

Podizno-prijenosni uređaj za posluživanje kupki u toplinskoj obradi

Zanki, Marin

Master's thesis / Diplomski rad

2010

Degree Grantor / Ustanova koja je dodijelila akademski / stručni stupanj: **University of Zagreb, Faculty of Mechanical Engineering and Naval Architecture / Sveučilište u Zagrebu, Fakultet strojarstva i brodogradnje**

Permanent link / Trajna poveznica: <https://urn.nsk.hr/urn:nbn:hr:235:615514>

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

Download date / Datum preuzimanja: **2024-07-20**

Repository / Repozitorij:

[Repository of Faculty of Mechanical Engineering and Naval Architecture University of Zagreb](#)



Sveučilište u Zagrebu
Fakultet strojarstva i brodogradnje

DIPLOMSKI RAD

Marin Zanki

Zagreb, 2010.

Sveučilište u Zagrebu
Fakultet strojarstva i brodogradnje

DIPLOMSKI RAD

Voditelj rada:
Prof. dr. sc. Zvonko Herold, dipl. ing

Marin Zanki

Zagreb, 2010.



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE



Središnje povjerenstvo za završne i diplomske ispite
Povjerenstvo za diplomske ispite studija strojarstva za smjerove:
procesno-energetski, konstrukcijski, brodostrojarški i inženjersko modeliranje i računalne simulacije

Sveučilište u Zagrebu Fakultet strojarstva i brodogradnje	
Datum	Prilog
Klasa:	
Ur.broj:	

DIPLOMSKI ZADATAK

Student: **Marin Zanki**

Mat. br.: **0035152251**

Naslov: **PODIZNO-PRIJENOSNI UREĐAJ ZA POSLUŽIVANJE
KUPKI U TOPLINSKOJ OBRADI**

Opis zadatka:

Za potrebe posluživanja kupki u toplinskoj obradi i prenošenju retorti iz jedne u drugu kupku potrebno je konstruirati, proračunati i konstrukcijski razraditi samohodni podizni uređaj. Namjena uređaja je s posebnim ograničenjima, koja proizlaze iz zahtjeva pogona gdje će se koristiti tako da nije moguća primjena standardnih viljuškara, što u konačnici traži oblikovanje novog proizvoda specijalne namjene iz poznatih gotovih komponenti koje se koriste u gradnji transportnih sredstava.

Projektne parametri su:

- masa retorte s punjenjem: $Q_t = 0,5$ t,
- krak izvlačenja: $l_{max} = 1500$ mm,
- visina dizanja: $h = 3500$ mm,
- dimenzije retorte: $\varnothing 500 \times 1000$ mm,
- razmak između kotača (unutarnja mjera): $b_u = 1000$ mm,
- vanjska širina radi manipulacije: $b_v = 1250$ mm,
- pogone izvesti s DC elektromotorima (24V ili 48V): vožnja, dizanje tereta, uvlačenje kraka,
- pogonski uvjeti: visoka temperatura radi isijavanja ($t \approx 800^\circ\text{C}$).

Rad treba sadržavati:

- nekoliko konceptijskih rješenja podizno-prijenosnog uređaja,
- izbor optimalne varijante za zadane projektne zahtjeve,
- proračun nosive konstrukcije i vitalnih dijelova za pogon i prijenos snage (elektromotori, prijenosnici, vretena, ležaji, kotači, osovine i sl.),
- sklopni crtež transportnog uređaja s potrebnim presjecima i detaljima,
- radionički crtež nosive konstrukcije podizno-prijenosnog uređaja u zavarenoj izvedbi.

Pri projektiranju treba rabiti važeće tehničke propise za transportne uređaje.

U radu navesti korištenu literaturu kao i eventualno dobivenu pomoć.

Zadatak zadan:

11. ožujka 2010.

Rok predaje rada:

Ožujak 2011.

Zadatak zadao:

Prof. dr. sc. Zvonko Herold

Predsjednik Povjerenstva:

Prof. dr. sc. Mladen Andrassy

Referada za diplomske i završne ispite

Obrazac DS - 3A/PDS - 3A

Sažetak rada

Zadatak ovog diplomskog rada je konstruirati, proračunati i konstrukcijski razraditi podizno-prijenosni uređaj za posluživanje kupki u toplinskoj obradi.

U prvom dijelu diplomskog rada općenito se opisuju transportna sredstva koja se koriste unutar hala, razmatra se problematika samog zadatka, izrađuju koncepti podizno-prijenosnog uređaja te odabire konačna izvedba uređaja.

Drugi dio diplomskog rada bavi se proračunom nosive konstrukcije i vitalnih dijelova za pogon i prijenos snage kao što su elektromotori, prijenosnici, vretena, ležajevi, kotači, osovine.

U prilogu se nalaze sklopni i radionički crteži podizno-prijenosnog uređaja za posluživanje kupki u toplinskoj obradi.

IZJAVA

Izjavljujem da sam ovaj diplomski rad izradio samostalno u zadanom vremenskom razdoblju.

Diplomski rad sam izradio na temelju znanja stečenog na Fakultetu strojarstva i brodogradnje, služeći se navedenom literaturom te uz pomoć mentora.

Zahvaljujem se mentoru prof. dr. sc. Zvonku Heroldu na pruženoj stručnoj pomoći i savjetima pri izradi ovog diplomskog rada.

Također, zahvaljujem svojoj djevojci, svojim kolegama, tvrtci ALSTOM i svima koji su mi pružili pomoć i podršku tijekom studiranja i izrade ovog diplomskog rada.

I na kraju veliko hvala mojoj obitelji na razumijevanju i moralnoj i financijskoj potpori tijekom studiranja.

Marin Zanki

Sadržaj

1	Uvod	1
1.1	Ručna transportna sredstva	2
1.1.1	Valjčanici.....	3
1.1.2	Dvokolica	3
1.1.3	Kolica	4
1.1.4	Poličari	4
1.1.5	Viličari	5
1.1.6	Granici	6
1.1.7	Pneumatska vozila.....	6
1.2	Motorna transportna sredstva.....	7
1.2.1	Transportna vozila	7
1.2.2	Granici	8
1.2.3	Viličar	10
2	Koncepcijsko rješenje podizno-prijenosnog uređaja.....	13
2.1	Koncept 1.	14
2.2	Koncept 2.	15
2.3	Koncept 3.	15
2.4	Koncept 4	16
2.5	Odabir konačnog rješenja podizno-prijenosnog uređaja	17
3	Proračun podizno-prijenosnog uređaja	18
3.1	Odabir mačke (kolica) za vožnju tereta	19
3.2	Proračun konzole.....	20
3.3	Proračun nosača konzole-kotača	22
3.3.1	Proračun potpornog nosača	22
3.3.2	Proračun poprečnog nosač-kotača.....	24
3.3.3	Proračun zavara na nosaču konzole-kotača.....	25
3.4	Proračun kotača za vodilice.....	29
3.4.1	Proračun osovine kotača	30
3.4.2	Proračun zavara između nosećeg lima kotača i nosača konzole-kotača ...	32
3.5	Proračun vodilica	33
3.5.1	Proračun spojnog zavara između vodilice i ploče.....	34
3.6	Sile na kotačima za vožnju uređaja	36
3.6.1	Nosač kotača A.....	38
3.6.2	Nosač kotača B.....	41
3.6.3	Provjera oslonca za kotač.....	43
3.7	Proračun zavara između nosača kotača A, B i glavnog poprečnog nosača.....	45
3.7.1	Proračun zavara nosača kotača A i nosača vodilica	46
3.7.2	Proračun zavara nosača kotača B i poprečnog profila postolja.....	47
3.8	Proračun vretena za pokretanje mačke.....	48
3.8.1	Proračun bočnog tlaka na navoju između matice i navojnog vretena.....	50
3.8.2	Ležaj vretena za pokretanje mačke	50
3.8.3	Odabir motora i spojke.....	52
3.8.4	Provjera vretena mačke s obzirom na okretni moment.	54
3.9	Proračun vretena za dizanje.....	56
3.9.1	Ležaj vretena za podizanje	58
3.9.2	Matica navojnog vretena.....	60
3.9.3	Izbor lančanika i lanac	60
3.9.4	Odabir motora i spojke.....	64
3.9.5	Provjera vretena za dizanje s obzirom na okretni moment.....	67
4	Zaključak.....	69
5	Literatura.....	70

Popis fizikalnih veličina

Fizikalna veličina	Jedinica	Opis
A	mm	razmak kotača
A_j	mm ²	površina jezgre vijka
a_1, a_2, a_3, a_4	mm	dimenzija zavara
a, b, c	mm	udaljenost
b_u	mm	razmak između kotača za vožnju (unutarnja mjera)
b_v	mm	razmak između kotača za vožnju (vanjska mjera)
B	mm	razmak kotača od simetrane profila
c_1, c_2	1	faktor udara kod spojki
C	kN	dinamička nosivost ležaja
C_o	kN	statička nosivost ležaja
D	mm	vanjski promjer kotača
d	mm	unutarnji promjer kotača, promjer osovine
d_1	mm	dimenzija navoja
d_{vd}	mm	promjer dosjednog vijka
E	N/mm ²	modul elastičnosti
F	N	sila
F_A	N	sila u osloncu A
F_B	N	sila u osloncu B
F_p	N	sila pokretanja
F_r	N	radijalna sila na ležaju
F_a	N	aksijalna sila na ležaju
f	mm	progib
f_{dop}	mm	dopušteni progib
G_{bat}	N	težina baterije
$G_{konst.}$	N	težina konstrukcije
G_{konz}	N	težina konzole
g	m/s ²	gravitacija
h, h_1, h_2	mm	visine dizanja, profila
l_{max}	mm	max. dužina kraka
L_v	mm	dužina vretena
L_{10h}	h	radni vijek ležaja
$L_1, L_2, L_3, L_4, L_5, L_6, L_7, L_8, L_9, L_{10}$	mm	udaljenost sila od baze
l_1, l_2, l_3, l_4	mm	duljina zavara

k	1	koeficijent u zavisnosti od kvalitete zavora
k_1, k_2	1	koeficijent uvećanja proračunskih sila
$I_y, I_x, I_{y(C-C)}$	mm ⁴	aksijalni momenti inercija
M_A	Nmm	moment na vodilicama
M_o	Nmm	moment na konzoli
m_{HEB120}	kg	masa HEB profila po dužnom metru
m_{konz}	kg	masa konzole
$m_{mačke}$	kg	masa mačke
$m_{vretena}$	kg	masa navojnog vretena
n, n_1	s ⁻¹	broj okretaja vretena, motora
P_D	kW	udarna snaga lanca
P_h	mm	uspon navoja
P_m	W	snaga elektromotora
ρ	N/mm ²	tlak
ρ_{dop}	N/mm ²	dopušteni tlak
R_e	N/mm ²	granica razvlačenja
R_m	N/mm ²	vlačna čvrstoća
R_{sr}	mm	srednji polumjer ležaja
S	1	sigurnost
S_K	1	sigurnost protiv izvijanja
S_M	1	sigurnost protiv loma lanca
s, s_1, s_2, s_3, s_4	mm	debljine limova, širina sučeonog spoja
T	Nmm	moment na vretenu
T_{pr}	Nmm	moment pokretanja vretena
T_{max}	Nmm	udarni moment na spojki
v	m/s ²	brzina vožnje, dizanja
z_g, z_p	1	broj zubi lančanika
y_s, z_s	mm	udaljenost težišta zavora
$W_y, W_{y(A-A)}, W_{y(B-B)}, W_{y(B-B)}$	mm ³	moment otpora
W_T	mm ³	torzijski moment otpora
Q_t	t	nosivost
Q, Q^*	N	nosivost
$\sigma_{dop}, \sigma_{dop(St42)}$	N/mm ²	dopušteno naprezanje materijala
$\sigma_{dop(zav)}$	N/mm ²	dopušteno naprezanje materijala zavora
σ_{zdop}	N/mm ²	dopušteno naprezanje zavora
$\sigma_s, \sigma_{s(A-A)}, \sigma_{s(B-B)}, \sigma_{s(C-C)}$	N/mm ²	naprezanja na savijanje
σ_{red}	N/mm ²	reducirano naprezanje

τ	N/mm ²	smično naprezanje
τ_t	N/mm ²	torzijsko naprezanje
τ_{\square}	N/mm ²	tangencijalno naprezanje II s dužinom zavora
μ	1	koeficijent trenja
$\tau_{\perp\max}$	N/mm ²	tangencijalno naprezanje okomito na dužinu zavora
λ	1	stupanj vitkosti vretena
ρ	Kg/m ³	gustoća materijala
X	1	broj članaka lanca
t_p	s	vrijeme pokretanja

Popis slika

Slika 1. Valjčanici	3
Slika 2. Dvokolica	3
Slika 3. Kolica	4
Slika 4. Poličar mehanički/hidraulički	4
Slika 5. Podizni viličar mehanički/hidraulički	5
Slika 6. Podni viličar	5
Slika 7. Granici: mehanički/hidraulički	6
Slika 8. Pneumatsko vozilo	6
Slika 9. Transportna vozila	7
Slika 10. Ovjesni granik	8
Slika 11. Mosni granik	8
Slika 12. Zidni-konzolni vozni granik	9
Slika 13. Zidni kružni granik	9
Slika 14. Stupni kružni granik	10
Slika 15. Čeoni viličar	11
Slika 16. Bočni viličar	11
Slika 17. Visokoregalni viličar	12
Slika 18. Električni paletni-ručni viličar	12
Slika 19. Prikaz koncepta 1	14
Slika 20. Prikaz koncepta 3	15
Slika 21. Prikaz koncepta 4	16
Slika 22. Skica podizno-prijenosnog uređaja	18
Slika 23. Mačka s pripadajućim dimenzijama	19
Slika 24. Proračunski model konzole	20
Slika 25. Proračunski model potpornog nosača	22
Slika 26. Poprečni nosač konzole-kotača te proračunski model nosača	24
Slika 27. Prikaz zavara između konzole, potpornog i poprečnog nosača	25
Slika 28. Presjek zavara B-B	26
Slika 29. Presjek zavara C-C	27
Slika 30. Presjek zavara A-A	28
Slika 31. Proračunski model kotača	29
Slika 32. Osovina u sklopu s kotačem i nosećim limom	30
Slika 33. Spoj nosećeg lima i nosača kotača	32
Slika 34. Proračunski model vodilice	33
Slika 35. Presjek i težište zavara	34
Slika 36. Proračunski model za proračun kotača	36
Slika 37. Nosač kotač A	38
Slika 38. Presjek nosača A-A	38
Slika 39. Presjek nosača A-A	40
Slika 40. Nosač kotača B	41
Slika 41. Ležište kotača	43
Slika 42. Prikaz donjeg dijela postolja	45
Slika 43. Prikaz spoja u detalju A i presjek zavara	46
Slika 44. Prikaz spoja u detalju B i presjek zavara	47
Slika 45. Vreteno za vožnju mačke	48
Slika 46. Ležaj mačke s kućištem	51
Slika 47. Elastična spojka	52
Slika 48. Motor s reduktorom za pokretanje mačke vretena	53
Slika 49. Sklop vretena mačke sa spojkom	54
Slika 50. Proračunski model vretena	56
Slika 51. Ležaj SKF 7205 BECBM	58
Slika 52. Ležaj SKF NU 204 ECML	59
Slika 53. Gonjeni lančanik	61

Slika 54. Pogonski lančanic.....	62
Slika 55. Elastična spojka.....	64
Slika 56. Motor za vreteno.....	66
Slika 57. Prikaz vretena za dizanje u sklopu s lančanicom	67

Popis tehničke dokumentacija

Podizno-prijenosni uređaj	100-00-2010
Postolje	101-00-2010
Trapezno vreteno	102-00-2010
Nosač konzole-kotača	103-00-2010
Konzola	104-00-2010
Kućištem gornjeg ležaja	105-00-2010
Poklopac ležanja	106-00-2010
Kućište donjeg ležaja	107-00-2010
Nosač A	101-03-2010
Poklopac kade	101-17-2010
Kada	101-19-2010
Potporni nosač	103- 01-2020
Poprečni nosač	103-02-2020
Matrica Tr36x6	103-06-2010
Vreteno mačke	115-05-2010

1 Uvod

Pojam transportnog sredstva obuhvaća sve tehničke uređaje kojima se može prenositi sirovina, poluproizvod ili gotov proizvod. Transportna sredstva imaju značajnu ekonomsku ulogu, u svrhu smanjenja troškova između dobavljača, proizvođača i potrošača.

Potrebe za transportom putem prenosila i dizala javljaju se već u najranijem dobu ljudske civilizacije. Gradnja egipatskih piramida zahtijevala je veliku snagu dopreme teških kamenih blokova, njihovo dizanje i ugradnju. Snaga čovjekovih ruku nije bila dostojna za takvo izvođenje radova. Bila su potrebna pomagala sa kojima si je mogao olakšati dopremu kamenih blokova; u tu svrhu je izradio saonice, klizaljke po kojima je transportirao. Od pomoći je bilo poznavanje kolature i poluge. U staroj Grčkoj bio je poznat granik sa kolom za gaženje. U srednjem vijeku grade se toranjski okretni granici za dizanje tereta. Leonardo da Vinci (1451-1519.g.) izrađuje prvi okretni granik sa postoljem, koji ima ručicu za podizanje i zadržać. Razvojem parnog stroja započinje i njegova primjena na prenosila i dizala, posebno u rudarskoj industriji. Prvi granik na električni pogon postavljen je 1892.g. u hamburškoj luci. Pronalazak elektromotora omogućuje da relativno mali strojevi prenose i podižu velike terete. Razvoj i ekspanzija industrije i proizvodnje utječe na modernizaciju i razvoj prenosila i dizala.

Unutrašnji transport je transport koji se odvija u domenu reprodukcije dobara, za razliku od vanjskog transporta, koji se odvija u domeni prometa robe.

Unutrašnji transport u pojedinim granama ima manji ili veći obujam što ovisi o tipu proizvodnje, tj. masi proizvoda relacije transporta i drugih dijelova proizvodnje, koje priroda nameće, a suvremena tehnologija još nije uspjela eliminirati. Zbog različitih dijelova i sistema tehnološkog procesa proizvodnje, nastala su specifična sredstva za transport u proizvodnji, kao i druge operacije vezane za transport: utovar, istovar, skladištenje materijala. Sredstva se sve više prilagođavaju sistemu, dijelovima i tehnološkom procesu proizvodnje, kao i izvršavanju funkcije transporta u skladu s određenim radnim operacijama, ujedinjujući se sa sredstvima rada, tj. strojevima, u jedinstvenu cjelinu sredstva za rad određene vrste i sistema proizvodnje. Tako u nekim dijelovima proizvodnje transportna sredstva vrše ujedno i funkciju sredstava za rad, npr. bojenje, sušenje i sl. Ukoliko se u sistemu stope unutarnji transport sa

radnim strojevima kao npr. u automobilskoj industriji, onda se ta proizvodnja već dovodi do savršenstva. Ukoliko se spomenuta sredstva transporta primjenjuju isključivo u unutrašnjem transportu, obično se konstrukcijski prilagođavaju odgovarajućim dijelovima transporta kako bi što efikasnije zadovoljila date dijelove eksploatacije. Takvi uređaji postaju specifični po svojim konstrukcijskim, vučnim i manevarsko–operativnim karakteristikama. Transportna sredstva u proizvodnji, kao i njihovo uklapanje u proces proizvodnje imaju veliki značaj za efikasnost i ekonomičnost proizvodnje, produktivnost rada, što sve povećava financijsku dobit poduzeća.

Transportna sredstva unutar hala možemo podijeliti na ručna i motorna transportna sredstva.

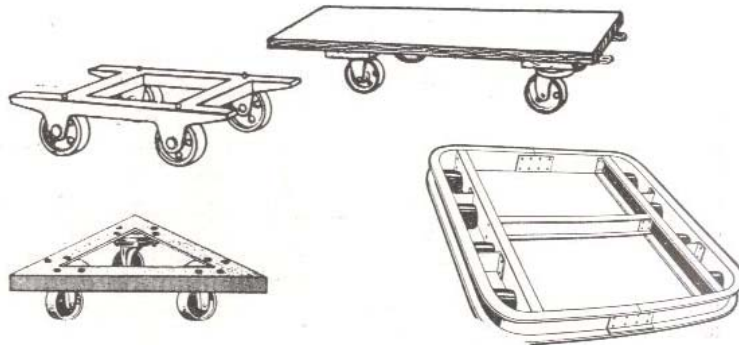
1.1 Ručna transportna sredstva

Ova vozila služe za prijevoz materijala, proizvoda na kraće i veće udaljenosti (najviše 200 m) unutar poduzeća. Pokreću se najčešće ljudskom snagom, guranjem ili povlačenjem. Ovaj tip vozila prilagođen je određenom tipu proizvodnje i proizvoda u poduzeću. Vozila se izrađuju za opću namjenu.

Tipovi ručnih industrijskih uvozila: valjčanci, dvokolice, kolica, poličari, nasložna vozila, granici, pneumatska vozila.

1.1.1 Valjčanici

su transportni podmetači sa nizom valjića kod kojih se transport tereta izvodi guranjem tereta po valjcima. Služe za kratke transportne rute te se s njima prenose male težine do 3,5 kN.



Slika 1. Valjčanici

1.1.2 Dvokolica

Dvokolice služe za lagan i brz utovar tereta i njihova nosivost je do 5 kN. Lako se prilagođavaju raznim tipovima prijenosa tereta i imaju široku paletu izvedbi.



Slika 2. Dvokolica

1.1.3 Kolica

Izrađuju se s tri ili više kotača te mogu biti izvedena u dvije varijante - s nepokretnom platformom i s pokretnom košarom. Služe za prijevoz kojekakvog tereta, a maksimalna nosivost im je 15 kN.



Slika 3 Kolica

1.1.4 Poličari

To su kolica s visokom platformom, služe za rukovanje i prijenos materijala na policama. Nosivost im se kreće od 2,5 do 10 kN, a maksimalna visina dizanja ide do 3,5 m.



Slika 4. Poličar mehanički/hidraulički

1.1.5 Viličari

Služe za transport paletarnih materijala tj. sve što se transportira obavezno mora biti položeno ili složeno na paletu. Postoje dvije vrste viličara, podizni viličar koji slični poličaru i umjesto platforme ima vilice te podni viličar. Podizni viličar može biti izveden kao mehanički ili hidraulički, dok je podni viličar isključivo izveden kao hidraulički. Podni viličari se dignu do 200mm, a podizni viličari na visinu do 3,5m. Nosivost im se kreće do 30 kN.



