



Gép- és szerkezeti elemek II.

BTS2 2023/24 Tavasz

II. Házifeladat


Készítette: Török Teréz

Neptun-kód: MAO9IR

Dátum: 2024. 05. 23.

Gyakorlatvezető: Dr. Kerényi György

FELADATLAP - KISGÉP HAJTÁSRENDSZERÉNEK ELEMZÉSE

Tantárgy: Gép- és szerkezeti elemek II., BMEGEGIBTS2		Kurzus: G	 GÉP- ÉS TERMÉKTERVEZÉS TANSZÉK
Hallgató neve: Török Teréz	NEPTUN kódja: MAO9IR	Dátum: 2024.02.26	
		Félév: 2023-2024 2. félév	

Feladat bevezetése:

Napjainkban a korszerű technika jellemző vonása a háztartások nagyfokú gépesítése. Szinte minden emberi erőfeszítést igénylő kézi tevékenység kiváltható egy arra alkalmas kisgéppel. Így ma már szinte minden háztartásban megtalálhatók a konyhai robotgépek (turmix, keverő, kenyérvágó stb.), a barkácsológépek (fűrő, csiszoló, dekopír fűrész stb.), kerti szerszámok (fűnyíró, sövényvágó stb.), takarító, tisztító gépek stb.

A feladat célja egy kiválasztott, a gyakorlatvezető által elfogadott és jóváhagyott háztartási berendezés működésének és felépítésének megismerése, jellemző hajtáselemeinek ellenőrzése, méretezése, valamint a lehetséges hibák és elhárításuk elemzése.

Feladat részletezése:

- I. Részfeladat (max. 15 pont):
 1. Ismertesse a választott berendezés feladatát, felhasználási jellemzőit, technológiai és műszaki paramétereit!
 2. Írja le a gép működését, feltüntetve az egyes alkatrészek feladatát (funkcióját). A leírás tartalmazza a szét- és összeszerelés sorrendjét is!
 3. Készítse el a berendezés alkatrészeinek 3D modelljét!
 4. Készítse el a gép robbantott ábráját. Minden alkatrészt tételszámmal lásson el és készítsen darabjegyzéket a méretek, a darabszám, az anyag és tömeg feltüntetésével!
- II. Részfeladat (max. 15 pont):
 1. A műszaki rajzolás szabályai szerint készítse el a hajtáslánc (motor, tengely, tengelykapcsoló, csapágyazás, fogaskerék-, lánc-, szíj-, dörzshajtás stb.) beméretezett összeállítási rajzát, a szükséges előírásokkal (tűrés, illesztés, felületi minőség stb.)
 2. A tanultak alapján ismertesse a hajtáslánc elemeinek ellenőrzését, illetve méretezését, valamint egy-két, a gyakorlatvezetővel egyeztetett, kiválasztott hajtáselemet ellenőrizzen!
 3. Készítse el a gép használati leírását úgy, hogy azt egy átlagos vásárló ennek alapján üzembe tudja helyezni!

Beadási határidő 1. részfeladat:	2024.03.21
Beadási határidő 2. részfeladat:	2024.05.23
A feladatot kiadta:	Dr. Kerényi György

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

TARTALOMJEGYZÉK

Feladatlap.....	2
Hajtáslánc bemutatása.....	4
Csigahajtás geometriája.....	4
Csigahajtás során ébredő erők.....	6
Jellemző tengely ellenőrzése.....	7
Csapágyak ellenőrzése.....	12
Források.....	16

I. A hajtáslánc elemeinek ellenőrzése, méretezése

A hajtáslánc bemutatása:

Motor → csiga → csigakerék → keverőfej

A hajtásláncolat teljesítményforrása egy elektromotor, mely a csigát egy közös tengely segítségével forgatja, ami a csigakerekek segítségével meghajtja a mixer keverőkarját. A tengelyen egy mélyhornyú golyóscsapágy (vezető csapágy) és egy beállósikló csapágy (szabad csapágy) található.

A dokumentáció során a fent bemutatott hajtásrendszert elemzem. Feltárássra kerül(nek) többek között a csiga-csigakerék kapcsolat, a csigára, illetve a csapágyazott tengelyre ható erők és nyomatékok és a csigakerekeket támasztó siklócsapágyak terhelései is.

