Preklopni dohvatnik s minimiziranim najmanjim dohvatom

Pandža, Vladimir

Undergraduate thesis / Završni rad

2022

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:235:444938

Rights / Prava: In copyright / Zaštićeno autorskim pravom.

Download date / Datum preuzimanja: **2024-04-29**

Repository / Repozitorij:

Repository of Faculty of Mechanical Engineering and Naval Architecture University of Zagreb

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

ZAVRŠNI RAD

Vladimir Pandža

Zagreb, 2021.

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

ZAVRŠNI RAD

Mentor: Student:

Doc. dr. sc. Matija Hoić, dipl. ing. Vladimir Pandža

Zagreb, 2021.

Izjavljujem da sam ovaj rad izradio samostalno koristeći znanja stečena tijekom studija i navedenu literaturu.

Zahvaljujem se mentoru doc. dr sc. Matiji Hoiću na pomoći i savjetima tijekom izrade završnog rada.

Vladimir Pandža

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE
Središnje povjerenstvo za završne i diplomske ispite
Povjerenstvo za završne i diplomske ispite studija strojarstva za smjerove:
Procesno-energetski, konstrukcijski, inženjersko modeliranje i računalne simulacije i brodostrojarski

Sveučilište u Zagrebu Fakultet strojarstva i brodogradnje	
Datum	Prilog
Klasa: **602 – 04 / 22 – 6 / 1**	
Ur.broj: **15 - 1703 - 22 -**	

ZAVRŠNI ZADATAK

Student: **Vladimir Pandža** JMBAG: **0035217602**

Naslov rada na hrvatskom jeziku: **Preklopni dohvatnik s minimiziranim najmanjim dohvatom**

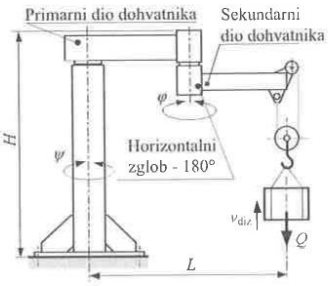
Naslov rada na engleskom jeziku: **Articulated jib crane with minimized minimum reach**

Opis zadatka:

Za potrebe pretovara u zatvorenom skladištu potrebno je konstruirati okretni dohvatnik s horizontalnim preklapanjem. Dohvatnik se oslanja na betonsku podlogu preko sidrenih vijaka. Svi pogoni moraju biti električni.

Ciljano konstrukcijsko rješenje mora imati sljedeće karakteristike:

1) Nosivost: $Q = 500$ kg;
2) Najveći dohvat: $L = 4$ m;
3) Visina dohvatnika: $H = 3$ m;
4) Brzina dizanja: $v_{diz} = 16$ m/min;
5) Brzina promjene dohvata: $v_{doh} = 22$ m/min;
6) Obodna brzina na najvećem dohvatu: $v_{ob} = 12$ m/min;
7) Zakret primarnog dijela dohvatnika: $\psi = 270°$;
8) Zakret sekundarnog dijela dohvatnika: $\varphi = 180°$.



Rad treba sadržavati:

1) Uvodni pregled preklopnih granika;
2) Kratki opis razmatranih koncepcija rješenja te obrazloženje odabira rješenja;
3) Proračun mehanizama za dizanje i promjenu dohvata;
4) Proračun nosive konstrukcije;
5) Sklopni crtež granika s potrebnim presjecima i detaljima;
6) Sklopne crteže ili detalje na glavnom sklopnom crtežu mehanizama za dizanje i promjenu dohvata.

U radu je potrebno navesti korištenu literaturu i eventualno dobivenu pomoć.

Zadatak zadan:	Datum predaje rada:	Predviđeni datumi obrane:
30. 11. 2021.	**1. rok:** 24. 2. 2022. **2. rok (izvanredni):** 6. 7. 2022. **3. rok:** 22. 9. 2022.	**1. rok:** 28. 2. – 4. 3. 2022. **2. rok (izvanredni):** 8. 7. 2022. **3. rok:** 26. 9. – 30. 9. 2022.

Zadatak zadao:
Doc. dr. sc. Matija Hoić

Predsjednik Povjerenstva:
Prof. dr. sc. Vladimir Soldo

SADRŽAJ

SADRŽAJ I
POPIS SLIKA IV
POPIS TABLICA V
POPIS TEHNIČKE DOKUMENTACIJE VI
POPIS OZNAKA VII
SAŽETAK X
SUMMARY XI
1. UVOD 1
2. PROJEKTNI PARAMETRI 3
3. ODABIR PODIZNE I POGONSKE GRUPE 4
4. ELEMENTI ZA PRIHVAT I DIZANJE TERETA 5
4.1. Dimenzioniranje i izbor kuke 5
4.1.1. Provjera čvrstoće nosača kuke 5
4.2. Stupanj djelovanja koloturnika 7
4.3. Dimenzioniranje i izbor užeta 8
4.4. Užnica pomičnog bloka 8
4.4.1. Proračun osovine užnice 9
4.4.2. Odabir valjnih ležajeva užnice 11
4.5. Skretna užnica 11
4.5.1. Proračun zavara sklopa skretne užnice 12
4.6. Proračun prihvata užeta za konstrukciju 13
4.6.1. Proračun zavara nosivih limova 13
4.6.2. Proračun nosivog lima prihvata užeta na dodirni pritisak 14
4.6.3. Proračun zatika prihvata užeta na savijanje 14
4.6.4. Proračun zatika prihvata užeta na odrez 15
5. MEHANIZAM ZA DIZANJE TERETA 16
5.1. Bubanj 16
5.1.1. Osnovne dimenzije bubnja 16
5.1.2. Ukupna i radna dužina bubnja 18
5.1.3. Provjera napadnog kuta užeta 18
5.1.4. Proračun stjenke bubnja 19
5.1.4.1. Naprezanje uslijed namatanja užeta 19
5.1.4.2. Naprezanje uslijed savijanja bubnja 20
5.1.4.3. Ekvivalentno naprezanje glavnog dijela bubnja 21
5.1.5. Provjera čeone ploče bubnja 22
5.1.6. Veza čeone ploče i bubnja 22
5.1.7. Proračun osovine bubnja 23
5.1.8. Veza užeta s bubnjem 24
5.1.9. Odabir ležajne jedinice bubnja 25
5.2. Odabir pogona mehanizma za dizanje tereta 26

5.2.1. Provjera odabranog sklopa elektromotora s obzirom na izlazni moment 27
5.2.2. Provjera ugrađene kočnice 27
5.2.3. Provjera opterećenosti ležaja reduktora 28
6. PRORAČUN NOSIVE KONSTRUKCIJE 29
6.1. Proračun nosive konstrukcije za slučaj ispruženog dohvatnika 30
6.1.1. Proračun nosive konstrukcije na čvrstoću 30
6.1.2. Proračun nosive konstrukcije na krutost 32
6.1.2.1. Proračun progiba i nagiba primarnog nosača kao zasebne konzole 33
6.1.2.2. Proračun progiba sekundarnog nosača kao zasebne konzole 34
6.1.2.3. Kontrola progiba nosača 35
6.1.3. Proračun nosive konstrukcije na stabilnost 35
6.2. Proračun nosive konstrukcije za slučaj zakrenutog sekundarnog nosača (90°) 36
6.2.1. Proračun nosive konstrukcije na čvrstoću 36
6.2.2. Proračun nosive konstrukcije na krutost 39
6.2.2.1. Proračun progiba i zakreta primarnog nosača kao zasebne konzole 40
6.2.2.2. Proračun progiba sekundarnog nosača kao zasebne konzole 41
6.2.2.3. Kontrola progiba nosača 41
6.2.3. Proračun nosive konstrukcije na stabilnost 41
6.3. Proračun osovine primarnog zgloba 41
6.3.1. Proračun primarne osovine za slučaj ispruženog nosača 41
6.3.2. Proračun primarne osovine za slučaj zakrenutog sekundarnog nosača (90°) 43
6.3.3. Proračun ležajeva primarnog zgloba 43
6.3.3.1. Radijalni ležajevi 43
6.3.3.2. Aksijalni ležaj 44
6.4. Proračun osovine sekundarnog zgloba 44
6.4.1. Proračun ležajeva sekundarnog zgloba 45
6.4.1.1. Radijalni ležajevi 45
6.4.1.2. Aksijalni ležaj 46
6.5. Proračun vijčanih spojeva nosive konstrukcije 46
6.5.1. Proračun sidrenih vijaka 46
6.5.2. Proračun vijčanog spoja stupa i primarnog zgloba 47
6.5.3. Proračun aksijalnih vijaka sekundarnog zgloba 48
6.6. Proračun zavara nosive konstrukcije 48
6.6.1. Proračun zavara prirubnice glavnog stupa 48
6.6.2. Proračun zavara prirubnice primarnog zgloba 50
6.6.3. Proračun zavara primarne grede s osovinom zgloba 50
6.6.4. Proračun zavara primarne grede s kućištem zgloba 51
6.6.5. Proračun zavara sekundarne grede s osovinom zgloba 52
7. POGONI DOHVATNIKA 54
7.1. Proračun pogona primarnog dohvatnika 54
7.1.1. Odabir i proračun elektromotora primarnog pogona dohvatnika 54
7.1.1.1. Proračun potrebnog momenta za pokretanje dohvatnika 54
7.1.1.2. Odabir pogona za okretanje dohvatnika 56
7.1.1.3. Provjera odabranog sklopa elektromotora s obzirom na izlazni moment 57
7.1.1.4. Provjera ugrađene kočnice 57
7.1.1.5. Provjera opterećenosti ležaja reduktora 57
7.1.2. Proračun zupčanog para pogona 59
7.1.3. Proračun vratila primarnog pogona 62
7.1.4. Proračun pera primarnog pogona 63

7.1.5. Proračun zatika protiv okretanja primarnog pogona ... 63
7.1.5.1. Proračun zatika na odrez ... 64
7.1.5.2. Proračun zatika na dodirni pritisak ... 64
7.1.5.3. Proračun zatika na savijanje ... 64
7.2. Proračun pogona sekundarnog dohvatnika ... 65
7.2.1. Odabir i proračun elektromotora sekundarnog pogona dohvatnika ... 66
7.2.1.1. Proračun potrebnog momenta za pokretanje dohvatnika ... 66
7.2.1.2. Odabir pogona za okretanje dohvatnika ... 67
7.2.1.3. Provjera odabranog sklopa elektromotora s obzirom na izlazni moment ... 68
7.2.1.4. Provjera ugrađene kočnice ... 68
7.2.1.5. Provjera opterećenosti ležaja reduktora ... 68
7.2.2. Proračun zupčanog para sekundarnog pogona ... 70
7.2.3. Proračun vratila sekundarnog pogona ... 70
7.2.4. Proračun pera sekundarnog pogona ... 71
7.2.5. Proračun zatika protiv okretanja sekundarnog pogona ... 71
7.2.5.1. Proračun zatika na odrez ... 72
7.2.5.2. Proračun zatika na dodirni pritisak ... 72
7.2.5.3. Proračun zatika na savijanje ... 72
7.2.5.4. Proračun zavara zatika ... 73
LITERATURA ... 74
PRILOZI ... 75

POPIS SLIKA

Slika 1. Opterećenje ovjesa i nosača kuke 6
Slika 2. Prikaz izvedbe faktorskog koloturnika 2 7
Slika 3. Dijagrami opterećenja osovine užnice 10
Slika 4. Prikaz opterećenja zavara skretne užnice 12
Slika 5. Prikaz prihvata užeta za konstrukciju 13
Slika 6. Dimenzije ožlijebljenog bubnja i profila žlijeba [4] 16
Slika 7. Ostale mjere bubnja 17
Slika 8. Napadni kut užeta 18
Slika 9. Naprezanje elementa stjenke bubnja i lokalno savijanje ljuske bubnja 19
Slika 10. Prikaz savijanja stjenke bubnja 20
Slika 11. Veza užeta s bubnjem [4] 24
Slika 12. Dimenzije profila RHS i CHS [10] 29
Slika 13. Prikaz opterećenog ispruženog dohvatnika 30
Slika 14. Statički model nosive konstrukcije u ispruženom stanju 31
Slika 15. Prikaz progiba nosive konstrukcije 33
Slika 16. Gotove formule za izračun progiba [11] 34
Slika 17. Ovisnost kritičnog naprezanja o vitkosti štapa [11] 35
Slika 18. Prikaz opterećenog zakrenutog dohvatnika 37
Slika 19. Statički model nosive konstrukcije zakrenutog dohvatnika 37
Slika 20. Prikaz progiba nosive konstrukcije 40
Slika 21. Dijagrami opterećenja osovine primarnog zgloba 42
Slika 22. Dijagrami opterećenja osovine sekundarnog zgloba 44
Slika 23. Broj i raspored sidrenih vijaka 47
Slika 24. Prikaz zavara stupa s prirubnicom 49
Slika 25. Prikaz zavara primarne grede s osovinom 50
Slika 26. Prikaz zavara primarne grede s kućištem 51
Slika 27. Pogon primarnog dohvatnika 54
Slika 28. Prikaz opterećenja ležaja primarnog pogona 58
Slika 29. Faktor oblika zuba Z_H za $\alpha = 20°$ [15] 62
Slika 30. Pogon sekundarnog dohvatnika 65
Slika 31. Prikaz opterećenja ležaja sekundarnog pogona 69

POPIS TABLICA

Tablica 1. Traženi projektni parametri 3
Tablica 2. Faktor sigurnosti za proračun kuke u ovisnosti o pogonskoj grupi [4] 5
Tablica 3. Minimalno potrebni faktori sigurnosti za pogonsku užad [4] 8
Tablica 4. Minimalni potrebni odnosi promjera [4] 9
Tablica 5. Koeficijenti broja pregiba c_p [4] 9
Tablica 6. Preporučene vrijednosti radijusa žlijeba u ovisnosti o promjeru užeta [4] 17
Tablica 7. Specifikacije odabranog motora s reduktorom za dizanje tereta 27
Tablica 8. Ovisnost faktora sigurnosti v_k o vrsti mehanizma i primjeni [4] 28
Tablica 9. Proračunske vrijednosti profila nosive konstrukcije [10] 29
Tablica 10. Vrijednosti težina bitnih za proračun nosive konstrukcije 30
Tablica 11. Specifikacije odabranog motora za pogon primarnog dohvatnika 56
Tablica 12. Specifikacije odabranog motora za pogon sekundarnog dohvatnika 67

POPIS TEHNIČKE DOKUMENTACIJE

BROJ CRTEŽA	Naziv iz sastavnice
1_01_00_00	Preklopni dohvatnik

POPIS OZNAKA

Oznaka	Jedinica	Opis
A	mm^2	Površina
a	mm	Proračunska visina zavara
A_j	mm^2	Proračunska površina presjeka vijka
b	m	Širina
C	kN	Dinamička nosivost ležaja
c_p	-	Faktor broja pregiba užeta
C_0	kN	Statička nosivost ležaja
D, d	mm	Promjer
D_v, d_v	mm	Vanjski promjer
D_u, d_u	mm	Unutrašnji promjer
F	N	Sila
F_N	N	Normalna Sila
G	N	Težina
G_b	N	Težina bubnja s motor reduktorom
G_{s1}	N	Težina primarnog zgloba
G_{s2}	N	Težina sekundarnog zgloba
G_t	N	Težina maksimalnog tereta s kukom
f	-	Faktor ispune užeta
F_u	N	Sila u užetu
g	m/s^2	Gravitacijska konstanta
H	m	Visina dohvata
h	m	Visina
HN	-	Broj kuke
I	mm^4	Aksijalni moment tromosti
i	-	Prijenosni omjer
i_k	-	Prijenosni omjer sustava koloturnika
i_{min}	mm	Minimalni polumjer tromosti
J	kgm^2	Moment tromosti
J_{uk}	kgm^2	Ukupni moment tromosti masa koje ubrzavaju
L_{10h_min}	h	Zahtjevani vijek trajanja ležaja
L	m	Najveći dohvat
l	m	Dužina
M	Nm	Moment
M_{in}	Nm	Moment inercije
M_k	Nm	Moment kočnice

m	kg	Masa
m	mm	Modul
m_k	kg	Masa kuke
n	-	Broj vijaka
n_m	okr/min	Brzina vrtnje
P_a	kN	Ekvivalentno dinamičko aksijalno opterećenje ležaja
P_{EM}	kW	Snaga elektromotora
P_r	kN	Ekvivalentno dinamičko radijalno opterećenje ležaja
P_{0a}	kN	Ekvivalentno statičko aksijalno opterećenje ležaja
P_{0r}	kN	Ekvivalentno statičko radijalno opterećenje ležaja
Q	kg	Nosivost
r	mm	Radijus
R_e	MPa	Granica tečenja
R_m	MPa	Vlačna čvrstoća
S	-	Sigurnost
s	mm	Debljina
T	Nm	Moment torzije
t	mm	Korak užeta na bubnju
u	-	Broj nosivih užeta
u_b	-	Broj užeta koji se namataju na bubanj
v_{diz}	m/min	Brzina dizanja
v_{doh}	m/min	Brzina promjene dohvata
v_{ob}	m/min	Obodna brzina na najvećem dohvatu
W	mm^3	Moment otpora
w	mm	Progib
x_1	-	Pomak profila zuba prvog zupčanika
x_2	-	Pomak profila zuba drugog zupčanika
z_1	-	Broj zubi prvog zupčanika
z_2	-	Broj zubi drugog zupčanika
α	rad	Zakret
γ	°	Napadni kut
δ	mm	Debljina stjenke
ε	rad/s^2	Kutno ubrzanje
ε_α	-	Stupanj prekrivanja para zupčanika
ζ	°	Kut između pritisnih pločica
η	-	Stupanj korisnog djelovanja
η_b	-	Stupanj korisnog djelovanja bubnja
η_k	-	Stupanj korisnog djelovanja kočnice
η_{kol}	-	Stupanj korisnog djelovanja sustava koloturnika
η_o	-	Stupanj korisnog djelovanja užnice s valjnim ležajevima
η_{red}	-	Stupanj korisnog djelovanja reduktora

λ	-	Vitkost štapa
μ	-	Faktor trenja
ν_n	-	Sigurnost kuke
σ	MPa	Normalno naprezanje
σ_{ekv}	MPa	Ekvivalentno naprezanje
σ_f	MPa	Savojno naprezanje
$\sigma_{f,DI}$	MPa	Trajna dinamička čvrstoća za istosmjerno savijanje
$\sigma_{f,DN}$	MPa	Trajna dinamička čvrstoća za naizmjenično savijanje
σ_H	MPa	Hertzov pritisak
σ_v	MPa	Vlačno naprezanje
$\sigma_{v,DI}$	MPa	Trajna vlačna dinamička čvrstoća za istosmjerno opterećenje
τ	MPa	Tangencijalno naprezanje
φ	°	Zakret sekundarnog dijela dohvatnika
ψ	°	Zakret primarnog dijela dohvatnika

SAŽETAK

Ovaj završni rad prikazuje postupak konstruiranja preklopnog dohvatnika s minimiziranim najmanjim dohvatom. Dohvatnik se koristi za potrebe pretovara u zatvorenom skladištu, stoga se zanemaruje utjecaj vjetra. Dohvatnik se oslanja na betonsku podlogu preko sidrenih vijaka. Najveća nosivost iznosi 500 kg, maksimalni dohvat iznosi 4 m, dok je visina dohvatnika 3 m. Mehanizam promjene dohvata kao i okretanja dohvatnika je izveden pomoću vertikalne osovine, para radijalnih ležajeva i aksijalnog ležaja. Pogoni su izvedeni električni.

Završni rad se sastoji od: proračuna mehanizma za prihvat i dizanje, proračuna nosive konstrukcije i odabira i provjere pogonskog sustava.

Sva tehnička dokumentacija i 3D modeli su izrađeni u programskom paketu *Solidworks 2015*.

Ključne riječi: horizontalni zglob, preklopni dohvatnik, transportni uređaj

SUMMARY

This undergraduate thesis presets the construction procedure of the articulated jib crane with minimized minimum reach. The crane is used for transshipment of unit loads in closed warehouses, hence the influence of the wind can be disregarded. The crane is connected to the concrete base by anchor bolts. The maximum capacity is five hundred kilograms, the maximum reach is four meters and the height of the crane is 3 meters. The reach changing mechanism is derived from a vertical shaft, a set of radial bearings and an axial bearing. All driving mechanisms are electrical.

The thesis consists of: calculation of mechanisms for acceptance and lift, calculation of load-bearing structures and selection and review of driving mechanisms.

All technical documentation and 3D models were made in the software package Solidworks 2015.

Key words: horizontal joint, articulated jib crane, transport device

1. UVOD

Transportna tehnika, u koju spada transport robe i ljudi, dijeli se na javni transport ili prometnu tehniku i unutrašnji transport ili dobavnu tehniku. Dobavna tehnika podrazumijeva premještanje robe u proizvoljnom smjeru i na ograničenim udaljenostima. Prenosila i dizala su tehnička sredstva dobavne tehnike koja u sustavu transportnog lanca služe za dizanje, prijenos, pretovar, skladištenje, rukovanje materijalom i predmetima kao i za prijevoz materijala i ljudi na kraćim udaljenostima.

Djelatnosti složenih sustava kao što su pošte, bolnice, vojske i sl. ovisi o uspješnosti njihove dobavne tehnike. To pokazuje veliku potrebu za raznolikosti njihove konstrukcije. Ona mogu biti jednostavne naprave, uređaji i mehanizmi, ali i vrlo složeni sustavi s ručnim, poluautomatskim ili automatskim upravljanjem.

Premještanje robe pomoću prenosila i dizala naziva se dobavni postupak. Svaki dobavni postupak se sastoji od zahvata, prijenosa i odlaganja robe ili materijala. Dobavni postupci mogu se obavljati prekidno i neprekidno. Sukladno s tim, korištena tehnička sredstva nazivaju se sredstvima prekidne dobave odnosno sredstvima neprekidne dobave.

Prekidna dobava se odvija u radnim ciklusima koji su međusobno odvojeni stankama jednakog ili različitog trajanja. Svaki radni ciklus se sastoji od zahvata, prijenosa i odlaganja robe kao i vračanja dobavnog sredstva u položaj za sljedeći zahvat. Iako u literaturi ne postoji opće prihvaćena podjela ovih sredstava prekidne dobave radi upoznavanja sa istima možemo ih podijeliti na: granike (kranove), dizalice, dizala ili liftove, manipulatore i industrijske robote.

Neprekidna dobava vrši se u pravilu neprekinutim tokom do mjesta zahvata do mjesta odlaganja. Sredstva neprekidne dobave u pravilu rade dulje vremena bez prekida. Sredstva neprekidne dobave se dijele prema principu njihova djelovanja na: mehanička prenosila sa vlačnim elementom, mehanička prenosila bez vlačnog elementa i pneumatska i hidraulička prenosila.

Na dalje transportni materijal se dijeli na komadni i sipki materijal. Pod komadni materijal se podrazumijeva teret kojim se rukuje pojedinačno, bez obzira na njegov oblik ili masu. Materijal kojim se rukuje u rasutom stanju, čije su čestice, zrna ili grude slobodno pokretljive, spada pod sipki materijal.

Od različitih vrsta pogona što se danas ugrađuju u prenosila i dizala najvažniji je električni pogon. Pod ostale vrste spadaju: ručni pogon, pogon motorom s unutrašnjim izgaranjem, pogon parnim strojem, hidraulički pogon i pneumatski pogon.

Nakon ovog kratkog uvoda u transportnu tehniku, transportni uređaj koji se konstruira u ovom radu možemo smjestiti u kategoriju dobavne tehnike (unutrašnji transport) s prekidnom dobavom komadnog tereta koji se pogoni električnim pogonom.

2. PROJEKTNI PARAMETRI

Potrebno je projektirati preklopni dohvatnik s minimiziranim najmanjim dohvatom za potrebe pretovara u zatvorenom skladištu prema projektnim zahtjevima prikazanim u nastavku [Tablica 1].

Tablica 1. Traženi projektni parametri

Nosivost, Q	500	kg
Najveći dohvat, L	4	m
Visina dohvatnika, H	3	m
Brzina dizanja, v_{diz}	16	m/min
Brzina promjene dohvata, v_{doh}	22	m/min
Obodna brzina na najvećem dohvatu, v_{ob}	12	m/min
Zakret primarnog dijela dohvatnika, ψ	270	°
Zakret sekundarnog dijela dohvatnika, φ	180	°

3. ODABIR PODIZNE I POGONSKE GRUPE

S obzirom na vrstu i način rada, granike dijelimo u podizne i pogonske grupe. Pogonska i podizna grupa odabiru se na temelju zadanih uvjeta rada granika, vrsti zahvatnog sredstva te načinu podizanja i spuštanja tereta. Za okretni granik namijenjen za potrebe pretovara s kukom u zatvorenom skladištu dodijeljena je podizna grupa HC2 te poluteški pogonski uvjeti [17]. Za zadani granik i poluteške uvijete dodjeljuje se pogonska grupa prema:

HRN EN 13001-1 : S4

DIN 15018 : B4

ISO : M5

FEM : 2_m

4. ELEMENTI ZA PRIHVAT I DIZANJE TERETA

4.1. Dimenzioniranje i izbor kuke

Izraz za izračunavanje potrebnog broja kuke glasi:

$$HN_{\text{pot}} \cong \frac{Q \cdot g}{R_{\text{e}}} \cdot \nu_{\text{n}} . \tag{4.1}$$

Za materijal kuke odabran je sitnozrnati čelik oznake S275N razreda čvrstoće M granice tečenja R_{e} = 23,5 kN/cm^2. U tablici [Tablica 2] je prikazana ovisnost potrebnog faktora sigurnosti o pogonskim grupama. Za razmatrani slučaj potrebni faktor sigurnosti za proračun kuke iznosi $\nu_{\text{n}} = 2$.

Tablica 2. Faktor sigurnosti za proračun kuke u ovisnosti o pogonskoj grupi [4]

Faktor sigurnosti, ν_{n}	1,25	1,5	2	2,5	3,15	4
Za nove pogonske grupe (DIN)	$1B_m$	$1A_m$	2_m	3_m	4_m	5_m
Za stare pogonske grupe (DIN, HRN)	0 (ručni pogon)	1 (laka)	2 (srednja)	3 (teška)	4 (vrlo teška)	-

Prema tome potrebni broj kuke iznosi:

$$HN_{\text{pot}} \cong \frac{0,5 \cdot 9,81}{23,5} \cdot 2 = 0,42 . \tag{4.2}$$

Broj odabrane kuke je HN = 2,5. Dimenzije: kuke, ovjesa i nosača kuke i matice kuke su dane u normama: DIN 15401-1, DIN 15401-2, DIN 15411, DIN 15412-2 i DIN 15413. Iste su prihvaćene s iznimkom širine nosača i ovjesa kuke. Zbog izmjene dimenzije s obzirom na normu potrebno je proračunati nosač kuke.

4.1.1. Provjera čvrstoće nosača kuke

Nosač kuke se proračunava kao nosač na dva oslonca opterećen na savijanje. Opterećenje nosača je prikazano na slici [Slika 1].

Razmak nosivih limova nosača kuke iznosi:

$$l = b_1 + 2 \cdot \frac{s}{2} = b_1 + s , \tag{4.3}$$

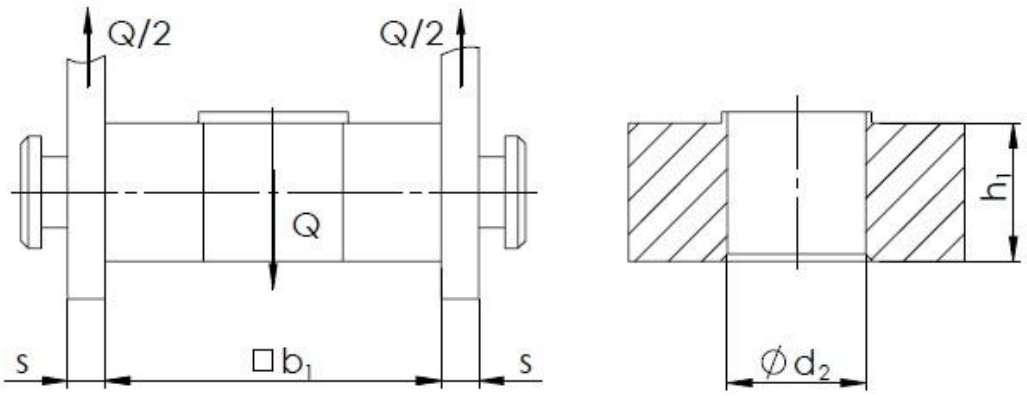
gdje je:

b_1 = 90 mm – Širina glavnog dijela nosača (izmijenjena s obzirom na normu) i

s = 10 mm – debljina nosivog lima sklopa kuke.

Prema tome razmak nosivih limova iznosi:

$$l = 90 + 10 = 100\,\text{mm}. \tag{4.4}$$



Slika 1. Opterećenje ovjesa i nosača kuke

Najveći moment savijanja jednak je:

$$M_{\max} = \frac{Q_t \cdot g \cdot l}{4} = \frac{538 \cdot 9{,}81 \cdot 100}{4} = 131900\,\text{Nmm}, \tag{4.5}$$

gdje je:

$Q_t = Q + m_k = 500 + 38 = 538$ kg – maksimalna masa tereta i sklopa kuke.

Moment otpora presjeka nosača kuke računamo prema:

$$W_{nos} = \frac{(b_1 - d_2) \cdot h_1^2}{6}, \tag{4.6}$$

gdje je:

d_2 = 37 mm – Provrt nosača kuke i

h_1 = 37 mm – Visina nosača kuke.

Prema tome moment otpora presjeka nosača kuke iznosi:

$$W_{nos} = \frac{(90 - 37) \cdot 37^2}{6} = 12090\,\text{mm}^3. \tag{4.7}$$

Prema tome najveće naprezanje nosača kuke iznosi:

$$\sigma = \frac{M_{\max}}{W_{nos}} = \frac{131900}{12090} = 11\,\text{MPa}. \tag{4.8}$$

Dopušteno naprezanje nosača kuke prema [5] iznosi:

$$\sigma_{\text{dop}} = 80...120\,\text{MPa} = 80\,\text{MPa}\,. \tag{4.9}$$

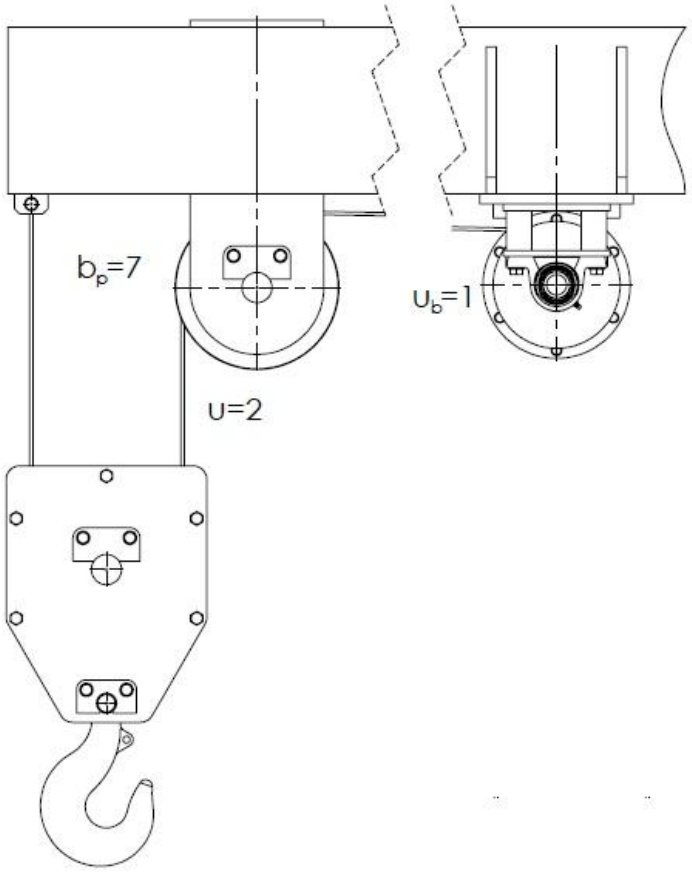
S obzirom da vrijedi:

$$\sigma_{\text{dop}} = 80\,\text{MPa} \geq \sigma = 11\,\text{MPa}\,, \tag{4.10}$$

nosač kuke zadovoljava.

4.2. Stupanj djelovanja koloturnika

Sklop koloturnika izveden je kao obični faktorski koloturnik 2 prikazan u nastavku [Slika 2].



Slika 2. Prikaz izvedbe faktorskog koloturnika 2

Prijenosni omjer koloturnika iznosi:

$$i_{\text{k}} = \frac{u}{u_b} = \frac{2}{1} = 2\,, \tag{4.11}$$

gdje je:

u = 2 – broj nosivih užeta i

u_{b} = 1 – broj užeta koji se namataju na bubanj.

