

**Budapesti Műszaki És Gazdaságtudományi Egyetem**

**Gép- és Terméktervezés Tanszék**

**Gépelemek I.**

**/BMEGEGIBGG1/**



# **Húzott orsós, csuklós autóemelő**

**Tervezési Dokumentáció**

**2019/20 őszi félév**

*Készítette: Kövér Márton Mihály*

*Neptun kód: ZKGZN9*

*Dátum: 2019.11.05.*

*Aláírás:*

# FELADATLAP - AUTÓEMELŐ ÚJRATERVEZÉSI FELADAT

|  |                         |   |
|--|-------------------------|---|
| Tantárgy:<br>Gépelemek 1., BMEGEGIBGG1 | Kurzus:<br>G6           |  GÉP- ÉS<br>TERMÉKTERVEZÉS<br>TANSZÉK |
| Hallgató neve:<br>Kövér Márton Mihály  | NEPTUN kódja:<br>ZKGZN9 | Dátum:<br>2019.09.10  |
|  |                         | Félév:<br>2019-2020 1. félév  |

## Feladat részletezése:

Végezze el egy szabadon választott, emberi erővel működtetett, korszerű, sorozatgyártásra alkalmas mechanikus autóemelő szilárdsági ellenőrzését, újratervezését! Készítse el az autóemelő ceruzával szerkesztett törzsrajzát (CAD-es technikák csak a gyakorlatvezető jóváhagyása után alkalmazhatók)! Készítse el a számítás szöveges műszaki dokumentációját magyarázó ábrákkal!

## Kiindulási adatok:

|   |              |                    |
|---|--------------|--------------------|
| Az emelendő autó üres tömege VAGY az autóemelő maximális terhelhetősége:    | m=           | 1040 kg            |
| Csatlakozási pont talajtól mért távolsága (leeresztett gumiabroncs esetén): | H=           | 200 mm             |
| Kerékcseréhez szükséges emelési magasság:                                   | $\Delta H$ = | 380 mm             |
| Az autóemelő szerkezeti kialakítása:  |              | Húzott orsós emelő |

## A feladat megoldásának javasolt menete:

1. A hallgató által hozzáférhető, működő autóemelő tanulmányozása, a kiindulási adatok meghatározása.
2. Az autóemelő működésének elemzése, az alkatrészek funkciójának, feladatának megismerése, jellemző méreteinek felvétele és a követelményjegyzék felállítása.
3. Az emelő terhelésének és erőjátékának meghatározása. Az alkatrészek igénybevételének meghatározása és szilárdsági ellenőrzése mechanikai modellek alapján: menetes orsó, karok, oszlopok, csapok, stb.
4. A főterv kidolgozása. A revíziós rajz elkészítése a részlettervek alapján, a számítások l és a műszaki dokumentáció elkészítése.

|                     |             |
|---------------------|-------------|
| Beadási határidő:   | 2019.10.29  |
| A feladatot kiadta: | Máté László |

Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem, Gép- és Terméktervezés Tanszék  
1111 Budapest, Bertalan Lajos utca 1. • Telefon: 463-2345 • Telefax: 463-3510

Készítette:

Dátum:

### 1. Alap adatok

|   |                             |
|---|-----------------------------|
| Emelendő autó tömege (üres állapotban):               | $m = 1040 \text{ kg}$       |
| Csatlakozó távolsága a talajtól az emelés kezdetekor: | $H = 200 \text{ mm}$        |
| Csatlakozó távolsága a talajtól az emelés végén:      | $\Delta H = 380 \text{ mm}$ |
| Autóemelő szerkezete:                                 | Húzott orsós, csuklós       |

### 2. A konstrukció követelményei:

- Nagy sorozatban készülő gyártmány, ezért fontos a könnyen gyárthatóság.
- Szerelhetősége és karbantartása nem szükséges.
- 15-20 használatnál többet kis valószínűséggel fogják használni.
- Olcsón előállítható legyen.
- Lehetőleg kis méretű és kis súlyú legyen.
- Fontos az egyszerű kezelés szempontja.

### 3. A konstrukció ismertetése

Az emelő nyelvét csatlakoztatjuk a cserélendő kerékhez legközelebb eső, előre kialakított csatlakozóhoz. Az emelő talpának talajra helyezése után kezdhetjük az emelést. Az emeléshez az emelő hajtókarját kell tekernünk, mely két kúpogaskerék áttételével csatlakozik az emelő orsóhoz. Az orsó forgatásakor az orsón található emelő anya, mely az emelőoszlopban helyezkedik el, a menetes kialakításnak köszönhetően felfelé fog mozogni. Az anyához rögzített lakatszerkezet másik végén található a nyelv, mely egy csappal van a lakatszerkezethez rögzítve. Így amikor az anya felfelé elindul, megkezdődik az autó emelése is.

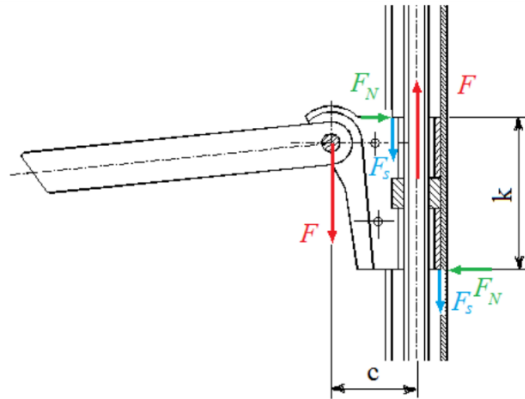
Készítette:

Dátum:

#### 4. Konstrukció terheléseinek számítása és alkatrészek ellenőrzése

##### 4.1 Orsó ellenőrzése

Először kiszámítom az orsóban ébredő húzóerőt mely az autó emelési súlyából keletkezik a következő képpen:



1.Ábra: A konstrukció és az ébredő erők. [4]

$k=100[\text{mm}]$  ;  $c=50[\text{mm}]$

$$F_A = \frac{m}{2} \cdot g \rightarrow F_A = 520 \cdot 9,81 = 5101[\text{N}]$$

Felírom az egyensúlyi egyenletet a keletkező nyomatékokra:

$$\sum M_z = 0$$

$$F_A \cdot c = 2 \cdot \left( \frac{k}{2} \cdot F_N \right) \rightarrow F_A \cdot c = k \cdot F_N$$

A fenti egyenletből megkapjuk  $F_N$ -t:

$$5101 \cdot 50 = 100 \cdot F_N \rightarrow F_N = 2550,5[\text{N}]$$

$F_N$  erő ismeretében meghatározom  $F_S$ -t.

$F_S = F_N \cdot \mu$  ahol  $\mu = 0,15$  mivel fém csúszik fémen és a szerkezet enyhén zsírozva van. [1]

$$F_S = 0,15 \cdot 2550,5 = 382,5[\text{N}]$$

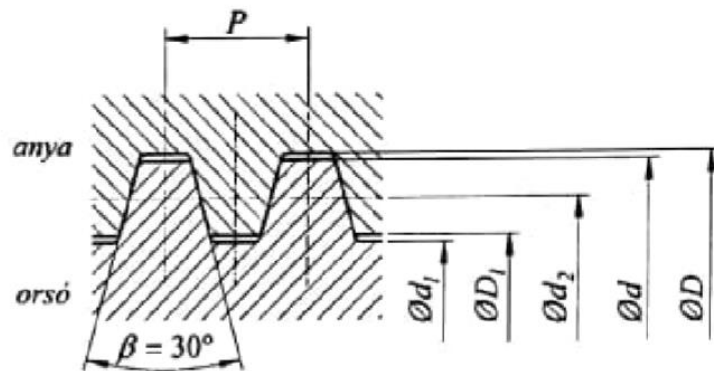
Most már ismerem a súrlódásból származó erőket így az orsót húzó erőt kiszámítom:

$$F_o = F_A + 2 \cdot F_S \rightarrow F_o = 5101 + 2 \cdot 382,5 = 5866[\text{N}]$$

Ellenőrizzük, hogy a menetes orsónk elbírja-e a terhelést, ha tudjuk hogy Tr8x1,5-es trapézmenet (MSZ 207 [3]).

Készítette:

Dátum:



2.Ábra: Trapézmenet kialakítása. [3]

A trapézmenet adatai:

$d = 8[mm]$ ;  $d_2 = 7,25[mm]$ ;  $d_3 = 6,2[mm]$ , ahol  $d$  a menet névleges átmérője,  $d_2$  a középátmérő,  $d_3$  pedig a magátmérő.

Az orsó húzásából ébredő húzófeszültség:

$$\sigma = \frac{F_0}{A}$$

ahol  $A = \frac{d_1^2 \cdot \pi}{4} \rightarrow A = 30,2[mm^2]$

$$\sigma = \frac{5866}{30,2} = 194[Mpa]$$

Az orsót húzóigénybevételén kívül az emelő anya és az orsó közötti menetsúrlódásból származó csavaró igénybevétel is terheli. Ezt fogom most meghatározni.

$$M_{CS} = F_o \cdot \frac{d_2}{2} \tan(\alpha + \rho) \quad \text{ahol } d_2 \text{ a menet középátmérője,}$$

$\alpha$  a menetemelkedési szög,

$\rho$  a látszólagos súrlódási félkúp szöge.

$$\alpha = \tan^{-1} \frac{P}{d_2 \cdot \pi}$$

A mi esetünkben  $P$  menetemelkedés 1,5.

$$\alpha = \tan^{-1} \frac{1,5}{7,25 \cdot \pi} = 0,0625[rad]$$

A látszólagos súrlódási félkúpszög a következő összefüggésből számítom:

$$\rho = \tan^{-1} \frac{\mu}{\cos \frac{\beta}{2}}$$

ahol  $\mu$  a menetek között ébredő súrlódás és  $\beta$  a trapézmenet profilszöge.

$$\rho = \tan^{-1} \frac{0,12}{\cos 15^\circ} = 0,1236[\text{rad}]$$

Mivel  $\rho > \alpha$  a menet önzáró, tehát az emelés befejezése után, ha elengedjük a hajtókart az emelt autó nem esik vissza a földre.

Most meghatározom az orsót terhelő csavarónyomatékot:

$$M_{CS} = 5866 \cdot \frac{7,25}{2} \cdot \tan^{-1}(0,0625 + 0,1236) = 4004[\text{Nmm}]$$

Az orsó csavaróigénybevételének számítása:

$$\tau = \frac{M_{CS}}{K_p}$$

ahol  $K_p$  a poláris keresztmetszeti tényező.

$$K_p = \frac{d_1^3 \cdot \pi}{16} = \frac{6,2^3 \cdot \pi}{16} = 46,8[\text{mm}^3]$$

Ezáltal a csavaróigénybevétel a következő:

$$\tau = \frac{4004}{46,8} = 86[\text{Mpa}]$$

Már ismerem az orsóban ébredő húzófeszültséget és csavarófeszültséget, tehát ki tudom számolni az alkatrész redukált feszültségét:

$$\sigma_{\text{redukált}} = \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot \tau^2} = \sqrt{194^2 + 3 \cdot 86^2} = 244[\text{Mpa}]$$

Megvizsgálom, hogy az alkatrész elbírja-e a terhelést, ha az orsó anyaga C35E acél, melynek egyezményes folyáshatára  $R_{eH} = 430[\text{Mpa}]$  és  $A_{\%} = 17$  a szakadási nyúlása százalékban. [1]

A biztonsági tényező legyen:

$$z = 1,417$$

Így a megengedhető feszültség:

$$\sigma_{\text{megengedett}} = \frac{R_{eH}}{z} = \frac{430}{1,417} = 303[\text{MPa}]$$

Mivel  $\sigma_{\text{mege.}} > \sigma_{\text{red.}}$  ezért kijelentem, hogy az alkatrész megfelel a terhelésnek!