A csigahajtás geometriájának meghatározása:

- A csiga geometriája:

Mért adatok:

Csigamenet hossza (b_1): 32 mm

A csiga bekezdéseinek száma (z_1): 2 [-]

Csiga fejkör átmérője (d_{a1}): 7 mm

$ha^* = 1$ és $c^* = 0,2$

Először a csiga menetemelkedését (p_z) számítottam ki:

$$p_z = \frac{b_1}{z_1} = \frac{32 \text{ mm}}{2} = 16 \text{ mm}$$

Ebből meghatározható az axiális osztás (p_x):

$$p_x = \frac{p_z}{z_1} = \frac{16 \text{ mm}}{2} = 8 \text{ mm}$$

Az axiális osztás segítségével meghatároztam a modult (m):

$$m = \frac{p_x}{\pi} = \frac{8}{\pi} \approx 2,55 \text{ mm}$$

Mivel a modul egy szabványosított érték, ezért a DIN szabvány értékei (1.1 ábra) közül a 0,7-es modult választottam. Tehát a csiga modulja $m = 0,7$ [-]

Szabványos modulok DIN 780 szerint - 1. sorozat																
0,05	0,06	0,08	0,1	0,12	0,16	0,2	0,25	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1	1,25
1,5	2	2,5	3	4	5	6	8	10	12	16	20	25	32	40	50	60

1.1 ábra: Szabványos modulok

A csiga jellemző geometriai adataihoz tartozik a középatmérő (d_m) is:

$d_m = m \cdot q$, ahol q az átmérőhányados, amit a következő képlet segítségével számoltam:

$$d_{a1} = m \cdot q + 2ha \cdot m$$

$$q = \frac{7 - 1,4}{0,7} = 8$$

Az átmérőhányados szintén szabványos érték és a $q = 8$ éppen megfelel.

Ebből számítható:

$$d_m = m \cdot q = 0,7 \cdot 8 = 5,6$$

q ismeretében meghatározható a csiga lábkör átmérője (d_{f1}):

$$d_{f1} = m \cdot q - 2(ha + c) \cdot m = 5,6 - 1,68 = 3,92 \text{ mm}$$

Végül pedig a csiga menetemelkedési szögét (γ_m) számítottam:

$$\begin{aligned} \operatorname{tg} \gamma_m &= \frac{z_1}{q} = \frac{2}{8} \\ \gamma_m &= 14,03^\circ \end{aligned}$$

- A csigakerék geometriája:

Mért adatok:

Csigakerék fogszáma (z_2): 44 [-]

Csigakerék fejkör átmérője (d_{a2}): 32 mm

Csigakerék lábkör átmérője (d_{f2}): 28 mm

Modul ($m_t = m$): 0,7

Először a csigakerék osztókörének (d_2) átmérőjét számítottam ki:

$$d_2 = z_2 \cdot m = 44 \cdot 0,7 = 30,8 \text{ mm}$$

Majd a csigakerékre jellemző profileltolást (x_2) is meghatároztam:

$$d_{a2} = d_2 + 2(ha + x_2) \cdot m$$

$$x_2 = \frac{1,2}{1,4} = 0,86 \text{ mm}$$

Végül pedig a csiga és a csigakerék tengelytávolságát (a) is kiszámítottam:

$$a = \frac{m}{2} \cdot (8 + 44) = 18,2 \text{ mm}$$

A csigahajtás során ébredő erők meghatározása:

A következő lépésben a csigán és a csigakereken ébredő erőket számítottam ki. Ehhez szükség volt a láncban szereplő motor vizsgálatára. Elsősorban a fordulatszám volt kérdéses, ugyanis a választott mixer motorjához konkrét adatot nem találtam. Piackutatást végeztem és kiválasztottam egy – a keresetthez hasonlatos – [motort](#) [1] és annak adataival számoltam tovább.

