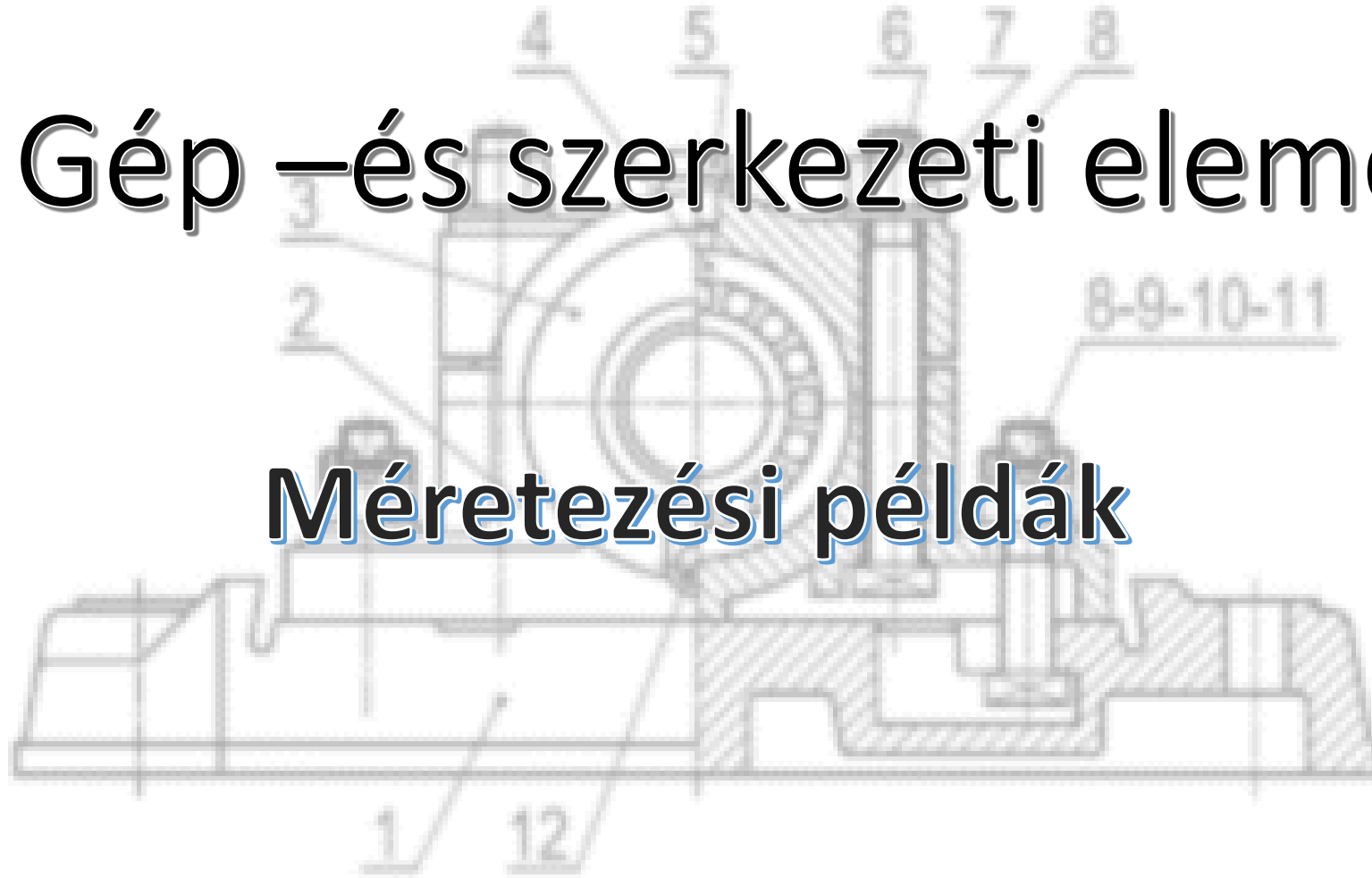




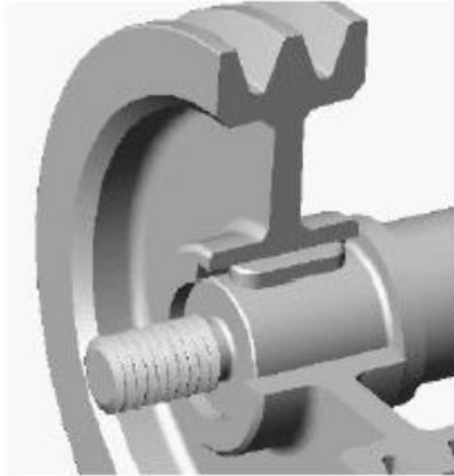
# Gép –és szerkezeti elemek

## Méretezési példák

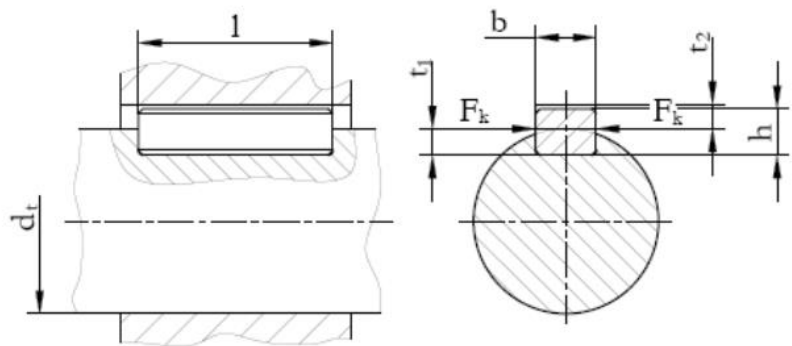




# Reteszkötés méretezése



Reteszkötés a tárcsa tengelyirányú biztosítása nélkül 3D



A reteszkötés fő méretei

- Retesz keresztmetszete szabványból
- A méretezés során a szükséges hosszt határozzuk meg felületi nyomásra méretezve
- Ezután nyírásra ellenőrizzük
- Ha a retesz szükséges hossza nagyobb, mint amit a beépítés lehetővé tesz, akkor más (jobb) anyagminőséget választunk vagy a reteszek számát növeljük



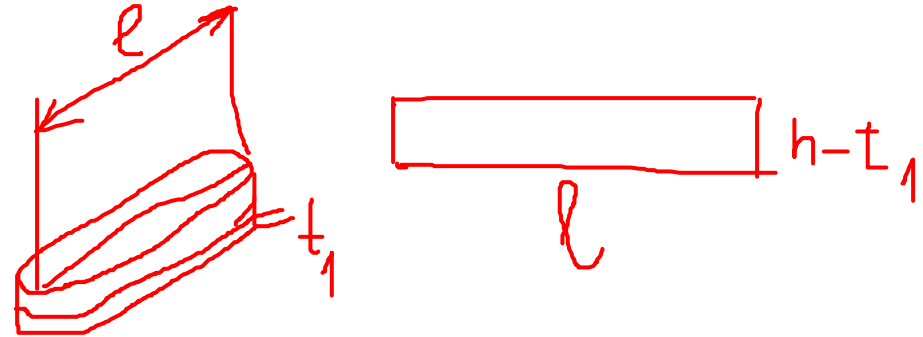
# Reteszkötés méretezése - példa

Egy ékszíjtárcsát kell egy  $d_t=60$  mm-es átmérőjű tengelyre reteszkötéssel rögzíteni. A tengelyen ébredő