Okretni granik s jednokrakim dohvatnikom

Šepčević, Ivan

Master's thesis / Diplomski rad

2015

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:235:582477

Rights / Prava: In copyright / Zaštićeno autorskim pravom.

Download date / Datum preuzimanja: **2024-03-29**

Repository / Repozitorij:

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







SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

DIPLOMSKI RAD

Ivan Šepčević

Zagreb, 2015.

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

DIPLOMSKI RAD

Mentor: Student:

Prof. dr. sc. Zvonko Herold, dipl. ing. Ivan Šepčević

Zagreb, 2015.

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

Zahvaljujem se prof.dr.sc. Zvonku Heroldu na privilegiji izrade diplomskog rada pod njegovim mentorstvom. Također se zahvaljujem na svim korisnim savjetima prilikom pisanja rada. Pružena potpora, razumijevanje, vodstvo, strpljivost i susretljivost su mi pravo nadahnuće za daljnji profesionalni i osobni razvoj.

Zahvaljujem se asistentu dr.sc. Matiji Hoiću na svim korisnim savjetima, prijedlozima i uputama prilikom pisanja rada i studiranja.

Također se zahvaljujem svim kolegama i prijateljima koji su mi pomogli tijekom studiranja i pisanja diplomskog rada. Posebno se zahvaljujem prijatelju Anti Barišiću na korisnim savjetima i prijedlozima tijekom pisanja diplomskog rada.

I na kraju, jedno veliko hvala mojim roditeljima na nesebičnoj podršci i razumijevanju tijekom studiranja.

Ivan Šepčević

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

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

DIPLOMSKI ZADATAK

Student: **Ivan Šepčević** Mat. br.: 0035170781

Naslov rada na hrvatskom jeziku: **OKRETNI GRANIK S JEDNOKRAKIM DOHVATNIKOM**

Naslov rada na engleskom jeziku: **SLEWING SINGLE-JIB CRANE**

Opis zadatka:

Treba projektirati jednokraki dohvatni okretni granik za rad s kukom dok mehanizam za promjenu dohvata treba izvesti sa zubnom letvom. Dohvatnik radi u zaklonjenom prostoru pa se utjecaj vjetra može zanemariti. Kut dohvatnika zadržati u granicama između 30° i 70°.

Projektni parametri:

- Nosivost granika $Q_t = 8$ t,
- Maksimalni dohvat $L_{max} = 16$ m,
- Visina portala $H_p = 8$ m,
- Visina dizanja tereta $H = 24$ m,
- Brzina dizanja tereta $v_1 = 25$ m/min,
- Brzina vožnje $v_2 = 28$ m/min,
- Pogonska grupa 3m.

Rad treba sadržavati:

1. Uvodno razmatranje o granicima s jednokrakim dohvatnikom.
2. Nekoliko koncepcijskih rješenja granika s jednokrakim dohvatnikom.
3. Izbor optimalne varijante te konstrukcijsko rješenje za zadane projektne parametre.
4. Analizu i sintezu konstrukcijskog rješenja jednokrakog dohvatnika.
5. Proračun nosive konstrukcije granika, kao i dijelova za pogon i prijenos snage.
6. Sklopni crtež granika s jednokrakim dohvatnikom uz potrebne presjeke i detalje.
7. Radionički crtež dohvatnika.

Pri projektiranju treba rabiti važeće tehničke propise za transportne uređaje.
U radu navesti korištenu literaturu i eventualno dobivenu pomoć.

Zadatak zadan:	Rok predaje rada:	Predviđeni datumi obrane:
24. rujna 2015.	26. studenog 2015.	2., 3. i 4. prosinca 2015.

Zadatak zadao: Prof. dr. sc. Zvonko Herold

Predsjednica Povjerenstva: Prof. dr. sc. Tanja Jurčević Lulić

SADRŽAJ

POPIS SLIKA VI
POPIS TABLICA IX
POPIS TEHNIČKE DOKUMENTACIJE XI
POPIS OZNAKA XII
1. Uvodno razmatranje o granicima s jednokrakim dohvatnikom 1
2. Koncepcijska rješenja granika s jednokrakim dohvatnikom 3
2.1. Koncept 1 3
2.2. Koncept 2 4
2.3. Koncept 3 5
2.4. Koncept 4 6
3. Izbor pogonske i podizne grupe 7
4. Sinteza jednokrakog dohvatnika 10
5. Proračun nosive konstrukcije 11
5.1.Proračun dohvatnika 11
5.1.1. Težina protuutega dohvatnika 13
5.1.2. Proračun dohvatnika na izvijanje 17
5.1.3. Proračun čvrstoće dohvatnika pri 30˚ 19
5.1.4 Proračun čvrstoće dohvatnika pri 70˚ 20
5.1.5. Ekvivalentno naprezanje dohvatnika: 20
5.1.6. Proračun poprečnog profila na mjestu zubne letve 21
5.1.7. Proračun poprečnog profila na mjestu užnice protuutega 21
5.2.Proračun gornjeg stupa 22
5.2.1. Proračun gornjeg stupa na savijanje 22
5.2.2. Proračun stupa na izvijanje 26
5.3.1. Proračun temeljne ploče gornjeg stupa 28

5.3. Proračun platforme 31
5.4. Proračun protuutega granika 33
5.5. Proračun i odabir ležaja granika 35
5.6. Proračun donjeg postolja granika 36
5.6.1. Proračun stupa portala na izvijanje 37
5.6.2. Proračun portala 38
5.7. Provjera stabilnosti granika 40
5.8. Proračun nosača zubne letve 42
5.8.1. Proračun zavara 42
6. Proračun spojeva granika 44
6.1. Proračun vijačnih spojeva 44
6.1.1. Vijčani spoj I 45
6.1.2. Vijčani spoj II 48
6.1.3. Vijčani spoj III 50
6.1.4. Vijčani spoj IV 51
6.2. Proračun spojeva granika sa svornjakom 53
6.2.1. Spoj I 54
6.2.2. Spoj II 55
6.2.3. Spoj III 57
6.2.4. Spoj IV 58
6.2.5. Spoj V 61
6.3. Proračun zavara granika 63
6.3.1. Zavar I 64
6.3.2. Zavar II 65
7. Konstrukcija protuutega dohvatnika 67

7.1. Proračun kotača protuutega 67
7.1.1. Vođenje protuutega granika 68
7.2. Provjera protuutega uslijed prevrtanja 69
8. Mehanizam za prihvat i dizanje tereta 71
8.1. Izbor užetnog sistema jednokrakog dohvatnika 71
8.2. Dimenzioniranje i odabir čeličnog užeta 72
8.3. Izbor kuke 72
8.4. Dimenzioniranje i odabir užnica dohvatnika 74
8.5. Proračun i konstrukcija bubnja 77
8.5.1. Naprezanje uslijed namatanja užeta 80
8.5.2. Progib bubnja 81
8.5.3. Veza vijenca s bubnjem 81
8.5.4. Promjer osovine bubnja 83
8.5.5. Odabir ležaja bubnja 83
8.5.6. Veza užeta s bubnjem 84
8.5.7. Proračun nosača ležaja bubnja 86
8.5.8. Proračun vijaka ležaja bubnja 87
8.6. Elektromotor i reduktor mehanizma za dizanje tereta 88
8.6.1. Snaga elektromotora za dizanje tereta 88
8.6.2. Parametri reduktora mehanizma za dizanje tereta 90
8.6.3. Parametri spojke mehanizma za dizanje tereta 90
8.6.4. Odabir elektromotora, reduktora i spojke mehanizma za dizanje tereta 92
8.6.5. Provjera momenta kočenja 93
8.6.6. Provjera opterećenja ležaja reduktora 95
9. Mehanizma za promjenu dohvata 96

9.1. Proračun zubne letve 96
9.2. Proračun zavara zubne letve 98
9.3. Spoj između zubne letve i dohvatnika 99
9.4. Proračun progonskog zupčanika mehanizam za dizanje tereta 99
9.5. Određivanje materijala zubne letve 102
9.6. Elektromotor i reduktor mehanizma za promjenu dohvata 103
9.6.1. Elektromotor za promjenu dohvata 103
9.6.2. Reduktor za promjenu dohvata 104
9.6.3. Odabir elektromotora, reduktora mehanizma za promjenu dohvata 105
9.6.4. Provjera momenta kočenja 105
9.9. Proračun užeta protuutega dohvatnika 106
9.9.1. Završetak užeta protuutega dohvatnika 107
10. Mehanizam za okretanje granika 108
10.1. Otpori ustaljene vožnje 108
10.2. Otpori inercije 108
10.3. Otpori nagiba dizalice 109
10.4. Brzina i moment potrebni za okretanje granika 109
10.5. Nominalna snaga motora za ustaljenu gibanje 110
10.6. Moment na reduktoru motora 110
10.7. Odabir elektromotora i reduktora mehanizma za okretanje granika 111
10.7.1 Provjera nominalne snage elektromotora kod pokretanja 112
10.8. Proračun zupčastog para 113
10.8.1. Karakteristike zupčastog para 114
10.8.2. Kontrola naprezanja zupčanika 114
11. Mehanizam za vožnju granika 117

11.1. Odabir kotača mehanizma za vožnju granika 117

11.2. Izbor elektromotora za pogon granika 118

11.2.1. Snaga potrebna za ustaljenu vožnju 118

11.2.2. Snaga potrebna za pokretanje granika 118

11.2.3. Provjera elektromotora obzirom na pokretanje 120

11.2.4. Provjera kotača na proklizavanje: 120

12. ZAKLJUČAK 122

13. LITERATURA 123

14. PRILOZI 124

POPIS SLIKA

Slika 2.1. Okretni granik s jednokrakim dohvatnikom tvrtke MAN 3

Slika 2.2. Okretni granik s jednokrakim dohvatnikom tvrtke SAVIGLIANO 4

Slika 2.3. Okretni granik s jednokrakim dohvatnikom tvrtke Konecranes 5

Slika 2.4. Okretni granik s jednokrakim dohvatnikom tvrtke Konecranes 6

Slika 4.1. Strukturalna greška u odnosu na referentnu točku R_T 10

Slika 5.1. Shematski prikaz dohvatnika u mjerilu M 1:100 11

Slika 5.2. Profil kutijastog dohvatnika 12

Slika 5.3. Razlika visine težišta dohvatnika 13

Slika 5.4. Sile na protuutegu 14

Slika 5.5. Shematski prikaz sila na dohvatnik pri 30˚ 15

Slika 5.6. Shema sila koje djeluju na gornji stup 22

Slika 5.7. Oblik podnožja gornjeg stupa 24

Slika 5.8. Shema vertikalnih sila na gornji stup 26

Slika 5.9. Temeljna ploča gornjeg stupa 28

Slika 5.10. Poprečni presjek platforme 31

Slika 5.11. Shema opterećenja limova platforme 31

Slika 5.12. Shema sila za proračun protuutega granika 33

Slika 5.13. Shema sila na portal granika 36

Slika 5.14. Shema sila za provjeru statičke stabilnosti granika s teretom 41

Slika 5.15. Zavar nosača zubne letve 42

Slika 6.1. Položaj kritičnih vijčanih spojeva na graniku 44

Slika 6.2. Vijčani spoj I 45

Slika 6.3. Vijčani spoj II 48

Slika 6.4. Vijčani spoj III 50

Slika 6.5. Vijčani spoj IV 51

Slika 6.6. Prikaz položaja spojeva granika 53

Slika 6.7. Spoj I 54

Slika 6.8. Spoj II 55

Slika 6.9. Spoj III 57

Slika 6.10. Spoj IV 58

Slika 6.11. Ležaj 23936 CC/W3 osovine spoja dohvatnika i gornjeg stupa 60

Slika 6.12. Spoj V 61

Slika 6.13. Položaj zavara na graniku 63

Slika 6.14. Zavar I 64

Slika 6.15. Veličina i oblik zavara I 64

Slika 6.16. Zavar II 65

Slika 6.17. Presjek A-A zavara II 65

Slika 6.18. Detalj zavara II 65

Slika 7.1. Shema vođenja kotača protuutega dohvatnika 68

Slika 7.2. Shema sila na protuuteg dohvatnika 69

Slika 7.3. Prikaz osiguranja protuutega od prevrtanja 70

Slika 8.1. Shematski prikaz užetnog sistema jednokrakog dohvatnog granika s prijenosnim omjerom n=3 71

Slika 8.2. Sklop kuke proizvođača „GOSAN“ 73

Slika 8.3. Sklop užnice tvrtke „Gosan“ 75

Slika 8.4. Karakteristike ležaja užnice NNF 5034 ADA-2, SKF 76

Slika 8.5. Konstrukcija bubnja 77

Slika 8.6. Ožljebljeni bubanj, osnovne mjere i profil bubnja [3] 78

Slika 8.7. Naprezanje elementa stjenke bubnja i lokalno savijanje ljuske bubnja od jednog navoja užeta 80

Slika 8.8. Veza užeta s bubnjem 84

Slika 8.9. Konstrukcija i opterećenje nosača ležaja bubnja 86

Slika 8.10. Opterećenje vijaka ležaja bubnja 87

Slika 8.11. Interminirani pogon S3 [3] 89

Slika 9.1. Konstrukcija zubne letve 96

Slika 9.2. Zavar 1 i zavar 2 zubne letve 98

Slika 9.3. Zavar 3 zubne letve 98

Slika 9.4. Kraj zubne letve SIR 80 ES, SKF 99

Slika 9.5. Završetak užeta protuutega dohvatnika, DIN 83313 C 107

POPIS TABLICA

Tablica 3.1. Primjeri podjele u podizne i pogonske grupe prema vrsti i načinu rada [1] 7

Tablica 3.2. Pogonske grupe mehanizama dizanja- DIN 15020 [2] 9

Tablica 3.3. Približna korelacija između ukupnog radnog vremena i dnevnog teorijskog radnog vremena [2] 9

Tablica 4.1. Koordinate točke B..... 10

Tablica 5.1. Karakteristike kutijastog profila..... 12

Tablica 5.2. Karakteristike presjeka gornjeg stupa 25

Tablica 5.3. Karakteristika temeljne ploče gornjeg stupa 28

Tablica 6.1. Podaci vijaka spoja I 46

Tablica 6.2. Podaci vijaka spoja II 49

Tablica 6.3. Podaci vijaka spoja IV..... 52

Tablica 6.4. Karakteristike ležajnog mjesta između gornjeg stupa i dohvatnika..... 60

Tablica 8.1. Minimalni faktori sigurnosti S za pogonsku užad (DIN, FEM) [3.] 72

Tablica 8.2. Faktori sigurnosti kod proračuna kuke prema novoj i staroj podjeli u pogonske grupe [3.] 72

Tablica 8.3. Parametri sklopa kuke 73

Tablica 8.4. Osnovni podaci sklopa kuke 74

Tablica 8.5. Minimalni odnosi (*D/d*) za pogonsku grupu [3]..... 74

Tablica 8.6. Koeficijent c_p [3] 74

Tablica 8.7. Dimenzije sklopa užnice 75

Tablica 8.8. Odabir radijusa r_2 prema definiranom promjeru užeta [3]..... 78

Tablica 8.9. Vijci nosača ležaja bubnja..... 87

Tablica 8.10. Promjeri vratila elektromotora i reduktora..... 91

Tablica 8.11. Karakteristike elektromotora mehanizma za dizanje tereta 92

Tablica 8.12. Reduktor mehanizma za dizanje tereta..... 92

Tablica 8.13. Elastični vezni element spojke mehanizma za dizanje tereta [6] 93

Tablica 8.14. Spojka mehanizma za dizanje tereta [6]..... 93

Tablica 9.1. Karkteristike zubne letve..... 102

Tablica 9.2. Karakteristike sklopa elektromotora s kočnicom i reduktorom mehanizma za promjenu dohvata 105