- A motor adatai:

A motor teljesítménye:

$$P_{\text{névleges}} = 450 \text{ W}$$

$$P_{\text{hasznos}} = 450 \cdot 0,75 = 337,5 \text{ W}$$

A motor fordulatszáma:

$$n_{\text{motor}} = 15\,000 \frac{1}{\text{min}} = 250 \frac{1}{\text{s}}$$

A motor nyomatéka:

$$T_m = \frac{P_h}{\omega} = \frac{337,5}{2 \cdot 250 \cdot \pi} = 0,215 \text{ Nm}$$

- A hajtásrendszerhez tartozó erők:

Elsőször a motor nyomatékának segítségével meghatároztam a csigához tartozó kerületi erőt (F_{t1})

$$F_{t1} = \frac{2 \cdot T_m}{d_m} = \frac{2 \cdot 0,215}{5,6 \cdot 10^{-3}} = 76,8 \text{ N}$$

A csigához tartozó kerületi erő megegyezik a csigakeréken ható axiális erővel (F_{a2}), így tehát:

$$F_{t1} = F_{a2} = 76,8 \text{ N}$$

Második lépésben a csigára ható axiális erőt (F_{a1}) számoltam:

$$F_{a1} = \frac{F_{t1}}{\operatorname{tg}(\gamma_m + \rho')}$$

ρ' súrlódási félkúpszög számításához szükségem volt az acél és a polimer közti súrlódási tényezőre, melyet online kerestem meg és végül a forrás alapján $\mu = 0,35$ [-] számoltam.

Polystyrene	Polystyrene	Clean and Dry	0.5	
Polystyrene	Polystyrene	Grease	0.5	
Polystyrene	Steel	Clean and Dry	0.3 - 0.35	
Polystyrene	Steel	Grease	0.3 - 0.35	
Polyethylene	Polyethylene	Clean and Dry	0.2	
Polyethylene	Steel	Clean and Dry	0.2	

1.2 ábra: Súrlódási tényező

Innen az ismert képlet segítségével ρ' számítható volt:

$$\operatorname{tg} \rho' = \mu' = \frac{\mu}{\cos \alpha_n} = \frac{0,35}{\cos 20^\circ}$$

$$\rho' = 20,43^\circ$$

Az axiális erő tehát:

$$F_{a1} = \frac{F_{t1}}{\operatorname{tg}(\gamma_m + \rho')} = \frac{78,6}{\operatorname{tg}(14,03 + 20,43)} = 111,9 \text{ N}$$

A csigára ható axiális erő a csigakeréken ébredő kerületi erőnek (F_{t2}) megfeleltethető, innen:

$$F_{a1} = F_{t2} = 111,9 \text{ N}$$

A radiális erő a csigán és a csigakeréken megegyezik:

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{a1} \cdot \operatorname{tg} \alpha_{ax}$$

α_{ax} menetemelkedési szög számítható:

$$\operatorname{tg} \alpha_{ax} = \frac{\operatorname{tg} \alpha_n}{\cos \gamma_m} = \frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 14,03^\circ}$$

$$\alpha_{ax} = 20,56^\circ$$

Innen:

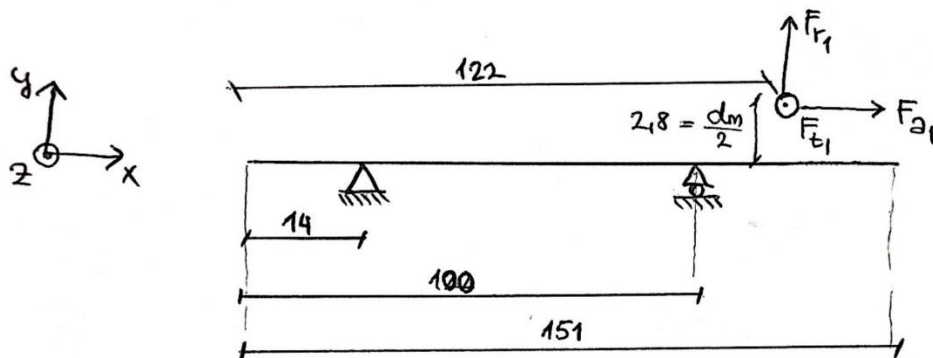
$$F_{r1} = F_{r2} = F_{a1} \cdot \operatorname{tg} \alpha_{ax} = 111,9 \cdot \operatorname{tg} 20,53^\circ = 41,97 \cong 42 \text{ N}$$

A csigára és csigakerékre ható eredő erők (F_{n1} , F_{n2}) pedig:

$$F_{n1} = F_{n2} = \sqrt{F_{t1}^2 + F_{a1}^2 + F_{r1}^2} = \sqrt{76,8^2 + 111,9^2 + 42^2} = 142,1 \text{ N}$$

A jellemző tengely ellenőrzése:

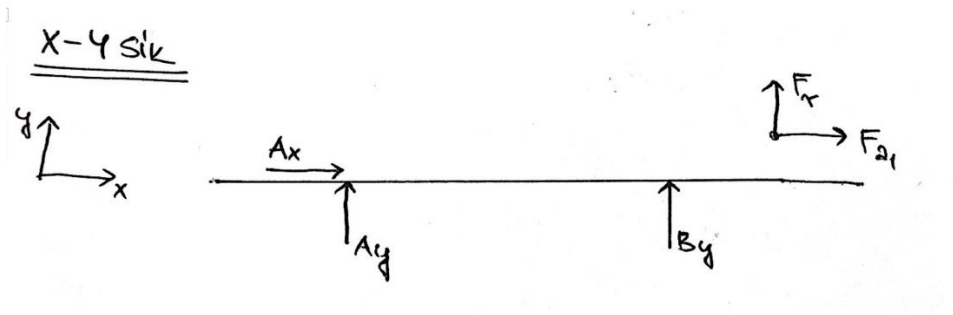
A jellemző tengely ellenőrzéséhez először felrajoltam a tengely szabadtest ábráját (2.1 ábra) a megfelelő támasztásokkal. Az A jelű támasz a mélyhornyú golyóscsapágy, mely a vezető csapágy a hajtásláncban, a B jelű pedig a sikló csapágy, ami pedig egy szabad csapágy.



2.1 ábra: Tengely szabadtest ábrája

Az alátámasztásoknál ébredő reakcióerők kiszámítását X-Y (2.2 ábra) és Z-Y (2.3 ábra) síkokra bontottam.

X-Y sík:



2.2 ábra: Reakció erők X-Y síkban

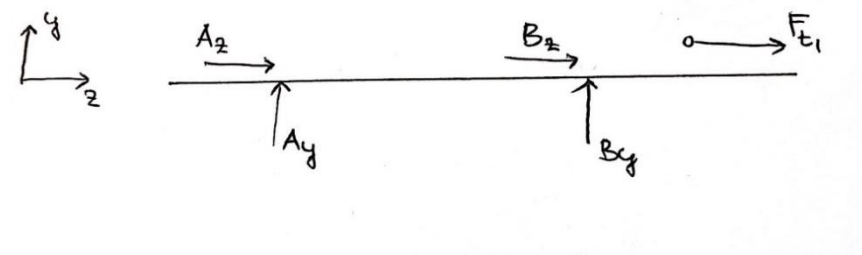
Az egyensúlyi egyenletek tehát X-Y síkban:

1. $\sum F_x = A_x + F_{a1} = 0$
2. $\sum F_y = A_y + B_y + F_{r1} = 0$
3. $\sum M_{hAz} = -0,1B_y + 0,0028F_{a1} - 0,151F_{r1} = 0$

Melyből a reakcióerők:

1. $\rightarrow A_x = -F_{a1} = 111,9 \text{ N}$
3. $\rightarrow B_y = \frac{0,0028 \cdot 111,9 + 0,151 \cdot 42}{0,1} = -58,78 \text{ N}$
2. $\rightarrow A_y = B_y - F_{r1} = 58,78 - 42 = 16,78 \text{ N}$

Z-Y sík:



2.3 ábra: Reakció erők Z-Y síkban

Az egyensúlyi egyenletek ebben a síkban:

4. $\sum F_z = A_z + B_z + F_{t1} = 0$
5. $\sum M_{hAy} = 0,1B_z + 0,122F_{t1} = 0$

Amiből a reakcióerők:

5. $\rightarrow B_z = \frac{0,122 \cdot 76,8}{0,1} = -93,7 \text{ N}$

$$4. \rightarrow A_z = B_z - F_{t1} = 93,7 - 76,8 = 16,9 \text{ N}$$

A reakció erők meghatározása után felírtam a nyomatéki egyenleteket, az igénybevételek meghatározásához.