Slika 5. Podizni viličar mehanički/hidraulički



Slika 6. Podni viličar

1.1.6 Granici

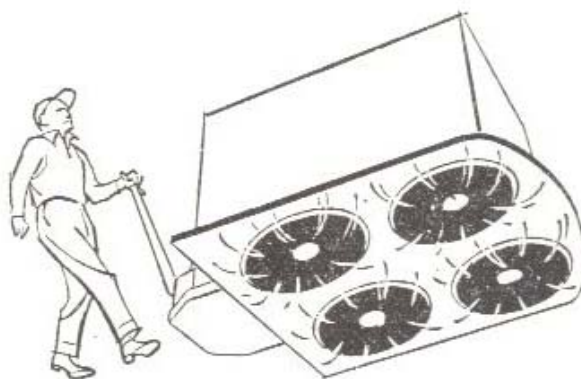
Služe za montaže i popravke strojeva i pretovar tereta. Može biti izveden u dvije varijante: - granik s ručnim vitlom nosivosti 20 kN i visinom dizanja do 2 m
- granik s ručnim hidrauličkim podizanjem nosivosti 15 ÷ 30 kN i maksimalnom visinom dizanja do 3,9 m.



Slika 7. Granici: mehanički/hidraulički

1.1.7 Pneumatska vozila

Teret se vozi na tankom sloju zraka; prednost dobra manipulacija u svim smjerovima. Komprimirani zrak se dobiva iz vlastitog motora ili je uređaj priključen na mrežu s komprimiranim zrakom.



Slika 8 Pneumatsko vozilo

1.2 Motorna transportna sredstva

U zatvorenim pogonima upotrebljavaju se transportna vozila na električni pogon i to najčešće na akumulator. Otto i Dizel motori ne dolaze u obzir zbog ispuštanja otrovnih plinova.

Svoju primjenu našli su transportna vozila, granici i viličari koji su pogonjeni na električni ili akumulatorski pogon.

1.2.1 Transportna vozila

Unutar tvorničkih krugova, a ujedno i unutar hala, kreću se mala transportna vozila. Ona služe za dopremu sirovina, otpremanje gotovih dijelova u skladište i transport između radnih mjesta. Ova vozila prema svojoj namjeni mogu biti s ravnom platformom, kavezom ili sandukom, koji ima mogućnost kipanja. Brzina kretanja im je do 20 km/h. Kreću se samo po glavnim transportnim putovima radi svojih gabarita.



Slika 9. Transportna vozila

1.2.2 Granici

Granicama se nazivaju postrojenja koja dižu i vodoravno prenose teret. Transport granicama izvodi se na malo korištenom prostoru iznad radnih mjesta, tako da svoj transport izvode neovisno o ostalim radnim mjestima. Zbog sigurnosti na radu njihov rad tj. transport mora biti zvučno i svjetlosno upozorenje ostalim radnicima da ne budu ispod njegovog transportnog puta u datom trenutku.

Granici se dijele na: ovjesne granike, mosne granike, zidno-konzolne vozne granike, zidno-konzolne okretne granike i stupne okretne granike.

- Ovjesni granik: - nepokretan, lake izvedbe, nosivosti $2,5 \div 5$ kN,
- uzdužno i poprečno potiskivanje izvodi se potiskivanjem tereta,
- vozni granik na električni pogon nosivosti $5 \div 32$ kN.



Slika 10. Ovjesni granik

- Mosni granik: - lakša izvedba $10 \div 75$ kN → jedna gređa,
- teška izvedba $30 \div 200$ kN → dvije gređe



Slika 11. Mosni granik

Zidni–konzolni vozni granik: Tračnice smještene u okomitoj ravnini uzduž jednog zida, a nosivost im se kreće do 100 kN.



Slika 12 Zidni-konzolni vozni granik

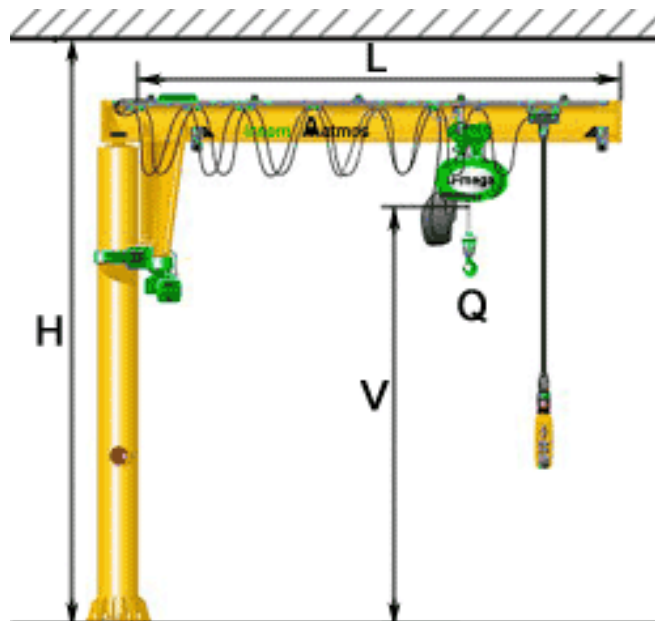
Zidni kružni granik: Oni se upotrebljavaju isključivo u unutarnjem transportu.

Dohvatnik im je učvršćen na kružni stup, koji ima ležište u zidu, stupu, podu ili na stropu, duljina dohvata je $2 \div 6$ m, a nosivost $1,2 \div 5$ kN.



Slika 13. Zidni kružni granik

Stupni kružni granik: Montiraju se na pod hale, duljina dohvata je $2 \div 6$ m, a nosivost 1,25-5 kN.



Slika 14. Stupni kružni granik

1.2.3 Viličar

Napajanje motora vrši se snažnim baterijama smještenim unutar transportnog sredstva. Punjenje baterija vrše preko punjača; to je jedini nedostatak pa je poželjno imati duple baterije koje se mogu puniti noću.

Jednostavnost manipulacije omogućuje ručnim okretnim upravljačem, vozač je pošteđen svih napora, upravljački mehanizam je hidraulički.

Viličari se mogu podijeliti na čeone, bočne, visokoregalne i električne paletne viličare.

-
- Čeoni viličari: - nosivost 1,0 ÷ 5t,
- visina dizanja do 7m,
 - pogon električni- akumulatorske baterije,
 - izvedivi sa 3 ili 4 kotača,
 - vilice su smještene na prednjoj strani kućišta,
 - vilice se mogu dograđivati-kupiti- prema vrsti proizvoda koji se transportira.



Slika 15. Čeoni viličar

- Bočni viličari: - služe za regalno odlaganje,
- manipulaciju svih vrsta tereta u kojima duljina otežava prijenos, kao što su: trupci, cijevi, limovi, profilirano željezo.



Slika 16. Bočni viličar

Visokoregalni viličari: Upotrebljavaju se u regalnim skladištima gdje je potrebno podići teret na veće visine, nosivost do 2,5t, a maksimalna visina dizanja je 14,5m.



Slika 17. Visokoregalni viličar

Električni paletni -ručni viličar: Isključivo služe za prijevoz robe koja je na paletama unutar radnog okružja. Nosivost im je do 2 t, a teret može dići od poda do 200 mm što je sasvim dovoljno za vožnju tog tereta na viličaru.



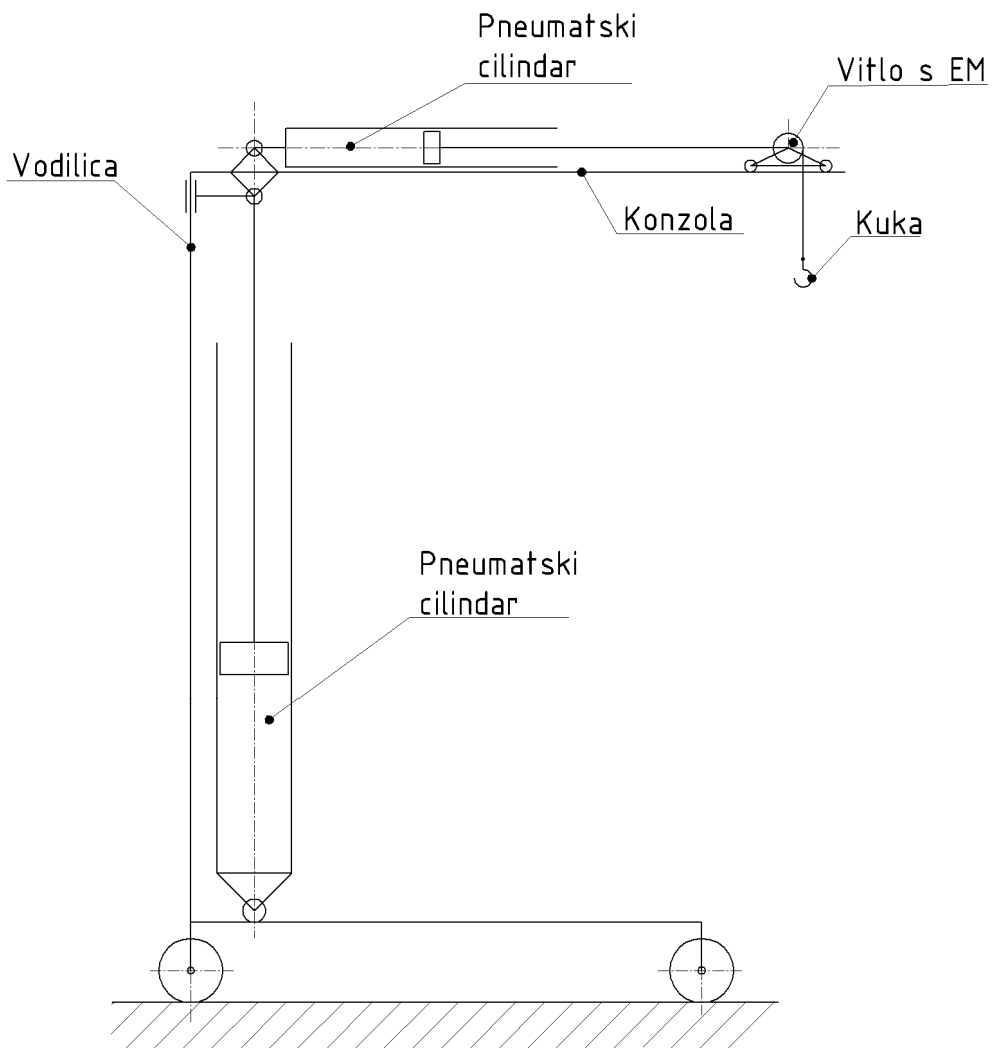
Slika 18. Električni paletni-ručni viličar

2 Konceptijsko rješenje podizno-prijenosnog uređaja

U prijašnjem dijelu rada obrađena su transportna sredstva koja se inače koriste u proizvodnji. Uz sve transportne uređaje koji su navedeni niti jedan u potpunosti ne zadovoljava uvjete koji se nalaze u okruženju radnog uređaja. Prvenstveni problem je temperatura, koja je visoka u samom okruženju uređaja, visina hale koja je ograničena te ograničen prostor između peći i visine hale kao i sami zahtjev da pogon na uređaju bude izveden s DC elektromotorom 24V ili 48V. Neki od uređaja, kao što su viljuškari i ručni granici, mogli bi se prenamijeniti, ali njihova prenamjena je ekonomski neisplativa pa se pristupilo razradi novog uređaja.

Prvo se definira par osnovnih koncepata samog uređaja koji bi se mogao primijeniti, a zatim se odabire najbolji od njih i pristupa detaljnoj razradi tog koncepta.

2.1 Koncept 1.



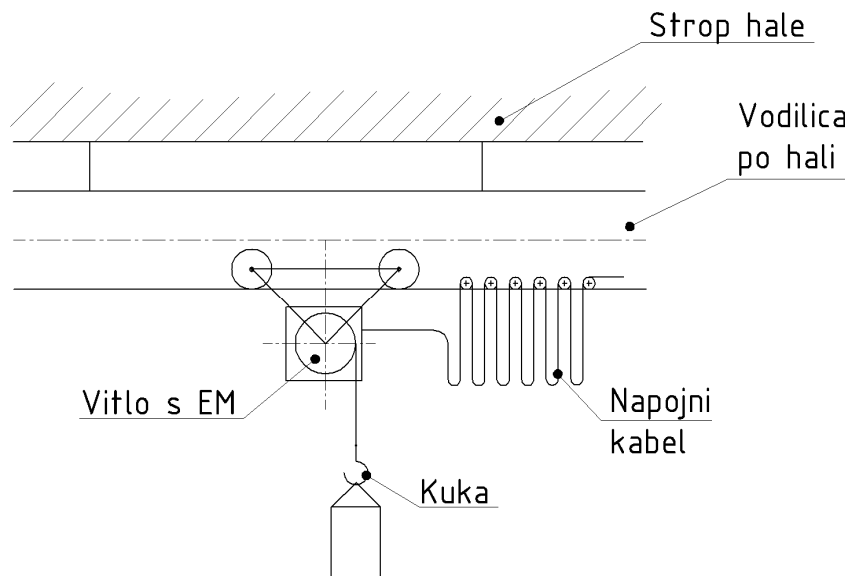
Slika 19. Prikaz koncepta 1

Uređaj radi na principu pneumatike, tj. stlačenog zraka. Stlačeni zrak se dobiva iz tlačnog spremnika te se dovodi do cilindra gdje se energija tlaka pretvara u mehaničku energiju pomaka cilindra. Jedan cilindar služi za vertikalno podizanje/spuštanje konzole, a drugi, koji se nalazi na konzoli, za vodoravno gibanje sarže (tereta). Vitlo služi za spuštanje sarže u toplinsku kupku, a kuka vrši funkciju prihvata tereta.

2.2 Koncept 2.

Funkcionira na istom principu kao i koncept 1, samo što se u ovom slučaju umjesto pneumatike koristi hidraulika.

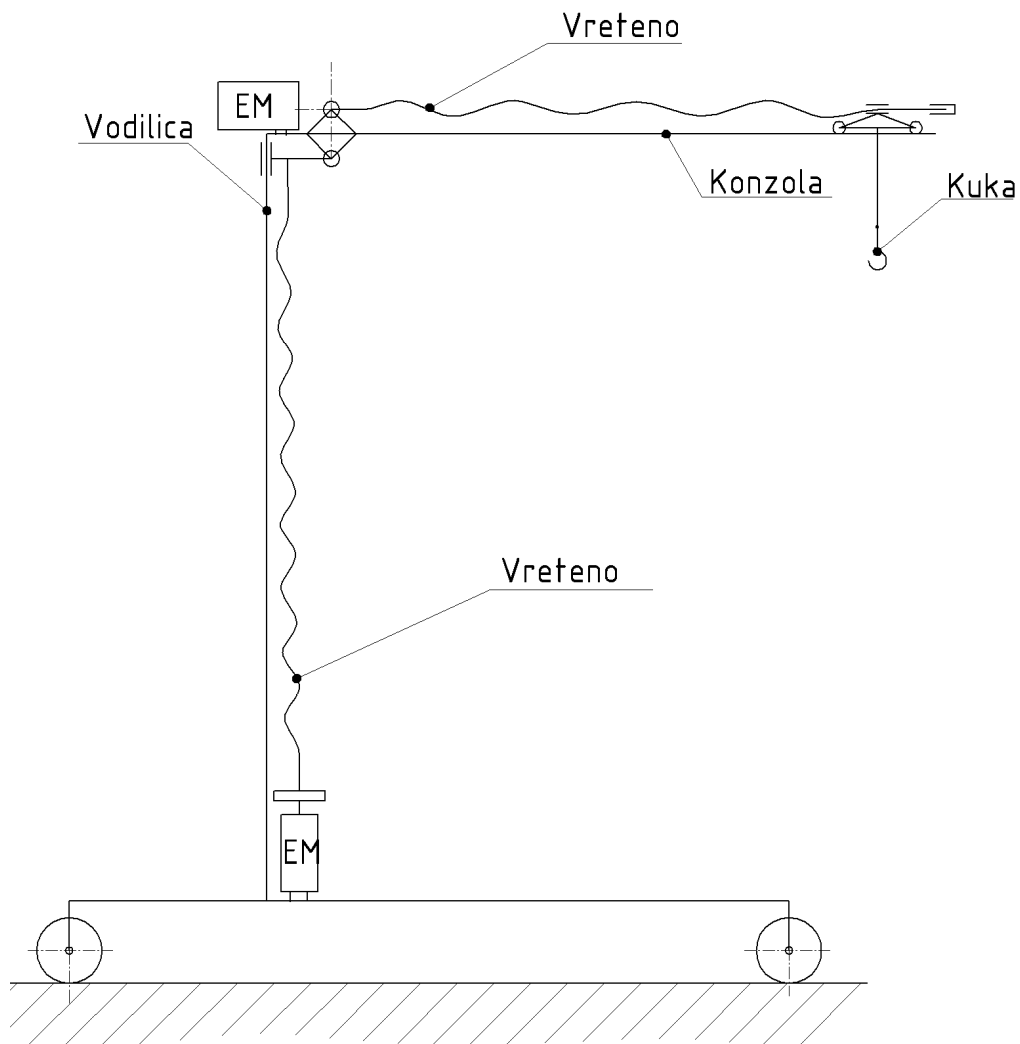
2.3 Koncept 3.



Slika 20. Prikaz koncepta 3

Pogonska energija kod ovog uređaja je struja koja putem elektromotora (EM) vrši kružno gibanje vitla i kotača. Kotači se voze po profilnoj vodilici te kružno gibanje pretvaraju u pravocrtno kotrljajući se po podlozi. Vitlo omogućava gibanje šarže u vertikalnom smjeru, dok kuka s košarom omogućava prihvat šarže. Cijela konstrukcija visi na stropu hale i giba se po predviđenim profilnim vodilicama.

2.4 Koncept 4



Slika 21. Prikaz koncepta 4

Pogonska energija kod ovog uređaja je struja koja se preko elektromotora pretvara u mehanički rad. Elektromotor preko prijenosnika snage predaje okretni moment i snagu vretenu koje zatim tu energiju pretvara u pravocrtno gibanje mačke, tj. u vertikalno gibanje konzole. Kotači služe za vožnju po hali poda, a kuka za prihvat šarže.

2.5 Odabir konačnog rješenja podizno-prijenosnog uređaja

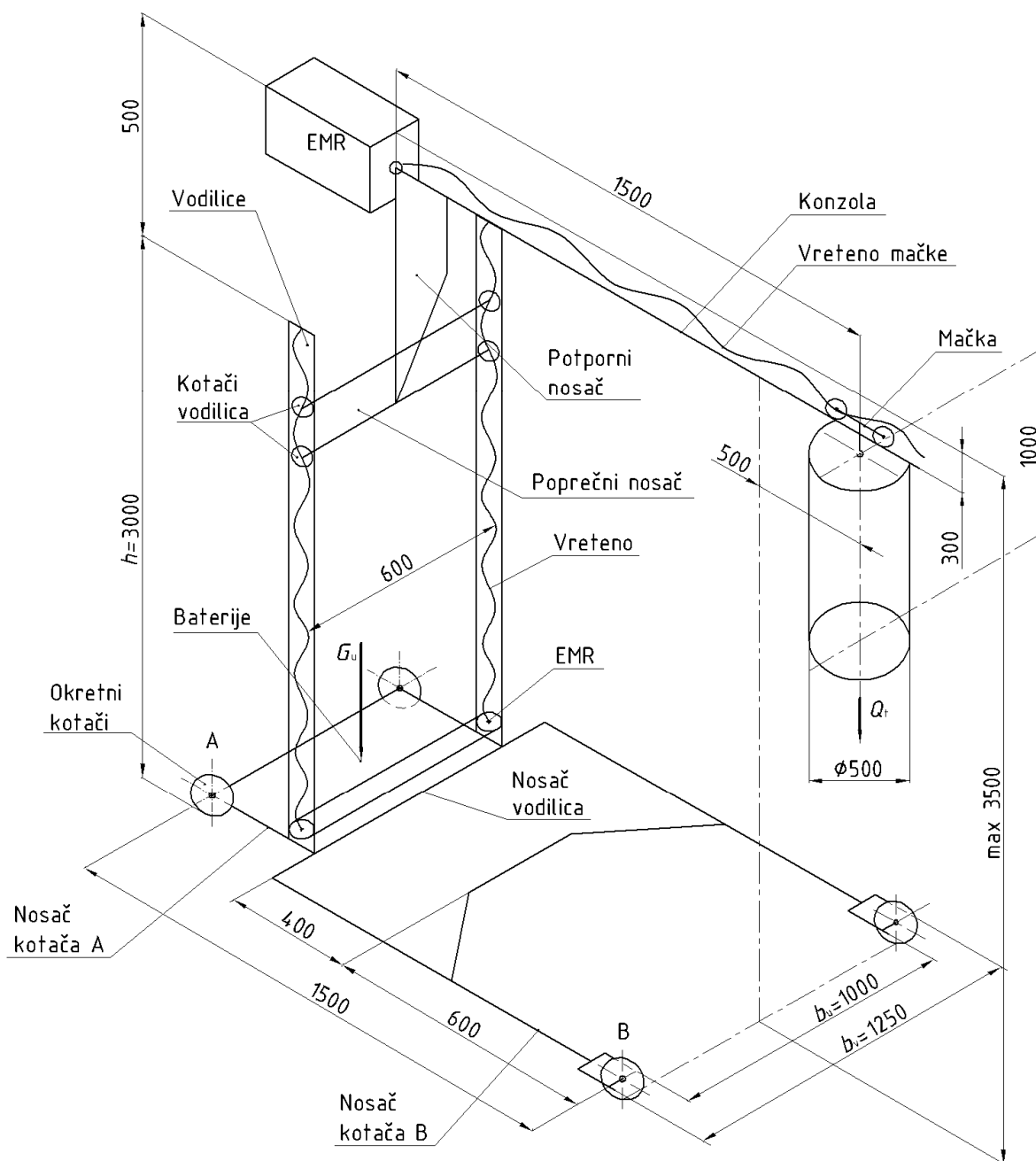
U prethodnom dijelu su opisana neka konceptijska rješenja podizno-prijenosnog uređaja. Što se tiče odabira prevagnuo je koncept 4 pošto je on isključivo mehaničkog tipa s elektromotorima i najjednostavnije je izvedbe u odnosu na preostala rješenja. Kod koncepta 1 i 2 problem je velika temperatura isijavanja koja može naškoditi i izazvati havarije kod pneumatskih i hidrauličkih sustava te poskupljuje samu cijenu proizvoda. Koncept 3 također ne zadovoljava uvjete jer se nalazi na stropu hale što dodatno smanjuje visinu stropa koja je ionako ograničena što se tiče instalacija, a i samih visina peći.