Tablica 9.3. Karakteristike kraja užeta protuutega DIN 83313 C 107

Tablica 10.1. Karakteristike elektromotora..... 111

Tablica 10.2. Karakteristike reduktora mehanizma za okretanje granika 111

Tablica 10.3. Karakteristike pogonskog zupčanika mehanizma za okretanje granika..... 114

Tablica 11.1. Karakteristike pogonske jedinice mehanizama za vožnju granika..... 119

POPIS TEHNIČKE DOKUMENTACIJE

Okretni granik s jednokrakim dohvatnikom	OGJD-0 list 1
Okretni granik s jednokrakim dohvatnikom	OGJD-0 list 2
Okretni granik s jednokrakim dohvatnikom	OGJD-0 list 3
Okretni granik s jednokrakim dohvatnikom	OGJD-0 list 4
Okretni granik s jednokrakim dohvatnikom-sastavnica	OGJD-0 list 1
Okretni granik s jednokrakim dohvatnikom-sastavnica	OGJD-0 list 2
Sklop dohvatnika	OGJD-0-4
Sklop dohvatnika-sastavnica	OGJD-0-4
Dohvatnik	OGJD-0-4-1
Dispozicija	/

POPIS OZNAKA

Latinične oznake:

Oznaka	Mjerna jedinica	Opis oznake
A_Z	mm^2	Površina zavara
A_j	mm^2	Presjek jezgre vijka
a_g	m/s^2	Ubrzanje granika
A_p	mm^2	Površina presjeka
a	mm	Duljina temeljne ploče
b	mm	Širina temeljne ploče
D_b	mm	Promjer cijevi bubnja
d	mm	Promjer
$D_{už}$	mm	Promjer užnice
d_1	mm	Promjer diobene kružnice
d_2	mm	Vanjski promjer elastičnog tuljca opterećenog na odrez
d_5	mm	Promjer osovine bubnja
d_{a1}	mm	Promjer tjemene kružnice
d_b	mm	Promjer temeljne kružnice
d_{f1}	mm	Promjer podnožne kružnice
$d_{už,d}$	mm	Promjer užeta protuutega dohvatnika
$d_{už}$	mm	Promjer užeta
d_{w1}	mm	Promjer kinematske kružnice
E	N/mm^2	Modul elastičnosti za čelik
e_1	mm	Udaljenost od ruba ploče do stranice stupa

e	mm	Krak djelovanja sile
f_v	/	Specifični otpor vožnje
$F_P^{Pos.}$	N	Sila pritiska na postolje stupa
$F_{V,g.s.}$	N	Suma vertikalnih sila na gornji stup
F_V	N	Sila zatezanja u vijku
F_{ZL}	N	Dopušteno opterećenje ležaja izlaznog vratila reduktora
F_a	N	Aksijalna sila na ležaj granika
F_{ad}	N	Sila adhezije
F_g	N	Težina granika s teretom na jedan sklop kotača
F_{in}	N	Sila inercije
F_{izv}^{doh}	N	Sila izvijanja dohvatnika
$F_{kot,max}$	N	Maksimalna sila koja djeluje na jedan kotač
F_{kr}	N	Kritična sila izvijanja
F_p	N	Sila pritezanja vijka
F_r	N	Dozvoljena radna sila u vijku
F_{rN}	N	Dopušteno radijalno opterećenje na središtu izlaznog vratila reduktor
F_{tw}	N	Tangencijalna sila na kinematskoj kružnici
$F_{už,d}$	N	Sila u užetu protuutega dohvatnika
$F_{už}$	N	Sila u užetu za dizanje teteta
F_{ut}	N	Sila u užetu protuutega
F_v	N	Vlačna sila u vijčanom spoju
$F_{z.l.}$	N	Sila u zubnoj letvi
$F_{z.l.}^{30}$	N	Sila u zubnoj letvi pri 30°
$F_{z.l.}^{70}$	N	Sila u zubnoj letvi pri 70°

G_{doh}	N	Težina dohvatnika
$G_{g.s.}$	N	Težina gornjeg stupa
$G_{kotača}$	N	Ukupna težina koja djeluje na kotače
G_{pl}	N	Težina platforme
G_{ut}	N	Stvarna težina protuutega dohvatnika
G_{ut1}	N	Težina protuutega dohvatnika
G_{ut2}	N	Težina protuutega granika
h	mm	Dužina
Δh_1	m	Put težišta dohvatnika
Δh_2	m	Put težišta protuutega
I_K	kgm^2	Moment inercije konstrukcije
$I_{M,EM}$	kgm^2	Moment inercije motora
I_{min}	mm^3	Minimalni moment tromosti
I_{rot}	kgm^2	Moment inercije rotacijskih masa
I_y	mm^4	Moment tromosti oko y osi
I_y^{pl}	mm^4	moment tromosti kutijastog profila platforme
i_k	/	Prijenosni omjer koloturnika
i	/	Polumjer tromosti
k	mm	Udaljenost vijaka od ruba ploče
l	mm	krak djelovanja sile
L_s	mm	Duljina izvijanja stupa portala
$L_{s.p.}$	mm	Duljina izvijanja stupa portala
ΔL	m	Horizontalna razlika puta dohvatnika kojeg vrh dohvatnika napravi od početnog do krajnjeg položaja

l_0	mm	Slobodna duljina izvijanja
l_1	m	Udaljenost prihvata zubne letve na dohvatniku od prihvata dohvatnika na stup
l_2	m	Udaljenost prihvata užnice protuutega dohvatnika na dohvatniku od prihvata dohvatnika na stup
$l_{B,rad}$	mm	Radna duljina bubnja
$l_{B,uk}$	mm	Ukupna duljina bubnja
l_d	mm	Duljina užeta između bubnja i točke B
$l_{už}$	mm	Duljina užeta
l_{zl}	mm	Duljina zubne letve
M_{gr}	Nm	Moment potreban za okretanje granika
M_k	Nm	Moment na ležaju
M_{nag}	Nm	Moment nagiba dizalice
M_{prev}	Nm	Moment prevrtanja
$M_{r,EM}$	Nm	Reducirani moment na pogonskom vratilu elektromotora
$M_{K,EM}$	Nm	Moment kočenja elektromotora
M_K	Nm	Moment kočenja
M_{rot}	Nm	Moment usporenja rotacijskih masa
M_s	Nm	Moment savijanja
$M_{st,K}$	Nm	Statički moment kočenja
$M_s^{t.p.}$	Nm	Moment savijanja temeljne ploče
M_{stab}	Nm	Moment stabilnosti
$M_{tr,L}$	Nm	Moment uslijed otpora vožnje
M_{tr}	Nm	Moment usporenja translacijskih masa
M_u	Nm	Moment protuutega granika

m	mm	Modul zupčanika
m_L	kg	Masa ležaja
m_R	kg	Masa reduktora
m_{pb}	kg	Masa pomičnog bloka (masa sklopa kuke)
$m_{pl.š.}$	kg	Masa plosnate šipke
n	-	Prijenosni omjer užetnog sistema
n_{EM}	okr/min	Brzina vrtnje elektromotora
n_{Vl}	/	Broj vijaka ležaja
n_b	okr/min	Brzina vrtnje bubnja
n_{gr}	okr/min	Brzina okretanja granika
n_k	okr/min	Brzina vrtnje kotača
n_{ko}	/	Broj kotača
$n_{vr,R}$	okr/min	Brzina vratila reduktora
n_{z1}	okr/min	Brzina vrtnje pogonskog zupčanika
p_e	mm	Korak zahvata
r_1	mm	Radijus zaobljenja žlijeba bubnja
s_1	mm	Najmanja nosiva duljina elastičnog tuljca opterećena na odrez.
s	mm	Debljina
Q	N	Težina tereta i pomičnog bloka pomnožena s dinamičkim faktorom
T	kNm	Moment torzije
t_p	mm	Debljina temeljne ploče
t_z	s	Vrijeme zaustavljanja
t_{zl}	s	Vrijeme da zubna letva dođe iz minimalnog u maksimalni položaj
t_{zl}	s	Vrijeme potrebno da zubna letva dođe iz minimalnog u

		maksimalni položaj
u_k	/	Broj užadi iznad kuke
u_s	/	Broj užadi u kompenzacijskom koloturniku
v_d	m/min	Brzina dizanja tereta
v_{gr}	m/min	Brzina vožnje granika
v_{zl}	m/min	Brzina zubne letve
w	mm	Stvarni progib
x	mm	Poprečna udaljenost između središnjica dvaju profila,
x_1	m	Udaljenost težišta dohvatnika od osi rotacije
x_2	m	Udaljenost težišta protuutega dohvatnika od osi rotacije
x_3	m	Udaljenost težišta platforme od osi rotacije
x_4	m	Udaljenost težišta gornjeg stupa od osi rotacije
x_5	m	Udaljenost tereta od osi rotacije
x_6	m	Udaljenost težišta protuutega granika od osi rotacije
x_B	mm	Položaj točke B na osi x
x_k	mm	Vozna širina kotača
x_{max}	m	Maksimalni dohvat
$x_{z.l.}$	m	Put što napravi zubna letva
y_B	mm	Položaj točke B na osi y

Grčke oznake:

Oznaka	Mjerna jedinica	Opis oznake
$\emptyset_2$	-	Dinamički faktor
α_{s1}	°	Kut užeta za dizanje tereta i horizontalnog dijela stupa pri 30°
α_{s2}	°	Kut užeta za dizanje tereta i horizontalnog dijela stupa pri

		70°
α_w	°	Pogonski zahvat kuta V-para
β_1	°	Kut između užeta protuutega i dohvatnika pri 30°
β_1	°	Kut između užeta protuutega i dohvatnika pri 70°
β_V	/	Faktor sigurnosti
γ_1	°	kut između zubne letve i dohvatnika pri 30°
γ_2	°	Kut između zubne letve i dohvatnika pri 70°
γ_K	°	Kut nagiba dizalice
δ_1	°	Kut između užeta za dizanje tereta i dohvatnika pri 30°
δ_2	°	Kut između užeta za dizanje tereta i dohvatnika pri 70°
ε_{gr}	s^{-2}	Kutno ubrzanje granika
ε_{α}	/	Stupanj prekrivanja
λ_p	-	Granična vitkost
λ_{red}	-	Reducirana vitkost
σ_1	$\mathrm{N/mm^2}$	Glavno naprezanje
σ_1	$\mathrm{N/mm^2}$	Naprezanje bokova provrta
$\sigma_{DI.dop.}$	$\mathrm{N/mm^2}$	Dopušteno naprezanje za izmjenično promjenjivo naprezanje
σ_F	$\mathrm{N/mm^2}$	Naprezanje na savijanje u korijenu zuba
σ_{H1}	$\mathrm{N/mm^2}$	Naprezanje na boku zuba
σ_{Hdop}	$\mathrm{N/mm^2}$	Dopušteno naprezanje na Hertzov pritisak
σ_P	$\mathrm{N/mm^2}$	Naprezanje u postolju stup
$\sigma_V^{t.p.}$	$\mathrm{N/mm^2}$	Naprezanje u vijeku temeljne ploče
σ_{dop}	$\mathrm{N/mm^2}$	Dopušteno naprezanje
$\sigma_{dop\ \check{C}.0645}$	$\mathrm{N/mm^2}$	Dopušteno naprezanje za Č.0645

σ_{ekv}	$\mathrm{N/mm^2}$	Ekvivalentno naprezanje
σ_t	$\mathrm{N/mm^2}$	Tlačno naprezanje
σ_x	$\mathrm{N/mm^2}$	Normalno naprezanje
σ_θ	$\mathrm{N/mm^2}$	Cirkularno naprezanje
φ_1	°	Minimalni kut dohvatnika
φ_2	°	Maksimalni kut dohvatnika
φ_3	°	Kut nagiba gornjeg stupa
ω_{EM}	$\mathrm{s^{-1}}$	Kutna brzina elektromotora
ω_{gr}	$\mathrm{s^{-1}}$	Kutna brzina granika
Φ	/	Karakteristika vijčanog spoja
α	/	Faktor ne savršenosti profila
κ	/	Faktor smanjenje naprezanja
λ	/	Vitkost štapa
μ	/	Koeficijent trenja čelik/čelik
τ	$\mathrm{N/mm^2}$	Torzijsko opterećenje

SAŽETAK

U ovome radu će se razmotriti i konstruirati okretni granik s jednokrakim dohvatnikom za rad s kukom za nosivost dizanja od 8t na maksimalnom dohvatu od 16 m te visinu dizanja od 24 m. Granik će raditi u teškim uvjetima rada, pogonska grupa 3m, i u zatvorenom prostoru pa će se utjecaj vjetra zanemariti. Područje rada dohvatnika će biti u granicama od 30˚-70˚, a promjena dohvata će se izvesti pomoću zubne letve.

U prvom dijelu rada će se govoriti općeniti o strukturi granika te navesti par konstrukcijskih rješenja. Također će se za zadane projektne parametre napraviti analizu i sintezu jednokrakog dohvatnika. U drugom dijelu rada će se analitički proračunati i konstruirati nosivu konstrukciju granika te mehanizme za dizanje tereta, promjenu dohvata, okretanje i vožnju granika, te napraviti tehničku dokumentaciju sklopnog crteža s potrebnim presjecima i radionički crtež dohvatnika.

Ključne riječi: granik, jednokraki dohvatnik, portal

SUMMARY

In this thesis hook operating slewing single jib crane, with capacity of lifting 8 tons on height of 24 meters with reach of 16 meters will be studied. Crane will perform under heavy work load conditions with workload group 3m indoor so the wind factor can be ignored. Reach work area will be restricted to 30˚-70˚ and controlled by gear rack.

First part of a thesis will study general structure of a crane and consider few structural solutions. Moreover, analysis and synthesis of the crane will be made for set project parameters.

Through second part of thesis there will be conducted analytical calculations and design of crane load bearing structure as well as lifting, reach control, crane turning and driving systems; technical documentation of assembly with required cut out sections and manufacturing sheet will be fabricated.

Keywords crane, single-jib, portal

1. Uvodno razmatranje o granicima s jednokrakim dohvatnikom

Granici s jednokrakim dohvatnikom mogu se okretati oko svoje vertikalne osi. Glavna karakteristika ovakvih granika je dohvatnik. Velike grupe ovakvih oblika granika čine lučki i brodogradilišni granici, građevinski granici, vozni granici i ploveći granici. Različite vrste ovakvih granika se uspoređuju i razlikuju po svojim glavnim dijelovima, a to su dohvatnik, okretište i donje postolje. Stabilnost granika se postiže dodavanjem balasta (betona) u noge portala, razmicanjem nogu portala i uravnoteženjem pomoću protuutega (betonske ploče)

Dohvatnici. Postoje granici s pomičnim i nepomičnim dohvatnikom. Granici s pomičnim dohvatnikom dodatno se razlikuju na dohvatnike čiji se doseg mijenja kada na graniku nema tereta i na dohvatnike čiji se doseg mijenja za vrijeme rada granika. Područje rada granika s pomičnim dohvatnikom je kružna ploha omeđena sa najmanjom kružnicom, kada je dohvatnik u gornjem položaju, i najvećom kružnicom, kada je dohvatnik u minimalnom položaju. Područje rada granika s nepomičnim dohvatnikom je kružnica polumjera dosegu granika te nisu prikladni za rad jer zbog svog kružnog dosega trebaju mnogo radnog prostora. Pomični dohvatnik mora biti konstruiran da se osigura približno vodoravno vođenje tereta tj. po mogućnosti u granicama od $\mp 8\,\mathrm{cm}$, te da je vlastita težina dohvatnika potpuno uravnotežena s protuutegom. Dohvatnike dijelimo prema obliku krivulje što ju opisuje kraj dohvatnika 1) kraj dohvatnika opisuje kružnicu 2) kraj dohvatnika se kreće po horizontalnoj liniji (dvokraki dohvatnik) 3) kraj dohvatnika se kreće po nekoj drugoj putanji npr. elipsi. Pri promjeni dohvata pojedine konstrukcije omogućuju približno vodoravno gibanje tereta na sljedeći način: 1) Kada se dohvatnik kreće u gornji položaj bubanj za dizanje tereta se odmotava i obrnuto. 2) Pomoću užetne rezerve koja se nalazi u koluturju između vrha dohvatnika i gornjeg stupa. 3) Uže za dizanje tereta prelazi preko užetnika smještenog na kraju vodilice koja je spojnicom vezana za dohvatnik. 4) Dvokrakim (člankastim) dohvatnikom. Nedostatak dohvatnika, čija je putanja vrha dohvatnika ne kreće po horizontali, je njihanje tereta te se toga izvode u obliku H ili A.