Készítette:

Dátum:

#### 4.2 Emelőanya ellenőrzése

Kiszámítom a terhelést, ami az orsó és az anya felületei között ébredő nyomás:

$$\sigma = \frac{F_o}{A_p}, \text{ ahol } A_p = \frac{d^2 - D_1^2}{4} \cdot \pi \cdot i$$

ahol  $i$  a kapcsolódó menetek, száma, melyet az anya magasságának és menetemelkedésének hányadosaként számíthatunk.

Az anya anyaga C30E acél amelynek folyáshatára  $R_{eH} = 400 [MPa]$ , szakadási nyúlása  $A_{\%} = 18\%$ . [1] A biztonsági tényezőt a felhasznált segédlet alapján 1.4-nek veszem. [3]

$$z = 1,4$$

$$\text{Így } \sigma_{mege.} = \frac{R_{eH}}{z} = \frac{400}{1,4} = 285,7 [MPa]$$

Számoljuk ki  $A_p$ -t  $i$  függvényében:

$$A_p = \frac{8^2 - 6,5^2}{4} \cdot \pi \cdot i = 17,08 \cdot i$$

Behelyettesítem ebben az alakban:

$$\sigma_{mege.} = \frac{5866}{17,08 \cdot i} \rightarrow i = \frac{5866}{285,7 \cdot 17,08} = 1,202$$

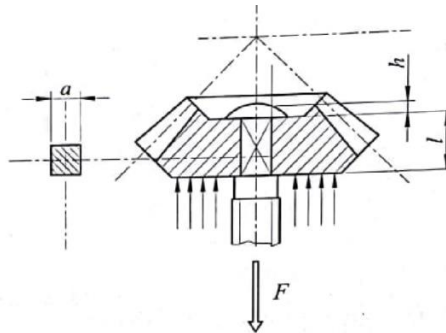
Azaz  $i = 1,202$  menetre van szükség, hogy az anya elbírja a terhelést, de konstrukciós okokból ennél jóval több  $i = 10$  darab menetes az emelőanya, így kijelenthetem, hogy az alkatrész megfelel az elvárásainknak és elbírja a terhelést!

#### 4.3 Az orsó alátámasztásának ellenőrzése.

Az orsó felső része egy poligonkötéssel csatlakozik a kúpogaskerékhez. Az orsó vége egy szegecskötéssel van rögzítve a kúpogaskerékhez, a szegecset nyírófeszültség terheli.

Készítette:

Dátum:



3.Ábra: Veszélyes keresztmetszet helye a szegecsben. [3]

A kritikus keresztmetszet összes felülete:  $A = 4 \cdot a \cdot h = 4 \cdot 5,1 \cdot 2,5 = 51[mm^2]$

A kritikus keresztmetszetben ébredő nyírófeszültség:  $\tau_{krit.} = \frac{F_o}{A} = \frac{5866}{51} = 115[MPa]$

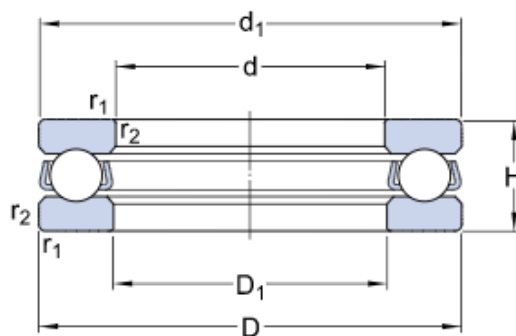
Mivel az orsó végét összeszereléskor szegecselik a kúpfogaskerékhez, így a szegecs anyaga megegyezik az orsó anyagával. A megengedhető terhelés számításához a következő közelítést fogom használni [3]

$$\tau_{mege.} = \frac{\sigma_{mege.}}{2} = \frac{303}{2} = 152[MPa]$$

Látható, hogy  $\tau_{mege.} > \tau_{krit.}$  ezért az alkatrészt megfelelőnek állapítom!

#### 4.4 Tárcsás golyóscsapágy választása

Hogy minimalizálva legyen az orsó alátámasztásánál (a kúpfogaskerék alsó része és a ház felülete között) fellépő súrlódás szükség lesz egy tárcsás golyóscsapágyra. Ezt az alkatrészt az SKF katalógusából fogom kiválasztani.



4.Ábra: SKF csapágy kialakítása és méretjelölései. [5]

Az orsó erő:  $F_o = 5866[N]$  ennél kell többnek lennie az SKF katalógusban feltüntetett  $C_0$  értéknek.