nyomaték értéke  $T=1000$  Nm. A retesz mérete  $b=18$  mm,  $h=11$  mm és  $t_1=7$  mm. Számítsa ki a szükséges retesz hosszát és ellenőrizze nyírásra, ha  $p_{meg} = 60$  N/mm<sup>2</sup> és  $\tau_{meg} = 80$  N/mm<sup>2</sup>! A reteszek száma  $z=1$  db. Mit lehet tenni, ha a beépítés miatt a tengelyvég hossza maximum 100 mm lehet?

A szükséges reteshossz meghatározása:

$$p = \frac{F}{z \cdot l(h-t_1)} = \frac{2 \cdot T}{d_t \cdot z \cdot l(h-t_1)} \leq p_{meg}$$
$$F = \frac{2 \cdot T}{d_t}$$
$$l = \frac{2 \cdot T}{d_t \cdot z \cdot p_{meg}(h-t_1)} = \frac{2 \cdot 1000 \cdot 1000}{60 \cdot 1 \cdot 60(11-7)} = 138,88 \text{ mm}$$

Tehát a szabványos reteshosszúság:  $l=140$  mm.



$$r = \frac{d_t}{2}$$
$$T = F \cdot \frac{d_t}{2} \Rightarrow F = \frac{2T}{d_t}$$



