

Centrifugalna spojka go-karta

Zemljak, Bartol

Undergraduate thesis / Završni rad

2024

Degree Grantor / Ustanova koja je dodijelila akademski / stručni stupanj: **University of Rijeka, Faculty of Engineering / Sveučilište u Rijeci, Tehnički fakultet**

Permanent link / Trajna poveznica: <https://um.nsk.hr/um:nbn:hr:190:487100>

Rights / Prava: [In copyright](#)/[Zaštićeno autorskim pravom.](#)

Download date / Datum preuzimanja: **2025-02-05**



Repository / Repozitorij:

[Repository of the University of Rijeka, Faculty of Engineering](#)



SVEUČILIŠTE U RIJECI
TEHNIČKI FAKULTET

Sveučilišni prijediplomski studij strojarstva

Završni rad

CENTRIFUGALNA SPOJKA GO-KARTA

Rijeka, lipanj 2024.

Bartol Zemljak
0069089521

SVEUČILIŠTE U RIJECI
TEHNIČKI FAKULTET

Sveučilišni prijediplomski studij strojarstva

Završni rad

CENTRIFUGALNA SPOJKA GO-KARTA

Mentor: izv. prof .dr. sc. Željko Vrcan

Komentor: izv. prof. dr. sc. Kristina Marković

Rijeka, lipanj 2024.

Bartol Zemljak
0069089521

SVEUČILIŠTE U RIJECI
TEHNIČKI FAKULTET
POVJERENSTVO ZA ZAVRŠNE ISPITE

Rijeka, 14. ožujka 2024.

Zavod: **Zavod za konstruiranje**
Predmet: **Konstruktivski elementi II**
Grana: **2.11.01 opće strojarstvo (konstrukcije)**

ZADATAK ZA ZAVRŠNI RAD

Pristupnik: **Bartol Zemljak (0069089521)**
Studij: **Sveučilišni prijediplomski studij strojarstva**

Zadatak: **Centrifugalna spojka go-karta**

Opis zadatka:

Proračunati i konstruirati centrifugalnu spojku za pogon go-karta. Istražiti postojeće izvedbe te ispitati mogućnost izrade korištenjem alternativnih tehnologija. Izvesti zaključak o kvaliteti pojedinih rješenja. Izraditi sklopni crtež te radioničke crteže prema dogovoru s mentorima za izabrano rješenje.

Rad mora biti napisan prema Uputama za pisanje diplomskih / završnih radova koje su objavljene na mrežnim stranicama studija.

Zadatak uručen pristupniku: 20. ožujka 2024.

Mentor:

Predsjednik povjerenstva za
završni ispit:

Izv. prof. dr. sc. Željko Vrcan

Izv. prof. dr. sc. Samir Žic

Izv. prof. dr. sc. Kristina Marković
(komentor)

IZJAVA

Izjavljujem da sam ovaj završni rad pod nazivom „Centrifugalna spojka go-karta“ izradio samostalno, uz stečeno znanje tijekom studiranja te uz stručno vodstvo mentora izv. prof. dr. sc. Željka Vrcana i komentorice izv. prof. dr. sc. Kristine Marković.

Rijeka, lipanj 2024.

Bartol Zemljak
0069089521

ZAHVALA

Zahvaljujem mentoru izv. prof. dr. sc. Željku Vrcanu te komentorici izv. prof. dr. sc. Kristini Marković na stručnoj pomoći prilikom izrade ovog rada, a najviše zahvaljujem obitelji i prijateljima na potpori tijekom studiranja.

Sadržaj

| | |
|---|----|
| 1. UVOD | 3 |
| 2. RAZRADA | 5 |
| 2.1. Centrifugalna spojka s papučama..... | 5 |
| 2.1.1. Ulazni podatci za proračun..... | 5 |
| 2.1.2. Određivanje početka zahvata spojke | 5 |
| 2.1.3. Prenesen okretni moment | 6 |
| 2.1.4. Centrifugalna sila koja djeluje na papuču | 6 |
| 2.1.5. Sila s kojom opruga djeluje na polužicu | 7 |
| 2.1.6. Sila s kojom papučica djeluje na tarnu podlogu..... | 7 |
| 2.1.7. Dodirna duljina papučice | 8 |
| 2.1.8. Širina papuče | 8 |
| 2.1.9. Sila koja djeluje na oprugu prilikom početka zahvata spojke | 9 |
| 2.1.10. Sila koja djeluje na oprugu prilikom punog zahvata spojke | 9 |
| 2.1.11. Konstanta opruge..... | 10 |
| 2.1.12. Izrada nacrtne dokumentacije za centrifugalnu spojku s papučama | 10 |
| 2.2. Višelamelna centrifugalna spojka | 14 |
| 2.2.1. Ulazni podatci za proračun..... | 14 |
| 2.2.2. Određivanje promjera vratila | 15 |
| 2.2.3. Određivanje promjera tarnih ploha | 16 |
| 2.2.4. Određivanje momenta trenja kojeg prenosi jedna tarna ploha..... | 19 |
| 2.2.5. Broj tarnih ploha..... | 19 |
| 2.2.6. Ostvareni dodirni pritisak..... | 19 |
| 2.2.7. Proračun uključne sile | 21 |
| 2.2.8. Rad trenja kod jednog uključivanja spojke | 21 |
| 2.2.9. Rad trenja i snaga kod višekratnog uključivanja..... | 22 |
| 2.2.10. Toplinsko opterećenje spojke..... | 24 |
| 2.2.11. Proračun pera..... | 25 |
| 2.2.12. Temperatura tarnih površina | 26 |
| 2.2.13. Izrada nacrtne dokumentacije za višelamelnu centrifugalnu spojku..... | 27 |
| 2.3. Podatljivi elementi..... | 32 |
| 2.3.1. Ulazni podatci za proračun..... | 32 |

| | | |
|--------|--|----|
| 2.3.2. | Rad trenja potreban za savladavanje momenta inercije | 33 |
| 2.3.3. | Snaga trenja kod savladavanja radnog momenta | 33 |
| 2.3.4. | Faktor β_{dop} | 34 |
| 2.3.5. | Minimalna površina dodira tarnih parova | 34 |
| 3. | ZAKLJUČAK | 40 |
| 4. | LITERATURA | 41 |
| 5. | POPIS SLIKA | 42 |
| 6. | POPIS OZNAKA | 43 |

1. UVOD

Tema je ovoga završnog rada „Centrifugalna spojka go-karta“. Zadatak ove iste teme je za zadane ulazne parametre kao što su: tip motora i njegova istisnina, uvjeti rada, vrsta materijala i sl. proračunati te konstruirati centrifugalnu spojku za go-kart. Dio rada koji se odnosi na proračun kao i na konstruiranje trebalo je izvesti za dva različita tipa centrifugalne spojke: višelamelnu centrifugalnu te centrifugalnu spojku s „papučama“. Također, jedan od zadataka je i istražiti te ispitati mogućnosti izrade korištenjem alternativnih tehnologija pod što spadaju podatljivi elementi.

Centrifugalne spojke spadaju pod specijalne vrste spojki. Primjena centrifugalnih spojki počinje u 20. stoljeću, ponajviše zbog brzorastuće automobilske industrije u SAD-u. Problem koji je snašao inženjere toga doba bilo je pokretanje motora, odnosno strojeva, pod punim opterećenjem. Centrifugalna spojka u ovakvim slučajevima predstavlja najbolje rješenje jer ona omogućuje neopterećenom motoru da dostigne određenu brzinu vrtnje prije nego bude opterećen radnim momentom. Današnja, moderna tehnologija omogućava proizvodnju centrifugalnih spojki iz jednog komada metala. Takve spojke nazivamo podatljive spojke.

Princip rada centrifugalne spojke je vrlo jednostavan. Ona djeluje na principu centrifugalne sile koja se javlja kao posljedica rotacije. Rotacijom vratila pogonskog stroja rotira i dio spojke koji je čvrsto vezan za vratilo pogonskog stroja. Povećanjem brzine vrtnje vratila, centrifugalna sila djeluje na utege ili segmente koji se potom pomiču i ostvaruju dodirni pritisak s kućištem spojke. Ovaj dodir omogućuje prijenos snage s pogonskog na radni stroj. Smanjenjem brzine vrtnje pogonskog vratila, smanjuje se i centrifugalna sila s kojom utezi ili segmenti djeluju na kućište spojke. Ako ta brzina vrtnje padne ispod kritične, odnosno brzine vrtnje pri kojoj je centrifugalna sila premala da bi održala dovoljno jak pritisak, spojka se isključuje te prestaje prijenos snage s pogonskog na radni stroj.

Centrifugalne spojke visokoraširene su primjene ponajviše zbog svojeg automatskog upravljanja. Za njezino uključivanje i isključivanje nije potrebna ljudska pobuda. Zato se primjenjuju na strojevima malih volumena poput motornih pila, trimera i motocikala pa sve do velikih poljoprivrednih i građevinskih strojeva.

