

ÜTEMTERV

Kód: GEGET703M

A "Hajtáselemek" c. tantárgy ütemterve

II.é. nappali tagozatú Járműmérnöki alapszakos hallgatóknak

Tanulmányi hét	Előadás	Gyakorlat
1.	Gépelemek méretezésének alapelvei. Terhelések. Méretezés statikus, dinamikus és ismétlődő igénybevétel esetén.	1. feladat kidolgozása.
2.	Kötési módok, oldható és nem oldható kötések. Kötőelemek a járműiparban.	1. feladat kidolgozása. Alkatrészek rajzolása.
3.	Mozgató csavarok méretezése.	1. feladat beadása.
4.	Ék-, retesz- és bordáskötések alkalmazása a gépjárművekben, méretezés alapjai.	2. feladat kidolgozása.
5.	Tengelykapcsolók osztályozása, jellegzetes alkalmazási területek. Dörzskapcsolók, tárcsás tengelykapcsoló méretezése. Különleges tengelykapcsolók, forgásirány kapcsolású tengelykapcsolók működése szerepe a gépjárműiparban.	2. feladat kidolgozása.
6.	Rugók szerepe, csoportosításuk. A körszelvényű hengeres csavarrugók méretezése.	2. feladat beadása.
7.	1. zárthelyi dolgozat	3. feladat kidolgozása.
8.	Tengelyek méretezése egyszerű és összetett igénybevételre. Tengelyek méretezése.	3. feladat beadása. 4. feladat kidolgozása.
9.	A tribológia alapjai. Súrlódás, kopás, kenés. Siklócsapágyak méretezése, szerkezeti kialakításai.	4. feladat kidolgozása.
10.	Gördülőcsapágyak. Gördülőcsapágyak kiválasztása, ellenőrzése és beépítése.	4. feladat beadása.
11.	Csapágybeépítés a gyakorlatban (vendég előadó)	5. feladat kidolgozása.
12.	Rugalmas hajtások. Ékszíj, fogazott szíj és lánchajtás méretezése. Alkalmazási és beépítési példák a gépkocsikban.	5. feladat kidolgozása.
13.	2. zárthelyi dolgozat	5. feladat beadása.
14.	Tömítések, csoportosítása, a kiválasztás szempontjai.	Elégtelen feladatok pótlása. Pótzárthelyi dolgozat megírása

Ajánlott irodalom:

Döbröczöni Á.: Gépszerkezettan I. Miskolci Egyetemi Kiadó, 1999.

Ilosvai L.: Gépjárműszerkezetek méretezése I., Tankönyvkiadó Vállalat, Budapest, 1989.

Niemann, G.: Maschinenelemente, Band I., Springer Verlag, 1981.

Ponomarjov, Sz. D.: Szilárdsági számítások a gépészetben, Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 1966.

SKF Interactive Engineering Catalogue, www.skf.com

A tantárgy követelményei és a félévvégi aláírás feltételei:

- A tantárgyból aláírás és vizsga van.
- Az aláírás megszerzésének feltételei:
 - az előadás látogatása;
 - aktív részvétel a gyakorlati órákon, feladatok igényes elkészítése;
 - a feladatok legalább elégséges szintű elkészítése;
 - a kijelölt feladatrészek kötelezően gyakorlati órán való elkészítése;
 - az zárthelyi dolgozatok legalább elégséges minősítése.
- A feladatokhoz kapcsolódó határidőket az ütemterv tartalmazza.
- Az elégtelen feladatok pótlására az ütemterv szerint az utolsó hét gyakorlati óráján kerülhet sor. A szorgalmi időszakban az elégtelen feladatok mulasztási díj fizetése nélkül pótolhatók.
- A feladatok és a zárthelyi dolgozatok értékelése ötfokozatú minősítéssel történik.

Miskolc, 2019. szeptember 1.

Dr. Bihari Zoltán
tárgyjegyző

Hajtáselemek
zárthelyi dolgozat
II. éves járműmérnök hallgatók részére

1. Ábra segítségével vezesse le a menetes orsó-anya kapcsolat meghúzási nyomatékának összefüggését.

$$\left[M_{cs} = \frac{d_2}{2} \cdot F_t \cdot \operatorname{tg} (\rho' + \alpha) \right]$$

2. Soroljon föl alakzáró anyabiztosításokat.

3. A csavarok megfelelő nyomatékkal való meghúzására milyen módszereket ismer? Mutassa be, valamint jellemezze a maradó nyúlásra való meghúzás módszerét.

4. Adott egy Tr 12 x 2 menetes orsó. Az orsó magátmérője 9,5 mm. Az orsó középátmérője 11 mm. Az orsó anyagának felső folyáshatára 400 MPa. Az orsóhoz csatlakozó anya hasznos magassága 16 mm. Az anya anyagának folyáshatára 320 MPa. Az anyamenet furatátmérője 10 mm, a legnagyobb jellemző átmérője (D_4) pedig 12,5 mm. A kötés biztonsági tényezője konstrukciós okok miatt legyen 2,5.

- a. Számítsa ki a kötés terhelhetőségét felületi nyomás szempontjából, ha a megengedett felületi nyomás értéke 30 MPa.
- b. Számítsa ki a kötés terhelhetőségét az orsó menettő hajlítása szempontjából.
- c. Mekkora az orsó tényleges terhelhetősége az a. és b. számítás alapján?

5. Adott egy párhuzamos oldalú bordás tengelykötés. A bordástengely méretei az alábbi paraméterek szerint adott: ISO14 – 8x46x54. A bordásagy tengellyel érintkező hossza 60 mm. A borda szélessége 9 mm. A gyártási pontatlanság miatt figyelembe veendő Ψ tényező 0,8. A megengedett felületi nyomás értéke 140 MPa. Számítsa ki a bordás tengelykötéssel minimálisan átvihető csavaró nyomaték nagyságát Nm egységben.

1.