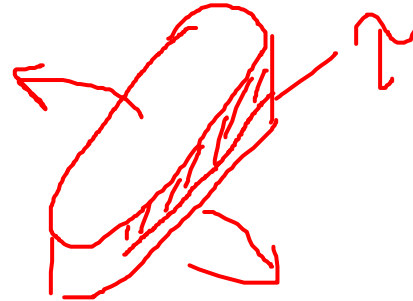
# Reteszkötés méretezése - példa

Egy ékszíjtárcsát kell egy  $d_t=60$  mm-es átmérőjű tengelyre reteszkötéssel rögzíteni. A tengelyen ébredő nyomaték értéke  $T=1000$  Nm. A retesz mérete  $b=18$  mm,  $h=11$  mm és  $t_1=7$  mm. Számítsa ki a szükséges retesz hosszát és ellenőrizze nyírásra, ha  $p_{meg} = 60$  N/mm<sup>2</sup> és  $\tau_{meg} = 80$  N/mm<sup>2</sup>! A reteszek száma  $z=1$  db. Mit lehet tenni, ha a beépítés miatt a tengelyvég hossza maximum 100 mm lehet?

Ellenőrzés nyírásra:

$$\tau = \frac{F}{z \cdot l \cdot b} = \frac{2 \cdot T}{d_t \cdot z \cdot l \cdot b} = \frac{2 \cdot 1000 \cdot \overline{1000}}{60 \cdot 1 \cdot 140 \cdot 18} = 13,22 \text{ N/mm}^2 < 80 \text{ N/mm}^2 = \tau_{meg}$$

Tehát megfelelő.





# Reteszkötés méretezése - példa

Egy ékszíjtárcsát kell egy  $d_t=60$  mm-es átmérőjű tengelyre reteszkötéssel rögzíteni. A tengelyen ébredő nyomaték értéke  $T=1000$  Nm. A retesz mérete  $b=18$  mm,  $h=11$  mm és  $t_1=7$  mm. Számítsa ki a szükséges retesz hosszát és ellenőrizze nyírásra, ha  $p_{meg} = 60$  N/mm<sup>2</sup> és  $\tau_{meg} = 80$  N/mm<sup>2</sup>! A reteszek száma  $z=1$  db. Mit lehet tenni, ha a beépítés miatt a tengelyvég hossza maximum 100 mm lehet?

Mit lehet tenni, ha a beépítés miatt a tengelyvég hossza maximum 100 mm lehet?

a, Jobb anyagminőséget választunk, aminél  $p_{meg} = 100$  N/mm<sup>2</sup>!

$$l = \frac{2 \cdot T}{d_t \cdot z \cdot p_{meg} (h - t_1)} = \frac{2 \cdot 1000 \cdot 1000}{60 \cdot 1 \cdot 100 (11 - 7)} = 83,28 \text{ mm}$$

Így a szabványos reteshosszúság:  $l=90$  mm.

b,  $z=2$  db reteszt alkalmazunk

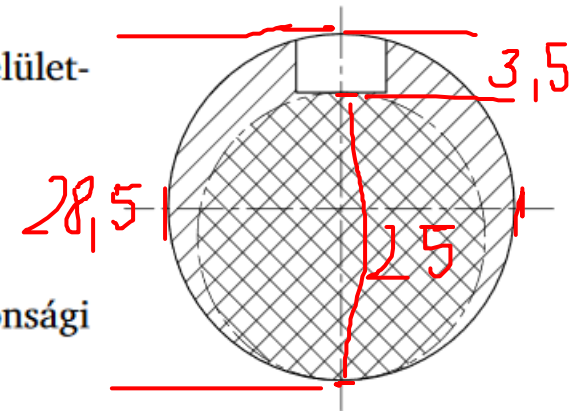
$$l = \frac{2 \cdot T}{d_t \cdot z \cdot p_{meg} (h - t_1)} = \frac{2 \cdot 1000 \cdot 1000}{60 \cdot \underline{2} \cdot 60 (11 - 7)} = 69,44 \text{ mm}$$

Így a szabványos reteshosszúság:  $l=70$  mm.



# Tengelyek méretezése

- Az előtervezés adatai alapján megszerkesztett tengelyekre megrajzoljuk az igénybevételi ábrákat és kijelöljük azokat a helyeket, amelyekre az ellenőrzést el kell végezni (a legnagyobb igénybevétel és a keresztmetszeti változások helyei).
- A kijelölt keresztmetszetben megállapítjuk az alak- vagy a horonytényezőt valamint a méret- és felületminőségi tényezőt.
- Az ellenőrzött keresztmetszetekben kiszámítjuk a közép feszültséget és a feszültség-amplitúdót.
- A Smith diagramból megállapítjuk a kifáradási határfeszültséget ( $\sigma_m$ ).
- A közép feszültség, és a hozzáadott feszültség amplitúdó együttes értékének a Smith-féle biztonsági területen belül kell maradnia.
- A diagramból adódó határfeszültséget ( $\sigma_f$ ) a méret- illetve a felületminőségi tényezővel csökkentjük, a maximális ébredő feszültséget ( $\sigma_{max}$ ) pedig a horonytényezővel növeljük.
- A módosított határfeszültség, és a maximális ébredő feszültség hányadosa a biztonsági tényező „n”, amelynek ajánlott értéke: 1,5...2,0.



