	1,83	2,37	2,99	200	1,00	4,58	5,83	7,94	10,57
	1,05	1,55	1,93	2,51	3,26		1,05	4,64	5,92	8,08	10,84
	1,20	1,68	2,09	2,77	6,78		1,20	4,77	6,09	8,35	11,36
	1,50	1,78	2,23	2,98	4,20		1,50	4,87	6,23	8,56	11,77
	3,00	1,85	2,33	3,13	4,49		3,00	4,94	6,33	8,71	12,07
125	1,00	1,95	2,44	3,25	4,38	224	1,00	5,38	6,86	9,31	-
	1,05	2,02	2,53	3,39	4,64		1,05	5,44	6,95	9,44	-
	1,20	2,15	2,71	3,65	5,17		1,20	5,57	7,12	9,71	-
	1,50	2,25	2,85	3,86	5,58		1,50	5,67	7,16	9,92	-
	3,00	2,32	2,94	4,01	5,88		3,00	5,75	7,36	10,07	-
140	1,00	2,49	3,14	4,24	5,87	250	1,00	6,23	7,94	10,71	-
	1,05	2,56	3,23	4,37	6,14		1,05	6,30	8,03	10,84	-
	1,20	2,69	3,41	4,64	6,66		1,20	6,42	8,20	11,11	-
	1,50	2,76	3,55	4,85	7,08		1,50	6,53	8,34	11,32	-
	3,00	2,86	3,64	5,00	7,37		3,00	6,60	8,44	11,47	-
160	1,00	3,20	4,06	5,52	7,68	280	1,00	7,19	9,14	12,21	-
	1,05	3,26	4,15	5,65	7,94		1,05	7,56	9,23	12,34	-
	1,20	3,39	4,32	5,92	8,47		1,20	7,39	9,41	12,61	-
	1,50	3,49	4,46	6,13	8,88		1,50	7,49	9,54	12,82	-
	3,00	3,57	4,56	6,28	9,18		3,00	7,56	9,64	12,97	-
180	1,00	3,89	4,95	6,75	9,25	315	1,00	8,29	10,49	13,80	-
	1,05	3,96	5,04	6,89	9,52		1,05	8,35	10,58	13,94	
	1,20	4,09	5,22	7,16	10,04		1,20	8,48	10,76	14,20	
	1,50	4,19	5,36	7,37	10,45		1,50	8,58	10,89	14,56	
	3,00	4,26	5,45	7,52	10,75		3,00	8,65	10,99		

Egy 22/C normál ékszíjjal átvihető teljesítmény P_n [kW]											
d_{w1} [mm]	i	A kis ékszíjtárcsa fordulatszáma n_1 [1/min]				d_{w1} [mm]	i	A kis ékszíjtárcsa fordulatszáma n_1 [1/min]			
		700	950	1450	2850			700	950	1450	2850
180	1,00	4,52	5,60	7,24	7,58	315	1,00	11,95	14,99	19,23	-
	1,05	4,67	5,81	7,56	8,21		1,05	12,11	15,20	19,55	-
	1,20	4,97	6,22	8,18	9,43		1,20	12,41	15,61	20,17	-
	1,50	5,21	6,55	8,68	10,41		1,50	12,65	15,93	20,66	-
	3,00	5,38	6,78	9,03	11,09		3,00	12,81	16,16	21,01	-
200	1,00	5,67	7,09	9,26	9,84	355	1,00	14,00	17,48	21,95	-
	1,05	5,82	7,30	9,58	10,47		1,05	14,16	17,69	22,27	-
	1,20	6,13	7,70	10,20	11,70		1,20	14,46	18,10	22,89	-
	1,50	6,36	8,03	10,70	12,67		1,50	14,70	18,43	23,39	-
	3,00	6,53	8,26	11,05	13,36		3,00	14,87	18,65	23,74	-
224	1,00	7,03	8,82	11,58	11,95	400	1,00	16,23	20,11	24,49	-
	1,05	7,18	9,03	11,89	12,58		1,05	16,38	20,32	24,81	-
	1,20	7,48	9,44	12,52	13,80		1,20	16,68	20,73	25,43	-
	1,50	7,72	9,76	13,01	14,78		1,50	16,92	21,05	25,93	-
	3,00	7,89	9,99	13,36	15,46		3,00	17,09	21,28	26,28	-
250	1,00	8,47	10,65	13,95	-	450	1,00	18,59	22,80	26,59	-
	1,05	8,63	10,86	14,27	-		1,05	18,75	23,01	26,91	-
	1,20	8,93	11,27	14,89	-		1,20	19,05	23,42	27,53	-
	1,50	9,17	11,60	15,39	-		1,50	19,29	23,74	28,03	-
	3,00	9,33	11,82	15,74	-		3,00	19,46	23,97	28,38	-
280	1,00	10,10	12,70	16,51	-	500	1,00	20,84	25,23	-	-
	1,05	10,25	12,91	16,83	-		1,05	20,99	25,44	-	-
	1,20	10,56	13,32	17,45	-		1,20	21,29	25,85	-	-
	1,50	10,79	13,64	17,95	-		1,50	21,53	26,18	-	-
	3,00	10,96	13,87	18,30	-		3,00	21,70	26,41	-	-