Ovaj rad u cijelosti obuhvaća proračune višelamelne centrifugalne spojke i centrifugalne spojke s papučama zajedno sa svim sklopnim i radioničkim crtežima potrebnima za izradu obje vrste centrifugalne spojke za primjenu na go-kartu. Također sadržava i teorijski primjer podatljivih elemenata za zadanu primjenu.

2. RAZRADA

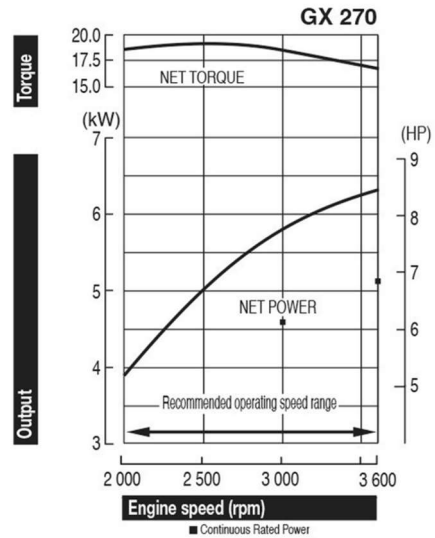
2.1. Centrifugalna spojka s papučama

2.1.1. Ulazni podatci za proračun

| | |
|---|-----------------------------------|
| Tip motora: | Četverotaktni OHV, pasivno hlađen |
| Istisnina: | 270 cm ³ |
| Brzina vrtnje: | $N = 3600 \text{ min}^{-1}$ |
| Snaga motora: | $P = 6300 \text{ W}$ |
| Okretni moment pri brzini vrtnje 2500 min ⁻¹ : | $T = 19.1 \text{ Nm}$ |
| Broj polužica s papučama: | $n = 3$ |
| Polumjer spojke: | $R = 100 \text{ mm}$ |
| Masa polužice s papučom: | $m = 0.104 \text{ kg}$ |

2.1.2. Određivanje početka zahvata spojke

Iz Slike 2.1. na sljedećoj strani, vidljivo je da je maksimalan moment motora pri 2500 min⁻¹. Iz toga zaključujemo da će zahvat naše spojke započeti pri $N = 1800 \text{ min}^{-1}$, a puni će se zahvat spojke dogoditi pri $N = 2700 \text{ min}^{-1}$.



Slika 2.1. Karakteristike motora

2.1.3. Prenesen okretni moment

$$T = \frac{p \cdot 60}{2\pi N} = \frac{3600 \cdot 60}{2\pi \cdot 3600} = 16,711 \text{ Nm}$$

2.1.4. Centrifugalna sila koja djeluje na papuču

$$F_c = m \cdot \omega^2 \cdot r$$

gdje je:

m – masa papuče

ω – kutna brzina

r – udaljenost papuče od središta vratila

Kutna brzina se računa prema izrazu:

$$\omega = \frac{2 \cdot \pi \cdot N}{60} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 3600}{60} = 376,99 \text{ rad/s}$$

Udaljenost papuče od središte vratila je uzeta kao $r = 97 \text{ mm} = 0,097 \text{ m}$. Tada se centrifugalna sila F_C računa:

$$F_C = 0,104 * 376,99^2 * 0,097 = 1433,73 \text{ N}$$

2.1.5. Sila s kojom opruga djeluje na polužicu

$$F_S = m * \omega_1^2 * r$$

gdje je:

m – masa polužice s papučom

ω_1 – kutna brzina prilikom punog zahvata spojke

r – udaljenost papuče od središta vratila

Kutna brzina prilikom punog zahvata spojke, iskustveno se računa kao $\frac{3}{4}$ kutne brzine pri maksimalnom broju okretaja te se računa prema izrazu:

$$\omega_1 = \frac{3}{4} * \omega = \frac{3}{4} * 376,99 = 282,74 \text{ rad/s}$$

Sila kojom opruga djeluje na polužicu:

$$F_S = 0,104 * 282,74^2 * 0,097 = 806,47 \text{ N}$$

2.1.6. Sila s kojom papučica djeluje na taru podlogu

$$F = F_C - F_S$$

$$F = 1433,73 - 806,47 = 627,26 \text{ N}$$

2.1.7. Dodirna duljina papučice

$$l = \frac{\pi}{3} * R$$

$$l = \frac{\pi}{3} * 100 = 104,72 \text{ mm}$$

$$l_{usvojeno} = 105 \text{ mm}$$

2.1.8. Širina papučice

$$b = \frac{F}{l * p}$$

gdje je:

F – sila s kojom papučica djeluje na tarnu podlogu

l – dodirna duljina papučice

p – pritisak na papuču

Pošto su nam varijable F i l poznate, potrebno je odrediti varijablu p . Pritisak na papuču uzimamo kao $p = 0,1 \text{ N/mm}^2$. Tada možemo pisati:

$$b = \frac{627,26}{105 * 0,1} = 59,89 \text{ mm}$$

$$b_{usvojeno} = 60 \text{ mm}$$

2.1.9. Sila koja djeluje na oprugu prilikom početka zahvata spojke

$$F_0 = m * \omega_0^2 * r$$

gdje je:

m – masa polužice s papučom

ω_0 – kutna brzina prilikom početka zahvata spojke

r – udaljenost papuče od središta vratila

Kutna brzina prilikom početka zahvata spojke računa se kao:

$$\omega_0 = \frac{2 * \pi * 1800}{60} = 188,50 \text{ rad/s}$$

Tada možemo pisati:

$$F_0 = 0,104 * 188,50^2 * 0,097 = 358,43 \text{ N}$$

2.1.10. Sila koja djeluje na oprugu prilikom punog zahvata spojke

$$F_1 = m * \omega_1^2 * r$$

gdje je:

m – masa polužice s papučom

ω_1 – kutna brzina prilikom punog zahvata spojke

r – udaljenost papuče od središta vratila

Pošto su nam sve varijable poznate, možemo pisati:

$$F_1 = 0,104 * 282,74^2 * 0,097 = 806,47 \text{ N}$$

2.1.11. Konstanta opruge

Iz prethodno izračunatih varijabli možemo zaključiti kako je potrebna konstanta opruge jednaka sili koja djeluje na oprugu prilikom početka zahvata spojke. Tada pišemo da je konstanta opruge:

$$k = 358,43 \text{ N/mm}$$

Određivanjem konstante opruge završen je proračun centrifugalne spojke s papučama.

2.1.12. Izrada nacrtne dokumentacije za centrifugalnu spojku s papučama

Nakon završetka proračuna spojke, pristupamo izradi nacrtne dokumentacije za izradu centrifugalne spojke. Za izradu 3D modela polužice s papučom koristimo program Autodesk Inventor Professional 2025. Iz podataka danih u proračunu, znamo da je polumjer spojke $R = 100 \text{ mm}$. Stoga nam je važno da vanjski rub papuče ima radijus zaobljenja $R = 100 \text{ mm}$. Taj radijus nam je jedina mjera poznata za izradu papuče spojke. Kao primjer po kojemu izrađujemo polužicu spojke s papučom, koristili smo se modelima već korištenima u praksi. Na slici 2.2. na sljedećoj stranici, prikazan je gotov model polužice spojke s papučom.



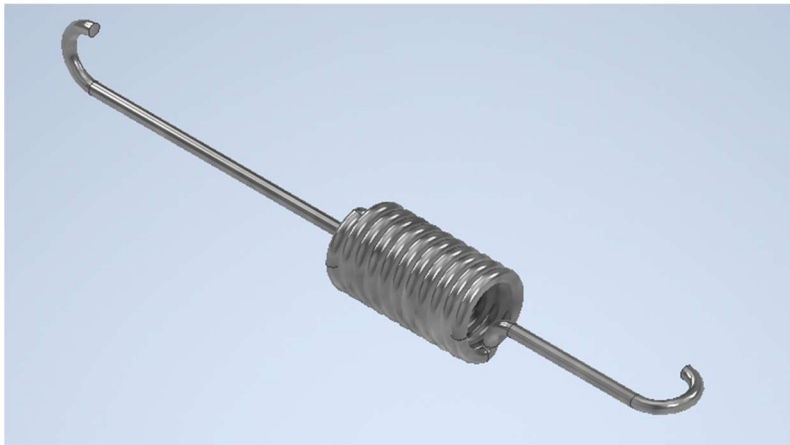
Slika 2.2. Model polužice s papučom

Nakon izrade modela polužice s papučom krenuli smo s izradom glavine na koju će polužica biti pričvršćena steznim spojem. Glavina, zbog lakše i brže izmjene, na sebi ima izrađena ožljebljenja za vratilo izrađena po standardu DIN 5462, što je vidljivo na slici 2.3. Glavina je izrađena iz čelika oznake Č1530.



Slika 2.3. Model glavine centrifugalne spojke s papučama

Nakon izrade ova dva dijela spojke, modele smo spojili u jednom crtežu kako bismo odredili potrebnu veličinu opruge koju ćemo koristiti kao sredstvo „vraćanja“ spojke u početni položaj. Takva je opruga prikazana na slici 2.4.