A tengely méretezendő keresztmetszete



# Tengelyek méretezése

$$\sigma_{meg} = (0.25 - 0.4) R_{eH} \text{ és}$$

$$\tau_{meg} = \frac{\sigma_{meg}}{2}$$

1) Statikus húzó vagy nyomó igénybevétel:

$$\sigma = \frac{F}{A} \leq \sigma_{meg}$$

Az átmérő meghatározása:

Tömör tengely esetén:

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot F}{\sigma_{meg} \cdot \pi}}$$

$$a = \frac{d}{D}$$

Csőtengely esetén:

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot F}{\sigma_{meg} \cdot \pi \cdot (1 - a^2)}}$$



# Tengelyek méretezése

---

2) Statikus nyíró igénybevétel:

$$\tau = \frac{F}{A} \leq \tau_{meg}$$

Az átmérő meghatározása:

Tömör tengely esetén:

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot F}{\tau_{meg} \cdot \pi}}$$

Csőtengely esetén:

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot F}{\tau_{meg} \cdot \pi \cdot (1 - a^2)}}$$





# Tengelyek méretezése

## 3) Statikus hajlító igénybevétel:

a) Navier-féle képlet:

$$\sigma = \frac{M_h}{K} \leq \sigma_{meg}$$

b) keresztmetszeti tényező:

$$K_{rúd} = \frac{d^3 \cdot \pi}{32}$$

$$K_{cső} = \frac{(d^4 - d_b^4) \cdot \pi}{32 \cdot d}$$

c) az eredő hajlító nyomaték:

$$M_h = \sqrt{M_{hI}^2 + M_{hII}^2}$$

d) Az átmérő meghatározása:

Tömör tengely esetén:

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_h}{\sigma_{meg} \cdot \pi}}$$

Csőtengely esetén:

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_h}{\sigma_{meg} \cdot \pi \cdot (1 - a^4)}}$$





# Tengelyek méretezése

## 4) Statikus csavaró igénybevétel:

a) Az ébredő feszültség meghatározása:

$$\tau = \frac{M_T}{K_p} \leq \tau_{meg} \quad \text{ahol:} \quad M_T = \frac{P}{\omega}$$

$$P = 10 \text{ kW}$$

$$n = 1200 \text{ 1/min}$$

$$\omega = 2\pi n \text{ [1/s]}$$

$$M_T = \frac{P \text{ (W)}}{\omega \text{ (1/s)}}$$

b) a poláris keresztmetszeti tényező:

$$K_p \text{ rúd} = \frac{d^3 \cdot \pi}{16}$$

$$K_p \text{ cső} = \frac{\pi \cdot (D^4 - d^4)}{16 \cdot D}$$

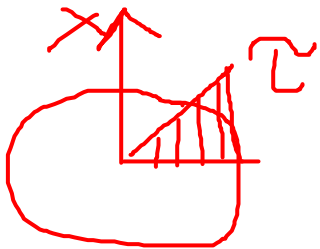
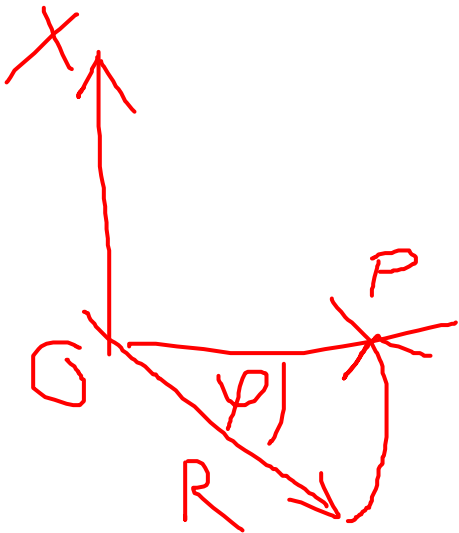
c) Az átmérő meghatározása:

Tömör tengely esetén:

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot P}{\pi \cdot \omega \cdot \tau_{meg}}} \approx \sqrt[3]{\frac{5 \cdot P}{\omega \cdot \tau_{meg}}}$$

Csőtengely esetén:

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot P}{\tau_{meg} \cdot \pi \cdot \omega \cdot (1 - a^4)}}$$





# Tengelyek méretezése

## 5) Méretezés összetett igénybevételre:

Az egyidejű hajlítással és csavarással terhelt tengelyek méretezését a fent megismertek felhasználásával a redukált feszültség meghatározása alapján végezzük el.