Egy 32/D normál ékszíjjal átvihető teljesítmény P _n [kW]											
d _{w1} [mm]	i	A kis ékszíjtárcsa fordulatszáma n ₁ [1/min]				d _{w1} [mm]	i	A kis ékszíjtárcsa fordulatszáma n ₁ [1/min]			
		700	950	1450	2850			700	950	1450	2850
315	1,00	15,31	18,51	21,45	-	560	1,00	36,82	42,60	-	-
	1,05	15,75	19,11	22,36	-		1,05	37,26	46,20	-	-
	1,20	16,61	20,29	24,16	-		1,20	38,13	44,37	-	-
	1,50	17,30	21,22	25,58	-		1,50	38,81	45,30	-	-
	3,00	17,7	21,88	26,58	-		3,00	39,30	45,96	-	-
355	1,00	19,17	23,21	26,57	-	630	1,00	41,72	47,13	-	-
	1,05	19,61	23,81	27,49	-		1,05	42,36	47,73	-	-
	1,20	20,48	24,98	29,28	-		1,20	43,23	48,90	-	-
	1,50	21,17	25,91	30,70	-		1,50	43,91	49,83	-	-
	3,00	21,64	26,57	31,70	-		3,00	44,40	50,49	-	-
400	1,00	23,37	28,16	31,32	-	710	1,00	47,09	-	-	-
	1,05	23,81	28,76	32,24	-		1,05	47,56	-	-	-
	1,20	24,67	29,94	34,03	-		1,20	48,39	-	-	-
	1,50	25,36	30,87	35,45	-		1,50	49,08	-	-	-
	3,00	25,85	31,53	36,46	-		3,00	49,56	-	-	-
450	1,00	27,82	33,23	-	-	800	1,00	51,98	-	-	-
	1,05	28,27	33,83	-	-		1,05	52,43	-	-	-
	1,20	29,13	35,01	-	-		1,20	53,29	-	-	-
	1,50	28,82	35,94	-	-		1,50	53,98	-	-	-
	3,00	30,30	36,60	-	-		3,00	54,46	-	-	-
500	1,00	32,06	37,81	-	-	900	1,00	56,18	-	-	-
	1,05	32,50	38,41	-	-		1,05	56,62	-	-	-
	1,20	33,36	39,59	-	-		1,20	57,49	-	-	-
	1,50	34,05	40,52	-	-		1,50	58,17	-	-	-
	3,00	34,53	41,18	-	-		3,00	58,66	-	-	-

Egy 40/E normál ékszíjjal átvihető teljesítmény P _n [kW]											
d _{w1} [mm]	i	A kis ékszíjtárcsa fordulatszáma n ₁ [1/min]				d _{w1} [mm]	i	A kis ékszíjtárcsa fordulatszáma n ₁ [1/min]			
		700	950	1450	2850			700	950	1450	2850
450	1,00	26,63	29,97	-	-	800	1,00	55,84	-	-	-
	1,05	27,38	30,98	-	-		1,05	56,58	-	-	-
	1,20	28,83	32,96	-	-		1,20	58,04	-	-	-
	1,50	29,99	34,52	-	-		1,50	59,19	-	-	-
	3,00	30,81	35,64	-	-		3,00	60,01	-	-	-
500	1,00	31,88	35,49	-	-	900	1,00	60,44	-	-	-
	1,05	32,63	36,60	-	-		1,05	61,18	-	-	-
	1,20	34,08	38,47	-	-		1,20	62,64	-	-	-
	1,50	35,24	40,04	-	-		1,50	63,79	-	-	-
	3,00	36,06	41,15	-	-		3,00	64,61	-	-	-
560	1,00	37,75	41,13	-	-	1000	1,00	-	-	-	-
	1,05	38,50	42,14	-	-		1,05	-	-	-	-
	1,20	39,95	44,12	-	-		1,20	-	-	-	-
	1,50	41,11	45,69	-	-		1,50	-	-	-	-
	3,00	41,93	46,80	-	-		3,00	-	-	-	-
630	1,00	43,96	46,25	-	-	1120	1,00	-	-	-	-
	1,05	44,70	47,26	-	-		1,05	-	-	-	-
	1,20	46,16	49,24	-	-		1,20	-	-	-	-
	1,50	47,32	50,81	-	-		1,50	-	-	-	-
	3,00	48,13	51,92	-	-		3,00	-	-	-	-
710	1,00	50,15	-	-	-	1250	1,00	-	-	-	-
	1,05	50,89	-	-	-		1,05	-	-	-	-
	1,20	52,35	-	-	-		1,20	-	-	-	-
	1,50	53,50	-	-	-		1,50	-	-	-	-
	3,00	54,32	-	-	-		3,00	-	-	-	-