Stupanj djelovanja koloturnika iz iskoristivost valjnih ležajeva užnica $\eta_o = 0{,}98$ iznosi:

$$\eta_{kol} = \eta_o \cdot \frac{1}{i_k} \cdot \frac{1-\eta_o^{i_k}}{1-\eta_o} = 0{,}98 \cdot \frac{1}{2} \cdot \frac{1-0{,}98^2}{1-0{,}98} = 0{,}97\,, \tag{4.12}$$

4.3. Dimenzioniranje i izbor užeta

Maksimalna sila u užetu koja se može javiti u pogonu iznosi:

$$F_u = \frac{Q_t \cdot g}{u \cdot \eta_{kol}} = \frac{538 \cdot 9{,}81}{2 \cdot 0{,}97} = 2720\,\text{N}\,. \tag{4.13}$$

Potrebni promjer užeta računa se prema sljedećem izrazu:

$$d \geq \sqrt{\frac{4 \cdot S \cdot F_u}{f \cdot \pi \cdot R_m}}\,. \tag{4.14}$$

Odabrano je normalno pleteno uže 6 x 7, faktora ispune $f = 0{,}47$. Prema [4] slijedi da vlačna čvrstoća užeta iznosi $R_m = 1570$ N/mm2. U nastavku je dana tablica [Tablica 3] koja prikazuje minimalno potrebne faktore sigurnosti za pojedine pogonske grupe. Prema tome, potrebni faktor sigurnosti za pogonsku grupu 2_m iznosi $S = 4{,}5$.

Tablica 3. Minimalno potrebni faktori sigurnosti za pogonsku užad [4]

Pogonska grupa, DIN	$1D_m$	$1C_m$	$1B_m$	$1A_m$	2_m	3_m	4_m	5_m
Faktor sigurnosti, *S*	2,8	3,15	3,55	4	4,5	5,6	7,1	9

Uvrštavanjem svih veličina dobiva se minimalno potrebni promjer užeta:

$$d \geq \sqrt{\frac{4 \cdot 4{,}5 \cdot 2720}{0{,}47 \cdot \pi \cdot 1570}} = 4{,}6\,\text{mm}\,. \tag{4.15}$$

Na temelju minimalnog potrebnog promjera užeta odabire se prvi veći normirani promjer užeta koji iznosi $d = 5$ mm.

4.4. Užnica pomičnog bloka

Kako bi se osigurala potreban trajnost užeta potreban je određeni promjer užnice i bubnja. Minimalni potrebni promjer užnice izračunava se prema sljedećem izrazu:

$$D \geq \left(\frac{D}{d}\right)_{min} \cdot c_p \cdot d\,. \tag{4.16}$$

Minimalni potrebni odnos promjera užnice i bubnja u odnosu na promjer užeta $(D/d)_{min}$ za razne pogonske grupe prikazuje tablica u nastavku [Tablica 4].

Tablica 4. Minimalni potrebni odnosi promjera [4]

Pogonska grupa	$(D/d)_{min}$ za					
	bubanj		užnica		izravnavajuća užnica	
$1D_m$	11,2	(12,5)[1)]	12,5	(14)[1)]	11,2	(12,5)[1)]
$1C_m$	12,5	(14)	14	(16)	12,5	(14)
$1B_m$	14	(16)	16[2)]	(18)	12,5	(14)
$1A_m$	16	(18)	18	(20)	14	(16)
2_m	18	(20)	20	(22,4)	14	(16)
3_m	20	(22,4)	22,4	(25)	16	(18)
4_m	22,4	(25)	25	(28)	16	(18)
5_m	25	(28)	28	(31,5)	18	(20)

[1)] Vrijednosti u zagradama su za višeslojnu užad (užad s 2 ili 3 sloja pramena). Ukoliko se izborom konstrukcije s višeslojnog užeta postiže dovoljna trajnost, mogu se koristiti koeficijenti za jednoslojnu užad.

[2)] Užnice u grabilicama, bez obzira na stvarnu pog. grupu, mogu se dimenzionirati $(D/d)_{min}$ za grupu $1B_m$.

Minimalni potrebni odnos promjera užnice u odnosu na promjer užeta za pogonsku grupu 2_m iznosi $(D/d)_{min} = 20$. Na potrebni minimalni promjer utječe i faktor ovisan o broju pregiba užeta c_p. Broj pregiba užeta za obični faktorski koloturnik 2, prikazan na slici 2. [Slika 2], iznosi $b_p = 7$. Prema tablici danoj u nastavku [Tablica 5] koeficijent c_p za $b_p = 7$ iznosi $c_p = 1,12$.

Tablica 5. Koeficijenti broja pregiba c_p [4]

Broj pregiba b_p	≤ 5	6 do 9	≥ 10
Koeficijent c_p	1	1,12	1,25

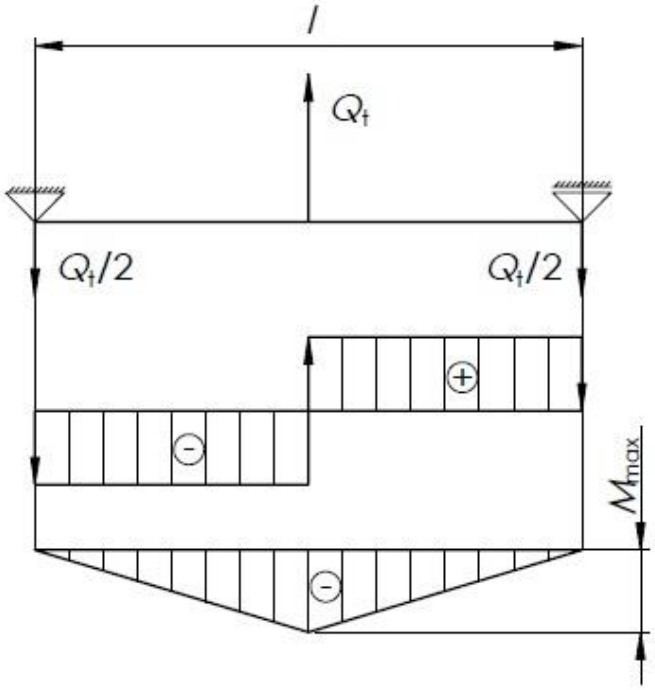
Prema tome minimalni potrebni promjer užnice iznosi:

$$D \geq 20 \cdot 1{,}12 \cdot 5 = 112\,\text{mm}\,. \qquad \textbf{(4.17)}$$

Odabrani promjer užnice prema [4] iznosi $D_{užnice} = 225$ mm.

4.4.1. Proračun osovine užnice

Na slici 3. u nastavku prikazana je proračunska shema osovine s užnicom te pripadni dijagrami opterećenja.



Slika 3. Dijagrami opterećenja osovine užnice

Prema tome najveći moment savijanja iznosi:

$$M_{\max} = \frac{Q_t \cdot g \cdot l}{4} = \frac{538 \cdot 9{,}81 \cdot 100}{4} = 131900\,\text{Nmm}\,. \qquad \textbf{(4.18)}$$

Moment otpora osovine užnice iznosi:

$$W_{\text{os}} = \frac{d_5^3 \cdot \pi}{32} = \frac{45^3 \cdot \pi}{32} = 8946\,\text{mm}^3\,. \qquad \textbf{(4.19)}$$

Najveće naprezanje osovine užnice jednako je:

$$\sigma = \frac{M_{\max}}{W_{\text{os}}} = \frac{131900}{8946} = 15\,\text{MPa}\,. \qquad \textbf{(4.20)}$$

Dopušteno naprezanje za čelik S235JR iznosi:

$$\sigma_{\text{f,dop}} = \frac{\sigma_{\text{f,DI}}}{S} = \frac{300}{2{,}5} = 120\,\text{MPa}\,, \qquad \textbf{(4.21)}$$

gdje je:

$\sigma_{\text{f,DI}}$ = 300 MPa – prema [1] za čelik S235JR i

S = 2,5 – potrebna sigurnost osovine.

S obzirom da vrijedi:

$$\sigma_{\text{f,dop}} = 120\,\text{MPa} \geq \sigma = 15\,\text{MPa}\,, \qquad \textbf{(4.22)}$$

osovina užnice zadovoljava.

4.4.2. Odabir valjnih ležajeva užnice

Odabran je jednoredni kuglični ležaj oznake 6209-2RS1 proizvođača SKF, dimenzija 85 x 45 x 19 dinamičke nosivosti C = 35,1 kN.

Ekvivalentno dinamičko radijalno opterećenje ležaja iznosi:

$$P_{\mathrm{r}} = \frac{Q_{\mathrm{t}} \cdot g}{2} = \frac{538 \cdot 9{,}81}{2} = 2639\,\mathrm{N}\,. \qquad \textbf{(4.23)}$$

Dinamičko opterećenje ležaja C_1 izračunava se prema sljedećem izrazu:

$$C_1 = P_{\mathrm{r}} \left(\frac{60 \cdot n_{\mathrm{m}} \cdot L_{10\mathrm{h_min}}}{10^6} \right)^{\frac{1}{\varepsilon}}. \qquad \textbf{(4.24)}$$

gdje je:

$n_{\mathrm{m}} = \dfrac{v_{\mathrm{diz}} \cdot i_{\mathrm{k}}}{D_{\mathrm{užnice}} \cdot \pi} = \dfrac{12 \cdot 2}{0{,}225 \cdot \pi} = 34\,\mathrm{min}^{-1}$ – brzina vrtnje,

$\varepsilon = 3$ – eksponent vijeka trajanja za kuglične ležajeve i

$L_{10\mathrm{h_min}} = 10000$ h – zahtijevani nazivni vijek trajanja u satima.

Prema tome, dinamičko opterećenje ležaja iznosi:

$$C_1 = 2{,}639 \cdot \left(\frac{60 \cdot 34 \cdot 10000}{10^6} \right)^{\frac{1}{3}} = 7{,}21\,\mathrm{kN}\,. \qquad \textbf{(4.25)}$$

Kako je dinamička nosivost odabranog ležaja veća od dinamičkog opterećenja ležaja, odnosno C = 35,1 kN ≥ C_1 = 7,21 kN, odabrani ležaj zadovoljava.

4.5. Skretna užnica

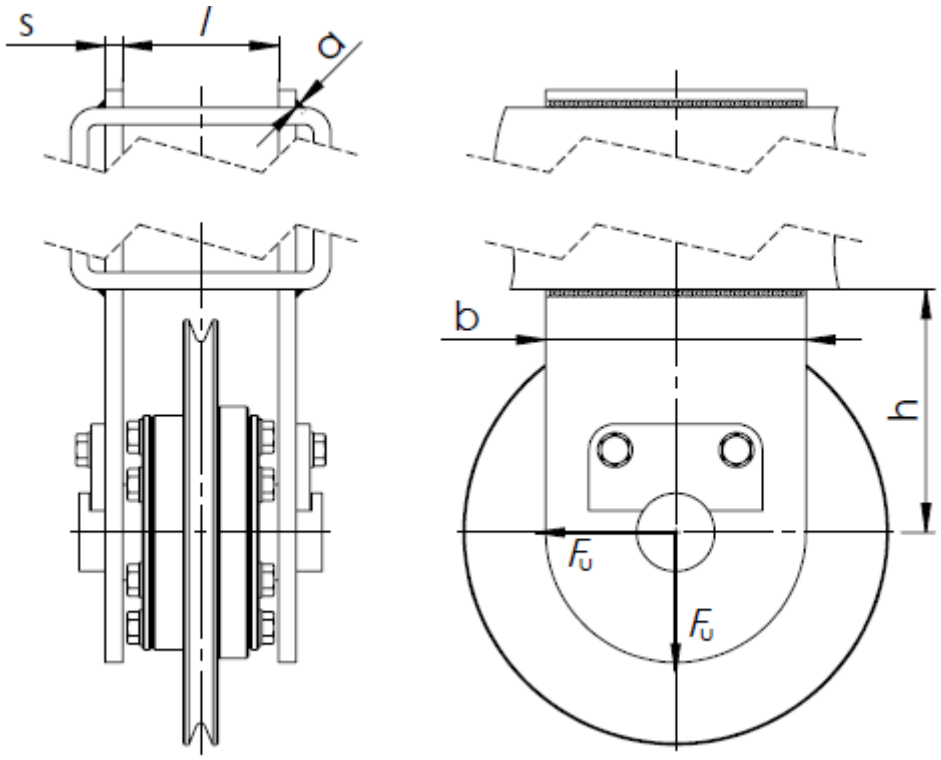
Nazivni promjer skretne užnice isti je kao i nazivni promjer prethodno izračunate užnice pomičnog bloka. Dakle, $D_{\mathrm{užnice}}$ = 225 mm.

Dimenzije osovine skretne užnice iste su kao i dimenzije osovine užnice pomičnog bloka. S obzirom da je opterećenje iste povoljnije nego kod osovine užnice pomičnog bloka i ona će zadovoljiti.

Također koriste se i isti ležajevi kao kod užnice pomičnog bloka to jest 6209-2RS1. I oni će zadovoljiti s obzirom na povoljnije opterećenje naspram ležajeva užnice pomičnog bloka.

4.5.1. Proračun zavara sklopa skretne užnice

Zavar sklopa skretne užnice je opterećen na savijanje, vlak i smik kao što je prikazano u nastavku [Slika 4], ali zbog izraženosti savijanja zavar proračunavamo samo na savijanje. Pretpostavljamo da donji par zavara preuzima opterećenje.



Slika 4. Prikaz opterećenja zavara skretne užnice

Naprezanje uslijed savijanja računamo prema izrazu:

$$\sigma_f = \frac{M_{max}}{W} = \frac{F_u \cdot h}{2 \cdot \frac{b^3 \cdot a \cdot 2}{12 \cdot b}} = \frac{4 \cdot F_u \cdot h}{b^2 \cdot a} = \frac{4 \cdot 2720 \cdot 140}{150^2 \cdot 3} = 23\,\text{MPa}\,, \tag{4.26}$$

gdje je:

a = 3 mm – visina zavara nosivog lima,

b = 150 mm – širina nosivog lima i

h = 140 mm – krak djelovanja sile.

Dopušteno naprezanje za čelik S235JR iznosi:

$$\sigma_{f,dop} = \frac{\sigma_{f,DI}}{S} = \frac{300}{2,5} = 120\,\text{MPa}\,, \tag{4.27}$$

gdje je:

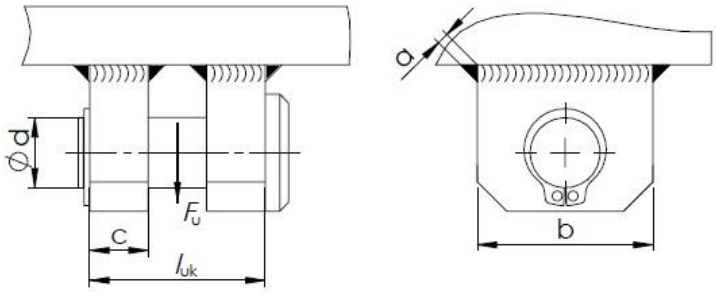
$\sigma_{f,DI}$ = 300 MPa – prema [1] za čelik S235JR i

S = 2,5 – potrebna sigurnost osovine.

Kako je dopušteno naprezanje veće od stvarnog naprezanja, odnosno $\sigma_{f,dop}$ = 120 MPa ≥ σ_f = 23 MPa, zavar zadovoljava.

4.6. Proračun prihvata užeta za konstrukciju

Prihvat užeta za konstrukciju se sastoji od dvaju limova s provrtom zavarenih za konstrukciju te zatika osiguranim uskočnikom na jednom kraju i glavom zatika na drugom. Element je prikazan i opterećen kao što je prikazano na slici u nastavku [Slika 5].



Slika 5. Prikaz prihvata užeta za konstrukciju

4.6.1. Proračun zavara nosivih limova

Zavar je opterećen silom F_u na vlak dinamički istosmjerno. Kako bi izračunali vlačno opterećenje potrebno je izračunati proračunsku površinu zavara. Ona iznosi:

$$A_v = b \cdot a \cdot 4 + c \cdot a \cdot 4 = (b + c) \cdot 4a = (30 + 10) \cdot 4 \cdot 2 = 320\,\text{mm}^2, \quad \textbf{(4.28)}$$

gdje je:

a = 2 mm – visina zavara,

b = 30 mm – širina nosivog lima i

c = 10 mm – debljina nosivog lima.

Sada možemo izračunati vlačno naprezanje zavara koje iznosi:

$$\sigma_v = \frac{F_u}{A_v} = \frac{2720}{320} = 9\,\text{MPa}. \quad \textbf{(4.29)}$$

Dopušteno naprezanje računamo prema:

$$\sigma_{\text{v,dop}} = \frac{\sigma_{\text{v,DI}}}{S} = \frac{200}{2,5} = 80\,\text{MPa}\,. \tag{4.30}$$

gdje je:

$\sigma_{\text{v,DI}}$ = 200 MPa – prema [1] za čelik S235JR i

S = 2,5 – potrebna sigurnost zavara.

Kako je dopušteno naprezanje veće od stvarnog naprezanja, odnosno $\sigma_{\text{v,dop}}$ = 80 MPa ≥ σ_{v} = 9 MPa, zavar zadovoljava.

4.6.2. Proračun nosivog lima prihvata užeta na dodirni pritisak

Dodirni pritisak se računa prema izrazu:

$$p = \frac{F_{\text{u}}}{A_{\text{p}}} = \frac{F_{\text{u}}}{2 \cdot d \cdot c} = \frac{2720}{2 \cdot 12 \cdot 10} = 11\,\text{MPa}\,, \tag{4.31}$$

gdje je:

d = 12 mm – promjer zatika prihvata užeta.

Dopušteni dodirni pritisak između lima i nosača prema [5] iznosi p_{dop} = 100 MPa. S obzirom da je dopušteni dodirni pritisak veći od stvarnog, odnosno p_{dop} = 100 MPa ≥ p = 11 MPa, nosivi lim zadovoljava.

4.6.3. Proračun zatika prihvata užeta na savijanje

Zatik je opterećen na savijanje prema izrazu:

$$\sigma_{\text{f}} = \frac{M_{\text{max}}}{W_{\text{zat}}} = \frac{\frac{F_{\text{u}} \cdot l}{4}}{\frac{d^3 \cdot \pi}{32}} = \frac{8 \cdot F_{\text{u}} \cdot l}{d^3 \cdot \pi} = \frac{8 \cdot 2720 \cdot 20}{12^3 \cdot \pi} = 80\,\text{MPa}\,, \tag{4.32}$$

gdje je:

$l = l_{\text{uk}} - c$ = 30 – 10 = 20 mm – udaljenost između hvatišta sila reakcije.

Dopušteno naprezanje za čelik S235JR iznosi:

$$\sigma_{\text{f,dop}} = \frac{\sigma_{\text{f,DI}}}{S} = \frac{300}{2,5} = 120\,\text{MPa}\,, \tag{4.33}$$

gdje je:

$\sigma_{f,DI}$ = 300 MPa – prema [1] za čelik S235JR i

S = 2,5 – potrebna sigurnost zatika.

Kako je dopušteno naprezanje veće od stvarnog naprezanja, odnosno $\sigma_{f,dop}$ = 120 MPa ≥ σ_f = 80 MPa, zatik zadovoljava.

4.6.4. Proračun zatika prihvata užeta na odrez

Zatik je opterećen na odrez prema izrazu:

$$\tau_a = \frac{F_u}{2A_z} = \frac{F_u}{2 \cdot \frac{d^2\pi}{4}} = \frac{2F_u}{d^2\pi} = \frac{2 \cdot 2720}{12^2 \cdot \pi} = 12\,\text{MPa}\,, \qquad \textbf{(4.34)}$$

gdje je:

A_z – površina presjeka zatika.

Dopušteno jednosmjerno promjenjivo naprezanje za čelik S235JR prema [2] iznosi $\tau_{a,dop}$ = 40 MPa. Kako je dopušteno naprezanje veće od stvarnog naprezanja, odnosno $\tau_{a,dop}$ = 40 MPa ≥ τ_a = 12 MPa, zatik zadovoljava.

5. MEHANIZAM ZA DIZANJE TERETA

5.1. Bubanj

5.1.1. Osnovne dimenzije bubnja

Bubanj služi za pogon užeta i kao spremnik potrebne dužine užeta. Namatanje užeta treba izvesti tako da se spriječi zapletanje užeta na bubnju. To se uglavnom postiže namatanjem na ožlijebljeni bubanj. Na bubanj se može namotati jedno uže (jednoužetni bubanj) ili da užeta (dvoužetni bubanj). Žljebovi na bubnju čuvaju uže i osiguravaju jednakomjerno namatanje užeta.

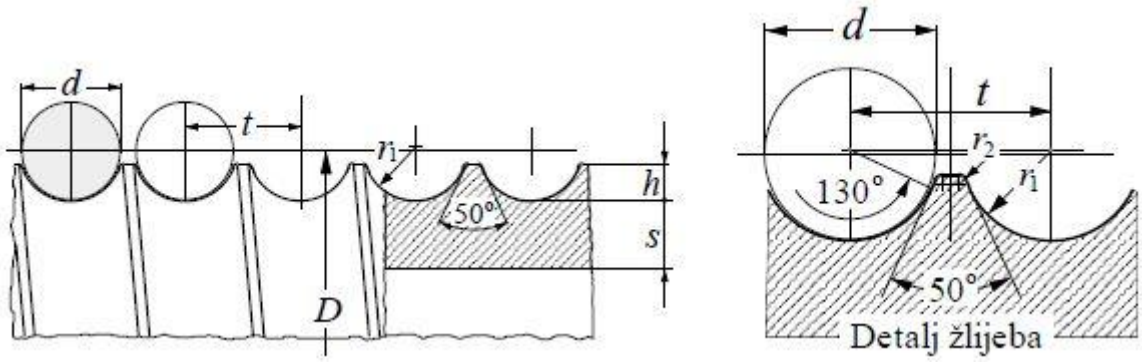
Minimalni potrebni promjer bubnja izračunava se prema poznatom izrazu (4.16).

Minimalnu potrebni odnos promjera bubnja u odnosu na promjer užeta za pogonsku grupu 2_m prema tablici 4. [Tablica 4] te iznosi $(D/d)_{min} = 18$, dok koeficijent broja pregiba užeta, kao i za slučaj užnica, iznosi $c_p = 1,12$. Prema tome, minimalni potrebni promjer bubnja iznosi:

$$D \geq 18 \cdot 1,12 \cdot 5 = 100,8\,\text{mm}\,. \tag{5.1}$$

Na temelju minimalno potrebnog promjera bubnja odabire se bešavna cijev vanjskog promjera $D_v = 101,6$ mm i debljine stjenke $\delta = 6,3$ mm proizvođača *Strojopromet* prema [6].

U nastavku su dane osnovne dimenzije ožlijebljenog bubnja i profila žlijeba bubnja [4].



Slika 6. Dimenzije ožlijebljenog bubnja i profila žlijeba [4]

Visina profila žlijeba *h* prema preporuci [4] iznosi:

$$\begin{gathered} 0,375d \leq h \leq 0,4d \\ 0,375 \cdot 5 \leq h \leq 0,4 \cdot 5 \\ 1,875 \leq h \leq 2\,, \end{gathered} \tag{5.2}$$

gdje je:

d = 5 mm – promjer užeta

Odabrana visina profila žlijeba iznosi h = 2 mm.

U nastavku [Tablica 6] su prikazane preporučene vrijednosti radijusa profila žlijeba bubnja r_2 u ovisnosti o promjeru užeta. Za promjer užeta d = 5 mm radijus profila žlijeba iznosi r_2 = 0,5 mm.

Tablica 6. Preporučene vrijednosti radijusa žlijeba u ovisnosti o promjeru užeta [4]

d, mm	3 do 9	10 do 28	29 do 37	38 do 44	45 do 54	56 do 58	60
r_2, mm	0,5	0,8	103	106	2	2,5	3

Potrebni korak užeta na bubnju iznosi

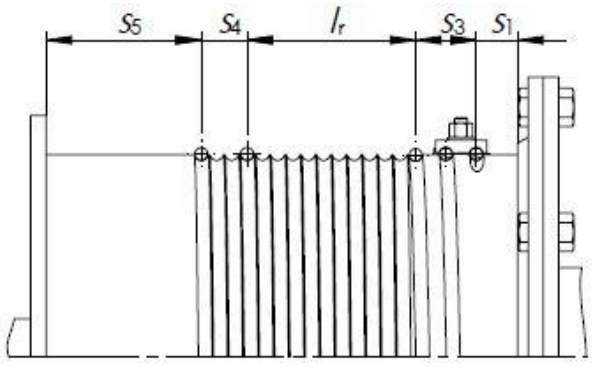
$$t \cong 1{,}15 \cdot d$$

$$t \cong 1{,}15 \cdot 5 \qquad \textbf{(5.3)}$$

$$t \cong 5{,}75\,\text{mm},$$

Odabrani korak užeta iznosi t = 6 mm.

Ostale mjere bubnja su prikazane na slici u nastavku [Slika 7]. Preporuke prema [4] su kako slijedi:



Slika 7. Ostale mjere bubnja

$$s_1 = t + (40...50) = 6 + (40...50) = 46...56\,\text{mm}, \qquad \textbf{(5.4)}$$

$$s_3 = 4 \cdot t = 4 \cdot 6 = 24\,\text{mm}, \qquad \textbf{(5.5)}$$

$$s_4 = (2{,}5...3{,}5) \cdot t = (2{,}5...3{,}5) \cdot 6 = 15...21\,\text{mm}, \qquad \textbf{(5.6)}$$

$$s_5 = (2...3) \cdot t = (2...3) \cdot 6 = 12...18\,\text{mm}. \qquad \textbf{(5.7)}$$

U konačnici odabrane mjere bubnja glase: s_1 = 22 mm, s_3 = 24 mm, s_4 = 19 mm i s_5 = 63 mm.

5.1.2. Ukupna i radna dužina bubnja

Na radni dio bubnja treba namotati $i_k \cdot H_{diz}$ dužine bubnja gdje je:

H_{diz} = 1100 mm – visina dizanja.

Stoga radna dužina bubnja iznosi:

$$l_r = \frac{i_r \cdot H_{diz}}{D \cdot \pi} \cdot t = \frac{2 \cdot 1100}{102,6 \cdot \pi} = 41\text{mm}, \quad \textbf{(5.8)}$$

gdje je:

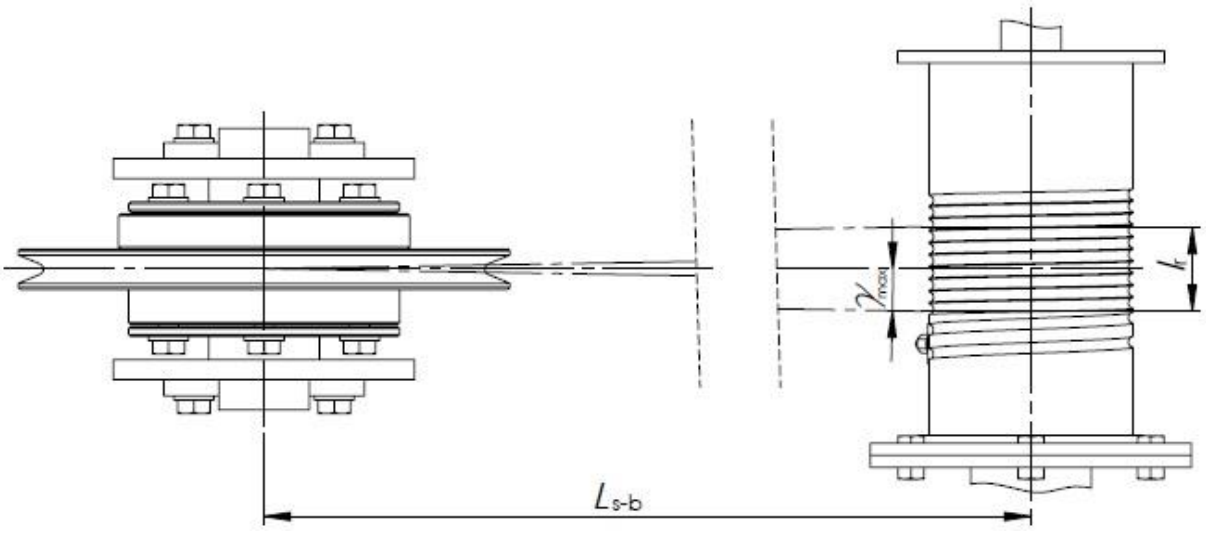
$D = D_v - 2h + d$ = 101,6 - 4 + 5 = 102,6 mm – kinematski promjer bubnja.

Konačno ukupna dužina bubnja iznosi:

$$l_b = l_r + s_1 + s_3 + s_4 + s_5 = 41 + 22 + 24 + 19 + 63 = 169\,\text{mm}. \quad \textbf{(5.9)}$$

5.1.3. Provjera napadnog kuta užeta

Napadni kut užeta predstavlja otklon užeta koji treba biti unutar dozvoljene granice od γ_{dop} = 2° kako bi se produljio vijek trajanja užeta. Otklon užeta se kontrolira između bubnja i skretne užnice kao što je prikazano na slici u nastavku [Slika 8].



Slika 8. Napadni kut užeta

Napadni kut računamo prema sljedećem izrazu:

$$\gamma_{max} = \text{arctg}\left(\frac{l_r}{2 \cdot L_{s\text{-}b}}\right) = \text{arctg}\left(\frac{41}{2 \cdot 1325}\right) = 0,88°, \quad \textbf{(5.10)}$$

gdje je:

$L_{s\text{-}b}$ = 1325 mm – udaljenost između skretne užnice i bubnja.

S obzirom da je maksimalni napadni kut užeta manji od dopuštenog, odnosno $\gamma_{dop} = 2° \geq \gamma_{max} = 0{,}88°$, zaključujemo da je otklon užeta unutar dopuštenih granica.

5.1.4. Proračun stjenke bubnja

Stjenka bubnja opterećena je na uvijanje, savijanje i prolom. Opterećenje uvijanjem može se zanemariti jer je torzijsko naprezanje najčešće jako malo, dok opterećenje uslijed savijanja bubnja dolazi do izražaja kod dugačkih bubnjeva. Prolom predstavlja naprezanje nastalo namatanjem užeta na bubanj čime se stjenka bubnja steže, slično djelovanju vanjskog tlaka. Stjenka bubnja se prvenstveno dimenzionira prema naprezanjima uslijed namatanja užeta.

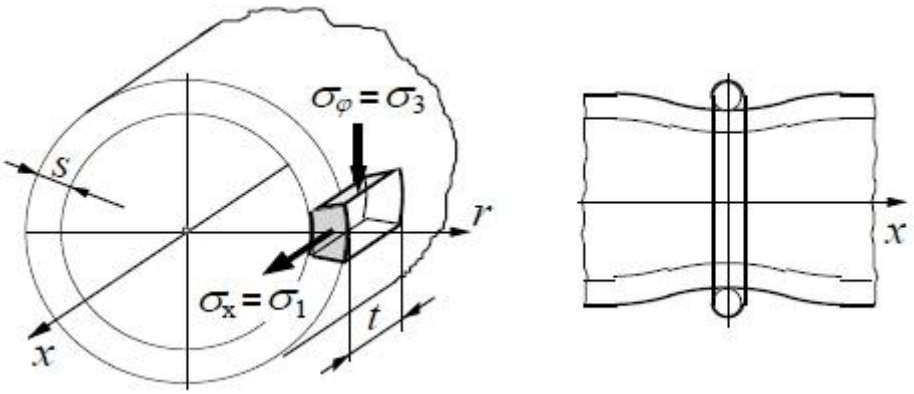
Promjer bubnja relevantan za daljnji proračun iznosi:

$$D_b = D - 2 \cdot h = 101{,}6 - 2 \cdot 2 = 97{,}6\,\text{mm}\,. \tag{5.11}$$

Nosiva debljina stjenke bubnja jednaka je:

$$s = \delta - h = 6{,}3 - 2 = 4{,}3\,\text{mm}\,. \tag{5.12}$$

5.1.4.1. Naprezanje uslijed namatanja užeta



Slika 9. Naprezanje elementa stjenke bubnja i lokalno savijanje ljuske bubnja

1) Cirkularno (tlačno) naprezanje

$$\sigma_\varphi = -0{,}5 \cdot \frac{F_u}{t \cdot s} = -0{,}5 \cdot \frac{2720}{6 \cdot 4{,}3} = -53\,\text{MPa}\,. \tag{5.13}$$

Dopušteno cirkularno naprezanje za materijal S235JR prema [4] iznosi $|\sigma_{\varphi,dop}|$ = 100 MPa. Pošto je apsolutna vrijednost cirkularnog naprezanja manja od apsolutno dopuštene, odnosno $|\sigma_\varphi|$ = 53 MPa < $|\sigma_{\varphi,dop}|$ = 100 MPa, bubanj zadovoljava na cirkularno naprezanje.