H-M-H elmélet szerint a redukált feszültség:

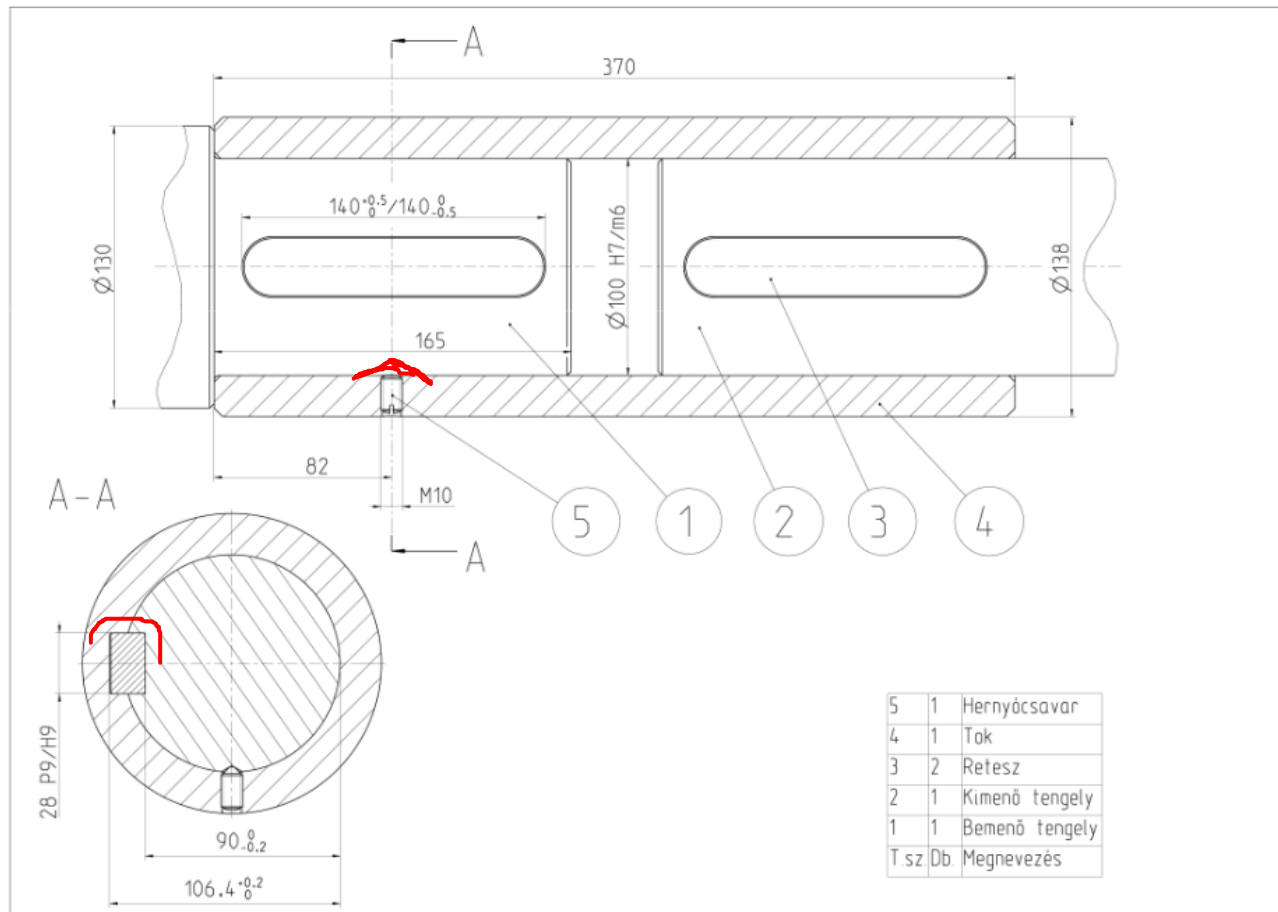
$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot \tau^2} \leq \sigma_{meg}$$

Mohr szerinti redukált feszültség:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma^2 + 4 \cdot \tau^2} \leq \sigma_{meg}$$