Normál igénybevétel:

$$N_{x1} = A_x = -111,9 \text{ N}$$

$$N_{x2} = A_x = -111,9 \text{ N}$$

$$N_{x3} = A_x + F_{a1} = 0 \text{ N}$$

Nyíró igénybevétel:

- Y irányú:

$$V_{y1} = A_y = 16,78 \text{ N}$$

$$V_{y2} = A_y + B_y = -42 \text{ N}$$

$$V_{y3} = A_y + B_y + F_{r1} = 16,78 - 58,78 + 42 \text{ N} = 0 \text{ N}$$

- Z irányú:

$$V_{z1} = A_z = 16,9 \text{ N}$$

$$V_{z2} = A_z + B_z = 16,9 - 93,7 = -76,8 \text{ N}$$

$$V_{z3} = A_z + B_z + F_{t1} = 16,9 - 93,7 + 76,8 = 0 \text{ N}$$

Csavaró igénybevétel:

$$M_t = F_{t1} \cdot \frac{d_{m1}}{2} = 76,8 \cdot 2,8 = 215,04 \text{ N}$$

Hajlító igénybevétel:

- Y irányú:

$$x = 100$$

$$M_{hy1} = A_z \cdot (x - 14) = 1453,4 \text{ Nm}$$

$$x = 122$$

$$M_{hy2} = A_z \cdot (x - 14) + B_z \cdot (x - 100) = -236,2 \text{ Nm}$$

$$x = 151$$

$$M_{hy3} = A_z \cdot (x - 14) + B_z \cdot (x - 100) + F_{t1} \cdot (x - 122) = -236,2 \text{ Nm}$$

- Z irányú:

$$x = 100$$

$$M_{hz1} = -A_y \cdot (x - 14) = -1443,1 \text{ Nm}$$

$$x = 122$$

$$M_{hz2} = -A_y \cdot (x - 14) - B_y \cdot (x - 100) = -519,1 \text{ Nm}$$

$$x = 151$$

$$M_{hz3} = -A_y \cdot (x - 14) + B_y \cdot (x - 100) + F_{r1} \cdot (x - 122) = -520,1 \text{ Nm}$$

Az igénybevételi függvényeket igénybevételi ábrákon ábrázoltam (2.4 ábra). Ebből meghatározható a veszélyes keresztmetszet ($M_h = \max$) mely a vizsgált esetben 0,122 m-nél található.

A veszélyes keresztmetszet igénybevételei ezalaján:

$$N_x = -111,9 \text{ N}$$

$$V_y = -29,39 \text{ N}$$

$$V_z = -29,95 \text{ N}$$

$$M_t = 215,04 \text{ N}$$

$$M_{hy} = 1453,4 \text{ Nm}$$

$$M_{hz1} = -1443,1 \text{ Nm}$$

A veszélyes keresztmetszet igénybevételeiből számítható továbbá:

- Eredő hajlító igénybevétel:

$$M_{he} = \sqrt{M_{hy}^2 + M_{hz}^2} = \sqrt{1453,4^2 + 1443,1^2} = 2048,15 \text{ Nm}$$

- Csúszató feszültség:

$$\tau = \frac{M_t}{K_p} = \frac{215,04}{67,34} = 3,2 \text{ MPa}$$

$$K_p = \frac{7^3 \cdot \pi}{16} = 67,37$$

- 6 feszültség:

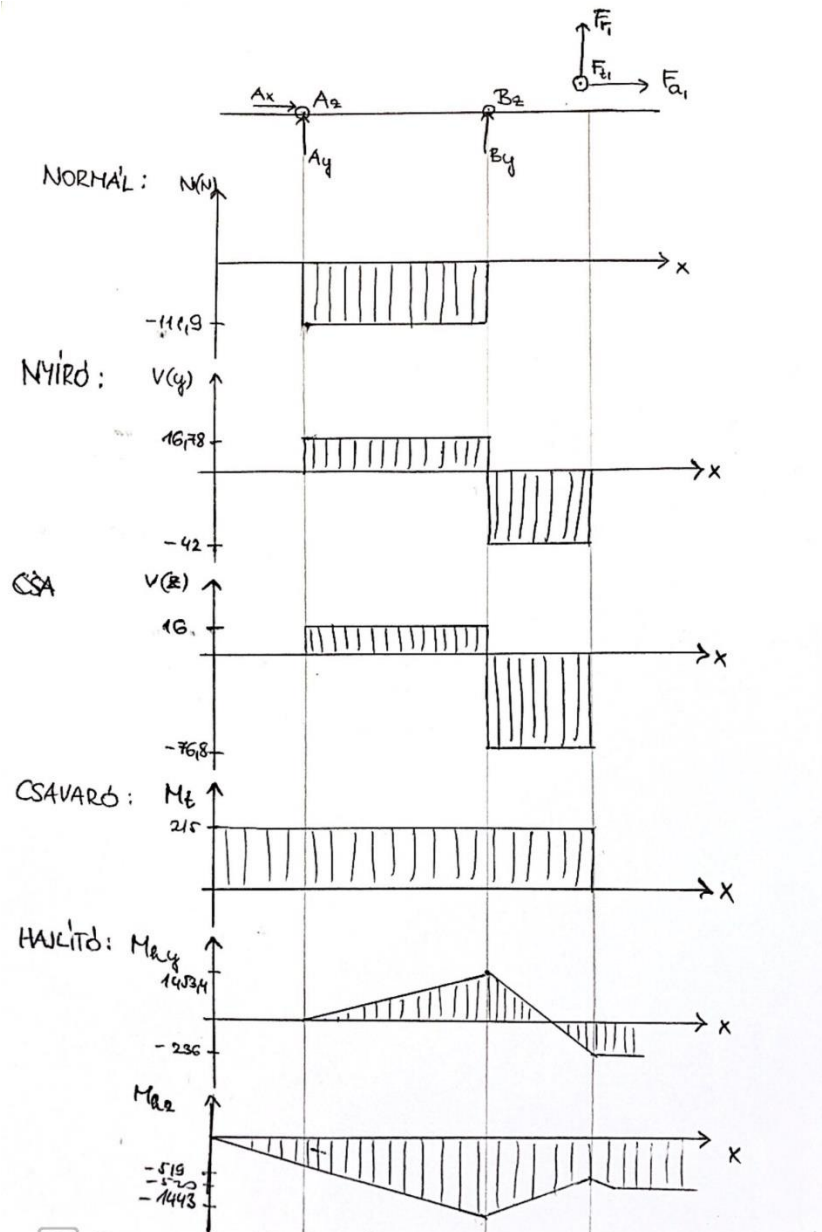
$$\sigma = \frac{M_{he}}{K} + \frac{N}{A} = \frac{2048,15}{33,67} + \frac{-111,9}{38,48} = 57,9 \text{ MPa}$$

$$K = \frac{7^3 \cdot \pi}{32} = 33,67 ; A = 3,5^2 \pi = 38,48$$

A csúsztató feszültségből, illetve a σ feszültségből számítottam Mohr egyenértékű feszültséget. A tengelyem anyaga C45 melynek folyáshatára 245 N/mm^2 , erre kell megfelelnie a tengelynek.

$$\sigma^{\text{Mohr}} = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} = \sqrt{57,9^2 + 4 \cdot 3,2^2} = 58,25 \text{ MPa} < \sigma_{\text{Meg}}$$

Így tehát a tengely szilárdságilag megfelelőnek tekinthető.



2.4 ábra: Igénybevételi ábrák

Csapágyak ellenőrzése:

Sikló csapágy:

A siklócsapágyat a tanult módon, a mért adatok, illetve P-v diagram (4.1 ábra) segítségével ellenőriztem.

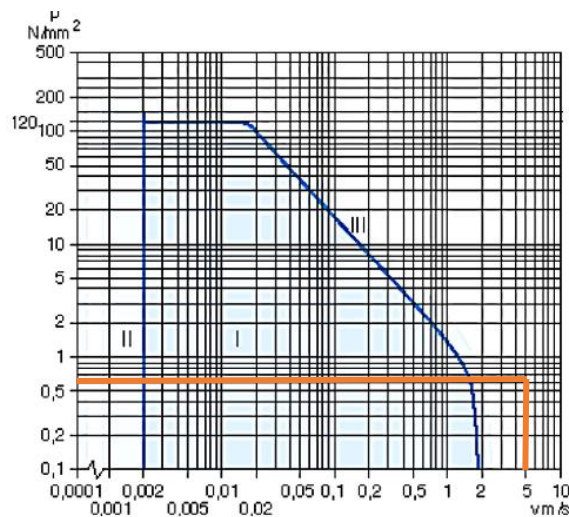
$$F_{r1} = 42 \text{ N}$$

$$d = \text{persely átmérő} = 7 \text{ mm}$$

$$b = \text{csapágy hossza} = 11 \text{ mm}$$

$$P = \frac{F_{r1}}{d \cdot b} = \frac{42}{7 \cdot 11} = 0,55 \text{ N/mm}^2$$

$$v_{ker} = \frac{0,007}{2} \cdot 1570,8 = 5,5 \text{ m/s}$$



4.1 ábra: P-v diagram

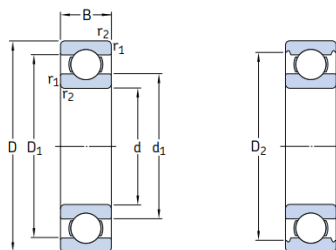
Megfigyelhető, hogy a sebesség érték nem esik a kívánt tartományon belülre, ez több okból adódhat. Lehetséges, hogy a választott fordulatszámom nem helyes, vagy a diagram nem a keresett anyagnak megfelelő.