Készítette:

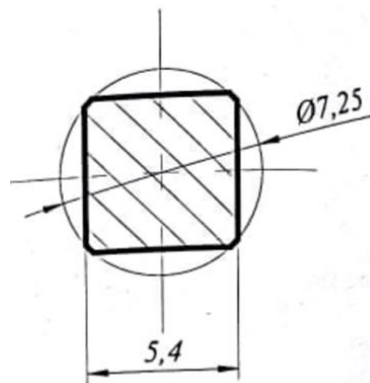
Dátum:

A választott csapággy gyártási száma: 51100. Ehhez az alkatrészhez tartozó  $C_0 = 12200[N]$

Így a biztonsági tényező:  $z = \frac{C_0}{F_0} = \frac{12200}{5866} = 2,08$ . Ezzel kimondom, hogy a golyóscsapággy megfelel és elbírja a rá eső terhelést, mivel a kézi hajtás miatt alárendelt jellegű beépítésnek számít, ahol az előírt biztonsági tényező  $z = 0,5$ . [3]

#### 4.5 Poligonkötés ellenőrzése

A horizontális kúpfogaskerék és az orsó között a nyomatékátvitel céljára egy poligonkötést alakítunk ki.



5.Ábra: A poligonkötés kialakítása. [3]

Ha eltekintek a csapággy súrlódásától a csavarónyomaték megegyezik az orsón ébredő csavarónyomatékkal.  $M_{CS} = 4004[Nmm]$ .

A kötés által maximálisan átvihető nyomaték:

$$M_{CS} = \frac{D-d}{2} \cdot l \cdot i \cdot \sigma_{mege.} \cdot \frac{D+d}{4}, \text{ ahol } D \text{ a keresztmetszet köré írható körének átmérője}$$

,  $d$  a keresztmetszet beírható körének átmérője

,  $l$  a poligon tengelyhossz

,  $i = 4$  poligon tengely oldalszáma.

Átrendezve és behelyettesítve:

$$l_{szükséges} = \frac{8 \cdot M_{CS}}{(D^2 - d^2) \cdot i \cdot \sigma_{mege.}} \quad (A)$$

Tudom, hogy az orsó anyaga C35E acél, illetve a kúpfogaskerék anyaga EN-GJMW-450-7 tempervas, ezért a gyengébb anyagra fogom vizsgálni a kialakuló terhelést.

EN-GJMW-450-7 anyag folyáshatára,  $R_{p0,2} = 260[MPa]$ .

Szakadási nyúlása,  $A_{\%} = 7\%$ . [1]

Készítette:

Dátum:

A biztonsági tényező ezen esetben legyen: [3]

$$z = 1,626$$

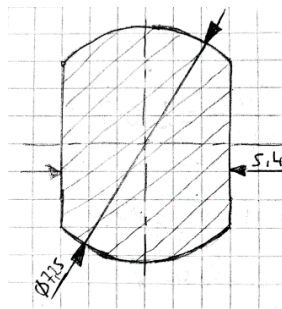
Ebből:

$$\sigma_{mege.} = \frac{R_{p0,2}}{z} = \frac{260}{1,626} = 160 [MPa]$$

Ezt behelyettesítve (A) egyenletbe:

$$l_{szüks.} = \frac{8 \cdot 4004}{(7,25^2 - 5,4^2) \cdot 4 \cdot 160} = 2,14 [mm]$$

Ennél a poligonkötés hossza lényegesen nagyobb, ezért a gyártást megkönnyebbítése érdekében egyszerűsíttem a poligonkötés kialakítását. Ezzel a konstrukcióval a poligonkötés lapszáma,  $i = 2$ .



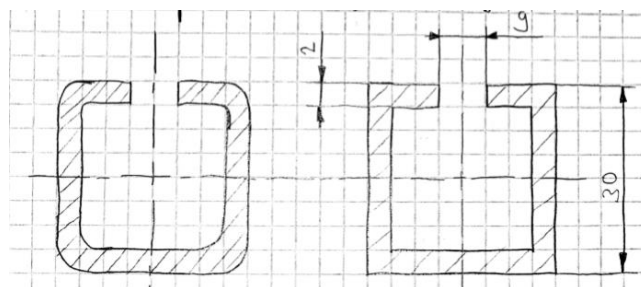
6.Ábra: Az áttervezett kétlapú poligonkötés kialakítása.

$$l_{szüks.} = \frac{8 \cdot 4004}{(7,25^2 - 5,4^2) \cdot 2 \cdot 160} = 4,3 [mm]$$

A nyomatékkötés a terhelésnek így is megfelel!

#### 4.5 Emelőoszlop ellenőrzése kihajlásra

Az emelőoszlop ellenőrzésénél nem az eredeti keresztmetszettel számolok, a számítások egyszerűsítése végett.

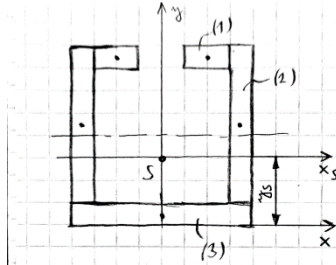


7.Ábra: Az eredeti és az egyszerűsített keresztmetszetek.

Készítette:

Dátum:

Felosztom a keresztmetszetet téglalapokra a következő képpen.



8.Ábra: A keresztmetszet felosztásának értelmezése.