# Tokos tengelykapcsoló



A mértékadó nyomaték

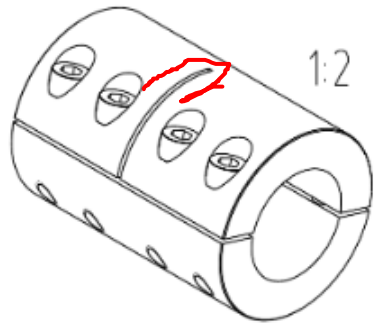
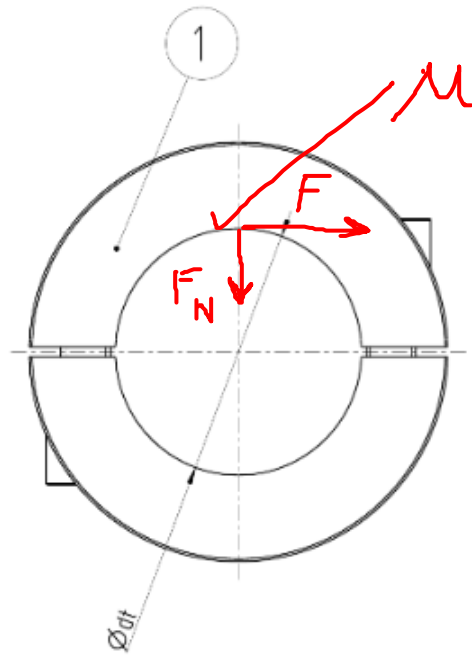
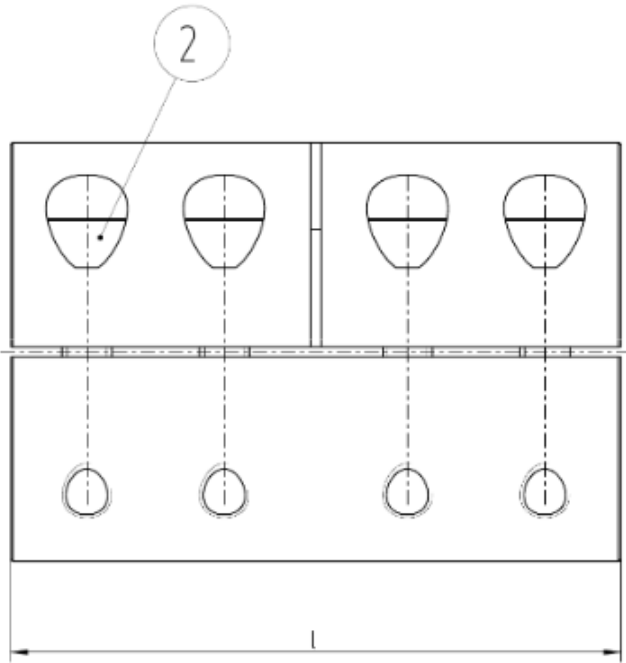
$$T_m = \frac{P}{\omega} c_d = \frac{P}{2 \cdot \pi \cdot n} c_d, \text{ vagy } T_m = \frac{P}{2 \cdot \pi \cdot n} \cdot \frac{c_d}{c_v \cdot c_m \cdot c_i}$$