c ₁ - az átfogási szögtől (β) függő tényező											
β [°]	c ₁	β [°]	c ₁	β [°]	c ₁	β [°]	c ₁	β [°]	c ₁	β [°]	c ₁
180	1,00	166	0,97	151	0,93	136	0,88	120	0,82	103	0,75
177	0,99	163	0,96	148	0,92	133	0,87	117	0,81	99	0,73
174	0,99	160	0,95	145	0,91	130	0,86	113	0,80	95	0,72
171	0,98	157	0,94	142	0,90	128	0,85	110	0,78	91	0,70
169	0,97	154	0,94	139	0,89	123	0,83	106	0,77	87	0,68

c ₃ - az ékszíj hosszától (L _w) függő tényező							
SPZ		SPA		SPB		SPC	
L _w [mm]	c ₃	L _w [mm]	c ₃	L _w [mm]	c ₃	L _w [mm]	c ₃
512	0,79	647	0,77	1250	0,88	2000	0,85
630	0,83	800	0,81	1400	0,85	2240	0,86
710	0,85	900	0,83	1600	0,87	2500	0,88
800	0,87	1000	0,85	1800	0,89	3000	0,91
900	0,89	1120	0,86	2000	0,91	3350	0,92
1000	0,91	1250	0,88	2240	0,93	3750	0,94
1120	0,93	1400	0,90	2500	0,94	4000	0,95
1250	0,95	1600	0,92	2800	0,96	4500	0,97
1400	0,98	1800	0,94	3150	0,98	5000	0,98
1500	0,99	2000	0,96	3550	1,00	5600	1,00
1600	1,00	2240	0,98	4000	1,02	6000	1,01
1800	1,02	2500	1,00	4500	1,04	6700	1,03
2000	1,04	2650	1,01	5000	1,05	7500	1,04
2240	1,06	2800	1,02	5600	1,07	8000	1,05
2500	1,08	3150	1,04	6300	1,09	8500	1,06
2800	1,10	3550	1,06	7100	1,11	9000	1,07
3150	1,12	4000	1,08	7500	1,12	9500	1,08
3550	1,15	4500	1,10	8000	1,13	12250	1,12

c ₃ - az ékszíj hosszától (L _w) függő tényező											
10/Z		13/A		17/B		22/C		32/D		40/D	
L _w [mm]]	c ₃	L _w [mm]	c ₃	L _w [mm]	c ₃	L _w [mm]	c ₃	L _w [mm]	c ₃	L _w [mm]	c ₃
472	0,88	590	0,78	658	0,75	1142	0,75	2075	0,77	5082	0,93
522	0,90	660	0,80	793	0,78	1302	0,78	2435	0,80	5682	0,95
582	0,93	740	0,82	918	0,81	1452	0,80	2575	0,81	7182	1,00
622	0,94	830	0,85	1018	0,83	1552	0,81	2875	0,83	8082	1,03
692	0,96	930	0,87	1093	0,85	1752	0,84	3225	0,86	9082	1,05
772	0,99	1030	0,89	1218	0,87	2052	0,87	3625	0,88	10082	1,07
822	1,00	1150	0,91	1343	0,89	2292	0,89	4075	0,91	11282	1,10
922	1,02	1280	0,94	1493	0,91	2552	0,92	4575	0,93	-	-
1022	1,05	1430	0,96	1643	0,93	3052	0,95	5075	0,95	-	-
1082	1,06	1730	1,00	1843	0,95	3402	0,98	5675	0,98	-	-
1142	1,07	1830	1,01	2043	0,98	3602	0,99	6075	0,99	-	-
1204	1,08	2030	1,03	2283	1,00	3802	1,00	6375	1,00	-	-
1272	1,10	2270	1,06	2543	1,02	4052	1,01	7175	1,03	-	-
1342	1,11	2530	1,08	2843	1,05	4552	1,04	8075	1,05	-	-
1422	1,12	3030	1,12	3293	1,098	5052	1,06	9075	1,08	-	-
1622	1,15	3380	1,15	4043	1,13	6052	1,10	10075	1,10	-	-
1822	1,18	4030	1,19	5043	1,18	7152	1,14	11275	1,13	-	-
2022	1,20	5030	1,24	7143	1,26	8052	1,17	12575	1,15	-	-