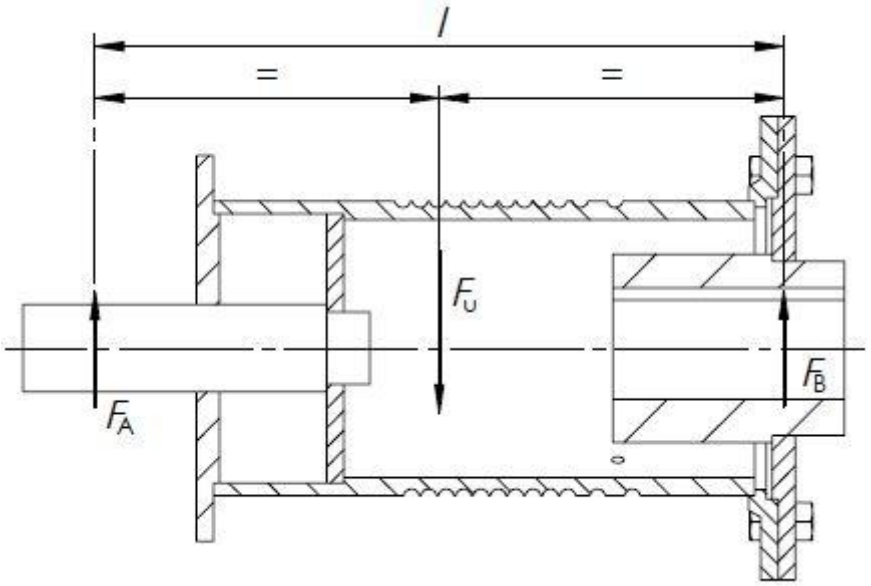
2) Normalno naprezanje (od lokalnog savijanja stjenke na mjestu namatanja)

$$\sigma_x = 0,96 \cdot F_u \cdot \sqrt{\frac{1}{D_b \cdot s^3}} = 0,96 \cdot 2720 \cdot \sqrt{\frac{1}{97,6 \cdot 4,3^3}} = 30\,\text{MPa}\,. \qquad \textbf{(5.14)}$$

Dopušteno normalno naprezanje (od lokalnog savijanja stjenke na mjestu namatanja) za materijal S235JR prema [4] iznosi $\sigma_{x,dop}$ = 50 MPa. Pošto je normalno naprezanje manje od dopuštenog, odnosno σ_x = 30 MPa < $\sigma_{x,dop}$ = 50 MPa, bubanj zadovoljava na normalno naprezanje.

5.1.4.2. Naprezanje uslijed savijanja bubnja

Najnepovoljniji slučaj naprezanja bubnja uslijed savojnog opterećenja ostvaruje se kada se uže nalazi na sredini između dva oslonca kao što je prikazano na slici u nastavku [Slika 10]. Radi jednostavnosti proračuna bubanj će se razmatrati kao greda oslonjena na dva oslonca. Također, težina bubnja se može zanemariti budući da je opterećenje užetom mnogo veće.



Slika 10. Prikaz savijanja stjenke bubnja

Moment savijanja tada iznosi:

$$M_{max} = \frac{F_u \cdot l}{4} = \frac{2720 \cdot 218}{4} = 148200\,\text{Nmm}\,, \qquad \textbf{(5.15)}$$

gdje je:

l = 218 mm – udaljenost između dvaju oslonaca.

Moment otpora presjeka bubnja računa se prema sljedećem izrazu:

$$W_{\mathrm{b}} = \frac{I_{\mathrm{b}}}{\frac{D}{2}} = \frac{\frac{D_b^4 \cdot \pi}{64} - \frac{d_u^4 \cdot \pi}{64}}{\frac{D}{2}} = \frac{\pi}{32 \cdot D} \cdot \left(D_b^4 - d_u^4 \right), \tag{5.16}$$

gdje je:

$d_{\mathrm{u}} = D - 2\delta = 101{,}6 - 2 \cdot 6{,}3 = 89$ mm – unutarnji promjer bubnja.

Prema top moment otpora presjeka bubnja iznosi:

$$W_{\mathrm{b}} = \frac{\pi}{32 \cdot 101{,}6} \cdot \left(97{,}6^4 - 89^4 \right) = 27054\,\mathrm{mm}^3, \tag{5.17}$$

Konačno naprezanje uslijed savijanja bubnja iznosi:

$$\sigma_{\mathrm{f}} = \frac{M_{\max}}{W_{\mathrm{b}}} = \frac{148200}{27054} = 5\,\mathrm{MPa}\,. \tag{5.18}$$

5.1.4.3. Ekvivalentno naprezanje glavnog dijela bubnja

Ako razmotrimo izračunata naprezanja možemo lako izraziti glavna naprezanja elementa kao što vidimo u nastavku:

$$\sigma_1 = \sigma_x + \sigma_f = 30 + 5 = 35\,\mathrm{MPa}\,, \tag{5.19}$$

$$\sigma_2 = 0\,\mathrm{MPa} \text{ i} \tag{5.20}$$

$$\sigma_3 = \sigma_\varphi = -53\,\mathrm{MPa}\,. \tag{5.21}$$

Ekvivalentno naprezanje prema teoriji najvećeg posmičnog naprezanja [7] glasi:

$$\sigma_{\mathrm{ekv}} = \sigma_1 - \sigma_3 = 35 - (-53) = 88\,\mathrm{MPa}\,. \tag{5.22}$$

Dopušteno naprezanje za čelik S235JR iznosi:

$$\sigma_{\mathrm{dop}} = \frac{R_{\mathrm{e}}}{S} = \frac{235}{2{,}5} = 94\,\mathrm{MPa}\,, \tag{5.23}$$

gdje je:

$R_{\mathrm{e}} = 235$ MPa – prema [1] za čelik S235JR i

$S = 2{,}5$ – potrebna sigurnost bubnja.

Kako je dopušteno naprezanje veće od stvarnog naprezanja, odnosno $\sigma_{\mathrm{dop}} = 94$ MPa $\geq \sigma_{\mathrm{ekv}} = 88$ MPa, glavni dio bubanja zadovoljava.

5.1.5. Provjera čeone ploče bubnja

Potrebna debljina čeone ploče bubnja, za bubanj u zavarenoj izvedbi, računa se iz sljedećeg izraza [4]:

$$\sigma = 1,44 \cdot \left(1 - \frac{2}{3}\frac{D_1}{D_v}\right) \cdot \frac{F_H}{w^2} \leq \sigma_{dop} = \frac{R_e}{S}. \qquad \textbf{(5.24)}$$

Iz čega se dobiva izraz:

$$w \geq \sqrt{1,44 \cdot \left(1 - \frac{2}{3}\frac{D_1}{D_v}\right) \cdot \frac{F_H}{\sigma_{dop}}}, \qquad \textbf{(5.25)}$$

gdje je:

D_1 = 60 mm – promjer glavine bubnja,

$F_H = 0,1 \cdot \underline{F}_u = 0,1 \cdot 2720 = 272$ N – iznos horizontalne sile prema [4] i

σ_{dop} = 96 MPa – dopušteno naprezanje za materijal S235JR prema [1] uz S = 2,5.

Prema tome, potrebna debljina čelične ploče bubnja je:

$$w \geq \sqrt{1,44 \cdot \left(1 - \frac{2}{3}\frac{60}{101,6}\right) \cdot \frac{272}{96}} = 1,6\,\text{mm}. \qquad \textbf{(5.26)}$$

Odabrana debljina čeone ploče bubnja je w = 8 mm.

5.1.6. Veza čeone ploče i bubnja

Veza čeone ploče i bubnja ostvaruje se vijčanim spojem. Kod proračuna potrebnog broja vijaka pretpostavljen je prijenos okretnog momenta isključivo trenjem između čeone ploče i bubnja koje je posljedica pritezanja vijaka. Prema tome proračun se provodi prema sljedećem izrazu:

$$F_u \cdot \frac{D}{2} \leq n \cdot \mu \cdot F_N \cdot \frac{d_7}{2}, \qquad \textbf{(5.27)}$$

gdje je:

n – broj vijaka u spoju,

μ = 0,2 – faktor trenja za čelik/čelik prema [1],

$F_N = \sigma_{dop} \cdot A_j$ – normalna sila u vijku i

d_7 = 138 mm – promjer na kojem su smješteni vijci.

Odabrani su vijci M8, kvalitete 5.6 koji imaju granicu tečenja R_e = 300 MPa, te prema [1] ima površinu jezgre A_j = 32,8 mm^2. Uz odabranu sigurnost S = 2,5 dobivamo dopušteno naprezanje vijaka:

$$\sigma_{dop} = \frac{R_e}{S} = \frac{300}{2,5} = 120\,\text{MPa}\,. \tag{5.28}$$

Uvrštavanjem odgovarajućih vrijednosti u prethodni izraz (5.27) dobivamo potreban broj vijaka:

$$n \geq \frac{F_u \cdot D}{\mu \cdot \sigma_{dop} \cdot A_j \cdot d_7} = \frac{2720 \cdot 102,6}{0,2 \cdot 120 \cdot 32,8 \cdot 138} = 2,57\,. \tag{5.29}$$

Odabrano je ukupno 6 vijaka M8 kvalitete 5.6.

5.1.7. Proračun osovine bubnja

Potrebni promjer osovine bubnja računa se prema izrazu:

$$d_{os} \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot l_A \cdot F_{A.max}}{\pi \cdot \sigma_{dop}}}\,, \tag{5.30}$$

gdje je:

l_A = 35 mm –udaljenost ležajne jedinice bubnja od čeone ploče,

σdop = 75...100 MPa = 75 MPa – dopušteno naprezanje osovine bubnja prema [4] i

$F_{A,max}$ – najveću silu u ležaju u osloncu A (prema [Slika 10]) koje se proračunava prema jednadžbi statike za najnepovoljniji slučaj.

Prema tome najveću silu u ležaju $F_{A,max}$ računamo prema:

$$F_{A.max} = \frac{F_u \cdot l_B}{l} = \frac{2720 \cdot 90}{210} = 1166\,\text{N}\,, \tag{5.31}$$

gdje je:

l_B = 90 mm – najveća udaljenost užeta od oslonca B (prema [Slika 10]).

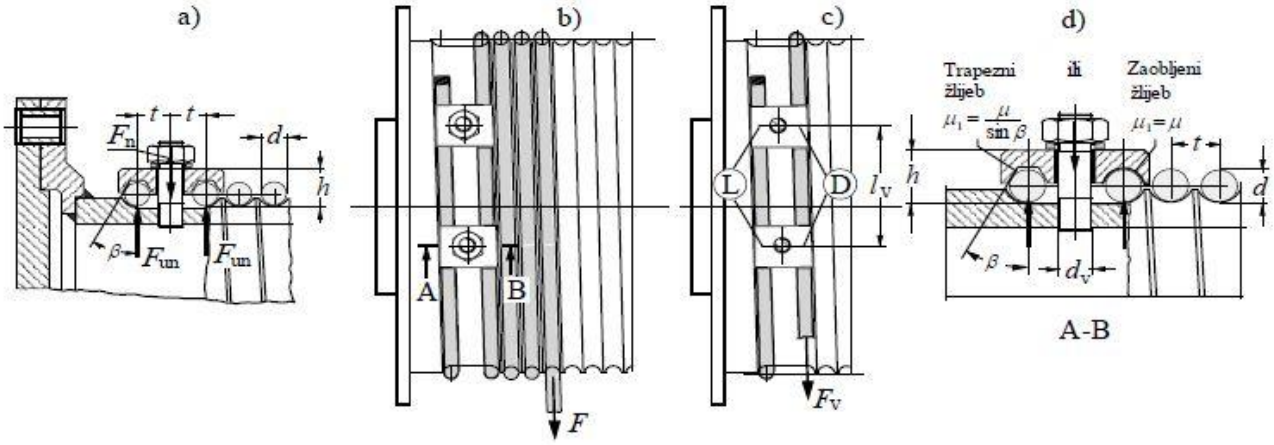
Prema tome potrebni promjer osovine bubnja iznosi:

$$d_{os} \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 35 \cdot 1166}{\pi \cdot 75}} = 17,7\,\text{mm}\,. \tag{5.32}$$

Konačno odabrana je osovina promjera 30 mm.

5.1.8. Veza užeta s bubnjem

Veza užeta i bubnja ostvaruje se pomoću pritisnih pločica sa zaobljenim žlijebom i odgovarajućih vijaka. U najnižem položaju tereta na bubnju ostavljamo još dva navoja užeta, ne računajući navoje koji služe za pričvršćenje užeta tako da je prije ulaska u zahvat maksimalna sila u užetu smanjena užetnim trenjem. Koeficijent trenja između bubnja i užeta prema [4] iznosi $\mu = 0{,}1$ dok je obuhvatni kut za spomenuta dva navoja jednak $\alpha = 4\pi$ rad.



Slika 11. Veza užeta s bubnjem [4]

Sila u užetu pred ulazom u vijčanu vezu stoga iznosi:

$$F_{\mathrm{v}} = \frac{F_{\mathrm{u}}}{e^{\mu\cdot\alpha}} = \frac{2720}{e^{0{,}1\cdot 4\pi}} = 774\,\mathrm{N}\,. \qquad \textbf{(5.33)}$$

Ukupna normalna sila koja mora djelovati na uže iznosi

$$F_{\mathrm{N}} = 2\cdot\frac{F_{\mathrm{v}}}{\left(\mu+\mu_1\right)\left(e^{\mu\cdot\alpha}+1\right)} = 2\cdot\frac{774}{\left(0{,}1+0{,}1\right)\left(e^{0{,}1\cdot 2\pi}+1\right)} = 2693\,\mathrm{N}\,, \qquad \textbf{(5.34)}$$

gdje je:

$\mu_1 = \mu = 0{,}1$ – ekvivalentni koeficijent trenja zaobljenog žlijeba prema [4] i

$\alpha = 2\pi$ rad – obuhvatni kut užeta nakon ulaska u vijčanu vezu.

Potreban broj vijaka prema opterećenju na vlak i savijanje izračunava se prema sljedećem izrazu:

$$z \geq \frac{F_{\mathrm{N}}}{\sigma_{\mathrm{dop}}}\left(\frac{1{,}3}{A_{\mathrm{j}}} + \frac{32\cdot\mu_1\cdot h}{\pi\cdot d_1^3}\right). \qquad \textbf{(5.35)}$$

Odabiru se vijci M5, kvalitete 8.8 granice tečenja $R_{\mathrm{e}} = 640$ MPa, promjera jezgre $d_1 = 4{,}134$ mm, te površine jezgre $A_{\mathrm{j}} = 12{,}7$ mm^2 (prema [1]). Shodno dopušteno naprezanje ovih vijaka uz sigurnost S = 2,5 iznosi:

$$\sigma_{\text{dop}} = \frac{R_e}{S} = \frac{640}{2,5} = 256\,\text{MPa}\,. \tag{5.36}$$

Odabrana vrijednost visine pritisne pločice h prema slici 11 [Slika 11] iznosi *h* = 8 mm. Prema tome potreban broj vijaka veze užeta i bubnja iznosi:

$$z \geq \frac{2693}{256}\left(\frac{1,3}{12,7} + \frac{32 \cdot 0,1 \cdot 8}{\pi \cdot 4,134^3}\right) = 2,3\,. \tag{5.37}$$

Veza užeta s bubnjem ostvarit će se pomoću 3 vijka M5 kvalitete 8.8.

Vijci se postavljaju po obodu bubnja na razmaku $l\text{v} \geq 5 \cdot \text{d} = 5 \cdot 5 = 25$ mm iz čega proizlazi minimalno potreban kut između pritisnih pločica:

$$\zeta \geq \frac{2 \cdot l_{\text{v}}}{D} = \frac{2 \cdot 25}{102,6} = 0,487\,\text{rad} = 27,92\,°\,. \tag{5.38}$$

Odabrani kut između pritisnih pločica iznosi $\zeta = 30°$.

5.1.9. Odabir ležajne jedinice bubnja

Ekvivalentno dinamičko radijalno opterećenje ležaja bubnja P_{r} iznosi:

$$P_{\text{r}} = F_{\text{A,max}} = 1166\,\text{N}\,. \tag{5.39}$$

Kao ležajno mjesto bubnja odabrana je ležajna jedinica SY 30 TR proizvođača *SKF*, dinamičke nosivosti *C* = 19,5 kN.

Dinamičko opterećenje ležaja C_1 računamo prema izrazu:

$$C_1 = P_{\text{r}} \cdot \left(\frac{60 \cdot n_{\text{m}} \cdot L_{\text{10h_min}}}{10^6}\right)^{\frac{1}{\varepsilon}}, \tag{5.40}$$

gdje je:

$n_{\text{m}} = \frac{v_{\text{diz}} \cdot i_{\text{k}}}{D \cdot \pi} = \frac{16 \cdot 2}{0,1026 \cdot \pi} = 99,3\,\text{min}^{-1}$ – brzina vrtnje ležaja,

$\varepsilon = 3$ – eksponent vijeka trajanja za kuglične ležajeve i

$L_{\text{10h_min}} = 10000$ h – zahtijevani nazivni vijek trajanja ležaja u satima.

Prema tome, dinamičko opterećenje ležaja iznosi:

$$C_1 = 1,166 \cdot \left(\frac{60 \cdot 99,3 \cdot 10000}{10^6}\right)^{\frac{1}{3}} = 4,6\,\text{kN}\,. \tag{5.41}$$

Kako je dinamička nosivost odabranog ležaja veća od dinamičkog opterećenja ležaja, odnosno $C = 19{,}5\ \text{kN} \geq C_1 = 4{,}6\ \text{kN}$, odabrani ležaj zadovoljava.

5.2. Odabir pogona mehanizma za dizanje tereta

Potrebna snaga elektromotora za podizanje tereta se može izračunati prema sljedećem izrazu:

$$P_{\text{EM}} = \frac{Q_t \cdot g \cdot v_{\text{diz}}}{\eta_{\text{uk}}}. \tag{5.42}$$

Brzina dizanja tereta zadana je zadatkom te ona iznosi $v_{\text{diz}} = 16\ \text{m/min} = 0{,}2667\ \text{m/s}$, dok se ukupna iskoristivost mehanizma za dizanje tereta η_{uk} dobiva množenjem pojedinačnih stupnjeva korisnosti unutar mehanizma prema sljedećem izrazu:

$$\eta_{\text{uk}} = \eta_{\text{kol}} \cdot \eta_{\text{b}} \cdot \eta_{\text{red}} \cdot \eta_{\text{k}} = 0{,}99 \cdot 0{,}98 \cdot 0{,}96 \cdot 0{,}97 = 0{,}9, \tag{5.43}$$

gdje je:

$\eta_{\text{kol}} = 0{,}97$ – stupanj djelovanja koloturnika izračunat u izrazu (4.12),

$\eta_{\text{b}} = 0{,}98$ – stupanj djelovanja bubnja,

$\eta_{\text{red}} = 0{,}96$ – pretpostavljeni stupanj djelovanja reduktora i

$\eta_{\text{k}} = 0{,}99$ – stupanj djelovanja kočnice.

Prema tome potrebna snaga elektromotora za pokretanje mehanizma za podizanje tereta iznosi:

$$P_{\text{EM}} = \frac{538 \cdot 9{,}81 \cdot 0{,}2667}{0{,}9} = 1564\,\text{W}. \tag{5.44}$$

Kako bi našli prikladan sklop elektromotora s reduktorom potrebno je još naći potrebnu brzinu vrtnje na izlazu reduktora kako bi se zadovoljila brzina dizanja zadana zadatkom. Brzina vrtnje na izlazu iz reduktora je jednaka brzini vrtnje ležajne jedinice bubnja koju smo već izračunali i koja iznosi $n_{\text{m}} = 99{,}3\ \text{min}^{-1}$.

Na web stranici proizvođača *Watt drive* preko alata za odabir sklopa motor reduktora [8] odabran je sklop elektromotora s reduktorom i ugrađenom kočnicom oznake KU 50A 3C 100L-06E-TH-TF-BR32 čije su specifikacije prikazane u tablici u nastavku [Tablica 7].

Tablica 7. Specifikacije odabranog motora s reduktorom za dizanje tereta

Nazivna snaga elektromotora	P	1,5 kW
Nazivna brzina vrtnje elektromotora	n_1	950 min^{-1}
Brzina vrtnje izlaznog vratila reduktora	n_2	98 min^{-1}
Nazivni moment elektromotora	M_1	15 Nm
Okretni moment izlaznog vratila reduktora	M_2	147 Nm
Maksimalni moment kočnice elektromotora	M_k	32 Nm
Prijenosni omjer reduktora	i_red	9,74
Ukupna masa sklopa elektromotora	m_uk	48,9 kg

5.2.1. Provjera odabranog sklopa elektromotora s obzirom na izlazni moment

Najveći potrebni okretni moment na izlaznom vratilu reduktora dobivamo iz sile u užetu i promjera bubnja. Stoga potrebni okretni moment iznosi:

$$M_{2,\text{potr}} = F_\text{u} \cdot \frac{D}{2} = 2720 \cdot \frac{0{,}1026}{2} = 140\,\text{Nm}. \qquad \textbf{(5.45)}$$

S obzirom da je okretni moment na izlaznom vratilu reduktora veći od potrebnog izračunatog, odnosno M_2 = 147 Nm ≥ $M_{2,\text{potr}}$ = 140 Nm, odabrani sklop elektromotora i reduktora zadovoljava s obzirom na potrebni izlazni okretni moment.

5.2.2. Provjera ugrađene kočnice

Potrebni moment kočenja može se izračunati prema sljedećem izrazu:

$$M_{\text{k,potr}} = M_\text{st} \cdot \nu_\text{k}. \qquad \textbf{(5.46)}$$

Statički moment M_st dobije se iz izraza:

$$M_\text{st} = Q_\text{t} \cdot g \cdot \frac{v_\text{d}}{\omega_1} \cdot \eta_\text{koč} = Q_\text{t} \cdot g \cdot \frac{v_\text{d}}{2\pi \cdot \frac{n_1}{60}} \cdot \left(2 - \frac{1}{\eta_\text{uk}}\right). \qquad \textbf{(5.47)}$$

Uvrštavanjem potrebnih veličina dobiva se statički moment kočenja:

$$M_\text{st} = 538 \cdot 9{,}81 \cdot \frac{0{,}2667}{2\pi \cdot \frac{950}{60}} \cdot \left(2 - \frac{1}{0{,}9}\right) = 12{,}6\,\text{Nm}. \qquad \textbf{(5.48)}$$

Faktor sigurnosti (povećanja statičkog momenta) v_k određuje se prema tablici u nastavku [Tablica 8] ovisno o vrsti pogonskog mehanizma i mjestu primjene.

Tablica 8. Ovisnost faktora sigurnosti v_k o vrsti mehanizma i primjeni [4]

v_k	Vrsta mehanizma, primjena
1,3 do 1,5	ručni pogon
1,5 do 1,75	mehanizmi vožnje, okretanja i promjene dohvata
1,75 do 2,5	mehanizmi dizanja na električni pogon (laki do vrlo teški uvjeti rada)
2,0 do 4,0	s teškim zahvatnim sredstvom (grabilica, magnet), granici u ljevaonicama i sl.

S obzirom da ovaj mehanizam za dizanje tereta spada u mehanizme dizanja na električni pogon (laki do vrlo teški uvjeti rada) odabran je faktor sigurnosti $v_k = 2$.

Prema tome potrebni moment kočenja iznosi:

$$M_{k,potr} = 12,6 \cdot 2 = 25,2 \text{ Nm} . \quad \textbf{(5.49)}$$

S obzirom da je potrebni moment kočenja manji od raspoloživog momenta kočenja, odnosno $M_k = 32 \text{ Nm} \geq M_{k,potr} = 25,2 \text{ Nm}$, kočnica elektromotora zadovoljava.

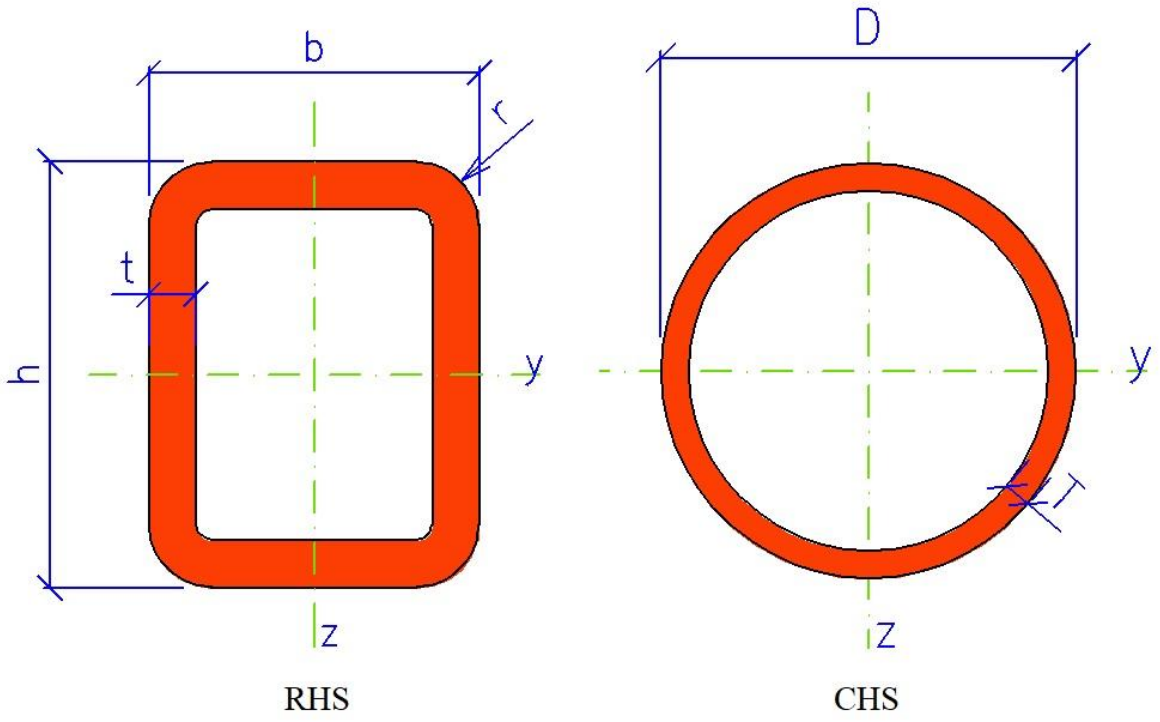
5.2.3. Provjera opterećenosti ležaja reduktora

Za odabranu izvedbu bubnja s jednom ležajnom jedinicom i zglobnim oslanjanjem na vratilo reduktora potrebno je provjeriti da li ležajevi reduktora mogu podnijeti opterećenje na bubnju. Za najveće radijalno opterećenje vratila reduktora uzeti će se sila u užetu, to jest pretpostavit će se da cijelo radijalno opterećenje bubnja preuzimaju ležajevi reduktora. Također pretpostavlja se, radi pojednostavljenja proračuna, da sila djeluje na središtu vratila iako je hvatište sile bliže reduktoru.

Iz kataloga proizvođača [9] dobivamo vrijednost dozvoljenog radijalnog opterećenja na sredini vratila F_w za vratilo izlazne dimenzije Ø30 x 60 i izlaznog okretnog momenta M_2 = 150 Nm. Ono iznosi $F_w = 7700$ N. S obzirom da je dopušteno radijalno opterećenje veće od sile u užetu, odnosno $F_w = 7700 \text{ N} \geq F_u = 2720$ N, ležajevi reduktora zadovoljavaju.

6. PRORAČUN NOSIVE KONSTRUKCIJE

Nosiva konstrukcija se u grubo može podijeliti na stup, primarni i sekundarni nosač. Stup je izrađen iz cijevnog profila CHS 219,1 x 12,5. Primarni nosač je izrađen iz profila RHS 300 x 200 x 10. Dok je sekundarni nosač izrađen iz profila RHS 250 x 150 x 10. Svi profili su prikazani na slici u nastavku [Slika 12], dok su proračunske vrijednosti prikazani u tablici [Tablica 9].



Slika 12. Dimenzije profila RHS i CHS [10]

Tablica 9. Proračunske vrijednosti profila nosive konstrukcije [10]

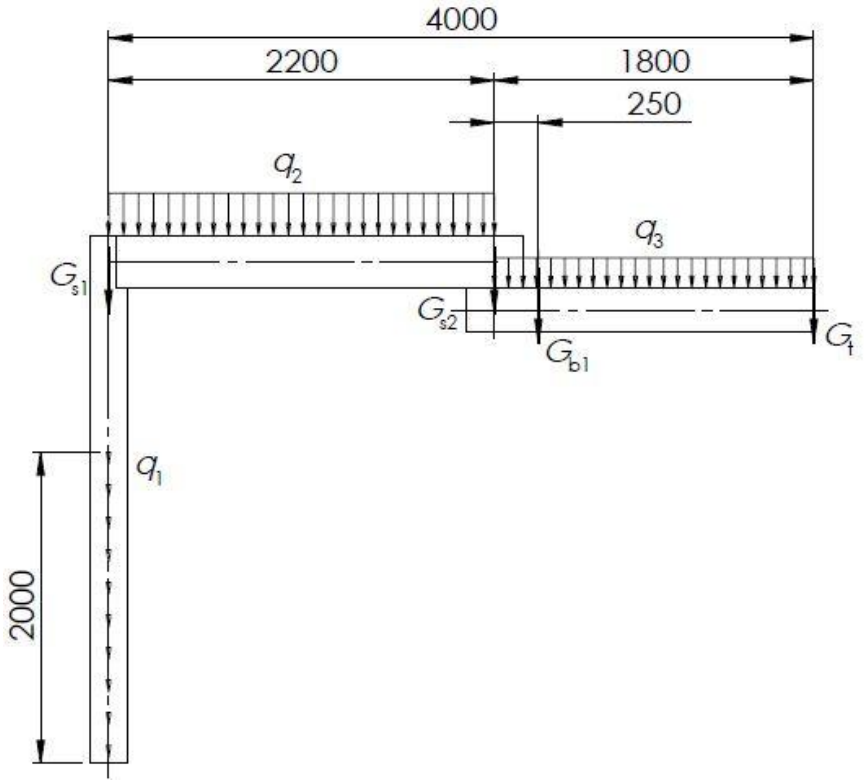
Oznaka	Nosač			Mjerna jedinica	Opis
	Primarni	Sekundarni	Stup		
A	9490	7490	8110	mm^2	Površina presjeka
I_y	$1{,}18 \cdot 10^8$	$6{,}17 \cdot 10^7$	$4{,}43 \cdot 10^7$	mm^4	Aksijalni moment tromosti oko osi y
W_y	$7{,}88 \cdot 10^5$	$4{,}94 \cdot 10^5$	$3{,}97 \cdot 10^5$	mm^3	Aksijalni moment otpora oko osi y
i_y	112	90,8	73,2	mm	Polumjer tromosti
I_t	$1{,}29 \cdot 10^8$	$6{,}09 \cdot 10^7$	$8{,}69 \cdot 10^7$	mm^4	Torzijski moment tromosti
q	74,5	58,8	63,7	kg/m^{-1}	Težina profila po metru duljine

Elementi nosive konstrukcije će se provjeravati za slučaj kada je dohvatnik ispružen [Slika 13] i za slučaj kada je sekundarni nosač zakrenut naspram za 90° naspram primarnom [Slika 18]. Potrebno je postaviti statičke jednadžbe za oba slučaja te izračunati unutarnje momente i sile u pojedinim presjecima kako bi se nosiva konstrukcija u oba slučaja mogla proračunati na čvrstoću, krutost i stabilnost.

6.1. Proračun nosive konstrukcije za slučaj ispruženog dohvatnika

6.1.1. Proračun nosive konstrukcije na čvrstoću

Na sljedećoj slici [Slika 13] prikazano je opterećenje ispruženog dohvatnika. Težina pojedinih elemenata na konstrukciji bitnih za proračun konstrukcije su prikazani u tablici u nastavku [Tablica 10].

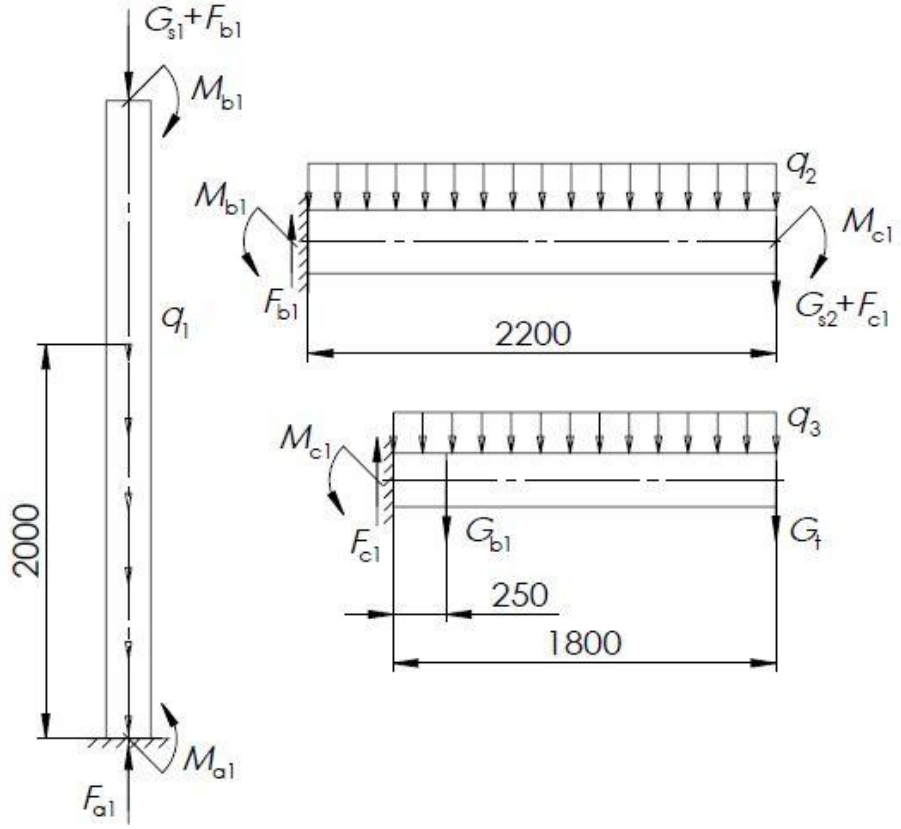


Slika 13. Prikaz opterećenog ispruženog dohvatnika

Tablica 10. Vrijednosti težina bitnih za proračun nosive konstrukcije

$G_{s1} = 309 \cdot 9{,}81 = 3031$ N	Težina primarnog zgloba konstrukcije
$G_{s2} = 169 \cdot 9{,}81 = 1658$ N	Težina sekundarnog zgloba konstrukcije
$G_{b1} = 61 \cdot 9{,}81 = 598$ N	Težina sklopa bubnja s motor reduktorom
$G_t = 538 \cdot 9{,}81 = 5278$ N	Težina maksimalnog tereta sa sklopom kuke

Radi jednostavnijeg računanja naprezanja u pojedinim dijelovima konstrukcije možemo rastaviti konstrukciju na tri dijela kao što je prikazano na slici ispod [Slika 14].