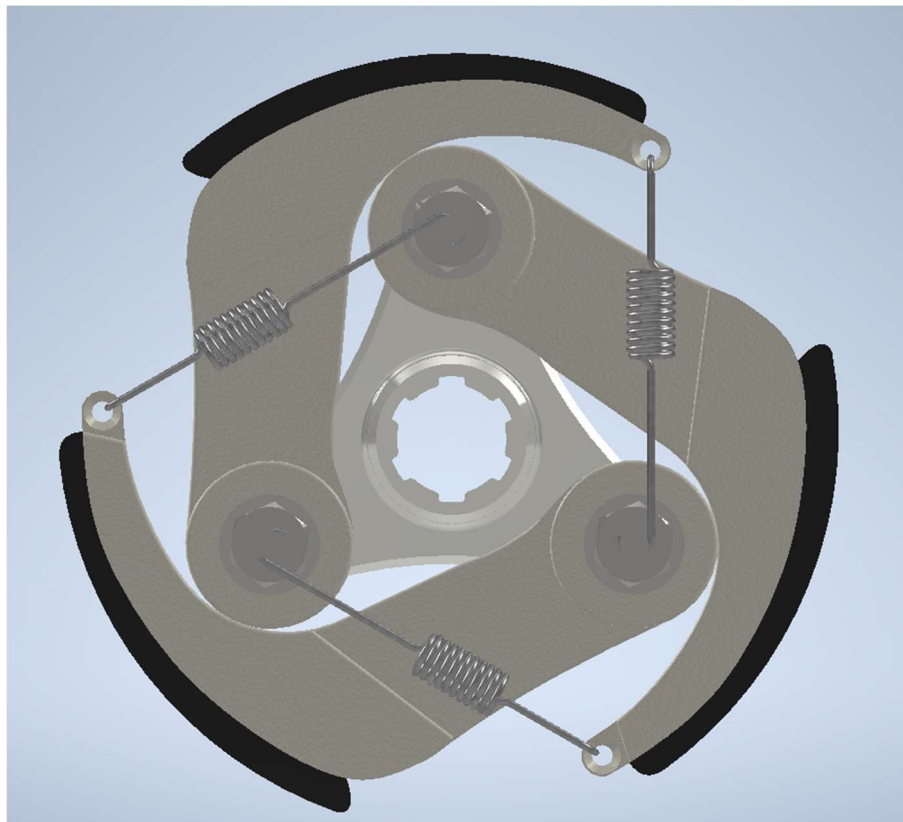
Slika 2.4. Opruga centrifugalne spojke

Posljednji dio koji je bilo potrebno izraditi jest vijak s kojim će polužica s papučom i glavina biti spojeni. Pošto vijak koji koristimo nije standardan, potrebno ga je izraditi tako da bude prikladan za ovu primjenu. Vijak smo izradili na način da smo vijak M12 standardnih izmjera na vrhu izbušili te narezali navoj za svornjak s navojem M4 te potom taj svornjak umetnuli u izbušenu rupu na vrhu vijka. Takav je vijak prikazan na slici 2.5. na sljedećoj strani.



Slika 2.5. Vijak M12 sa svornjakom M4

Posljednja stvar koju je bilo potrebno napraviti jest spojiti sve modelirane dijelove u jedan sklop prikazan na slici 2.6..



Slika 2.6. Sklop centrifugalne spojke s papučama

2.2. Višelamelna centrifugalna spojka

2.2.1. Ulazni podatci za proračun

| | |
|---|-----------------------------------|
| Tip motora: | Četverotaktni OHV, pasivno hlađen |
| Istisnina: | 270 cm ³ |
| Okretni moment pri brzini vrtnje 2500 min ⁻¹ : | $T = 19.1 \text{ Nm}$ |
| Tip pogonskog stroja: | Motorno vozilo |
| Moment inercije radnog stroja: | $I_R = 0,07 \text{ kgm}^2$ |
| Brzina vrtnje pogonskog stroja: | $n_I = 3600 \text{ min}^{-1}$ |
| Nazivni učin radnog stroja: | $P_R = 6,3 \text{ kW}$ |
| Gustoća čelika: | $\rho = 7850 \text{ kg/m}^3$ |
| Specifični toplinski kapacitet čelika: | $c = 465 \text{ J/kgK}$ |
| Koeficijent toplinske vodljivosti za čelik: | $\lambda = 58 \text{ W/mK}$ |

Kao posljednji podatak potreban za proračun, potrebno je izračunati koeficijent temperaturne vodljivosti, a , koji se računa prema formuli:

$$a = \frac{\lambda}{c * \rho} = \frac{58}{465 * 7850} = 1,589 * 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$$

2.2.2. Određivanje promjera vratila

| | |
|---|-------------------------------------|
| Odabran materijal vratila: | Č1731 (C60E) – Čelik za poboljšanje |
| Torzijska čvrstoća odabranoga materijala: | $R_{dt0} = 400 \text{ N/mm}^2$ |
| Faktor sigurnosti: | $S = 12$ |

Iz podataka navedenih na prethodnoj stranici izračunava se dopušteno naprezanje za odabrani materijal vratila, prema formuli:

$$\tau_{tdop} = \frac{R_{dt}}{S} = \frac{400}{12} = 33,33 \text{ N/mm}^2$$

Prije nego što odredimo promjer vratila, moramo odrediti uključni moment. Preneseni okretni moment se računa prema formuli:

$$T_R = 9550 * \frac{P_R}{n_1} = 9550 * \frac{6,3}{3600} = 16,71 \text{ Nm}$$

Za odrađivanje uključnog momenta, potreban nam je faktor za određenu kombinaciju pogonskog i radnog stroja. On iznosi 1,3...1,5 za električni motor i alatni stroj ili pumpu, 1,4...1,8 za električni motor i prešu, 1,8 za motorno vozilo, 2,5...3 za bager pogonjen Diesel motorom, 1,1...1,2 za brodski reduktor. Iz navedenoga usvajam $c = 1,8$ za kombinaciju pogonskog i radnog stroja.

Nakon što smo odredili i faktor za tip pogonskog stroja, računamo uključni moment prema formuli:

$$T_K = c * T_R = 1,8 * 16,71 = 30,08 \text{ Nm}$$

Izračunavanjem uključnog momenta imamo sve potrebne podatke za određivanje promjera vratila.

Pišemo:

$$d_{vr} \sqrt[3]{\frac{16 * T_K * 1000}{\pi * \tau_{tdop}}} = \sqrt[3]{\frac{16 * 30,08 * 1000}{\pi * 33,33}} = 16,63 \text{ mm}$$

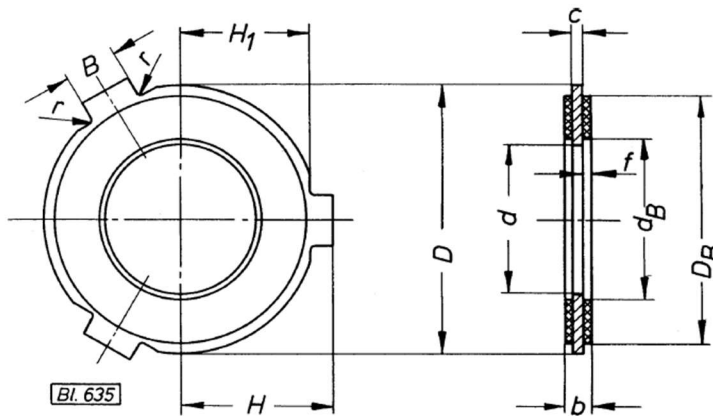
Usvaja se prvi veći promjer vratila djeljiv s brojem 5:

$$d_{vr,usvojeno} = 20 \text{ mm}$$

2.2.3. Određivanje promjera tarnih ploha

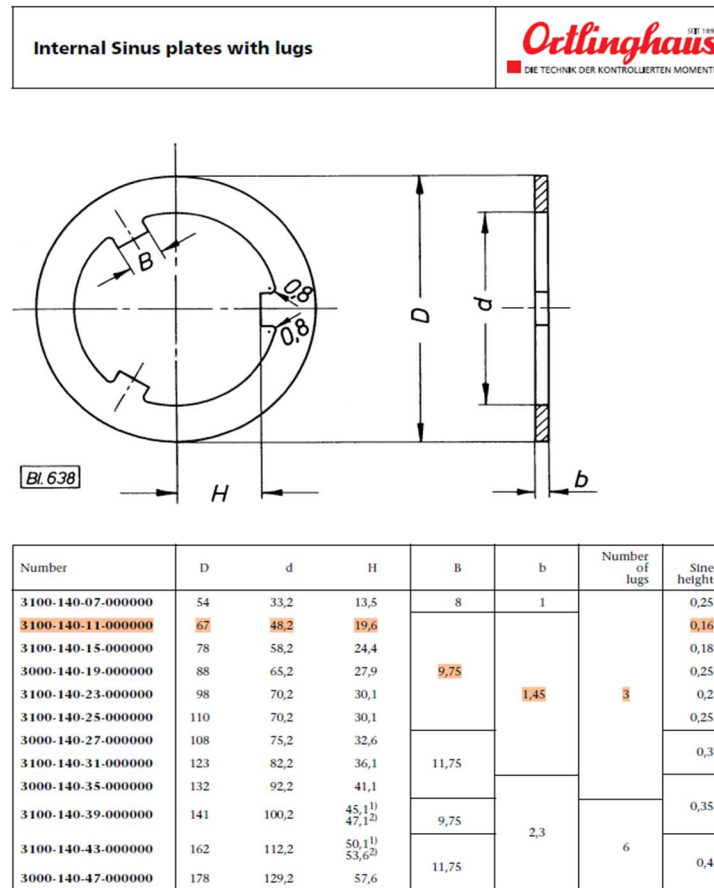
Kako nije točno zadan predložak, pretpostavljamo da je manji promjer unutarnje lamele, d , približno jednak dva promjera vratila d_{vr} . Izabiremo lamelu s prvim većim unutarnjim promjerom. Odabrane lamele proizlaze iz kataloga lamela Ortlinghaus te su prikazane na slikama 2.7. i 2.8.