Okretište granika. Okretni dio granika može biti za donje postolje vezano pomoću okretnice s kružnom tračnicom, pomoću okretnog stupa koji je oslonjen u donjem postolju ili čvrstog stupa na kojem se okreće okretni dio granika i pomoću kugličnog okretnog vijenca.

Granici s okretnicom. Gornji dio granika s okretnicom oslanja se preko kotača ili valjaka na kružnu tračnicu pričvršćenu na donje postolje. Centralni stožer služi za prihvaćanje horizontalnih sila. Iz razloga da protuuteg granika ne bude prevelik pogonski mehanizam se nalazi na suprotnoj strani od dohvatnika i na većoj udaljenosti, zbog toga su ovakvi granici s okretnicom široki i široki. Granik s okretnim stupom je uzak i dosta visok pošto udaljenost *h* moda biti dosta velika između aksijalnog i radijalnog ležaja granika. Okretni granici manje i srednje nosivosti najčešće imaju kuglični okretni vijenac tj. kuglični ili valjkasti jednoredni, dvoredni i višeredni ležaj koji na sebe preuzima sva opterećenja te zbog toga mora biti kruto uležišteni.

Donje postolje. Donje postolje okretnih granika često se izvode kao portali sa četiri ili dvije noge ili kao poluportal s tri noge. Navedeni portali uglavnom premošćuju transportne putove (željezničke pruge, ceste). Također, portali mogu biti pomični, cijeli granik se nalazi na određenom broju kotača, ili stacionarni, granik na temeljima vezan sa sidrenim vijcima.

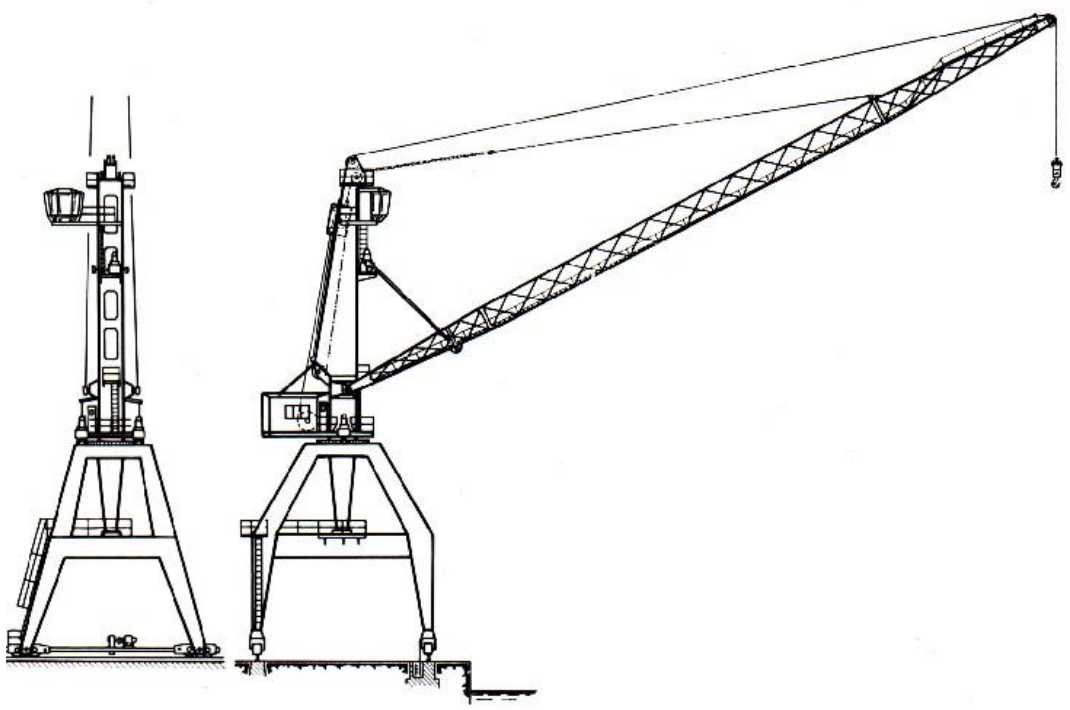
2. Koncepcijska rješenja granika s jednokrakim dohvatnikom

Granici s jednokrakim dohvatnikom postoje u mnogo varijante po samoj strukturi cijelog granika, kao što je navedeno u uvodnom razmatranju. Također postoje različite varijante mehanizma za promjenu dohvata i koji utječu na samu strukturu granika, tako imamo

- Promjena dohvata pomoću krute veze
    - Zubna letva, vijčano vreteno, hidraulički cilindar
- Promjena dohvata pomoću gipke veze
    - Pomoću užeta

2.1. Koncept 1

Na slici je prikazan granik s jednokrakim dohvatnikom tvrtke „MAN“, nosivosti 3/12 t na 50/15 m. Dohvatnik je izveden u rešetkastoj izvedbi te je uravnotežen s protuutegom koji se vozi po stupu. Promjena dohvata se izvodi pomoću vijčanog vretena. Gornji stup je izveden kao okretni sa aksijalnim i radijalnim ležajem, a donje postolje kao portal s 4 noge.



Slika 2.1. Okretni granik s jednokrakim dohvatnikom tvrtke MAN

2.2. Koncept 2

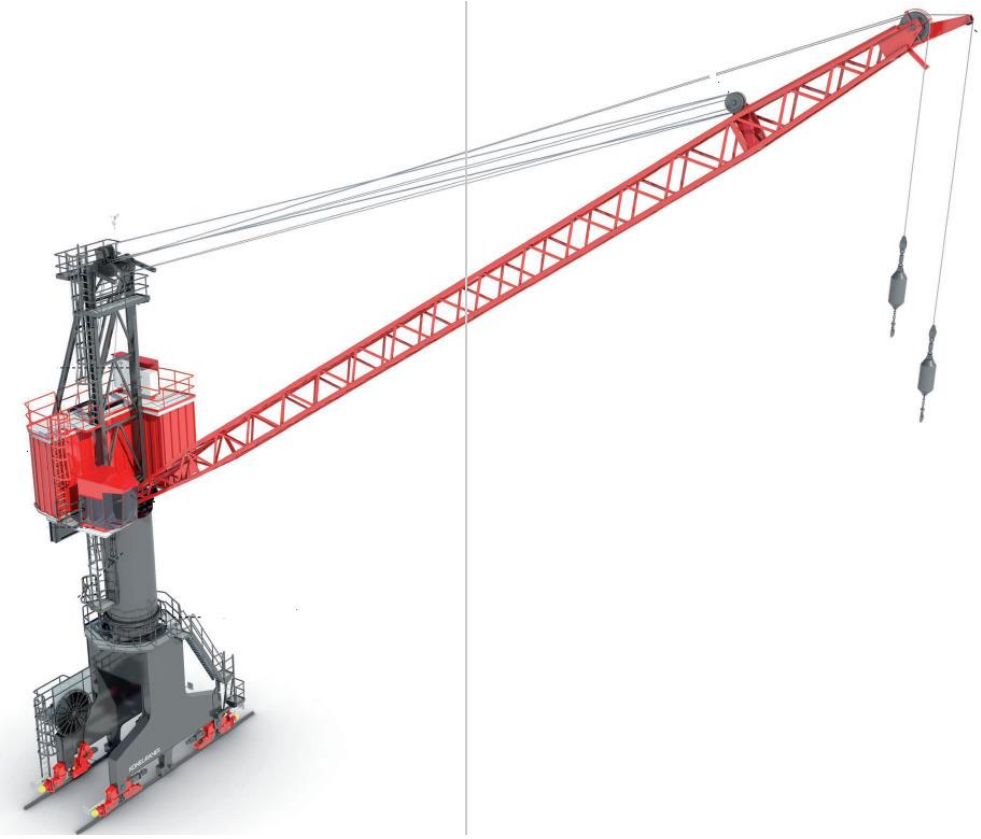
Na slici je prikazan okretni granik s jednokrakim dohvatnikom tvrtke „SAVIGLIANO“. Granik je izveden u cjevastoj izvedbi. Dohvatnik je izveden kao rešetkasti s protuutegom smještenim na dohvatnikom sa suprotne strane. Promjena dohvata se izvodi pomoću vijčanog vretena. Gornji stup i donje postolje je spojeno preko okretnog vijenca na kojem se nalazi ležaj. Donje postolje je izvedeno kao portal s 4 noge u cjevastoj izvedbi.



Slika 2.2. Okretni granik s jednokrakim dohvatnikom tvrtke SAVIGLIANO

2.3. Koncept 3

Na slici je prikazan okretni granik s jednokrakim dohvatnikom tvrtke „Konecranes“. Dohvatnik je izveden u rešetkastoj izvedbi. Promjena dohvata dohvatnika se izvodi pomoću užeta. Stup je izveden kao dva kutijasta profila i povezan je s protuutegom granika. Donje postolje i gornji stup su spojeni preko okretnog vijenca na kojem se nalazi ležaj. Donje postolje je izvedeno kao portal s 2 noge.



Slika 2.3. Okretni granik s jednokrakim dohvatnikom tvrtke Konecranes

2.4. Koncept 4

Na slici je prikazan okretni granik s jednokrakim dohvatnikom. Dohvatnik je izveden kao dva kutijasta profila spojenih s poprečnim profilima. Promjena dohvata se izvodi pomoću užeta. Gornji stup je u izveden u kutijastoj izvedbi te je preko okretnog vijenca na kojem se nalazi ležaj spojen s donjim postoljem. Donje postolje je cijev, šavna ili bešavana, ovisno o promjeru ležaja.



Slika 2.4. Okretni granik s jednokrakim dohvatnikom tvrtke Konecranes

3. Izbor pogonske i podizne grupe

Izbor pogonske i podizne grupe vrši se na temelju zadanih pogonskih uvjeta rada granika, vrsti zahvata, načinu podizanja i spuštanju tereta. Ova vrsta granika je namijenjen za rad s kukom, kao lučki i/ili portalni granik te kao takav spada u grupu granika s teškim ili vrlo teškim uvjetima rada [1]

Tablica 3.1. Primjeri podjele u podizne i pogonske grupe prema vrsti i načinu rada [1]

Br.	Vrsta granika	Način rada	Podizne grupe	Pogonske grupe	
				HRN EN 13001-1	DIN 15018
1	Granici na ručni pogon		HC1	S_0, S_1	B1, B2
2	Montažni granici		HC1, HC2	S_0, S_1	B1, B2
3	Granici u strojarnicama		HC1	S_1, S_2	B2, B3
4	Skladišni granici	isprekidani pogon	HC2	S_4	B4
5	Skladišni, granici s ovjesnim gredama, granici na odlagalištima	trajni pogon	HC3, HC4	S_6, S_7	B5, B6
6	Radionički granici		HC2, HC3	S_3, S_4	B3, B4
7	Mosni granici, granici za razbijanje odljevaka	rad s grabilicom ili magnetom	HC3, HC4	S_6, S_7	B5, B6
8	Ljevaonički		HC2, HC3	S_6, S_7	B5, B6
9	Za posluživanje visokih peći		HC3, HC4	S_7, S_8	B6
10	Za izvlačenje kokila, šaržirni granici		HC4	S_8, S_9	B6
11	Kovački		HC4	S_6, S_7	B5, B6
12	Pretovarni mostovi, portalni i poluportalni granici, s voznim vitlom ili okretnim granikom	rad s kukom	HC2	S_4, S_5	B4, B5
13	Pretovarni mostovi, portalni i poluportalni granici, s voznim vitlom ili okretnim granikom	rad s grabilicom ili magnetom	HC3, HC4	S_6, S_7	B5, B6
14	Pokretni mostovi s fiksnim ili		HC1	S_3,S_4	B3, B4

	pomičnim trakastim konvejerom				
15	Brodograđevni: dokovski, za gradnju i opremanje brodova	rad s kukom	HC2	S_3, S_4	B3, B4
16	Lučki, okretni, ploveći, okretni s dohvatnikom	rad s kukom	HC2	S_4, S_5	B4, B5
17	Lučki, okretni, ploveći, okretni s dohvatnikom	rad s grabilicom ili magnetom	HC3, HC4	S_6, S_7	B5, B6
18	Teški ploveći granici, portalni (rijetke uporabe)		HC1	S_1, S_2	B2, B3
19	Brodski, palubni	rad s kukom	HC2	S_3, S_4	B3, B4
20	Brodski, palubni	rad s grabilicom ili magnetom	HC3, HC4	S_4, S_5	B4, B5
21	Okretni toranjski - građevinski		HC1	S_2, S_3	B3
22	Montažni granici, jarbolni (derik) granici	rad s kukom	HC1,HC2	S_1, S_2	B2, B3
23	Okretni na tračnicama	rad s kukom	HC2	S_3, S_4	B3, B4
24	Okretni na tračnicama	rad s grabilicom ili magnetom	HC3,HC4	S_4, S_5	B4, B5
25	Mobilni željeznički, u sastavu kompozicije		HC2	S_4	B4
26	Auto granici, mobilni granici	rad s kukom	HC2	S_3, S_4	B3, B4
27	Auto granici, mobilni granici	rad s grabilicom ili magnetom	HC3, HC4	S_4, S_5	B4, B5
28	Auto i mobilni granici velike nosivosti		HC1	S_1, S_2	B2, B3

Za lučki i / ili portalni granik i poluteške/teške uvijete rada dodjeljuj je se pogonska grupa S4,S5 prema HRN EN 13001-1 odnosno B4,B5 prema DIN 15018.

Prema normi DIN 15020 teorijsko radno vrijeme izraženo je u broju sati na dan, prosječno kroz jednu godinu. Za našu pogonsku grupu 3m prema FEM, znači da će naš granik raditi približno 4 sata na dan u teškim uvjetima.

Tablica 3.2. Pogonske grupe mehanizama dizanja- DIN 15020 [2]

Spektar opterećenja			STVARNO RADNO VRIJEME T_S , h/dan									
Naziv	$k_s = q_e^3$	q_e	≤0,063	≤0,125	≤ 0,25	≤ 0,5	≤ 1	≤ 2	≤ 4	≤ 8	≤ 16	> 16
v. teški	$0,5 < k_s \leq 1,0$	$0,8 < q_e \leq 1$	$1D_m$	$1C_m$	$1B_m$	$1A_m$	2_m	3_m	4_m	5_m	-	-
teški	$0,25 < k_s \leq 0,5$	$0,63 < q_e \leq 0,8$	-	$1D_m$	$1C_m$	$1B_m$	$1A_m$	2_m	3_m	4_m	5_m	-
srednji	$0,125 < k_s \leq 0,25$	$0,5 < q_e \leq 0,63$	-	-	$1D_m$	$1C_m$	$1B_m$	$1A_m$	2_m	3_m	4_m	5_m
lagan	$k_s \leq 0,125$	≤0,5	-	-	-	$1D_m$	$1C_m$	$1B_m$	$1A_m$	2_m	3_m	4_m

Približnu korelaciju između ukupnog teorijskog radnog vremena prema ISO 4301/1 i dnevnog teorijskog radnog vremena prema DIN 15020 prikazuje Tablica 3.3. Također primjećujemo da zadana pogonska grupa 3m prema FEM-u odgovara pogonskoj grupi M6 prema ISO.