A súlypont elhelyezkedése ezen koordináta-rendszerben:  $S = (0; 13; 69)$ , tehát a súlypont távolsága az x tengelytől:  $y_s = 13,69[mm]$

(1)-es téglalap:

Téglalap súlypontjának távolsága az x tengelytől:  $y = 29[mm]$

$$I_0 = \frac{a \cdot b^3}{12} = \frac{8,5 \cdot 2^3}{12} = 68[mm^2] \text{ és } A = a \cdot b = 17[mm^2]$$

$$A \cdot (y - y_s)^2 = I_1 = 3984,73[mm^4]$$

(2)-es téglalap:

$$y = 16[mm]$$

$$I_0 = \frac{a \cdot b^3}{12} = \frac{2 \cdot 28^3}{12} = 3658,67[mm^2] \text{ és } A = a \cdot b = 56[mm^2]$$

$$A \cdot (y - y_s)^2 = I_2 = 3957,49[mm^4]$$

(3)-as téglalap:

$$y = 1[mm]$$

$$I_0 = \frac{a \cdot b^3}{12} = \frac{30 \cdot 2^3}{12} = 20[mm^2] \text{ és } A = a \cdot b = 60[mm^2]$$

$$A \cdot (y - y_s)^2 = I_3 = 9682,17[mm^4]$$

A keresztmetszet másodrendű nyomatéka

$$I = 2 \cdot I_1 + 2 \cdot I_2 + I_3 = 25702,6[mm^4]$$

Az oszlop hossza,  $l = 480[mm]$

Készítette:

Dátum:

Az oszlop inerciasugara:

$$i_0 = \sqrt{\frac{I}{A}} = \sqrt{\frac{25702,6}{206}} = 11,17[mm]$$

Ezekből kiszámítom az oszlop karcsúságát:

$$\lambda = \frac{l}{i_0} = 43$$

Mivel  $\lambda < 60$ , ezért megállapíthatom, hogy az oszlop elég „zömök” így a törőfeszültséget a folyáshatárral egyenlőnek tekinthetem. Itt a kihajlás jelensége elhanyagolható [2]. Az oszlop anyaga S235JR szerkezeti acél, melynek folyáshatára  $R_{eH} = 235[MPa]$ . [1]

$$\sigma_t = \sigma_{eH} = 235[MPa]$$

Így a törőerő:

$$F_t = \sigma_t \cdot A = 235 \cdot 206 = 48410[N]$$

A mi terhelésünk:

$$F_o = 5866[N] \quad z = \frac{48410}{5866} = 8,25$$

Az oszlopra, mint két végén csuklósan megtámasztott nyomott rúdra tekintünk, elhanyagoljuk az orsón mozgó anya nyomatékterhelését az oszlopra, ezért magas,  $z \geq 5$  biztonsági tényezővel kell számolnunk [3]. Az általam számított biztonsági tényezőnk

$z = 8,25$  ezért nyugodtan megállapítom, hogy az oszlop kihajlásra megfelel!

#### 4.6 Kúpfogaskerékpár ellenőrzése

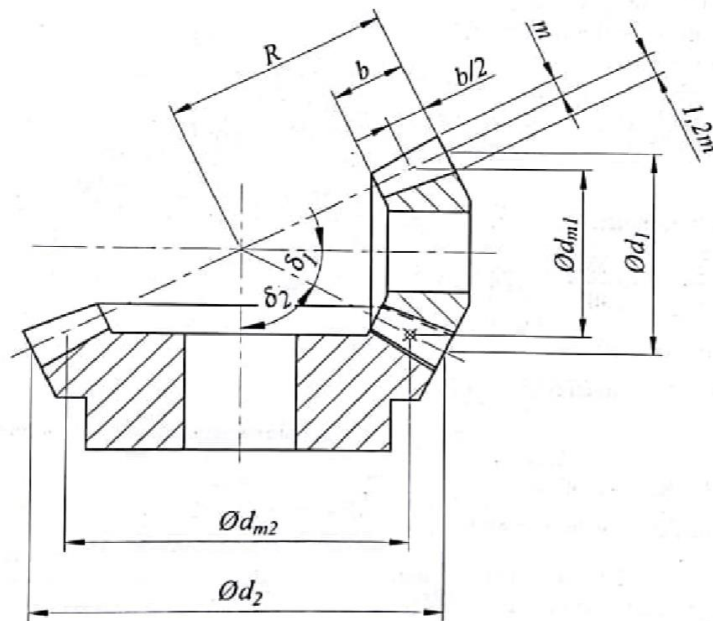
Ezen alkatrész feladata, hogy a hajtókar forgástengelyét a konstrukciós és ergonómiai szempontból kedvező, azaz vízszintes helyzetbe helyezze. A fogaskerekeket a Gépelemek I. Tervezői segédletben található táblázatból választjuk ki.

| Nyomaték | m    | z <sub>1</sub> | z <sub>2</sub> | d <sub>1</sub> | d <sub>2</sub> | b    | d <sub>m1</sub> | d <sub>m2</sub> |
|----------|------|----------------|----------------|----------------|----------------|------|-----------------|-----------------|
| Nmm      | mm   |                |                | mm             |                |      |                 |                 |
| 4000     | 1,5  | 11             | 22             | 16,5           | 33             | 6,15 | 13,75           | 27,50           |
| 5000     | 1,5  | 12             | 24             | 18             | 36             | 6,71 | 15,00           | 30,00           |
| 6000     | 1,75 | 11             | 22             | 19,25          | 38,5           | 7,17 | 16,04           | 32,08           |
| 7000     | 1,75 | 12             | 24             | 21             | 42             | 7,83 | 17,50           | 35,00           |
| 8000     | 2    | 10             | 20             | 20             | 40             | 7,45 | 16,67           | 33,33           |
| 9000     | 2    | 10             | 20             | 20             | 40             | 7,45 | 16,67           | 33,33           |
| 10000    | 2    | 11             | 22             | 22             | 44             | 8,20 | 18,33           | 36,67           |
| 11000    | 2,25 | 10             | 20             | 22,5           | 45             | 8,39 | 18,75           | 37,50           |
| 12000    | 2,25 | 10             | 20             | 22,5           | 45             | 8,39 | 18,75           | 37,50           |
| 13000    | 2,25 | 11             | 22             | 24,75          | 49,5           | 9,22 | 20,63           | 41,25           |

1.Táblázat: A kúpfogaskerekek kiválasztási táblázata. [3]

Készítette:

Dátum:



9.Ábra: A kúpfogaskerékpár csatlakozása és méretjelölései. [3]

A választott kúpfogaskerékpár paraméterei:

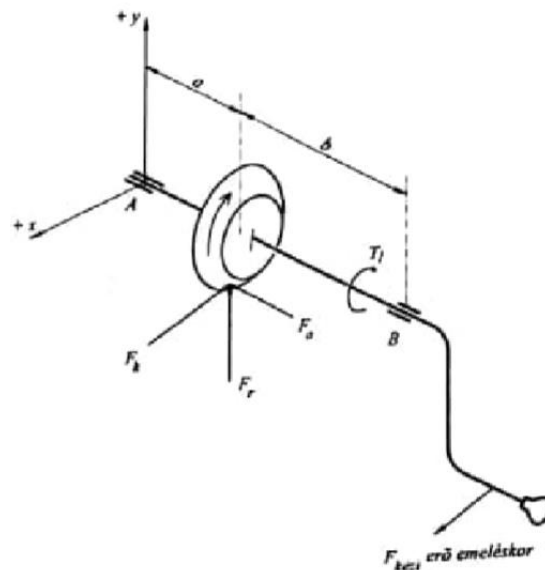
$$m = 2,25[mm], b = 8,39[mm], z_1 = 10[mm], d_1 = 22,5[mm], d_{m1} = 18,75[mm], \\ z_2 = 20[mm], d_2 = 45[mm], d_{m2} = 37,5[mm]$$

### 3.7 Hajtókar és tengely ellenőrzése

A hajtókarban ébredő feszültség ott maximális, ahol csatlakozik hozzá a kúpfogaskerék mert itt hatnak rá a fogaskerék fogazati erői, a karon végzett forgatónyomaték és a csapágyban ébredő súrlódási erő is.

Készítette:

Dátum:



10.Ábra: Hajtókarban fellépő erők ábrázolása. [3]

Meghatározom a hajtókarra ható erőket:

$$F_k = \frac{2 \cdot M_{CS}}{d_{m2}} = \frac{2 \cdot 4004}{37,5} = 213,5[N]$$

$$F_A = F_k \cdot \sin \alpha \cdot \sin \gamma_1 = 213,5 \cdot \sin 20^\circ \cdot \sin 26,6^\circ = 32,7[N]$$

$$F_r = F_k \cdot \sin \alpha \cdot \cos \gamma_1 = 213,5 \cdot \sin 20^\circ \cdot \cos 26,6^\circ = 65,3[N]$$

Ahol  $\alpha = 20^\circ$  a kúpfogaskerék fogazatának alapszöge.

Kiszámítom a reakcióerőket:

$$F_A\text{-ből: } A_{ya} = \frac{F_A \cdot d_{m2}}{2 \cdot (a+b)} = -4,79[N]$$

$$B_{ya} = -A_{ya} = 4,79[N]$$

$$F_r\text{-ből: } A_{yr} = -\frac{F_r \cdot b}{a+b} = -53,06[N]$$

$$B_{yr} = -F_r - A_{yr} = -12,244[N]$$

Összegzem a függőleges síkban ható erőket:

$$A_y = A_{ya} + A_{yr} = -57,85[N]$$

$$B_y = B_{ya} + B_{yr} = -7,45[N]$$

Készítette:

Dátum:

A vízszintes síkban ható egyetlen erő az  $F_k$  erő, az ebből származó reakcióerők az alábbiak:

$$A_x = \frac{F_k \cdot b}{a + b} = 173,5[N]$$

$$B_x = F_k - A_x = 40,05[N]$$

Az eredő reakcióerők:

$$A = \sqrt{A_x^2 + A_y^2} = 182,9[N]$$

$$B = \sqrt{B_x^2 + B_y^2} = 40,74[N]$$

A hajtókart terhelő hajlítónyomaték nagysága a fogaskerék helyén:

$$M_h = A \cdot a = 2195[Nmm]$$

Redukált nyomaték számítása:

$$M_{redukált} = \sqrt{M_h^2 + M_{CS1}^2} = 2970[Nmm]$$

Ahol  $M_{CS1} = \frac{M_{CS}}{u} = 2002[Nmm]$ ,  $u = 2$  az áttétel miatt.

A hajtókar anyaga: C30E acél melynek folyáshatára,  $R_{eH} = 400[Mpa]$  és szakadási nyúlása,  $A_{\%} = 18\%$ . [1] A biztonsági tényezőt  $z = 1,4$ -gyel számolva:

$$z = 1,4$$

Így a megengedhető feszültség:

$$\sigma_{meg} = \frac{400}{1,4} = 285,7[Mpa]$$

A hajtókar keresztmetszetében fellépő feszültség, ha annak átmérője  $\varnothing d = 10[mm]$ :

$$\sigma = 32 \cdot \frac{M_{red.}}{d^3 \cdot \pi} = 30[Mpa]$$

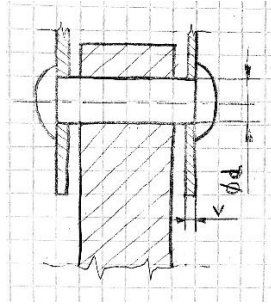
Ezzel kijelentem, hogy a hajtókar megfelel a terhelésnek!

Készítette:

Dátum:

#### 4.8 A lakatszerkezetet a nyelvvél összekötő csap ellenőrzése

Az autóhoz csatlakozó nyelvet és az emelőanyához csatlakozó lakatszerkezetet egy csap köti össze.



12.Ábra: Nyelv és lakatszerkezet csatlakozásának metszete.