U daljnjem dijelu će se isključivo razmatrati koncept 4, te će ga se detaljno razraditi i konstruirati.

3 Proračun podizno-prijenosnog uređaja

U proračunu će se proračunavati nosiva konstrukcija te vitalni dijelovi za pogon i prijenos snage kao što su elektromotori, prijenosnici, vretena ležajevi, kotači, osovine i sl.

Na donjoj slici prikazan je koncept s idejnom izvedbom glavnih dijelova, kao što su pogon, vožnja i dizanje tereta.



Slika 22. Skica podizno-prijenosnog uređaja

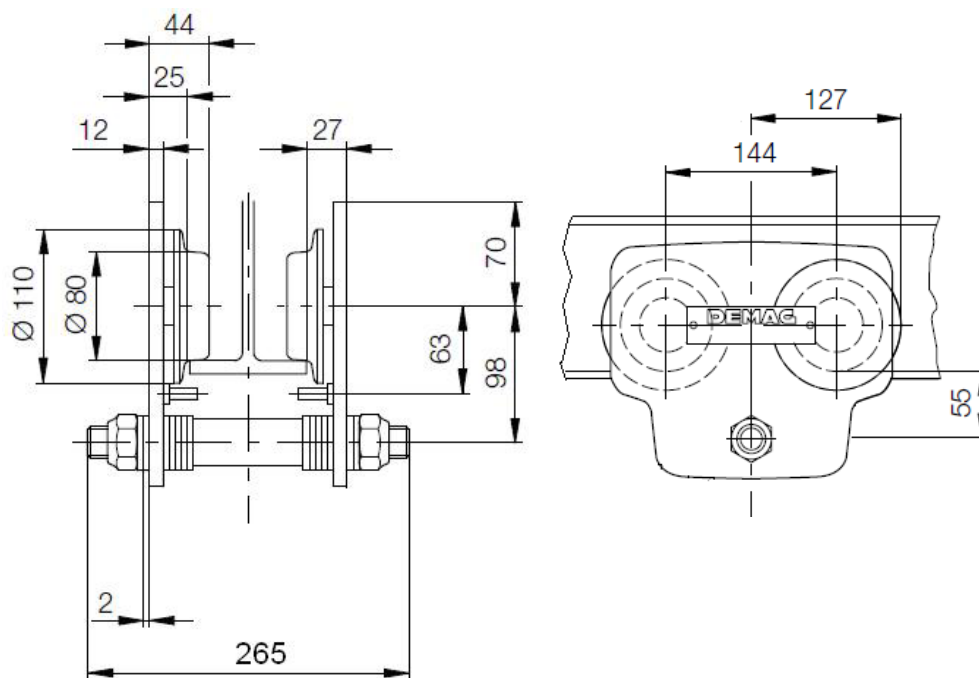
Ulazni parametri proračuna su:

- masa retorte s punjenjem: $Q_t = 0,5$ t
- krak izvlačenja: $l_{\max} = 1500$ mm
- visina dizanja: $h = 3500$ mm
- dimenzije retorte: $\phi 500 \times 1000$ mm
- razmak između kotača (unutranja mjera): $b_u = 1000$ mm
- vanjska širina radi manipulacije: $b_v = 1250$ mm
- pogon izvesti s DC motorom 24V ili 48V
- pogonski uvjeti: visoka temperatura isijavanja ($t \approx 800$ °C)

3.1 Odabir mačke (kolica) za vožnju tereta

početni uvjet $Q_t = 0,5$ t

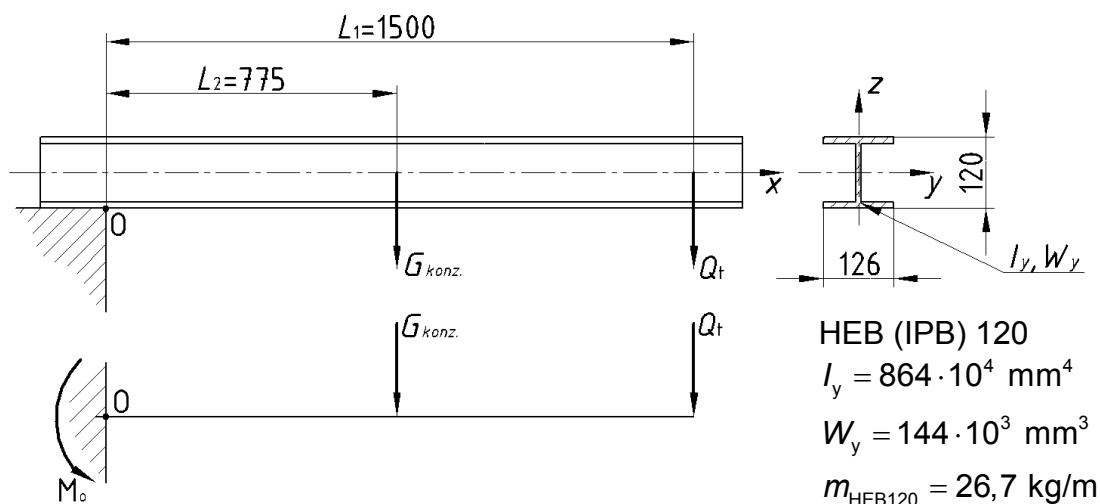
Mačka za vožnju retorti je standardni dio uzet iz DEMAG-ovog kataloga. Odabrana je od proizvođača DEMAG-a, koji su inače velikim dijelom zastupljeni u proizvodnji dizalica svih vrsta. Prema potrebnoj nosivosti iz DEMAG-ovog kataloga odabrana je sljedeća mačka: RKDK 11 te su njene konstrukcijske mjere prikazane na slici 1.



Slika 23. Mačka s pripadajućim dimenzijama

3.2 Proračun konzole

Po konzoli se vozi mačka te odabir profila i dimenzija konzole ne ovisi samo o opterećenju Q_t , nego i o dimenzijama mačke. Zbog karakteristika i dimenzija mačke odabran je profil HEB120 jer on po širini i visini profila odgovara karakteristikama mačke. Materijal konzole je St52-3; odabran je kvalitetniji materijal radi pogonskih uvjeta, tj. radi visokih temperatura isijavanja koje proizlaze iz kupki u toplinskoj obradi. Oblik konzole te njen presjek i proračunski model prikazani su na slici 23. Uslijed djelovanja $G_{konz.}$ i Q_t oko točke O javljaju se naprezanja na savijanje, a uz to je potrebno provjeriti i progib same konzole.



Slika 24. Proračunski model konzole

Početni parametri

materijal St52-3

$R_e = 360 \text{ N/mm}^2 \rightarrow$ B.Kraut: Strojarski priručnik, str.353

$E = 210 \cdot 10^3 \text{ N/mm}^2 \rightarrow$ B.Kraut: Strojarski priručnik, str.128

$m_{\text{konz.}} = m_{\text{HEB120}} \cdot L_1 = 26,7 \cdot 1,5 = 40 \text{ kg}$

$Q_t = 0,5 \text{ t} \rightarrow$ proizašlo iz početnih parametara zadatka

$S = 3 \rightarrow$ veća sigurnost odabrana radi pogonskih uvjeta

$g = 9,806 \text{ m/s}^2 \rightarrow$ B.Kraut: Strojarski priručnik, str.114

$k_1 = 1,5 \rightarrow$ faktor za uvećanje mase konzole radi preostalih
masa ležaja, matice, mačke i vretena

$k_2 = 1,1 \rightarrow$ faktor uvećanja mase retorte

$G_{\text{konz.}} = k_1 \cdot m_{\text{konz.}} \cdot g = 1,5 \cdot 40 \cdot 9,806 = 588,4 \text{ N}$

$Q = k_2 \cdot Q_t \cdot 1000 \cdot g = 1,1 \cdot 500 \cdot 1000 \cdot 9,806 = 5393,3 \text{ N}$

$$\sigma_{\text{dop}} = \frac{R_e}{S} = \frac{360}{3}$$

$$\sigma_{\text{dop}} = 120 \text{ N/mm}^2$$

Proračun naprezanja na savijanje

$$\sum M_O = 0$$

$$M_O = G_{\text{konz.}} \cdot L_2 + Q \cdot L_1$$

$$M_O = 588,4 \cdot 775 + 5393,3 \cdot 1500$$

$$M_O = 8545960 \text{ Nmm}$$

$$\sigma_s = \frac{M_O}{W_x} \leq \sigma_{\text{dop}}$$

$$\sigma_s = \frac{8545960}{144 \cdot 10^3}$$

$$\sigma_s = 59,3 \text{ N/mm}^2 < 120 \text{ N/mm}^2 \rightarrow \text{zadovoljava}$$

Proračun progiba nosača

$$f = \frac{Q \cdot L_1^3}{3EI_x} \leq f_{\text{dop}} = \frac{L_1}{300} = \frac{1500}{300} = 5 \text{ mm}$$

$$f = \frac{5393,3 \cdot 1500^3}{3 \cdot 210 \cdot 10^3 \cdot 864 \cdot 10^4}$$

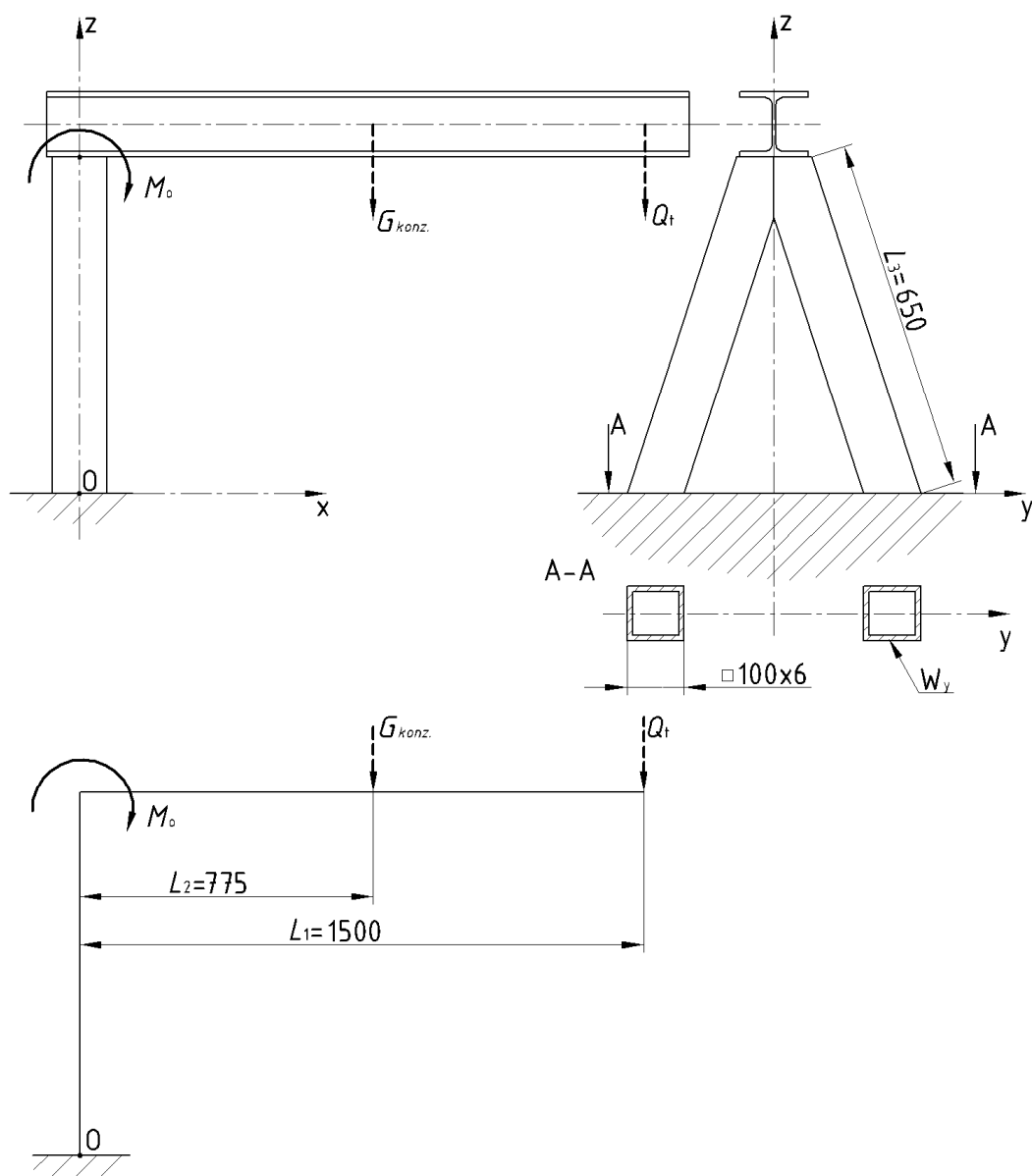
$$f = 3,34 \text{ mm} < 5 \text{ mm} \rightarrow \text{zadovoljava}$$

3.3 Proračun nosača konzole-kotača

Nosač konzole-kotača sastoji se od dva potporna i jednog poprečnog nosača koji su izvedeni iz kvadratnih profila. Materijal nosača je St52-3.

3.3.1 Proračun potpornog nosača

Potporni nosač sastavljen je od dva kvadratna profila 100x100x6. Uslijed djelovanja $G_{konz.}$ i Q_t javlja se moment oko točke O. Moment opterećuje potporni nosač na savijanje pa je u daljnjem proračunu provjeravano naprezanje na savijanje te uz to provjeren i progib potpornog nosača. Oblik potpornog nosača te njegov presjek i proračunski model prikazani su na slici 24.



Slika 25. Proračunski model potpornog nosača

Početni parametri

$$W_y = 66,7 \cdot 10^3 \text{ mm}^3$$

$$I_y = 333,6 \cdot 10^4 \text{ mm}^4$$

$$M_o = 8545960 \text{ Nmm} \rightarrow \text{prema proračunu u točki 3.2}$$

$$L_3 = 650 \text{ mm} \rightarrow \text{Konstrukcijska dimenzija}$$

$$\sigma_{\text{dop}} = 120 \text{ N/mm}^2 \rightarrow \text{prema proračunu u točki 3.2}$$

$$E = 210 \cdot 10^3 \text{ N/mm}^2 \rightarrow \text{B.Kraut: Strojarski priručnik, str.128}$$

Proračun naprezanja na savijanje

$$\sigma_s = \frac{M_o}{2 \cdot W_y} \leq \sigma_{\text{dop}}$$

$$\sigma_s = \frac{8545960}{2 \cdot 66,7 \cdot 10^3}$$

$$\sigma_s = 64,1 \text{ N/mm}^2 < 120 \text{ N/mm}^2 \rightarrow \text{zadovoljava}$$

Proračun progiba nosača konzole

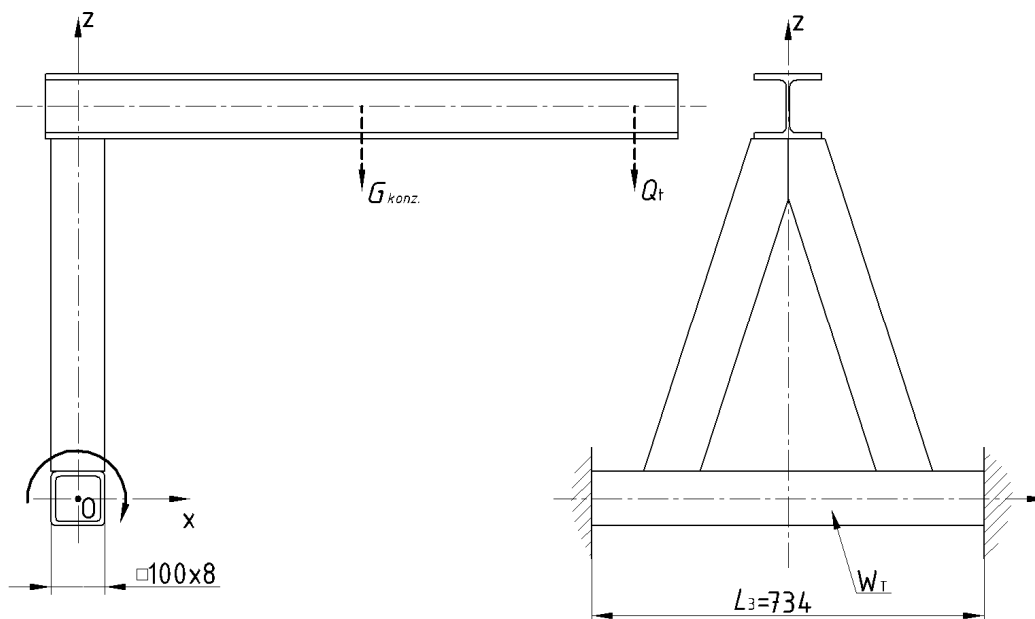
$$f = \frac{M_o \cdot L_3^2}{2 \cdot (3EI_y)} \leq f_{\text{dop}} = \frac{L_3}{300} = \frac{650}{300} = 2,1 \text{ mm}$$

$$f = \frac{8545960 \cdot 650^2}{2 \cdot (3 \cdot 210 \cdot 10^3 \cdot 333,6 \cdot 10^4)}$$

$$f = 0,86 \text{ mm} < 2,1 \text{ mm} \rightarrow \text{zadovoljava}$$

3.3.2 Proračun poprečnog nosač-kotača

Poprečni nosač sastavljen je od jednog kvadratnog profila 100x100x8. Uslijed djelovanja $G_{konz.}$ i Q_t javlja se moment oko točke O. Moment opterećuje vertikalni nosač konzole-kotača na torziju pa je potrebno provjeriti torzijsko naprezanje nosača. Oblik poprečnog nosača te njegov presjek i proračunski model prikazani su na slici 25.



Slika 26. Poprečni nosač konzole-kotača te proračunski model nosača

Početni parametri

$$W_T = 135 \cdot 10^3 \text{ mm}^3 \rightarrow \text{Schiffmann Werbung + Verlag GmbH u. Co.} \\ \rightarrow \text{priručnik čeličnih profila}$$

$$M_O = 8545960 \text{ Nmm} \rightarrow \text{prema proračunu u točki 3.2}$$

$$R_e = 360 \text{ N/mm}^2 \rightarrow \text{B.Kraut: Strojarski priručnik, str.353}$$

$$S = 3 \rightarrow \text{veća sigurnost odabrana radi pogonskih uvjeta}$$

$$\tau_{dop} = \frac{0.6R_e}{S} = \frac{0,6 \cdot 360}{3} = 72 \text{ N/mm}^2$$

Proračun torzijskog naprezanja

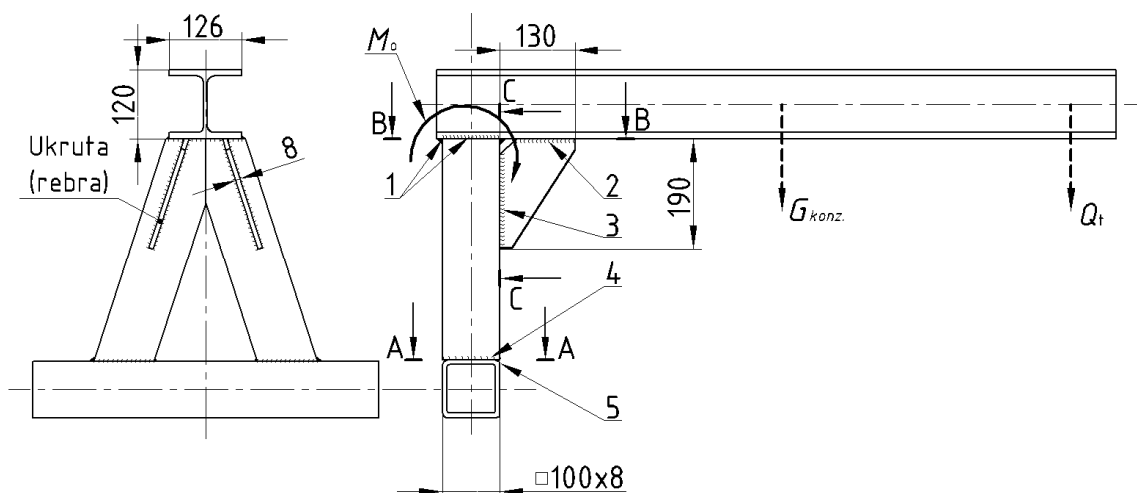
$$\tau_t = \frac{M_O}{W_T} \leq \tau_{dop}$$

$$\tau_t = \frac{8545960}{135 \cdot 10^3}$$

$$\tau_t = 63,3 \text{ N/mm}^2 < 72 \text{ N/mm}^2 \rightarrow \text{zadovoljava}$$

3.3.3 Proračun zavora na nosaču konzole-kotača

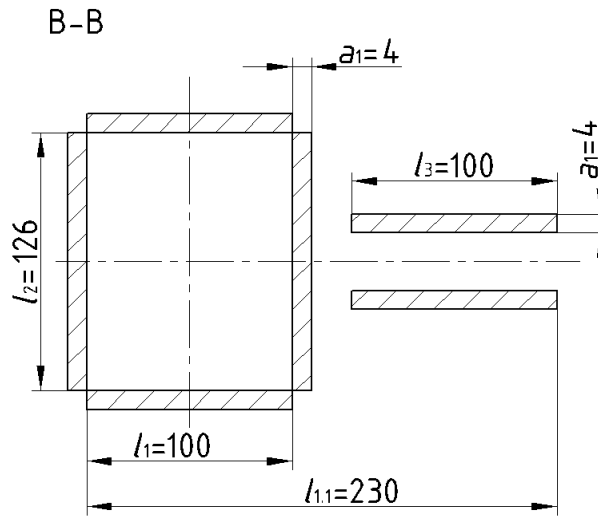
U prijašnjem dijelu proračuna proračunavani su pojedini dijelovi konstrukcije koje je zatim potrebno spojiti u jednu konstrukciju. Spajanje se vrši pomoću zavora. Spojni zavori na konstrukciji prikazani su na slici 5. Opterećenje $G_{konz.}$ i Q_t uzrokuju moment savijanja M_o (prema proračunu u točki 2) te su s tim momentom opterećeni zavori u spoju. Zavar između potpornog nosača i konzole (zavar 1) ne može podnijeti sva naprezanja koja se javljaju u njemu pa je to riješeno na način da su dodana dva dodatna rebra koja su zavarena za potporni nosač i konzolu (zavar 2 i 3) te oni u ovom slučaju također preuzimaju naprezanje. Većinu naprezanja u tom dijelu spoja preuzima zavar 3 koji je opterećen na savijanje. Spoj potpornog i poprečnog nosača izveden je pomoću zavora 4 i 5 koji su zbog momentnog opterećenja također opterećeni na savijanje.