External plates with lugs,
for dry-running

| Number | D | D _B | d | b | c | f | B | H | H ₁ | r | Number of lugs |
|--------------------|-------|----------------|-----|-----|------|-----|------|------|----------------|-----|----------------|
| 3100-088-11-00.000 | 69,8 | 67 | 50 | 3,2 | 1,2 | 1 | 12 | 38,5 | 33,3 | 1,2 | 3 |
| 3100-088-15-00.000 | 79,8 | 77 | 60 | 3,2 | | | | 44 | 38,3 | | |
| 3100-088-23-00.000 | 100 | 97 | 72 | 3,4 | 1,45 | -1 | 19 | 55 | 48,5 | 1,2 | 8 |
| 3100-088-25-00.000 | 111,5 | 108 | 72 | 3,4 | | | | 61 | 53,8 | | |
| 3402-088-25-00.000 | 111,5 | 108 | 80 | 3 | -1 | 12 | 68,5 | 61 | 61 | 1,5 | 6 |
| 3100-088-31-00.000 | 124,8 | 121 | 84 | 3,4 | | | | | | | |
| 3100-088-39-00.000 | 144,5 | 141 | 102 | 4,5 | 2 | 1,5 | 19,7 | 78,5 | 70,5 | 1,5 | 6 |
| 3100-088-43-00.000 | 164,5 | 161 | 118 | 5 | | | | 88,5 | 80,5 | | |

Slika 2.7. Odabrana vanjska lamela



Slika 2.8. Odabrana unutarnja lamela

Unutarnji promjer tarne plohe: $d_B = 52 \text{ mm}$

Vanjski promjer tarne plohe: $D_B = 67 \text{ mm}$

Odabire se tarni par čelik/organska obloga za rad na suho. Podatci za takav tarni par dani su u nastavku.

Koeficijent trenja klizanja: $\mu = 0,35$

Dopušteni pritisak: $p_{dop} = 1 \text{ N/mm}^2$

Faktor punoće površine: $Y_I = 1$

2.2.4. Određivanje momenta trenja kojeg prenosi jedna tarna ploha

$$T_1 = F_A * \mu * r_m = \frac{\pi}{4} * (D^2 - d^2) * p_{dop} * \mu * \frac{D + d}{4} * Y_1$$

$$T_1 = \frac{\pi}{4} * (67^2 - 52^2) * 1 * 0,35 * \frac{67 + 52}{4} * 1$$

$$T_1 = 14597,66 \text{ Nmm}$$

$$T_1 = 14,60 \text{ Nm}$$

2.2.5. Broj tarnih ploha

$$j \geq \frac{T_K}{T_1} = \frac{30,08}{14,60} = 2,06$$

Za broj tarnih ploha uzimamo prvi veći parni broj, a ukupan broj lamela, i , bit će za jedan veći od broja tarnih ploha.

$$j_{usvojeno} = 4$$

$$i = j + 1 = 4 + 1 = 5$$

2.2.6. Ostvareni dodirni pritisak

Za određivanje ostvarenog dodirnog pritiska potreban nam je faktor trenja na vodilicama μ_{AX} koji nam je iskustveno zadan za rad na suho koji iznosi $\mu_{AX} = 0,1 \dots 0,22$. Za potrebe proračuna uzeto je da faktor trenja na vodilicama iznosi $\mu_{AX} = 0,15$.

Dalje računamo faktor trenja μ' , koji iznosi:

$$\mu' = \mu * \mu_{AX} = 0,35 * 0,15 = 0,0525$$

Nakon izračuna faktora trenja, za izračun ostvarenog dodirnog pritiska preostalo je odrediti faktor smanjenja aksijalne sile kada se uključivanje izvodi pod opterećenjem k_j . Pišemo:

$$k_j = 1 - 0,85 * \mu' - j(0,03 + 0,65 * \mu')$$

$$k_j = 1 - 0,85 * 0,0525 - 4 * (0,03 + 0,65 * 0,0525)$$

$$k_j = 0,699$$

Izračunom faktora smanjenja aksijalne sile kada se uključivanje izvodi pod opterećenjem, možemo odrediti ostvareni dodirni pritisak p i on mora biti manji od 1 N/mm^2 . Pišemo:

$$p = \frac{T_K}{\frac{\pi}{4} * (D^2 - d^2) * j * \mu * \frac{D + d}{4} * k_j * Y_1}$$

$$p = \frac{30,08 * 10^3}{\frac{\pi}{4} * (67^2 - 52^2) * 4 * 0,35 * \frac{67 + 52}{4} * 0,699 * 1}$$

$$p = 0,737 \leq 1 \text{ N/mm}^2$$

2.2.7. Proračun uključne sile

$$F_A = \frac{T_K}{\frac{D+d}{4} * \mu * j * k_j}$$

$$F_A = \frac{30,08 * 10^3}{\frac{67+52}{4} * 0,35 * 4 * 0,699}$$

$$F_A = 1033,20 \text{ N}$$

2.2.8. Rad trenja kod jednog uključivanja spojke

Za određivanje rada trenja kod jednog uključivanja spojke potrebna nam je sinkrona kutna brzina za koju pretpostavljamo da je jednaka brzini vrtnje pogonskog stroja:

$$\omega_0 = \frac{\pi * n_1}{30} = \frac{\pi * 3600}{30} = 376,99 \text{ rad/s}$$

Nadalje, potrebno nam je i vrijeme, t_{12} , u kojemu dolazi do povećanja momenta od 0 do T_K . Za to vrijeme se pretpostavlja optimalna vrijednost koja iznosi $t_{12} = 0,1$ s. Osim vremena u kojemu dolazi do povećanja momenta od 0 do T_K , potrebno nam je i vrijeme klizanja t_3 . Pišemo:

$$t_3 = I_R * \frac{\omega_0}{T_K - T_R} + \frac{t_{12}}{2} * \frac{T_K}{T_K - T_R}$$

$$t_3 = 0,07 * \frac{376,99}{30,08 - 16,71} + \frac{0,1}{2} * \frac{30,08}{30,08 - 16,71}$$

$$t_3 = 2,09 \text{ s}$$

Na kraju izračunavamo rad trenja kod jednog uključivanja spojke:

$$W_1 = \frac{T_K * \omega_0 * t_3}{2} = \frac{30,08 * 376,99 * 2,09}{2} = 11830,05 \text{ J/h}$$

2.2.9. Rad trenja i snaga kod višekratnog uključivanja

Za određivanje rada trenja i snage kod višekratnog uključivanja potrebno je prvo odrediti referentni broj uključivanja na sat Z_h . Za određivanje referentnog broja uključivanja na sat treba prvo odrediti potrebnu debljinu tarne ploče, s_{potr} , i konstantu odvođenja topline, T . Pišemo:

$$s_{gran} = \frac{3}{4} * \sqrt{\frac{\pi * \lambda * t_3}{2 * \rho * c}} = \frac{3}{4} * \sqrt{\frac{\pi * 58 * 2,09}{2 * 7850 * 465}} = 0,005412 \text{ m}$$

$$s_{gran} = 5,41 \text{ mm}$$

Potrebna debljina tarne ploče s iznosi:

$$s_{potr} = 1,2 * s_{gran} = 1,2 * 5,41 = 6,49 \text{ mm}$$

$$s_{usvojeno} = 7 \text{ mm}$$

Uz poznatu konstantu odvođenja topline $\alpha = 80 \text{ W/m}^2\text{K}$, računamo konstantu odvođenja topline:

$$T = \frac{S_{usvojeno} * \rho * c}{\alpha} = \frac{7 * 7850 * 465 * 10^{-3}}{80} = 319,40 \text{ s}$$