Az átvihető nyomaték tokos tengelykapcsolónál

$$T = \frac{d_i^3 \cdot \pi}{16} \cdot \tau_t$$

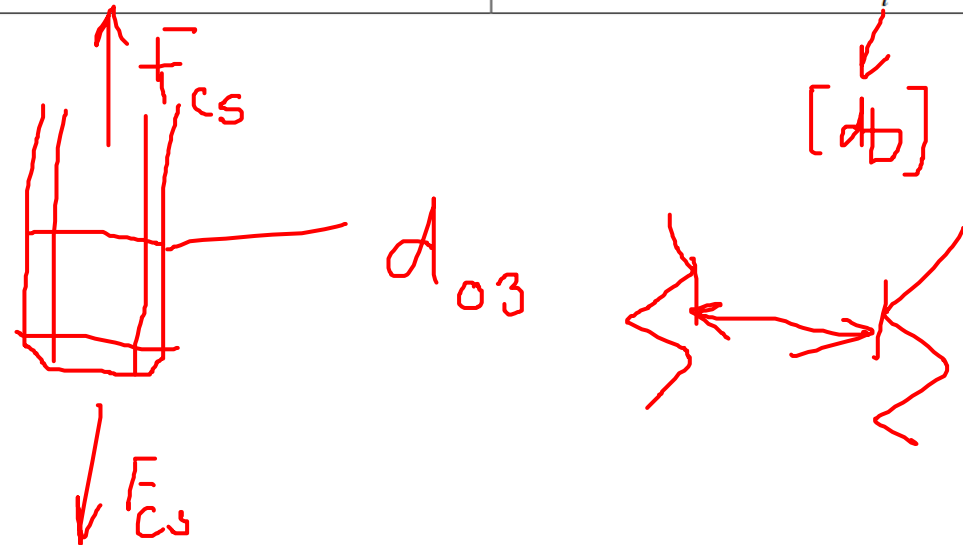


# Héjas tengelykapcsoló



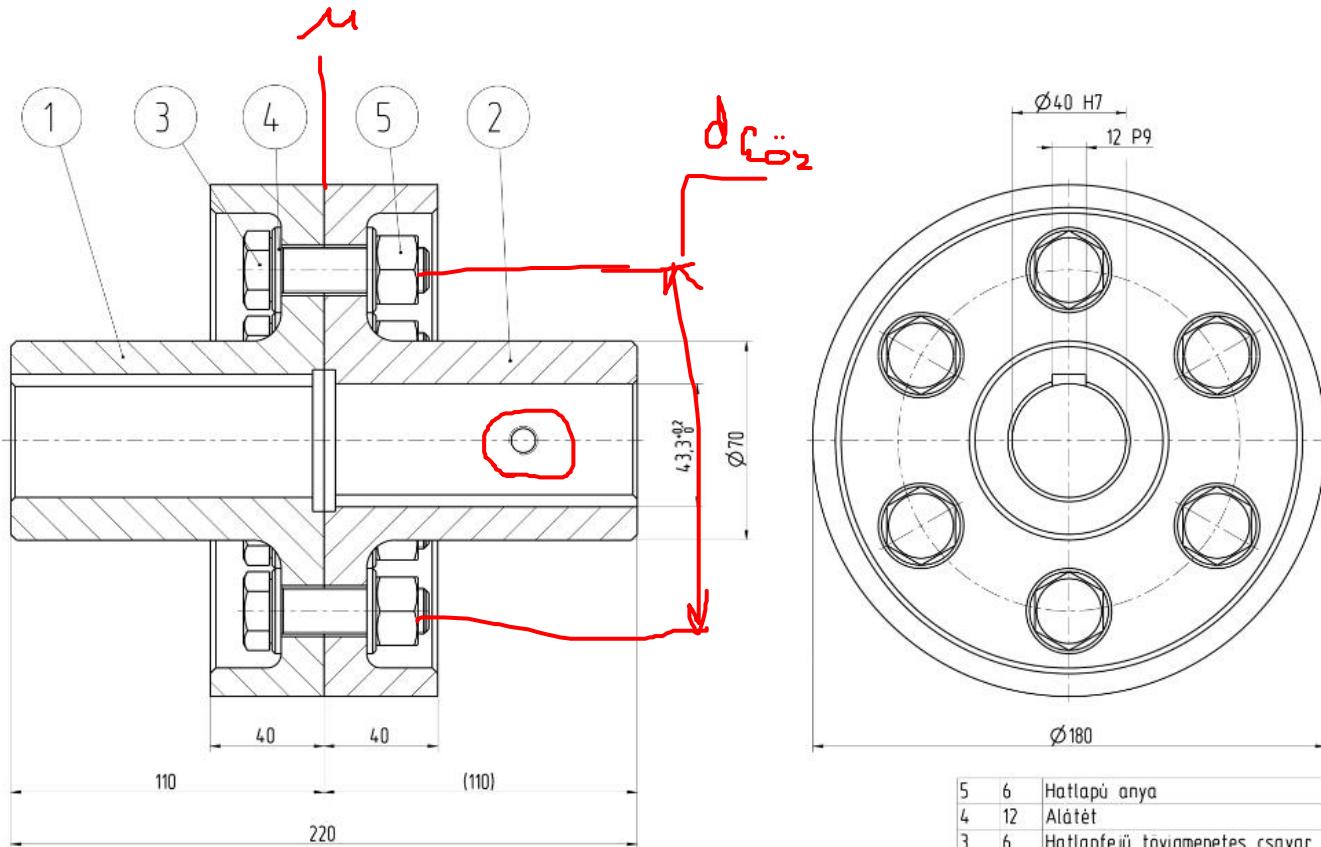
2	8	Belső kulcsnyílású csavar
1	2	Kapcsolófél
Tétel	Db.	Megnevezés

Héjas tengelykapcsoló	
A kerületi erő	$F = \frac{2 \cdot T}{d_t}$
A héjakat összeszorító erő	$F_N = \frac{F}{\mu \cdot \pi}$
Egy csavart terhelő erő	$F_{cs} = \frac{F_N}{i}$