Slika 27. Prikaz zavora između konzole, potpornog i poprečnog nosača

$M_o = 8545960 \text{ Nmm} \rightarrow$ prema proračunu u točki 3.2

Zavar 1-2: $a_1 = 4 \text{ mm}$ → pretpostavka



Slika 28. Presjek zavara B-B

$$l'_1 = l_1 - 2a_1 = 100 - 2 \cdot 4 = 92 \text{ mm}$$

$$l'_2 = l_2 - 2a_1 = 126 - 2 \cdot 4 = 118 \text{ mm}$$

$$l'_3 = l_3 - 2a_1 = 100 - 2 \cdot 4 = 92 \text{ mm}$$

$$0,5l'_2 < l_1 < 1,5l'_2$$

$$59 < 92 < 177$$

$$\sigma_s = \frac{F}{a_1(1,5l'_1 + 0,28l'_2)} \leq \sigma_{zdop} = 170 \text{ N/mm}^2 \rightarrow \text{HRN U.E7.150}$$

$$\sigma_s = \frac{M_o / (h/2)}{a_1(1,5l'_1 + 0,28l'_2) + 4 \cdot a_1 \cdot l'_3}$$

$$\sigma = \frac{8545960 / (120 / 2)}{4 \cdot (1,5 \cdot 92 + 0,28 \cdot 118) + 4 \cdot 4 \cdot 92}$$

$$\sigma = 66,08 \text{ N/mm}^2 < 170 \text{ N/mm}^2 \rightarrow \text{zadovoljava}$$

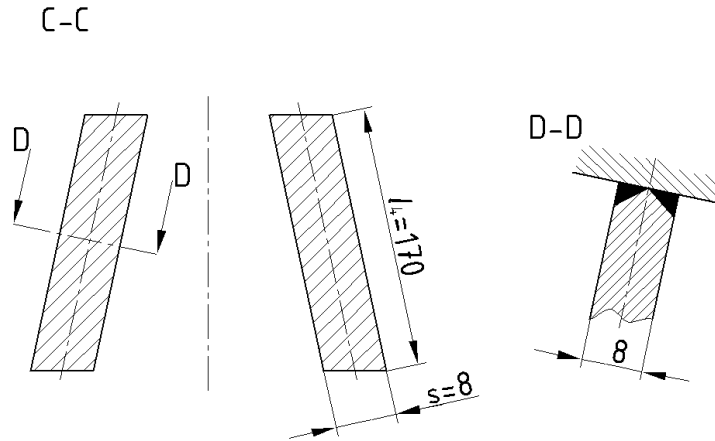
Zavar 3: K- zavar za vezu rebra i potpornog nosača s obostranim kutnim zavarom

$s = 8 \text{ mm} \rightarrow \text{K-zavar}$

$k = 0,8 \rightarrow \text{HRN U.E7.150}$

$\sigma_{\text{dop(zav)}} = 240 \text{ N/mm}^2 \rightarrow \text{za sučeoni spoj i materijal St52-3;}$

HRN U.E7.150



Slika 29 Presjek zavora C-C

$$\tau = \frac{M_O / I_2}{2 \cdot (2 \cdot s \cdot l_1)}$$

$$\tau = \frac{8545960 / 50}{2 \cdot (2 \cdot 3 \cdot 170)}$$

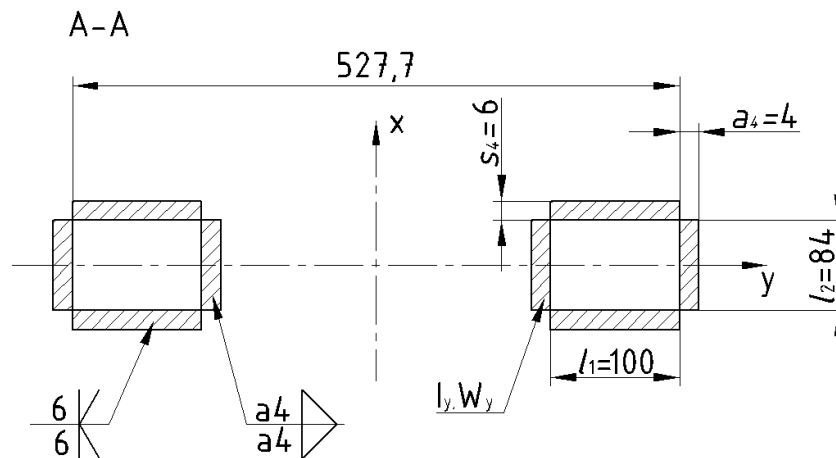
$$\tau = 83,8 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{\text{red}} = \sqrt{1,8\tau^2} \leq \sigma_{\text{zdop}} = k \cdot \sigma_{\text{dop(zav)}} = 0,8 \cdot 240 = 192 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{\text{red}} = \sqrt{1,8 \cdot 83,8^2}$$

$$\sigma_{\text{red}} = 112,4 \text{ N/mm}^2 < 192 \text{ N/mm}^2 \rightarrow \text{zadovoljiva}$$

Zavar 4-5: -zavar 4 je kutni $a_4=4$ mm
 -zavar 5 je polu V , $s_4=6$ mm



Slika 30. Presjek zavara A-A

$$I_y = 2 \cdot \left[\frac{l_1 \cdot s^3}{12} + l_1 \cdot s \cdot \left(\frac{l_2}{2} + \frac{s}{2} \right)^2 \right] + 2 \cdot \frac{a \cdot l_2^3}{12}$$

$$I_y = 2 \cdot \left[\frac{100 \cdot 6^3}{12} + 100 \cdot 6 \cdot \left(\frac{84}{2} + \frac{6}{2} \right)^2 \right] + 2 \cdot \frac{4 \cdot 84^3}{12}$$

$$I_y = 2828736 \text{ mm}^4$$

$$W_y = \frac{I_y}{l_2 / 2} = \frac{2828736}{84 / 2} = 67350,8 \text{ mm}^3$$

$$n_{\max} = \frac{M_o}{2 \cdot W_y} = \frac{8545960}{2 \cdot 67350,8} = 63,44 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{\perp \max} = \tau_{\perp \max} = \frac{n_{\max}}{\sqrt{2}} = \frac{63,44}{\sqrt{2}} = 45 \text{ N/mm}^2$$

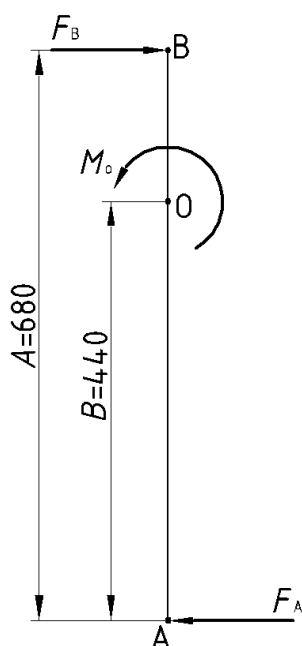
$$\sigma_{\text{red}} = \sqrt{2,8 \cdot \sigma_{\perp \max}^2} \leq \sigma_{\text{zdop}} = 170 \text{ N/mm}^2 \rightarrow \text{HRN U.E7.150}$$

$$\sigma_{\text{red}} = \sqrt{2,8 \cdot 45^2}$$

$$\sigma_{\text{red}} = 75,3 \text{ N/mm}^2 < 170 \text{ N/mm}^2 \rightarrow \text{zadovoljava}$$

3.4 Proračun kotača za vodilice

Kotači za vodilice služe za savladavanje momenta M_O te za vođenje nosača konzole-kotača po profilu. Proračunavaju se u odnosu na moment M_O koji se javlja u točki O, a proizlazi iz proračuna u točki 3.2. Moment opterećuje kotače, a na kotačima se kao reaktivne sile javljaju F_A i F_B . Kao što je vidljivo iz slike 21, postoje 2 vodilice, po svakoj vodilici 2 kotača, što znači da postoje ukupno 4 kotača koji se suprotstavljaju momentu.



$A = 680 \text{ mm} \rightarrow$ konstrukcijska mjera

$B = 440 \text{ mm} \rightarrow$ konstrukcijska mjera

$M_O = 8545960 \text{ Nmm} \rightarrow$ prema proračunu u točki 3.2

Slika 31. Proračunski model kotača

$$\Sigma M_A = 0$$

$$M_O - 2 \cdot F_B \cdot A = 0 \Rightarrow F_B = \frac{M_O}{2 \cdot A}$$

$$F_B = \frac{8545960}{2 \cdot 680}$$

$$F_B = F_A = 6286,3 \text{ N}$$

Odabran kotač s ležajem tvrtke RADER-VOGEL 178/140/060/5/25

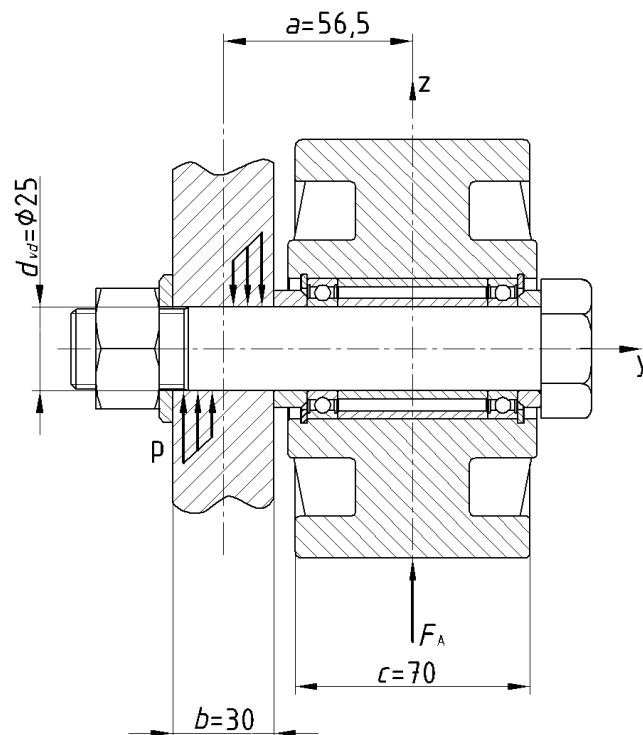
Dimenzije kotača: $d/D=25/140 \text{ mm}$

nosiva širina: 60 mm

nosivost kotača: 750 kg

ležaj kuglični

3.4.1 Proračun osovine kotača



Slika 32. Osovina u sklopu s kotačem i nosećim limom

Za osovinu je uzet dosjedni vijak DIN 7968 M24X140, kakvoće 8.8. Na osovinu kotača djeluje sila $F_A = F_B$ koja uzrokuje naprezanje na savijanje te se javlja pritisak u nosećem limu kotača.

Početni parametri

$$R_M = 800 \text{ N/mm}^2 \rightarrow \text{Decker: Elementi strojeva, str.86, tablica 32.}$$

$$R_e = 640 \text{ N/mm}^2 \rightarrow \text{Decker: Elementi strojeva, str.86, tablica 32.}$$

$$F_A = F_B = 6286,3 \text{ N} \rightarrow \text{Prema proračunu u točki 3.4}$$

$$\sigma_{\text{dopV}} = 0,65 \cdot R_e \rightarrow \text{Decker: Elementi strojeva, str.101}$$

$$\sigma_{\text{dopV}} = 0,6 \cdot 640 = 416 \text{ N/mm}^2$$

$$p_{\text{dop}} = 0,75 \cdot R_M \rightarrow \text{Decker: Elementi strojeva, str.102}$$

$$p_{\text{dop}} = 0,75 \cdot 800 = 600 \text{ N/mm}^2$$

$$\mu = 0,1 \rightarrow \text{B.Kraut: Strojarski priručnik, str.125}$$

Proračun naprezanja na savijanje

$$\sigma_v = \frac{F_A / \mu}{\pi \cdot d_1^2 / 4} \leq \sigma_{\text{dopV}}$$

$$\sigma_v = \frac{6286,3 / 0,1}{\pi \cdot 20,75^2 / 4}$$

$$\sigma_v = 186 \text{ N/mm}^2 < 416 \text{ N/mm}^2 \rightarrow \text{zadovoljava}$$

Proračun bočnog tlaka

$$p = \frac{F}{d_{\text{vd}} \cdot b} \cdot \left(6 \cdot \frac{a}{c} + 1 \right) \leq p_{\text{dop}}$$

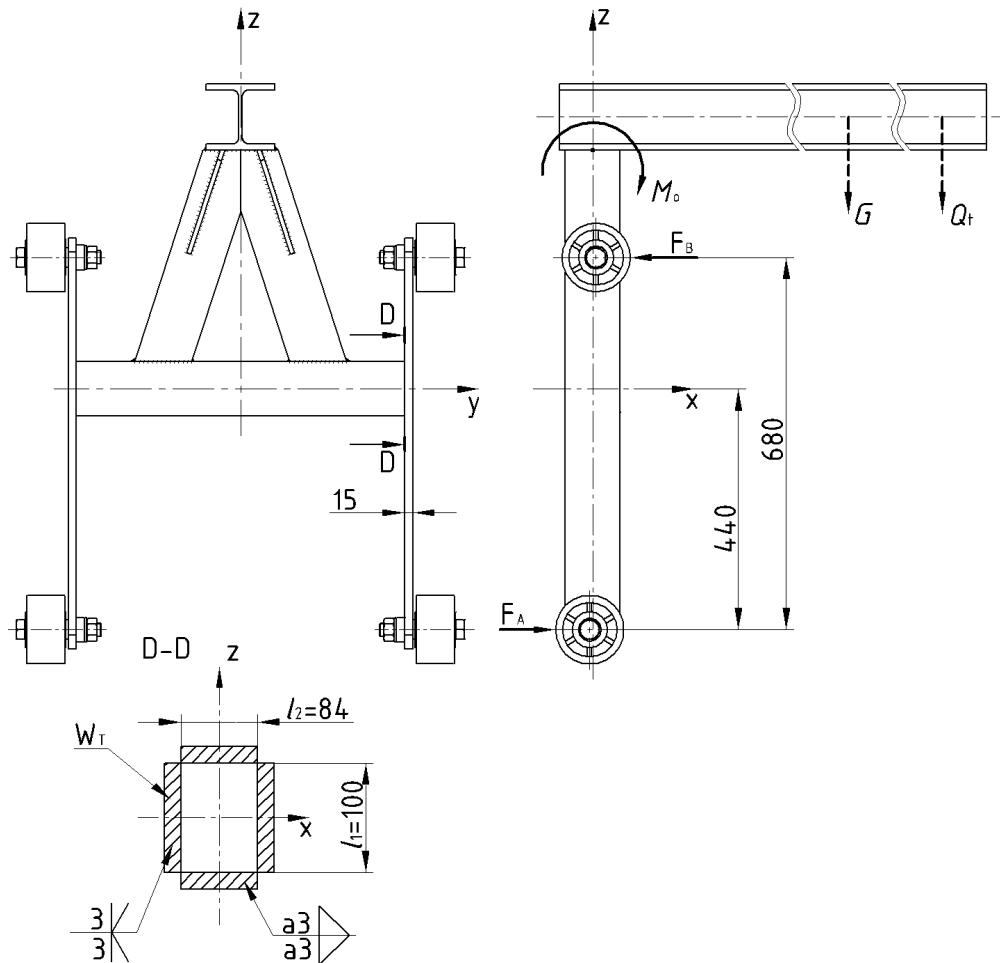
$$p = \frac{6286,3}{25 \cdot 30} \cdot \left(6 \cdot \frac{56,5}{30} + 1 \right)$$

$$p = 103,1 \text{ N/mm}^2 < 600 \text{ N/mm}^2 \rightarrow \text{zadovoljava}$$

Kao što se vidi iz proračuna, uzet je kvalitetniji vijak nego li je potrebno (prema DIN-u 7968 vijak se izrađuje u dvije grupe kvalitete 5.6 i 8.8), s obzirom da vijak kvalitete 5.6 u startu ne zadovoljava što se tiče granice razvlačenja.

3.4.2 Proračun zavora između nosećeg lima kotača i nosača konzole-kotača

Kotač se montira pomoću dosjednog vijka na noseći lim kotača te se taj lim spaja pomoću zavora na nosač konzole-kotača. Izgled kotača i nosećeg lima te nosača konzole-kotača prikazan je na slici 5. Spoj zavora je napregnut na torziju uslijed djelovanja momenta M_O te reakcijskih sila F_A i F_B .



Slika 33. Spoj nosećeg lima i nosača kotača

$$M_O = 8545960 \text{ Nmm} \rightarrow \text{prema proračunu u točki 3.2}$$

$$W_T = 66,9 \cdot 10^3 \text{ mm}^3$$

$$t_{\square} = \frac{M_O}{2 \cdot W_T} = \frac{8545960}{2 \cdot 66,9 \cdot 10^3} = 63,87$$

$$\tau_{\square} = t_{\square}$$

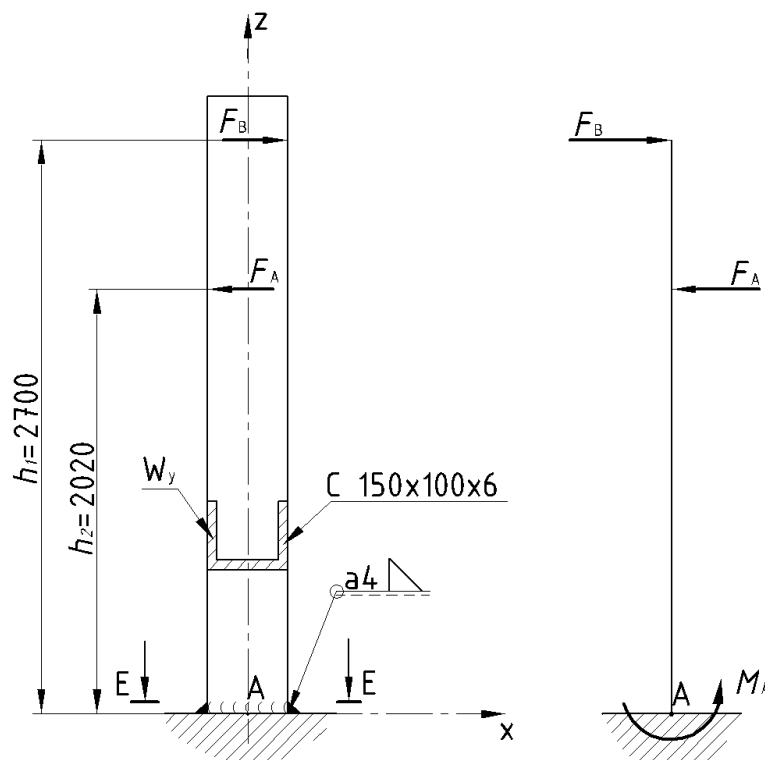
$$\sigma_{red} = \sqrt{1,8 \tau_{\square}^2} \leq \sigma_{zdop} = 170 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{1,8 \cdot 63,87^2}$$

$$\sigma_{red} = 85,7 \text{ N/mm}^2 < 170 \text{ N/mm}^2 \rightarrow \text{zadovoljava}$$

3.5 Proračun vodilica

Vodilice su izrađene od materijala RST 37-2. Služe za vertikalno gibanje konzole tj. za vođenje kotača unutar profila. Na njih djeluju sile F_A i F_B koje se prenose u točki dodira s kotača na vodilice. Vodilice su napregnute na savijanje uslijed djelovanja sila pa je potrebno provjeriti naprezanje na savijanje u vodilicama.



Slika 34. Proračunski model vodilice

Početni parametri

materijal RSt37-2

$R_e = 240 \text{ N/mm}^2 \rightarrow$ B.Kraut: Strojarski priručnik, str.353

$E = 210 \cdot 10^3 \text{ N/mm}^2 \rightarrow$ B.Kraut: Strojarski priručnik, str.128

$S = 3 \rightarrow$ veća sigurnost odabrana radi pogonskih uvjeta

$W_y = 94,9 \cdot 10^3 \text{ mm}^3 \rightarrow$ Schiffmann Werbung + Verlag GmbH u. Co.

\rightarrow priručnik čeličnih profila

$F_A = F_B = 6286,3 \text{ N} \rightarrow$ Prema proračunu u točki 3.4

$$\sigma_{\text{dop}} = \frac{R_e}{S} = \frac{240}{3} = 80 \text{ N/mm}^2$$

Proračun naprezanja na savijanje

$$\Sigma M_A = 0$$

$$-F_A \cdot h_2 + F_B \cdot h_1 + M_A = 0$$

$$M_A = -F_A \cdot h_2 + F_B \cdot h_1$$

$$M_A = -6286,3 \cdot 2020 + 6286,3 \cdot 2700$$

$$M_A = 4274684 \text{ Nmm}$$

$$\sigma_s = \frac{M_A}{W_y} \leq \sigma_{\text{dop}}$$

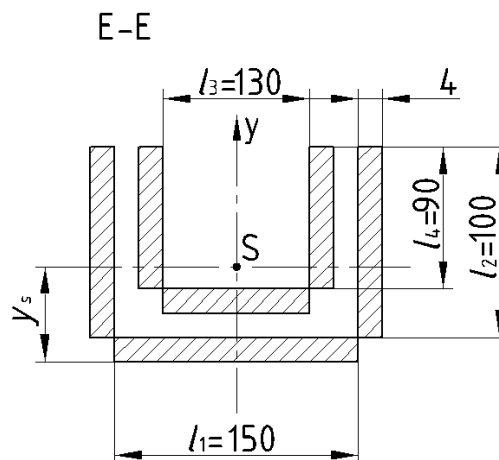
$$\sigma_s = \frac{4274684}{94,9 \cdot 10^3}$$

$$\sigma_s = 45 \text{ N/mm}^2 < 80 \text{ N/mm}^2 \rightarrow \text{zadovoljava}$$

3.5.1 Proračun spojnog zavora između vodilice i ploče

Zavar između vodilice i podnožne ploče izveden je kutno te je opterećen momentom savijanja iz točke 3.5. Presjek zavora s dimenzijama prikazan je na slici 6.