Tablica 3.3. Približna korelacija između ukupnog radnog vremena i dnevnog teorijskog radnog vremena [2]

		TEORIJSKO RADNO VRIJEME								
T_1, h: ukupno (ISO)		≤ 100	≤ 200	≤ 400	≤ 800	≤1600	≤ 3200	≤ 6300	≤12500	≤ 25000
T_{1d}, h/dan (DIN)		≤ 0,063	≤ 0,125	≤ 0,25	≤ 0,5	≤ 1	≤ 2	≤ 4	≤ 8	≤ 16
Pogonske grupe	DIN	$1D_m$	$1C_m$	$1B_m$	$1A_m$	2_m	3_m	4_m	5_m	-
	ISO	M1	M2	M3	M4	M5	M6	M7	M8	-

3.1. Izračun dinamičkog faktora $\emptyset_2$

Utjecaj dinamičkih opterećenja pri dizanju ovisi o načinu puštanja u rad motora za dizanje, kao i općim uvjetima rada i o vrsti granika. Svi ti utjecaji su obuhvaćeni dinamičkim faktorom $\emptyset_2$ koji se množi sa teretom *Q*. Sukladno tome uobičajeni granici su podijeljeni u 4 različite pogonske grupe (HC_i; 1 ... 4).

Dinamički faktor $\emptyset_2$ prema EN 13001-2 iznosi

$$\emptyset_2 = 1 + 0{,}05 \cdot i + 0.17 \cdot i \cdot v_d \tag{1.1.}$$

gdje je potrebno brzinu dizanja unositi u m/s.

$$v_d = \frac{v_d}{60} = \frac{25}{60} = 0{,}416 \text{ m/s} \tag{1.2.}$$

$$\emptyset_2 = 1 + 0{,}05 \cdot 2 + 0.17 \cdot 2 \cdot 0.416 = 1{,}242 \tag{1.3.}$$

Masi tereta moramo dodati i masu pomičnog bloka $m_{pb} \cong 115$ kg

$$Q = \emptyset_2 \cdot (Q_t + m_{pb}) \cdot g = 1{,}242 \cdot (8000 + 115) \cdot 9{,}81 = 100 \text{ kN} \tag{1.4.}$$

Gdje je:

$Q_t = 8000$ kg-masa nazivnog tereta

4. Sinteza jednokrakog dohvatnika

Uže sa bubnja ide na koloturnik B pa na koloturnik A_1, zatim na kuku pa opet 3 puta na koloturnik A_1 i 3 puta na koloturnik B te potom na bubanj. Na taj način, za vrijeme mirovanja bubnja koloturje B- A_1 čine užetni prijenosnik s prijenosnim odnosom $p_k = 3$ i u njemu je spremljena rezerva užeta koja osigurava približno horizontalno vođenje tereta. Prilikom mijenjanja dohvata mehanizam za dizanje tereta miruje.

U programu Wolfram Mathematics 8.0. prema vježbama iz kolegija „Optimiranje konstrukcija“ napravljena je sinteza mehanizma gdje su se dobile koordinate točke B i strukturalna greška mehanizma.

Dužina dohvatnika se dobije iz izraza:

$$L = \frac{x_{max} - R_{užnice}}{\cos(\varphi)} = \frac{16 - 0{,}315}{\cos(30°)} = 18.120 \text{ m} \qquad (1.5.)$$

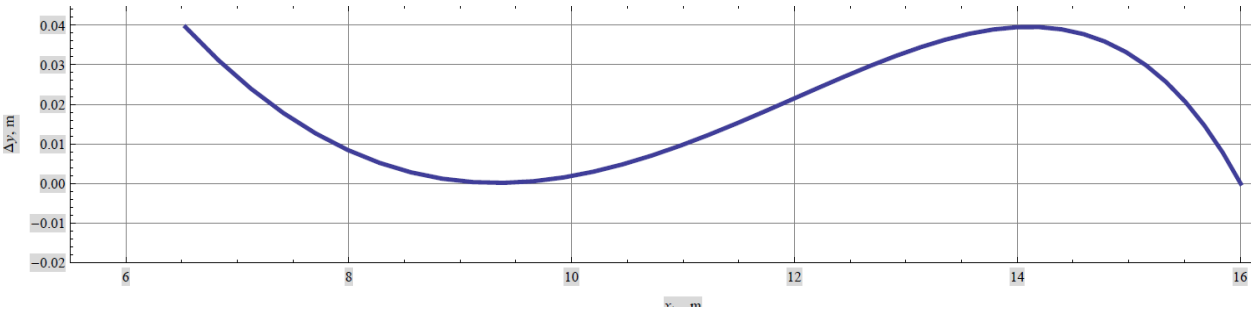
$x_{max} = 16$ m- maksimalni dohvat

$R_{užnice} = 0.315$ m −polumijer užnice

$\varphi_1 = 30°$ - minimalni kut dohvatnika

Tablica 4.1. Koordinate točke B

y_B [m]	0,497
x_B [m]	5,3



Slika 4.1. Strukturalna greška u odnosu na referentnu točku R_T

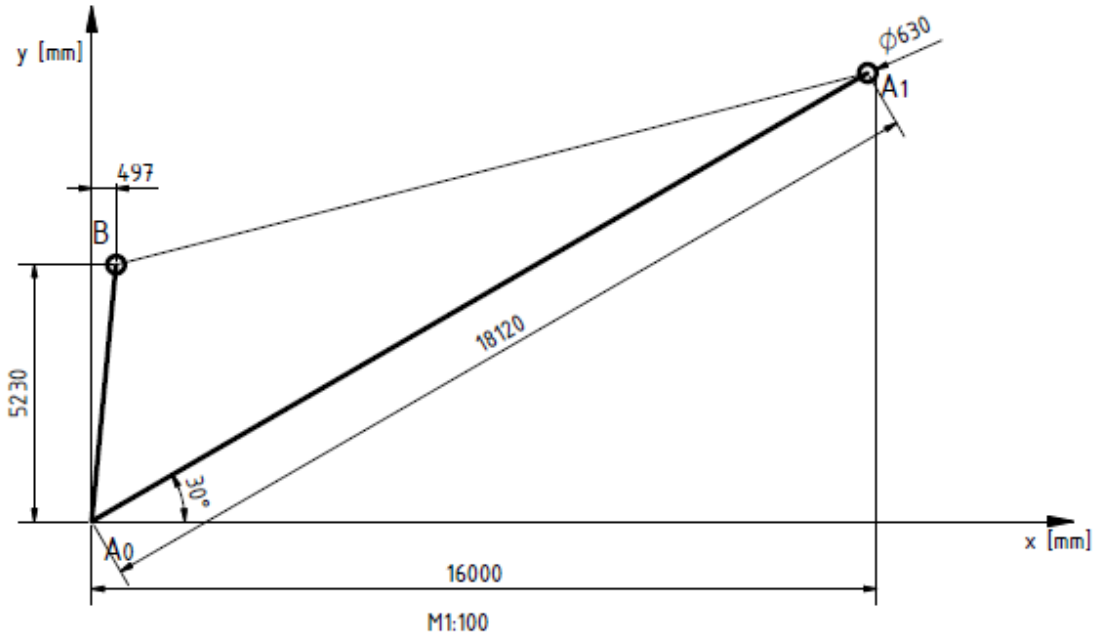
Iz priložene slike vidimo da strukturalna greška ne iznosi više od $\pm$ 8 cm

5. Proračun nosive konstrukcije

5.1.Proračun dohvatnika

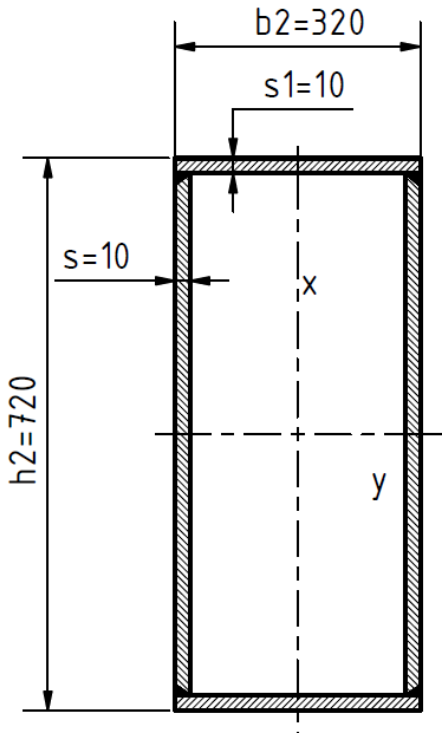
Konstrukcija dohvatnika bit će izvedena kao zglobno oslonjena greda s propustom, koja je jednim krajem vezana za stup granika a drugim krajem vezana zubnom letvom pomoću koje se mijenja dohvat granika u rasponu od $\varphi = 30° - 70°$. Pošto se dohvat mijenja pomoću zubne letve, da bi smanjili snagu EM, veličinu reduktora i naprezanje u zubnoj letvi dohvatnik ćemo uravnotežiti s protuutegom. Težinu protuutega ćemo izračunati iz uvjeta jednakosti rada.

U programu Mathcad Prime 3.1. smo prethodno proračunali naprezanja uslijed savijanja i izvijanje dohvatnika te smo odredili potrebne dimenzije dohvatnika. Dohvatnik će biti izveden kao zavareni kutijasti profil od čeličnih limova materijala (Č.0361) H oblika, što znači da će imati dvije uzdužna profila koja će međusobno biti spojeni s poprečnim profilima.



Slika 5.1. Shematski prikaz dohvatnika u mjerilu M 1:100

Pošto će granik raditi u zatvorenom prostoru, radi utjecaja atmosferilija, jednostavnijeg i jeftinijeg zavarivanja, dohvatnik je izveden u kutijastoj izvedbi.



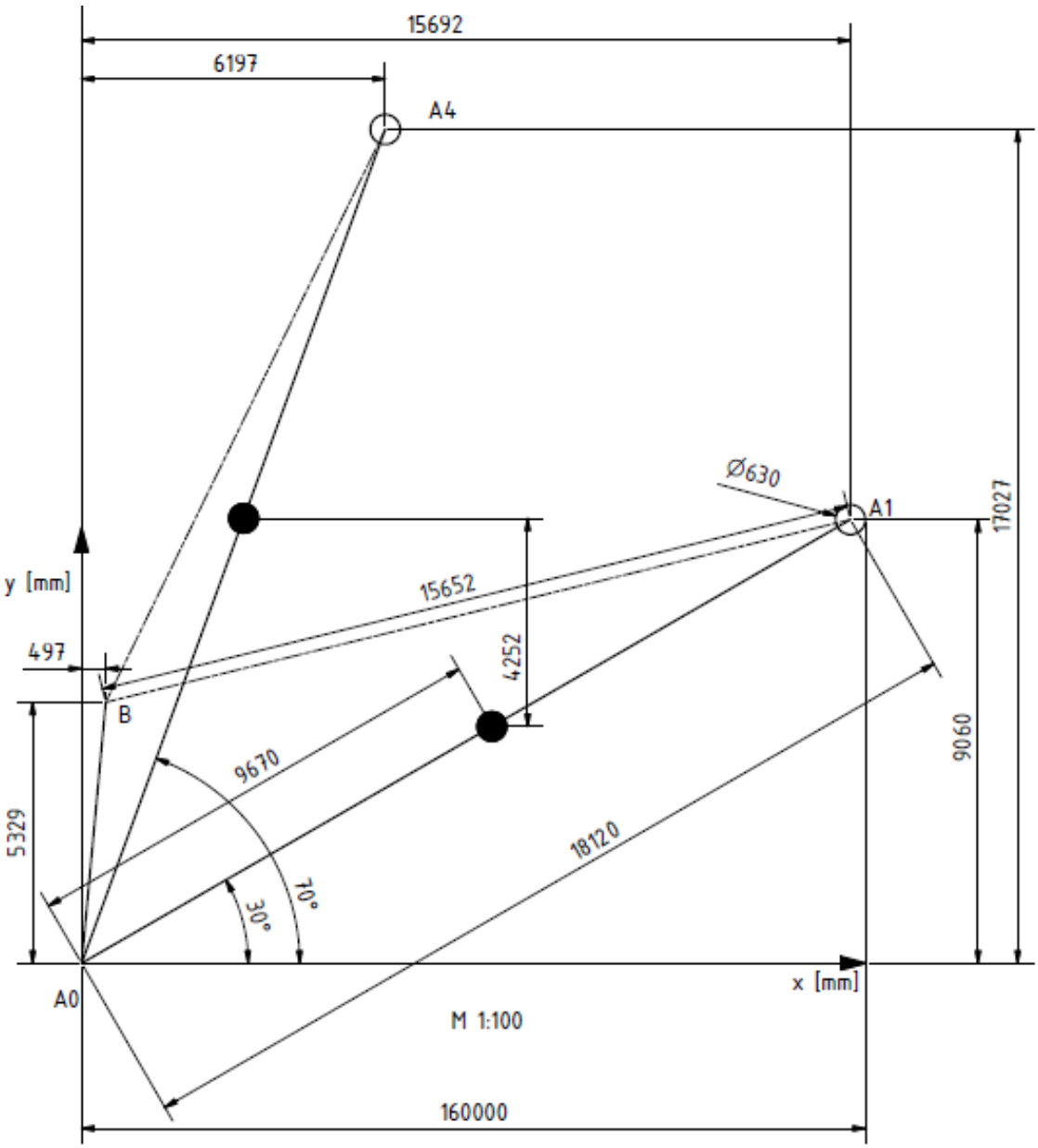
Slika 5.2. Profil kutijastog dohvatnika

Tablica 5.1. Karakteristike kutijastog profila

h_2 [mm]	720
h_1 [mm]	600
b_2 [mm]	320
b_1 [mm]	300
s [mm]	10
s_1 [mm]	10
A_p [mm^2]	$2{,}04 \cdot 10^4$
I_y [mm^4]	$1{,}37 \cdot 10^9$
I_x [mm^4]	$3{,}91 \cdot 10^8$
W_y [mm^3]	$3{,}82 \cdot 10^6$
W_x [mm^3]	$2{,}44 \cdot 10^6$
q_m [kg/m]	0,433

5.1.1. Težina protuutega dohvatnika

Uravnoteženje kraka dohvatnika uglavnom se provodi kod granika s krutom vezom (sa zubnom letvom ili vijčanim vretenom). Težina i hod utega se izračuna iz jednakosti radova.