Egyensúlyi egyenlet szorításkor:

$$F_F \cdot \cos \alpha - F_s - F_t \cdot \sin \alpha = 0$$

A súrlódó erő:

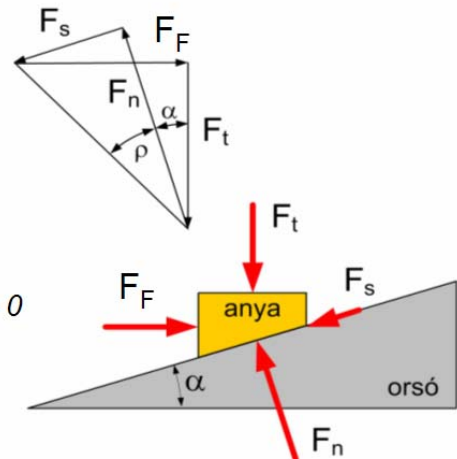
$$F_s = \mu \cdot F_n = \mu \cdot (F_t \cdot \cos \alpha + F_F \cdot \sin \alpha)$$

Ebből az egyensúlyi egyenlet:

$$F_F \cdot \cos \alpha - \mu \cdot F_t \cdot \cos \alpha - \mu \cdot F_F \cdot \sin \alpha - F_t \cdot \sin \alpha = 0$$

Kifejezve a szorításhoz szükséges erőt:

$$F_F = F_t \cdot \frac{(\mu \cdot \cos \alpha + \sin \alpha)}{\cos \alpha - \mu \cdot \sin \alpha}$$



Összegezve:

$$F_{F,L} = F_t \cdot \frac{(\mu \cdot \cos \alpha \pm \sin \alpha)}{\cos \alpha \mp \mu \cdot \sin \alpha} \quad / \cos \alpha$$

Azaz:

$$F_{F,L} = F_t \cdot \frac{(\mu \pm \operatorname{tg} \alpha)}{1 \mp \mu \cdot \operatorname{tg} \alpha}$$

A súrlódási tényező:

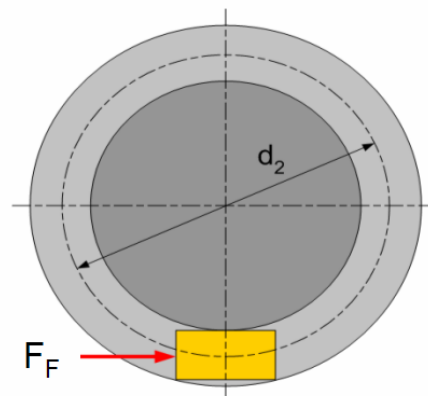
$$\mu = \operatorname{tg} \rho$$

A mozgáshoz szükséges erő:

$$F_{F,L} = F_t \cdot \frac{(\operatorname{tg} \rho \pm \operatorname{tg} \alpha)}{1 \mp \operatorname{tg} \rho \cdot \operatorname{tg} \alpha} = F_t \cdot \operatorname{tg} (\rho \pm \alpha)$$

A szorításhoz illetve az oldáshoz szükséges nyomaték:

$$M_{csF,L} = \frac{d_2}{2} \cdot F_{F,L} = \frac{d_2}{2} \cdot F_t \cdot \operatorname{tg} (\rho \pm \alpha)$$



A lapos ment modellről áttérve a méter, vagy trapéz menetre:

$$F_s = \mu \cdot F_n = \mu \cdot F_t'$$

$$F_s = \mu \cdot \frac{F_t}{\cos \beta / 2}$$

Amely felírható úgy is, hogy:

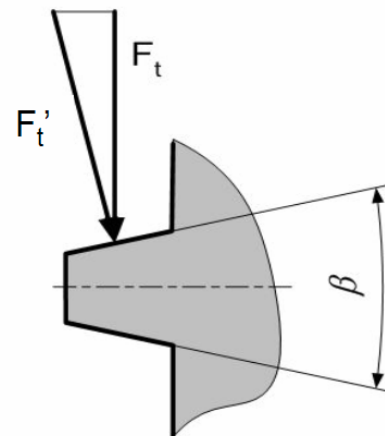
$$F_s = F_t \cdot \frac{\mu}{\cos \beta / 2} = F_t \cdot \mu'$$

Ezért

$$\mu' = \operatorname{tg} \rho'$$

Így

$$M_{csF,L} = \frac{d_2}{2} \cdot F_t \cdot \operatorname{tg} (\rho' \pm \alpha)$$



Az önzárás feltétele: $\rho' \geq \alpha$

2.

Alakzáró anyagbiztosítások

- Orros rugós alátét;
- Biztosító lemez;
- Saszeg;
- Biztosító huzal.

3.