$a = 4 \text{ mm} \rightarrow$ početna pretpostavka



Slika 35. Presjek i težište zavora

$$y_s = \frac{\Sigma A_i y_i}{A_i}$$

$$y_s = \frac{l_1 \cdot a \cdot (a/2) + 2 \cdot [l_2 \cdot a \cdot (l_2/2 + a)] + l_3 \cdot a \cdot (a + s + a/2) + 2 \cdot [l_4 \cdot a \cdot (l_4/2 + 2a + s)]}{l_1 \cdot a + 2 \cdot (l_2 \cdot a) + l_3 \cdot a + 2 \cdot (l_4 \cdot a)}$$

$$y_s = \frac{150 \cdot 4 \cdot 2 + 2 \cdot [100 \cdot 4 \cdot (50 + 4)] + 130 \cdot 4 \cdot (4 + 6 + 2) + 2 \cdot [90 \cdot 4 \cdot (45 + 8 + 6)]}{150 \cdot 4 + 2 \cdot (100 \cdot 4) + 130 \cdot 4 + 2 \cdot (90 \cdot 4)}$$

$$y_s = 27,23 \text{ mm}$$

$$I_y = I_{y1} + 2 \cdot \left[I_{y2} + A_2 \cdot \left(y_s - \frac{l_2}{2} - a \right)^2 \right] + I_{y3} + 2 \cdot \left[I_{y4} + A_4 \cdot \left(y_s - \frac{l_4}{2} - 2a - s \right)^2 \right]$$

$$I_{y1} = \frac{4 \cdot 150^3}{12} = 1125000 \text{ mm}^4$$

$$I_{y2} = \frac{100 \cdot 4^3}{12} = 533,33 \text{ mm}^4$$

$$I_{y3} = \frac{4 \cdot 130^3}{12} = 732333,3 \text{ mm}^4$$

$$I_{y4} = \frac{90 \cdot 4^3}{12} = 480 \text{ mm}^4$$

$$A_2 = l_2 \cdot a = 100 \cdot 4 = 400 \text{ mm}^2$$

$$A_4 = l_4 \cdot a = 90 \cdot 4 = 360 \text{ mm}^2$$

$$I_y = 1125000 + 2 \cdot \left[533,33 + 400 \cdot \left(27,23 - \frac{100}{2} - 4 \right)^2 \right] + 732333,3 +$$

$$+ 2 \cdot \left[480 + 360 \cdot \left(27,23 - \frac{90}{2} - 8 - 6 \right)^2 \right]$$

$$I_y = 9834639,96 \text{ mm}^4$$

$$W_y = \frac{I_y}{l_1 / 2} = \frac{9834639,96}{150 / 2} = 131128,5 \text{ mm}^3$$

$$n_{\max} = \frac{M_A}{W_y} = \frac{4274684}{131128,5} = 32,6 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{\perp \max} = \tau_{\perp \max} = \frac{n_{\max}}{\sqrt{2}} = \frac{32,6}{\sqrt{2}} = 23,05 \text{ N/mm}^2$$

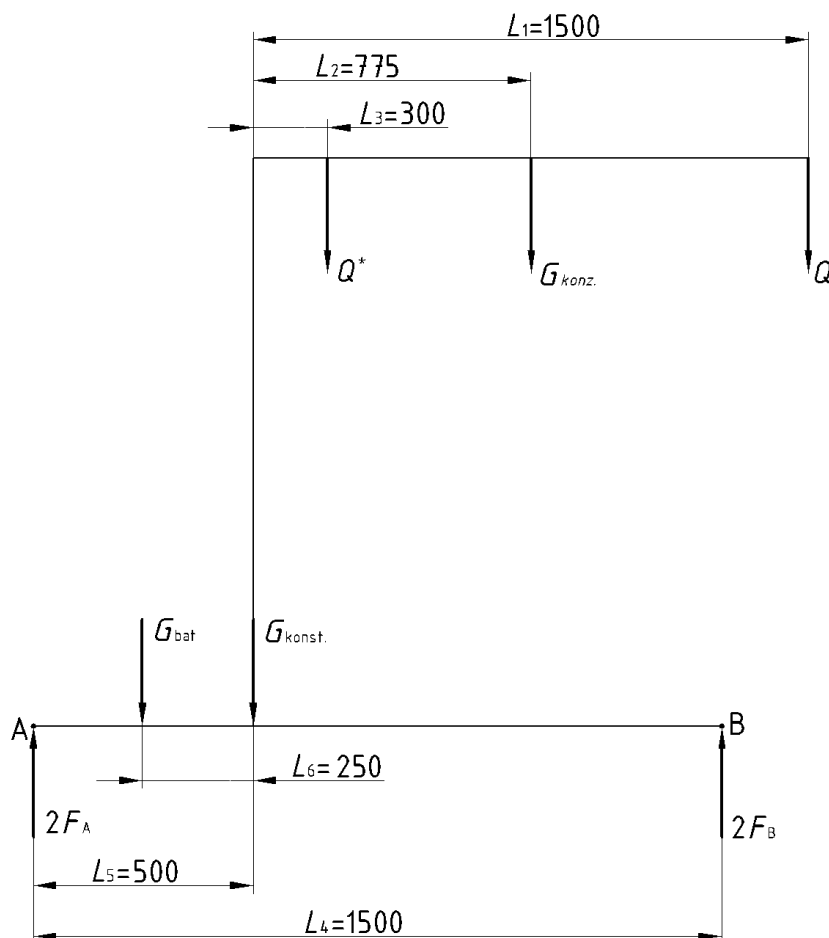
$$\sigma_{\text{red}} = \sqrt{2,8 \cdot \sigma_{\perp \max}^2} \leq \sigma_{\text{zdop}} = 120 \text{ N/mm}^2 \rightarrow \text{HRN U.E7.150}$$

$$\sigma_{\text{red}} = \sqrt{2,8 \cdot 23,05^2}$$

$$\sigma_{\text{red}} = 38,6 \text{ N/mm}^2 < 120 \text{ N/mm}^2 \rightarrow \text{zadovoljava}$$

3.6 Sile na kotačima za vožnju uređaja

Kotači služe za vožnju uređaja po podu hale. Na slici 35 prikazan je proračunski model za proračunavanje kotača za vožnju. Postoje 2 položaja nosivosti tereta: prvi položaj je Q_t koji se uzima u obzir pri proračunu kotača u osloncu B, a drugi položaj je u slučaju kada se teret nalazi na Q_t^* i njega se uzima u obzir pri proračunu kotača u osloncu A.



Slika 36. Proračunski model za proračun kotača

Početni parametri

$$g = 9,806 \text{ m/s}^2 \rightarrow \text{B.Kraut: Strojarski priručnik, str.114}$$

$$G_{bat} = m_{bat} \cdot g = 100 \cdot 9,806 = 980,6 \text{ N}$$

$$G_{konst} = m_{konst} \cdot g = 500 \cdot 9,806 = 4903 \text{ N}$$

$$Q = Q^* = 5393,3 \text{ N} \rightarrow \text{prema proračunu u točki 3.2}$$

$$G_{konz} = 588,4 \text{ N} \rightarrow \text{prema proračunu u točki 3.2}$$

Proračun kotača u osloncu A u slučaju kada se teret nalazi na poziciji Q*

$$\Sigma M_B = 0$$

$$2F_A \cdot L_4 - G_{\text{bat}} \cdot (L_4 - L_6) - G_{\text{konst}} \cdot (L_4 - L_5) - Q^* \cdot (L_4 - L_5 - L_3) - G_{\text{konz}} \cdot (L_4 - L_5 - L_2) = 0$$

$$F_A = \frac{G_{\text{bat}} \cdot (L_4 - L_6) + G_{\text{konst}} \cdot (L_4 - L_5) + Q^* \cdot (L_4 - L_5 - L_3) + G_{\text{konz}} \cdot (L_4 - L_5 - L_2)}{2 \cdot L_4}$$

$$F_A = \frac{980,6 \cdot (1500 - 250) + 4903 \cdot (1500 - 500) + 5393,3 \cdot (1500 - 500 - 300)}{2 \cdot 1500} +$$

$$+ \frac{588,4 \cdot (1500 - 500 - 775)}{2 \cdot 1500}$$

$$F_A = 3345,5 \text{ N}$$

Proračun kotača u osloncu B u slučaju kada se teret nalazi na poziciji Q

$$\Sigma M_A = 0$$

$$G_{\text{bat}} \cdot L_6 + G_{\text{konst}} \cdot L_5 + Q \cdot (L_1 + L_5) + G_{\text{konz}} \cdot (L_2 + L_5) - 2F_B \cdot L_4 = 0$$

$$F_B = \frac{G_{\text{bat}} \cdot L_6 + G_{\text{konst}} \cdot L_5 + Q \cdot (L_1 + L_5) + G_{\text{konz}} \cdot (L_2 + L_5)}{2 \cdot L_4}$$

$$F_B = \frac{980,6 \cdot 250 + 4903 \cdot 500 + 5393,3 \cdot (1500 + 500) + 588,4 \cdot (775 + 500)}{2 \cdot 1500}$$

$$F_B = 4744,5 \text{ N}$$

Nosivosti kotača su povećane radi sigurnosti u slučaju dodatnog opterećenja (ljudski faktor).

Za oslonac A odabran je kotač firme RADER-VOGEL 219F/150/50

Dimenzije kotača: $D = 150 \text{ mm}$

nosiva širina: 50 mm

nosivost kotača: 625 kg

ležaj kuglični

Za oslonac B odabran je kotač firme RADER-VOGEL 178/160/040/5/25

Dimenzije kotača: $d/D = 25/160 \text{ mm}$

nosiva širina: 40 mm

nosivost kotača: 520 kg

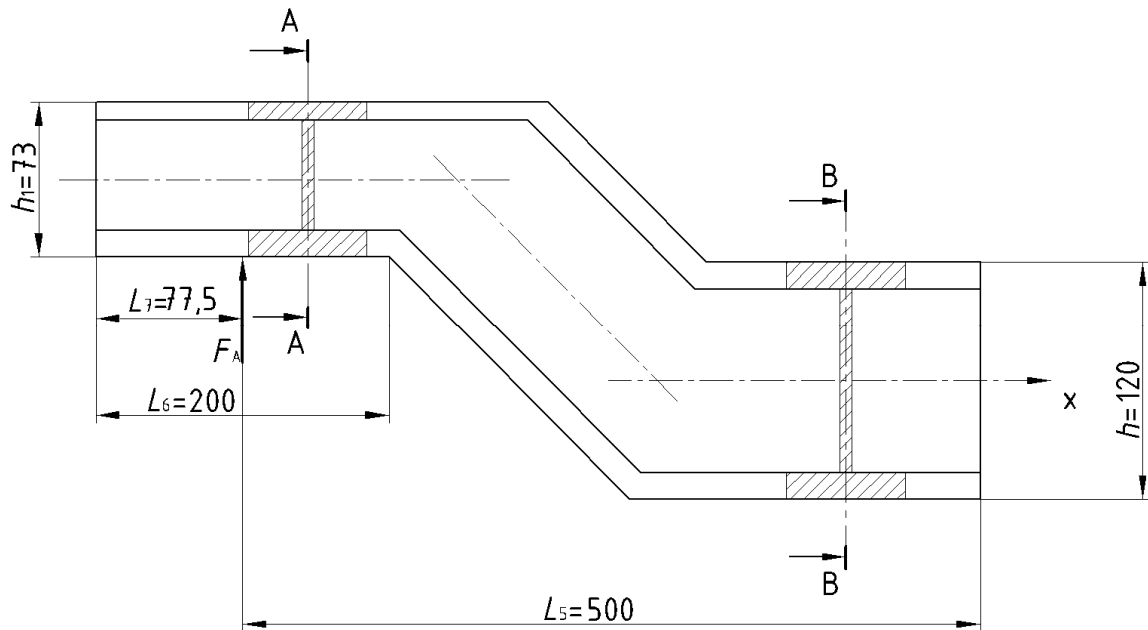
ležaj kuglični

3.6.1 Nosač kotača A

Nosač kotača A je napravljen od standardnog profila i lima te je njegov oblik prikazan na slici 10. Materijal nosača je RST37-2. Opterećen je naprezanjem na savijanje zbog djelovanja sile F_A .

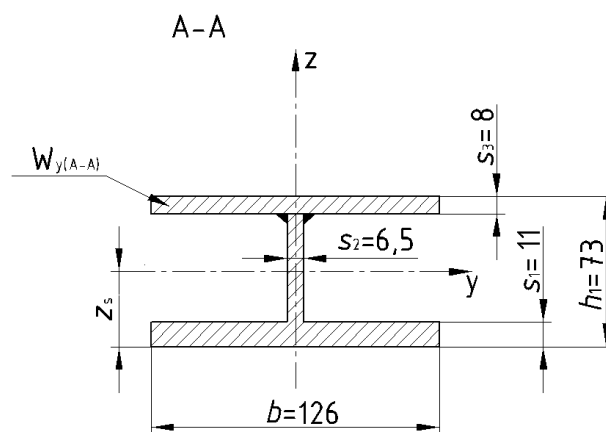
$$\sigma_{\text{dop}} = 80 \text{ N/mm}^2 \rightarrow \text{prema proračunu u točki 3.5}$$

$$F_A = 3345,5 \text{ N} \rightarrow \text{prema proračunu u točki 3.6}$$



Slika 37. Nosač kotač A

Proračun naprezanja na savijanje u presjeku A-A



Slika 38. Presjek nosača A-A

$$z_s = \frac{\sum A_i z_i}{A_i}$$

$$z_s = \frac{b \cdot s_1 \cdot s_1 / 2 + (h_1 - s_1 - s_3) \cdot s_2 \cdot [(h_1 - s_1 - s_3) / 2 + s_1] + b \cdot s_3 \cdot (h_1 - s_3 / 2)}{b \cdot s_1 + (h_1 - s_1 - s_3) \cdot s_2 + b \cdot s_3}$$

$$z_s = \frac{126 \cdot 11 \cdot 5,5 + 54 \cdot 6,5 \cdot 38 + 126 \cdot 8 \cdot 69}{126 \cdot 11 + 54 \cdot 6,5 + 126 \cdot 8}$$

$$z_s = 32,97 \text{ mm}$$

$$I_y = \left[\frac{b \cdot s_1^3}{12} + b \cdot s_1 \cdot (z_s - s_1 / 2)^2 \right] + \left[\frac{b \cdot s_3^3}{12} + b \cdot s_3 \cdot (z_s - (h_1 - s_3 / 2))^2 \right] +$$

$$+ \left[\frac{(h_1 - s_1 - s_3)^3 \cdot s_2}{12} + (h_1 - s_1 - s_3) \cdot s_2 \cdot (z_s - (h_1 - s_1 - s_3) / 2 + s_1)^2 \right]$$

$$I_y = \left[\frac{126 \cdot 11^3}{12} + 126 \cdot 11 \cdot (32,97 - 5,5)^2 \right] + \left[\frac{126 \cdot 8^3}{12} + 126 \cdot 8 \cdot (69 - 32,97)^2 \right] +$$

$$+ \left[\frac{6,5 \cdot 54^3}{12} + 6,5 \cdot 54 \cdot (38 - 32,97)^2 \right] +$$

$$I_y = 2467947,2 \text{ mm}^4$$

$$W_{y(A-A)} = \frac{I_y}{z_{\max}}$$

$$z_{\max} = h_1 - z_s = 73 - 32,97 = 40,03 \text{ mm}$$

$$W_{y(A-A)} = \frac{2467947,2}{40,03}$$

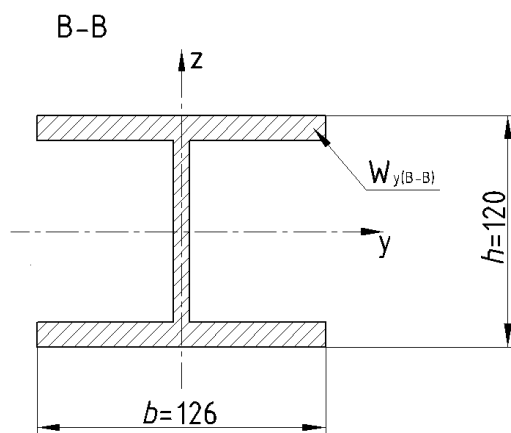
$$W_{y(A-A)} = 61652,4 \text{ mm}^3$$

$$\sigma_{s(A-A)} = \frac{F_A \cdot (L_6 - L_7)}{W_{y(A-A)}} \leq \sigma_{\text{dop}}$$

$$\sigma_{s(A-A)} = \frac{3345,5 \cdot (200 - 77,5)}{61652,4}$$

$$\sigma_{s(A-A)} = 6,65 \text{ N/mm}^2 < 80 \text{ N/mm}^2 \rightarrow \text{zadovoljava}$$

Proračun naprežanja na savijanje u presjeku B-B



Slika 39. Presjek nosača A-A

profil je HEB120

$$W_{y(B-B)} = 144 \cdot 10^3 \text{ mm}^3 \rightarrow$$

$$\sigma_{s(B-B)} = \frac{F_A \cdot L_5}{W_{y(B-B)}} \leq \sigma_{\text{dop}}$$

$$\sigma_{s(B-B)} = \frac{3345,5 \cdot 500}{144 \cdot 10^3}$$

$$\sigma_{s(B-B)} = 11,62 \text{ N/mm}^2 \leq 80 \text{ N/mm}^2 \rightarrow \text{zadovoljava}$$

3.6.2 Nosač kotača B

Nosač kotača B napravljen je od standardnog kvadratnog profila te je njegov oblik prikazan na slici 10. Materijal nosača je RST37-2. Opterećen je naprezanjem na savijanje zbog djelovanja sile F_B te je zbog dužine nosača potrebno provjeriti i progib nosača.

Dimenzija kvadratnog profila je 120x80x6

Početi parametri

$$\sigma_{\text{dop}} = 80 \text{ N/mm}^2 \rightarrow \text{prema proračunu u točki 3.5}$$

$$F_B = 4744,5 \text{ N} \rightarrow \text{prema proračunu u točki 3.6}$$

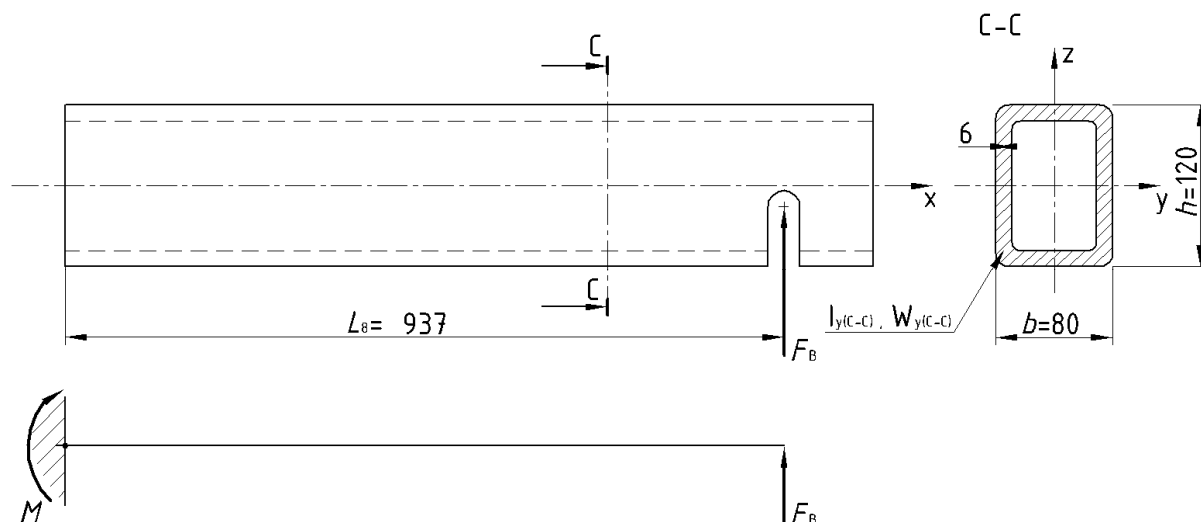
$$I_{y(\text{C-C})} = 4381620 \text{ mm}^4 \rightarrow \text{Schiffman Werbung+Verlag GmbH u. Co.}$$

\rightarrow priručnik čeličnih profila

$$W_{y(\text{C-C})} = 73 \cdot 10^3 \text{ mm}^3 \rightarrow \text{Schiffman Werbung+Verlag GmbH u. Co.}$$

\rightarrow priručnik čeličnih profila

$$E = 210 \cdot 10^3 \text{ N/mm}^2 \rightarrow \text{B.Kraut: Strojarski priručnik, str.128}$$



Slika 40. Nosač kotača B

Proračun nosača na savojno opterećenje

$$\sigma_{s(\text{C-C})} = \frac{F_B \cdot L_8}{W_{y(\text{C-C})}} \leq \sigma_{\text{dop}}$$

$$\sigma_{s(\text{C-C})} = \frac{4744,5 \cdot 937}{73000}$$

$$\sigma_{s(\text{C-C})} = 60,9 \text{ N/mm}^2 < 80 \text{ N/mm}^2 \rightarrow \text{zadovoljava}$$

Progib nosača

$$f = \frac{F_B \cdot L_8^3}{3EI_{y(C-C)}} \leq f_{\text{dop}} = \frac{L_8}{300} = \frac{937}{300} = 3,1 \text{ mm}$$

$$f = \frac{4744,5 \cdot 937^3}{3 \cdot 210 \cdot 10^3 \cdot 4381620}$$

$$f = 1,4 \text{ mm} < 3,1 \text{ mm} \rightarrow \text{zadovoljava}$$

3.6.3 Provjera oslonca za kotač

U osnovni kvadratni profil postavljena je dodatna ploča da bi se povećala debljina, tj. naležna površina osovine kotača. Izgled nosača u sklopu s kotačem prikazan je na slici 8. Sila F_B opterećuje kotač, a opterećenje se dalje prenosi preko osovine kotača na naležne površine koje su opterećene na površinski tlak. Uz kontrolu površinskog tlaka potrebno je provjeriti i naprezanja u osovini na savijanje i odrez. Materijal nosača je od RSt37-2, a osovina kotača je St42.