# Merev tengelykapcsoló - erőzáró

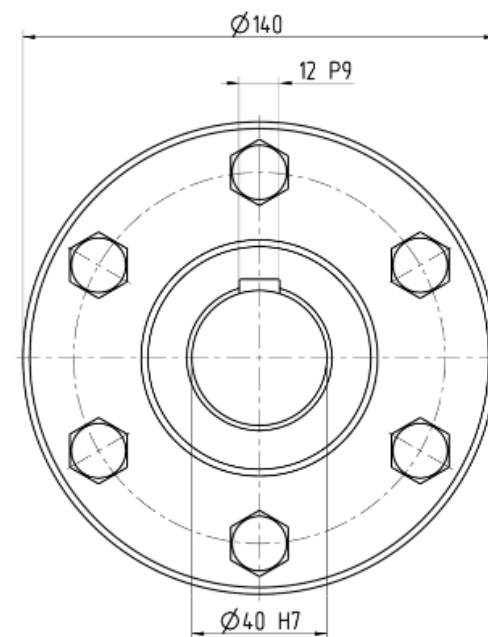
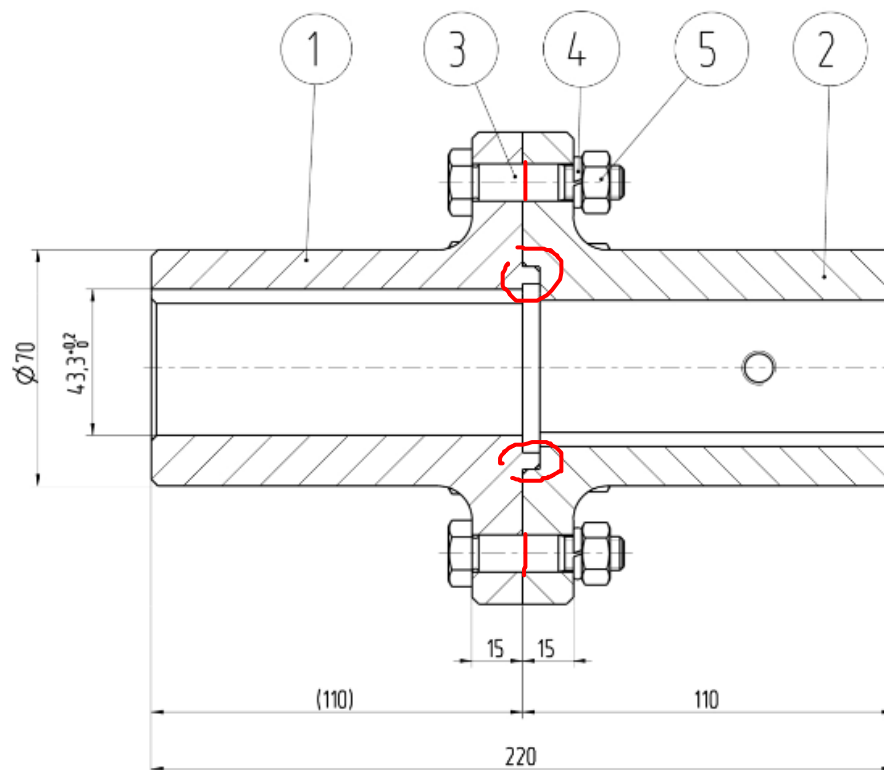


5	6	Hatlapú anya
4	12	Alátét
3	6	Hatlapfejű tövigmenetes csavar
2	1	Agy menetes furattal
1	1	Agy
Tsz.	Db.	Megnevezés

	Erőzáró kivétel
A tárcsa feleket összeszorító erő (ill. kerületi erő)	$F_a = \frac{2 \cdot T_m}{\mu \cdot d_{köz}}$
Egy csavarra jutó erő	$F_{a1} = \frac{F_a}{z}$
A csavar átmérője	$d_{o3} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{a1}}{\phi \cdot \pi \cdot \sigma_{meg}}}$ $d_3 = \frac{d_{o3} + 6}{1,1}$



# Merev tengelykapcsoló - alakzáró



5	6	Hatlapú anya
4	6	Rugós alátét
3	6	Hatlapfejű illesztett szárú csavar
2	1	Agy (központosító furattal)
1	1	Agy (központosító peremmel)
Tsz.	Db.	Megnevezés

	Alakzáró kivitel
A tárcsa feleket összeszorító erő (ill. kerületi erő)	$F_t = \frac{2 \cdot T_m}{d_{lyuk}}$
Egy csavarra jutó erő	$F_{t1} = \frac{F_t}{z}$
A csavar átmérője	$d = \sqrt{\frac{4 \cdot 4 \cdot F_{t1}}{3 \cdot \pi \cdot \tau_{meg}}}$