A csapot palástnyomás terheli és ugyanez a terhelés lép fel a lakatszerkezetben, ahol ezek csatlakoznak, ennek meghatározása:

$$p = \frac{F_A}{2 \cdot d \cdot v} = \frac{5101}{2 \cdot 10 \cdot 3} = 128 [Mpa]$$

ahol  $v = 3$ , a lakatszerkezet falvastagsága.

A megengedhető palástnyomást a biztonság növelése érdekében a gyengébb anyag folyáshatárából határozom meg:

A lakatszerkezet anyaga S235JR szerkezeti acél, melynek folyáshatára,  $R_{eH} = 235 [Mpa]$  és szakadási nyúlása,  $A_{\%} = 19\%$ . [1] Így a megengedhető feszültség  $z = 1,4$  biztonsági tényezővel számítva:

$$z = 1,38$$

Ezzel a megengedhető feszültség:

$$\sigma_{mege.} = \frac{235}{1.38} = 170 [Mpa]$$

A lakatszerkezet így a csap is megfelel a palástnyomásból adódó terhelésnek, de figyelembe kell vennünk, hogy a csapot nyírófeszültség is terheli, ennek meghatározása a következő:

$$\tau = \frac{F_A}{2 \cdot \frac{10^2 \cdot \pi}{4}} = 40 [Mpa]$$



Készítette:

Dátum:

A csap anyaga C22E acél  $R_{eH} = 340[MPa]$  folyáshatárral és  $A_{\%} = 20\%$  szakadási nyúlással[1].  $z = 2$  biztonsági tényezővel számítva:

$$z = 1,37$$

A megengedhető feszültség:

$$\sigma_{mege.} = \frac{340}{1.37} = 248[MPa]$$

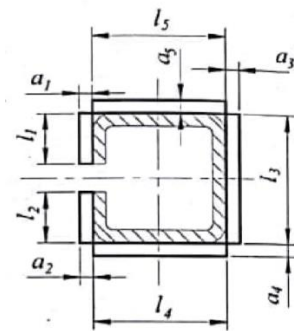
Ebből a megengedhető nyírófeszültség [3] :

$$\tau_{mege.} = \frac{\sigma_{mege.}}{2} = 124[MPa]$$

Mivel  $\tau_{mege.} > \tau$  ezért a csap a nyírófeszültségből származó terhelésnek is megfelel!

#### 4.9 Oszlop és talpazat csatlakozásának ellenőrzése

Az oszlop és a talpazat között hegesztett kötés található, ezek teherbírását fogom most ellenőrizni. A számítások rövidítése érdekében egyszerűsíttem a hegesztés kialakítását:



13.Ábra: A számításnál figyelembe vett hegesztési varratok elrendezése. [3]

$$l_1 = l_2 = 10,5[mm]$$

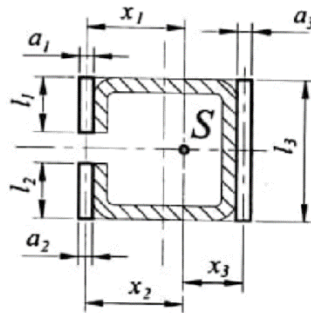
$$l_3 = l_4 = l_5 = 30[mm]$$

$$a_1 = a_2 = a_3 = a_4 = a_5 = 5[mm]$$

A számítás egyszerűsítése végett a súlypont helyének és a hajlítófeszültségek kiszámításánál csak a hajlítás tengelyével párhuzamos varratokat vizsgáljuk.

Készítette:

Dátum:



14.Ábra: Hajlítás tengelyével párhuzamos varratok és ezek S-től mért távolsága. [3]

A varratok súlypontjainak a konstrukció súlypontjától mért távolságainak számítása:

$$(x_1 + x_3) \cdot l_1 \cdot a_1 + (x_2 + x_3) \cdot l_2 \cdot a_2 = x_3 \cdot (l_1 \cdot a_1 + l_2 \cdot a_2 + l_3 \cdot a_3)$$

Ebből meghatározom  $x_3$ -at:

$$x_3 = \frac{(x_1 + x_3) \cdot l_1 \cdot a_1 + (x_2 + x_3) \cdot l_2 \cdot a_2}{l_1 \cdot a_1 + l_2 \cdot a_2 + l_3 \cdot a_3} = 14,4[mm]$$

Ebből  $x_1 = x_2 = 20,6[mm]$

Az ébredő hajlítófeszültség számításához szükségem van a varratok másodrendű nyomatékára:

$$I = \sum_{i=1}^3 l_i \cdot a_i \cdot x_i^2 = (10,5 \cdot 5 \cdot 20,6^2) \cdot 2 + (30 \cdot 5 \cdot 14,4^2) = 75662[mm^4]$$

Így a hajlítónyomaték maximális értéke:

$$\sigma_h = \frac{M_h}{I} \cdot x_1 = 70[MPa]$$

ahol  $x_1$  a varratok súlyponttól mért legtávolabbi pontja.

A varratokban fellépő nyomófeszültség számításához az össze varratot figyelembe kell venni. Ezért a nyomott felület számítása a következő:

$$A = (30 \cdot 5) \cdot 3 + (10,5 \cdot 5) \cdot 2 = 555[mm^2]$$

Ezzel a nyomófeszültség nagysága:

$$\sigma_{ny} = \frac{F_A}{A} = 9[MPa]$$

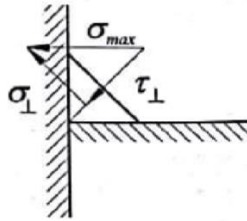
Készítette:

Dátum:

A maximális feszültség becsléséhez adjuk össze az  $l_1$  és  $l_2$  hosszúságú varratokban az ébredő nyomó és hajlítófeszültségeket [3].

$$\sigma_{max.} = \sigma_{ny} + \sigma_h = 9 + 70 = 79[MPa]$$

Az összehasonlító feszültség kiszámításhoz meghatározom a varrat keresztmetszetében fellépő feszültség komponenseket.