Mélyhornyú golyóscsapágy:

A golyóscsapágyhoz nem tudtam teljesen hozzáférni, ezért méreteit a persely alapján határoztam meg, majd a SKF katalógusából kiválasztottam a 619/6 2Z cikkszámú csapágyat, és ennek adataival (4.2/3 ábra) végeztem el a számításokat.

$$C = 1,24 \text{ kN} \quad F_r = 16,78 \text{ N}$$

$$C_0 = 0,475 \text{ kN} \quad F_{ax} = 111,9 \text{ N}$$



4.2 ábra: Csapágy jellemző méretei

Főméretek			Alapterhelés		Kifáradási
d	D	B	dinami- kus C	stati- kus C ₀	határ- terhelés P _u
mm			kN		kN
3	10	4	0,54	0,18	0,007
4	9	2,5	0,54	0,18	0,007
	11	4	0,715	0,232	0,010
	12	4	0,806	0,28	0,012
	13	5	0,936	0,29	0,012
	16	5	1,11	0,38	0,016
5	11	3	0,637	0,255	0,011
	13	4	0,884	0,34	0,014
	16	5	1,14	0,38	0,016
	19	6	2,34	0,95	0,04
6	13	3,5	0,884	0,345	0,015
	15	5	1,24	0,475	0,02
	19	6	2,34	0,95	0,04
7	14	3,5	0,956	0,4	0,017
	17	5	1,48	0,56	0,024
	19	6	2,34	0,95	0,04

4.3 ábra: Csapágy adatai

$e \rightarrow \frac{F_{ax}}{C_0} = 10 \cdot \frac{111,9}{475} = 2,36$ ehhez az értékhez a 2,07-es szabványos tényező (4.4 ábra) áll legközelebb így számításaimban az ehhez tartozó adatokkal fogok dolgozni.

Az egysorú mély hornyú golyóscsapágyak számítási tényezői						
f ₀ F _a /C ₀	Normál hézag			C3 hézag		
	e	X	Y	e	X	Y
0,172	0,19	0,56	2,30	0,29	0,46	1,88
0,345	0,22	0,56	1,99	0,32	0,46	1,71
0,689	0,26	0,56	1,71	0,36	0,46	1,52
1,03	0,28	0,56	1,55	0,38	0,46	1,41
1,38	0,30	0,56	1,45	0,40	0,46	1,34
2,07	0,34	0,56	1,31	0,44	0,46	1,23
3,45	0,38	0,56	1,15	0,49	0,46	1,10
5,17	0,42	0,56	1,04	0,54	0,46	1,01
6,89	0,44	0,56	1,00	0,54	0,46	1,00

4.4 ábra: Számítási tényezők

Ellenőrzés statikus terhelésre:

$$P_0 = 0,6 F_r + 0,5 F_{ax}$$

$$P_0 = 0,6 \cdot 16,78 + 0,5 \cdot 111,9 = 66,02$$

$$S_0 = \frac{P_0}{C_0} = \frac{475}{66,02} = 7,02 > 1$$

Tehát a csapágy statikus terhelésre megfelel. (4.5 ábra)

10. táblázat

s₀ statikus biztonsági tényező irányadó értékei								
Üzem mód	Forgó csapágyak Sima futás követelményei						Álló csapágyak	
	jelentéktelen		normál		magas			
	golyós- csapágyak	görgős- csapágyak	golyós- csapágyak	görgős- csapágyak	golyós- csapágyak	görgős- csapágyak	golyós- csapágyak	görgős- csapágyak
Sima, rezgésmentes	0,5	1	1	1,5	2	3	0,4	0,8
Normális	0,5	1	1	1,5	2	3,5	0,5	1
Lökésszerű terhelések ¹⁾	≥ 1,5	≥ 2,5	≥ 1,5	≥ 3	≥ 2	≥ 4	≥ 1	≥ 2