Slika 5.3. Razlika visine težišta dohvatnika

Težinu protuutega dohvatnika računamo prema:

$$G_{ut1} \cdot \Delta h_2 = G_{doh} \cdot \Delta h_1$$

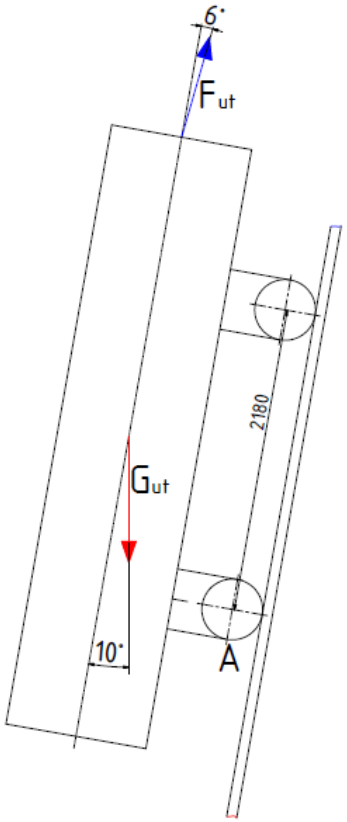
$$G_{ut1} = \frac{G_{doh} \cdot \Delta h_1}{\Delta h_2} = \frac{77 \cdot 4252}{3000} = 109 \text{ kN} \tag{1.6.}$$

$G_{doh} = q_m \cdot g \cdot L = 0{,}433 \cdot 9{,}81 \cdot 18.12 = 77$ kN $-$težina dohvatnika

$\Delta h_1 = 4252$ mm $-$put težišta dohvatnika, očitano iz sinteze

$\Delta h_2 = 3000$ mm $-$ put težišta protuutega, odabrano proizvoljno

Stvarna težina protuutega sa konstrukcijom i kotačima iznosi $G_{ut1} = 117{,}5$ kN



Slika 5.4. Sile na protuutegu

Sila u smjeru podloge:

$$F_0 = G_{ut1} \cdot \cos(10) = 117{,}5 \cdot \cos(10) = 115{,}7 \text{ kN} \tag{1.7.}$$

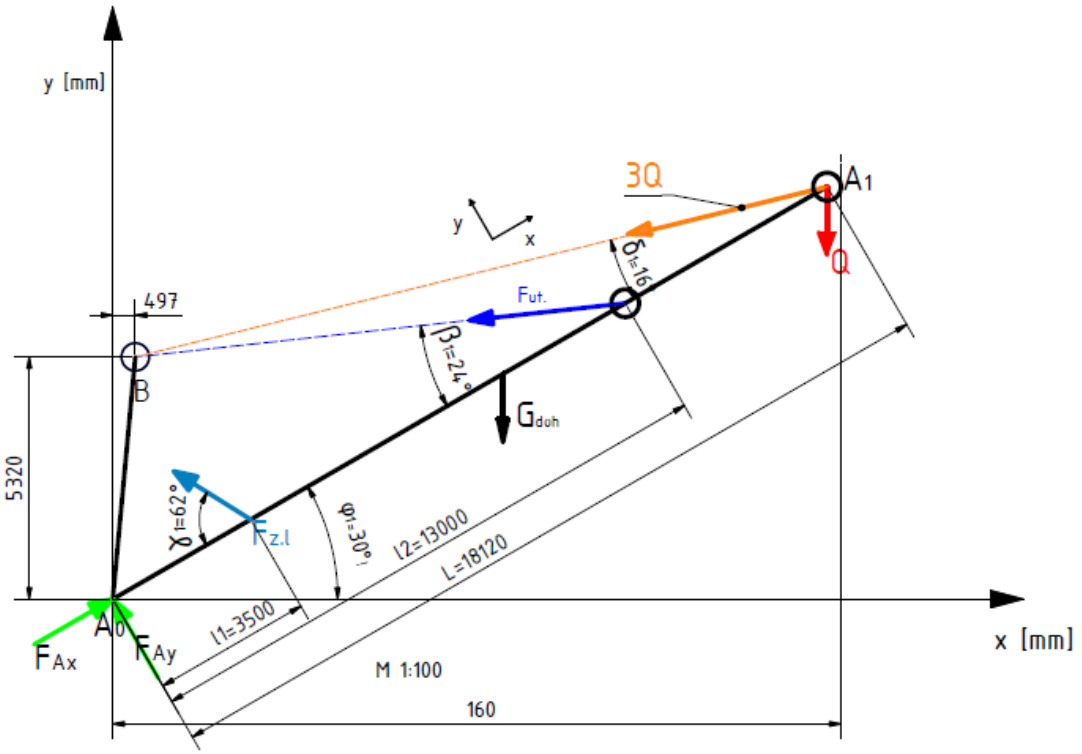
Sila okomita na podloge:

$$F_N = G_{ut1} \cdot \sin(10) = 117{,}5 \cdot \sin(10) = 20{,}5 \text{ kN} \tag{1.8.}$$

Sila koja uravnotežuje dohvatnik:

$$F_{ut} = F_0 \cdot \cos(6) = 115 \text{ kN} \tag{1.9.}$$

5.1.2. Sila potrebna za promjenu dohvata



Slika 5.5. Shematski prikaz sila na dohvatnik pri 30°

Najveća sila za promjenu dohvata, odnosno najveća sila u zubnoj letvi se javlja kad je dohvatnik na 70°.

$$F_{z.l.y}^{30} = \frac{G_{doh} \cdot \frac{L}{2} \cdot \cos(\varphi_1) + QL \cdot (\cos(\varphi_1) - 3 \cdot \sin(\delta_1)) - F_{ut} \cdot \sin(\beta_1) \cdot l_2}{l_1 \cdot \sin(\gamma_1)}$$

$$F_{z.l.y}^{30} = \frac{77 \cdot \frac{18{,}12}{2} \cdot \cos(30) + 100 \cdot 18{,}12(\cos(30) - 3 \cdot \sin(16)) - 115 \cdot \sin(24) \cdot 13{,}2}{3{,}5 \cdot \sin(62)} \tag{1.10.}$$

$$F_{z.l.y}^{30} = 20 \text{ kN}$$

$$F_{z.l.}^{30} = \frac{F_{z.l.y}^{30}}{\sin(62)} = 22 \text{ kN}$$

$$F_{z.l.y}^{70} = \frac{G_{doh} \cdot \frac{L}{2} \cdot \cos(\varphi_2) + Q \cdot L(\cos(\varphi_2) - 3\sin(\delta_2)) - F_{ut} \cdot \sin(\beta_2) l_2}{l_1 \cdot \sin(\gamma_2)}$$

$$F_{z.l.y}^{70} = \frac{77 \cdot \frac{18,12}{2} \cdot \cos(70) + 100 \cdot 18,12(\cos(70) - 3 \cdot \sin(6)) - 115 \cdot \sin(10) \cdot 13,2}{3,5 \cdot \sin(76)}$$

$$F_{z.l.}^{70} \cong F_{z.l.y}^{70} = -72 \text{ kN}$$

Gdje je:

F_{ut}– sila u užetu protuutega, kN

G_{doh}- težina dohvatnika, kN

$\gamma_1 = 62^\circ$- kut između zubne letve i dohvatnika pri 30°

$\gamma_2 = 76^\circ$- kut između zubne letve i dohvatnika pri 70°

$\beta_1 = 24^\circ$- kut između užeta protuutega i dohvatnika pri 30°

$\beta_2 = 10^\circ$kut između užeta protuutega i dohvatnika pri 70°

$\varphi_1 = 30^\circ$ - minimalni kut dohvatnika

$\varphi_2 = 70^\circ$ - maksimalni kut dohvatnika

$\delta_1 = 16^\circ$-kut između užeta za dizanje tereta i dohvanika pri 30°

$\delta_2 = 6^\circ$-kut između užeta za dizanje tereta i dohvanika pri 70°

Najveća uzdužna sila pri 30° i 70°:

$$F_N^{30} = F_{z.l.}^{30} \cdot \cos(\gamma_1) + G_{doh} \cdot \sin(\varphi_1) + F_{ut} \cdot \cos(\beta_1) + 4Q$$

$$F_N^{30} = 22 \cdot \cos(62) + 77 \cdot \sin(30) + 115 \cdot \cos(24) + 4 \cdot 100$$

$$F_N^{30} = 555 \text{ kN}$$

$$F_N^{70} = F_{z.l.}^{70} \cdot \cos(\gamma_2) + G_{doh} \cdot \sin(\varphi_2) + F_{ut} \cdot \cos(\beta_2) + 4Q \quad (1.11.)$$

$$F_N^{70} = -72 \cdot \cos(76) + 77 \cdot \sin(70) + 115 \cdot \cos(10) + 4 \cdot 100$$

$$F_N^{70} = 570 \text{ kN}$$

Najveća poprečna sila pri 30° i 70°:

$$\begin{aligned} F_P^{30} &= F_{z.l.}^{30} \cdot \sin(\gamma_1) - G_{doh} \cdot \cos(\varphi_1) + F_{ut} \cdot \sin(\beta_1) + \\ &\quad 3Q \cdot \sin(\delta_1) - Q \cdot \cos(\varphi_1) \\ F_P^{30} &= 22 \cdot \sin(62) - 77 \cdot \cos(30) + 115 \cdot \sin(24) + \\ &\quad 3 \cdot 100 \cdot \sin(6) - 100 \cdot \cos(30) \\ F_P^{30} &= -60 \text{ kN} \\ F_P^{70} &= F_{z.l.}^{70} \cdot \sin(\gamma_2) - G_{doh} \cdot \cos(\varphi_2) + F_{ut} \cdot \sin(\beta_2) + \\ &\quad 3Q \cdot \sin(\delta_2) - Q \cdot \cos(\varphi_2) \\ F_P^{70} &= -72 \cdot \sin(76) - 77 \cdot \cos(70) + 115 \cdot \sin(10) + \\ &\quad 3 \cdot 100 \cdot \sin(6) - 100 \cdot \cos(70) \\ F_P^{70} &= -28 \text{ kN} \end{aligned} \tag{1.12.}$$

Moment savijanja iznose:

$$\begin{aligned} M_s^{30} &= 355 \text{ kNm} \\ M_s^{70} &= 250 \text{ kNm} \end{aligned} \tag{1.13.}$$

5.1.2. Proračun dohvatnika na izvijanje

Proračun stabilnosti će se provesti prema DIN 18800T.2.

Za izvedeni način oslanjana stupa slobodna duljina izvijanja stupa iznosi:

$$l_0 = L \tag{1.14.}$$

Polumjer tromosti i iznosi:

$$i = \sqrt{\frac{I_{min}}{A_p}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 3{,}91 \cdot 10^8}{2 \cdot 2{,}04 \cdot 10^4}} = 138 \text{ mm} \tag{1.15.}$$

I_{min} –minimalni moment tromosti dohvatnika, mm^3

A_p – površina presjeka jednog uzdužnog profila mm^2

pa vitkost štapa iznosi:

$$\lambda = \frac{l_0}{i} = \frac{18120}{138} = 130 \tag{1.16.}$$

Granična vitkost dohvatnika je određena izrazom

$$\lambda_p = \pi\sqrt{\frac{E}{R_e}} = \pi\sqrt{\frac{210000}{240}} = 92{,}3 \tag{1.17.}$$

$E = 210000\ \mathrm{N/mm^2}$-modul elastičnosti za čelik

$R_e = 240\ \mathrm{N/mm^2}$-granica razvlačenja za čelik Č.0361

Budući da je vitkost štapa veća od granične vitkosti:

$$\lambda = 130 > \lambda_p = 92{,}3 \tag{1.18.}$$

vrijedi Euler-Bernoully-Navierova teorija savijanja pa se proračun izvijanja izvodi u elastičnom području.

Reducirana vitkost štapa iznosi

$$\lambda_{red} = \frac{\lambda}{\lambda_p} = \frac{130}{92{,}3} = 1{,}4 \tag{1.19.}$$

Pošto $\lambda_{red} > 0{,}2$ potrebno je izračunati faktor smanjanje naprezanja κ prema izrazu:

$$\kappa = \frac{1}{k + \left(k^2 - {\lambda_{red}}^2\right)^{\frac{1}{2}}} \tag{1.20.}$$

Gdje se član k izračunava prema izrazu:

$$k = 0{,}5 \cdot \left[1 + \alpha(\lambda_{red} - 0{,}2) + {\lambda_{red}}^2\right]$$

$\alpha = 0{,}34$- faktor ne savršenosti kutijastog profila

$$k = 0{,}5 \cdot [1 + 0{,}34(1{,}4 - 0{,}2) + 1{,}19^2] \tag{1.21.}$$

$$k = 1{,}7$$

Pa faktor smanjenja naprezanja iznosi κ:

$$\kappa = \frac{1}{1{,}7 + (1{,}7^2 - 1{,}4^2)^{\frac{1}{2}}} \tag{1.22.}$$

$$\kappa = 0{,}4$$

Dozvoljeno naprezanje u dohvatniku tada iznosi:

$$\sigma_{dop} = \kappa \cdot \frac{R_e}{S} = 0{,}4 \cdot \frac{240}{1{,}71} = 56 \text{ N/mm}^2 \quad (1.23.)$$

Stvarno tlačno naprezanje u dohvatniku iznosi

$$\sigma_t^{30} = \frac{F_{izv}^{doh,30}}{A_p} = \frac{555000}{2 \cdot 2{,}04 \cdot 10^4} \cong 15 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_t^{70} = \frac{F_{izv}^{doh,70}}{A_p} = \frac{570000}{2 \cdot 2{,}04 \cdot 10^4} = 15 \text{ N/mm}^2$$

Gdje je :

$F_N^{30} = 555$ kN – uzdužna sila kada je dohvatnik na 30°

$F_N^{70} = 570$ kN –uzdužna sila kada je dohvatnik na 70° (1.24.)