Slika 14. Statički model nosive konstrukcije u ispruženom stanju

Konačno koristeći podatke iz tablice 9 [Tablica 9], tablice 10 [Tablica 10] i slike poviše [Slika 14] možemo napisati statičke jednadžbe ravnoteže za stup, primarni dohvatnik i sekundarni dohvatnik kao što slijedi:

$$\sum F_{v3}=0 \qquad F_{c1}=G_{b1}+G_t+q_3\cdot g\cdot 1{,}8=598+5278+58{,}8\cdot 9{,}81\cdot 1{,}8=6914\,\text{N}, \qquad \textbf{(6.1)}$$

$$\sum M_{c3}=0 \qquad M_{c1}=G_{b1}\cdot 0{,}25+G_t\cdot 1{,}8+\frac{q_3\cdot g\cdot 1{,}8^2}{2}=10584\,\text{Nm}, \qquad \textbf{(6.2)}$$

$$\sum F_{v2}=0 \qquad F_{b1}=G_{s2}+F_{c1}+q_2\cdot g\cdot 2{,}2=1658+6914+74{,}5\cdot 9{,}81\cdot 2{,}2=10180\,\text{N}, \qquad \textbf{(6.3)}$$

$$\sum M_{b2}=0 \qquad M_{b1}=\left(G_{s2}+F_{c1}\right)\cdot 2{,}2+\frac{q_2\cdot g\cdot 2{,}2^2}{2}+M_{c1}=31211\,\text{Nm}, \qquad \textbf{(6.4)}$$

$$\sum F_{v1}=0 \qquad F_{a1}=G_{s1}+F_{b1}+q_1\cdot g\cdot 2=3031+10180+63{,}7\cdot 9{,}81\cdot 2=14460\,\text{N} \text{ i} \qquad \textbf{(6.5)}$$

$$\sum M_{a1}=0 \qquad M_{a1}=M_{b1}=31211\,\text{Nm}. \qquad \textbf{(6.6)}$$

Kod proračuna nosive konstrukcije na čvrstoću za slučaj ispruženog dohvatnika uzimamo u obzir samo savijanje zbog zanemarivo malog utjecaja drugih naprezanja. Shodno jednadžba za proračun konstrukcije na savijanje glasi:

$$\sigma_{\mathrm{f},i} = \frac{M_i}{W_i} \leq \sigma_{\mathrm{dop}}. \tag{6.7}$$

Potrebne vrijednosti za izračunavanje naprezanja očitavamo iz tablice 9. [Tablica 9] i jednadžbi: (6.2), (6.4) i (6.6). Dopušteno naprezanje za dva nosača računamo prema:

$$\sigma_{\mathrm{f,dop}} = \frac{\sigma_{\mathrm{f,DI}}}{S} = \frac{300}{2,5} = 120\,\mathrm{MPa}, \tag{6.8}$$

gdje je:

$\sigma_{\mathrm{f,DI}}$ = 300 MPa – prema [1] za čelik S235JR i

S = 2,5 – potrebna sigurnost nosača.

Dok dopušteno naprezanje za stup računamo prema:

$$\sigma_{\mathrm{f,dop}} = \frac{\sigma_{\mathrm{f,DN}}}{S} = \frac{170}{2} = 85\,\mathrm{MPa}, \tag{6.9}$$

gdje je:

$\sigma_{\mathrm{f,DN}}$ = 170 MPa – prema [1] za čelik S235JR i

S = 2 – potrebna sigurnost stupa.

Konačno uvrštavanjem vrijednosti u jednadžbu (6.7) dobivamo:

$$\sigma_{\mathrm{f,a1}} = \frac{M_{\mathrm{a1}}}{W_1} = \frac{31211000}{3,97 \cdot 10^5} = 79\,\mathrm{MPa} \leq \sigma_{\mathrm{dop}} = 85\,\mathrm{MPa}, \tag{6.10}$$

$$\sigma_{\mathrm{f,b1}} = \frac{M_{\mathrm{b1}}}{W_2} = \frac{31211000}{7,88 \cdot 10^5} = 40\,\mathrm{MPa} \leq \sigma_{\mathrm{dop}} = 120\,\mathrm{MPa} \text{ i} \tag{6.11}$$

$$\sigma_{\mathrm{f,c1}} = \frac{M_{\mathrm{c1}}}{W_3} = \frac{10584000}{4,94 \cdot 10^5} = 21\,\mathrm{MPa} \leq \sigma_{\mathrm{dop}} = 120\,\mathrm{MPa}. \tag{6.12}$$

S obzirom da su dopuštena naprezanja veća od stvarnih, kao što je prikazano u tri jednadžbe poviše, nosiva konstrukcija u slučaju ispruženog dohvatnika zadovoljava na čvrstoću.

6.1.2. Proračun nosive konstrukcije na krutost

Kod proračuna nosive konstrukcije na krutost potrebno je kontrolirati progib dvaju nosača prilikom opterećenja maksimalnim teretom tako da vrijedi:

$$w_1 \leq w_{dop} = \frac{L}{600} = \frac{4000}{600} = 6,67\,\text{mm}, \tag{6.13}$$

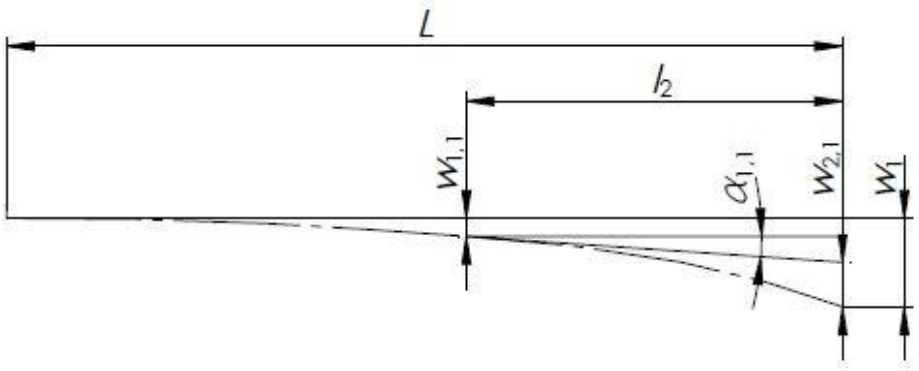
gdje je w_{dop} definiran preko duljine nosača prema [4].

Kako bi se izračunao ukupan progib nosača potrebno je izračunati progib i nagib prvog nosača i progib drugog kao zasebne konzole. Tada koristeći te podatke možemo izračunati ukupan nagib nosača prema izrazu:

$$w_1 = w_{1,1} + w_{2,1} + \alpha_{1,1} \cdot l_2, \tag{6.14}$$

gdje je:

l_2 = 1800 mm – duljina sekundarnog nosača.



Slika 15. Prikaz progiba nosive konstrukcije

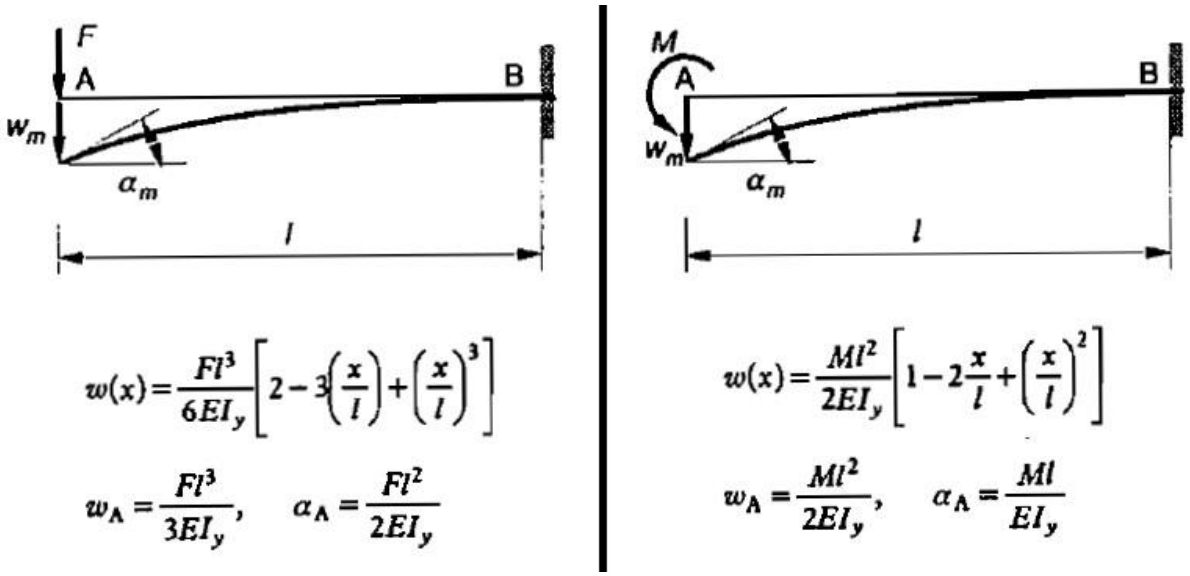
6.1.2.1. Proračun progiba i nagiba primarnog nosača kao zasebne konzole

Progib i nagib nosača računamo preko gotovih formula kao što su prikazane na slici u nastavku [Slika 16]. Koristeći iste možemo napisati izraze za progib i zakret nosača:

$$w_{1,1} = \frac{F_{\text{ekv_1,1}} \cdot l_1^3}{3 \cdot E \cdot I_2} + \frac{M_{\text{ekv_1,1}} \cdot l_1^2}{2 \cdot E \cdot I_2} \text{ i} \tag{6.15}$$

$$\alpha_{1,1} = \frac{F_{\text{ekv_1,1}} \cdot l_1^2}{2 \cdot E \cdot I_2} + \frac{M_{\text{ekv_1,1}} \cdot l_1}{E \cdot I_2}, \tag{6.16}$$

gdje su $F_{\text{ekv1,1}}$ i $M_{\text{ekv1,1}}$ rezultante svođenja sila koje utječu na savijanje, samim time i progibanje, primarnog nosača na rub nosača. Potrebno je spomenuti da kontinuirana naprezanja q_2 i q_3 svodimo na sile, umjesto korištenja dodatnih gotovih formula za kontinuirano naprezanje, samim time radimo svjesnu grešku u proračunu, u svrhu pojednostavljenja istog, koja je dovoljno mala da je zanemariva.



Slika 16. Gotove formule za izračun progiba [11]

Nadalje silu $F_{ekv_1,1}$ i moment $M_{ekv_1,1}$ svodimo na rub primarnog nosača uz pomoć slike opterećenog ispruženog dohvatnika [Slika 13]. Oni glase:

$$F_{ekv_1,1} = G_t + G_{b1} + G_{s2} + q_3 \cdot g \cdot 1,8 + q_2 \cdot g \cdot 2,2$$
$$F_{ekv_1,1} = 5278 + 598 + 1658 + 58,8 \cdot 9,81 \cdot 1,8 + 74,5 \cdot 9,81 \cdot 2,2 = 10180\,\text{N} \quad \text{i} \qquad \textbf{(6.17)}$$

$$M_{ekv_1,1} = M_{c1} - \frac{q_2 \cdot g \cdot 2,2^2}{2} = 10584 - \frac{74,5 \cdot 9,81 \cdot 2,2^2}{2} = 8815\,\text{Nm} \qquad \textbf{(6.18)}$$

Konačno uvrštavanjem dobivenih vrijednosti u prethodni izraz (6.15) i (6.16) dobivamo:

$$w_{1,1} = \frac{10180 \cdot 2200^3}{3 \cdot 210000 \cdot 1,18 \cdot 10^8} + \frac{8815000 \cdot 2200^2}{2 \cdot 210000 \cdot 1,18 \cdot 10^8} = 2,32\,\text{mm}, \qquad \textbf{(6.19)}$$

$$\alpha_{1,1} = \frac{10180 \cdot 2200^2}{2 \cdot 210000 \cdot 1,18 \cdot 10^8} + \frac{8815000 \cdot 2200}{210000 \cdot 1,18 \cdot 10^8} = 1,78 \cdot 10^{-3}\,\text{rad}. \qquad \textbf{(6.20)}$$

6.1.2.2. Proračun progiba sekundarnog nosača kao zasebne konzole

Progib računamo ekvivalentno točki prije (6.1.2.1). Tako da još jednom koristimo sliku s gotovim formulama za izračun progiba [Slika 16] da dobijemo jednadžbu progiba za sekundarni nosač:

$$w_{2,1} = \frac{F_{ekv_2,1} \cdot l_2^3}{3 \cdot E \cdot I_3} + \frac{M_{ekv_2,1} \cdot l_2^2}{2 \cdot E \cdot I_3}, \qquad \textbf{(6.21)}$$

gdje još jednom silu $F_{ekv_2,1}$ i moment $M_{ekv_2,1}$ (ovaj put za sekundarni nosač), uz pomoć slike opterećenog ispruženog dohvatnika [Slika 13], računamo prema izrazu:

$$F_{ekv_2,1} = G_t + G_{b1} + q_3 \cdot g \cdot 1,8$$
$$F_{ekv_2,1} = 5278 + 598 + 58,8 \cdot 9,81 \cdot 1,8 = 6914\,\text{N} \quad \text{i} \qquad \textbf{(6.22)}$$

$$M_{ekv_2,1} = -G_{b1} \cdot (1,8 - 0,25) - \frac{q_3 \cdot g \cdot 1,8^2}{2}$$
$$M_{ekv_2,1} = -598 \cdot (1,8 - 0,25) - \frac{58,8 \cdot 9,81 \cdot 1,8^2}{2} = -1861\,\text{Nm} \quad . \qquad \textbf{(6.23)}$$

Sada možemo uvrstiti vrijednosti za izračun progiba sekundarnog nosača te dobivamo:

$$w_{2,1} = \frac{6914 \cdot 1800^3}{3 \cdot 210000 \cdot 6,17 \cdot 10^7} - \frac{1861000 \cdot 1800^2}{2 \cdot 210000 \cdot 6,17 \cdot 10^7} = 0,80\,\text{mm}\,, \qquad \textbf{(6.24)}$$

6.1.2.3. Kontrola progiba nosača

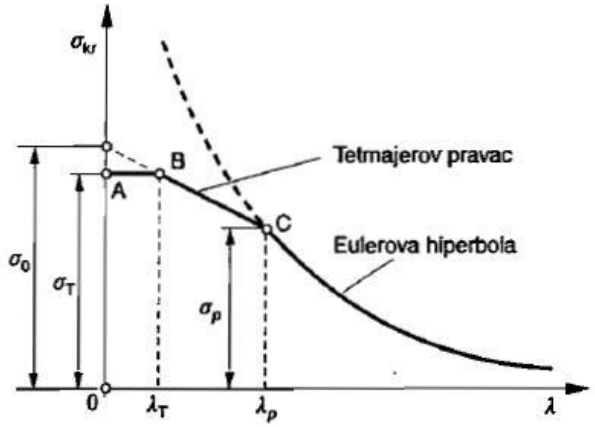
Koristeći već zadane izraze (6.13) i (6.14) te upravo izračunate vrijednosti (6.19), (6.20) i (6.24) dobivamo izraz koji glasi:

$$w_1 = 2,32 + 0,80 + 1,78 \cdot 10^{-3} \cdot 1800 = 6,32\,\text{mm} \le w_{dop} = 6,67\,\text{mm}\,, \qquad \textbf{(6.25)}$$

što znači da nosač za slučaj ispruženog dohvatnika zadovoljava uvjet krutosti.

6.1.3. Proračun nosive konstrukcije na stabilnost

Ako pogledamo dijagram ovisnosti kritičnog naprezanja o vitkosti štapa [Slika 17] zaključujemo da prvo trebamo izračunati vitkost štapa λ i usporediti je s granicom proporcionalnosti λ_p kako bi znali u kojem se području nalazimo.



Slika 17. Ovisnost kritičnog naprezanja o vitkosti štapa [11]

Vitkost štapa λ računamo prema izrazu:

$$\lambda = \frac{l_o}{i_{min}} = \frac{2 \cdot H}{i_{min}} = \frac{2 \cdot 3000}{73,2} = 82\,, \qquad \textbf{(6.26)}$$

gdje je:

l_o – slobodna duljina izvijanja štapa i

i_{min} = 73,2 mm – minimalni polumjer tromosti [Tablica 9].

Dok granicu proporcionalnosti očitavamo za meki čelik prema [1] kao $\lambda_p = 105$.

S obzirom da je vitkost štapa manja od granice proporcionalnosti kritično naprezanje uslijed izvijanja računamo prema izrazu [1]:

$$\sigma_{kr} = 310 - 1{,}14\lambda = 310 - 1{,}14 \cdot 82 = 217\,\text{MPa}, \tag{6.27}$$

Konačno možemo izračunati dopušteno aksijalno opterećenje stupa prema izrazu:

$$F_{dop} = \frac{F_{kr}}{S} = \frac{\sigma_{kr} \cdot A}{S} = \frac{217 \cdot 8110}{5} = 352\,\text{kN}, \tag{6.28}$$

gdje je:

A = 8110 mm2 – Površina presjeka stupa [Tablica 9] i

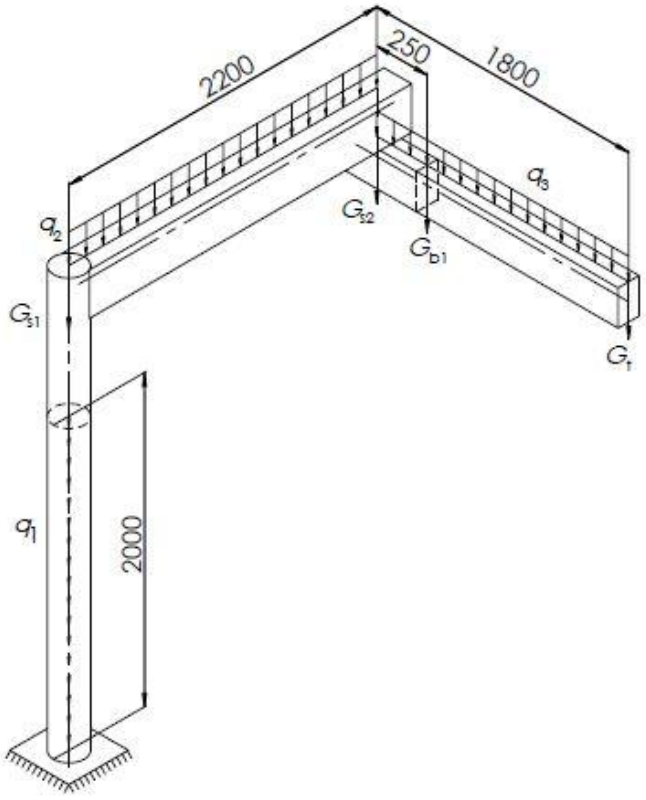
S = 5 – Sigurnost protiv izvijanja za čelik prema [1].

S obzirom da je dopušteno aksijalno opterećenje stupa F_{dop} veće od najveće tlačne sile u stupu F_{a1}, odnosno F_{dop} = 352 kN ≥ F_{a1} = 14,5 kN, stup zadovoljava s obzirom na izvijanje.

6.2. Proračun nosive konstrukcije za slučaj zakrenutog sekundarnog nosača (90°)

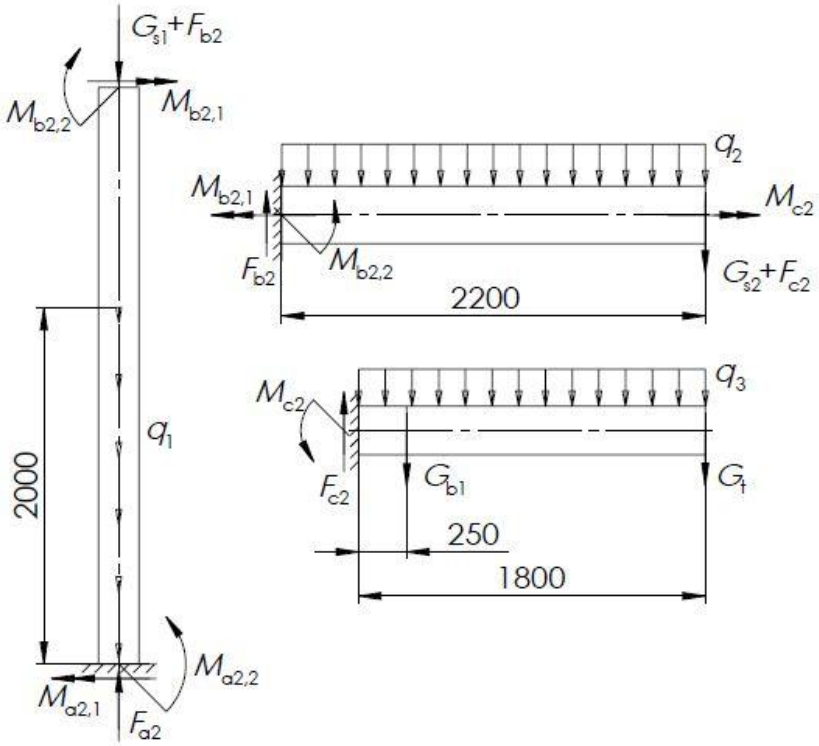
6.2.1. Proračun nosive konstrukcije na čvrstoću

Na sljedećoj slici [Slika 18] prikazano je opterećenje konstrukcije za slučaj kada je sekundarni nosač zakrenut naspram primarnom za 90°. Težine pojedinih elemenata sa slike su dani tablično [Tablica 10].



Slika 18. Prikaz opterećenog zakrenutog dohvatnika

Kao u točci 6.1.1. radi jednostavnijeg računanja rastavljamo konstrukciju na tri dijela kao što je prikazano na slici ispod [Slika 19].



Slika 19. Statički model nosive konstrukcije zakrenutog dohvatnika

Koristeći podatke iz tablice 9 [Tablica 9], tablice 10 [Tablica 10] i slike poviše [Slika 19] možemo napisati statičke jednadžbe ravnoteže za stup, primarni i sekundarni dohvatnik kao što slijedi:

$$\sum F_{v3} = 0 \qquad F_{c2} = G_{b1} + G_t + q_3 \cdot g \cdot 1{,}8 = 598 + 5278 + 58{,}8 \cdot 9{,}81 \cdot 1{,}8 = 6914\,\text{N}, \tag{6.29}$$

$$\sum M_{c3} = 0 \qquad M_{c2} = G_{b1} \cdot 0{,}25 + G_t \cdot 1{,}8 + \frac{q_3 \cdot g \cdot 1{,}8^2}{2} = 10584\,\text{Nm}, \tag{6.30}$$

$$\sum F_{v2} = 0 \qquad F_{b2} = G_{s2} + F_{c2} + q_2 \cdot g \cdot 2{,}2 = 1658 + 6914 + 74{,}5 \cdot 9{,}81 \cdot 2{,}2 = 10180\,\text{N}, \tag{6.31}$$

$$\sum M_{b2,1} = 0 \qquad M_{b2,1} = M_{c2} = 10584\,\text{Nm}, \tag{6.32}$$

$$\sum M_{b2,2} = 0 \qquad M_{b2,2} = \left(G_{s2} + F_{c2}\right) \cdot 2{,}2 + \frac{q_2 \cdot g \cdot 2{,}2^2}{2} = 20627\,\text{Nm}, \tag{6.33}$$

$$\sum F_{v1} = 0 \qquad F_{a2} = G_{s1} + F_{b2} + q_1 \cdot g \cdot 2 = 3031 + 10180 + 63{,}7 \cdot 9{,}81 \cdot 2 = 14460\,\text{N}, \tag{6.34}$$

$$\sum M_{a2,1} = 0 \qquad M_{a2,1} = M_{b2,1} = 10584\,\text{Nm} \text{ i} \tag{6.35}$$

$$\sum M_{a2,2} = 0 \qquad M_{a2,2} = M_{a2,2} = 20627\,\text{Nm}. \tag{6.36}$$

Vektorskim zbrajanjem izraza (6.35) i (6.36) dobivamo izraz za moment savijanja koji opterećuje stup nosive konstrukcije u uklještenju:

$$M_{a2} = \sqrt{M_{a2,1}^2 + M_{a2,2}^2} = \sqrt{10584^2 + 20627^2} = 23184\,\text{Nm} \tag{6.37}$$

Na dalje koristeći jednadžbu (6.7) za izračun naprezanja uslijed savijanja kao i jednadžbu za proračun torzijskog naprezanja

$$\tau_i = \frac{T_i}{W_{t,i}} \tag{6.38}$$

možemo izračunati sva relevantna naprezanja za proračun (ostala su zanemariva). Uvrštavanjem izračunatih momenata (6.30), (6.32), (6.33) i (6.37) kao i odgovarajućih momenata otpora iz tablice 9 [Tablica 9] dobivamo izraze za naprezanja:

$$\sigma_{f,a2} = \frac{M_{a2}}{W_1} = \frac{23184000}{3{,}97 \cdot 10^5} = 58\,\text{MPa}, \tag{6.39}$$

$$\sigma_{f,b2} = \frac{M_{b2,2}}{W_2} = \frac{20627000}{7{,}88 \cdot 10^5} = 26\,\text{MPa}, \tag{6.40}$$

$$\sigma_{f,c2} = \frac{M_{c2}}{W_3} = \frac{10584000}{4{,}94 \cdot 10^5} = 21\,\text{MPa} \text{ i} \tag{6.41}$$

$$\tau_{b,2} = \frac{M_{b2,1}}{W_{t,2}} = \frac{10584000}{7,88 \cdot 10^5} = 13\,\text{MPa}\,. \tag{6.42}$$

S obzirom da je primarni nosač opterećen na savijanje i uvijanje potrebno je izračunati ekvivalentno naprezanje koje računamo prema izrazu:

$$\sigma_{ekv,b2} = \sqrt{\sigma_{f,b2}^2 \cdot 3\tau_{b,2}^2} = \sqrt{26^2 \cdot 3 \cdot 13^2} = 34\,\text{MPa}\,. \tag{6.43}$$

Dopušteno naprezanje za stup i primarni nosač iznosi:

$$\sigma_{f,dop} = \frac{\sigma_{f,DN}}{S} = \frac{170}{2} = 85\,\text{MPa}\,, \tag{6.44}$$

gdje je:

$\sigma_{f,DN}$ = 170 MPa – prema [1] za čelik S235JR i

S = 2 – potrebna sigurnost stupa.

Dok je dopušteno naprezanje za sekundarni nosač iznosi:

$$\sigma_{f,dop} = \frac{\sigma_{f,DI}}{S} = \frac{300}{2,5} = 120\,\text{MPa}\,, \tag{6.45}$$

gdje je:

$\sigma_{f,DI}$ = 300 MPa – prema [1] za čelik S235JR i

S = 2,5 – potrebna sigurnost nosača.

S obzirom da su dopuštena naprezanja veća od stvarnih, odnosno $\sigma_{f,dop}$ = 85 MPa $\geq \sigma_{f,a2}$ = 58 MPa, $\sigma_{f,dop}$ = 85 MPa $\geq \sigma_{ekv,b2}$ = 34 MPa i $\sigma_{f,dop}$ = 85 MPa $\geq \sigma_{f,c2}$ = 21 MPa, nosiva konstrukcija u slučaju zakrenutog dohvata zadovoljava s obzirom na krutosti.

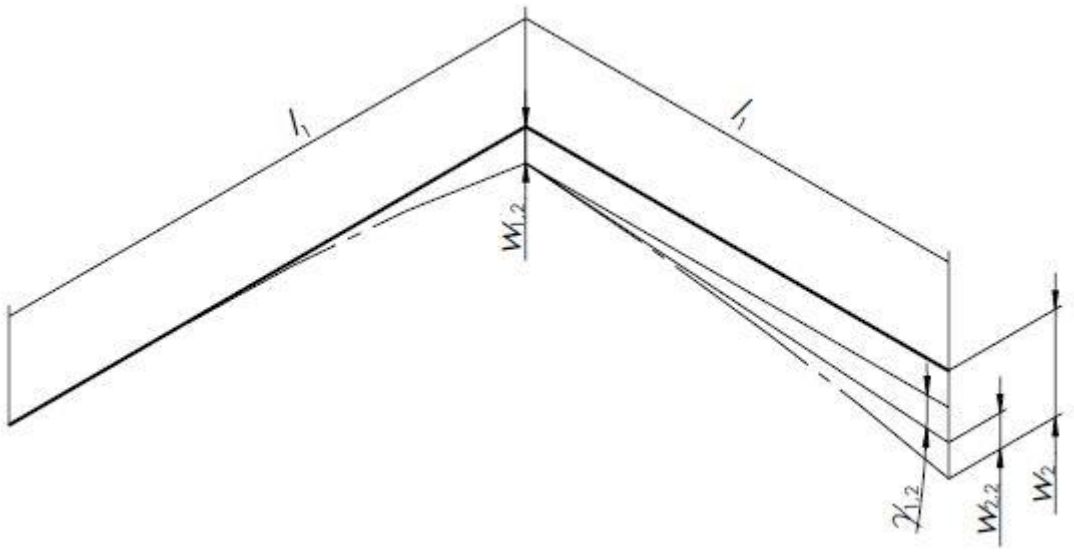
6.2.2. Proračun nosive konstrukcije na krutost

Kod proračuna nosive konstrukcije na krutost, kao i u točci 6.1.2, potrebno je kontrolirati progib na kraju nosača prilikom opterećenja maksimalnim teretom tako da vrijedi:

$$w_2 \leq w_{dop} = \frac{L}{600} = \frac{4000}{600} = 6,67\,\text{mm}\,. \tag{6.46}$$

Kako bi se izračunao ukupan progib nosača potrebno je izračunati progib i zakret prvog nosača kao i progib drugog nosača. Tada koristeći te podatke možemo izračunati ukupan nagib prema izrazu

$$w_2 = w_{1,2} + w_{2,2} + \gamma_{1,2} \cdot l_2\,. \tag{6.47}$$



Slika 20. Prikaz progiba nosive konstrukcije

6.2.2.1. Proračun progiba i zakreta primarnog nosača kao zasebne konzole

Progib računamo pomoću gotovih formula kao što su prikazane na slici 16 [Slika 16]. Stoga izraz za progib primarnog nosača glasi:

$$w_{1,2} = \frac{F_{\text{ekv_1,2}} \cdot l_1^3}{3 \cdot E \cdot I_2} + \frac{M_{\text{ekv_1,2}} \cdot l_1^2}{2 \cdot E \cdot I_2}. \qquad \textbf{(6.48)}$$

Dok zakret računamo preko izraza:

$$\alpha_{1,2} = \frac{M_{\text{c2}}}{G \cdot I_{\text{t}}} \cdot l_1. \qquad \textbf{(6.49)}$$

Sila $F_{ekv1,2}$ i moment $M_{ekv1,2}$ su rezultante svođenja sila koje utječu na savijanje, samim time i progibanje, primarnog nosača na rub nosača. Moment M_{c2} je moment koji djeluje cijelom dužinom nosača te ga zakreće.

Nadalje silu $F_{ekv1,2}$ i moment $M_{ekv1,2}$ svodimo na rub primarnog nosača uz pomoć slike opterećenog zakrenutog dohvatnika [Slika 18]. Oni glase:

$$F_{\text{ekv_1,2}} = G_{\text{t}} + G_{\text{b1}} + G_{\text{s2}} + q_3 \cdot g \cdot 1{,}8 + q_2 \cdot g \cdot 2{,}2$$
$$F_{\text{ekv_1,2}} = 5278 + 598 + 1658 + 58{,}8 \cdot 9{,}81 \cdot 1{,}8 + 74{,}5 \cdot 9{,}81 \cdot 2{,}2 = 10180\,\text{N} \quad \text{i} \qquad \textbf{(6.50)}$$

$$M_{\text{ekv_1,2}} = \frac{q_2 \cdot g \cdot 2{,}2^2}{2} = -\frac{74{,}5 \cdot 9{,}81 \cdot 2{,}2^2}{2} = -1769\,\text{Nm} \qquad \textbf{(6.51)}$$

Konačno uvrštavanjem dobivenih vrijednosti u prethodne izraze (6.48) i (6.49) dobivamo progib i zakret primarnog nosača:

$$w_{1,2} = \frac{10180 \cdot 2200^3}{3 \cdot 210000 \cdot 1{,}18 \cdot 10^8} - \frac{1769000 \cdot 1800^2}{2 \cdot 210000 \cdot 1{,}18 \cdot 10^8} = 1{,}34\,\text{mm}\,, \tag{6.52}$$

$$\alpha_{1,2} = \frac{10584000}{81000 \cdot 1{,}29 \cdot 10^8} \cdot 2200 = 2{,}23 \cdot 10^{-3}\,\text{rad}\,. \tag{6.53}$$

6.2.2.2. Proračun progiba sekundarnog nosača kao zasebne konzole

Progib sekundarnog nosača se ne mijenja s obzirom na promjenu pozicije istog naspram primarnog nosača. Stoga možemo zaključiti da će progib sekundarnog nosača u zakrenutoj poziciji biti isti kao u ispruženoj. To jest vrijedi:

$$w_{2,2} = w_{2,1} = 0{,}80\,\text{mm}\,. \tag{6.54}$$

6.2.2.3. Kontrola progiba nosača

Koristeći vrijednosti izračunate u izrazima (6.52), (6.53) i (6.54) kao i izraze (6.46) i (6.47) dobivamo izraz koji glasi:

$$w_2 = 1{,}34 + 0{,}80 + 2{,}23 \cdot 10^{-3} \cdot 1800 = 6{,}15\,\text{mm} \;\leq \text{w}_{\text{dop}} = 6{,}67\,\text{mm}\,, \tag{6.55}$$

što znači da nosač u zakrenutoj poziciji također zadovoljava uvjet krutosti.