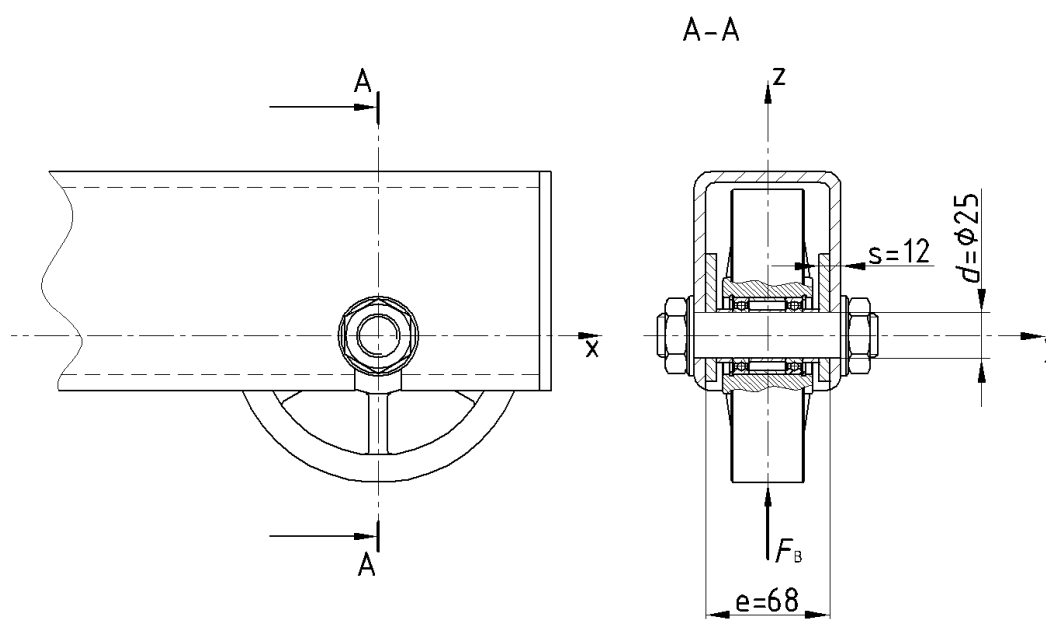
Početni parametri

$$F_B = 4744,5 \text{ N/mm}^2 \rightarrow \text{prema proračunu u točki 3.6}$$

$$\sigma_{\text{dop(St42)}} = 50 \text{ N/mm}^2 \rightarrow \text{Decker: Elementi strojeva, str.177, tab.72}$$

$$\tau_{\text{dop(St42)}} = 16 \text{ N/mm}^2 \rightarrow \text{Decker: Elementi strojeva, str.177, tab.72}$$

$$p_{\text{dop(RST37-2)}} = 98 \text{ N/mm}^2 \rightarrow \text{Decker: Elementi strojeva, str.139, tab.51}$$



Slika 41. Ležište kotača

Površinski tlak na nosaču

$$p = \frac{F_B}{2 \cdot s \cdot d} \leq p_{\text{dop(RSt37-2)}}$$

$$p = \frac{4744,5}{2 \cdot 12 \cdot 25}$$

$$p = 7,91 \text{ N/mm}^2 < 98 \text{ N/mm}^2 \rightarrow \text{zadovoljava}$$

Proračun naprezanja na odrez u osovini kotača

$$\tau_{\text{od}} = \frac{F_B}{2A_{\text{osov}}} = \frac{F_B}{2 \cdot \frac{d^2 \pi}{4}} \leq \tau_{\text{dop(St42)}}$$

$$\tau_{\text{od}} = \frac{4744,5}{2 \cdot (25^2 \pi / 4)}$$

$$\tau_{\text{od}} = 4,85 \text{ N/mm}^2 < 16 \text{ N/mm}^2 \rightarrow \text{zadovoljava}$$

Proračun naprezanja na savijanje u osovini kotača

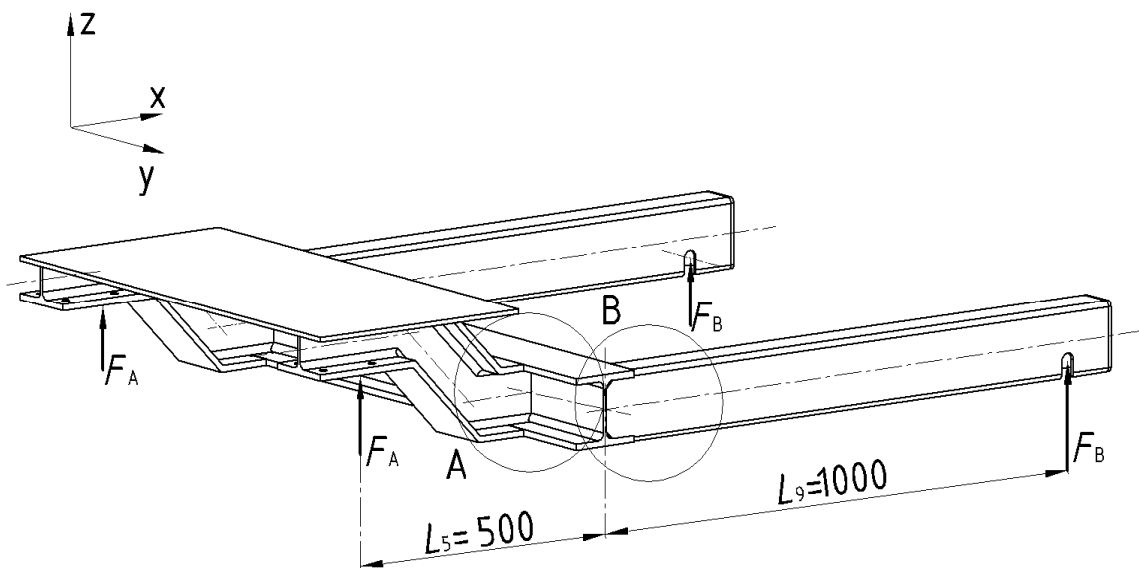
$$\sigma_s = \frac{0,5 F_B \cdot 0,5 \cdot s}{0,1 \cdot d^3} \leq \sigma_{\text{dop(St42)}}$$

$$\sigma_s = \frac{0,5 \cdot 4744,5 \cdot 0,5 \cdot 12}{0,1 \cdot 25^3}$$

$$\sigma_s = 9,1 \text{ N/mm}^2 < 50 \text{ N/mm}^2 \rightarrow \text{zadovoljava}$$

3.7 Proračun zavora između nosača kotača A, B i glavnog poprečnog nosača

Sklop nosača kotača A i B s nosačem vodilica prikazan je na slici 41. Detalji A i B predstavljaju spojna mjesta nosača. Nosači su spojeni zavarima te su zavari napregnuti na savijanje zbog djelovanja sila F_A i F_B .



Slika 42. Prikaz donjeg dijela postolja

Početni parametri

$$F_A = 3345,5 \text{ N/mm}^2 \rightarrow \text{prema proračunu u točki 3.6}$$

$$F_B = 4744,5 \text{ N/mm}^2 \rightarrow \text{prema proračunu u točki 3.6}$$

$$M_A = F_A \cdot L_5 = 3345,5 \cdot 500 = 1672750 \text{ N/mm}^2$$

$$M_B = F_B \cdot L_9 = 4744,5 \cdot 1000 = 4744500 \text{ N/mm}^2$$

$$k = 0,8 \rightarrow \text{HRN U.E7.150}$$

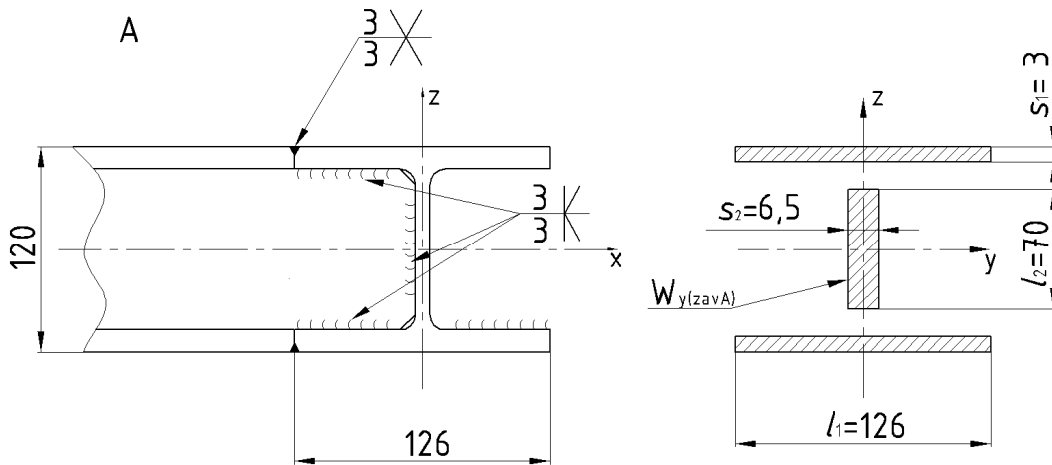
$$\sigma_{\text{dop(zav)}} = 160 \text{ N/mm}^2 \rightarrow \text{za sučeoni spoj i materijal RSt37-2;}$$

HRN U.E7.150

$$\sigma_{\text{zdop}} = k \cdot \sigma_{\text{dop}} = 0,8 \cdot 160 = 128 \text{ N/mm}^2$$

3.7.1 Proračun zavora nosača kotača A i nosača vodilica

Presjek zavora prikazan je detaljem A na slici 42. Zavar je opterećen momentom M_A iz točke 3.7.



Slika 43. Prikaz spoja u detalju A i presjek zavora

$$W_{y(zavA)} = \frac{I_{y(zavA)}}{h/2}$$

$$I_{y(zavA)} = \left(\frac{l_3 \cdot s_1^3}{12} + l_3 \cdot s_1 \cdot (s_1/2)^2 \right) + \left(\frac{s_2 \cdot l_4^3}{12} + l_4 \cdot s_2 \cdot (h/2)^2 \right) + \left(\frac{l_3 \cdot s_1^3}{12} + l_3 \cdot s_1 \cdot (h - s_1/2)^2 \right)$$

$$I_{y(zavA)} = \left(\frac{126 \cdot 3^3}{12} + 126 \cdot 3 \cdot 1,5^2 \right) + \left(\frac{6,5 \cdot 70^3}{12} + 70 \cdot 6,5 \cdot 60^2 \right) + \left(\frac{126 \cdot 3^3}{12} + 126 \cdot 3 \cdot 118,5^2 \right)$$

$$I_{y(zavA)} = 7133179,7 \text{ mm}^4$$

$$W_{y(zavA)} = \frac{I_{y(zavA)}}{h/2} = \frac{7133179,7}{120/2} = 118886,33 \text{ mm}^3$$

$$n_{\max} = \frac{M_A}{W_{y(zavA)}} = \frac{1672750}{118886,33} = 14 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{\text{red}} = \sqrt{2,8 \cdot \sigma_{\perp}^2} \leq \sigma_{\text{zdop}}$$

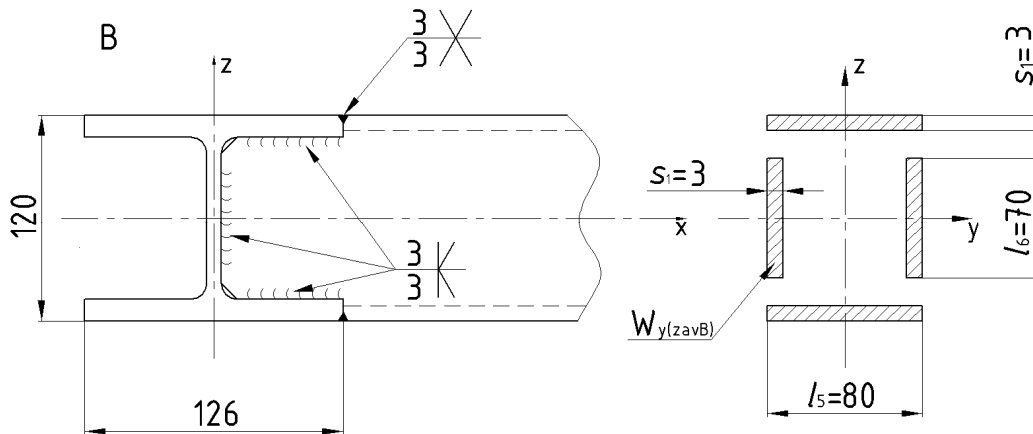
$$\sigma_{\perp} = \frac{n_{\max}}{\sqrt{2}} = \frac{14}{\sqrt{2}} = 9,98 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{\text{red}} = \sqrt{2,8 \cdot 9,98^2}$$

$$\sigma_{\text{red}} = 16,7 \text{ N/mm}^2 < 128 \text{ N/mm}^2 \rightarrow \text{zadovoljava}$$

3.7.2 Proračun zavora nosača kotača B i poprečnog profila postolja

Presjek zavora prikazan je detaljem B na slici 10. Zavar je opterećen momentom M_B iz točke 3.7



Slika 44. Prikaz spoja u detalju B i presjek zavora

$$W_{y(zavB)} = \frac{I_{y(zavB)}}{h/2}$$

$$I_{y(zavB)} = \left(\frac{l_5 \cdot s_1^3}{12} + l_5 \cdot s_1 \cdot (s_1/2)^2 \right) + 2 \left(\frac{s_1 \cdot l_6^3}{12} + l_6 \cdot s_1 \cdot (h/2)^2 \right) + \left(\frac{l_5 \cdot s_1^3}{12} + l_5 \cdot s_1 \cdot (h - s_1/2)^2 \right)$$

$$I_{y(zavB)} = \left(\frac{80 \cdot 3^3}{12} + 80 \cdot 3 \cdot 1,5^2 \right) + 2 \cdot \left(\frac{3 \cdot 70^3}{12} + 70 \cdot 3 \cdot 60^2 \right) + \left(\frac{80 \cdot 3^3}{12} + 80 \cdot 3 \cdot 118,5^2 \right)$$

$$I_{y(zavB)} = 5054540 \text{ mm}^4$$

$$W_{y(zavB)} = \frac{I_{y(zavB)}}{h/2} = \frac{5054540}{120/2} = 84242,3 \text{ mm}^3$$

$$n_{\max} = \frac{M_A}{W_{y(zavA)}} = \frac{4744500}{84242,3} = 56,32 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{\text{red}} = \sqrt{2,8 \cdot \sigma_{\perp}^2} \leq \sigma_{\text{zdop}}$$

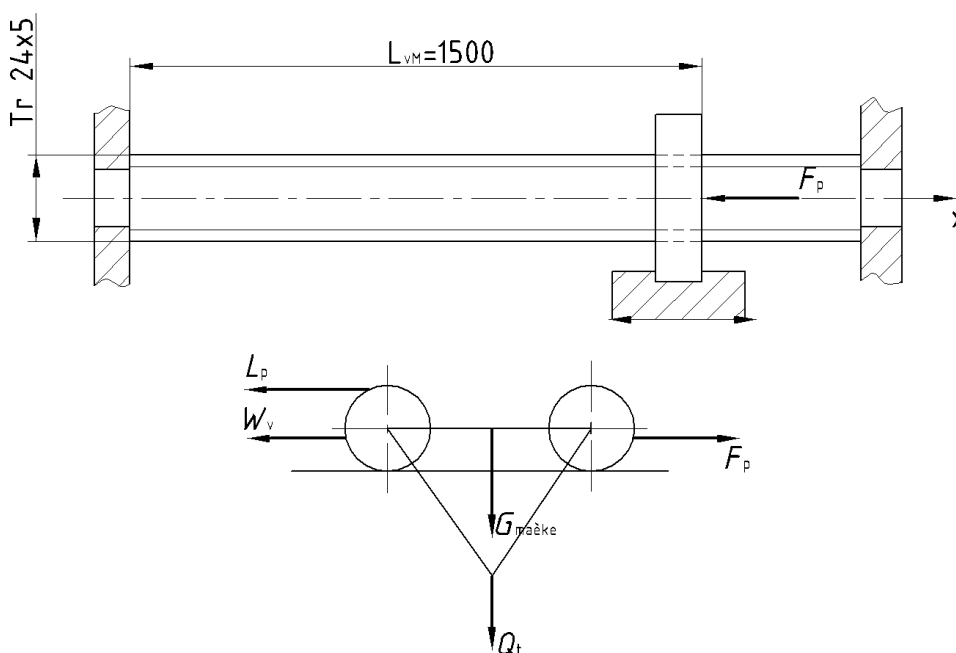
$$\sigma_{\perp} = \frac{n_{\max}}{\sqrt{2}} = \frac{56,32}{\sqrt{2}} = 39,9 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{\text{red}} = \sqrt{2,8 \cdot 39,9^2}$$

$$\sigma_{\text{red}} = 66,77 \text{ N/mm}^2 < 128 \text{ N/mm}^2 \rightarrow \text{zadovoljava}$$

3.8 Proračun vretena za pokretanje mačke

Trapezno vreteno služi za vožnju mačke po konzoli. Materijal vretena je St52-3, a matica P.Cu.Sn12. Zbog vožnje po konzoli javlja se sila uslijed pokretanja mačke s kojim je vreteno opterećeno. Ovakva vretena su najkritičnija što se tiče izvijanja pa je potrebna kontrola naprezanja na savijanje uslijed djelovanja sile F_p te kontrola bočnog tlaka između matice i navojnog vretena.



Slika 45. Vreteno za vožnju mačke

Početni parametri

$$m_{\text{mačke}} = 10 \text{ kg} \rightarrow \text{DEMAG}$$

$$G_{\text{mačke}} = m_{\text{mačke}} \cdot g = 10 \cdot 9,806 = 98,06 \text{ N}$$

$$Q = 5393,3 \text{ N} \rightarrow \text{prema proračunu u točki 3.2}$$

$$n = 600 \text{ min}^{-1} = 10 \text{ s}^{-1} \Rightarrow v = 0,05 \text{ m/s}$$

$$g = 9,81 \text{ m/s}^2 \rightarrow \text{B.Kraut: Strojarski priručnik, str.114}$$

$$w = 12 \rightarrow \text{D.Šćap: Prenosila i dizala, str.59, slika 3.4}$$

$$\beta \cong 1,2 \rightarrow \text{D.Šćap: Prenosila i dizala, str.60}$$

$$t_p = 2 \text{ s} \rightarrow \text{D.Šćap: Prenosila i dizala, str.60, tablica 4.1}$$

$$E = 210 \cdot 10^3 \text{ N/mm}^2 \rightarrow \text{B.Kraut: Strojarski priručnik, str.128}$$

Odabrano vreteno za vožnju mačke Tr24x5 \rightarrow pretpostavka

Dimenzije trapeznog vretena

$$d = 24 \text{ mm} \rightarrow \text{B.Kraut: Strojarski priručnik, str.505}$$

$$d_2 = 21,5 \text{ mm} \rightarrow \text{B.Kraut: Strojarski priručnik, str.505}$$

$$d_3 = 18,5 \text{ mm} \rightarrow \text{B.Kraut: Strojarski priručnik, str.505}$$

$$A_j = 269 \text{ mm}^2 \rightarrow \text{B.Kraut: Strojarski priručnik, str.505}$$

$$\mu = 0,05 \rightarrow \text{Decker: Elementi strojeva, str.106}$$

$$\beta = 15^\circ \rightarrow \text{Decker: Elementi strojeva, str.106}$$

Proračun sile pokretanja mačke

$$W_v = \frac{W}{1000} (Q + G_{\text{mačke}})$$

$$W_v = \frac{12}{1000} (5393,3 + 98,06)$$

$$W_v = 65,9 \text{ N}$$

$$L_p = \beta \frac{(Q + G_{\text{mačke}})}{g} \cdot \frac{v}{t_p}$$

$$L_p = 1,2 \cdot \frac{(5393,3 + 98,06)}{9,806} \cdot \frac{0,05}{2}$$

$$L_p = 16,8 \text{ N}$$

$$F_p = W_v + L_p$$

$$F_p = 65,9 + 16,8$$

$$F_p = 82,7 \text{ N}$$

Proračun vretena na izvijanje

$$\lambda = \frac{L_{VM}}{d_3} = \frac{1500}{18,5} = 81,08$$

$$\sigma = \frac{F_p}{A_j} = \frac{82,7}{269} = 0,31 \text{ N/mm}^2$$

$$S_K = \frac{\pi^2 \cdot E}{\lambda^2 \cdot \sigma} \geq 2,6 \div 6 \rightarrow \text{Decker: Elementi strojeva, str.106}$$

$$S_K = \frac{\pi^2 \cdot 210000}{81,08^2 \cdot 0,31} = 1015,96$$

Moment torzije na vretena

$$T = F_p \cdot \tan(\alpha + \rho') \cdot \frac{d_2}{2}$$

$$\tan \alpha = \frac{P_k}{d_2 \pi} = \frac{5}{21,5\pi} = 0,074$$

$$\tan \rho' = \frac{\mu}{\cos \beta} = \frac{0,1}{\cos 15} = 0,1035$$

$$T = 82,7 \cdot (0,074 + 0,1035) \cdot \frac{21,5}{2}$$

$$T = 157,8 \text{ Nmm}$$

3.8.1 Proračun bočnog tlaka na navoju između matice i navojnog vretena

$h_m = 20 \text{ mm}$ → visina matice (predpostavka)