Kézi húzás

Nyomatékhúzás

Számítógépes kontroll

Szögelfordulás alapján

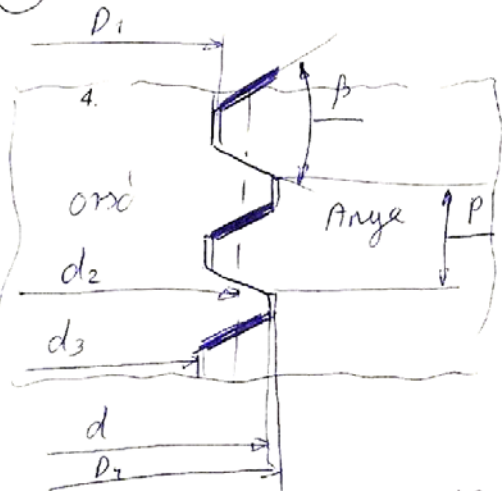
Maradó nyúlásra húzás

Meghúzás ütvecsavarozóval

- A csavart **20 %-os maradó nyúlásra** húzzák.
- Ha az összes tényezőt (súrlódás, merevség, geometria) állandónak tekintjük, akkor a csavarerő és a meghúzási nyomaték között lineáris az összefüggés. Mivel a csavarerő és a csavar megnyúlása közti összefüggést a csavar anyagának szakítódiaagramja adja, ezért a csavar megnyúlása és a meghúzási nyomaték közt is a szakítógörbének megfelelő összefüggés lesz.
- Ha tehát addig húzzuk a csavart, míg túl nem jutunk a lineáris szakaszon, akkor valamennyi maradó alakváltozást is hozunk létre.
- Ehhez **mérni kell a csavar nyúlását** (pl. hosszváltozást) és a **meghúzási nyomatékok** egyszerre, ha a kettő differenciálhányadosa az állandó értéktől eltér, akkor kell megállítani a meghúzást.
- A módszer pontossága a nyomatékmérés és a nyúlásmérés pontosságától függ, valamint attól milyen gyorsan állítja le a vezérlőjel a folyamatot (vezérlés dinamikája).
- Ez a módszer **igényes és drága**, de nagy **pontosságot** lehet vele elérni.
- Hátránya, hogy olyan **csavarozóberendezés** kell hozzá (ezek egyszerre érzékelik a csavar elfordulását és a meghúzási nyomatékokat és avatkoznak be), amit általában csak motor-, vagy járműgyárak tudnak kellő mértékben kihasználni (szakszervízek sem).
- Hátránya másrészt a nyúláshatárra húzott csavarokat a maradó nyúlás miatt **csak egyszer szabad meghúzni**.
- **A csavar előbb utóbb kimerül, ezért a csavarokat lazítás után újakra kell cserélni!**

4.

1) (X)



$d = 12 \text{ mm}$
 $p = 2 \text{ mm}$
 $d_3 = 9,5 \text{ mm}$
 $d_2 = 11 \text{ mm}$
 $h_a = 16 \text{ mm}$
 $R_{eH-o} = 400 \text{ MPa}$
 $R_{eH-A} = 320 \text{ MPa}$

$D_1 = 10 \text{ mm}$
 $s = 2,5$
 $\rho_{meg} = 30 \text{ MPa}$

(a)

$$z = \frac{h_a}{p} = \frac{16}{2} = 8$$

$$A_1 = \frac{(d^2 - D_1^2) \pi}{4} \quad A = z \cdot A_1$$

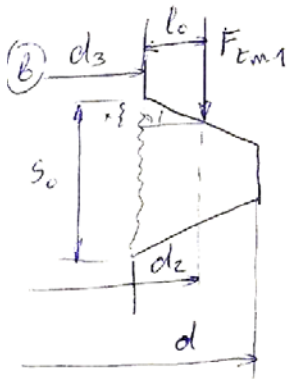
$$\rho = \frac{F_t}{A} \leq \rho_{meg}$$

$$\rho = \frac{F_t \cdot 4}{z \cdot (d^2 - D_1^2) \pi} \leq \rho_{meg}$$

$$F_t \leq \frac{\rho_{meg} \cdot z \cdot (d^2 - D_1^2) \pi}{4}$$

$$F_t \leq \frac{30 \cdot 8 \cdot (12^2 - 10^2) \pi}{4}$$

$$F_t \leq \underline{\underline{8294 \text{ N}}}$$



$$\sigma_{hjs} = \frac{M_{hjs}}{K} \quad ; \quad M_{hjs} = F_{tm1} \cdot l_0 \quad ; \quad K = \frac{d_3 \pi s_0^2}{6}$$

$$\sigma_{hjs} \leq \sigma_{meg} = \frac{R_{eH-o}}{S}$$

$$\sigma_{hjs} = \frac{F_{tm1} \cdot l_0 \cdot 6}{d_3 \pi s_0^2} \leq \sigma_{meg} = \frac{R_{eH-o}}{S}$$

$$l_0 = \frac{d_2 - d_3}{2} = 0,75 \text{ mm}$$

$$r_0 = \frac{p}{2} + 2 l_0 \cdot \tan \frac{\beta}{2}$$

$$r_0 = \frac{2}{2} + 2 \cdot 0,75 \cdot \tan 15^\circ$$

$$s_0 = 1,4 \text{ mm}$$

$$F_{tm1} \leq \frac{R_{eH-o} \cdot d_3 \pi s_0^2}{s \cdot l_0 \cdot 6} =$$

$$F_{tm1} \leq \frac{400 \cdot 9,5 \cdot \pi \cdot 1,4^2}{2,5 \cdot 0,75 \cdot 6} = \underline{\underline{2085 \text{ N}}}$$

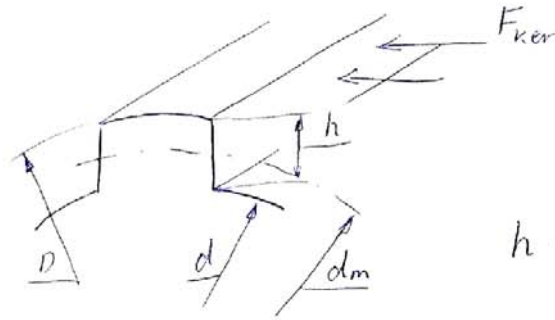
\hookrightarrow 1 meretet terhelő erő

$$F_{tm} = F_{tm1} \cdot z = 2085 \cdot 8 = \underline{\underline{16680 \text{ N}}}$$

5.



5.



$$h = \frac{D-d}{2} = 4 \text{ mm}$$

$$d_m = \frac{D+d}{2} = \frac{54+46}{2} = 50 \text{ mm}$$

$$d = 46 \text{ mm}$$

$$D = 54 \text{ mm}$$

$$z = 8$$

$$l = 60 \text{ mm}$$

$$\Psi = 0,8$$

$$\rho_{\text{meg}} = 140 \text{ MPa}$$

$$M_{\text{cs}} = \frac{d_m}{2} F_{\text{ker}}$$

$$F_{\text{ker}} = \rho_{\text{meg}} \cdot A$$

$$A = z \cdot l \cdot h \cdot \Psi$$

$$M_{\text{cs}} \leq \frac{d_m}{2} \cdot \rho_{\text{meg}} \cdot z \cdot l \cdot h \cdot \Psi$$

$$M_{\text{cs}} \leq 25 \cdot 140 \cdot 8 \cdot 60 \cdot 4 \cdot 0,8 = 5376000 \text{ Nmm}$$

$$M_{\text{cs}} \leq \underline{\underline{5376 \text{ Nm}}}$$

Megjegyzés: A tengely csavarásra:

$$\tau_{\text{cs}} = \frac{M_{\text{cs}}}{K_p} \leq \tau_{\text{meg}}$$

$$\tau_{\text{cs}} = \sqrt{3} \tau_{\text{cs}} = \sqrt{3} \frac{M_{\text{cs}}}{K_p} = \sqrt{3} \frac{M_{\text{cs}} \cdot 16}{d^3 \pi} \leq \tau_{\text{meg}}$$

$$\tau_{\text{meg}} = \frac{R_{\text{cs}}}{\beta}$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_{\text{cs}} \cdot 16 \cdot \beta}{\pi \cdot R_{\text{cs}}}}$$