6.2.3. Proračun nosive konstrukcije na stabilnost

S obzirom da se aksijalno opterećenje stupa ne mijenja s obzirom na položaj dohvata, kao ni njegova geometrija, proračun nosive konstrukcije na stabilnost je ekvivalentan onom u točki 6.1.3. Stoga stup zadovoljava na izvijanje i za slučaj zakrenutog nosača.

6.3. Proračun osovine primarnog zgloba

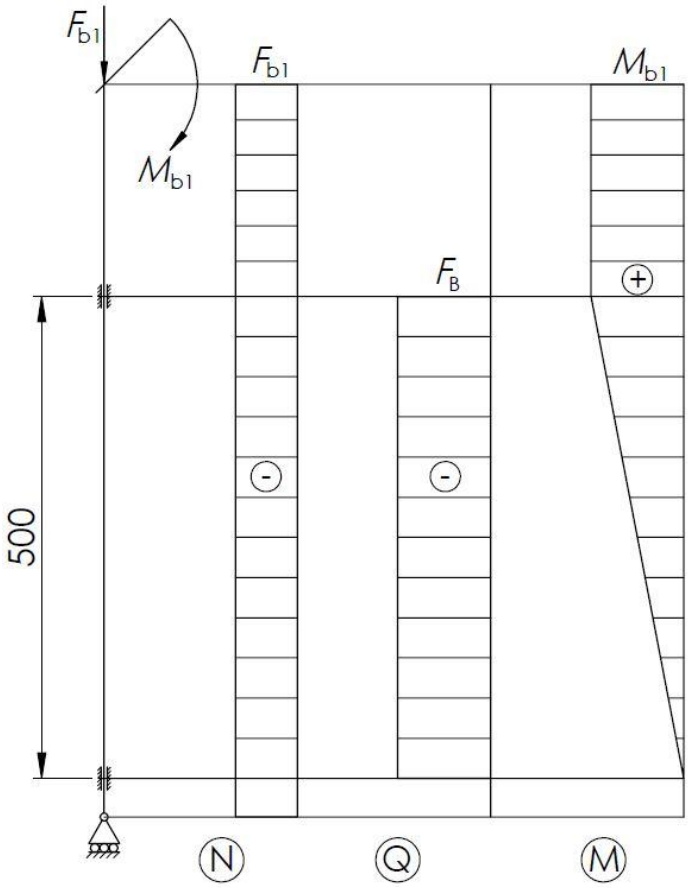
Proračun osovine primarnog zgloba će se provesti za slučaj ispruženog dohvatnika te za slučaj zakrenutog sekundarnog nosača. Također izvršit će se provjera ležajeva osovine.

6.3.1. Proračun primarne osovine za slučaj ispruženog nosača

Opterećenje osovine primarnog zgloba je prikazano na slici u nastavku [Slika 21], dok su sile koje opterećuju osovinu izračunate u izrazima (6.3) i (6.4).

Osovinu primarnog zgloba proračunavamo na savijanje, zanemarivajući neznatna naprezanja uslijed aksijalne silen prema izrazu:

$$\sigma_{\mathrm{f}} = \frac{M}{W} \leq \sigma_{\mathrm{dop}}\,. \tag{6.56}$$



Slika 21. Dijagrami opterećenja osovine primarnog zgloba

Moment otpora presjeka W računamo prema izrazu:

$$W = \frac{I}{\frac{D}{2}} = \frac{\frac{D^4 \cdot \pi}{64} - \frac{d^4 \cdot \pi}{64}}{\frac{D}{2}} = \frac{\left(D^4 - d^4\right)}{D} \cdot \frac{\pi}{32} = \frac{\left(140^4 - 69^4\right)}{100} \cdot \frac{\pi}{32} = 253000\,\mathrm{mm}^3\,, \tag{6.57}$$

gdje je:

D = 140 mm – vanjski promjer kritičnog presjeka i

d = 69 mm – unutarnji promjer kritičnog presjeka.

Za čelik S235JR dopušteno trajno dinamičko istosmjerno naprezanje na savijanje prema [1] iznosi $\sigma_{\mathrm{f,DI}}$ = 300 MPa. Stoga uz sigurnost S = 2,4 dopušteno naprezanje osovine primarnog zgloba iznosi:

$$\sigma_{\mathrm{dop}} = \frac{\sigma_{\mathrm{f,DI}}}{S} = \frac{300}{2,4} = 125\,\mathrm{MPa}\,. \tag{6.58}$$

Konačno možemo uvrstiti potrebne vrijednosti u izraz (6.56) te dobivamo izraz:

$$\sigma_{\mathrm{f}} = \frac{31211000}{253000} = 123\,\mathrm{MPa} \leq \sigma_{\mathrm{dop}} = 125\,\mathrm{MPa}\,. \tag{6.59}$$

S obzirom da je prethodni izraz zadovoljen, odnosno naprezanje uslijed savijanja osovine sekundarnog zgloba je manje od dopuštenog, osovina primarnog zgloba zadovoljava.

6.3.2. Proračun primarne osovine za slučaj zakrenutog sekundarnog nosača (90°)

Kao i za slučaj ispruženog dohvatnika osovina je opterećena dominantno savijanjem te se zanemaruje naprezanje uslijed aksijalne sile i torzije pogona. Za ovaj slučaj naprezanje savijanjem uzrokuju momenti izračunati u izrazima (6.32) i (6.33). Oni se mogu svesti na jedan ekvivalentni moment prema izrazu:

$$M_{\mathrm{ekv}} = \sqrt{M_{b2,1}^2 + M_{b2,2}^2} = \sqrt{10584^2 + 20627^2} = 23184\,\mathrm{Nm}\,. \tag{6.60}$$

S obzirom da je moment koji opterećuje primarnu osovinu za slučaj zakrenutog sekundarnog nosača manji od onoga kada je dohvatnik ispružen, a on je već proračunat, primarna osovina zadovoljava i u ovom slučaju.

6.3.3. Proračun ležajeva primarnog zgloba

6.3.3.1. Radijalni ležajevi

Par radijalnih ležajeva oznake 6028-2RS1 proizvođača *SKF* imaju statičku nosivost C_0 = 108 kN te preuzimaju radijalnu silu osovine. Brzinu vrtnje ležaja računamo prema izrazu:

$$n = \frac{30 \cdot v_{\mathrm{voz}}}{L \cdot \pi} = \frac{30 \cdot 0,2}{4 \cdot \pi} = 0,48\,\mathrm{min}^{-1}. \tag{6.61}$$

S obzirom da je brzina vrtnje radijalnih ležajeva manja od 10 min^{-1} ležaj se proračunava na statičku nosivost. Sila koja djeluje na radijalni ležaj iznosi:

$$F_{\mathrm{r}} = \frac{M}{h} = \frac{31211}{500} = 62,4\,\mathrm{kN}\,. \tag{6.62}$$

Konačno provjeravamo ležaj preko izraza:

$$P_{0\mathrm{r}} = F_{\mathrm{r}} = 62,4\,\mathrm{kN} \leq \frac{C_0}{s_0} = \frac{108}{1,5} = 72\,\mathrm{kN}\,, \tag{6.63}$$

gdje je:

s_0 = 1,5 – tražena sigurnost statičke sigurnosti ležaja,

radijalni ležajevi stupa zadovoljavaju.

6.3.3.2. Aksijalni ležaj

Aksijalni ležaj oznake 29318 E proizvođača *SKF* ima statičku nosivost C_0 = 1080 kN te preuzima aksijalnu silu osovine. S obzirom da je brzina vrtnje aksijalnog ležaja također manja od 10 min^{-1} ležaj se proračunava na statičku nosivost. Sila koja djeluje na radijalni ležaj izračunata je u izrazu (6.3) te iznosi F_a = 10,2 kN.

Konačno provjeravamo ležaj preko izraza:

$$P_{0a} = F_a = 10,2\,\text{kN} \leq \frac{C_0}{s_0} = \frac{1080}{2,5} = 432\,\text{kN}, \tag{6.64}$$

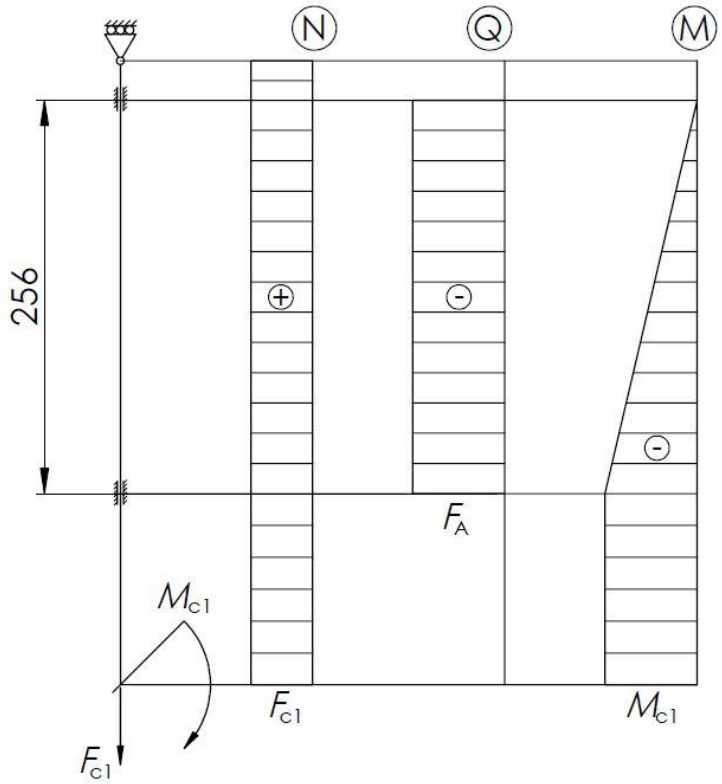
gdje je:

s_0 = 2,5 – tražena sigurnost statičke sigurnosti aksijalnog ležaja,

aksijalni ležaj stupa zadovoljava.

6.4. Proračun osovine sekundarnog zgloba

Opterećenje osovine sekundarnog zgloba je prikazano na slici u nastavku [Slika 22], dok su sile koje opterećuju osovinu izračunate u izrazima (6.1) i (6.2).



Slika 22. Dijagrami opterećenja osovine sekundarnog zgloba

Kao i za primarnu osovinu, osovinu sekundarnog zgloba proračunavamo na savijanje, zanemarivajući neznatna naprezanja uslijed aksijalne silen prema izrazu:

$$\sigma_{\mathrm{f}} = \frac{M}{W} \leq \sigma_{\mathrm{dop}}\,. \tag{6.65}$$

Moment otpora presjeka W računamo prema izrazu:

$$W = \frac{I}{\frac{D}{2}} = \frac{\frac{D^4 \cdot \pi}{64} - \frac{d^4 \cdot \pi}{64}}{\frac{D}{2}} = \frac{\left(D^4 - d^4\right)}{D} \cdot \frac{\pi}{32} = \frac{\left(108^4 - 42{,}3^4\right)}{108} \cdot \frac{\pi}{32} = 121000\,\mathrm{mm}^3\,, \tag{6.66}$$

gdje je:

D = 108 mm – vanjski promjer kritičnog presjeka i

d = 42,3 mm – unutarnji promjer kritičnog presjeka.

Za čelik S235JR dopušteno trajno dinamičko istosmjerno naprezanje na savijanje prema [1] iznosi $\sigma_{\mathrm{f,DI}}$ = 300 MPa. Stoga uz sigurnost S = 2,4 dopušteno naprezanje osovine primarnog zgloba iznosi:

$$\sigma_{\mathrm{dop}} = \frac{\sigma_{\mathrm{f,DI}}}{S} = \frac{300}{2{,}4} = 125\,\mathrm{MPa}\,. \tag{6.67}$$

Konačno možemo uvrstiti potrebne vrijednosti u izraz (6.65) te dobivamo izraz:

$$\sigma_{\mathrm{f}} = \frac{10584000}{121000} = 87\,\mathrm{MPa} \leq \sigma_{\mathrm{dop}} = 125\,\mathrm{MPa}\,. \tag{6.68}$$

S obzirom da je prethodni izraz zadovoljen, odnosno naprezanje uslijed savijanja osovine sekundarnog zgloba je manje od dopuštenog, osovina zadovoljava.

6.4.1. Proračun ležajeva sekundarnog zgloba

6.4.1.1. Radijalni ležajevi

Par radijalnih ležajeva oznake 6220-2RS1 proizvođača *SKF* imaju statičku nosivost C_0 = 93 kN te preuzimaju radijalnu silu osovine. Brzinu vrtnje ležaja računamo prema izrazu:

$$n = \frac{30 \cdot v_{\mathrm{voz}}}{L \cdot \pi} = \frac{30 \cdot 0{,}367}{1{,}8 \cdot \pi} = 1{,}9\,\mathrm{min}^{-1}\,. \tag{6.69}$$

S obzirom da je brzina vrtnje radijalnih ležajeva manja od 10 min^{-1} ležaj se proračunava na statičku nosivost. Sila koja djeluje na radijalni ležaj iznosi:

$$F_r = \frac{M}{h} = \frac{10584}{256} = 41\,\text{kN}\,. \tag{6.70}$$

Konačno provjeravamo ležaj preko izraza:

$$P_{0r} = F_r = 41\,\text{kN} \le \frac{C_0}{s_0} = \frac{93}{1,5} = 62\,\text{kN}\,, \tag{6.71}$$

gdje je:

s_0 = 1,5 – tražena sigurnost statičke sigurnosti ležaja,

radijalni ležajevi stupa zadovoljavaju.

6.4.1.2. Aksijalni ležaj

Aksijalni ležaj oznake 29318 E proizvođača *SKF* ima statičku nosivost C_0 = 1080 kN te preuzima aksijalnu silu osovine. S obzirom da je brzina vrtnje aksijalnog ležaja također manja od 10 min^{-1} ležaj se proračunava na statičku nosivost. Sila koja djeluje na radijalni ležaj izračunata je u izrazu (6.1) te iznosi F_a = 6,9 kN.

Konačno provjeravamo ležaj preko izraza:

$$P_{0a} = F_a = 6,9\,\text{kN} \le \frac{C_0}{s_0} = \frac{1080}{2,5} = 432\,\text{kN}\,, \tag{6.72}$$

gdje je:

s_0 = 2,5 – tražena sigurnost statičke sigurnosti aksijalnog ležaja,

aksijalni ležaj osovine zadovoljava.

6.5. Proračun vijčanih spojeva nosive konstrukcije

6.5.1. Proračun sidrenih vijaka

Sidreni vijci spajaju temeljnu ploču zavarenu za stup za betonsku bazu. Sidreni vijci prenose moment uvijanja i savijanja na podlogu. Moment uvijanja zbog relativno malog iznosa naspram momentu savijanja možemo zanemariti. Broj i raspored vijaka je prikazan na slici u nastavku [Slika 23].

Momente savijanja stupa smo već izračunali u točkama 6.1.1. i 6.2.1. Maksimalni moment savijanja je izračunat u izrazu (6.6) te on iznosi M_{a1} = 31211 Nm.

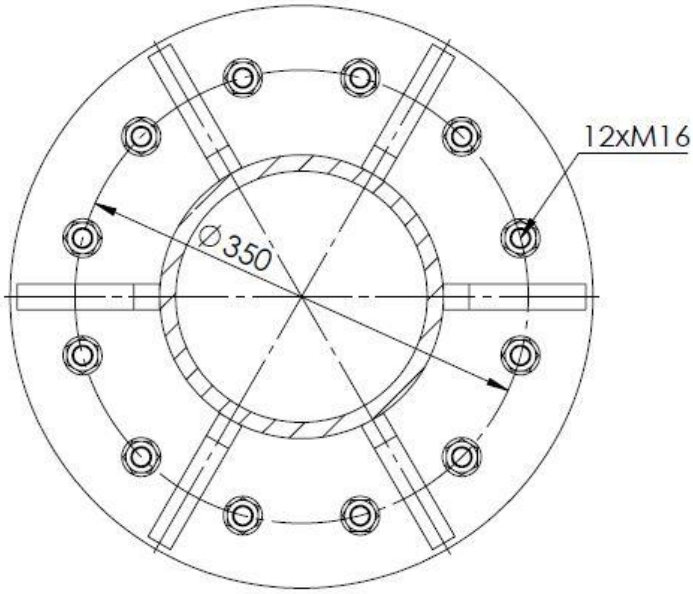
Iznos najveće sile koja se može pojaviti u sidrenom vijku kao posljedica djelovanja prethodno izračunatog momenta savijanja računamo prema [12] po izrazu:

$$F_{\mathrm{v}} = \frac{4 \cdot M_{\max}}{n \cdot d} = \frac{4 \cdot 31211000}{12 \cdot 350} = 29,7\,\mathrm{kN}, \tag{6.73}$$

gdje je:

n = 12 – broj sidrenih vijaka,

d = 350 mm – promjer kružnice na koju su postavljeni sidreni vijci.



Slika 23. Broj i raspored sidrenih vijaka

Odabiru se sidreni vijci M16 kvalitete 8.8, granice tečenja 640 MPa, površine jezgre A_{j} = 144 mm^2 [1]. Njihova maksimalno dopuštena aksijalna sila uz sigurnost S = 2,5 iznosi:

$$F_{\mathrm{v,dop}} = A_j \cdot \sigma_{\mathrm{dop}} = A_j \cdot \frac{R_{\mathrm{e}}}{S} = 144 \cdot \frac{640}{2,5} = 36,9\,\mathrm{kN}. \tag{6.74}$$

S obzirom da je dopuštena sila u vijku veća od stvarne, odnosno $F_{\mathrm{v,dop}}$ = 36,9 kN ≥ F_{v} = 29,7 kN, sidreni vijci zadovoljavaju.

6.5.2. Proračun vijčanog spoja stupa i primarnog zgloba

Kao u prijašnjoj točki vijčani spoj je opterećen momentom savijanja i uvijanja te se moment uvijanja zanemaruje zbog malog iznosa.

Stup i primarni zglob su spojeni prirubnicama povezanim vijčanim spojem. Po obodu prirubnica na promjeru d = 370 mm postavljeno je n = 6 vijaka M20 kvalitete 8.8, granice tečenja 640 MPa i površine jezgre A_{j} = 225 mm^2 [1].

Moment savijanja koji opterećuje stup je jednak po cijeloj visini stupa stoga je jednak onome u izrazu (6.6) te on iznosi M = 31211 Nm.

Iz vrijednosti navedenih možemo izračunati najveće opterećenje vijka koje prema [12] iznosi:

$$F_{\mathrm{v}} = \frac{4 \cdot M_{\max}}{n \cdot d} = \frac{4 \cdot 31211000}{6 \cdot 370} = 56,2\,\mathrm{kN}\,. \tag{6.75}$$

Također dopuštena aksijalna sila u vijku iznosi:

$$F_{\mathrm{v,dop}} = A_j \cdot \sigma_{\mathrm{dop}} = A_j \cdot \frac{R_{\mathrm{e}}}{S} = 225 \cdot \frac{640}{2,5} = 57,6\,\mathrm{kN}\,. \tag{6.76}$$

S obzirom da je dopuštena sila u vijku veća od stvarne, odnosno $F_{\mathrm{v,dop}}$ = 57,6 kN ≥ F_{v} = 56,2 kN, vijčani spoj stupa i primarnog zgloba zadovoljava.

6.5.3. Proračun aksijalnih vijaka sekundarnog zgloba

Aksijalna sila se sa sekundarnog nosača na prvi se prenosi preko stupa sekundarnog zgloba na aksijalni ležaj preko vijčanog spoja. S obzirom da je vijčani spoj opterećen isključivo aksijalnom silom, koja je izračunata u izrazu (6.1) te iznosi F_{c1} = 6914 N, vijčani spoj provjeravamo samo na nju.

Vijčani spoj je sastavljen od 6 vijaka M10 (Aj = 52,3 mm2 prema [1]) kvalitete 8.8. Dopušteno naprezanje vijka uz sigurnost S = 2,5 stoga iznosi:

$$\sigma_{\mathrm{dop}} = \frac{R_{\mathrm{e}}}{S} = \frac{800 \cdot 0,8}{2,5} = 256\,\mathrm{MPa}\,. \tag{6.77}$$

Konačno možemo provjeriti vijčani spoj:

$$\sigma_{v.a} = \frac{F_{a,v}}{n \cdot A_j} = \frac{6914}{6 \cdot 52,3} = 22\,\mathrm{MPa} \le \sigma_{dop} = 256\,\mathrm{MPa}\,. \tag{6.78}$$

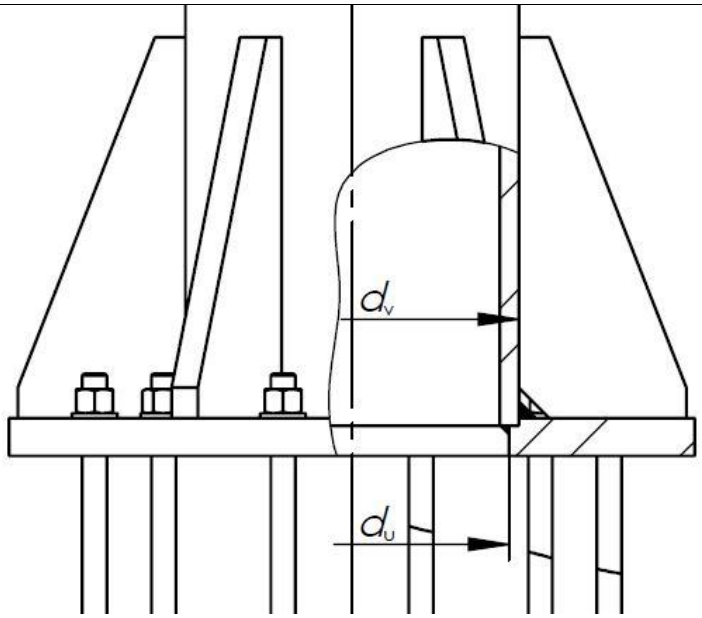
S obzirom na prijašnji izraz vijčani spoj zadovoljava.

6.6. Proračun zavara nosive konstrukcije

6.6.1. Proračun zavara prirubnice glavnog stupa

Zavar stupa prirubnice se nalazi na oba kraja stupa. S obzirom da je geometrija kao i opterećenje zavara isto nije potrebno zasebno proračunavanje istih. Zavari su opterećeni primarno na savijanje i zbog dominantnosti naprezanje uslijed savijanja na njega se i proračunavaju.

Opterećenje stupa na savijanje je konstantno po visini te je vrijednost istog prikazana u izrazu (6.6) te iznosi $M_{\max}$ = 31211 Nm. Geometrija zavara je prikazana u slici u nastavku.



Slika 24. Prikaz zavara stupa s prirubnicom

Promjer vanjskog zavara iznosi d_v = 219,1 mm, promjer unutrašnjeg zavara iznosi d_u = 194,1 dok visina vanjskog zavara iznosi a_v = 8 mm i visina unutarnjeg iznosi a_u = 4 mm.

Kako bi izračunali opterećenje zavara moramo prvo izračunati moment otpora zavara koji računamo prema sljedećem izrazu.

$$W = \frac{2\left(I_v + I_u\right)}{d_v + 2a_v} = \frac{2\cdot\left(2,6\cdot10^7 + 1,56\cdot10^7\right)}{219,1+2\cdot8} = 3,94\cdot10^5\ \text{mm}^3, \qquad \textbf{(6.79)}$$

gdje je:

$$I_v = \frac{\left(d_v + a_v\right)^4 - d_v^4}{64}\cdot\pi = \frac{\left(219,1+8\right)^4 - 219,1^4}{64}\cdot\pi = 2,60\cdot10^7\ \text{mm}^4$$ - moment tromosti vanjskog zavara i

$$I_u = \frac{d_u^4 + \left(d_u - a_u\right)^4}{64}\cdot\pi = \frac{194,1^4 + \left(194,1-4\right)^4}{64}\cdot\pi = 1,56\cdot10^7\ \text{mm}^4$$ - moment tromosti unutarnjeg zavara.

Dopušteno naprezanje za zavar čelika S235JR iznosi:

$$\sigma_{f,dop} = \frac{\sigma_{f,DN}}{S} = \frac{170}{2} = 85\,\text{MPa}, \qquad \textbf{(6.80)}$$

gdje je:

$\sigma_{f,DN}$ = 170 MPa – prema [1] za čelik S235JR i

S = 2 – potrebna sigurnost zavara.

Konačno naprezanje zavara provjeravamo prema izrazu:

$$\sigma_{\mathrm{f}} = \frac{M_{\max}}{W} = \frac{31211000}{3{,}94 \cdot 10^{5}} = 79\,\mathrm{MPa} \le \sigma_{\mathrm{f,dop}} = 85\,\mathrm{MPa}\,. \qquad \textbf{(6.81)}$$

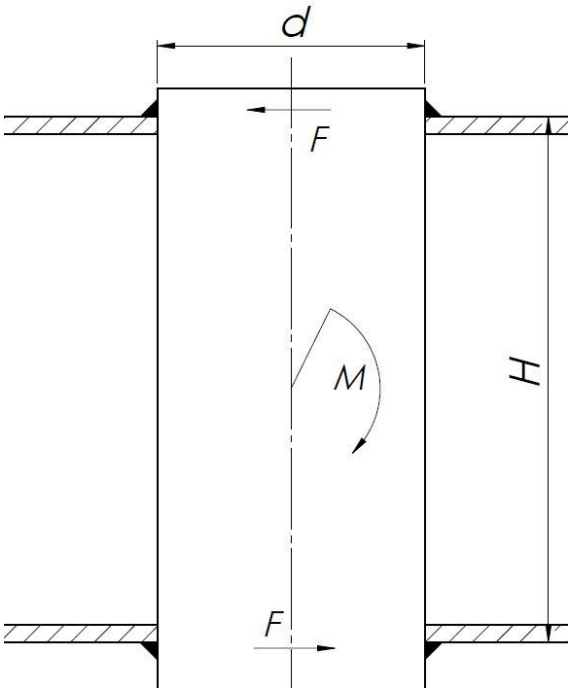
S obzirom da prethodni izraz, zavar zadovoljava.

6.6.2. Proračun zavara prirubnice primarnog zgloba

S obzirom na jednako opterećenje zavara kao u prošloj točki 6.6.1 ($M_{\max}$ = 31211 Nm), a veće dimenzije zavara (veći promjer na kojem se nalaze zavari i veće visine istih) i ovaj zavar zadovoljava.

6.6.3. Proračun zavara primarne grede s osovinom zgloba

Prikaz zavara u pitanju se nalazi na slici u nastavku. Greda je zavarena na osovinu te se prenosi moment savijanja M = 31211 Nm izračunat u izrazu (6.4) i aksijalna sila koja je za ovaj proračun zanemariva.



Slika 25. Prikaz zavara primarne grede s osovinom

Zavari su opterećeni na smik uslijed sile koja iznosi:

$$F = \frac{M}{H} = \frac{31211}{300} = 104\,\mathrm{kN}\,, \qquad \textbf{(6.82)}$$

Gdje je:

H = 300 mm – visina grede.

Za proračunsku površinu zavara uzimamo pola površine vijenca zavara, odnosno:

$$A = \frac{\left[\left(d+a\right)^2 - d^2\right]\cdot\pi}{4}\cdot\frac{1}{2} = \frac{\left[\left(152,4+6\right)^2 - 152,4^2\right]\cdot\pi}{4}\cdot\frac{1}{2} = 1493\,\text{mm}^2, \qquad \textbf{(6.83)}$$

gdje je:

d = 152,4 mm – promjer osovine,

a = 6 mm – visina zavara.

Dopušteno naprezanje za zavar čelika S235JR iznosi:

$$\tau_{\text{dop}} = \frac{\tau_{\text{DI}}}{S} = \frac{150}{2} = 75\,\text{MPa}, \qquad \textbf{(6.84)}$$

gdje je:

τ_{DI} = 150 MPa – prema [1] za čelik S235JR i

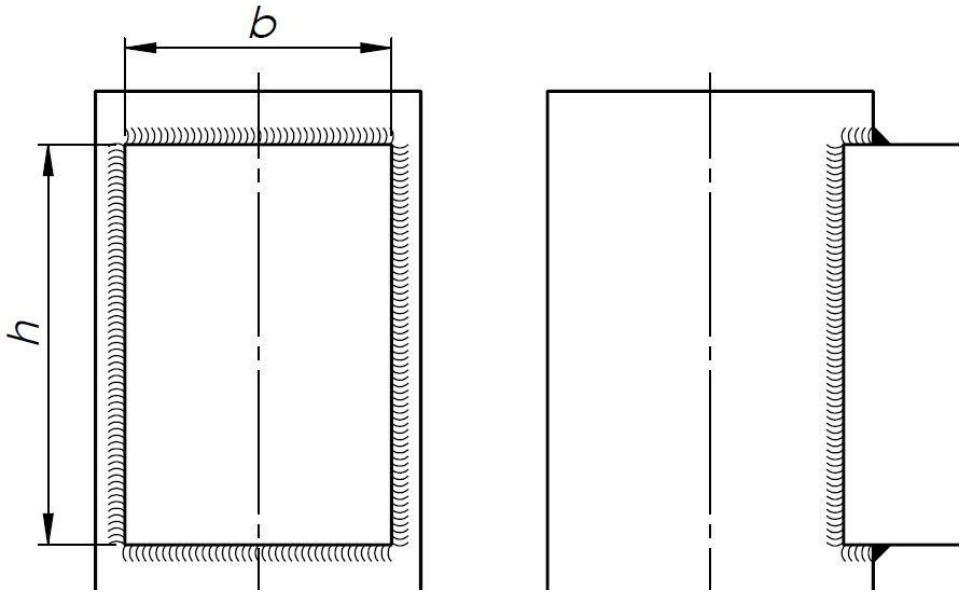
S = 2 – potrebna sigurnost zavara.

Konačno naprezanje zavara provjeravamo prema izrazu:

$$\tau = \frac{F}{A} = \frac{104000}{1493} = 70\,\text{MPa} \le \tau_{\text{dop}} = 75\,\text{MPa}. \qquad \textbf{(6.85)}$$

S obzirom na prethodni izraz, zavar zadovoljava.

6.6.4. Proračun zavara primarne grede s kućištem zgloba



Slika 26. Prikaz zavara primarne grede s kućištem

Prikaz zavara se nalazi na slici poviše. Zavar prenosi moment savijanja i poprečnu silu sa kućišta zgloba na primarnu gredu. Zbog zanemarivog iznosa naprezanja poprečna sila se zanemaruje i u obzir se uzima samo savijanje čiji je iznos izračunat pod izrazom (6.2) te iznosi M = 10584 Nm.

Kako bi izračunali opterećenje zavara moramo prvo izračunati moment otpora zavara koji računamo prema sljedećem izrazu.

$$W = \frac{2I}{h+2a} = \frac{2 \cdot 7{,}13 \cdot 10^7}{300+2 \cdot 5} = 4{,}60 \cdot 10^5 \text{ mm}^3, \tag{6.86}$$

gdje je:

$$I = \frac{\left(h+2a\right)^3 \cdot \left(b+2a\right)}{12} - \frac{h^3 b}{12} = \frac{\left(300+2 \cdot 5\right)^3 \cdot \left(200+2 \cdot 5\right)}{12} - \frac{300^3 \cdot 200}{12} = 7{,}13 \cdot 10^7 \text{ mm}^4$$ -

moment tromosti zavara,

a = 5 mm – visina zavara,

h = 300 mm – visina grede i

b = 200 mm – širina grede.

Dopušteno naprezanje za zavar čelika S235JR iznosi:

$$\sigma_{\text{f,dop}} = \frac{\sigma_{\text{f,DI}}}{S} = \frac{300}{2} = 150 \text{ MPa}, \tag{6.87}$$

gdje je:

$\sigma_{\text{f,DI}}$ = 300 MPa – prema [1] za čelik S235JR i

S = 2 – potrebna sigurnost zavara.

Konačno naprezanje zavara provjeravamo prema izrazu:

$$\sigma_{\text{f}} = \frac{M}{W} = \frac{10584000}{4{,}6 \cdot 10^5} = 23 \text{ MPa} \leq \sigma_{\text{f,dop}} = 150 \text{ MPa}. \tag{6.88}$$

S obzirom da prethodni izraz, zavar zadovoljava.