$H_1 = 2,5 \text{ mm}$ → B.Kraut: Strojarski priručnik, str.504

$P_h = 5 \text{ mm}$ → B.Kraut: Strojarski priručnik, str.504

$$\rho = \frac{F_p \cdot P_h}{\pi \cdot d_2 \cdot H_1 \cdot m} \leq \rho_{\text{dop}} = 5 \text{ N/mm}^2 \rightarrow \text{Decker: Elementi strojeva, str.108}$$

$$\rho = \frac{82,7 \cdot 5}{\pi \cdot 21,5 \cdot 2,5 \cdot 20}$$

$$\rho = 0,12 \text{ N/mm}^2 < 5 \text{ N/mm}^2 \rightarrow \text{zadovoljava}$$

3.8.2 Ležaj vretena za pokretanje mačke

$$m_{\text{vretena}} = \left(\frac{d^2 \pi}{4} \cdot l_{v1} \right) / 10^{-9} \cdot \rho$$

$$\rho = 7850 \text{ kg/m}^3 \rightarrow \text{B.Kraut: Strojarski priručnik, str.114}$$

$$m_{\text{vretena}} = \left(\frac{24^2 \pi}{4} \cdot 1500 \right) / 10^9 \cdot 7850$$

$$m_{\text{vretena}} = 5,32 \text{ kg}$$

$$F_r \cong (m_{\text{vretena}} \cdot g) / 2$$

$$F_r = (5,32 \cdot 9,806) / 2$$

$$F_r = 26,1 \text{ N} \rightarrow \text{pola težine vretena jer su dva ležajna mjesta}$$

$$F_a = F_p = 82,7 \text{ N}$$

Odabran ležaj s kućištem SYK 20TF

$$C = 12,7 \text{ kN}$$

$$C_0 = 6,55 \text{ kN}$$

$$F_a < 0,25C_0$$

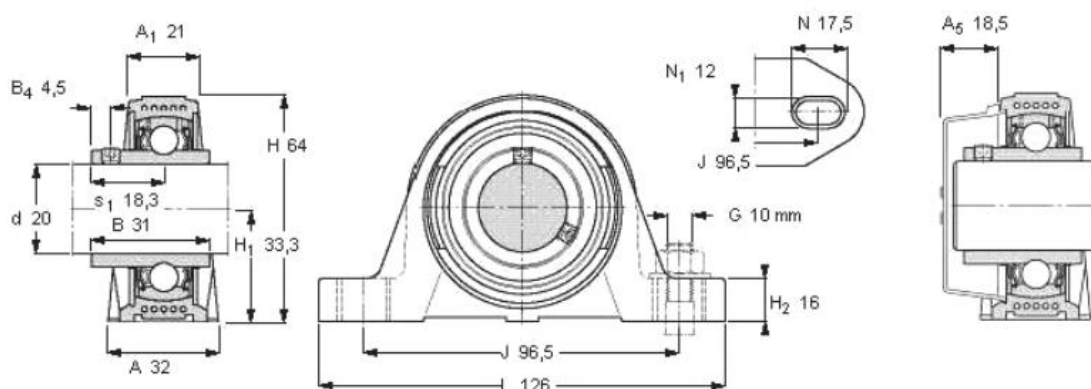
$$85,28 < 1637 \text{ N}$$

$$P = 0,5F_r + 1,55F_a = 0,5 \cdot 82,7 + 1,55 \cdot 26,1 = 81,8 \text{ N}$$

$$L_{10h} = \frac{1000000}{60n} \left(\frac{C}{P} \right)^3 = \frac{1000000}{60 \cdot 600} \cdot \left(\frac{12700}{81,8} \right)^3 = 103955806 \text{ h}$$

SKF

Dimensions		Basic load ratings		Limiting speed with shaft tolerance h6	Mass	Designations					
d	A	H	H ₁			L	C	C ₀	Bearing unit	Housing	Bearing
mm					kg	kN		-			
20	32	64	33,3	126	0,24	12,7	6,55	8500	SYK 20 TF	SYK 504	YAR 204-2F



Grub screw
Recommended tightening torque [Nm] M 6×0.75
Hexagonal key size [mm] 4
3

End cover ECY 204

Slika 46. Ležaj mačke s kućištem

3.8.3 Odabir motora i spojke

Ulazni parametri

$$F_p = 82,7 \text{ Nmm} \rightarrow \text{prema proračunu u točki 3.8}$$

$$T = 157,8 \text{ Nmm} \rightarrow \text{prema proračunu u točki 3.8}$$

$$\mu_a = 0,005 \rightarrow \text{Decker : Elementi strojeva, str.107}$$

$$R_{sr} = \frac{d_{sr}}{2} = \frac{36}{2} = 18 \text{ mm} \rightarrow \text{SKF katalog: za ležaj SYK 20TF}$$

Pogonski moment okretanja

$$T_{pr} = T + T_R$$

$$T_R = F \cdot \mu_a \cdot R_{sr} = 82,7 \cdot 0,005 \cdot 18 = 7,4 \text{ Nmm}$$

$$T_{pr} = 157,8 + 7,4 = 162,2 \text{ Nmm}$$

Udarni moment za odabir spojke

$$c_1 = 0,5 \rightarrow \text{Decker: Elementi strojeva str.254., tablica 90.}$$

$$c_2 = 1,5 \rightarrow \text{Decker: Elementi strojeva str.254., tablica 90.}$$

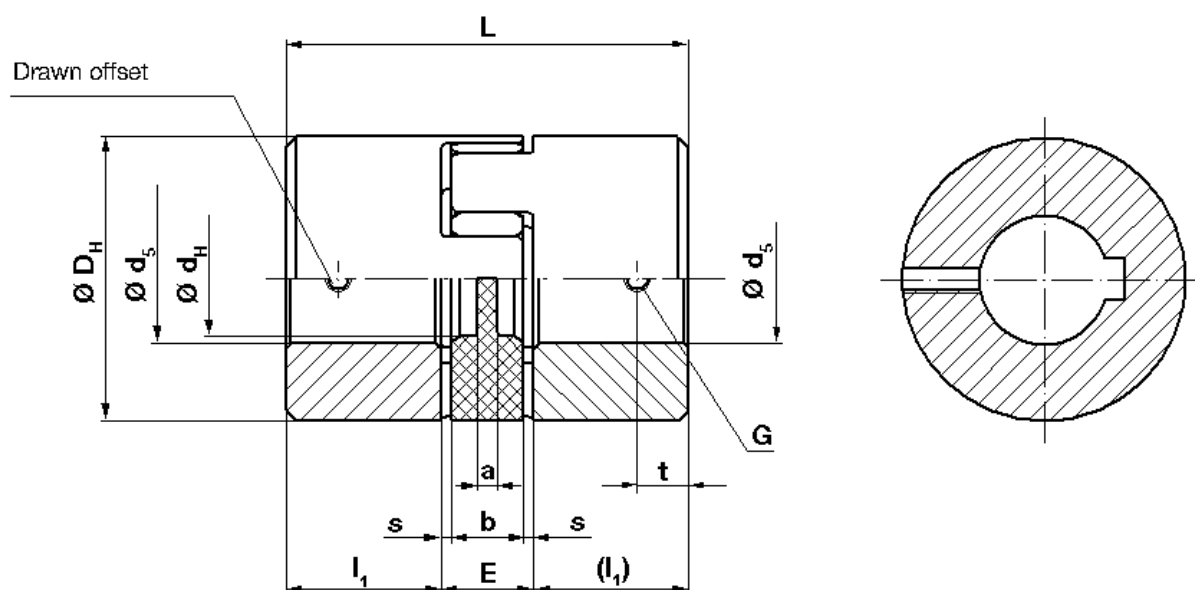
$$T_{max} = (c_1 + c_2) \cdot T_{pr}$$

$$T_{max} = (0,5 + 1,5) \cdot 162,2$$

$$T_{max} = 324,4 \text{ Nmm}$$

Prema udarnom momentu odabrana je spojka tvrtke Mayr:

$$14/940.522.A/\Phi 6/\Phi 15$$



Slika 47. Elastična spojka

Parametri spojke

$\phi d_{5\min} = 6 \text{ mm}$	$E = 13 \text{ mm}$
$\phi d_{5\min} = 15 \text{ mm}$	$G = M4$
$a = 2 \text{ mm}$	$L = 35 \text{ mm}$
$b = 10 \text{ mm}$	$l_1 = 11 \text{ mm}$
$D_H = 30 \text{ mm}$	$s = 1,5 \text{ mm}$
$d_H = 10,5 \text{ mm}$	$t = 5 \text{ mm}$

preporučena tol. spoja H7/k6

Potrebna snaga motora

$$P_m = T \cdot 2\pi n$$

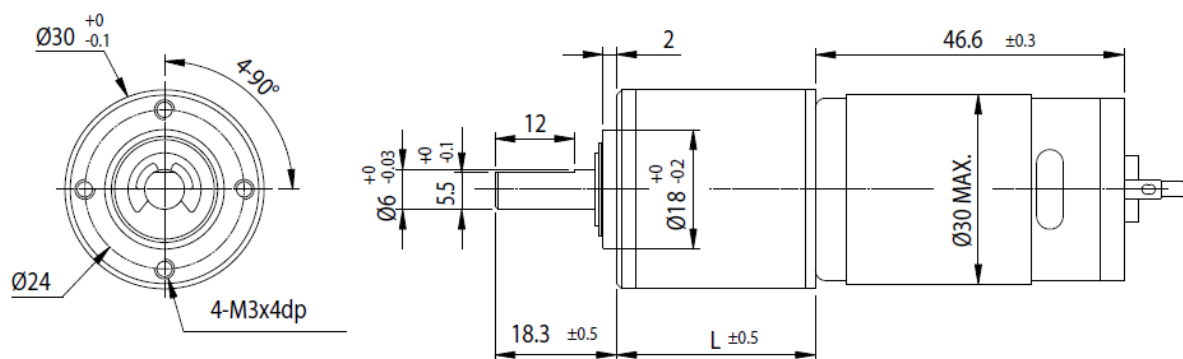
$$T \rightarrow \text{Nm}$$

$$P_m = \frac{157}{1000} \cdot 2 \cdot \pi \cdot 8.3$$

$$P_m = 8,2 \text{ W}$$

Za potrebnu snagu i okretni moment odabran je motor tvrtke Transmotec:

PD3246-24V-14-B.F.E.C



Slika 48. Motor s reduktorom za pokretanje mačke vretena

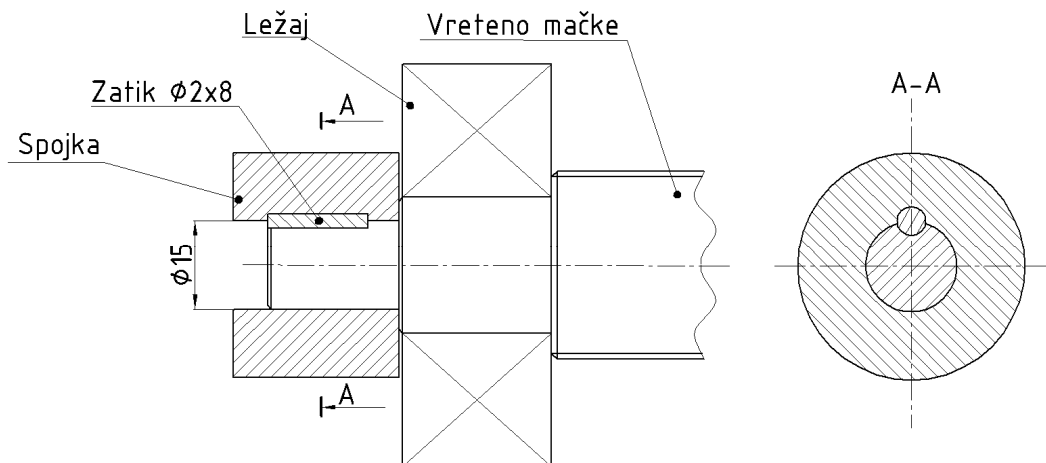
$$P_m = 8,5 \text{ W}$$

$$T_{\text{izlazni}} = 0,2 \text{ Nm}$$

$$n = 445 \text{ min}^{-1}$$

3.8.4 Provjera vretena mačke s obzirom na okretni moment.

Okretni se moment s motora preko reduktora prenosi na spojku te sa spojke na vreteno. Spoj vretena i spojke izveden je uzdužnim zatikom te opterećen na okretni moment. S obzirom na to potrebno je provjeriti zatic na odrez te vratilo i glavninu spojke na površinski tlak.



Slika 49. Sklop vretena mačke sa spojkom

Početni parametri

$$d_{\text{zat.}} = \phi 2 \rightarrow \text{odabrano kao pretpostavka}$$

$$l_{\text{zat.}} = 8 \text{ mm} \rightarrow \text{Decker: Elementi strojeva, str.134., tablica 49.}$$

$$\tau_{\text{adop.}} = 72 \text{ N/mm}^2 \rightarrow \text{Decker: Elementi strojeva, str.139., tablica 51.,}$$

za materijal čvrstoće $\sigma_m = 400 \text{ N/mm}^2$

$$p_{\text{dop}} = 104 \text{ N/mm}^2 \rightarrow \text{Decker: Elementi strojeva, str.139., tablica 51.,}$$

za materijal vretena St52-3

$$T = 157,8 \text{ N/mm}^2 \rightarrow \text{prema proračunu u točki 3.8}$$

$$d_{\text{vr}} = \phi 15$$

$$R = \frac{d_{\text{vr}}}{2} = \frac{15}{2} = 7,5 \text{ mm}$$

$$F_t = \frac{T}{R} = \frac{157,8}{7,5} = 21,04 \text{ N}$$

Naprezanje zatika na odrez

$$\tau_a = \frac{F_t}{d_{\text{zat.}} \cdot l_{\text{zat.}}} \leq \tau_{\text{adop.}}$$

$$\tau_a = \frac{21,04}{2 \cdot 8} = 1,315 \text{ N/mm}^2 < 72 \text{ N/mm}^2 \rightarrow \text{zadovoljava}$$

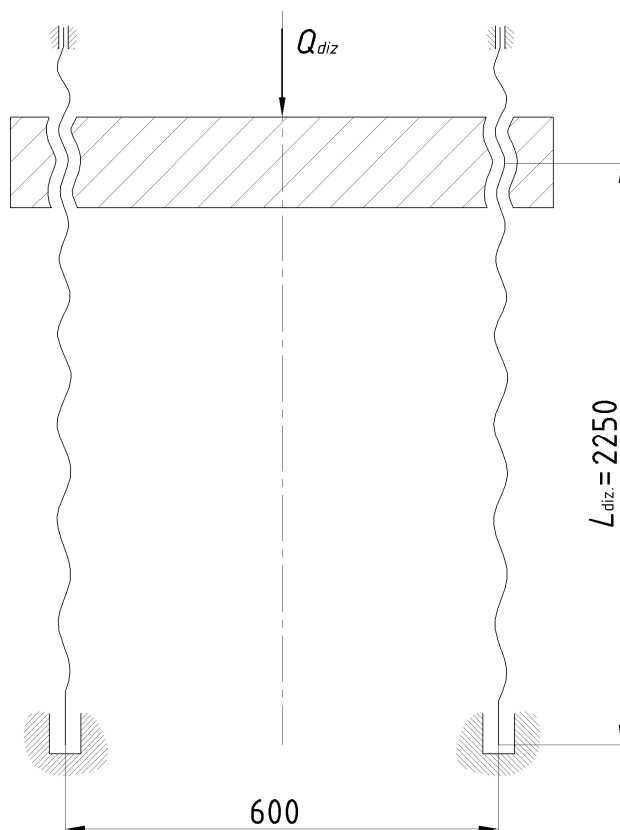
Površinski tlak

$$p = \frac{F_t}{0,5 \cdot d_{zat.} \cdot l_{zat.}} \leq p_{dop.}$$

$$p = \frac{21,04}{0,5 \cdot 2 \cdot 8} = 2,63 \text{ N/mm}^2 < 104 \text{ N/mm}^2 \rightarrow \text{zadovoljava}$$

3.9 Proračun vretena za dizanje

Vreteno za dizanje služi za vertikalno pomicanje nosača konzole-kotača. Ono je pod djelovanjem težine tereta i konstrukcije opterećeno na izvijanje pa je u daljnjem proračunu kontrolirano vreteno na izvijanje.



Slika 50. Proračunski model vretena

Početni parametri

$$m_{diz} \approx 700 \text{ kg}$$

$$g = 9,806 \text{ m/s}^2 \rightarrow \text{B.Kraut: Strojarski priručnik, str.114}$$

$$Q_{diz} = m_{diz} \cdot g = 700 \cdot 9,806 = 6865 \text{ N}$$

materijal: St52-3

$$E = 210 \cdot 10^3 \text{ N/mm}^2 \rightarrow \text{B.Kraut: Strojarski priručnik, str.128}$$

$$n = 500 \text{ min}^{-1} = 8,3 \text{ s}^{-1}$$

Odabir trapeznog vretena Tr36x6

Dimenzije trapeznog vretena

$d_2 = 33 \text{ mm} \rightarrow \text{B.Kraut: Strojarski priručnik, str.505}$

$d_3 = 29 \text{ mm} \rightarrow \text{B.Kraut: Strojarski priručnik, str.505}$

$A_j = 661 \text{ mm}^2 \rightarrow \text{B.Kraut: Strojarski priručnik, str.505}$

$P_h = 6 \text{ mm} \rightarrow \text{B.Kraut: Strojarski priručnik, str.505}$

$\mu = 0,05 \rightarrow \text{Decker: Elementi strojeva, str.106}$

$\beta = 15^\circ \rightarrow \text{Decker: Elementi strojeva, str.106}$

$L_{diz} \cong 2250 \text{ mm} \rightarrow \text{konstrukcijska značajka}$

Proračun vretena na izvijanje

$$\sigma = \frac{Q_{diz.} / 2}{A_j} = \frac{6867 / 2}{661} = 5,2 \text{ N/mm}^2$$

$$\lambda = \frac{4L_{diz.}}{d_3} = \frac{4 \cdot 2250}{29} = 310,3$$

$$S_k = \frac{\pi^2 \cdot E}{\lambda^2 \cdot \sigma} \geq 2,6 \div 6 \rightarrow \text{Decker: Elementi strojeva, str.108}$$

$$S_k = \frac{\pi^2 \cdot 210000}{310,3^2 \cdot 5,2} = 4,13 \rightarrow \text{zadovoljava}$$

3.9.1 Ležaj vretena za podizanje

Donji ležaj:-odabran SKF 7205 BECBM

$$C = 15,6 \text{ kN}$$

$$C_0 = 10 \text{ kN}$$

$$d / D = 25 / 52 \text{ mm}$$

$$e = 1,14$$

$$X = 0,35$$

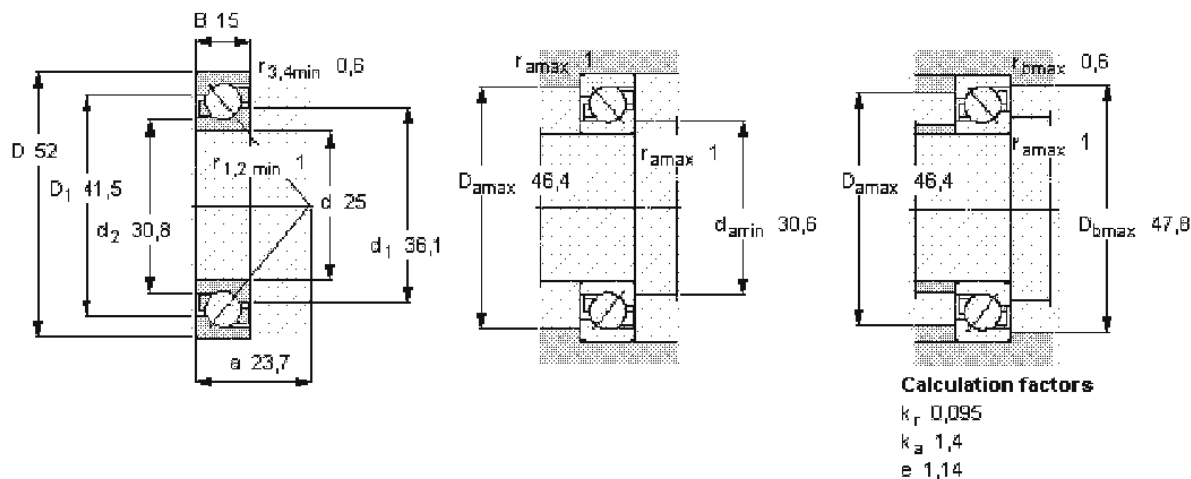
$$Y = 0,57$$

$$F_a = Q_{diz} / 2 = 6865 / 2 = 3432,5 \text{ N}$$

$$P = 0,34 \text{ kN} < C = 15,6 \text{ kN} \rightarrow \text{ležaj zadovoljava}$$

SKF

Principal dimensions			Basic load ratings		Fatigue	Speed ratings		Mass	Designation
d	D	B	dynamic	static	load	Reference	Limiting		
mm			C	C ₀	limit	speed	speed	kg	
25	52	15	15,6	10	P _u	r/min			
			kN		kN				7205 BECBM



Slika 51. Ležaj SKF 7205 BECBM

Gornji ležaj:-odabran SKF NU 204 ECML

$$C = 25,1 \text{ kN}$$

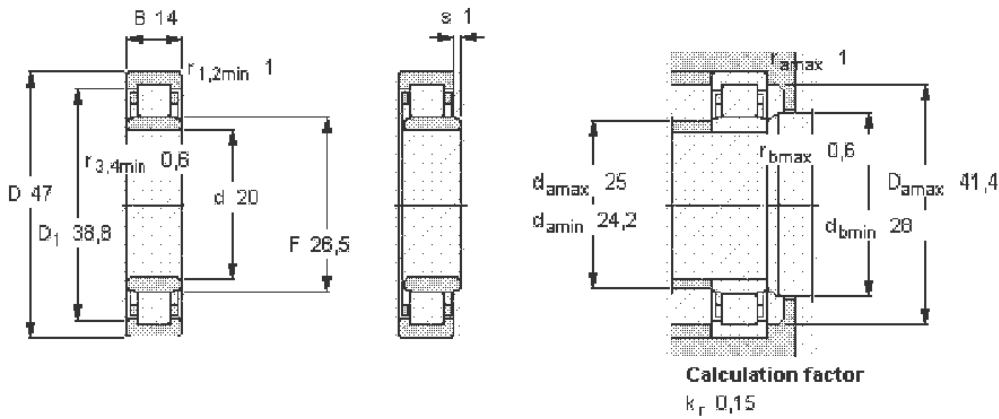
$$C_0 = 22 \text{ kN}$$

$$d/D = 20/47 \text{ mm}$$

Cylindrical roller bearings, single row, NU design



Principal dimensions			Basic load ratings		Fatigue load limit P_u	Speed ratings		Mass kg	Designation
d	D	B	dynamic C	static C_0		Reference speed	Limiting speed		
mm			kN		kN	r/min			-
20	47	14	25,1	22	2,75	16000	30000	0,11	NU 204 ECML



Slika 52. Ležaj SKF NU 204 ECML

Moment torzije potreban za pokretanje vretena

$$T_{pr} = T + T_R = \frac{Q_{diz}}{2} \cdot \tan(\alpha + \rho') \cdot \frac{d_2}{2} + \frac{Q_{diz}}{2} \cdot \mu_a \cdot \frac{d_{sr}}{2}$$

$$\tan \alpha = \frac{P_h}{d_2 \pi} = \frac{6}{33\pi} = 0,0579$$

$$\tan \rho' = \frac{\mu}{\cos \beta} = \frac{0,1}{\cos 15} = 0,1035$$

$$T_{pr} = \frac{6867}{2} \cdot \tan(0,0579 + 0,1035) \cdot \frac{33}{2} + \frac{6867}{2} \cdot 0,005 \cdot \frac{38,5}{2}$$

$$T_{pr} = 9474,2 \text{ Nmm}$$

3.9.2 Matica navojnog vretena

materijal P.CuSn12

$$H_1 = 3 \text{ mm}$$

$$m = 55 \text{ mm}$$

$$\rho = \frac{Q_{\text{diz}} / 2 \cdot P_h}{\pi \cdot d_2 \cdot H_1 \cdot m} \leq \rho_{\text{dop}} = 10 \text{ N/mm}^2$$

$$\rho = \frac{6867 / 2 \cdot 5}{\pi \cdot 33 \cdot 3 \cdot 55}$$

$$\rho = 1 \text{ N/mm}^2$$

3.9.3 Izbor lančanika i lanac

Lančani prijenos snage odabran je povrh zupčastog i remenskog jer je izrada lančanog jeftinija od zupčastog te je dugotrajniji od remenskog prijenosa snage.