4.5 ábra: Statikus biztonsági tényezők értékei

Ellenőrzés dinamikus terhelésre:

$$\frac{F_{ax}}{F_r} = \frac{111,9}{16,76} = 6,7 > e \text{ ebben az esetben } X = 0,53 \text{ } Y = 1,31$$

$$P = X \cdot F_r + Y \cdot F_{ax}$$

$$P = 0,56 \cdot 16,78 + 1,31 \cdot 111,9 = 155,99$$

Üzemórára:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p = \left(\frac{1240}{155,99}\right)^3 = 502,3$$

$$L_{10h} = \left(\frac{10^6}{60 \cdot 15000}\right)^{\frac{1}{p}} 502,3 = 558,1$$

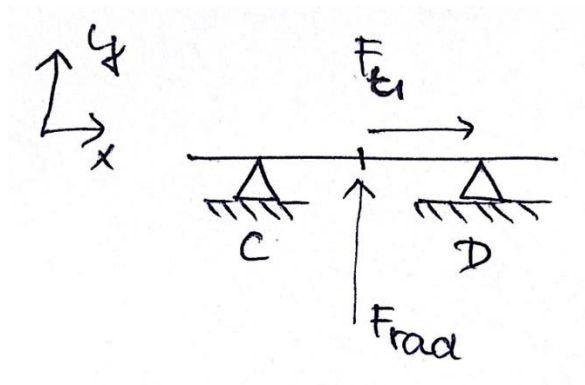
A csapágy a kívánt üzemóra számnak megfelel, melynek adataira a 4.6 táblázat ad iránymutatást.

Különböző típusú gépek élettartamának irányértékei	
Géptípus	Élettartam üzemóra
Háztartási gépek, mezőgazdasági gépek, műszerek, orvostechnikai eszközök	300 ... 3 000
Rövid ideig vagy szakaszosan üzemelő gépek: villamos kéziszerszámok, szerelődaruk, építőipari gépek és berendezések	3 000 ... 8 000
Rövid ideig vagy szakaszosan üzemelő gépek fokozott üzembiztonsági követelményekkel: felvonók, daruk csomagolt árukhoz vagy bálákhoz. stb.	8 000 ... 12 000
Gépek nyolcórás napi üzemre, de nem teljes kihasználtsággal:	10 000 ... 25 000

4.6 ábra: Élettartam irányértékek

Csigakerék persely, mint csapágypersely:

A csigakerék két perselye gyakorlatban csapágyperselyként funkcionál. Az itt ébredő erőket úgy határozhatjuk meg, hogy a csigakereket tengelyként a perselyeket pedig tartóként kezeljük, s mint egy kéttámaszú tartóra (4.6 ábra) tekintünk.



(4.6 ábra)

A C és D tartókban egyaránt egy x irányú, a kerületi erő felével megegyező és egy y irányú a radiális erő felével megegyező reakció erő ébred.

$$C_x = D_x = F_{t1}/2 \text{ és } C_y = D_y = F_{rad}/2$$

Innen számítható az egyes tartóknál fellépő eredő erő:

$$F_{eC,D} = \sqrt{\left(\frac{F_{t1}}{2}\right)^2 + \left(\frac{F_r}{2}\right)^2} = \sqrt{55,95^2 + 21^2} = 59,76 \text{ N}$$

Az eredő erőből pedig meghatározható a palástnyomás:

$$P = \frac{F_e}{A} = \frac{59,76}{69,12} = 0,865 \text{ MPa}$$

$$A = 2 \cdot \pi \cdot 2 \cdot 5,5 = 69,12 \text{ mm}^2$$

A perselyek a csigakerékre ható erő elvezetésére szolgálnak, ezért peremezve vannak. A palástnyomás ezért függ a perem nagyságától, illetve a csigára ható radiális erőtől is.

FORRÁSOK

Gépelemek I.-II. előadás és gyakorlat diasorok

Motor:

https://www.alibaba.com/product-detail/TM-8825-JB-JR-universal-electric_60656383052.html?spm=a2700.7724857.0.0.324975d0tZDosY

Súrlódási tényező:

https://www.engineeringtoolbox.com/friction-coefficients-d_778.html

SKF katalógus:

<https://www.sib.hu/doc/skf%20fokatalogus.pdf>

Modul:

[https://hu.wikipedia.org/wiki/Modul_\(m%C5%B1szaki\)](https://hu.wikipedia.org/wiki/Modul_(m%C5%B1szaki))