6.6.5. Proračun zavara sekundarne grede s osovinom zgloba

Ovaj zavar je ekvivalentan zavaru proračunatom pod točkom 6.6.3 prema tome se ekvivalentno proračunava samo s drugim vrijednostima. Zavar prenosi moment izračunat pod izrazom (6.2) te iznosi M = 10584 Nm. Visina grede iznosi H = 250 mm. Promjer osovine iznosi d = 108 mm i zavar je visine a = 4 mm.

Zavari su opterećeni na smik uslijed sile koja iznosi:

$$F = \frac{M}{H} = \frac{10584}{250} = 42\,\text{kN}\,, \tag{6.89}$$

Za proračunsku površinu zavara uzimamo pola površine vijenca zavara, odnosno:

$$A = \frac{\left[\left(d+a\right)^2 - d^2\right]\cdot\pi}{4}\cdot\frac{1}{2} = \frac{\left[\left(108+4\right)^2 - 108^2\right]\cdot\pi}{4}\cdot\frac{1}{2} = 704\,\text{mm}^2\,, \tag{6.90}$$

Dopušteno naprezanje za zavar čelika S235JR iznosi:

$$\tau_{\text{dop}} = \frac{\tau_{\text{DI}}}{S} = \frac{150}{2} = 75\,\text{MPa}\,, \tag{6.91}$$

gdje je:

τ_{DI} = 150 MPa – prema [1] za čelik S235JR i

S = 2 – potrebna sigurnost zavara.

Konačno naprezanje zavara provjeravamo prema izrazu:

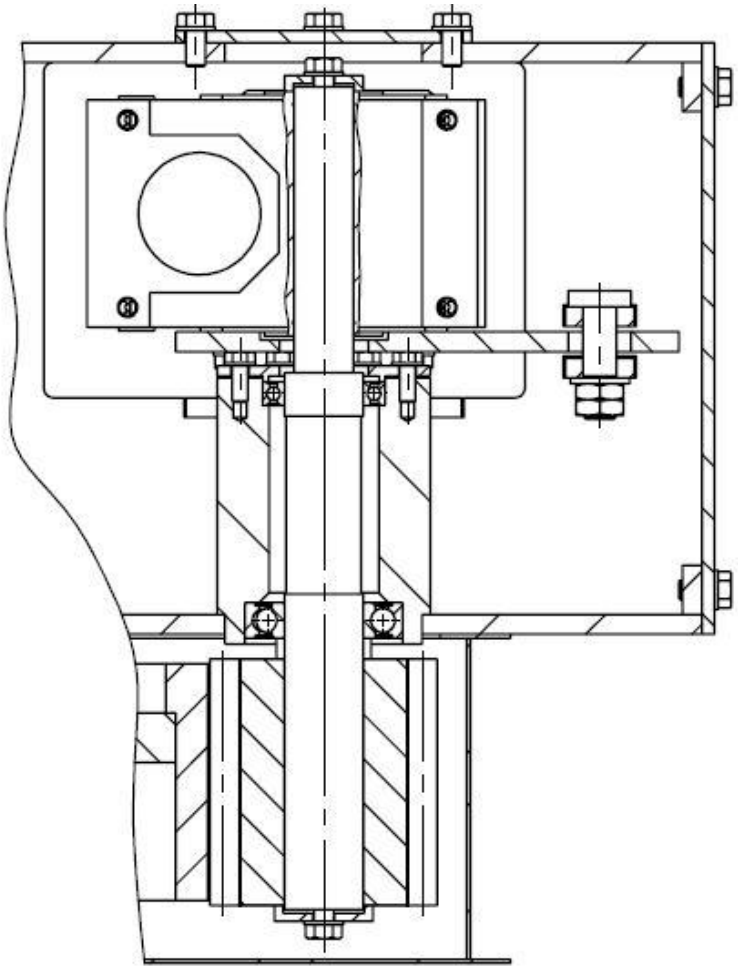
$$\tau = \frac{F}{A} = \frac{42000}{704} = 60\,\text{MPa} \le \tau_{\text{dop}} = 75\,\text{MPa}\,. \tag{6.92}$$

S obzirom na prethodni izraz, zavar zadovoljava.

7. POGONI DOHVATNIKA

7.1. Proračun pogona primarnog dohvatnika

Za proračun pogona dohvatnika, prikazanog na slici u nastavku [Slika 27], potrebno je proračunati: elektromotor, kućište s ležajevima, par zupčanika, vratilo s perom i zatik pogona.



Slika 27. Pogon primarnog dohvatnika

7.1.1. Odabir i proračun elektromotora primarnog pogona dohvatnika

7.1.1.1. Proračun potrebnog momenta za pokretanje dohvatnika

Prilikom pokretanja dohvatnika iz stanja mirovanja potrebno je savladati sile trenja u ležajevima kao i sile inercije masa koje ubrzavaju. Tako da ukupan moment kojeg elektromotor treba nadvladati možemo izraziti jednadžbom:

$$M_{\text{potr},2} = M_{\text{tr}} + M_{\text{in}} . \qquad \textbf{(7.1)}$$

Za moment potreban za savladavanje sila trenja u ležajevima iskorišten je SKF-ov online alat za odabir ležajeva [14]. Odabirući ležajeve i njihovo opterećenje dobivamo (podaci iz točke 6.3.3) dobivamo rezultate: Mr = 16 Nm (moment potreban za savladavanje trenja jednog radijalnog ležaja) i Ma = 5 Nm (moment potreban za savladavanje trenja jednog aksijalnog ležaja). Stoga vrijedi:

$$M_{\mathrm{tr}} = 2M_{\mathrm{r}} + M_{\mathrm{a}} = 2 \cdot 16 + 5 = 37\,\mathrm{Nm}\,. \tag{7.2}$$

Moment inercije računamo prema izrazu:

$$M_{\mathrm{in}} = J_{\mathrm{uk}} \cdot \varepsilon\,, \tag{7.3}$$

gdje je:

J_{uk} – ukupni moment tromosti masa koje ubrzavaju i

ε – potrebno kutno ubrzanje dohvatnika.

Ukupni moment tromosti možemo rastaviti na moment tromosti primarnog dohvatnika, sekundarnog dohvatnika i kuke s teretom. Također pošto smo zanemarili neke manje bitne mase povećati ćemo dobiveni izraz za 10% tako da u konačnici izraz izgleda:

$$J_{\mathrm{uk}} = 1{,}1 \cdot \left(J_{\mathrm{I}} + J_{\mathrm{II}} + J_{\mathrm{T}} \right). \tag{7.4}$$

Pojedine momente tromosti računamo pomoću već poznatih veličina, navedenih na prethodnoj slici [Slika 13] i tablici [Tablica 10] kao i projektnog parametra it prve tablice [Tablica 1] Q_0 = 2556 kg, prema izrazima:

$$J_{\mathrm{I}} = \frac{m_1 \cdot l_1^2}{2} = \frac{164 \cdot 2{,}2^2}{2} = 397\,\mathrm{kgm}^2\,, \tag{7.5}$$

$$J_{\mathrm{II}} = m_2 \cdot \left[\left(\frac{l_2}{2} \right)^2 + \left(l_1 + \frac{l_2}{2} \right)^2 \right] = 106 \cdot \left[\left(\frac{1{,}8}{2} \right)^2 + \left(2{,}2 + \frac{1{,}8}{2} \right)^2 \right] = 1104\,\mathrm{kgm}^2 \text{ i} \tag{7.6}$$

$$J_{\mathrm{T}} = \left(m_{\mathrm{K}} + Q_0 \right) \cdot L^2 = \left(38 + 500 \right) \cdot 4^2 = 8608\,\mathrm{kgm}^2\,. \tag{7.7}$$

Uvrštavajući dobivene izraze u jednadžbu (7.4) dobivamo ukupan moment tromosti:

$$J_{\mathrm{uk}} = 1{,}1 \cdot \left(397 + 1104 + 8608 \right) = 10109\,\mathrm{kgm}^2\,. \tag{7.8}$$

Kako bi izračunali moment inercije još nam je potrebno kutno ubrzanje koje računamo prema izrazu:

$$\varepsilon = \frac{\omega}{t_{\mathrm{u}}} = \frac{v_{\mathrm{voz}}}{L \cdot t_{\mathrm{u}}} = \frac{0{,}2}{4 \cdot 1} = 0{,}05\,\mathrm{rad/s}^2\,, \tag{7.9}$$

gdje je:

t_u = 1 s – vrijeme potrebno za ubrzavanje na željenu brzinu vožnje i

v_{voz} = 12 m/min = 0,2 m/s – tražena brzina vožnje tereta.

Sada se možemo vratiti na izraz (7.3) za izračun momenta inercije koji iznosi:

$$M_{in} = J_{uk} \cdot \varepsilon = 10109 \cdot 0,05 = 505\,\text{Nm}. \quad \textbf{(7.10)}$$

Konačno potrebni moment za pokretanje dohvatnika iznosi:

$$M_{potr,2} = 37 + 505 = 542\,\text{Nm}. \quad \textbf{(7.11)}$$

7.1.1.2. Odabir pogona za okretanje dohvatnika

S obzirom da se između pogona i dohvatnika nalazi dodatan par zupčanika prijenosnog omjera i = 4,125, potrebni moment pogona iznosi:

$$M_{potr,1} = \frac{M_{potr,2}}{i} = \frac{542}{4,125} = 131\,\text{Nm}. \quad \textbf{(7.12)}$$

Brzinu vrtnje pogona računamo prema izrazu:

$$n_1 = i \cdot \frac{\omega \cdot 60}{2\pi} = i \cdot \frac{v_{voz}}{2\pi \cdot L} = 4,125 \cdot \frac{12}{2\pi \cdot 4} = 1,97\,\text{min}^{-1}. \quad \textbf{(7.13)}$$

Na web stranici proizvođača *Watt drive* preko alata za odabir sklopa motor reduktora [8] odabran je sklop elektromotora s reduktorom i ugrađenom kočnicom oznake SUA 506C 3A 63-06F-TH-TF-BR4 čije su specifikacije prikazane u tablici u nastavku [Tablica 11].

Tablica 11. Specifikacije odabranog motora za pogon primarnog dohvatnika

Nazivna snaga elektromotora	P	0,12 kW
Nazivna brzina vrtnje elektromotora	n_1	890 min^{-1}
Brzina vrtnje izlaznog vratila reduktora	n_2	1,9 min^{-1}
Nazivni moment elektromotora	M_1	1,3 Nm
Okretni moment izlaznog vratila reduktora	M_2	327 Nm
Maksimalni moment kočnice elektromotora	M_k	4 Nm
Prijenosni omjer reduktora	i_{red}	477,99
Ukupna masa sklopa elektromotora	m_{uk}	30,2 kg
Stupanj korisnog djelovanja elektromotora s reduktorom	η_{EM}	0,48

7.1.1.3. Provjera odabranog sklopa elektromotora s obzirom na izlazni moment

S obzirom da smo izračunali potrebni moment elektromotora u prethodnoj točki samo ga je potrebno usporediti s izlaznim momentom sklopa elektromotora s reduktorom kako slijedi: $M_2 = 327$ Nm $\geq M_{potr,1} = 131$ Nm. S obzirom da je izlazni moment veći od potrebnog pogon zadovoljava ovaj uvijet.

7.1.1.4. Provjera ugrađene kočnice

Kočnica treba zaustaviti mase u pokretu te ako se uzme jednako vrijeme kočenja kao i ubrzanja, odnosno $t_u = t_k = 1$ s, moment inercije će biti jednak onome izračunatom u izrazu (7.10), to jest, $M_{in} = 505$ Nm.

Dodatno, s obzirom da je moment inercije izračunat na zupčaniku kućišta, potrebno je uračunati prijenosni omjer kao i stupanj korisnog djelovanja kako slijedi:

$$M_k = 2\,\text{Nm} \geq M_{in} \cdot \frac{n_2}{n_1 \cdot i} \cdot \left(2 - \frac{1}{\eta_{EM} \cdot \eta_z}\right) = 505 \cdot \frac{1,9}{890 \cdot 4,125} \cdot \left(2 - \frac{1}{0,48 \cdot 0,98}\right) = -0,03\,\text{Nm}, \quad \textbf{(7.14)}$$

gdje je:

$\eta_z = 0,98$ – stupanj korisnog djelovanja para zupčanika.

S obzirom da je ukupni stupanj djelovanja nešto niži od 0,5 sustav je samokočan. Samim time kočnica nije potrebna za zaustavljanje dohvatnika.

7.1.1.5. Provjera opterećenosti ležaja reduktora

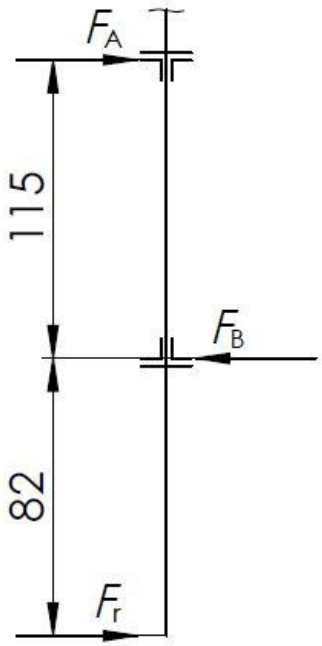
Zbog prevelikog opterećenja ležaja reduktora ugrađen je par ležaja unutar kućišta koji preuzimaju radijalnu silu koja nastaje uslijed rada zupčanog para. Na slici sa početka poglavlja [Slika 27] je prikazano kućište s ležajevima kao i položaj zupčanika. Na slici u nastavku [Slika 28] je dana skica sa potrebnim dimenzijama za proračun ugrađenih ležajeva.

Radijalna silu uslijed djelovanja para zupčanika računamo prema izrazu:

$$F_r = \frac{2 \cdot M_2}{d_{w1}} = \frac{2 \cdot 327}{97,6} = 6,7\,\text{kN}, \quad \textbf{(7.15)}$$

gdje je:

$d_{w1} = 97,6$ mm – kinematski promjer manjeg zupčanika.



Slika 28. Prikaz opterećenja ležaja primarnog pogona

Ležaj oznake 6208-2RS1 proizvođača *SKF* statičke nosivosti C_0 = 19 kN ugrađen je na ležajno mjesto B. Statičkom jednadžbom ravnoteže dobivamo vrijednosti opterećenja ležaja B koje glasi:

$$F_B = F_r \cdot \frac{115+82}{115} = 6,7 \cdot \frac{115+82}{115} = 11,5\,\text{kN}. \tag{7.16}$$

S obzirom da se ležajevi vrte sporije od 10 min^{-1} proračunavaju se s obzirom na statičku nosivost. Ekvivalentno statičko opterećenje, s obzirom na malu aksijalnu silu, iznosi:

$$P_{0r} = F_B = 11,5\,\text{kN}. \tag{7.17}$$

Konačno možemo provjeriti ležaj s izrazom:

$$P_{0r} = 11,5\,\text{kN} \geq \frac{C_0}{s_0} = \frac{19}{1,5} = 12,7\,\text{kN}, \tag{7.18}$$

gdje je:

s_0 = 1,5 – tražena sigurnost statičke sigurnosti ležaja.

Ležaj oznake 61908-2RS1 proizvođača *SKF* statičke nosivosti C_0 = 10 kN ugrađen je na ležajno mjesto A. Statičkom jednadžbom ravnoteže dobivamo vrijednosti opterećenja ležaja A koje glasi:

$$F_A = F_B - F_r = 11,5 - 6,7 = 4,8\,\text{kN}. \tag{7.19}$$

S obzirom da se ležajevi vrte sporije od 10 min^{-1} proračunavaju se s obzirom na statičku nosivost. Ekvivalentno statičko opterećenje, s obzirom na malu aksijalnu silu, iznosi:

$$P_{0r} = F_B = 4,8\,\text{kN}\,. \tag{7.20}$$

Konačno možemo provjeriti ležaj s izrazom:

$$P_{0r} = 4,8\,\text{kN} \geq \frac{C_0}{s_0} = \frac{10}{1,5} = 6,7\,\text{kN}\,, \tag{7.21}$$

gdje je:

s_0 = 1,5 – tražena sigurnost statičke sigurnosti ležaja.

S obzirom na prijašnje izraze radijalni ležajevi pogona zadovoljavaju.

7.1.2. Proračun zupčanog para pogona

Pogon za okretanje dohvatnika ostvaren je na način da elektromotor s reduktorom smješten za betonsku bazu te prenosi snagu preko malog zupčanika z_1 na veliki zupčanik z_2 postavljen na dohvatnik koji rotira.

Odabran modul zupčanika je m = 6 mm. Broj zubi manjeg zupčanika iznosi z_1 = 16, dok je broj zubi većeg zupčanika z_2 = 66. Odabrana širina zupčanika iznosi b = 120 mm. Zahvatni kut je standardan i iznosi α = 20°. Osni razmak je povećan na a_w = 250 mm radi postizanja pozitivnog pomaka profila.

Razmak osi nultih zupčanika iznosi:

$$a = m \cdot \frac{z_1 + z_2}{2} = 6 \cdot \frac{16 + 66}{2} = 246\,\text{mm}\,. \tag{7.22}$$

Budući da se radi pozitivan pomak profila na paru zupčanika razmak osi zupčanika će biti veći od razmaka osi nultog para zupčanika i samim time zahvatni kut je veći kako slijedi:

$$\alpha_w = \arccos\left(\frac{a}{a_w} \cdot \cos(\alpha)\right) = \arccos\left(\frac{246}{250} \cdot \cos(20°)\right) = 22,4°\,. \tag{7.23}$$

Ukupan pomak profila računamo prema izrazu:

$$x_1 + x_2 = (z_1 + z_2) \cdot \frac{\text{ev}(\alpha_w) - \text{ev}(\alpha)}{2\text{tg}(\alpha)} = (16 + 66) \cdot \frac{\text{ev}(22,4°) - \text{ev}(20°)}{2\text{tg}(20°)} = 0,71\,, \tag{7.24}$$

te ga dijelimo na:

x_1 = 0,6 i

x_2 = 0,11.

S do sad izračunatim i navedenim podacima možemo izračunati dimenzije zupčanika kako slijedi:

$$d_1 = z_1 \cdot m = 16 \cdot 6 = 96\,\text{mm}\,. \tag{7.25}$$

$$d_{a1} = d_1 + 2m \cdot (1 + x_1) = 96 + 2 \cdot 6 \cdot (1 + 0,6) = 115,2\,\text{mm}\,. \tag{7.26}$$

$$d_{w1} = d_1 \cdot \frac{\cos(\alpha)}{\cos(\alpha_w)} = 96 \cdot \frac{\cos(20°)}{\cos(22,4°)} = 97,6\,\text{mm}\,. \tag{7.27}$$

$$d_{f1} = d_1 - 2m \cdot (1,25 - x_1) = 96 - 2 \cdot 6 \cdot (1,25 - 0,6) = 88,2\,\text{mm}\,. \tag{7.28}$$

$$d_{b1} = d_{w1} \cdot \cos(\alpha_w) = 97,6 \cdot \cos(22,4°) = 90,2\,\text{mm}\,. \tag{7.29}$$

$$d_2 = z_2 \cdot m = 66 \cdot 6 = 396\,\text{mm}\,. \tag{7.30}$$

$$d_{a2} = d_2 + 2m \cdot (1 + x_2) = 396 + 2 \cdot 6 \cdot (1 + 0,11) = 409,3\,\text{mm}\,. \tag{7.31}$$

$$d_{w2} = d_2 \cdot \frac{\cos(\alpha)}{\cos(\alpha_w)} = 396 \cdot \frac{\cos(20°)}{\cos(22,4°)} = 402,4\,\text{mm}\,. \tag{7.32}$$

$$d_{f2} = d_2 - 2m \cdot (1,25 - x_1) = 396 - 2 \cdot 6 \cdot (1,25 - 0,11) = 382,3\,\text{mm}\,. \tag{7.33}$$

$$d_{b2} = d_{w2} \cdot \cos(\alpha_w) = 402,4 \cdot \cos(22,4°) = 372,1\,\text{mm}\,. \tag{7.34}$$

Potrebno je, također, kontrolirati tjemenu zračnost. Minimalna potrebna tjemena zračnost računa se prema izrazu:

$$c_{min} = 0,12 \cdot m = 0,12 \cdot 6 = 0,72\,\text{mm}\,, \tag{7.35}$$

dok postojeću tjemenu zračnost računamo prema izrazu:

$$c = a_w - \frac{d_{a1} + d_{f2}}{2} = 250 - \frac{115,2 + 382,3}{2} = 1,25\,\text{mm}\,. \tag{7.36}$$

S obzirom da je postojeća tjemena zračnost veća od minimalne potrebne, odnosno c = 1,25 mm ≥ c_{min} = 0,72 mm, nije potrebno raditi skraćenje tjemena zupčanika.

S obzirom da se za oba zupčanika koristi konstrukcijski čelik E360 (Č0745) koji se neće kaliti provjera zupčanika će se vršiti prema dodirnom pritisku. Trajna dinamička čvrstoća materijala na Hertzov pritisak prema [15] iznosi σ_{Hlim} = 460 MPa, dok je potrebni faktor sigurnosti protiv ljuštenja bokova zupčanika za povremeni (interminirajući) pogon prema [16] S_H = 1,2. Stoga dopušten Hertzov dodirni pritisak iznosi:

$$\sigma_{H,dop} = \frac{\sigma_{Hlim}}{S_H} = \frac{460}{1,2} = 383\,\text{MPa}\,. \tag{7.37}$$

Izraz za izračun Hertzovog dodirnog pritiska glasi:

$$\sigma_{\mathrm{H}} = Z_{\mathrm{M}} \cdot Z_{\mathrm{H}} \cdot Z_{\varepsilon} \cdot \sqrt{\frac{u+1}{u} \cdot \frac{F_{\mathrm{tw}}}{b \cdot d_{\mathrm{w1}}} \cdot K_{\mathrm{H}\alpha}} \,. \tag{7.38}$$

Parametar u predstavlja omjer broja zubi zupčanika z_1 i z_2 što je ujedno prijenosni omjer zupčanog para:

$$u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{66}{16} = 4{,}125 \,. \tag{7.39}$$

Maksimalna tangencijalna sila na obodu zupčanika iznosi:

$$F_{\mathrm{tw}} = \frac{2 \cdot M_2}{d_{\mathrm{w1}}} = \frac{2 \cdot 327000}{97{,}6} = 6700\,\mathrm{N} \,, \tag{7.40}$$

gdje je:

M_2 = 327 Nm – moment na izlazu iz elektromotora samim time i na manjem zupčaniku.

Faktor materijala za zupčani par izrađen od čelika iznosi $Z_{\mathrm{M}} = 189{,}5\ \sqrt{\mathrm{N/mm^2}}$. Faktor oblika boka Z_{H} ovisi o odnosu faktora pomaka profila i broja zubi. Taj odnos iznosi:

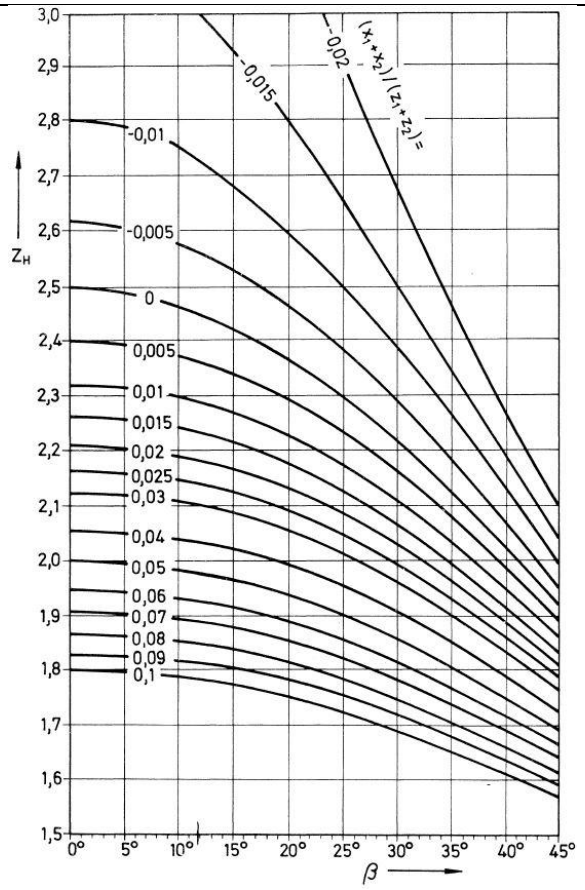
$$\frac{x_1 + x_2}{z_1 + z_2} = \frac{0{,}6 + 0{,}11}{16 + 66} = 0{,}009 \,, \tag{7.41}$$

Iz dijagrama prikazanog na slici u nastavku očitavamo faktor oblika boka $Z_{\mathrm{H}} = 2{,}33$.

Kako bi se izračuna faktor stupnja prekrivanja Z_{ε} prvo je potrebno izračunati stupanj prekrivanja koji se računa prema sljedećem izrazu:

$$\varepsilon_{\alpha} = \frac{\sqrt{\left(\frac{d_{\mathrm{a1}}}{2}\right)^2 - \left(\frac{d_{\mathrm{b1}}}{2}\right)^2} + \sqrt{\left(\frac{d_{\mathrm{a2}}}{2}\right)^2 - \left(\frac{d_{\mathrm{b2}}}{2}\right)^2} - a_{\mathrm{w}} \cdot \sin\left(\alpha_{\mathrm{w}}\right)}{m \cdot \pi \cdot \cos\left(\alpha\right)} \,. \tag{7.42}$$

$$\varepsilon_{\alpha} = \frac{\sqrt{\left(\frac{115{,}2}{2}\right)^2 - \left(\frac{90{,}2}{2}\right)^2} + \sqrt{\left(\frac{409{,}3}{2}\right)^2 - \left(\frac{372{,}1}{2}\right)^2} - 250 \cdot \sin\left(22{,}4°\right)}{6 \cdot \pi \cdot \cos\left(20°\right)} = 1{,}46$$



Slika 29. Faktor oblika zuba Z_H za α = 20° [15]

Uvrštavanjem svih izračunatih vrijednosti u izraz za izračun Hertzovog dodirnog pritiska (7.38) dobivamo njegovu vrijednost koju možemo usporediti s dopuštenim dodirnim pritiskom iz izraza (7.37).

$$\sigma_H = 189,5 \cdot 2,33 \cdot 0,92 \cdot \sqrt{\frac{4,125+1}{4,125} \cdot \frac{6700}{120 \cdot 97,6} \cdot 1,18} = 372\,\text{MPa} \geq \sigma_{H,dop} = 383\,\text{MPa}\,. \qquad \textbf{(7.43)}$$

S obzirom da je Hertzov dodirni pritisak manji od dopuštenog zupčani par zadovoljava pogonske uvjete.

7.1.3. Proračun vratila primarnog pogona

Vratilo pogona je na svom kritičnom presjeku opterećeno na savijanje, torziju i vlak. Zbog relativno malog iznosa naprezanja usred vlaka ono će se zanemariti. Samim time vratilo promjera d = 40 mm izrađeno od čelika oznake E335 trajne dinamičke čvrstoće na naizmjenično savijanje $\sigma_{f,DN}$ = 290 MPa prema [1] mora zadovoljiti:

$$\sigma_{ekv} = \sqrt{\sigma_f^2 + 3\tau_t^2} \leq \sigma_{dop} = \frac{\sigma_{f,DN}}{S}\,, \qquad \textbf{(7.44)}$$

gdje je:

S = 2,5 – potrebna sigurnost vratila.

Naprezanje uslijed savijanja računamo prema izrazu:

$$\sigma_{\mathrm{f}} = \frac{M_{\mathrm{f}}}{W} = \frac{F_{\mathrm{r}} \cdot 111,5}{\frac{d^3 \cdot \pi}{32}} = \frac{6700 \cdot 76,5}{\frac{40^3 \cdot \pi}{32}} = 82\,\mathrm{MPa}\,, \tag{7.45}$$

dok naprezanje uslijed torzije računamo prema izrazu:

$$\tau_{\mathrm{t}} = \frac{M_{\mathrm{t}}}{W_t} = \frac{M_2}{\frac{d^3 \cdot \pi}{16}} = \frac{327000}{\frac{40^3 \cdot \pi}{16}} = 26\,\mathrm{MPa}\,. \tag{7.46}$$

Uvrštavanjem dobivenih naprezanja u izraz (7.44) dobivamo:

$$\sigma_{\mathrm{ekv}} = \sqrt{82^2 + 3 \cdot 26^2} = 94\,\mathrm{MPa} \leq \sigma_{\mathrm{dop}} = \frac{290}{2,5} = 116\,\mathrm{MPa}\,, \tag{7.47}$$

što znači da vratilo zadovoljava.

7.1.4. Proračun pera primarnog pogona

Dva pera se nalaze na vratilu pogona. Jedan se nalazi na izlazu pogona te se ne mora proračunavati s obzirom da je proračun od strane proizvođača. Drugo pero se nalazi između vratila i malog zupčanika te je kritično na dodirni pritisak. Moment koji prenosi iznosi M = 327 Nm, promjer na kojem se nalazi pero je jednako d = 40 mm. Proračunska duljina pera iznosi l = 80 mm, širina pera b = 12 mm i visina pera u dodiru s zupčanikom t_2 = 3,2 mm.

Pero na dodirni pritisak proračunavamo preko izraza:

$$p = \frac{F_{\mathrm{t}}}{A} = \frac{2M_2}{d \cdot t_2 \cdot l} = \frac{2 \cdot 327000}{40 \cdot 3,2 \cdot 80} = 64\,\mathrm{MPa} \leq p_{\mathrm{dop}} = 100\,\mathrm{MPa}\,, \tag{7.48}$$

gdje je:

p_{dop} = 100 MPa – dopušten dodirni pritisak za pero prema [2].

S obzirom da je izračunati dodirni pritisak manji od dozvoljenog pero zadovoljava.

7.1.5. Proračun zatika protiv okretanja primarnog pogona

Zatik vidljiv na slici primarnog pogona [Slika 27] služi kao radijalni oslonac. On preuzima potrebni moment kako bi „zakočio“ motor reduktor da se on ne krene zakretati. Sila koju on preuzima je jednak maksimalnom momentu pogona podijeljenog s krakom djelovanja to jest:

$$F = \frac{M_2}{l} = \frac{327000}{140} = 2336\,\text{N}, \tag{7.49}$$

Nadalje zatik se proračunava na odrez, površinski pritisak i savijanje.

7.1.5.1. Proračun zatika na odrez

Naprezanje na odrez se računa prema izrazu:

$$\tau_a = \frac{F}{2A_z} = \frac{F}{2\frac{d^2 \cdot \pi}{4}} = \frac{2F}{d^2 \cdot \pi} = \frac{2 \cdot 2336}{17^2 \cdot \pi} = 5\,\text{MPa}, \tag{7.50}$$

gdje je:

A_z – površina presjeka zatika.

Dopušteno naprezanje za izmjenično promjenjivo opterećenje i za čelik S235JR prema [2] iznosi $\tau_{a,dop}$ = 20 MPa. Kako je dopušteno naprezanje veće od stvarnog, odnosno $\tau_{a,dop}$ = 20 MPa ≥ τ_a = 5 MPa, zatik zadovoljava.

7.1.5.2. Proračun zatika na dodirni pritisak

Dodirni pritisak se računa prema izrazu:

$$p = \frac{F}{A_p} = \frac{F}{d \cdot b} = \frac{2336}{17 \cdot 10} = 14\,\text{MPa}, \tag{7.51}$$

Dopušteni dodirni pritisak zatika prema [2] za čelik S235JR i naizmjenično opterećenje iznosi p_{dop} = 36 MPa. S obzirom da je dopušteni dodirni pritisak veći od stvarnog, odnosno p_{dop} = 36 MPa ≥ p = 14 MPa, zatik zadovoljava.