$A_p = 2{,}04 \cdot 10^4$ mm^2 – površina poprečnog presjeka jednog kutijastog profila.

$$\sigma_t^{70} = \sigma_t^{30} = 15 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} < \sigma_{dop} = 56 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Dohvatnik će ZADOVOLJITI uslijed izvijanja

5.1.3. Proračun čvrstoće dohvatnika pri 30˚

Najveće savojno naprezanje:

$$\sigma_s^{30} = \frac{M_s^{30}}{2 \cdot W_y} = \frac{355 \cdot 10^6}{2 \cdot 3{,}8 \cdot 10^6} = 47 \text{ N/mm}^2 \quad (1.25.)$$

$M_s^{30} = 355$ kNm – najveći moment savijanja kada je dohvatnik na 30°

$W_y = 3{,}8 \cdot 10^6$ mm^3 – moment otpora jednog profila dohvatnika oko osi y

Najveće torzijsko opterećenje:

$$\tau^{30} = \frac{T_{doh}}{2 \cdot W_x} = \frac{17 \cdot 10^6}{2 \cdot 2{,}44 \cdot 10^6} = 5 \text{ N/mm}^2 \quad (1.26.)$$

$T_{doh} = F_{z.l.}^{30} \cdot x = 20 \cdot 0.750 = 17$ kNm -moment torzije dohvatnika

$x = 0.750$ m $-$ udaljenost središnjice zubne letve i dohvatnika

$W_x = 2{,}44 \cdot 10^6$ mm^3– moment otpora 1 profila dohvatnika oko osi x

5.1.4 Proračun čvrstoće dohvatnika pri 70˚

Najveće savojno naprezanje:

$$\sigma_s^{70} = \frac{M_s^{70}}{2 \cdot W_y} = \frac{245 \cdot 10^6}{2 \cdot 3{,}8 \cdot 10^6} = 35 \text{ N/mm}^2 \quad (1.27.)$$

Gdje je:

$M_s^{70} = 245$ kNm – najveći moment savijanja kada je dohvatnik na 70˚

$W_y = 3{,}8 \cdot 10^6$ mm^3 – moment otpora jednog profila dohvatnika oko osi y

Najveće torzijsko opterećenje:

$$\tau^{70} = \frac{T_{doh}}{2 \cdot W_x} = \frac{54 \cdot 10^6}{2 \cdot 2{,}44 \cdot 10^6} = 11 \text{ N/mm}^2 \quad (1.28.)$$

Gdje je:

$T_{doh} = F_{z.l.}^{70} \cdot x = 72 \cdot 0.750 = 54$ kNm -moment torzije dohvatnika

5.1.5. Ekvivalentno naprezanje dohvatnika:

Ekvivalentno naprezanje dohvatnika pri 30˚i 70˚

$$\sigma_{ekv} = \sqrt{{\sigma_x}^2 + {\sigma_y}^2 - \sigma_x \cdot \sigma_y \cdot 3\tau^2}$$

$$\sigma_{ekv}^{30} = \sqrt{15^2 + 47^2 - 15 \cdot 47 + 3 \cdot 5^2} = 45 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\sigma_{ekv}^{70} = \sqrt{15^2 + 35^2 - 15 \cdot 35 + 3 \cdot 11^2} = 35 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (1.29.)$$

Gdje je:

$\sigma_x = \sigma_t -$ tlačno naprezanje, N/mm^2

$\sigma_y = \sigma_s$ – najveće savojno naprezanje, N/mm^2

$\tau -$ najveće torzijsko naprezanje, N/mm^2

$\sigma_{DI.dop.} = 80 \ldots 100 \text{ N/mm}^2$ za Č.0361 za izmjenično promjenjivo naprezanje

$$\sigma_{ekv}^{30} = 45\,\frac{\mathrm{N}}{\mathrm{mm}^2};\ \sigma_{ekv}^{70} = 35 \leq \sigma_{DI.dop.\check{C}.0361} = 100\ \frac{\mathrm{N}}{\mathrm{mm}^2}$$

Dohvatnik će ZADOVOLJITI uslijed savijanja

5.1.6. Proračun poprečnog profila na mjestu zubne letve

Pretpostavit ćemo da sila $F_{z.l.}^{\cdot 70}$ u zubnoj letvi djeluje okomito na profil, slijedi

Dopušteni progib:

$$w_{dop} = \frac{x}{750} = \frac{1500}{750} = 2\ \mathrm{mm} \tag{1.30.}$$

Stvarni progib:

$$w = \frac{F_{z.l.}^{\cdot 70} \cdot x^3}{E \cdot I_y \cdot 48} = \frac{72000 \cdot 1500^3}{210000 \cdot 2 \cdot 1{,}2 \cdot 10^7 \cdot 48} = 1\ \mathrm{mm} \tag{1.31.}$$

Gdje je :

$I_y = 1{,}2 \cdot 10^7$ mm^4-moment tromosti oko osi y profila 500x300x1820

$$w = 1\ \mathrm{mm} \leq w_{dop} = 2\ \mathrm{mm}$$

Konstruirani profil će ZADOVOLJITI

5.1.7. Proračun poprečnog profila na mjestu užnice protuutega

Sile koja opterećuje poprečni profil iznosi $F_{ut} = 115$ kN.

Stvarni progib:

$$w = \frac{F_{ut} \cdot \cos(\beta_2) \cdot x^3}{E \cdot I_x \cdot 48} = \frac{115000 \cdot \cos(6) \cdot 1500^3}{210000 \cdot 5{,}4 \cdot 10^8 \cdot 48} = 0{,}07\ \mathrm{mm} \tag{1.32.}$$

Gdje je :

$I_x = 5{,}4 \cdot 10^8$ mm^4-moment tromosti oko osi x profila 500x300x1820

$$w = 0{,}002\ \mathrm{mm} \leq w_{dop} = 2\ \mathrm{mm}$$

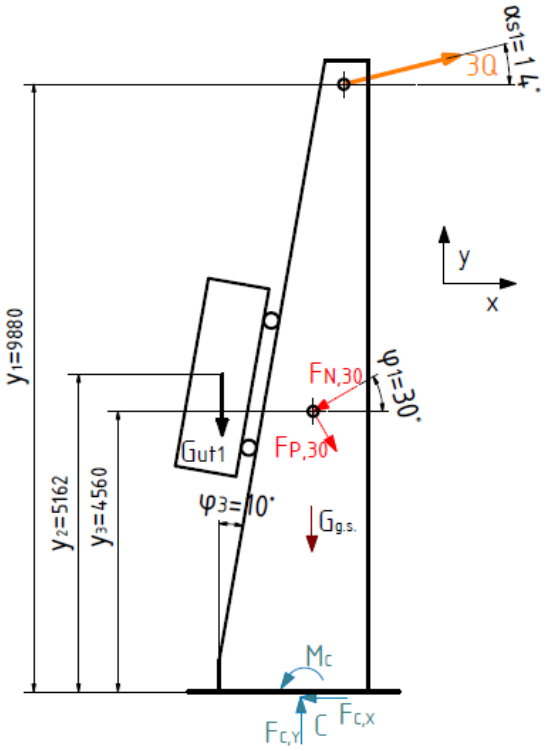
Konstruirani profil će ZADOVOLJITI

Iz konstrukcijskih razloga, smještaja vijaka i užnice, konstruiran je poprečni profil navedenih dimenzija.

5.2.Proračun gornjeg stupa

Gornji stup je izveden u kutijastoj izvedbi od limova debljine 20 mm. Bočne stranice gornjeg stupa će biti pod nagibom od 10 stupnjeva pošto se po njima vozi protuuteg. Gornji stup ćemo proračunati na savijanje i izvijanje, te ćemo proračunati temeljnu stopu stupa na koju su zavarene stranice stupa i preko koje je gornji stup vijcima vezan za platformu.

5.2.1. Proračun gornjeg stupa na savijanje



Slika 5.6. Shema sila koje djeluju na gornji stup

Reakcije u točci C iznose:

$$F_{Cx}^{30} = -F_N^{30} \cdot \cos(\varphi_1) + F_P^{30} \cdot \sin(\varphi_1) + 3Q \cdot \cos(\alpha_{s1}) + G_{ut1} \cdot \mathrm{s}\,in(\varphi_3)$$

$$F_{Cx}^{30} = -555 \cdot \cos(30) + 60 \cdot \sin(30) + 300 \cdot \cos(14) + 117{,}5 \cdot \mathrm{s}\,in(10) \qquad (1.33.)$$

$$F_{Cx}^{30} = 140\ \mathrm{kN}$$

$$F_{Cy}^{30} = -F_N^{30} \cdot \sin(\varphi_1) + F_P^{30} \cdot \cos(\varphi_1) + 3Q \cdot \sin(\delta_1) - G_{ut1} \cdot \cos(\varphi_3)$$

$$F_{Cy}^{30} = -555 \cdot \cos(30) + 60 \cdot \sin(30) + 300 \cdot \cos(14) - 117{,}5 \cdot \cos(10)$$

$$F_{Cy}^{30} = 275 \text{ kN}$$

Gdje je :

α_{s1}- kut užeta za dizanje tereta i horizontalnog dijela stupa pri 30°, °

φ_3- kut nagiba stupa, °

Postavljanjem jednadžbe momenta oko točke C dobivamo maksimalni moment koji se javlja u stupu, slijedi:

$$M_C^{30} = 3Q \cdot \cos(\alpha_{s1}) \cdot y_1 + G_{ut1} \cdot \cos(\varphi_3) \cdot y_2 + (-F_N^{30} \cdot \cos(\varphi_1) + F_P^{30} \cdot \sin(\varphi_1)) y_3$$

$$M_C^{30} = 3 \cdot 100 \cdot \cos(14) \cdot 9880 + 117{,}5 \cdot \cos(10) \cdot 5160 + (-555 \cdot \cos(30) + 60 \cdot \sin(30)) \cdot 4560 \quad (1.34.)$$

$$M_C^{30} = 1400 \text{ kNm}$$

Gdje je :

$y_1, y_2, y_3 -$ vertikalna udaljenost sila od podnožja stupa, mm

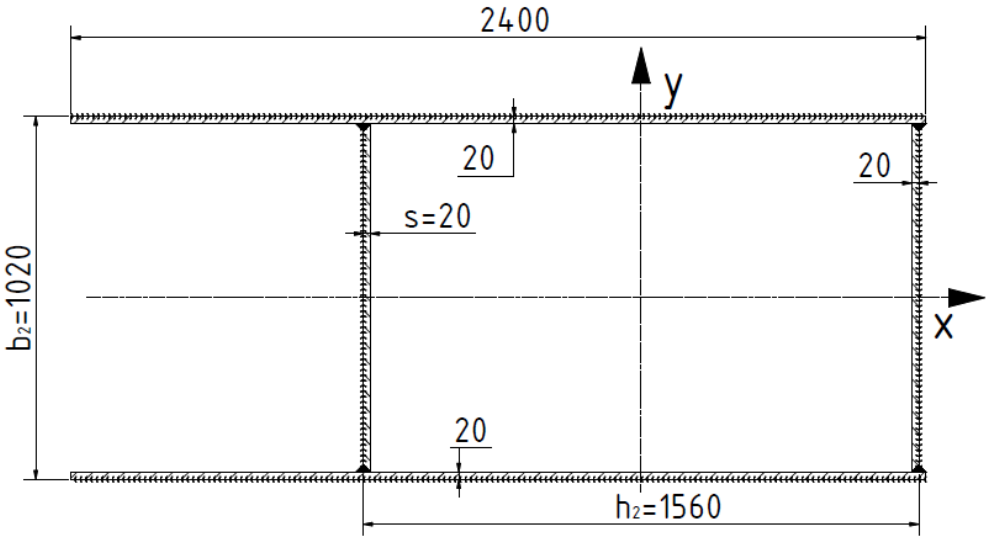
Potrebni moment otpora stupa:

$$W_y = \frac{M_C^{30}}{\sigma_{dop}} = \frac{1400 \cdot 10^6}{115} = 1{,}2 \cdot 10^7 \text{ mm}^3 \quad (1.35.)$$

$M_C^{30} -$ moment savijanja u podnožju stupa, Nmm

$\sigma_{DI.dop.} = 100 \ldots 130 \text{ N/mm}^2 -$za Č.0361 za istosmjerno promjenjivo naprezanje

Za potrebni moment otpora konstruiran je stup prema slici 5.7:



Slika 5.7. Oblik podnožja gornjeg stupa

Za konstruirani oblik stupa moment tromosti i površina presjeka iznose:

$$I_{y,stupa} = \frac{(b_2 + h_2^3)}{12} + \frac{(b_1 + h_1^3)}{12}$$

$$I_{y,stupa} = \frac{(1020 + 1560^3)}{12} + \frac{(980 + 1520^3)}{12} = 3{,}6 \cdot 10^{10}\ \text{mm}^4$$

$$W_{y,stupa} = \frac{I_{y,stupa}}{\frac{h_2}{2}} = \frac{4.6 \cdot 10^7}{\frac{1560}{2}} = 4.6 \cdot 10^7\ \text{mm}^3$$

$$I_{x,stupa} = \frac{(h_2 + b_2^3)}{12} + \frac{(h_1 + b_1^3)}{12}$$

$$I_{x,stupa} = \frac{(1560 + 1020^3)}{12} + \frac{(1520 + 980^3)}{12} = 1{,}87 \cdot 10^{10}\ \text{mm}^4 \qquad (1.36.)$$

$$W_{x,stupa} = \frac{I_{x,stupa}}{\frac{b_2}{2}} = \frac{1{,}87 \cdot 10^{10}}{\frac{1020}{2}} = 3.67 \cdot 10^7\ \text{mm}^3$$

$$A_s = b_2 \cdot h_2 - b_1 \cdot h_1 = 1020 \cdot 1560 - 980 \cdot 1520$$

$$A_s = 10 \cdot 10^4\ \text{mm}^2$$

Gdje je :

$b_2 = 1020$ mm –vanjska širina stupa

$b_1 = b_2 - 2 \cdot s = 1020 - 2 \cdot 20 = 980$ mm –unutarnja širina stupa

$h_2 = 1560$ mm $-$vanjska dužina stupa

$h_1 = h_2 - 2 \cdot s = 1560 - 2 \cdot 20 = 1520$ mm $-$ unutarnja dužina stupa

$s = 20$ mm $-$ debljina lima stupa

Tablica 5.2. Karakteristike presjeka gornjeg stupa

$I_{y,stupa}$ [mm^4]	$3{,}6 \cdot 10^{10}$
$I_{x,stupa}$ [mm^4]	$1{,}87 \cdot 10^{10}$
$W_{y,stupa}$ [mm^3]	$4.6 \cdot 10^7$
$W_{x,stupa}$ [mm^3]	$3.67 \cdot 10^7$
b_2 [mm]	1020
b_1 [mm]	980
h_2 [mm]	1560
h_1 [mm]	1520
A_s [mm^2]	$10 \cdot 10^4$

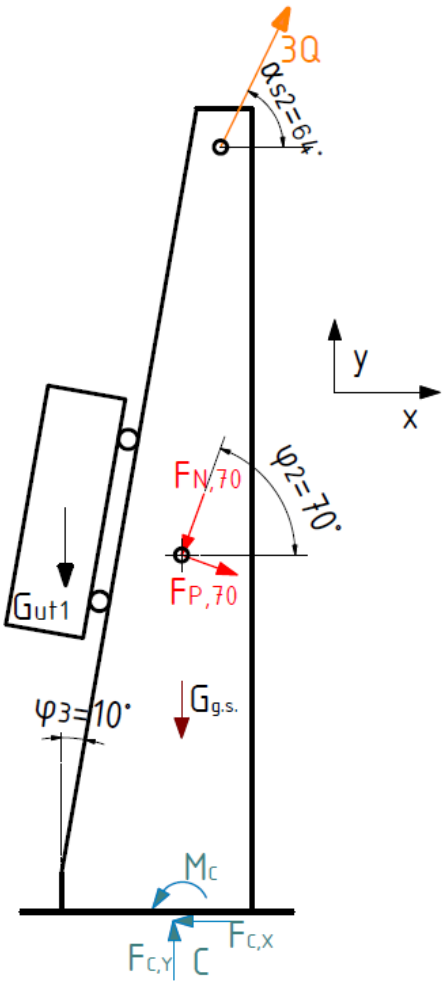
Stvarno naprezanje u stupu:

$$\sigma_s = \frac{M_C^{30}}{W_{y,stupa}} = \frac{1400 \cdot 10^6}{4.6 \cdot 10^7} = 30 \ \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\sigma_s = 30 \ \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \leq \sigma_{DI.dop.} = 100 \ldots 130 \ \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \qquad (1.37.)$$

Konstruirani oblik stupa će ZADOVOLJITI uslijed savijanja

5.2.2. Proračun stupa na izvijanje



Slika 5.8. Shema vertikalnih sila na gornji stup

Za izvedeni način oslanjana stupa slobodna duljina izvijanja stupa iznosi:

$$l_0 = 2L_{g.s.} \tag{1.38.}$$

Gdje je:

$L_{g.s.} = 9650$ mm –duljina izvijanja gornjeg stupa

Polumjer tromosti i iznosi:

$$i = \sqrt{\frac{I_{min}}{A_P}} = \sqrt{\frac{1{,}87 \cdot 10^{10}}{10 \cdot 10^4}} = 430 \text{ mm} \tag{1.39.}$$

$I_{min} = I_{x,stupa}$ –minimalni moment tromosti gornjeg stupa, mm^4

A_P – površina presjeka gornjeg stupa, mm^2

pa vitkost štapa iznosi:

$$\lambda = \frac{l_0}{i} = \frac{2L_{g.s.}}{i} = \frac{2 \cdot 9650}{430} = 44 \tag{1.40.}$$

Granična vitkost stupa je određena izrazom

$$\lambda_p = \pi \sqrt{\frac{E}{R_e}} = \pi \sqrt{\frac{210000}{240}} = 92{,}3 \tag{1.41.}$$