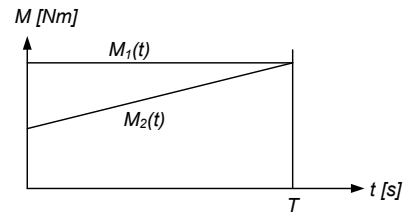
$$d \geq \sqrt[3]{\frac{5376000 \cdot 16 \cdot 2,5}{\pi \cdot 640}} = 47,5 \text{ mm}$$

Elfogadható

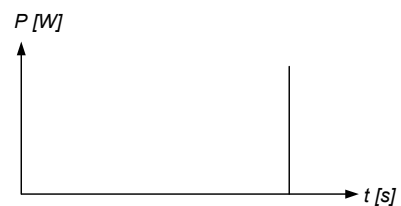
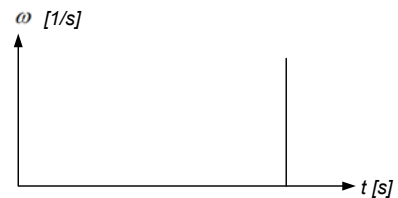
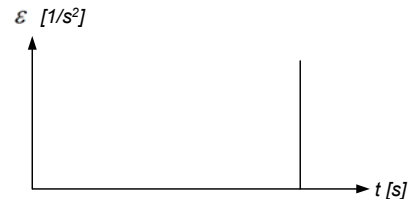
G:\2017\Hajtáselmélet\Hajtáselmélet\ZH1.doc
Utolsó mentés: 2017.10.20. 20:23:00
Utolsó nyomtatás: 2017.10.20. du. 9:17

Hajtáselemek zárthelyi dolgozat II. éves járműmérnök hallgatók részére

1. Az ábrán egy súrlódó tengelykapcsoló M_1 és a vele összekapcsolt munkagép M_2 nyomaték-jelleggörbéje látható. A $t=0$ időpontban a hajtott oldal áll, a hajtó oldal $\omega_1 = \text{állandó}$ szögsebességgel forog. A kapcsolási folyamat alatt a hajtó oldal szöggyorsulása $\varepsilon_1 = 0$.



- Rajzolja fel jelleghelyesen a szöggyorsulásokat, a szögsebességeket és a teljesítmények változását az idő függvényében.
- Határozza meg a gyorsító nyomaték legnagyobb és legkisebb értékét.
- Számítsa ki a legnagyobb szöggyorsulást.
- Határozza meg a kapcsolás idejét.
- Határozza meg az egy kapcsolás alatt bevezetett összes energiát.



Adatok:

$$M_1 = M_{2 \max} = M = 50 \text{ Nm};$$

$$n_1 = 960 \text{ min}^{-1};$$

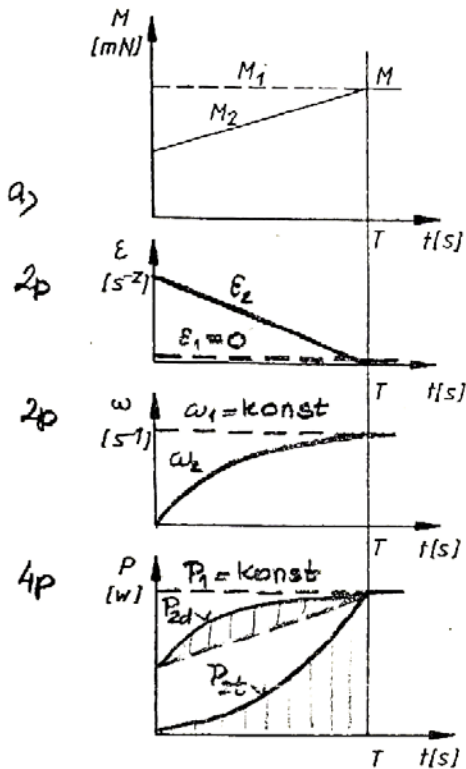
$$J_2 = 0,5 \text{ kgm}^2;$$

$$M_{2 \min} = M / 2.$$

- Rajzoljon merevtárcsás tengelykapcsolót teljes metszetben. A tengelykapcsoló felek közötti kötést illesztő csavarokkal oldja meg.
- Sorolja föl a tengelykapcsolók kiválasztásának fő szempontrendszerét (Csak felsorolás A, B C, D, E).
- Indokolja meg, hogy miért nem javasolt a tokos tengelykapcsoló alkalmazása.
- Írjon egy-egy példát:
 - Szög-kiegyenlítő tengelykapcsolóra;
 - Általános kiegyenlítő tengelykapcsolóra;
 - Rugalmas elemes tengelykapcsolóra;
 - Fordulatszám kapcsolású tengelykapcsolóra.
- Írja le röviden, hogy mi a különbség a hidrosztatikus és a hidrodinamikus siklócsapágyak között.
- Határozza meg a 6208-2Z jelű egysoros mélyhornyú golyócsapágy várható élettartamát üzemórákban (96 % valószínűséggel), ha a csapágyat terhelő erő tisztán radiális, értéke $F_r = 1140 \text{ N}$. A tengely fordulatszáma 1680 min^{-1} . A $C_{din} = 32,5 \text{ kN}$, $C_{stat} = 19 \text{ kN}$.

Megbízhatóság [%]	90	95	96	97	98	99
a₁	1	0,62	0,53	0,44	0,33	0,21

1.