Računamo referentni broj uključivanja na sat,

$$Z_h = \frac{1}{\frac{T}{3600}} = \frac{1}{\frac{319,40}{3600}} = 11,27$$

$$Z_{h,usvojeno} = 12$$

Nakon određenog referentnog broja uključivanja na sat, možemo izračunati rad trenja kod višekratnog uključivanja, W_h , i snagu koja se troši na ugrijavanje spojke P_T . Pišemo:

$$W_h = W_1 * Z_{h,usvojeno} = 11830,05 * 12 = 141960,64 \text{ J/h}$$

$$P_T = \frac{w_h}{3600} = \frac{141960,64}{3600} = 39,43 \text{ W}$$

2.2.10. Toplinsko opterećenje spojke

Kod određivanja toplinskog opterećenja spojke računamo specifično toplinsko opterećenje q i specifičnu toplinsku snagu q' . Za određivanje obje varijable potrebna nam je tarna površina A_1 i vrijeme ciklusa rada jedne spojke t_c .

$$A_1 = \frac{\pi}{4} * (D^2 - d^2) * Y_1$$

$$A_1 = \frac{\pi}{4} * (6,7^2 - 5,2^2) * 1$$

$$A_1 = 14,02 \text{ cm}^2$$

Specifično toplinsko opterećenje se računa kao:

$$q = \frac{W_1}{j * A_1 * 100}$$

$$q = \frac{11830,05}{4 * 14,02 * 100} = 2,02 \text{ J/cm}^2$$

Vrijeme ciklusa rada jedne spojke se računa kao:

$$t_c = \frac{3600}{Z_{h,usvojeno}} = \frac{3600}{12} = 300 \text{ s}$$

Specifična toplinska snaga se računa kao:

$$q' = \frac{q}{t_c} = \frac{2,02}{300} = 0,00703 \text{ W/cm}^2$$

2.2.11. Proračun pera

Iz Krautovog strojarskog priručnika iščitavamo veličine za spoj s perom, niskim, za vratilo promjera $d_{vr} = 20\text{mm}$. One glase:

Visina pera: $h = 4\text{ mm}$

Dubina utora na vratilu: $t_1 = 2,5\text{ mm}$

Dubina utora na glavini: $t_2 = 1,6\text{ mm}$

Širina pera: $b = 6\text{ mm}$

Za izračun potrebne duljine pera također nam je potreban i dopušteni pritisak za materijal glavine. U našem slučaju, glavina je izrađena iz nodularnog lijeva i on iznosi $p_{dop} = 130\text{ N/mm}^2$. Duljinu pera računamo kao:

$$l = \frac{4 * T_R * 1000}{d_{vr} * (h - t_1) * p_{dop}}$$

$$l = \frac{4 * 16,71 * 1000}{20 * (6 - 2,5) * 130} = 17,14\text{ mm}$$

$$l_{usvojeno} = 18\text{ mm}$$

Za potrebe proračuna, odnosno konstrukcije glavine, računali smo potrebnu duljinu pera. Zbog jednostavnije montaže, odnosno demontaže glavine i ostalih dijelova spojke, koristimo pero duž cijele glavine.

2.2.12. Temperatura tarnih površina

Kod određivanja temperatura tarnih površina, imamo nekoliko ulaznih podataka koje ćemo koristiti. Oni su:

Vrijeme ciklusa rada spojke: $t_c = 300 \text{ s}$

Temperatura okoline: $\vartheta_0 = 45 \text{ °C}$

Specifični toplinski kapacitet čelika: $c = 465 \text{ J/kgK}$

Gustoća čelika: $\rho_{\check{c}} = 7850 \text{ kg/m}^3$

Gustoća organske obloge: $\rho_{oo} = 1280 \text{ kg/m}^3$

Ukupna debljina lamele: $s = 3,2 \text{ mm}$

Debljina organske obloge: $s' = 1 \text{ mm}$

Korištenjem ovih podataka dalje računamo vrijeme hlađenja uključene spojke t_a , prirast temperature prilikom uključivanja spojke $\Delta\vartheta_m$, i specifično toplinsko opterećenje q . Pišemo:

$$t_a = \frac{t_c - t_3}{2} = \frac{300 - 2,09}{2} = 148,96 \text{ s}$$

$$q = \frac{W_1}{j * A_1} = \frac{11830,05}{4 * 14,019} = 2,11 \text{ J/cm}^2$$

$$\Delta\vartheta_m = \frac{q}{c * \rho_{\check{c}} * 0,32 + 2 * \rho_{oo} * s'}$$

$$\Delta\vartheta_m = \frac{2,11}{465 * 7,85 * 10^{-3} * 0,32 + 2 * 1,28 * 10^{-3} * 1 * 0,1} = 1,64K$$

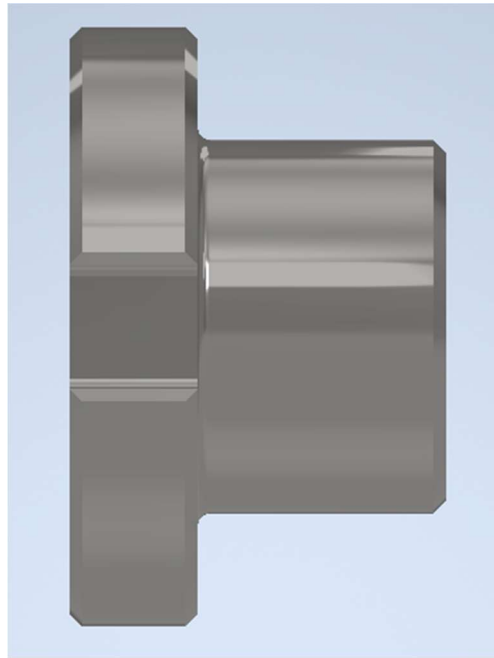
Određivanjem prirasta temperature prilikom uključivanja spojke završen je proračun višelamelne centrifugalne spojke go-karta.

2.2.13. Izrada nacrtne dokumentacije za višelamelnu centrifugalnu spojku

Kao i kod centrifugalne spojke s papučama, nakon završetka proračuna pristupamo izradi nacrtne dokumentacije. 3D modeliranje također vršimo u programu Autodesk Inventor Professional 2025. Iz proračuna, točnije iz Ortlinghausovog kataloga lamela, iščitavamo vrijednosti dimenzija odabranih lamela te prema njima konstruiramo iste. Nakon što smo kreirali lamele, uzimamo dimenziju unutarnjeg promjera unutarnje lamele te ju koristimo kako bismo konstruirali glavinu. Naime, unutarnji promjer unutarnje lamele odgovara promjeru glavine na koji se slaže paket lamela. Lamele su vodilicama vezane za glavinu te se pomoću njih okretni moment prenosi s glavine na unutarnje lamele. Glavina je prikazana na slikama 2.9. i 2.10.

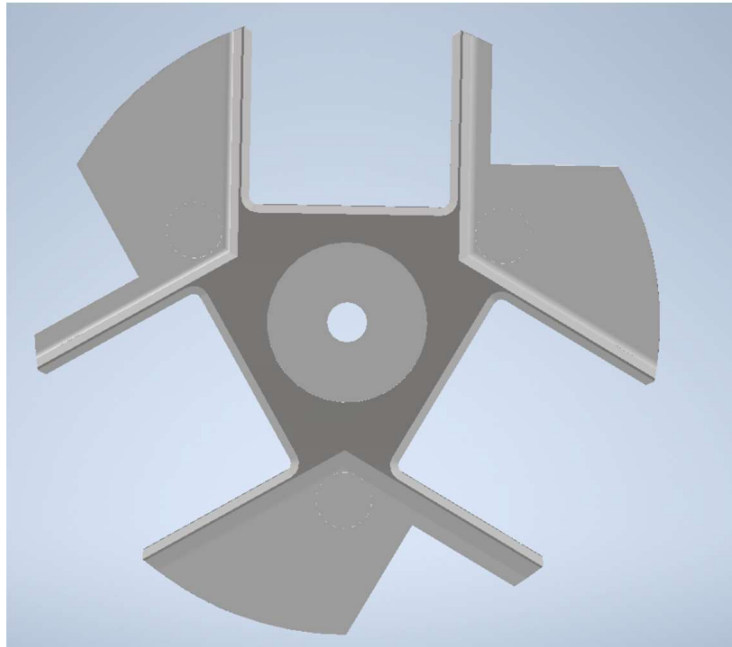


Slika 2.9. Prednji pogled glavine



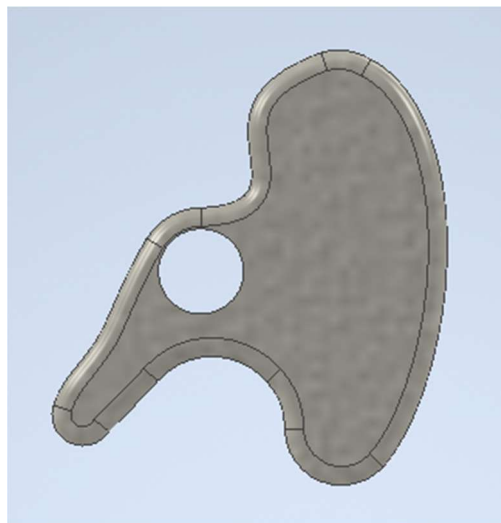
Slika 2.10. Bočni pogled glavine

Nakon konstruiranja lamela i glavine na koju lamele nasjedaju, potrebno je konstruirati mehanizam koji će, prilikom djelovanja centrifugalne sile, spojiti paket lamela i time prenijeti okretni moment s pogonskog na radni stroj. U našem slučaju pogonski stroj predstavlja motor HONDA GX270, radni stroj je go-kart, a spojka se nalazi između ta dva dijela i prenosi okretni moment s pogonskog na radni dio. Kao i glavinu koju smo već konstruirali, potrebno je konstruirati novu glavinu na kojoj će se nalaziti spomenuti mehanizam. Mehanizam se sastoji od: tri seta utega, tri svornjaka s navojima i tri opruge koje služe za „vraćanje“ u početni položaj. Glavina mehanizma je prikazana na slici 2.11.