15.Ábra: A varrat keresztmetszetében fellépő feszültség komponensek. [3]

$$\sigma_{\perp} = \tau_{\perp} = \frac{\sigma_{max.}}{\sqrt{2}} = 56[MPa]$$

Így az összehasonlító feszültség meghatározható mivel tudom, hogy a  $\sigma_{\parallel}$  és  $\tau_{\parallel}$  komponensek zérusok [3].

$$\sigma_{össz.} = \sqrt{\sigma_{\perp}^2 + \sigma_{\parallel}^2 - \sigma_{\perp} \cdot \sigma_{\parallel} + 3(\tau_{\perp}^2 + \tau_{\parallel}^2)} = 112[MPa]$$

A megengedett feszültség:

$$\sigma_{mege.} = \frac{R_{eH}}{z} \cdot v = 150[MPa]$$

Ahol  $z = 1,1$  a biztonsági tényező és  $v = 0,7$  pedig a hegesztés jósága. [3]

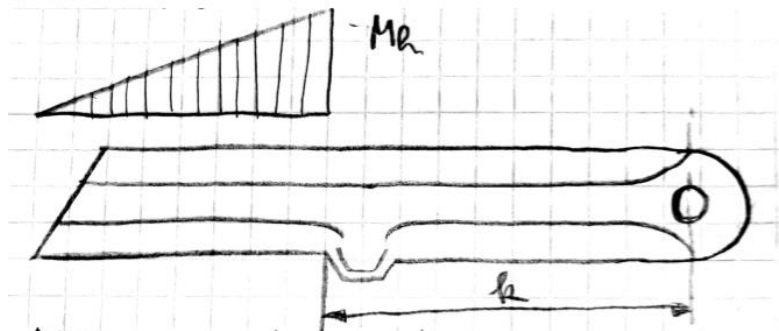
Mivel a megengedhető feszültség nagyobb, mint az összehasonlító feszültség ezért kijelentem, hogy a talp és az oszlop hegesztett csatlakozása megfelel a terhelésnek!

Készítette:

Dátum:

#### 4.10 Csatlakozó nyelv ellenőrzése

Az alkatrész kialakításáról elmondható, hogy egy  $I$  keresztmetszetű rúd, melyen a csapnak kialakított furattól adott  $k$  távolságra helyezkedik el egy ütköző. Az ütköző feladata, hogy amikor a nyelvet behelyezzük az autón erre kialakított csőbe az ütköző megakadályozza, hogy a nyelvet túlságosan betoljuk, így az emelőt biztonságos távolságra tartja az autó karosszériájától elkerülve annak esetleges megsérülését az emelés közben.



16.Ábra: A maximális hajlítófeszültség helye.

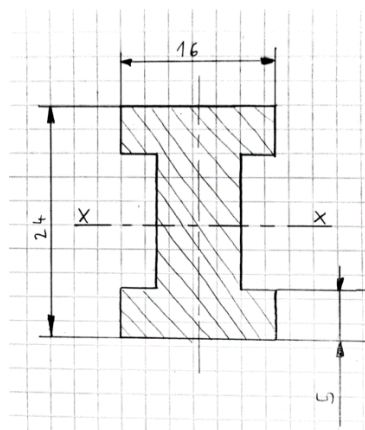
Ez az alkatrész hajlító és nyírófeszültségnek van kitéve, melyek az ütközőnél érik el maximális értéküket. A nyírófeszültségtől eltekintek és kiszámítom a hajlítófeszültség maximális értékét. Ehhez először szükségem lesz a maximális hajlítónyomatékra:

$$M_{max.} = F_A \cdot k = 433585[Nmm]$$

ahol  $k = 85[mm]$ .

Ezután meghatározom az  $I$  keresztmetszet másodrendű nyomatékát:

$$I = \frac{15 \cdot 20^3}{12} - \frac{(15 - 5) \cdot (20 - 2 \cdot 5)^3}{12} = 16832[mm^4]$$



16.Ábra: A nyelv keresztmetszete és méretei.

Készítette:

Dátum:

Így a maximális hajlítófeszültség:

$$\sigma_{max.} = \frac{M_{max.}}{I} \cdot \frac{h}{2} = 310[MPa]$$

A nyelv C35E acélból készült, melynek folyáshatára,  $R_{eH} = 430[MPa]$ . Ez jelentősen nagyobb, mint a terhelő feszültség, így az alkatrészt megfelelőnek nyilvánítom! [1]

#### 4. Felhasznált irodalom

- [1]-Acélok, Öntöttvasak , Dr. Szabadits Ödön, 2005.
- [2]-Segédlet: Kihajlás, Dr. Kossa Attila.  
<https://www.mm.bme.hu/~kossa/segedletek/sziltan/kihajlas.pdf>
- [3]-Gépelemek I. Tervezési Segédlet, Tóth Sándor, Javított kiadás:2013.
- [4]-Összevont Gyakorlati Anyagok, GT3 tanszék.
- [5]-SKF vállalat honlapján található katalógus.  
<https://www.skf.com/group/products/bearings-units-housings/ball-bearings/thrust-ball-bearings/single-direction/index.html?designation=51100>

Készítette:

Dátum:

## **Tartalomjegyzék:**

0.Feladatkitűzés

1.Alap adatok

2.A konstrukció elvárásai

3.A konstrukció ismertetése

4.Az autóemelő alkatrészeinek ellenőrzése