Tételezzük fel, hogy a kapcsolási folyamat alatt a hajtó oldal szöggyorsulása $\varepsilon_1 = 0$.

a.) Rajzolja fel jelleghelyesen a szöggyorsulások, a szögsebességek és a teljesítmények változását az idő függvényében!

b.) Határozza meg a gyorsító nyomaték legnagyobb és legkisebb értékét!

c.) Számítsa ki a legnagyobb szöggyorsulást!

d.) Határozza meg a kapcsolat idejét!

e.) Határozza meg az egy kapcsolat alatt bevezetett összes energiát!

Adatok: $M_1 = M = 50 \text{ Nm}$; $n_1 = 960 \text{ min}^{-1}$; $J_2 = 0,5 \text{ kgm}^2$ és $M_{2\text{min}} = M/2$.

2p b) $M_d = M_1 - M_2$;

$$M_{d\text{max}} = M_1 - M_{2\text{min}} = M - M/2 = M/2 = \underline{25 \text{ Nm}}$$

$$M_{d\text{min}} = \underline{0 \text{ Nm}}$$

2p c) $\varepsilon_{2\text{max}} = \frac{M_{d\text{max}}}{J_2} = \frac{25 \text{ kgm}^2 \text{ s}^{-2}}{0,5 \text{ kgm}^2} = \underline{50 \text{ s}^{-2}}$

4p d) $\omega_{2\text{max}} = \omega_1$;

$$\omega_{2\text{max}} = \int_0^T \varepsilon_2 dt = \frac{1}{2} \varepsilon_{2\text{max}} T = \omega_1, \text{ ebből (3p)}$$

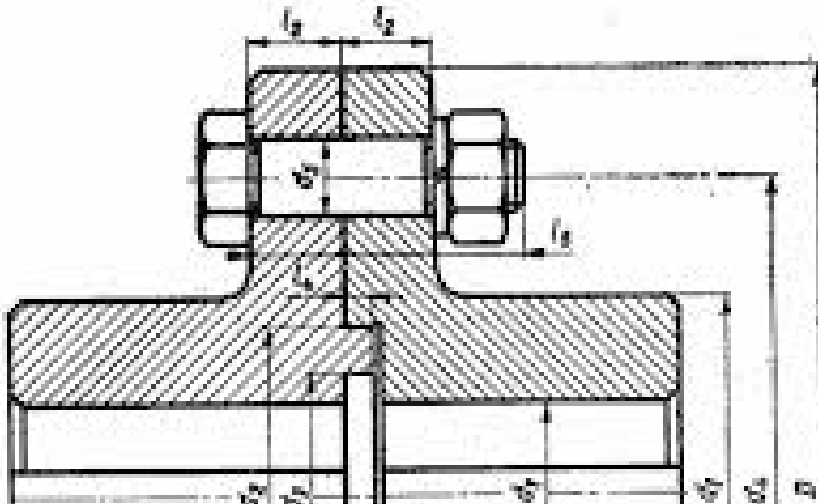
$$T = \frac{2\omega_1}{\varepsilon_{2\text{max}}} \approx \frac{2 \cdot 100 \text{ s}^{-1}}{50 \text{ s}^{-2}} = \underline{4 \text{ s}}. \quad (1p)$$

$$\text{mert } \omega_1 = 2\pi n_1 = \frac{2\pi \cdot 960 \text{ min}^{-1}}{60 \text{ s min}^{-1}} \approx 100 \text{ s}^{-1}$$

3p e) $W_1 = \int_0^T P_1 dt = P_1 T = M_1 \omega_1 T = M \omega_1 T \approx 50 \text{ Nm} \cdot 100 \text{ s}^{-1} \cdot 4 \text{ s}$

$$W_1 = 2 \cdot 10^4 \text{ J} = \underline{20 \text{ kJ}}$$

2.



3.

- „A” A működés módja szerint:
- „B” A működtetési elv szerint:
- „C” A működés elve szerint:
- „D” Az áthidalható tengelyhibák szerint:
- „E” A megvalósított kapcsolat szerint:

4.

A tokos tengelykapcsoló esetén nem lehet műszeres tengelybeállítást végezni. Kereskedelmi forgalomban nem szerezhető be, csak alárendelt esetben használatos.

5.

- a. Kardáncsukló
- b. Fogasgyűrűs tengelykapcsoló
- c. Rúd rugós tgg., csillagbetétes tgg, Hardy tárcsás tgg
- d. Röpsúlyos tgg.

6.

Hidrosztatikus

Ha folyadéksúrlódási állapot nem valósítható meg akkor használjuk.

- - nagy terhelés esetén;
- - ha a fordulatszám kicsi;
- - ha a b/d viszony kicsi.

Hidrodinamikus

- Viszkózus tapadó kenőanyag a szűkülő részt töltsé ki;
- Legyen relatív sebesség a két síklőfelület között;
- A rés a mozgás irányában szűküljön.

Hajtáselemek

Vizsgadolgozat

II. éves járműmérnök hallgatók részére

1. Adott a kiadott ábraanyagban egy hajtómű részlet. Határozza meg a tengely bal oldalán elhelyezett hatlapú alacsony anya maximálisan megengedhető meghúzási nyomotékát Nm egységben, ha a számításnál a mértékadó igénybevétel az orsó-anya kapcsolatnál az orsó menettő hajlítása, és ha
- a biztonsági tényező $s = 1,6$
 - a menetek közötti súrlódási tényező értéke $0,1$
 - az érintkező közös menetmagasság $h_a = 10 \text{ mm}$.