Szíj feszítési tényező k_1			
Átfogási szög: $\beta [^\circ]$	Alkalmazási üzem típus		
	Könnyű, állandó terhelés	Közepes terhelés	Erős, nagy dinamikus terhelések
180	1,50	1,70	1,90
175	1,53	1,73	1,93
170	1,56	1,76	1,96
165	1,59	1,79	1,99
160	1,63	1,83	2,03
155	1,67	1,87	2,07
150	1,71	1,91	2,11
145	1,75	1,95	2,15
140	1,80	2,00	2,20
135	1,85	2,05	2,25
130	1,91	2,11	2,31
125	1,97	2,17	2,37
120	2,04	2,24	2,44
115	2,11	2,31	2,51
110	2,19	2,39	2,59
105	2,28	2,48	2,68
100	2,38	2,58	2,78
95	3,49	2,69	2,89
90	3,62	2,82	3,02

Keskeny ékszíj, centrifugális erő tényezője k_2

Típus	SPZ	SPA	SPB	SPC
k_2	0,073	0,100	0,178	0,380

Normál ékszíj, centrifugális erő tényezője k_2

Típus	10/Z	13/A	17/B	22/C	32/D	40/E
k_2	0,060	0,105	0,170	0,300	0,630	0,970

Irodalom

- Balogh T. - Bukoveczky Gy. - Lászlóné P. A. - Vereš M.: *Gépszerkezet-tan III.* 2007, Universitas - Győr Kht.
- Diószegi Gy.: *Gépszerkezetek méretezési zsebkönyve.* Budapest, 1984, Műszaki Tankönyvkiadó.
- Frischherz, A. - Dax, W.- Gundelfinger, K.- Häffner, W.- Itschner, H.- Kotsch, G.- Staniczek, M.: *Fémtechnológiai táblázatok* . 1997, B+V Kiadó.
- Háromi F.- Lászlóné P. A.- Nagy A.- Tóth J.: *Géprajz-gépelemek (Gépelemek I).* Budapest, 1987 , Nemzeti Tankönyvkiadó. J19-606.
- Knoll I.: *Kötőgépelemek.* Budapest, 1983, Műszaki Tankönyvkiadó.
- Matek, W.- Muchs, D.- Wittel, H.- Becker, M.: *Roloff-Matek Machinelemente: Normung, Berechnung, Gestaltung.* 1994, Viewegs Fachbücher der Technik, Braunschweig-Wiesbaden.
- Matek, W.- Muchs, D.- Wittel, H.- Becker, M.: *Roloff-Matek Machinelemente: Tabellen.* 1994, Viewegs Fachbücher der Technik, Braunschweig-Wiesbaden.
- Terplán Z.- Nagy G.- Herczeg I.: *Különleges tengelykapcsolók.* 1971, Műszaki Könyvkiadó.
- Tóth J.- Nagy A.- Lodesz I.- Háromi F.: *Géprajz-gépelemek (Gépelemek tervezési segédlet).* Budapest, 1981 , Tankönyvkiadó. J19-517.
- Vörös I.: *Gépelemek I.* Budapest, 1970, Tankönyvkiadó.
- www.contitech.de/ct/contitech/theme/produkte/antriebsriemenen/industrie/docs/0502_keilriemen_d.pdf, 2007.
- www.wattdrive.com/downloads/Downloads/EUSAS_03.pdf, 2007.
- Zsáry Á.: *Gépelemek I.* Budapest, 1989, Nemzeti Tankönyvkiadó.
- Zsáry Á.: *Gépelemek II.* Budapest, 1990, Nemzeti Tankönyvkiadó.