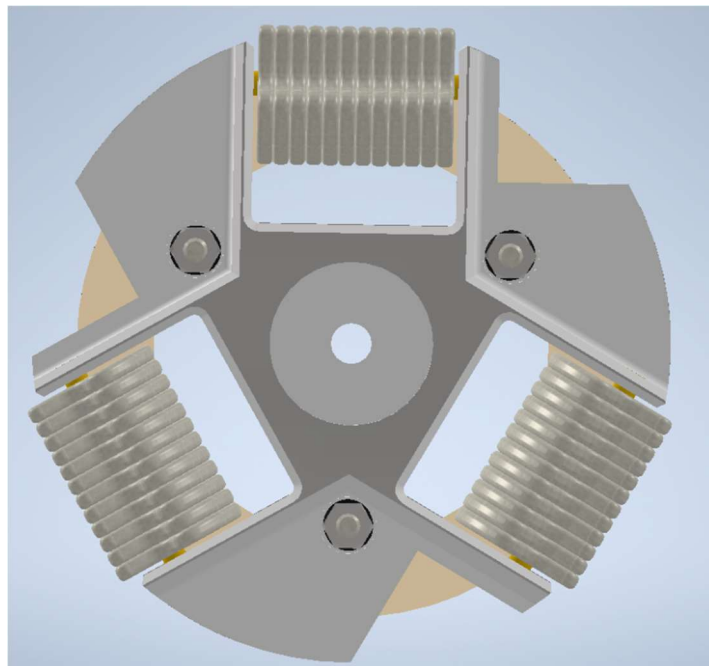
Slika 2.11. Glavina mehanizma

U tri praznine koje su vidljive na slici 2.11. složeni su setovi utega koji su sa svornjakom vezani za glavinu. Svornjak se umeće u glavinu kroz usjek za laku montažu prikazan na slici 2.11. Pažljivim odabirom svornjaka ostvarena je zračnost između svornjaka i utega koji je prikazan na slici 2.12.



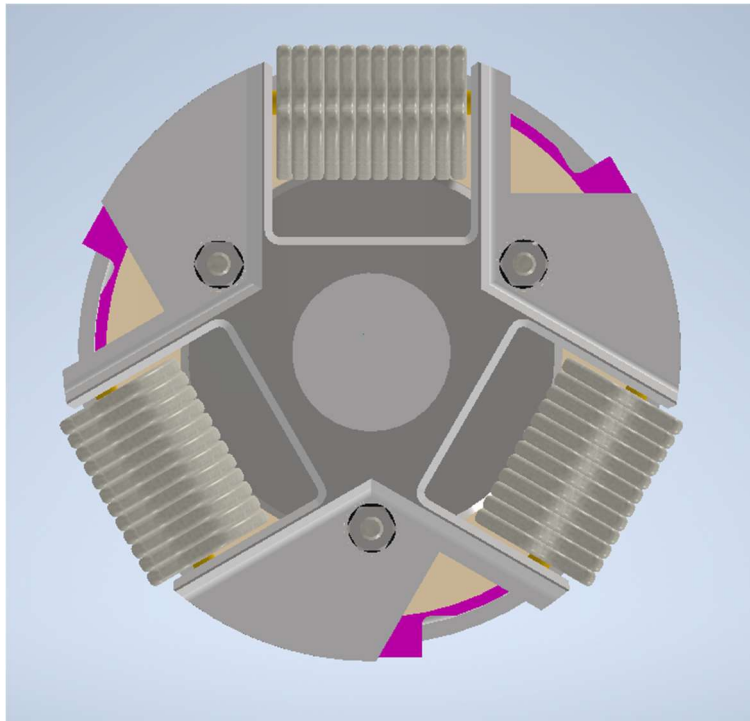
Slika 2.12. Utteg

Uteg nije simetričnog oblika jer je bilo potrebno postići njegovo zakretanje prilikom vrtnje mehanizma. Ovakav se oblik utega može sam zakrenuti prilikom vrtnje jer centar mase utega i njegovo težište nisu u istoj točki. U usjeke usječene u tijelo glavine postavljaju se opruge kroz čiju sredinu prolazi svornjak koji se osigurava s dvije matice kako bismo dobili efekt kontra-navoja. Time ne dolazi do raspadanja prilikom vrtnje spojke pri velikim brzinama vrtnje. Glava svornjaka prolazi kroz prvu lamelu na koju su oslonjeni utezi koji ju prilikom zakretanja pritišću i na taj način spajaju paket lamela i prenose okretni moment. Opisani sklop prikazan je na slici 2.13.

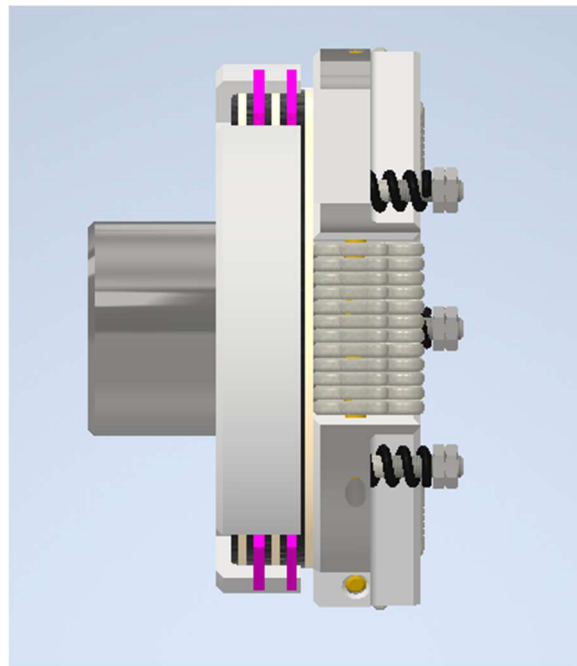


Slika 2.13. Sklop mehanizma

Nakon izrade mehanizma, prelazimo na sklapanje cijelog modela spojke. Taj je model vidljiv na slikama 2.14. i 2.15.



Slika 2.14. Sklop višelamelne centrifugalne spojke



Slika 2.15. Bočni pogled na višelamelnu centrifugalnu spojku

2.3. Podatljivi elementi

Kod podatljivih elemenata, odnosno podatljivih spojki, prijenos momenta s pogonskog na radni dio ostvaruje se elastičnom deformacijom samoga tijela spojke. U ovome radu podatljivi elementi nisu u potpunosti obrađeni, već je samo istražen način na koji bi se mogao prenijeti okretni moment preko podatljivog elementa. U nastavku je prikazan proračun centrifugalne spojke korištenjem podatljivih elemenata.

2.3.1. Ulazni podatci za proračun

Kao odabrani materijal iz kojega bi se izradila spojka uzimamo čelik. Stoga podatci za čelik glase:

Gustoća čelika: $\rho = 7850 \text{ kg/m}^3$

Specifični toplinski kapacitet čelika: $c = 465 \text{ J/kgK}$

Koeficijent toplinske vodljivosti za čelik: $\lambda = 58 \text{ W/mK}$

Kao posljednji podatak potreban za proračun, računamo koeficijent temperaturne vodljivosti, a , koji se računa prema formuli:

$$a = \frac{\lambda}{c * \rho} = \frac{58}{465 * 7850} = 1,589 * 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$$

Ostali ulazni podatci glase:

Temperatura okoline: $\vartheta_0 = 45 \text{ }^\circ\text{C}$

Moment inercije radnog stroja: $I_R = 0,07 \text{ kgm}^2$

Sinkrona kutna brzina: $\omega_0 = 376,99 \text{ rad/s}$

Uključni moment: $T_K = 30,08 \text{ Nm}$

Ovu spojku možemo zamisliti kao jednu jednolamelnu tarnu spojku jer ima samo jednu tarnu površinu. Stoga se možemo poslužiti proračunom jednolamelne tarne spojke kako bismo odredili potrebnu dodirnu površinu, odnosno kako bismo odredili sve potrebne dimenzije spojke. Za izračun minimalne površine dodira tarnih parova potreban nam je rad trenja za savladavanje momenta inercije te snaga trenja kod savladavanja radnog momenta.