A menetes orsó menettő hajlításánál számolhatunk az $s_0 \approx P$ közelítéssel. További menetparaméterek:

Szelvénymagasság

$$H = \frac{\sqrt{3}}{2} \cdot P \quad H = \frac{P}{2 \cdot \operatorname{tg} \beta / 2}$$

Közös szelvénymagasság

$$H_1 = \frac{5}{8} \cdot H$$

Menetmélység orsón

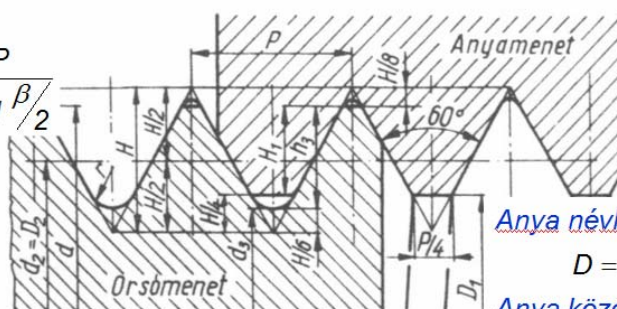
$$h_3 = \frac{17}{24} \cdot H$$

Orsó középátmérője

$$d_2 = d - \frac{3}{4} \cdot H$$

Orsó magátmérője

$$d_3 = d - \frac{17}{12} \cdot H$$



Anya névleges átmérője

$$D = d$$

Anya középátmérője

$$D_2 = d_2$$

Anya belső átmérője

$$D_1 = d - \frac{5}{4} \cdot H$$

Anya szalagszélessége

$$t = \frac{1}{4} \cdot P$$

Él lekerekítés

$$r = \frac{1}{6} \cdot H$$

2. Az 1. feladatban kiszámított menetet terhelő erő alapján határozza meg az ékszíjtárcsa és a tengely kúpos kötésével átvihető maximális nyomotékot. A kötésbe beépített reteszkötést tekintjük csak biztonsági alakzáró kiegészítő kötésnek, a nyomotékot a kúpos kötéssel kívánjuk átvinni. A két érintkező felület között a súrlódási tényező értéke $0,15$.
3. Vizsgálja meg a segédanyagban látható bordás tengelykötést. A 3 darab fogaskereket tartalmazó csoportkerék teljes szélessége 118 mm . A gyártási pontatlanság miatt figyelembe veendő Ψ tényező $0,7$. A megengedett felületi nyomás értéke 40 MPa . Számítsa ki a bordás tengelykötéssel átvihető csavaró nyomoték nagyságát Nm egységben.

4. A tengely jobb oldalán található egyedül álló fogaskereket reteszkötéssel rögzítünk. A fogaskerékkal átvitt nyomaték $M = 540 \text{ Nm}$. A retesz anyaga S 235 JR. A reteszkötésre választott biztonsági tényező $s = 1,5$.

a. Vizsgálja meg a reteszkötést, hogy megfelel-e felületi nyomás szempontjából.

b. Határozza meg a tényleges biztonsági tényező nagyságát.

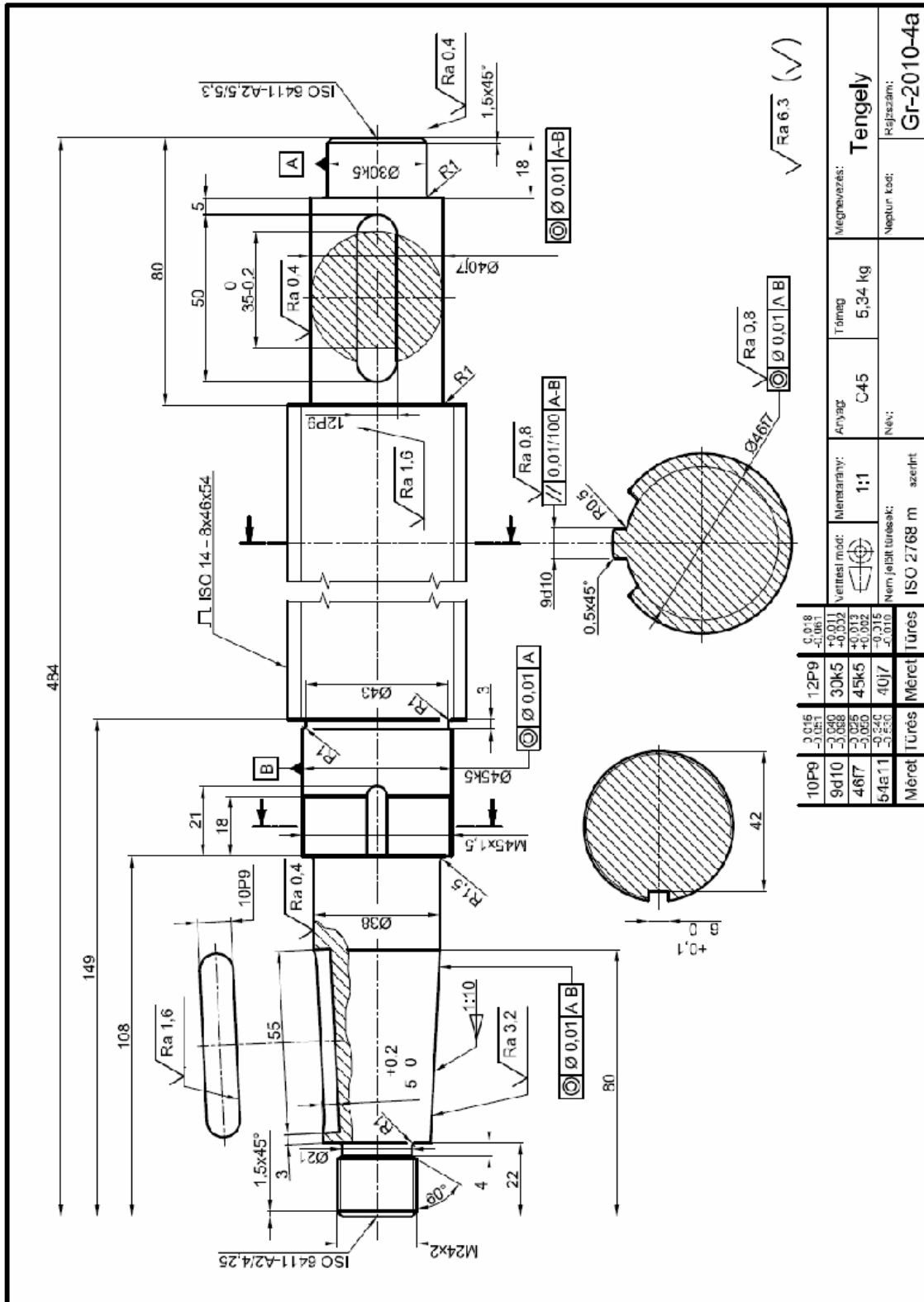
5. Határozza meg a vezető csapágó élettartamát, ha az tisztán radiális erővel terhelt ($F_r = 2300 \text{ N}$), ha az előírt élettartam tényező 97% , a tengely percnkénti fordulatszáma pedig 1820 1/min . A kenőanyag üzemi hőmérsékleten érvényes viszkozitása $\nu = 13 \text{ [mm}^2/\text{s]}$ A kielégítő kenést biztosító viszkozitás az üzemi hőmérsékleten $\nu_1 = 6,5 \text{ [mm}^2/\text{s]}$.