Pomoću lančanika i lanaca prenosimo snagu i moment s motora na trapezna vretena koja kasnije prenose kružno gibanje lančanika u pravocrtno gibanje nosača konzole-kotača.

$$p = 12,7 \rightarrow \text{korak lančanika odabran je prema DIN 8196}$$

$$i = 3 \rightarrow \text{prijenosni omjer lančanika}$$

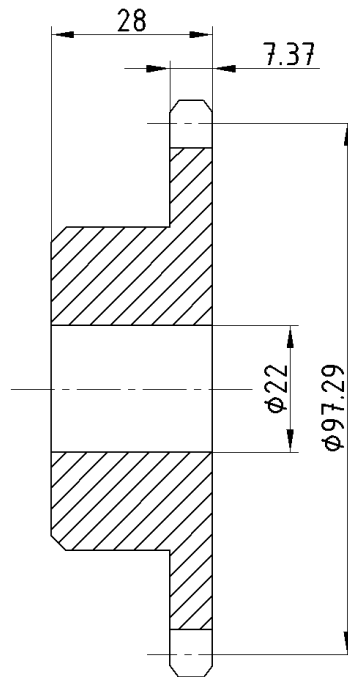
Odabir gonjenog lančanika

$$z_g = 24 \rightarrow \text{odabrano}$$

$$n_z = 7,6613 \rightarrow \text{Decker: Elementi strojeva, str.309., tablica109.}$$

Prema koraku i broju zuba odabran je lančanik tvrtke

SKF PHS 08B-1BS24x22



Slika 53. Gonjeni lančanik

$$d = p \cdot n_z = 12,7 \cdot 7,6613 = 97,29 \text{ mm}$$

$$m_g = 0,97 \text{ kg}$$

Odabir pogonskog lančanika

$$i = \frac{z_g}{z_p} = 3$$

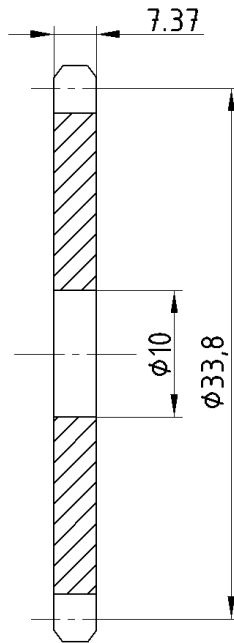
$$z_p = \frac{z_g}{3} = \frac{24}{3}$$

$$z_p = 8$$

$n_z = 2,6131 \rightarrow$ Decker: Elementi strojeva, str.309., tablica109.

Prema koraku i broju zuba odabran je lančanik tvrtke

SKF PHS 08B-1A8



Slika 54. Pogonski lančanik

$$d = p \cdot n_z = 12,7 \cdot 2,6131 = 33,8 \text{ mm}$$

$$m_g = 0,03 \text{ kg}$$

Odabir lanca

$$P_D = \frac{P}{m \cdot k} = \frac{T_{pr} \cdot 2\pi n_g}{m \cdot k} \rightarrow \text{udarna snaga}$$

$$T_{pr} = 9,47 \text{ Nm} \rightarrow \text{prema proračunu u točki 3.9}$$

$$n_g = 8,3 \text{ s}^{-1} \rightarrow \text{prema proračunu u točki 3.9}$$

$$m = 1 \rightarrow \text{faktor nošenja lanca; Decker: Elementi strojeva, str.315}$$

$$k = 1 \rightarrow \text{faktor snage; Decker: Elementi strojeva, str.315., tablica 113.}$$

$$P_D = \frac{9,47 \cdot 2 \cdot \pi \cdot 8,3}{1 \cdot 1}$$

$$P_D = 493,6 \text{ W} \rightarrow 0,49 \text{ kW}$$

$$n_p = i \cdot n_g = 3 \cdot 500 = 1500 \text{ min}^{-1}$$

Zavisno od udarne snage te broja okretaja pogonskog lančanika i ovisno o prethodnom odabiru lančanika odabran je lanac tvrtke SKF PHC08B-1X5MTR

Broj članaka lanca

$$a = 300 \text{ mm}$$

$$X = 2 \frac{a}{p} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 \cdot \frac{p}{a}$$

$$X = 2 \cdot \frac{300}{12,7} + \frac{8 + 24}{2} + \left(\frac{24 - 8}{2\pi} \right)^2 \cdot \frac{12,7}{300}$$

$$X = 63,5$$

Dužina lanca

$$L = p \cdot X = 12,7 \cdot 63,5 = 806,45 \text{ mm}$$

Brzina lanca

$$v = d_g \cdot \pi \cdot n$$

$$d_g = 0,09729 \text{ m}$$

$$v = 0,09729 \cdot \pi \cdot 8,3 = 2,54 \text{ m/s}$$

Vučna sila lanca

$$F = \frac{P}{v} = \frac{T_{pr} \cdot 2\pi n}{v} = \frac{9,47 \cdot 2 \cdot \pi \cdot 8,3}{2,54} = 194,3 \text{ N}$$

Vijek trajanja spojnice

$$S_M = \frac{F_M}{F} \cdot y \leq 14,22 \rightarrow \text{Decker: Elementi strojeva str.319., tablica 117}$$

$$F_M = 18,2 \text{ kN} \rightarrow \text{lomna sila lanca;}$$

Decker: Elementi strojeva str.304., tablica 106.

$$y = 0,8 \rightarrow \text{koeficijent udara}$$

Decker: Elementi strojeva str.318., tablica 116.

$$S_M = \frac{18,2}{0,194} \cdot 0,8 = 75,05 \rightarrow \text{zadovoljava}$$

3.9.4 Odabir motora i spojke

Ulazni parametri

$$T_{pr} = 9474,2 \text{ Nmm} \rightarrow \text{prema proračunu u točki 3.9}$$

Udarni moment za odabir spojke

$$c_1 = 0,5 \rightarrow \text{Decker: Elemeti strojeva str.254., tablica 90.}$$

$$c_2 = 1,5 \rightarrow \text{Decker: Elemeti strojeva str.254., tablica 90.}$$

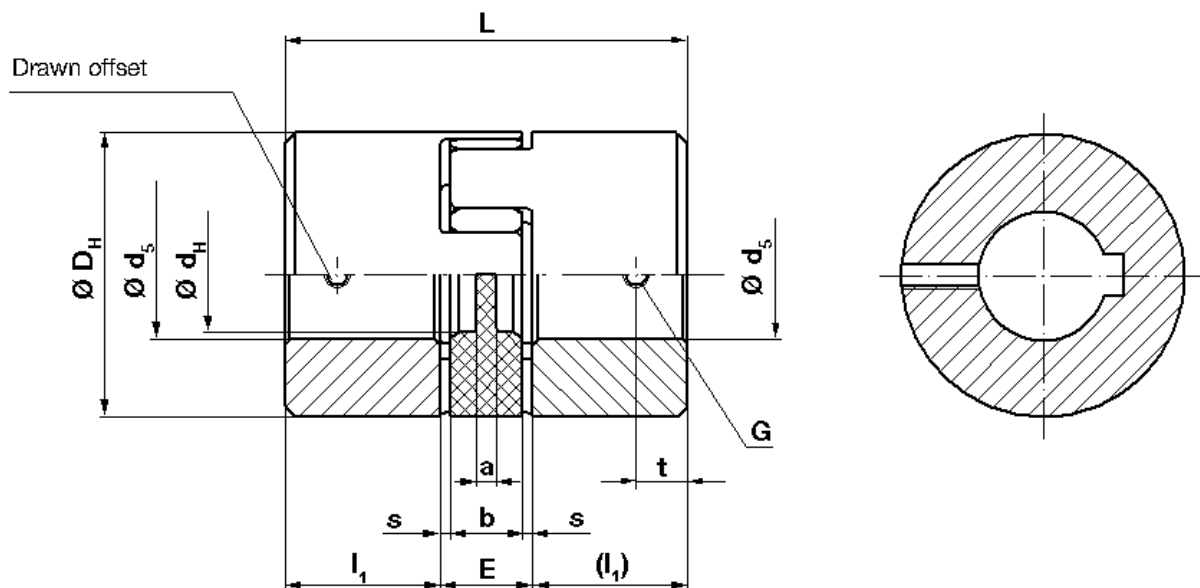
$$T_{max} = (c_1 + c_2) \cdot T_{pr}$$

$$T_{max} = (0,5 + 1,5) \cdot 9474,2$$

$$T_{max} = 18948,4 \text{ Nmm}$$

Prema udarnom momentu odabrana je spojka tvrtke Mayr:

24/940.122.A/ Φ 8/ Φ 28



Slika 55. Elastična spojka

Parametri spojke:

$$\phi d_{5min} = 8 \text{ mm}$$

$$E = 18 \text{ mm}$$

$$\phi d_{5min} = 28 \text{ mm}$$

$$G = M5$$

$$a = 4 \text{ mm}$$

$$L = 78 \text{ mm}$$

$$b = 14 \text{ mm}$$

$$l_1 = 30 \text{ mm}$$

$$D_H = 55 \text{ mm}$$

$$s = 2 \text{ mm}$$

$$d_H = 27 \text{ mm}$$

$$t = 10 \text{ mm}$$

preporučena tol. spoja H7/k6

Potrebna snaga motora

$$P_m = T \cdot 2\pi n$$

$$T \rightarrow \text{Nm}$$

$$T = \frac{F_{\text{diz}}}{2} \cdot \tan(\alpha + \rho') \cdot \frac{d_2}{2}$$

$$Q_{\text{diz}} = 6865 \text{ N} \rightarrow \text{prema proračunu u točki 3.9}$$

$$d_2 = 33 \text{ mm} \rightarrow \text{prema proračunu u točki 3.9}$$

$$\tan \alpha = \frac{P_h}{d_2 \pi} = \frac{6}{33\pi} = 0,0579$$

$$\tan \rho' = \frac{\mu}{\cos \beta} = \frac{0,1}{\cos 15} = 0,1035$$

$$T = \frac{6867}{2} \cdot \tan(0,0579 + 0,1035) \cdot \frac{33}{2}$$

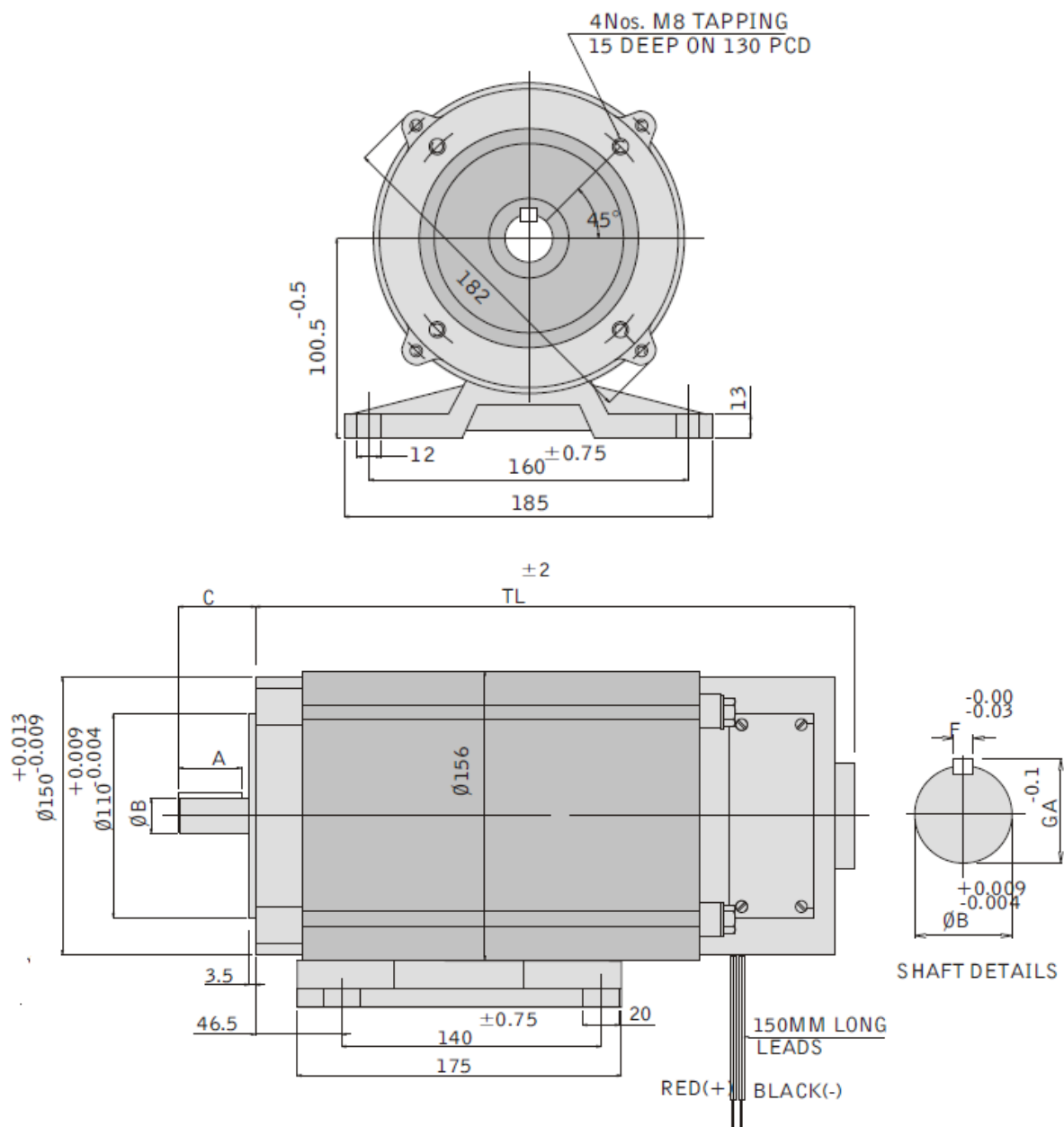
$$T = 9143,75 \text{ Nmm}$$

$$P_m = \frac{9143,75}{1000} \cdot 2 \cdot \pi \cdot 8,3$$

$$P_m = 476,61 \text{ W}$$

Za potrebnu snagu i okretni moment odabran je motor tvrtke Rotomag:

TENV-4 Pola/1120 W/1500 min⁻¹/48 V/29 A/7,06 Nm



Slika 56. Motor za vreteno

$m_{\text{motora}} = 23 \text{ kg}$

$A = 40 \text{ mm}$

$B = 24 \text{ mm}$

$C = 50 \text{ mm}$

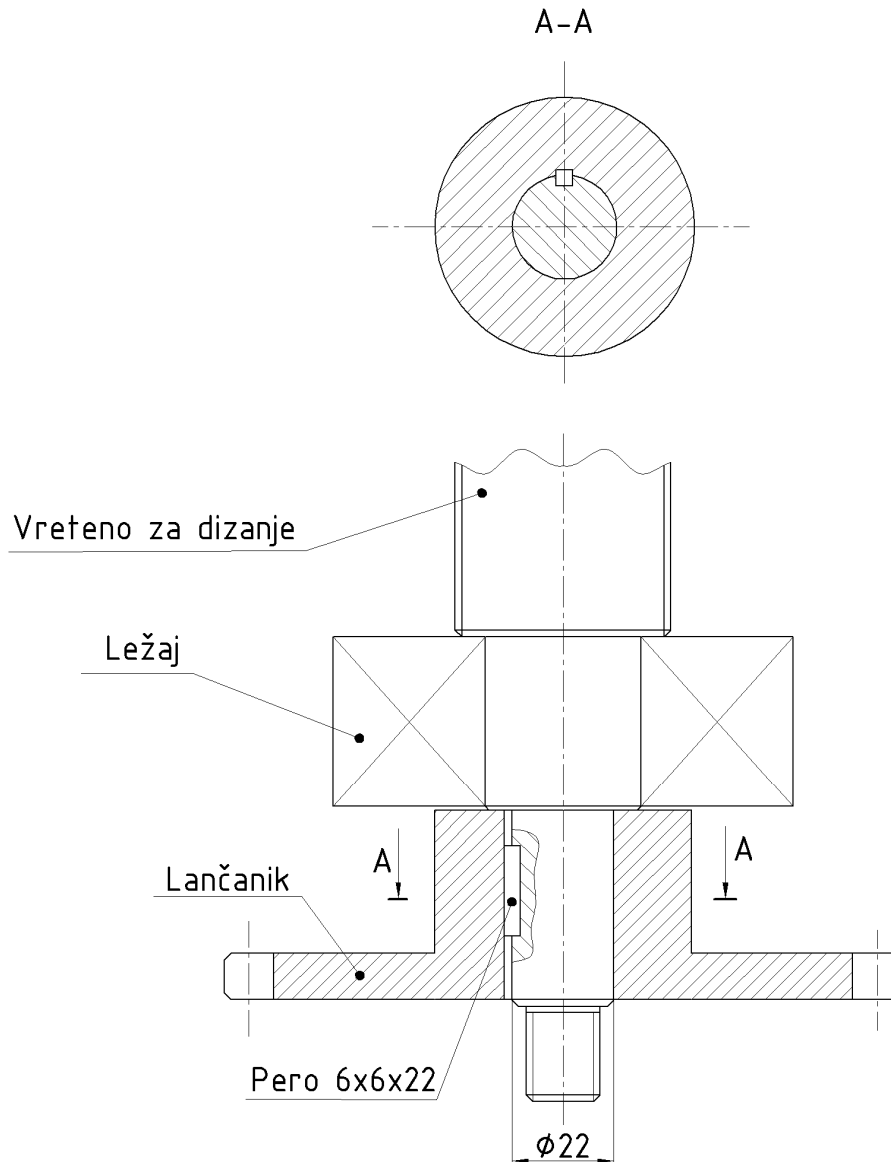
$F = 8 \text{ mm}$

$GA = 27 \text{ mm}$

$TL = 323 \text{ mm}$

3.9.5 Provjera vretena za dizanje s obzirom na okretni moment

Okretni se moment s motora, preko spojke i lančanog prijenosa, prenosi na vreteno za dizanje. Spoj vretena i lančanika izveden je perom te opterećen na bočni tlak. Odabrano je pero 6x6x22 (bxhxl) koje ovisi o dimenziji vretena te ga je potrebno provjeriti na bočni tlak. Duljina pera (l) umanjuje se za širinu (b) zato što pero na svojim krajevima ima zaobljenja radijusa (R) koja su jednaka širini pera.



Slika 57. Prikaz vretena za dizanje u sklopu s lančanikom

Početni parametri

$$l_{korisno} = l - b = 22 - 6 = 16 \text{ mm}$$

$$p_{dop} = 100 \text{ N/mm}^2 \rightarrow \text{Decker: Elementi strojeva, str.112., tablica 38.,}$$

za materijal vretena St52-3

$$T = 6867 \text{ N/mm}^2 \rightarrow \text{prema proračunu u točki 3.9.4}$$

$$d_{vr} = \phi 22$$

$$R = \frac{d_{vr}}{2} = \frac{22}{2} = 11 \text{ mm}$$

$$F_t = \frac{T}{R} = \frac{6867}{11} = 624,3 \text{ N}$$

bočni tlak

$$p = \frac{F_t}{0,5 \cdot h \cdot l_{korisno}} \leq p_{dop.}$$

$$p = \frac{624,3}{0,5 \cdot 6 \cdot 16} = 13 \text{ N/mm}^2 < 100 \text{ N/mm}^2 \rightarrow \text{zadovoljava}$$

4 Zaključak

U ovom diplomskom radu razrađena je konstrukcija podizno-prenosivog uređaja koji služi za vađenje i prenošenje retorti iz vrućih kupki. S obzirom da na tržištu ne postoji podizno-prijenosni uređaj koji bi zadovoljio uvjete rada kao što su temperatura, visina hale i prostor između peći, pristupilo se izradi novog uređaja za vađenje, dizanje te prenošenje retorti. S obzirom da je riječ o vrućim kupkama, jedan od razloga zašto je došlo do izrade nove konstrukcije specijalnog uređaja je i važnost zaštite na radu, tj. što manja mogućnost povrede radnika. Jedan od zahtjeva izrade je da uređaj ima DC motor koji radi na principu napajanja na baterije voltaže 24V ili 48V.

Uređaj je izrađen od standardne robe, lako dobavljivih dijelova: čeličnih profila, limova, cijevi, šipkastih čelika, ležajeva, puškica, kotača, lanca, lančanika, vijaka, matice, podloške, DC motora, spojke, mačke. Konstrukcija je zavarena što pojeftinjuje njenu izradu i minimalizira potrebe za strojnom obradom što je u današnje vrijeme ekonomski isplativo. Ovako konstruiran podizno-prijenosni uređaj omogućuje laku manipulaciju u pogonu, što skraćuje vrijeme vađenja i prenošenja retorti iz jedne u drugu kupku. U proračunu su uzeti svi sigurnosno tehnološki zahtjevi kako bi rukovanje uređajem bilo jednostavnije i sigurno za radnika koji njime rukuje.

Podizno-prijenosni uređaj svojom primjenom u tehnološkom procesu proizvodnje zadovoljava sve uvjete proizvodnog procesa.

5 Literatura

- [1] DEMAG –online katalog za odabir mačke za vožnju tereta (www.demagcranes.com)
- [2] Schiffmann Werbung + Verlag GmbH u. Co (1997)
- [3] katalog s dostupnim profilima na našem tržištu-www.strojopromet.hr
- [4] Bojan Kraut – Strojarski pripručnik (1986)
- [5] Karl-Heinz Decker : Elementi strojeva (1987)
- [6] Dragutin Ščap : Prenosila i dizala (1990)
- [7] RADER-VOGEL –katalog za odabir kotača (www.raedervogel.de)
- [8] Zvonko Herold i suradnici : Vratilo
- [9] SKF - online katalog za odabir ležaja i lančaničkog prijenosa (www.skf.com)
- [10] Mayr - online katalog za odabir elastičnih spojki (www.mayr.de)
- [11] Transmotes - online katalog za odabir motora (www.transmotec.com)
- [11] Rotomag - online katalog za odabir motora (www.rotomag.com)