Budući da je vitkost štapa manja od granične vitkosti:

$$\lambda = 44 < \lambda_p = 92{,}3 \tag{1.42.}$$

Kritično naprezanje računamo prema Tetmajeru

<u>Kritična sila stupa:</u>

$$F_{kr} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I_{x,stupa}}{(2L_{g.s.})^2} = \frac{\pi^2 \cdot 210000 \cdot 1{,}87 \cdot 10^{10}}{(2 \cdot 9650)^2} = 104000 \text{ kN} \tag{1.43.}$$

Vertikalna sila koja djeluje na gornji stup:

$$F_{Cy}^{70} = F_N^{70} \cdot sin(\varphi_2) + F_P^{70} \cdot cos(\varphi_2) + G_{ut1} \cdot \cos(\varphi_3) + G_{g.s.} - 3 \cdot Q \cdot \sin(\alpha_{s2})$$

$$F_{Cy}^{70} = 570 \cdot sin(70) + 28 \cdot cos(\varphi_2) + 117{,}5 \cdot \cos(10) + 110 - 3 \cdot 100 \cdot \sin(64) \tag{1.44.}$$

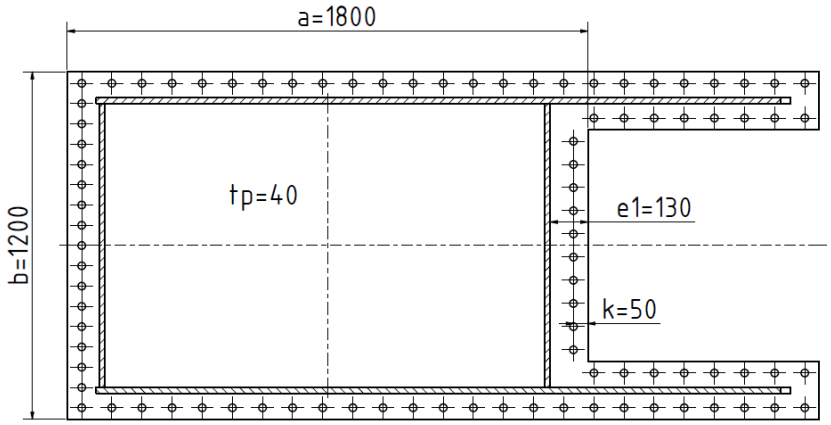
$$F_{Cy}^{70} = 500 \text{ kN}$$

Do izvijanja neće doći pošto je:

$$F_{kr} = 104000 \text{ kN} \geq F_{Cy}^{70} = 500 \text{ kN} \tag{1.45.}$$

5.2.3. Proračun temeljne ploče gornjeg stupa

Proračun temeljne ploče ćemo izvršiti kada je dohvatnik na 30°.



Slika 5.9. Temeljna ploča gornjeg stupa

Tablica 5.3. Karakteristika temeljne ploče gornjeg stupa

Duljina temeljne ploče	$a = 1800$ mm
Širina temeljne ploče	$b = 1200$ mm
Udaljenost vijka od ruba ploče	$k = 50$ mm
Promjer sidrenog vijka	$d = 24$ mm
Moment savijanja u podnožju stupa	$M_C^{30} = 1400 \cdot 10^6$ Nmm
Vertikalna sila na dnu stupa	$F_{Cy}^{30} = 275$ kN
Horizontalna sila na dnu stupa	$F_{Cx}^{30} = 180$ kN

Krak zatezne sile iznosi:

$$h = \frac{7}{8}a - k = \frac{7}{8}1800 - 50 = 1525 \text{ mm} \tag{1.46.}$$

Gdje je :

a-duljina temeljne ploče, mm

k- udaljenost vijka od ruba ploče, mm

Sila zatezanja u vijku:

$$F_V = \frac{1}{h} \cdot \left(M_C^{30} - F_{Cy}^{30} \cdot \frac{3}{8} \cdot a \right) = \frac{1}{1525} \cdot \left(1400 \cdot 10^3 - 275 \cdot \frac{3}{8} \cdot 1800 \right)$$

$$F_V = 796 \text{ kN} \tag{1.47.}$$

Gdje je:

h-krak zatezne sile, mm

M_C^{30} - moment savijanja u podnožju stupa, kNm

F_{Cy}^{30}- vertikalna sila na dnu stupa, kN

Naprezanje u vijku temeljne ploče:

$$\sigma_V^{t.p.} = \frac{1}{2} \cdot \frac{F_V}{n \cdot A_P} = \frac{1}{2} \cdot \frac{796000}{10 \cdot 325} = 125 \ \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \tag{1.48.}$$

Gdje je:

F_V-sila zatezanja u vijku, N

n-broj vijaka

$A_P = 325 \text{ mm}^2$- površina poprečnog presjeka vijka M 24 [14]

Sila pritiska na postolje stupa:

$$F_P = \frac{1}{h} \cdot \left[M_C^{30} + F_{Cy}^{30} \cdot \left(h - \frac{3}{8}a \right) \right] \tag{1.49.}$$

$$F_P^{Pos.} = \frac{1}{1525} \cdot \left[1400 \cdot 10^3 + 275 \cdot \left(1525 - \frac{3}{8}1800\right)\right]$$

$$F_P^{Pos.} = 1071 \text{ kN}$$

Naprezanje u postolju stupa:

$$\sigma_P = \frac{F_P^{Pos.}}{\frac{a}{4} \cdot b} = \frac{1071000}{\frac{1800}{4} \cdot 1200} = 2 \ \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \tag{1.50.}$$

Gdje je:

$F_P^{Pos.}$- sila pritiska na postolje stupa, N

b-širina temeljne ploče, mm

Moment savijanja temeljne ploče:

$$M_s^{t.p.} = \sigma_P \cdot \frac{e_1^2}{2} = 2 \cdot \frac{130^2}{2} = 17000 \text{ Nmm} \tag{1.51.}$$

Gdje je :

e_1 – udaljenost od ruba ploče do stranice stupa, mm

σ_P – naprezanje u postolju stupa, N/mm^2

Potrebna debljina ploče proizlazi iz izraza:

$$t_p = \sqrt{\frac{6 \cdot M_s^{t.p.}}{\sigma_{dop}}} = \sqrt{\frac{6 \cdot 17000}{100}} = 32 \text{ mm} \tag{1.52.}$$

Gdje je:

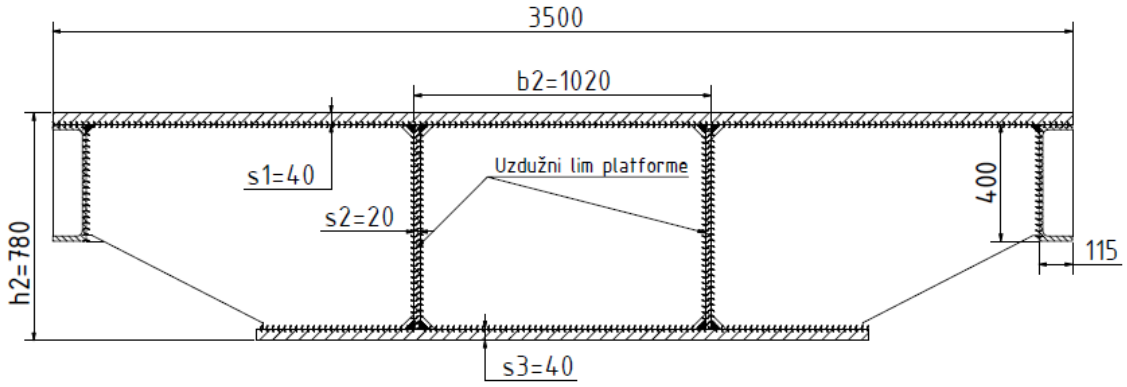
$M_s^{t.p.}$- moment savijanja temeljne ploče, Nmm

σ_{dop}-dopušteno naprezanje za Č.0361, N/mm^2

Odabrana debljina temeljne ploče je $t_p = 40$ mm

5.3. Proračun platforme

Okvir platforme je izveden od UPE 400 profila na koji je zavarena ploča debljine 40 mm. Uzdužno po sredini ploče su zavarena dva čelična lima debljina 20 mm koji sa gornjom i donjom temeljnom pločom oblikuju kutijasti profil, koji na jednom kraju prenose opterećenja sa gornjeg stupa a na drugom kraju opterećenja uslijed protuutega granika.



Slika 5.10. Poprečni presjek platforme

Za konstruirani oblik kutijastog profila moment otpora iznosi:

$$I_y^{pl} = \frac{b_2 \cdot h_2^3}{12} - \frac{b_1 \cdot h_1^3}{12} = \frac{1030 \cdot 780^3}{12} - \frac{950 \cdot 700^3}{12} = 1{,}23 \cdot 10^{10}\text{mm}^4 \quad (1.53.)$$

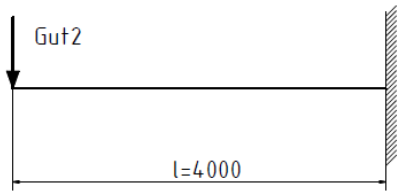
Gdje je:

b_2- vanjska širina kutijastog profila, mm

$b_1 = 1030 - 80 = 950$ mm unutarnja širina kutijastog profila

h_2- vanjska visina kutijastog profila, mm

$h_1 = 780 - 80 = 700$ mm - unutarnja visina kutijastog profila



Slika 5.11. Shema opterećenja limova platforme

Kutijasti profil ćemo provjeriti na progib uslijed sile G_{ut2} .

Stvarni progib:

$$w = \frac{G_{ut2} \cdot l^3}{3 \cdot E \cdot I_y^{pl}} = \frac{275000 \cdot 4000^3}{3 \cdot 210000 \cdot 1{,}23 \cdot 10^{10}} = 2{,}3 \text{ mm} \quad (1.54.)$$

I_y–moment tromosti kutijastog profila platforme, mm^4

G_{ut2}-težina protuutega granika, N

l- krak djelovanja sile, mm

Dopušteni progib:

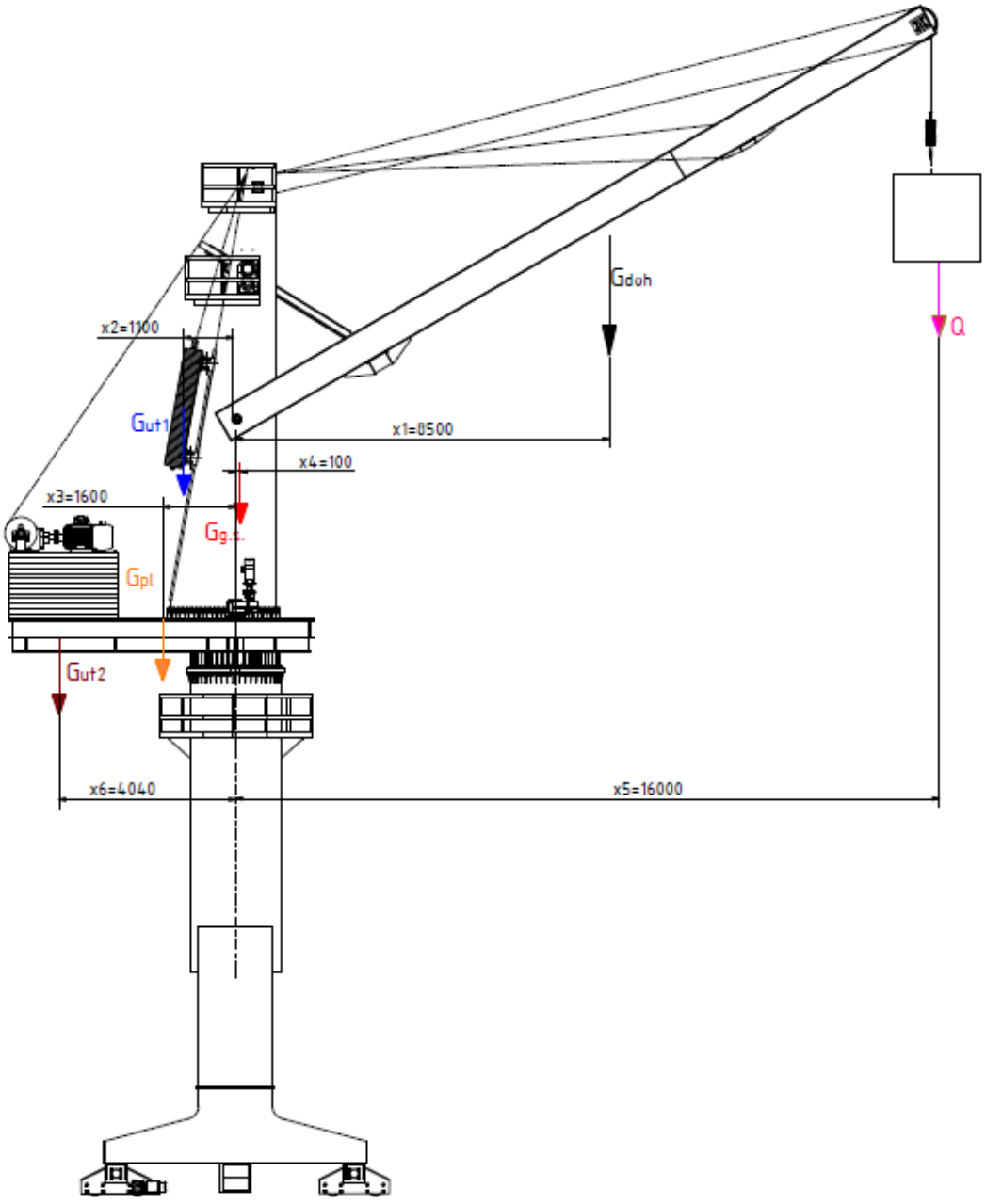
$$w_{dop} = \frac{l}{750} = \frac{4000}{750} = 5 \text{ mm} \quad (1.55.)$$

$$w = 2{,}3 \text{ mm} \leq w_{dop} = 5 \text{ mm}$$

Konstruirani oblik platforme će ZADOVOLJITI uslijed progiba

5.4. Proračun protuutega granika

Radi stabilnosti samog granika u položaju prikazanom na slici a i smanjenja momenta u ležaju postavit ćemo protuutega granika.



Slika 5.12. Shema sila za proračun protuutega granika

Moment M_u ćemo odrediti kao srednju vrijednost između maksimalnog i minimalnog momenta savijanja.

Maksimalni moment iznosi:

$$M_1 = G_{doh} \cdot x_1 - G_{ut} \cdot x_2 - G_{pl} \cdot x_3 + G_{g.s.} \cdot x_4 + Q \cdot x_5$$

$$M_1 = 77 \cdot 8{,}5 - 117{,}5 \cdot 1{,}1 - 170 \cdot 1{,}6 + 110 \cdot 0{,}1 + 100 \cdot 16$$

$$= 1900 \text{ kNm}$$

Minimalni moment iznosi:

$$M_2 = G_{doh} \cdot x_1 - G_{ut} \cdot x_2 - G_{pl} \cdot x_3 + G_{g.s.} \cdot x_4$$

$$M_2 = 77 \cdot 8{,}5 - 117{,}5 \cdot 1{,}1 - 170 \cdot 1{,}6 + 110 \cdot 0{,}1 = 270 \text{ kNm}$$

$$M_u = \frac{M_1 + M_2}{2} = \frac{1900 + 270}{2} = 1100 \text{ kNm}$$

Gdje je :

G_{doh} - težina dohvatnika, kN

G_{ut1} - težina protuutega dohvatnika, kN

G_{ut2} - težina protuutega granika, kN

$G_{g.s.}$- težina gornjeg stupa granika, kN (1.56.)