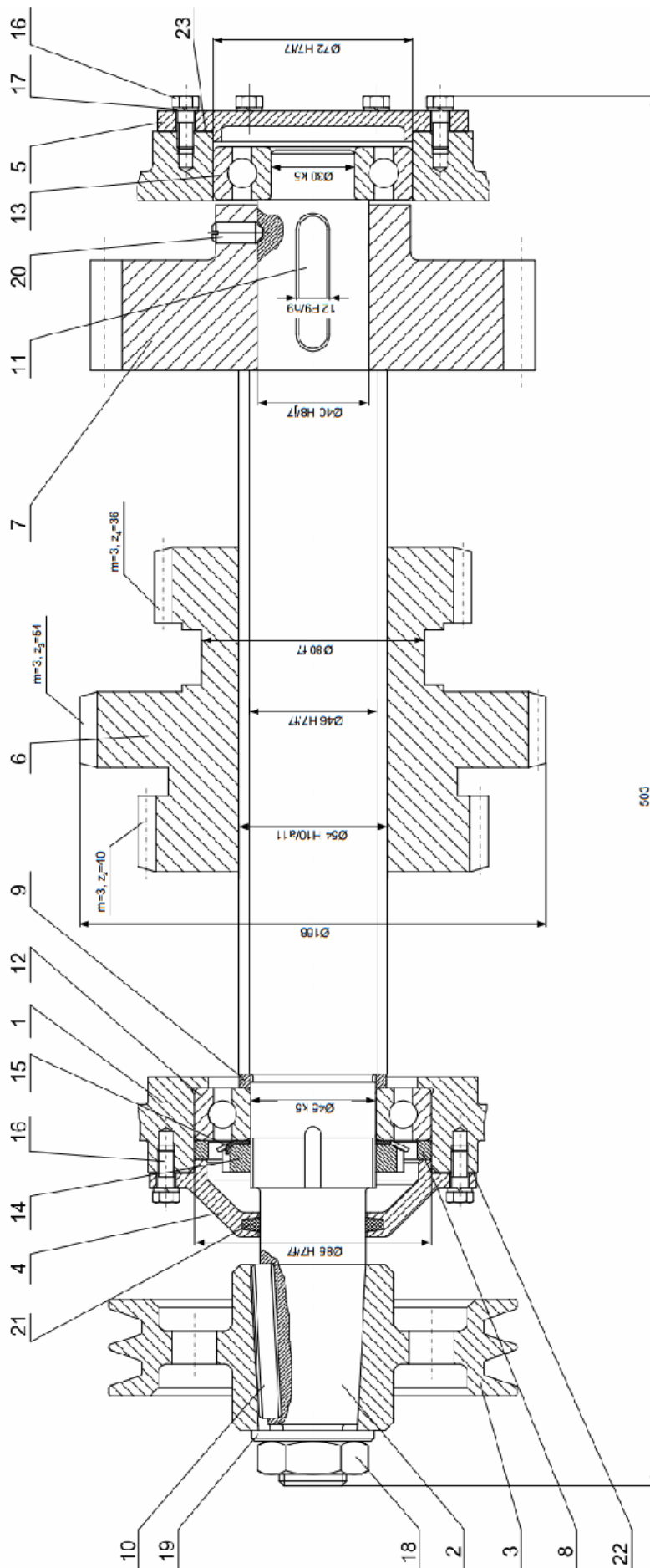
ν/ν_1	0,5	1	1,5	2	3	4
a_{23}	0,7	1	1,3	1,6	2,0	2,4

Megbízhatóság [%]	90	95	96	97	98	99
a_1	1	0,62	0,53	0,44	0,33	0,21

A csapágó számításhoz szükséges további adatokat az alábbi táblázat tartalmazza.

Méretek d	D	B	r_s min	Jelölés						Teherbírás		
				nyitott	por- védő	tömítőtárcsa	palást- horony	rögzítő- gyűrű	dinamikus C	statikus C_0		
mm											kN	
45	58	7	0,3	6809	ZZ	VV	DDU	N	NR	6,57	6,13	
	68	12	0,6	6909	ZZ	VV	DDU	N	NR	14,10	10,90	
	75	10	0,6	16009	-	-	-	-	-	14,90	11,40	
	75	16	1,0	6009	ZZ	VV	DDU	N	NR	20,90	15,20	
	85	19	1,1	6209	ZZ	VV	DDU	N	NR	31,50	20,40	
	100	25	1,5	6309	ZZ	VV	DDU	N	NR	53,00	32,00	
	120	29	2,0	6409	-	-	-	-	-	73,00	42,50	
50	65	7	0,3	6810	ZZ	VV	DDU	N	NR	6,40	6,20	
	72	12	0,6	6910	ZZ	VV	DDU	N	NR	14,50	11,70	
	80	10	0,6	16010	-	-	-	-	-	15,40	12,40	
	80	16	1,0	6010	ZZ	VV	DDU	N	NR	21,80	16,60	
	90	20	1,1	6210	ZZ	VV	DDU	N	NR	35,00	23,20	
	110	27	2,0	6310	ZZ	VV	DDU	N	NR	62,00	38,50	
	130	31	2,1	6410	-	-	-	-	-	83,00	49,50	
55	72	9	0,3	6811	ZZ	VV	DDU	N	NR	8,80	8,50	
	80	13	1,0	6911	ZZ	VV	DDU	N	NR	16,00	13,30	
	90	11	0,6	16011	-	-	-	-	-	19,40	16,30	
	90	18	1,1	6011	ZZ	VV	DDU	N	NR	28,30	21,20	
	100	21	1,5	6211	ZZ	VV	DDU	N	NR	43,50	29,30	
	120	29	2,0	6311	ZZ	VV	DDU	N	NR	71,50	44,50	
	140	33	2,1	6411	-	-	-	-	-	101,00	62,50	
60	78	10	0,3	6812	ZZ	VV	DDU	N	NR	11,50	10,90	
	85	13	1,0	6912	ZZ	VV	DDU	N	NR	19,40	16,30	
	95	11	0,6	16012	-	-	-	-	-	20,00	17,50	
	95	18	1,1	6012	ZZ	VV	DDU	N	NR	29,50	23,20	
	110	22	1,5	6212	ZZ	VV	DDU	N	NR	52,50	36,00	
	130	31	2,1	6312	ZZ	VV	DDU	N	NR	82,00	52,00	
	150	35	2,1	6412	-	-	-	-	-	109,00	70,00	
65	85	10	0,6	6813	ZZ	VV	DDU	N	NR	11,90	12,10	
	90	13	1,0	6913	ZZ	VV	DDU	N	NR	17,40	16,10	
	100	11	0,6	16013	-	-	-	-	-	20,50	18,70	
	100	18	1,1	6013	ZZ	VV	DDU	N	NR	30,50	25,20	
	120	23	1,5	6213	ZZ	VV	DDU	N	NR	57,50	40,00	
	140	33	2,1	6313	ZZ	VV	DDU	N	NR	92,50	60,00	
	160	37	2,1	6413	-	-	-	-	-	118,00	79,00	