7.1.5.3. Proračun zatika na savijanje

Naprezanje uslijed savijanja se računa prema izrazu:

$$\sigma_f = \frac{M}{W} = \frac{\frac{F \cdot l}{4}}{\frac{d^3 \cdot \pi}{32}} = \frac{8 \cdot F \cdot l}{d^3 \cdot \pi} = \frac{8 \cdot 2336 \cdot 26}{17^3 \cdot \pi} = 31\,\text{MPa}, \tag{7.52}$$

Dopušteno naprezanje za čelik S235JR iznosi:

$$\sigma_{f,dop} = \frac{\sigma_{f,DN}}{S} = \frac{180}{2,5} = \frac{180}{2,5} = 72\,\text{MPa}, \tag{7.53}$$

gdje je:

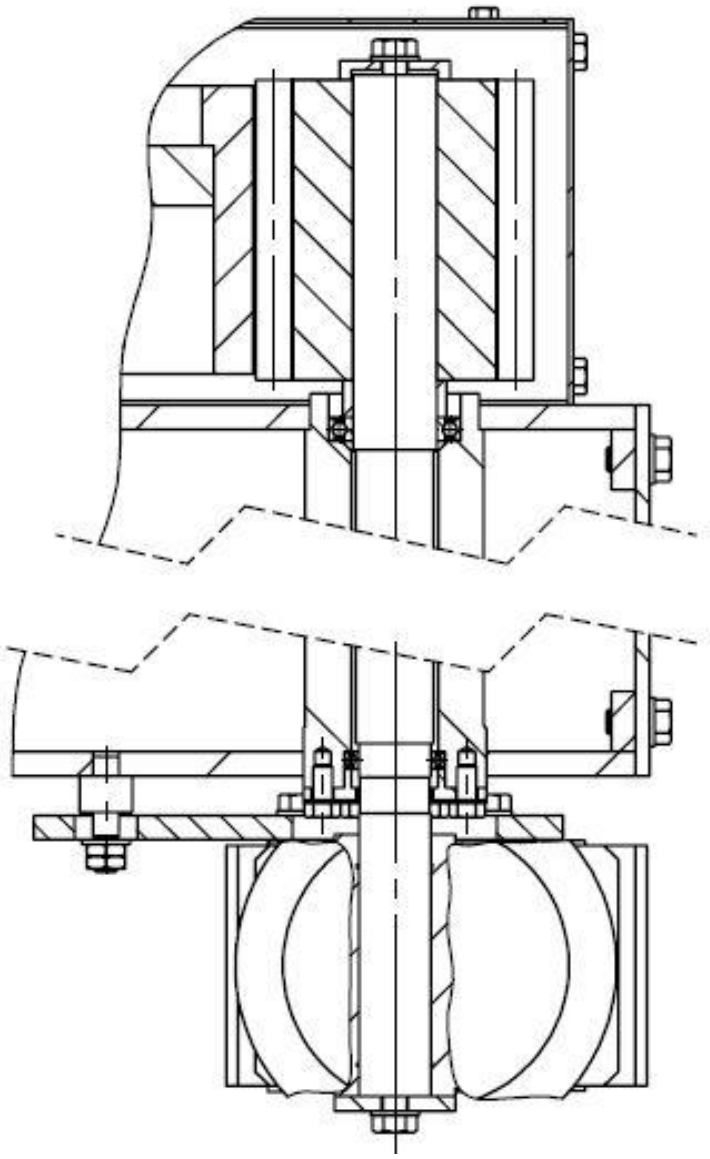
$\sigma_{f,DN}$ = 180 MPa – dopušteno dinamičko naizmjenično naprezanje na savijanje prema [1] za čelik S235JR i

S = 2,5 – Potrebna sigurnost.

Kako je dopušteno naprezanje veće od stvarnog, odnosno $\sigma_{f,dop}$ = 72 MPa ≥ σ_f = 31 MPa, zatik zadovoljava.

7.2. Proračun pogona sekundarnog dohvatnika

Za proračun pogona dohvatnika, prikazanog na slici u nastavku [Slika 30], potrebno je proračunati: elektromotor, kućište s ležajevima, par zupčanika, vratilo s perom i zatik pogona.



Slika 30. Pogon sekundarnog dohvatnika

7.2.1. Odabir i proračun elektromotora sekundarnog pogona dohvatnika

7.2.1.1. Proračun potrebnog momenta za pokretanje dohvatnika

Prilikom pokretanja dohvatnika iz stanja mirovanja potrebno je savladati sile trenja u ležajevima kao i sile inercije masa koje ubrzavaju. Tako da ukupan moment kojeg elektromotor treba nadvladati možemo izraziti jednadžbom:

$$M_{\text{potr},2} = M_{\text{tr}} + M_{\text{in}} . \tag{7.54}$$

Za moment potreban za savladavanje sila trenja u ležajevima iskorišten je SKF-ov online alat za odabir ležajeva [14]. Odabirući ležajeve i njihovo opterećenje dobivamo (podaci iz točke 6.4.1) dobivamo rezultate: Mr = 7,5 Nm (moment potreban za savladavanje trenja jednog radijalnog ležaja) i Ma = 3,5 Nm (moment potreban za savladavanje trenja jednog aksijalnog ležaja). Stoga vrijedi:

$$M_{\text{tr}} = 2M_{\text{r}} + M_{\text{a}} = 2 \cdot 7,5 + 3,5 = 19\,\text{Nm} . \tag{7.55}$$

Moment inercije računamo prema izrazu:

$$M_{\text{in}} = J_{\text{uk}} \cdot \varepsilon , \tag{7.56}$$

gdje je:

J_{uk} – ukupni moment tromosti masa koje ubrzavaju i

ε – potrebno kutno ubrzanje dohvatnika.

Ukupni moment tromosti možemo rastaviti na moment tromosti primarnog dohvatnika, sekundarnog dohvatnika i kuke s teretom. Također pošto smo zanemarili neke manje bitne mase povećati ćemo dobiveni izraz za 10% tako da u konačnici izraz izgleda:

$$J_{\text{uk}} = 1,1 \cdot \left(J_{\text{II}} + J_{\text{T}} \right) . \tag{7.57}$$

Pojedine momente tromosti računamo pomoću već poznatih veličina, navedenih na prethodnoj slici [Slika 13] i tablici [Tablica 10] kao i projektnog parametra it prve tablice [Tablica 1] Q_0 = 2556 kg, prema izrazima:

$$J_{\text{II}} = m_2 \cdot \left(\frac{l_2}{2} \right)^2 = 106 \cdot \left(\frac{1,8}{2} \right)^2 = 86\,\text{kgm}^2 \text{ i} \tag{7.58}$$

$$J_{\text{T}} = \left(m_{\text{K}} + Q_0 \right) \cdot l_2^2 = \left(38 + 500 \right) \cdot 1,8^2 = 1743\,\text{kgm}^2 . \tag{7.59}$$

Uvrštavajući dobivene izraze u jednadžbu (7.4) dobivamo ukupan moment tromosti:

$$J_{\text{uk}} = 1,1 \cdot \left(86 + 1743 \right) = 2012\,\text{kgm}^2 . \tag{7.60}$$

Kako bi izračunali moment inercije još nam je potrebno kutno ubrzanje koje računamo prema izrazu:

$$\varepsilon = \frac{\omega}{t_u} = \frac{v_{voz}}{l_2 \cdot t_u} = \frac{0,367}{1,8 \cdot 1} = 0,2\,\text{rad/s}^2, \tag{7.61}$$

gdje je:

t_u = 1 s – vrijeme potrebno za ubrzavanje na željenu brzinu vožnje i

v_{voz} = 22 m/min = 0,367 m/s – tražena brzina vožnje tereta.

Sada se možemo vratiti na izraz (7.56) za izračun momenta inercije koji iznosi:

$$M_{in} = J_{uk} \cdot \varepsilon = 2012 \cdot 0,2 = 402\,\text{Nm}. \tag{7.62}$$

Konačno potrebni moment za pokretanje dohvatnika iznosi:

$$M_{potr,2} = 19 + 402 = 421\,\text{Nm}. \tag{7.63}$$

7.2.1.2. Odabir pogona za okretanje dohvatnika

S obzirom da se između pogona i dohvatnika nalazi dodatan par zupčanika prijenosnog omjera i = 4,125, potrebni moment pogona iznosi:

$$M_{potr,1} = \frac{M_{potr,2}}{i} = \frac{421}{4,125} = 102\,\text{Nm}. \tag{7.64}$$

Brzinu vrtnje pogona računamo prema izrazu:

$$n_1 = i \cdot \frac{\omega \cdot 60}{2\pi} = i \cdot \frac{v_{voz}}{2\pi \cdot l_2} = 4,125 \cdot \frac{22}{2\pi \cdot 1,8} = 8\,\text{min}^{-1}. \tag{7.65}$$

Na web stranici proizvođača *Watt drive* preko alata za odabir sklopa motor reduktora [8] odabran je sklop elektromotora s reduktorom i ugrađenom kočnicom oznake KUA 60C 3A 71-04E-TH-TF-BR4 čije su specifikacije prikazane u tablici u nastavku [Tablica 12].

Tablica 12. Specifikacije odabranog motora za pogon sekundarnog dohvatnika

Nazivna snaga elektromotora	P	0,12 kW
Nazivna brzina vrtnje elektromotora	n_1	955 min^{-1}
Brzina vrtnje izlaznog vratila reduktora	n_2	8 min^{-1}
Nazivni moment elektromotora	M_1	2,5 Nm
Okretni moment izlaznog vratila reduktora	M_2	184 Nm

Maksimalni moment kočnice elektromotora	M_k	4 Nm
Prijenosni omjer reduktora	i_{red}	120
Ukupna masa sklopa elektromotora	m_{uk}	23,5 kg
Stupanj korisnog djelovanja elektromotora s reduktorom	η_{EM}	0,69

7.2.1.3. Provjera odabranog sklopa elektromotora s obzirom na izlazni moment

S obzirom da smo izračunali potrebni moment elektromotora u prethodnoj točki samo ga je potrebno usporediti s izlaznim momentom sklopa elektromotora s reduktorom kako slijedi: $M_2 = 184\ \text{Nm} \geq M_{potr,1} = 102\ \text{Nm}$. S obzirom da je izlazni moment veći od potrebnog pogon zadovoljava ovaj uvijet.

7.2.1.4. Provjera ugrađene kočnice

Kočnica treba zaustaviti mase u pokretu te ako se uzme jednako vrijeme kočenja kao i ubrzanja, odnosno $t_u = t_k = 1$ s, moment inercije će biti jednak onome izračunatom u izrazu (7.62), to jest, $M_{in} = 402$ Nm.

Dodatno, s obzirom da je moment inercije izračunat na zupčaniku kućišta, potrebno je uračunati prijenosni omjer kao i stupanj korisnog djelovanja kako slijedi:

$$M_k = 4\,\text{Nm} \geq M_{in} \cdot \frac{n_2}{n_1 \cdot i} \cdot \left(2 - \frac{1}{\eta_{EM} \cdot \eta_z}\right) = 402 \cdot \frac{8}{955 \cdot 4{,}125} \cdot \left(2 - \frac{1}{0{,}69 \cdot 0{,}98}\right) = 0{,}4\,\text{Nm}, \quad \textbf{(7.66)}$$

gdje je:

$\eta_z = 0{,}98$ – stupanj korisnog djelovanja para zupčanika.

S obzirom da je moment kočnice veći od potrebnog momenta za kočenje sustava, kočnica zadovoljava.

7.2.1.5. Provjera opterećenosti ležaja reduktora

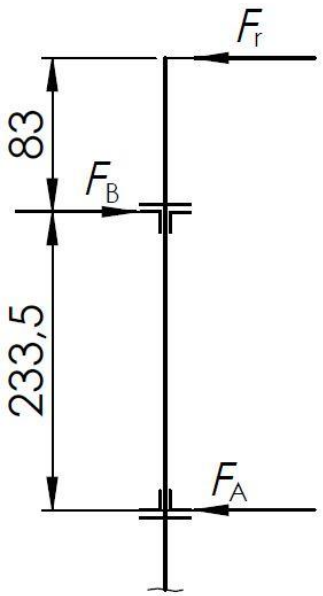
Zbog prevelikog opterećenja ležaja reduktora ugrađen je par ležaja unutar kućišta koji preuzimaju radijalnu silu koja nastaje uslijed rada zupčanog para. Na slici sa početka poglavlja [Slika 30] je prikazano kućište s ležajevima kao i položaj zupčanika. Na slici u nastavku [Slika 31] je dana skica sa potrebnim dimenzijama za proračun ugrađenih ležajeva.

Radijalna silu uslijed djelovanja para zupčanika računamo prema izrazu:

$$F_{\mathrm{r}} = \frac{2 \cdot M_2}{d_{\mathrm{w1}}} = \frac{2 \cdot 184}{97,6} = 3,8\,\mathrm{kN}, \tag{7.67}$$

gdje je:

d_{w1} = 97,6 mm – kinematski promjer manjeg zupčanika.



Slika 31. Prikaz opterećenja ležaja sekundarnog pogona

Ležaj oznake 61907-2RS1 proizvođača *SKF* statičke nosivosti C_0 = 7,8 kN ugrađen je na ležajno mjesto B. Statičkom jednadžbom ravnoteže dobivamo vrijednosti opterećenja ležaja B koje glasi:

$$F_{\mathrm{B}} = F_{\mathrm{r}} \cdot \frac{233,5+83}{233,5} = 3,8 \cdot \frac{233,5+83}{233,5} = 5,2\,\mathrm{kN}. \tag{7.68}$$

S obzirom da se ležajevi vrte sporije od 10 min^{-1} proračunavaju se s obzirom na statičku nosivost. Ekvivalentno statičko opterećenje, s obzirom na malu aksijalnu silu, iznosi:

$$P_{0\mathrm{r}} = F_{\mathrm{B}} = 5,2\,\mathrm{kN}. \tag{7.69}$$

Konačno možemo provjeriti ležaj s izrazom:

$$P_{0\mathrm{r}} = 5,2\,\mathrm{kN} \geq \frac{C_0}{s_0} = \frac{7,8}{1,5} = 5,2\,\mathrm{kN}, \tag{7.70}$$

gdje je:

s_0 = 1, 5 – tražena sigurnost statičke sigurnosti ležaja.

Ležaj oznake 61806-2RS1 proizvođača *SKF* statičke nosivosti C_0 = 2,9 kN ugrađen je na ležajno mjesto A. Statičkom jednadžbom ravnoteže dobivamo vrijednosti opterećenja ležaja A koje glasi:

$$F_A = F_B - F_r = 5,2 - 3,8 = 1,4\,\text{kN}. \tag{7.71}$$

S obzirom da se ležajevi vrte sporije od 10 min^{-1} proračunavaju se s obzirom na statičku nosivost. Ekvivalentno statičko opterećenje, s obzirom na malu aksijalnu silu, iznosi:

$$P_{0r} = F_B = 1,4\,\text{kN}. \tag{7.72}$$

Konačno možemo provjeriti ležaj s izrazom:

$$P_{0r} = 1,4\,\text{kN} \geq \frac{C_0}{s_0} = \frac{2,9}{1,5} = 1,9\,\text{kN}, \tag{7.73}$$

gdje je:

s_0 = 1, 5 – tražena sigurnost statičke sigurnosti ležaja.

S obzirom na prijašnje izraze radijalni ležajevi pogona zadovoljavaju.

7.2.2. Proračun zupčanog para sekundarnog pogona

Zupčani par sekundarnog pogona je identičan onome primarnog proračunatog u točki 7.1.2, ali je opterećen manjom radijalnom silom F_r = 3770 N. Iz toga možemo zaključiti da zupčani par sekundarnog pogona također zadovoljava

7.2.3. Proračun vratila sekundarnog pogona

Vratilo pogona je na svom kritičnom presjeku opterećeno na savijanje, torziju i vlak. Zbog relativno malog iznosa naprezanja usred vlaka ono će se zanemariti. Samim time vratilo promjera d = 35 mm izrađeno od čelika oznake E335 trajne dinamičke čvrstoće na naizmjenično savijanje $\sigma_{f,DN}$ = 290 MPa prema [1] mora zadovoljiti:

$$\sigma_{ekv} = \sqrt{\sigma_f^2 + 3\tau_t^2} \leq \sigma_{dop} = \frac{\sigma_{f,DN}}{S}, \tag{7.74}$$

gdje je:

S = 2,5 – potrebna sigurnost vratila.

Naprezanje uslijed savijanja računamo prema izrazu:

$$\sigma_{\mathrm{f}} = \frac{M_{\mathrm{f}}}{W} = \frac{F_{\mathrm{r}} \cdot 111{,}5}{\frac{d^3 \cdot \pi}{32}} = \frac{3770 \cdot 83}{\frac{35^3 \cdot \pi}{32}} = 74\,\mathrm{MPa}\,, \tag{7.75}$$

dok naprezanje uslijed torzije računamo prema izrazu:

$$\tau_{\mathrm{t}} = \frac{M_{\mathrm{t}}}{W_t} = \frac{M_2}{\frac{d^3 \cdot \pi}{16}} = \frac{184000}{\frac{35^3 \cdot \pi}{16}} = 22\,\mathrm{MPa}\,. \tag{7.76}$$

Uvrštavanjem dobivenih naprezanja u izraz (7.44) dobivamo:

$$\sigma_{\mathrm{ekv}} = \sqrt{74^2 + 3 \cdot 22^2} = 83\,\mathrm{MPa} \le \sigma_{\mathrm{dop}} = \frac{290}{2{,}5} = 116\,\mathrm{MPa}\,, \tag{7.77}$$

što znači da vratilo zadovoljava.

7.2.4. Proračun pera sekundarnog pogona

Dva pera se nalaze na pogonu dohvatnika. Jedan se nalazi na izlazu motora s reduktorom te se ne mora proračunavati s obzirom da je proračun od strane proizvođača. Drugo pero se nalazi između vratila i malog zupčanika te je kritično na dodirni pritisak. Moment koji prenosi iznosi M = 184 Nm, promjer na kojem se nalazi pero je jednako d = 30 mm. Proračunska duljina pera iznosi l = 80 mm, širina pera b = 8 mm i visina pera u dodiru s zupčanikom t_2 = 3 mm.

Pero na dodirni pritisak proračunavamo preko izraza:

$$p = \frac{F_{\mathrm{t}}}{A} = \frac{2M_2}{d \cdot t_2 \cdot l} = \frac{2 \cdot 184000}{30 \cdot 3 \cdot 80} = 51\,\mathrm{MPa} \le p_{\mathrm{dop}} = 100\,\mathrm{MPa}\,, \tag{7.78}$$

gdje je:

p_{dop} = 100 MPa – dopušten dodirni pritisak za pero prema [2].

S obzirom da je izračunati dodirni pritisak manji od dozvoljenog pero zadovoljava.

7.2.5. Proračun zatika protiv okretanja sekundarnog pogona

Zatik vidljiv na slici sekundarnog pogona [Slika 30] služi kao radijalni oslonac. On preuzima potrebni moment kako bi „zakočio“ motor reduktor da se on ne krene zakretati. Sila koju on preuzima je jednak maksimalnom momentu pogona podijeljenog s krakom djelovanja to jest:

$$F = \frac{M_2}{l} = \frac{184000}{120} = 1533\,\mathrm{N}\,, \tag{7.79}$$

Nadalje zatik se proračunava na odrez, površinski pritisak i savijanje.

7.2.5.1. Proračun zatika na odrez

Naprezanje na odrez se računa prema izrazu:

$$\tau_a = \frac{F}{2A_z} = \frac{F}{2\frac{d^2 \cdot \pi}{4}} = \frac{2F}{d^2 \cdot \pi} = \frac{2 \cdot 1533}{11^2 \cdot \pi} = 8\,\text{MPa}\,, \tag{7.80}$$

gdje je:

A_z – površina presjeka zatika.

Dopušteno naprezanje za izmjenično promjenjivo opterećenje i za čelik S235JR prema [2] iznosi $\tau_{a,dop}$ = 20 MPa. Kako je dopušteno naprezanje veće od stvarnog, odnosno $\tau_{a,dop}$ = 20 MPa ≥ τ_a = 8 MPa, zatik zadovoljava.

7.2.5.2. Proračun zatika na dodirni pritisak

Dodirni pritisak se računa prema izrazu:

$$p = \frac{F}{A_p} = \frac{F}{d \cdot b} = \frac{1533}{11 \cdot 10} = 14\,\text{MPa}\,, \tag{7.81}$$

Dopušteni dodirni pritisak zatika prema [2] za čelik S235JR i naizmjenično opterećenje iznosi p_{dop} = 36 MPa. S obzirom da je dopušteni dodirni pritisak veći od stvarnog, odnosno p_{dop} = 36 MPa ≥ p = 14 MPa, zatik zadovoljava.

7.2.5.3. Proračun zatika na savijanje

Naprezanje uslijed savijanja se računa prema izrazu:

$$\sigma_f = \frac{M}{W} = \frac{F \cdot l}{\frac{d^3 \cdot \pi}{32}} = \frac{32 \cdot F \cdot l}{d^3 \cdot \pi} = \frac{32 \cdot 1533 \cdot 22}{22^3 \cdot \pi} = 32\,\text{MPa}\,. \tag{7.82}$$

Dopušteno naprezanje za čelik S235JR iznosi:

$$\sigma_{f,dop} = \frac{\sigma_{f,DN}}{S} = \frac{180}{2,5} = \frac{180}{2,5} = 72\,\text{MPa}\,, \tag{7.83}$$

gdje je:

$\sigma_{f,DN}$ = 180 MPa – dopušteno dinamičko naizmjenično naprezanje na savijanje prema [1] za čelik S235JR i

S = 2,5 – Potrebna sigurnost.

Kako je dopušteno naprezanje veće od stvarnog, odnosno $\sigma_{f,dop}$ = 72 MPa ≥ σ_f = 32 MPa, zatik zadovoljava.

7.2.5.4. Proračun zavara zatika

Zavar zatika je opterećen na savijanje prema izrazu:

$$\sigma_{\mathrm{f}} = \frac{M}{W} = \frac{F \cdot l}{\frac{\left(d_v^3 - d^3\right) \cdot \pi}{32}} = \frac{32 \cdot F \cdot l}{\left(d_v^3 - d_u^3\right) \cdot \pi} = \frac{32 \cdot 1533 \cdot 22}{\left(25^3 - 22^3\right) \cdot \pi} = 69\,\mathrm{MPa}\,, \tag{7.84}$$

gdje je:

$d_{\mathrm{v}} = d + a = 22 + 3 = 25$ mm – vanjski promjer zavara i

$a = 3$ mm – proračunska visina zavara.

Dopušteno naprezanje zavara za čelik S235JR iznosi:

$$\sigma_{\mathrm{f,dop}} = \frac{\sigma_{\mathrm{f,DN}}}{S} = \frac{180}{2,5} = \frac{180}{2,5} = 72\,\mathrm{MPa}\,, \tag{7.85}$$

gdje je:

$\sigma_{\mathrm{f,DN}} = 180$ MPa – dopušteno dinamičko naizmjenično naprezanje na savijanje prema [1] za čelik S235JR i

S = 2,5 – Potrebna sigurnost.

Kako je dopušteno naprezanje veće od stvarnog, odnosno $\sigma_{\mathrm{f,dop}} = 72$ MPa $\geq \sigma_{\mathrm{f}} = 69$ MPa, zavar zatika zadovoljava.

LITERATURA

[1] Kraut, B.: Strojarski priručnik, Tehnička knjiga Zagreb, 1970.

[2] Decker, K. H.: Elementi strojeva, Tehnička knjiga Zagreb, 1975.

[3] Opalić, M., Kljajun M., Sebastijanović, S.: Tehničko crtanje, Zrinski d.d. Čakovec/Slavonski Brod, 2007.

[4] Herold, Z., Ščap, D., Hoić, M.: Prenosila i dizala

[5] Šćap, D.: Prenosila i dizala Podloga za konstrukciju i proračun, Zagreb, 1990.

[6] Strojopromet, Katalog, Zagreb, 2020.

[7] Alfirević, I.: Nauka o čvrstoći I, Zagreb, 1995.

[8] Watt drive, web stranica za odabir motor reduktora: https://cat4cad.wattdrive.com/cat4cad2/

[9] Watt drive, web stranica za odabir motor reduktora:

[10] http://www.staticstools.eu/en

[11] Školska knjiga: Inženjerski priručnik Temelj inženjerskih znanja, Zagreb, 1996.

[12] Moo-Zung, Lee: How bolt patterns react to external loads, Machine Design, 2011.

[13] Alfirević, I.: Linearna analiza konstrukcije, Faklutet strojarstva i brodogradnje Zagreb 2011.

[14] SKF Bearing Select, web alat za izbor i proračun ležajeva: https://www.skfbearingselect.com/#/bearing-selection-start

[15] Oberšmit, E.: Ozubljenja i zupčanici, Zagreb, 1982.

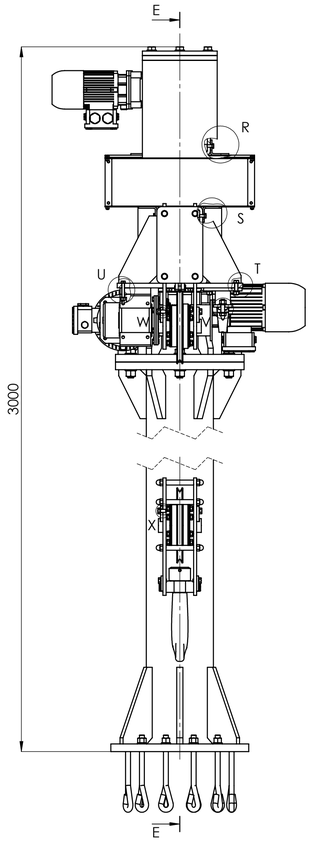
[16] Opalić, M., Rakamarić, P.: Program reduktor, FSB, Zagreb

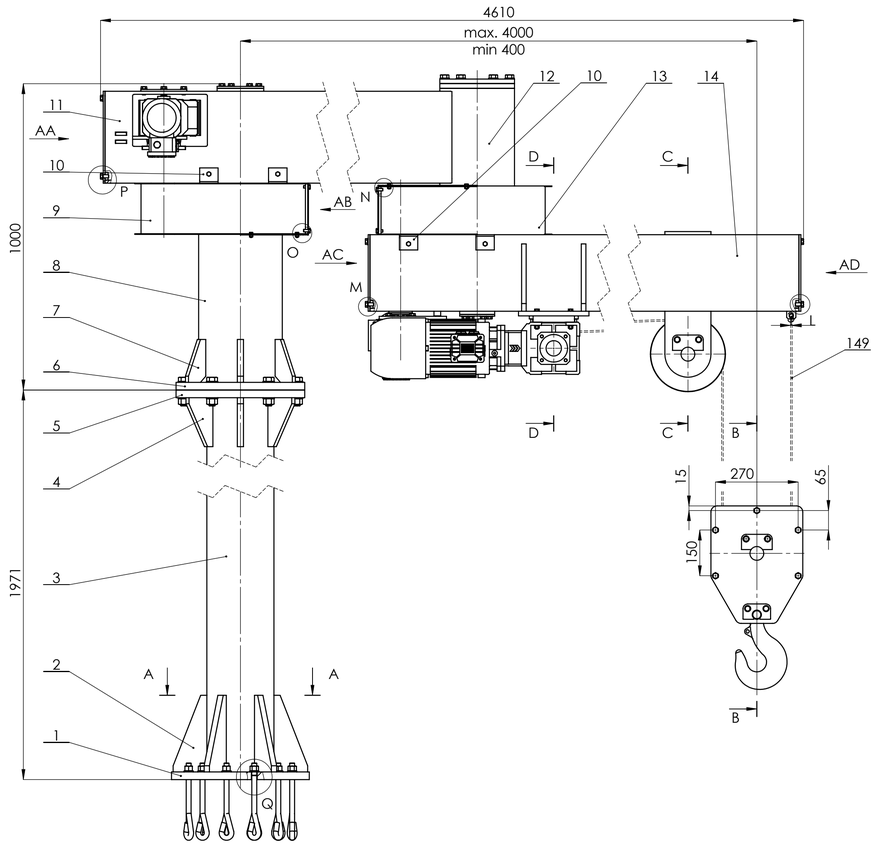
[17] Rules for the design of hoisting appliance, F.E.M. 1.001, 1998.

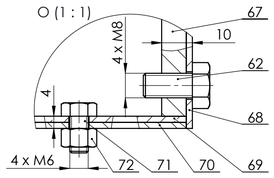
PRILOZI

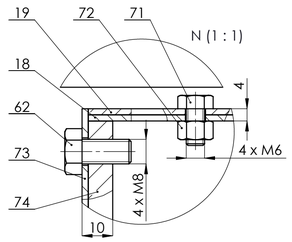
I. CD-R disc

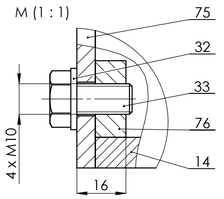
II. Tehnička dokumentacija

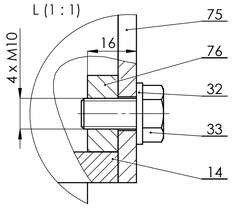


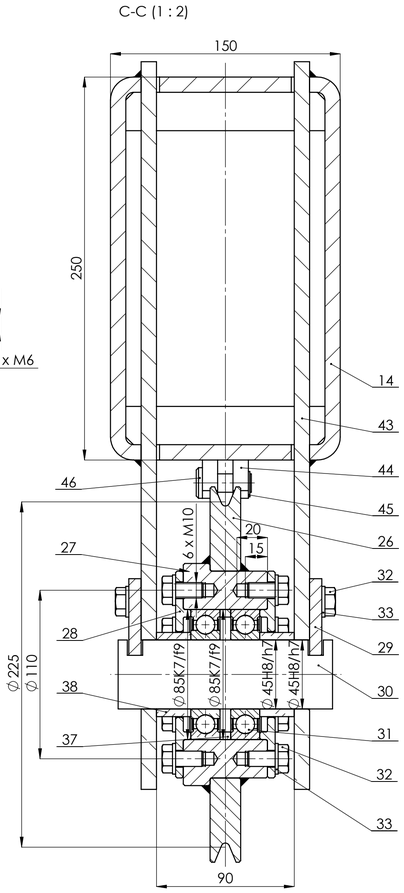


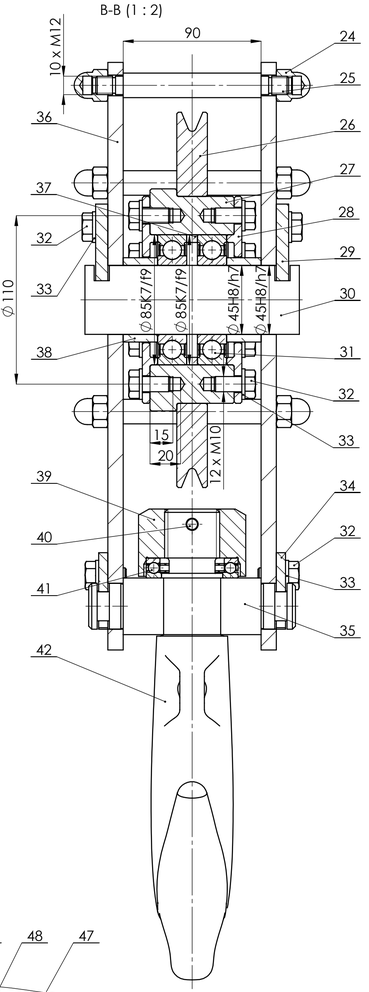


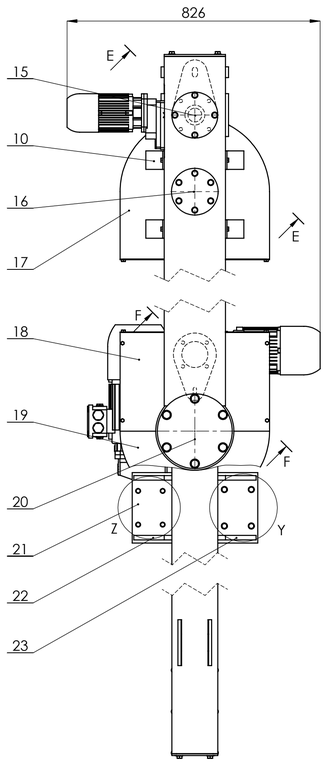


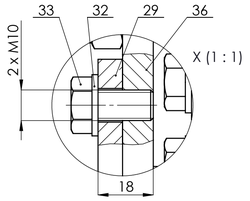


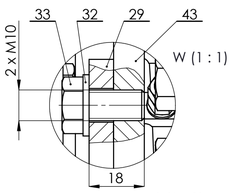


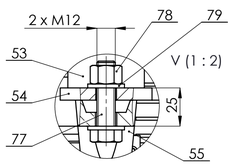


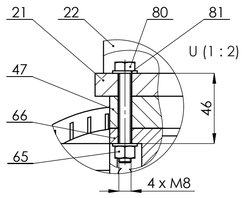


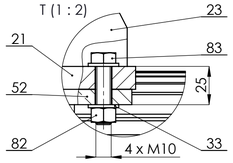


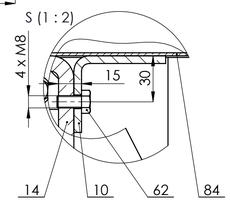


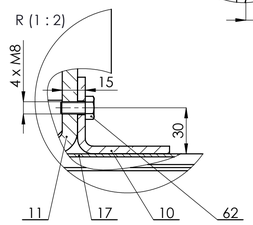


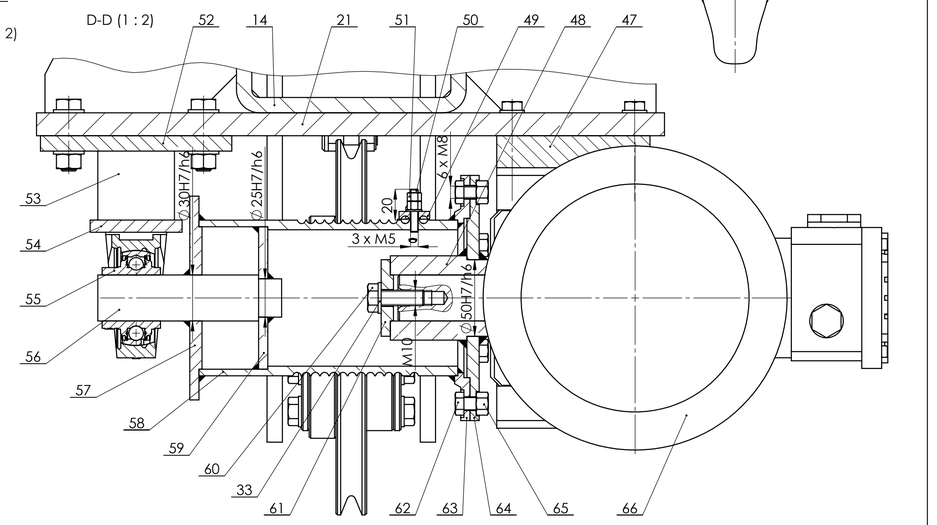


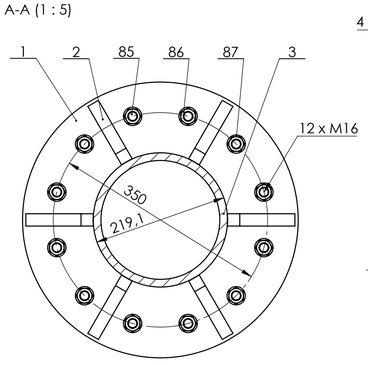


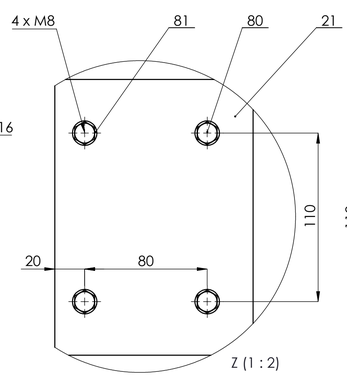


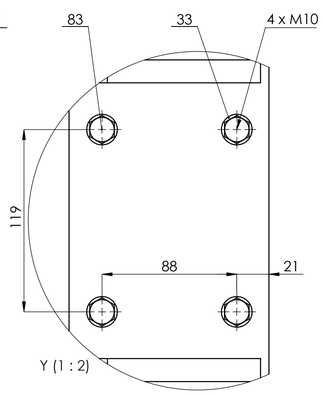


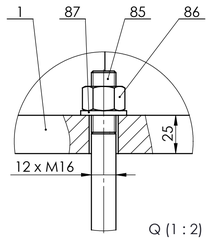


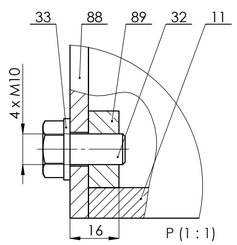












Poz.	Naziv dijela	Kom.	Crtež broj / Norma	Materijal	Sirove dimenzije / Proizvođač	Masa
Broj naziva - code						