2.3.2. Rad trenja potreban za savladavanje momenta inercije

$$Q_A = \frac{I_R * \omega_0^2}{2} = \frac{0,07 * 376,99^2}{2} = 4974,28 \text{ J}$$

2.3.3. Snaga trenja kod savladavanja radnog momenta

$$Q_R = \frac{T_K * \omega_0^2}{2} = \frac{30,08 * 376,99^2}{2} = 5670,42 \text{ W}$$

2.3.4. Faktor β_{dop}

Posljednji parametar potreban za izračun minimalne površine je β_{dop} . On se računa prema vrijednostima iščitanim iz tablice 4.15. knjige „Obsieger B., Spojke, Sveučilišni udžbenik iz konstrukcijskih elemenata“, str. 241. Temperatura okoline iznosi $\vartheta_0 = 45$ °C, a najveća dopuštena temperatura za tarni par čelik/čelik je $\vartheta_{dop} = 200$ °C. Iz tablice iščitavamo:

Faktor $\beta'_{AE} = 4,4$ JW/mm⁴

Pošto nam broj uključivanja na sat nije zadan, možemo pretpostaviti $z_h \leq z_{h0}$. Pišemo:

$$\beta_{AE}^{\sim} = 0,4 * \beta'_{AE} = 0,4 * 4,4 = 1,76 \text{ JW/mm}^4$$

Omjer porasta temperatura iščitavamo iz tablice 4.16. knjige „Obsieger B., Spojke, Sveučilišni udžbenik iz konstrukcijskih elemenata“, str. 243.

Omjer porasta temperatura: $\frac{\Delta\vartheta_1}{\Delta\vartheta_1^{\infty}} = 1,015$

Na kraju računamo faktor β_{dop} . Pišemo:

$$\beta_{dop} = \frac{\beta_{AE}^{\sim}}{\frac{\Delta\vartheta_1}{\Delta\vartheta_1^{\infty}}} = \frac{1,76}{1,015} = 1,71$$

2.3.5. Minimalna površina dodira tarnih parova

$$A_{min}^* = 2 * \sqrt{\frac{Q_A * Q_R}{\beta_{dop}}} = 2 * \sqrt{\frac{4974,28 * 5670,42}{1,71}} = 8126,67 \text{ mm}^2$$

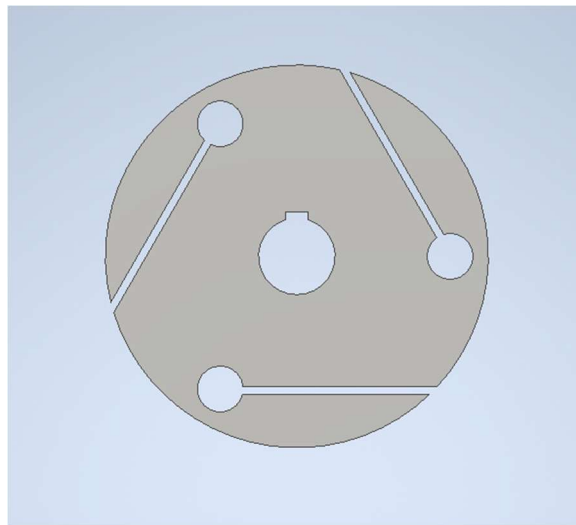
2.3.6. Izračun progiba spojke

Nakon izračunate potrebne dodirne površine možemo izračunati progib koji bi spojka imala prilikom vrtnje. Za potrebe izračuna progiba zamislimo da je ruka naše spojke zapravo uklještena greda u kojoj je koncentrirano 50% mase spojke. Masu spojke ćemo dobiti iz poznatih podataka o materijalu i samim dimenzijama spojke. Polumjer spojke iznosi $R = 50$ mm. Vršanjem matematičkih operacija na formuli za volumen valjka, dobivamo potrebnu debljinu valjka, odnosno spojke.

$$x = \frac{A_{min}^*}{2 * r * \pi} = \frac{8126,67}{2 * 50 * \pi} = 25,8 \text{ mm}$$

Usvajamo prvu veću dimenziju djeljivu s brojem 5. Podatljiva spojka je prikazana na slici 2.16.

$$x_{usvojeno} = 30 \text{ mm}$$



Slika 2.16. Podatljiva spojka

Kako bismo odredili masu spojke, potrebno je izračunati volumen spojke iz poznatih dimenzija. Pišemo:

$$V = R^2 * \pi * \chi = 50^2 * \pi * 30 = 235619,45 \text{ mm}^3 = 0,00023562 \text{ m}^3$$

Masu spojke određujemo iz formule za gustoću čelika. Pišemo:

$$m = \rho * V = 7850 * 0,00023562 = 1,85 \text{ kg}$$

Nakon izračuna mase, određujemo centrifugalnu silu koja djeluje na gredu. Pišemo:

$$F_C = \omega^2 * \frac{m}{2} * r$$

U formuli za centrifugalnu silu, masu dijelimo s 2 jer nam je u gredi koncentrirano 50% mase. Radijus r za izračun centrifugalne sile nam je poznat jer je izmjeren iz sklopa konstruiranog u programu Autocad Inventor Professional 2025. te on iznosi $r = 40 \text{ mm}$. Pišemo:

$$F_C = 376,99^2 * \frac{1,85}{2} * 0,04 = 5258,5 \text{ N}$$

Nakon izračuna centrifugalne sile koja djeluje na gredu, moramo izračunati moment inercije za gredu kako bismo mogli izračunati progib grede. Pišemo:

$$I = \frac{1}{12} * \frac{m}{2} * l^2$$

Jedina nepoznanica u formuli s prethodne stranice nam je duljina grede l . Nju također poznajemo jer je izmjerena u programu Autocad Inventor Professional 2025. te iznosi $l = 48,8$ mm. Pišemo:

$$I = \frac{1}{12} * \frac{1,85}{2} * (0,0488)^2 = 1,84 * 10^{-4} \text{ kgm}^2$$

Također, potreban nam je iznos Youngovog modula elastičnosti za čelik koji iznosi $E = 200$ GPa.

Nakon izračuna momenta inercije imamo sve potrebne podatke za izračun progiba grede. On se računa prema formuli:

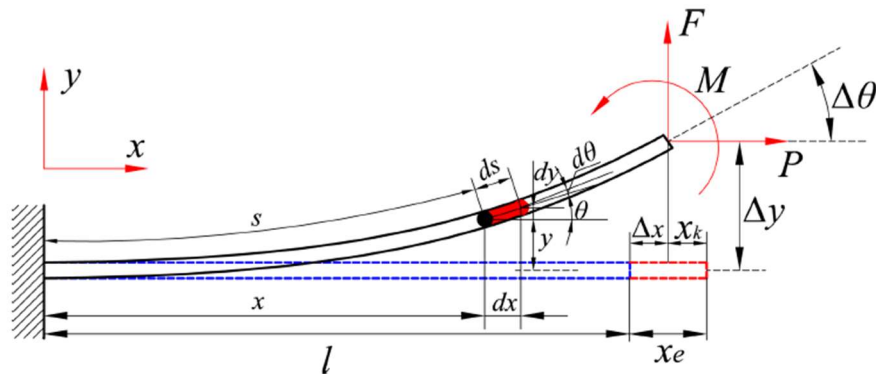
$$\delta_y = \frac{\Delta y}{l} \approx \frac{5f}{3(5 + 2p)} + \frac{12m}{2(12 + 5p)}$$

Gdje su:

$$f = \frac{F_C * l^2}{E * I},$$

$$p = \frac{P * l^2}{E * I},$$

$$m = \frac{M * l}{E * I}$$



Slika 2.17. Sile u jednostrano uklještenoj gredi

Iz slike 2.17. zaključujemo da je za naš slučaj sila P zanemariva zbog malog kuta θ , a moment u gredi ne postoji pa je jednak 0. Dalje možemo pisati:

$$f = \frac{5258,5 * (0,0488)^2}{200 * 10^9 * 1,84 * 10^{-4}} = 3,40 * 10^{-7}$$

$$p = 0$$

$$m = 0$$

Nakon određivanja podataka, računamo progib grede. Pišemo:

$$\delta_y = \frac{\Delta y}{l} \approx \frac{5f}{3(5 + 2p)} = \frac{5 * 3,40 * 10^{-7}}{3 * (5 + 2 * 0)} = 1,13 * 10^{-7} \text{ m}$$

Izračunom progiba grede, vidimo da on vrlo malo iznosi. Možemo zaključiti da bi za naše potrebe duljina grede l trebala biti puno veća kako bi došlo do značajnijeg progiba ili bismo trebali spojku izraditi iz drukčijeg materijala. Taj bi materijal trebao imati manji Youngov modul elastičnosti. Pitanje koje nam se nameće odabirom materijala više podatljivog od čelika je hoće li taj materijal izdržati sile koje se pojavljuju prilikom velikih brzina vrtnje. Podatljiva spojka je za naš slučaj neupotrebljiva jer nije moguće dobiti značajan progib potreban za spajanje pogonskog i radnog stroja. Podatljivi se elementi koriste u preciznom i mikro inženjerstvu te medicini i robotici.