Reteszadatok

Tengely átmérő d		bxh	Reteszhossz l	
felett	-ig		-tól	-ig
6	8	2x2	6	20
8	10	3x3	6	36
10	12	4x4	8	45
12	17	5x5	10	56
17	22	6x6	14	70
22	30	8x7	18	90
30	38	10x8	22	110
38	44	12x8	28	140
44	50	14x9	36	160
50	58	16x10	45	180
58	65	18x11	50	200
65	75	20x12	56	220
75	85	22x14	63	250
85	95	25x14	70	280
95	110	28x16	80	320

Anyagtáblázatok

Quenched and tempered steels (Extract from DIN EN 10083) Mechanical properties of steels in quenched and tempered condition											
Material		Diameter									
		up to 16 mm		above 16 up to 40 mm		above 40 up to 100 mm		above 100 up to 160 mm		above 160 up to 250 mm	
Symbol	Number	Yield point (0.2 Gr) N/mm ² min. R _e R _{p0.2}	Tensile strength N/mm ² R _m	Yield point (0.2 Gr) N/mm ² min. R _e R _{p0.2}	Tensile strength N/mm ² R _m	Yield point (0.2 Gr) N/mm ² min. R _e R _{p0.2}	Tensile strength N/mm ² R _m	Yield point (0.2 Gr) N/mm ² min. R _e R _{p0.2}	Tensile strength N/mm ² R _m	Yield point (0.2 Gr) N/mm ² min. R _e R _{p0.2}	Tensile strength N/mm ² R _m
C22	1.0402	350	550–700	300	500–650	–	–	–	–	–	–
C35	1.0501	430	630–780	370	600–750	320	550–700	–	–	–	–
C45	1.0503	500	700–850	430	650–800	370	630–780	–	–	–	–
C55	1.0535	550	800–950	500	750–900	430	700–850	–	–	–	–
C60	1.0601	580	850–1000	520	800–950	450	750–900	–	–	–	–
C22E	1.1151	350	550–700	300	500–650	–	–	–	–	–	–
C35E	1.1181	430	630–780	370	600–750	320	550–700	–	–	–	–
C35R	1.1180	430	630–780	370	600–750	320	550–700	–	–	–	–
C45E	1.1191	500	700–850	430	650–800	370	630–780	–	–	–	–
C45R	1.1201	500	700–850	430	650–800	370	630–780	–	–	–	–
C55E	1.1203	550	800–950	500	750–900	430	700–850	–	–	–	–
C55R	1.1209	550	800–950	500	750–900	430	700–850	–	–	–	–
C60E	1.1221	580	850–1000	520	800–950	450	750–900	–	–	–	–
C60R	1.1223	580	850–1000	520	800–950	450	750–900	–	–	–	–

General-purpose structural steels (Extract from DIN EN 10025)												
Symbol (in Germany)	Material		Treat- ment condi- tion 1)	Tensile strength R_m in N/mm^2 for product thickness in mm			Upper yield point R_{eH} in N/mm^2 (minimum) for product thickness in mm					
	Num- ber	Symbol acc. to DIN EN 10025		< 3	≥ 3 ≤ 100	> 100	≤ 16	> 16			> 100	
								≤ 40	> 40 ≤ 63	> 63 ≤ 80		> 80 ≤ 100
St33	1.0035	S185	U, N	310... 540	290... 510		185	175 2)	-	-	-	
St37-2	1.0037	S235JR	U, N				235	225	215	205	195	
USt37-2	1.0036	S235JRG1	U, N									
RSt37-2	1.0038	S235JRG2	U, N,	360... 510	340... 470							
St37-3U	1.0114	S235JO	U				235	225	215	215	215	
St37-3N	1.0116	S235J2G3	N									
St44-2	1.0044	S275JR	U, N									
St44-3U	1.0143	S275JO	U	430... 580	410... 560		275	265	255	245	235	
St44-3N	1.0144	S275J2G3	N									
St52-3U	1.0553	S355JO	U	510... 680	490... 630		355	345	335	325	315	
St52-3N	1.0570	S355J2G3	N									
St50-2	1.0050	E295	U, N	490... 660	470... 610		295	285	275	265	255	
St60-2	1.0060	E335	U, N	590... 770	570... 710		335	325	315	305	295	

To be agreed upon

To be agreed upon

Vizsga dolgozat megoldása

- 1a. $F_m = 89923 \text{ N}$
1b. $M_{cs} = 146,9 \text{ Nm}$
2. $M_{cs} = 1185 \text{ Nm}$
3. $M_{cs} = 2643,2 \text{ Nm}$
- 4a. *Nem felel meg*
4b. $s = 1,32$
- 5a. $L_{10h} = 16560 \text{ h}$