	Datum	Ime i prezime	Potpis
Projektirao	19.02.2022.	Vladimir Pandža	
Razradio	19.02.2022.	Vladimir Pandža	
Crtao	19.02.2022.	Vladimir Pandža	
Pregledao			

FSB Zagreb

ISO - tolerancije

Objekt: — Objekt broj:

R. N. broj:

Napomena: — Kopija

Materijal: — Masa: 1,24t

Mjerilo originala: 1 : 10

Naziv: **Preklopni dohvatnik**

Pozicija:

Format: A1

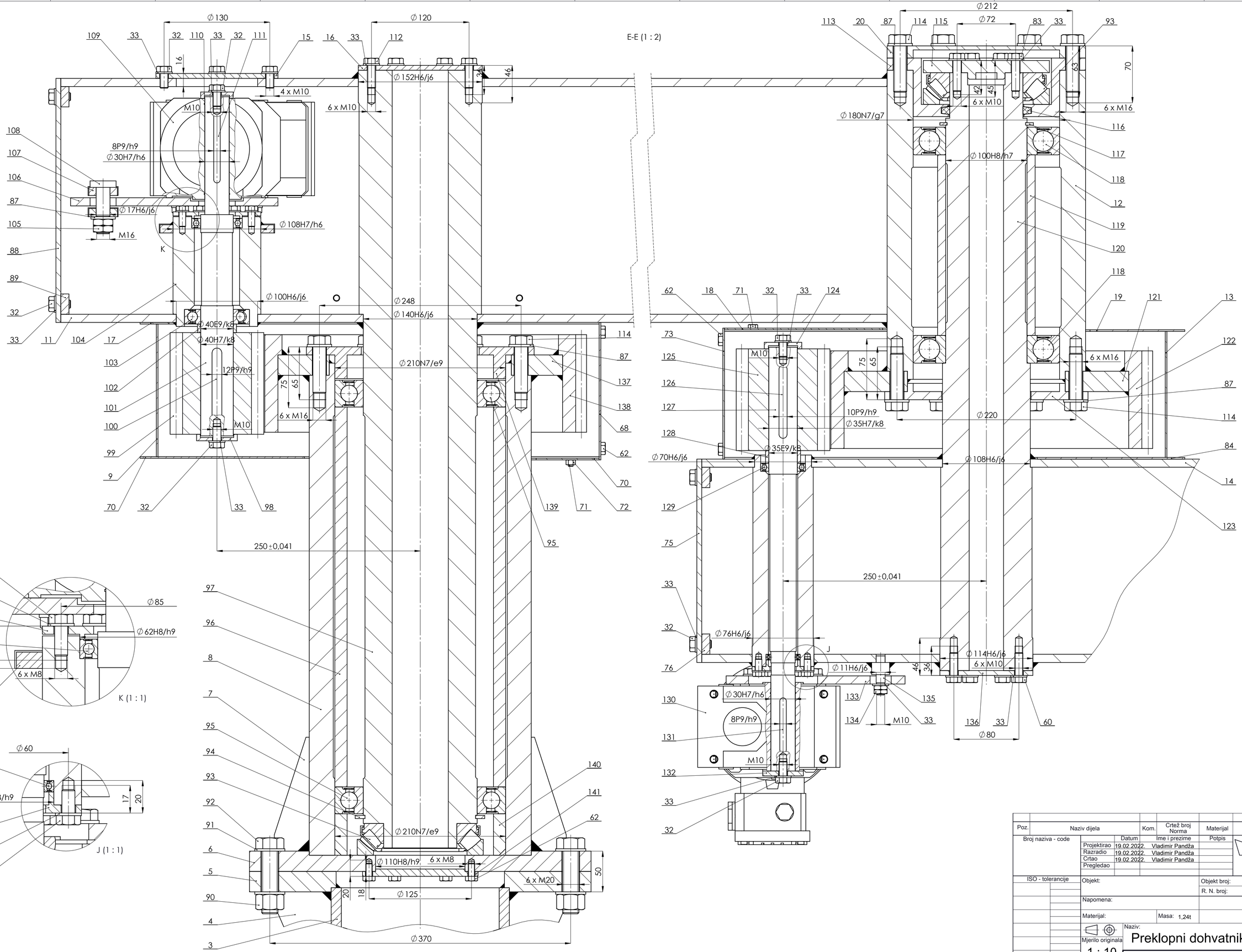
Listova: 4

Crtež broj: 1_01_00_00

List: 1

Design by CADLab

E-E (1 : 2)



Poz.	Naziv dijela	Kom.	Crtež broj Norma	Materijal	Sirove dimenzije Proizvođač	Masa

Broj naziva - code

	Datum	Ime i prezime	Potpis
Projektirao	19.02.2022.	Vladimir Pandža	
Razradio	19.02.2022.	Vladimir Pandža	
Crtao	19.02.2022.	Vladimir Pandža	
Pregledao			

FSB Zagreb

ISO - tolerancije

Objekt: — Objekt broj:

R. N. broj:

Napomena: — Kopija

Materijal: — Masa: 1,24t

Mjerilo originala 1 : 10

Naziv: **Preklopni dohvatnik**

Pozicija:

Format: A1

Listova: 4

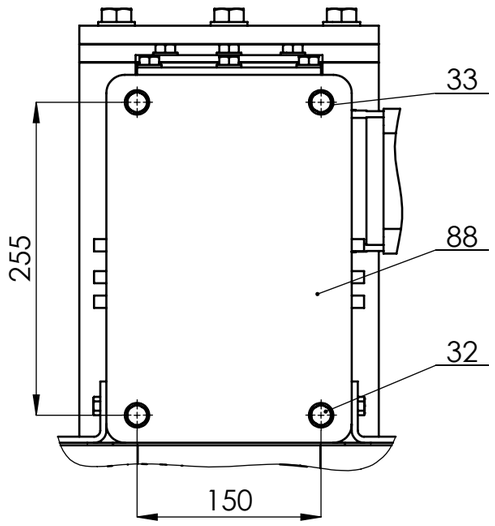
Crtež broj: 1_01_00_00

List: 2

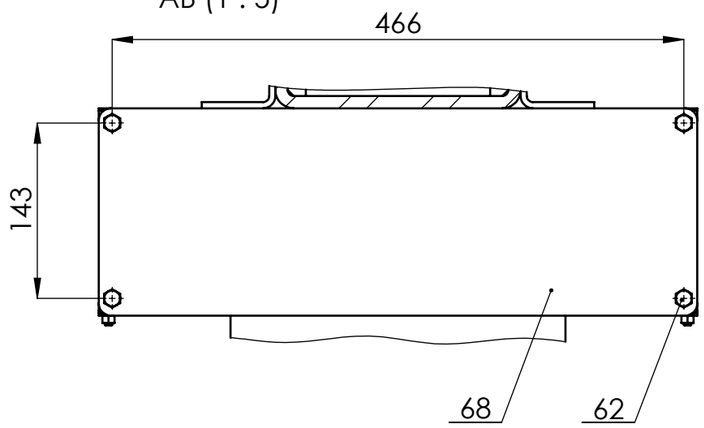
0 10 20 30 40 50 60 70 80 90 100

Design by CADLab

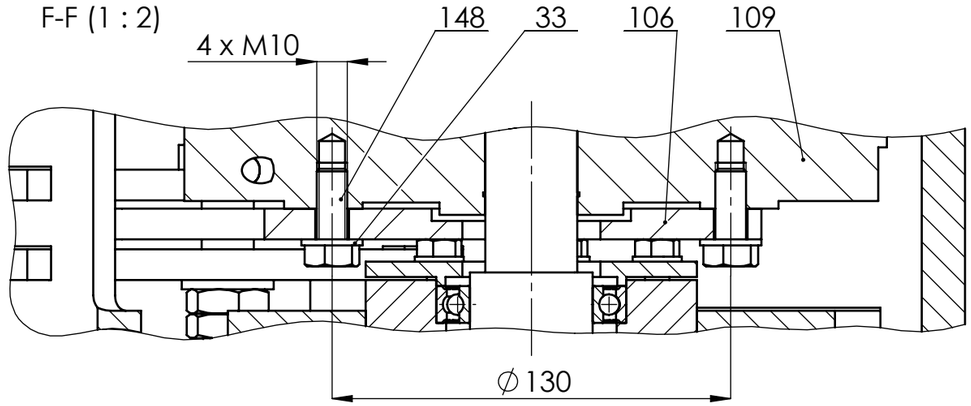
AA (1 : 5)



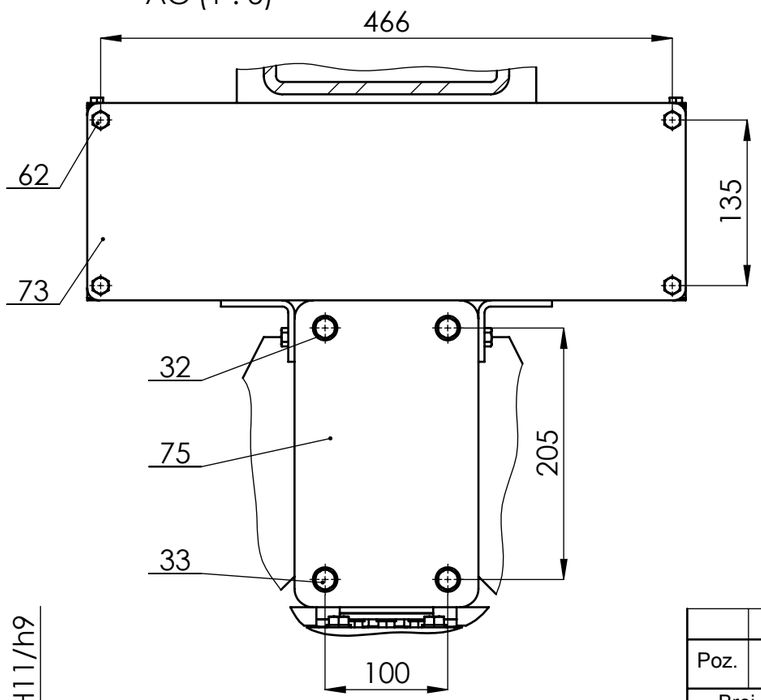
AB (1 : 5)



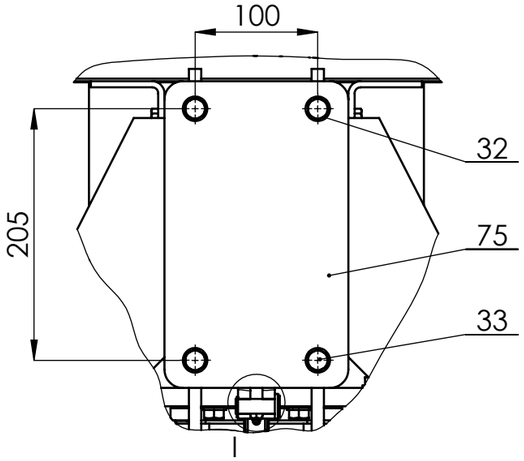
F-F (1 : 2)



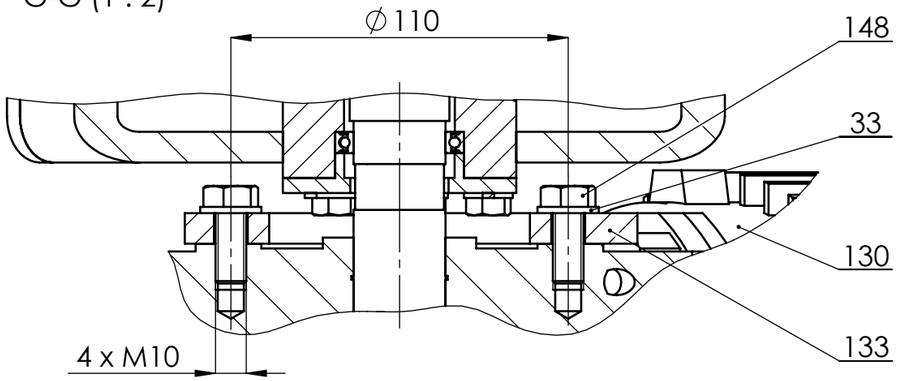
AC (1 : 5)



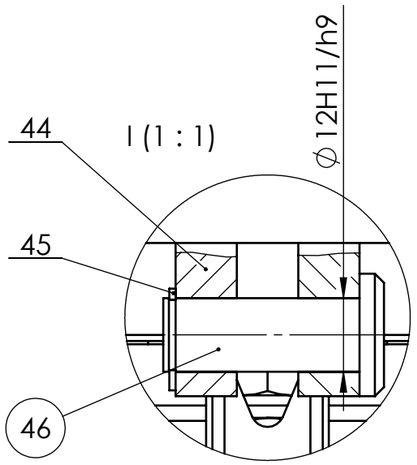
AD (1 : 5)



G-G (1 : 2)



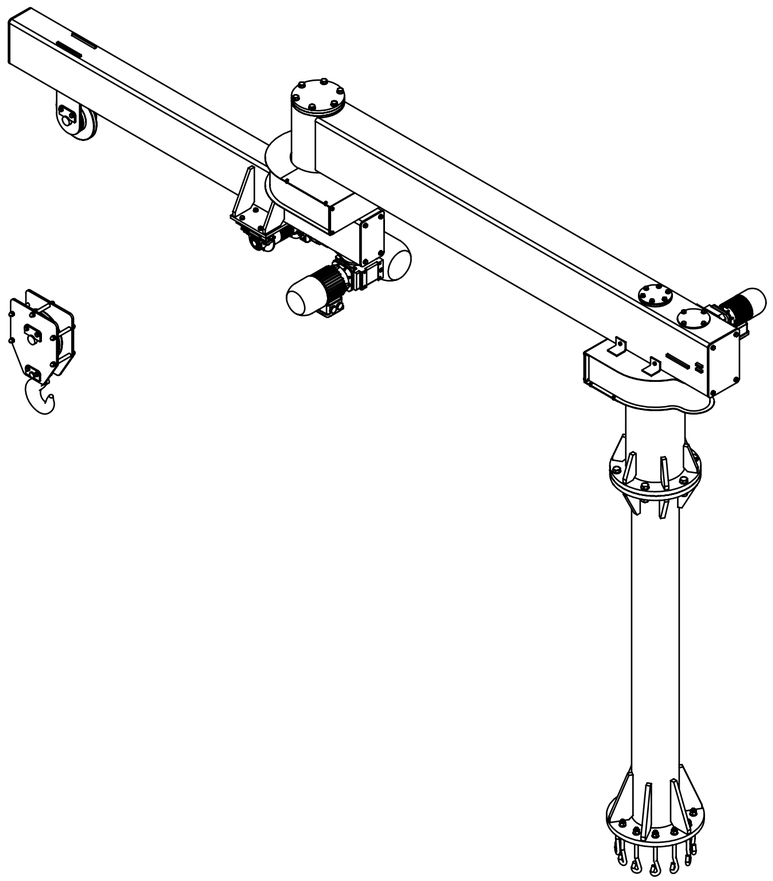
I (1 : 1)



Poz.	Naziv dijela		Kom.	Crtež broj Norma	Materijal	Sirove dimenzije Proizvođač	Masa
Broj naziva - code		Datum	Ime i prezime		Potpis	FSB Zagreb	
	Projektirao	19.02.2022.	Vladimir Pandža				
	Razradio	19.02.2022.	Vladimir Pandža				
	Crtao	19.02.2022.	Vladimir Pandža				
	Pregledao						
	Mentor						
ISO - tolerancije	Objekt:				Objekt broj:		
					R. N. broj:		
	Napomena:					Kopija	
	Materijal:		Masa: 1,24t				
	Mjerilo originala 1 : 10	Naziv: Preklopni dohvatnik		Pozicija:	Format: A3		
		Crtež broj: 1_01_00_00			Listova: 4		
					List: 3		

Design by CADLab

0 10 20 30 40 50 60 70 80 90 100



ISO - tolerancije							
8P9/h9	0,021 0,051	∅35H7/k8	0,025 -0,039	∅70H6/j6	0,026 -0,012	∅114H6/j6	0,031 -0,013
10P9/h9	0,021 0,051	∅35E9/k8	0,112 0,011	∅76H6/j6	0,026 -0,012	∅140H6/j6	0,036 -0,014
12P9/h9	0,025 0,061	∅40E9/k8	0,112 0,011	∅85K7/f9	0,113 0,011	∅152H6/j6	0,036 -0,014
∅11H6/j6	0,014 -0,008	∅40H7/k8	0,025 -0,039	∅100H8/h7	0,089 0,000	∅180N7/g7	0,042 -0,038
∅12H11/h9	0,153 0,000	∅42H8/h9	0,074 -0,027	∅100H6/j6	0,031 -0,013	∅210N7/e9	0,201 0,040
∅17H6/j6	0,014 -0,008	∅45H8/h7	0,064 0,000	∅108H6/j6	0,031 -0,013		
∅25H7/h6	0,034 0,000	∅50H7/h6	0,041 0,000	∅108H7/h6	0,057 0,000		
∅30H7/h6	0,034 0,000	∅62H8/h9	0,088 -0,032	∅110H8/h9	0,103 -0,038		

Poz.	Naziv dijela	Kom.	Crtež broj Norma	Materijal	Sirove dimenzije Proizvođač	Masa
149.	Uže	1	DIN 3055	1570	∅5x5400	0,5kg
148.	Vijak M10x25	8	DIN EN 24018	5.6		≈0kg
147.	Poklopac ležaja sekundarnog pogona	1		S235JR	∅79,1/32x11	0,2kg
146.	Radijalni ležaj - 61806-2RS1	1			SKF	≈0kg
145.	Nosač kućišta primarnih ležaja	1		S235JR	220x140x10	1,7kg
144.	Radijalni ležaj - 61908-2RS1	1			SKF	0,1kg
143.	Poklopac ležaja primarnog pogona	1		S235JR	∅108/45x8	0,3kg
142.	Vijak M8x16	6	DIN EN 24018	5.6		≈0kg
141.	Donji poklopac primarnog zgloba	1		S235JR	∅142x10	0,9kg
140.	Donji distancer primarnog zgloba	1		S235JR	∅210/180x51	3,5kg
139.	Gornji poklopac primarnog zgloba	1		S235JR	∅280/145x39	5,4kg
138.	Veliki primarni zupčanik	1		E360	∅410/340x120	26,3kg
137.	Nosač velikog primarnog zupčanika	1		S235JR	∅350/224x25	10,7kg
136.	Donji poklopac sekundarne osovine	1		S235JR	∅114,3x6	0,4kg

Poz.	Naziv dijela	Kom.	Crtež broj Norma	Materijal	Sirove dimenzije Proizvođač	Masa
135.	Sekundarni zatik okretnog osigurača	1		5.6	∅20x48	≈0kg
134.	Tanka matica M10	2	DIN EN 24035	5		≈0kg
133.	Okretni osigurač sekundarnog EM	1		S235JR	220x140x10	1,2kg
132.	Donji aksijalni osigurač sekundarnog vratila	1		S235JR	∅50x6	≈0kg
131.	Pero sekundarnog pogona	1	DIN 6885	E360	68x8x7	≈0kg
130.	Sekundarni pogon	1			Watt Drive	23,5kg
129.	Radijalni ležaj 61907-2RS1	1			SKF	0,1kg
128.	Distancer sekundarnog pogona	1		S235JR	∅43/35x16	≈0kg
127.	Vratilo sekundarnog pogona	1		E335	∅35x521	3,3kg
126.	Pero sekundarnog zupčanika	1	DIN 6885	E360	90x10x8	≈0kg
125.	Manji sekundarni zupčanik	1		E360	∅120/35x125	6,8kg
124.	Gornji aksijalni osigurač sekundarnog vratila	1		S235JR	∅46x8	≈0kg
123.	Donji poklopac sekundarnog zgloba	1		S235JR	∅250/110x20	3,3kg
122.	Veliki sekundarni zupčanik	1		E360	∅410/340x120	26,3kg
121.	Nosač velikog sekundarnog zupčanika	1		S235JR	∅350/194x25	12,6kg
120.	Osovina sekundarnog zgloba	1		S235JR	∅114,3/84,6x735	40,6kg
119.	Distancer ležajeva sekundarnog zgloba	1		S235JR	∅120/100x222	5,9kg
118.	Radijalni ležaj - 6220-2RS1	2			SKF	3,1kg
117.	Uskočnik ∅100	1	DIN 471	C75		≈0kg
116.	Brtva sekundarnog zgloba	1	DIN 5419	NBR		≈0kg
115.	Poklopac sekundarnog zgloba	1		S235JR	∅155x23	2,2kg
114.	Vijak M16x60	18	DIN EN 24018	8.8		≈0kg
113.	Aksijalni nosač sekundarnog zgloba	1		S235JR	∅244x72	6,6kg
112.	Vijak M10x30	13	DIN EN 24018	5.6		≈0kg
111.	Pero primarnog pogona	1	DIN 6885	E360	88x8x7	≈0kg
110.	Gornji aksijalni osigurač primarnog vratila	1		S235JR	∅40x8	≈0kg
109.	Pogon primarnog nosača	1			Watt Drive	30,2kg
108.	Zatik primarnog okretnog osigurača	1		5.6	∅25x65	0,1kg
107.	Letvica primarnog okretnog osigurača	2		S235JR	220x35x10	0,6kg
106.	Okretni osigurač primarnog EM	1		S235JR	255x150x10	1,9kg
105.	Tanka matica M16	2	DIN EN 24035	5		≈0kg
104.	Kućište radijalnih ležaja primarnog pogona	1		S235JR	∅108/55,6x135	6,3kg
103.	Radijalni ležaj - 6208-2RS1	1			SKF	0,4kg
102.	Distancer primarnog zupčanika	1		S235JR	∅48/40x10	≈0kg
101.	Vratilo primarnog pogona	1		E335	∅40x417	3,3kg
100.	Pero primarnog zupčanika	1	DIN 6885	E360	92x12x8	≈0kg
99.	Primarni manji zupčanik	1		E360	∅116x125	6,5kg
98.	Donji aksijalni osigurač primarnog vratila	1		S235JR	∅50x8	≈0kg
97.	Osovina primarnog zgloba	1		S235JR	∅152,4/69x956	87kg
96.	Distancer ležajeva primarnog zgloba	1		S235JR	∅210/180x470	33kg
95.	Radijalni ležaj - 6028-2RS1	2			SKF	3,4kg
94.	Uskočnik ∅140	1	DIN 471	C75		≈0kg
93.	Aksijalni ležaj - 29318 E	2			SKF	2,9kg
92.	Vijak M20x80	6	DIN EN 24018	8.8		≈0kg
91.	Podložna pločica M20	12	DIN 125 - A	200HV		≈0kg
90.	Matica M20	6	DIN 1587	8		≈0kg
89.	Nosač poklopca primarne grede	2		S235JR	180x25x10	0,3kg
88.	Poklopac primarne grede	1		S235JR	300x200x6	2,7kg
87.	Podložna pločica M16	31	DIN 125 - A	200HV		≈0kg
86.	Matica M16	12	DIN 1587	8		≈0kg
85.	Sidreni vijak M16x250	12	DIN 529 - A	8.8		0,5kg
84.	Donji lim sekundarnog kućišta	1		S235JR	570x490x2	3,2kg
83.	Vijak M10x40	10	DIN EN 24018	5.6		≈0kg
82.	Matica M10	4	DIN 1587	5		≈0kg
81.	Podložna pločica M8	20	DIN 125 - A	140HV		≈0kg
80.	Vijak M8x60	4	DIN EN 24018	5.6		≈0kg
79.	Podloška M12	4	DIN 125 - A	140HV		≈0kg
78.	Matica M12	2	DIN 1587	5		≈0kg
77.	Vijak M12x45	2	DIN EN 24018	5.6		≈0kg
76.	Nosač poklopca sekundarne grede	4		S235JR	130x25x10	0,2kg
75.	Polopac sekundarne grede	2		S235JR	250x150x6	1,7kg
74.	Nosač poklopca sekundarnog kućišta	2		S235JR	155x22x8	0,2kg
73.	Poklopac sekundarnog kućišta	1		S235JR	490x160x2	1,2kg
72.	Matica M6	8	DIN 1587	5		≈0kg
71.	Vijak M6x12	8	DIN EN 24018	5.6		≈0kg
70.	Dopunski lim primarnog kućišta	1		S235JR	490x220x2	1,2kg
69.	Donji lim primarnog kućišta	1		S235JR	565x490x2	1,9kg
68.	Polopac primarnog kućišta	1		S235JR	490x170x2	1,3kg
67.	Nosač poklopca primarnog kućišta	2		S235JR	163x22x8	0,2kg
66.	Glavni motor reduktor	1			Watt Drive	48,9kg
65.	Matica M8	10	DIN 1587	5		≈0kg
64.	Prirubnica glavnog EM	1		S235JR	∅160/50x8	0,9kg
63.	Prirubnica bubnja	1		S235JR	∅160/97x10	0,6kg
62.	Vijak M8x16	34	DIN EN 24018	5.6		≈0kg
61.	Aksijalni osigurač glavnog EM	1		S235JR	∅25x8	0,1kg

Poz.	Naziv dijela	Kom.	Crtež broj Norma	Materijal	Sirove dimenzije Proizvođač	Masa
60.	Vijak M10x30	13	DIN EN 24018	5.6		≈0kg
59.	Ukruta bubnja	1		S235JR	∅85/25x6	0,3kg
58.	Cijev bubnja	1		S235JR	∅101,6/89x169	2kg
57.	Čeona ploča bubnja	1		S235JR	∅133/30x6	0,7kg
56.	Osovina bubnja	1		S235JR	∅30x120	0,6kg
55.	Ležajna jedinica - SY 30 TR	1			SKF	1,1kg
54.	Pločica ležajne jedinice	1		S235JR	160x60x8	0,6kg
53.	Nosač ležajne jedinice	2		S235JR	UPN50x45	0,2kg
52.	Prirubnica ležajne jedinice	1		S235JR	160x125x10	1,5kg
51.	Matica M5	6	DIN 1587	8		≈0kg
50.	Navojna šipka osiguranja užeta	3	DIN 976	8.8		≈0kg
49.	Pritisna pločica osiguranja užeta	3		S235JR	20x10x5	≈0kg
48.	Glavina vratila reduktora	1		S235JR	∅55/30x65	0,8kg
47.	Pripasavajuća pločica (pogon)	1		S235JR	135x100x25	2,1kg
46.	Zatik užeta	1		S235JR	∅20x36	≈0kg
45.	Uskočnik ∅12	1	DIN 471	C75		≈0kg
44.	Nosač zatika užeta	2		S235JR	30x25x10	≈0kg
43.	Nosivi lim skretne užnice	2		S235JR	475x150x10	5,2kg
42.	Kuka	1	DIN 15401	S275N		6kg
41.	Aksijalni ležaj - 51108	1			SKF	0,1kg
40.	Zatik kuke	1	DIN 1	S235JR	∅8x70	≈0kg
39.	Matica kuke	1	DIN 15413	C35		0,8kg
38.	Vanjski distancer ležajeva užnice	4		S235JR	∅55/45x23	0,1kg
37.	Unutarnji distancer ležajeva užnice	2		S235JR	∅85/75x7	≈0kg
36.	Nosivi lim pomičnog bloka	2		S235JR	385x300x10	7,6kg
35.	Nosač kuke	1	DIN 15411	C35		1,8kg
34.	Osigurač nosača kuke	2		S235JR	90x50x6	0,2kg
33.	Podložna pločica M10	92	DIN 125 - A	140HV		≈0kg
32.	Vijak M10x20	56	DIN EN 24018	5.6		≈0kg
31.	Radijalni ležaj - 6209-2RS1	4			SKF	0,4kg
30.	Osovina užnice	2		S235JR	∅45x140	1,7kg
29.	Osigurač osovine užnice	4		S235JR	100x50x8	0,3kg
28.	Poklopac užnice	4		S235JR	∅135/56x5	0,5kg
27.	Glavina užnice	2		S235JR	∅145/85x55	3,8kg
26.	Užnica	2		S235JR	∅245/135x20	4,4kg
25.	Distancer sklopa kuke	5		5.6	∅16x126	0,2kg
24.	Žir matica M12	10	DIN 1587	5		≈0kg
23.	Rebro nosača bubnja (ležaj)	2		S235JR	220x160x15	2kg
22.	Rebro nosača bubnja (pogon)	2		S235JR	220x160x15	2kg
21.	Nosač sklopa bubnja	1		S235JR	410x230x15	10,8kg
20.	Poklopac kućišta sekudnarnog zgloba	1		S235JR	∅244x15	3,3kg
19.	Gornji lim sekundarnog kućišta	1		S235JR	566x488x2	2,2kg
18.	Dopunski lim sekundarnog kućišta	1		S235JR	488x322x2	2kg
17.	Gornji lim prmarnog kućišta	1		S235JR	570x500x2	2,2kg
16.	Poklopac primarne osovine	1		S235JR	∅155x6	0,8kg
15.	Poklopac primarnog pogona	1		S235JR	∅150x6	0,8kg
14.	Sekundarna greda	1		S235JR	RHS250x150x10x2290	128kg
13.	Plašt sekundarnog kućišta	1		S235JR	864x155x2	3,2kg
12.	Kućište sekundarnog zupčanika	1		S235JR	∅244/180x380	58,7kg
11.	Primarna greda	1		S235JR	RHS300x200x10x2560	178kg
10.	Prihvat kućišta zupčanika	8		S235JR	100x60x5	0,2kg
9.	Plašt primarnog kućišta	1		S235JR	1100x163x2	3,2kg
8.	Kućište primarnog zgloba	1		S235JR	∅273/214x605	10kg
7.	Rebro primarnog zgloba	6		S235JR	140x90x25	0,9kg
6.	Prirubnica primarnog zgloba	1		S235JR	∅420/110x25	22,5kg
5.	Prirubnica stupa	1		S235JR	∅420/207x25	19,6kg
4.	Gornje rebro stupa	6		S235JR	160x120x20	1,4kg
3.	Stup	1		S235JR	∅219,1/194,1x1930	120kg
2.	Podnožno rebro stupa	6		S235JR	250x110x20	2,6kg
1.	Temeljna ploča	1		S235JR	∅450/260x25	23,4kg

Poz.	Naziv dijela	Kom.	Crtež broj Norma	Materijal	Sirove dimenzije Proizvođač	Masa

Broj naziva - code

	Datum	Ime i prezime	Potpis
Projektirao	19.02.2022.	Vladimir Pandža	
Razradio	19.02.2022.	Vladimir Pandža	
Crtao	19.02.2022.	Vladimir Pandža	
Pregledao			

FSB Zagreb

ISO - tolerancije

Objekt:

Objekt broj:

R. N. broj:

Napomena:

Kopija

Materijal:

Masa: 1,24t

Mjerilo originala

1 : 10

Naziv:

Preklopni dohvatnik

Pozicija:

Format: A2

Listova: 4

Crtež broj: 1_01_00_00

List: 4

0 10 20 30 40 50 60 70 80 90 100

Design by CADLab