3. ZAKLJUČAK

Iako sve centrifugalne spojke rade na istom principu (centrifugalna sila, prilikom vrtnje vratila pogonskog stroja, djeluje na dio spojke koji spaja lamelu i tarnu ploču, koja je direktno vezana za gonjeni dio), ne koriste se sve vrste centrifugalnih spojki u svim strojevima. Tako se, na primjer, višelamelna centrifugalna spojka koristi u strojevima, odnosno napravama koje zahtijevaju meko upuštanje u rad ili što je moguće brže prenošenje okretnog momenta s pogonskog na gonjeni dio. Također, preciznim odabirom seta utega moguće je točno odrediti broj okretaja pogonskog stroja prilikom kojega dolazi do zahvata spojke, odnosno do početnog proklizavanja. Jedni od strojeva koji koriste ovakvu spojku (višelamelnu centrifugalnu) su Top Fuel Dragsteri i Yamahin motocikl TMAX.

Druga vrsta spojke koju ovaj rad obuhvaća je centrifugalna spojka s „papučama“. Kod ove, kao i kod višelamelne centrifugalne spojke, moguće je odrediti broj okretaja vratila pogonskog stroja prilikom kojega će doći do zahvata spojke. Razlika je u tome što centrifugalna spojka s „papučama“ koristi opruge različite tvrdoće za ugađanje. Ova se vrsta centrifugalne spojke najčešće koristi u strojevima poput kosilica, trimera, motornih pila i sl. Najveća prednost ovog tipa centrifugalne spojke je njezina jednostavnost zbog malog broja dijelova, a time i jednostavno servisiranje, odnosno jeftino održavanje.

Kada govorimo o svim vrstama centrifugalnih spojki, jedna je od glavnih prednosti omogućavanje automatskog uključivanja i isključivanja ovisno o brzini vrtnje radnog stroja. To zauzvrat povećava učinkovitost i smanjuje rizik od oštećenja zbog svoje jednostavne konstrukcije. Ta jednostavna konstrukcija, zajedno s visokom pouzdanošću i jeftinim održavanjem, čini ju jednom od najraširenijih vrsta spojke.

4. LITERATURA

- [1] Obsieger B.: „Spojke“, University-Books.EU, Rijeka, 2004.
- [2] Kraut B.: „Strojarski priručnik“, Tehnička knjiga Zagreb, Zagreb, 1988.
- [3] Križan B., Franulović M., Zelenika S.: „KONSTRUKCIJSKI ELEMENTI – zbirka zadataka“, Udžbenici sveučilišta u Rijeci, Sveučilište u Rijeci, Tehnički fakultet, 2012.
- [4] „https://moodle.srce.hr/20232024/pluginfile.php/8669737/mod_resource/content/1/Primjer%20proracuna%20viselamelne%20spojke.pdf“, Rijeka, 2024.
- [5] „<https://www.honda-engines-eu.com/en/products/engines/gx270>“, 23. lipanj 2024.
- [6] „<https://www.acesspring.com/clutch-springs.html>“, 23. lipanj 2024.
- [7] „<https://hr.wikipedia.org/wiki/Spojka>“, 24. lipanj 2024.
- [8] „https://hr.wikipedia.org/wiki/Centrifugalna_spojka“, 24. lipanj 2024.
- [9] Liu, P. and Yan, P.: A modified pseudo-rigid-body modeling approach for compliant mechanisms with fixed-guided beam flexures, *Mech. Sci.*, 8, 359–368, <https://doi.org/10.5194/ms-8-359-2017>, 2017.

5. POPIS SLIKA

| | | | |
|-------------|---|-------|----|
| Slika 2.1. | <i>Karakteristike motora</i> | | 6 |
| Slika 2.2. | <i>Model polužice s papučom</i> | | 11 |
| Slika 2.3. | <i>Model glavine centrifugalne spojke s papučom</i> | | 11 |
| Slika 2.4. | <i>Opruga centrifugalne spojke</i> | | 12 |
| Slika 2.5. | <i>Vijak M12 sa svornjakom M4</i> | | 13 |
| Slika 2.6. | <i>Sklop centrifugalne spojke s papučama</i> | | 13 |
| Slika 2.7. | <i>Odabrana vanjska lamela</i> | | 17 |
| Slika 2.8. | <i>Odabrana unutarnja lamela</i> | | 18 |
| Slika 2.9. | <i>Prednji pogled glavine</i> | | 27 |
| Slika 2.10. | <i>Bočni pogled glavine</i> | | 28 |
| Slika 2.11. | <i>Glavina mehanizma</i> | | 29 |
| Slika 2.12. | <i>Uteg</i> | | 29 |
| Slika 2.13. | <i>Sklop mehanizma</i> | | 30 |
| Slika 2.14. | <i>Sklop višelamelne centrifugalne spojke</i> | | 31 |
| Slika 2.15. | <i>Bočni pogled na višelamelnu centrifugalnu spojku</i> | | 31 |
| Slika 2.16. | <i>Podatljiva spojka</i> | | 35 |
| Slika 2.17. | <i>Sile u jednostrano uklještenoj gredi</i> | | 38 |

6. POPIS OZNAKA

| Oznake | Značenje |
|------------|--|
| N, n_I | Brzina vrtnje |
| P | Snaga motora |
| T | Okretni moment |
| F_c | Centrifugalna sila |
| ω | Kutna brzina |
| ω_I | Kutna brzina prilikom punog zahvata spojke |
| ω_0 | Kutna brzina prilikom početka zahvata spojke |
| m | Masa polužice s papučom |
| F_s | Sila kojom opruga djeluje na polužicu |
| p | Pritisak na papuču |
| l | Dodirna duljina papuče |
| b | Širina papuče |
| F | Sila koja djeluje na oprugu prilikom punog zahvata |
| k | Konstanta opruge |
| I_R | Moment inercije radnog stroja |
| P_R | Nazivni učin radnog stroja |
| ρ | Gustoća |
| c | Specifični toplinski kapacitet |

| | |
|---------------|--|
| λ | Koeficijent toplinske vodljivosti |
| a | Koeficijent temperaturne vodljivosti |
| R_{dt0} | Torzijska čvrstoća |
| τ_{idop} | Dopušteno naprezanje |
| S | Faktor sigurnosti |
| T_R | Prenesen okretni moment |
| T_K | Uključni moment |
| c | Faktor za motorno vozilo kao pogonski stroj |
| d_{vr} | Promjer vratila |
| d_B | Unutarnji promjer tarne plohe |
| D_B | Vanjski promjer tarne plohe |
| μ | Koeficijent trenja klizanja |
| p_{dop} | Dopušteni pritisak |
| Y_l | Faktor punoće površine |
| T_l | Moment trenja kojeg prijenosi jedna tarne ploha |
| j | Broj tarnih ploha |
| i | Broj svih lamela |
| μ' | Faktor trenja |
| μ_{AX} | Faktor trenja na vodilicama |
| k_j | Faktor smanjenja aksijalne sile kada se uključivanje izvodi pod opterećenjem |
| p | Ostvareni dodirni pritisak |
| F_A | Uključna sila |

| | |
|---------------------|--|
| t_3 | Vrijeme klizanja |
| W_1 | Rad trenja kod jednog uključivanja |
| S_{gran} | Granična debljina tarne ploče iz čelika |
| α | Koeficijent prijelaza topline |
| Z_h | Referentni broj uključivanja na sat |
| W_h | Rad trenja kod višekratnog uključivanja |
| P_T | Snaga koja se troši na ugrijavanje spojke |
| A_1 | Površina |
| q | Specifično toplinsko opterećenje |
| t_c | Vrijeme ciklusa rada jedne spojke |
| q' | Specifična toplinska snaga |
| t_a | Vrijeme hlađenja uključene spojke |
| t_c | Vrijeme ciklusa rada spojke |
| ϑ_0 | Temperatura okoline |
| $\Delta\vartheta_m$ | Prirast temperature prilikom uključanja spojke |

SAŽETAK I KLJUČNE RIJEČI

Sažetak

U ovome radu obrađene su dvije vrste centrifuganih spojki: višelamelna centrifugalna i centrifugalna spojka s papučama. Za obje spojke imali smo zadane početne uvjete. Spojka se mora koristiti za go-kart utrke, spojka mora biti dimenzionirana za motor prostorne istisnine 250cc i mora biti osigurana brza i laka izmjena dijelova ukoliko dođe do kvara. Spojke su obrađene teorijski proračunom, a praktično nacrtima potrebnim za njihovu izradu. Također je ispitana izrada korištenjem alternativnih tehnologija. Nacrta su priloženi u sklopu završnoga rada.

Ključne riječi

Spojka, centrifugalna spojka, lamela, go-kart, višelamelna centrifugalna spojka

Abstract

In this paper, two types of centrifugal clutches are treated: multi-plate centrifugal and centrifugal clutch with friction pads. We had default initial conditions for both clutches. The clutch must be used for go-kart racing, the clutch must be dimensioned for a 250cc displacement engine, and quick and easy replacement of parts in case of failure must be provided. Clutches are treated theoretically with calculations, and practically with the drawings necessary for their production. Manufacturing using alternative technologies was also examined. The plots are attached as part of the paper.

Keywords

Clutch, centrifugal clutch, lamellae, go-kart, multi-plate centrifugal clutch