G_{pl}- težina platforme, kN

Q-težina tereta pomnožena s dinamičkim faktorom, kN

x_1- udaljenost težišta dohvatnika od osi rotacije, m

x_2- udaljenost težišta protuutega dohvatnika od osi rotacije, m

x_3- udaljenost težišta platforme od osi rotacije, m

x_4- udaljenost težišta gornjeg stupa od osi rotacije, m

x_5- udaljenost tereta od osi rotacije, mm

x_6- udaljenost težišta protuutga granika od osi rotacije, mm

Težina protuutega proizlazi iz:

$$G_{ut2} = \frac{M_u}{x_6} = \frac{900}{4} = 275 \text{ kN}$$

Kao protuuteg granika ćemo staviti 13 betonskih ploča dimenzija 3500x2500x115

5.5. Proračun i odabir ležaja granika

Ležaj je na gornjoj strani vezan za platformu preko vijenca a na donjoj strani je vezan za donje postolje. Za platformu i donje postolje ležaj će biti vezan sa 48 vijaka DIN 6914 M24 10.9. Proračun ležaja je izveden prema uputama proizvođača „Rothe Erde“.

Maksimalno opterećenje ležaja iznosi:

Aksijalna sila, prema slici 5.12., koja djeluje na ležaj iznosi:

$$F_a = G_{doh} + G_{ut1} + G_{g.s.} + Q + G_{pl} + G_{ut2}$$

$$F_a = 77 + 117{,}5 + 110 + 80 + 170 + 275 = 850 \text{ kN}$$

Moment ležaja,prema slici 5.12. uslijed svih komponenti granika iznosi (1.57.)

$$M_k = M_1 - G_{ut2} \cdot x_6$$

$$M_k = 1900 - 275 \cdot 4 = 800 \text{ kNm}$$

Gdje je:

M_1- maksimalni moment savijanja prema slici 5.12., kNm

Maksimalno opterećenje ležaja s 1.25% povećanjem mase tereta iznosi:

$$F_a = G_{doh} + G_{ut1} + G_{g.s.} + 1.25Q + G_{pl} + G_{ut2}$$

$$F_a = 77 + 117{,}5 + 110 + 1{,}25 \cdot 100 + 170 + 275 = 875 \text{ kN} \quad (1.58.)$$

$$M_k = M_2 + 1.25Q \cdot x_5 - G_u \cdot x_6$$

$$M_k = 270 + 1.25 \cdot 100 \cdot 16 - 275 \cdot 4 = 1170 \text{ kNm}$$

Uz množenje sa statičkim faktorom dobivamo opterećenje ležaja:

$$F_a^* = f_a \cdot F_a = 1{,}15 \cdot 875 = 1010 \text{ kN}$$

$$M_a^* = f_a \cdot M_a = 1{,}15 \cdot 1170 = 1350 \text{ kNm} \quad (1.59.)$$

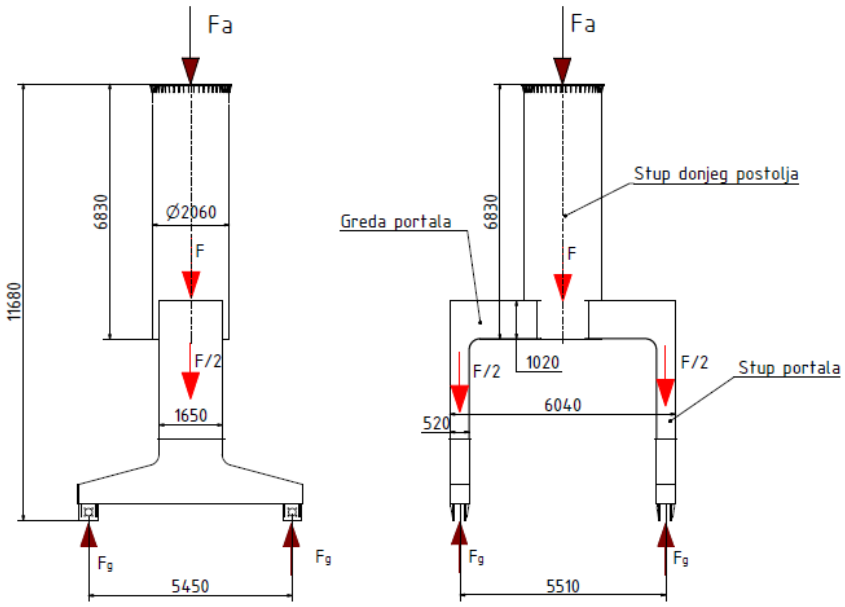
Za izračunata opterećenja i iz konstrukcijskih razloga odabran ležaj KD 320 broj 10.

Tabela 5.1. Karakteristike ležaja granika

Nazivni promjer ležaja	$D_L = 2031$ mm
Masa	$m_L = 755$ kg
Broj vijaka	$n_V = 48$
Vijci	M24
Ozubljenje	Vanjsko
Modul zupčanika	$m = 12$
Broj zubi	$Z_2 = 185$

5.6. Proračun donjeg postolja granika

Stup donjeg postolja je izveden savijanjem i zavarivanjem 10 mm lima u cijev promjera $\emptyset 2060$. Stup je preko temeljne ploče na gornjem dijelu vijcima spojen na ležaj dok je donji kraj stupa zavaren za postolje portala. Donje postolje će biti opterećen tlačnom silom svih komponenti granika prema slici 5.13.



Slika 5.13. Shema sila na portal granika

5.6.1. Proračun stupa portala na izvijanje

Za izvedeni način oslanjana stupa slobodna duljina izvijanja iznosi:

$$l_0 = 2L_s \tag{1.60.}$$

Polumjer tromosti i iznosi:

$$i = \sqrt{\frac{I_{min}}{A}} = \sqrt{\frac{1{,}75 \cdot 10^{10}}{6{,}4 \cdot 10^4}} = 522 \text{ mm}$$

$I_{min} = I_x = \frac{\pi}{64} \cdot (D^4 - d^4) = \frac{\pi}{64} \cdot (2060^4 - 2040^4) = 3{,}38 \cdot 10^{10}$– (1.61.)

minimalni moment tromosti stupa portala, mm^4

$A_P = 6{,}4 \cdot 10^4$ – površina presjeka gornjeg stupa portala, mm^2

pa vitkost stupa iznosi:

$$\lambda = \frac{l_0}{i} = \frac{2L_s}{i} = \frac{2 \cdot 6830}{733} = 20 \tag{1.62.}$$

Gdje je :

$L_s = 6835$ mm – duljina izvijanja stupa portala

Granična vitkost stupa je određena izrazom

$$\lambda_p = \pi \sqrt{\frac{E}{R_e}} = \pi \sqrt{\frac{210000}{240}} = 92{,}3 \tag{1.63.}$$

Budući da je vitkost stupa manja od granične vitkosti:

$$\lambda = 20 < \lambda_p = 92{,}3 \tag{1.64.}$$

kritično naprezanje računamo prema Tetmajeru

<u>Kritična sila:</u>

$$F_{kr} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I_x}{(2l)^2} = \frac{\pi^2 \cdot 210000 \cdot 3{,}38 \cdot 10^{10}}{(2 \cdot 6830)^2} = 385976 \text{ kN} \tag{1.65.}$$

Do izvijanja neće doći pošto je:

$$F_{kr} = 385976 \text{ kN} \geq F_a = 875 \text{ kN} \tag{1.66.}$$

Gdje je:

F_a- aksijalna sila na ležaj, kN

Stup portala je konstruiran prema promjeru „Rothe Erde“ ležaj-a nazivnog promjera $D_L = 2031$ mm.

5.6.2. Proračun portala

Portal izvedeno je kao dva stupa povezana sa gredom. Stupovi i greda su skrojeni iz limova u kutijasti profil dimenzija 1660x520 mm te se proračunati na progib i izvijanje.

5.6.2.1. Proračun grede na progib

Stvarni progib:

$$w = \frac{F \cdot l^3}{E \cdot I_y \cdot 48} = \frac{915 \cdot 6040^3}{210000 \cdot 1{,}46 \cdot 10^{11} \cdot 48} = 0{,}138 \text{ mm}$$

$$F = F_a + G_{s+l} = 875 + 40 = 915 \text{ kN}$$

Gdje je :

$F = F_a + G_{s+l} = 875 + 40 = 915$ kN $-$ vertikalana sila na gredu postolja portala

$G_{s+l} \cong 40$ kN $-$ težina stupa portala i ležaja

$l = 6040$ mm – dužina grede portala (1.67.)

$I_y = 1{,}46 \cdot 10^{11}$ mm^4- moment tromosti grede portala kutijastog profila 1660x520 mm

Dopušteni progib:

$$w_{dop} = \frac{l}{700} = \frac{6040}{700} = 8{,}6 \text{ mm}$$

$$w = 0{,}138 \text{ mm} \leq w_{dop} = 8{,}6 \text{ mm}$$

Konstruirana greda portala će ZADOVOLJITI uslijed progiba.

5.6.2.2. Proračun stupa portala na izvijanje:

Za izvedeni način oslanjana stupa slobodna duljina izvijanja stupa iznosi:

$$l_0 = 2L_{s.p.} \tag{1.68.}$$

Polumjer tromosti i iznosi:

$$i = \sqrt{\frac{I_{min}}{A_P}} = \sqrt{\frac{2{,}36 \cdot 10^9}{86400}} = 165 \text{ mm}$$

$I_{min} = I_{x,stupa} = \frac{1660 \cdot 520^3}{12} - \frac{1640 \cdot 500^3}{12} = 2{,}36 \cdot 10^9 \text{ mm}^4$–minimalni (1.69.)

moment tromosti stupa postolja

$A_P = 86400 \text{ mm}^2$ – površina presjeka stupa postolja

pa vitkost štapa iznosi:

$$\lambda = \frac{l_0}{i} = \frac{2L_{s.p.}}{i} = \frac{2 \cdot 3700}{165} = 44 \tag{1.70.}$$

$L_{s.p.} = 3700 \text{ mm}$ – duljina izvijanja stupa portala

Granična vitkost štapa je određena izrazom

$$\lambda_p = \pi \sqrt{\frac{E}{R_e}} = \pi \sqrt{\frac{210000}{240}} = 92{,}3 \tag{1.71.}$$

bući da je vitkost štapa manja od granične vitkosti:

$$\lambda = 44 < \lambda_p = 92{,}3 \tag{1.72.}$$

Kritično naprezanje računamo prema Tetmajeru

<u>Kritična sila:</u>

$$F_{kr} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I_{x,stupa}}{(2l)^2} = \frac{\pi^2 \cdot 210000 \cdot 2{,}36 \cdot 10^9}{(2 \cdot 3700)^2} = 90000 \text{ kN} \tag{1.73.}$$

Do izvijanja neće doći pošto je: (1.74.)

$$F_{kr} = 90000 \text{ kN} \geq \frac{F}{2} = 460 \text{ kN}$$

Gdje je :

$F = 915$ kN vertikalana sila na gredu postolja portala

Dimenzije kutijastog profila stupa portala i grede portala odabrane su iz konstrukcijskih razloga.

5.7. Provjera stabilnosti granika

Na slici 5.14. je prikazan granik s teretom, te će za taj slučaj biti provedena statička stabilnost granika. Na slici 5.14. G_{k1} označava težinu konstrukcije s teretom, dok crveni krug označava težište granika s teretom, dok G_{k2} označava težinu bez tereta a plavi krug težište granika bez tereta.

Računska statička stabilnost granika prema slici 5.14. provjerava se računanjem odnosa.

$$\frac{M_{stab}}{M_{prev}} = \frac{G_{k1} \cdot \left(\frac{a}{2} - e_k\right)}{1{,}5 \cdot Q \cdot \left(x_5 - \frac{a}{2}\right)} = \frac{1015 \cdot \left(\frac{5450}{2} - 300\right)}{1{,}5 \cdot 100 \cdot \left(16000 - \frac{5450}{2}\right)} = 1{,}23 \geq 1 \quad (1.75.)$$

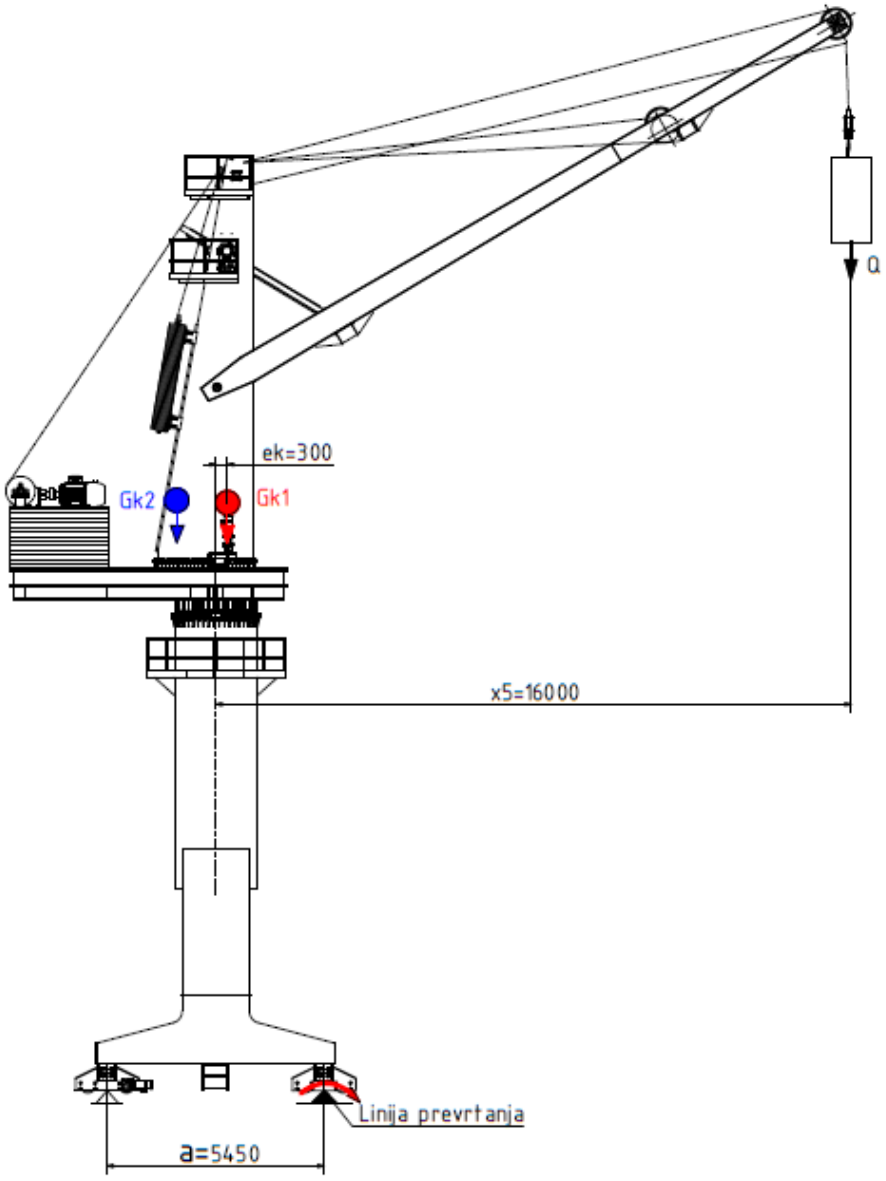
e_k- udaljenost težišta granika od osi rotacije granika, mm

a- udaljenost oslonca granika, mm

x_5- udaljenost tereta od osi rotacije granika, mm

G_{k1}- težina granika s teretom, kN

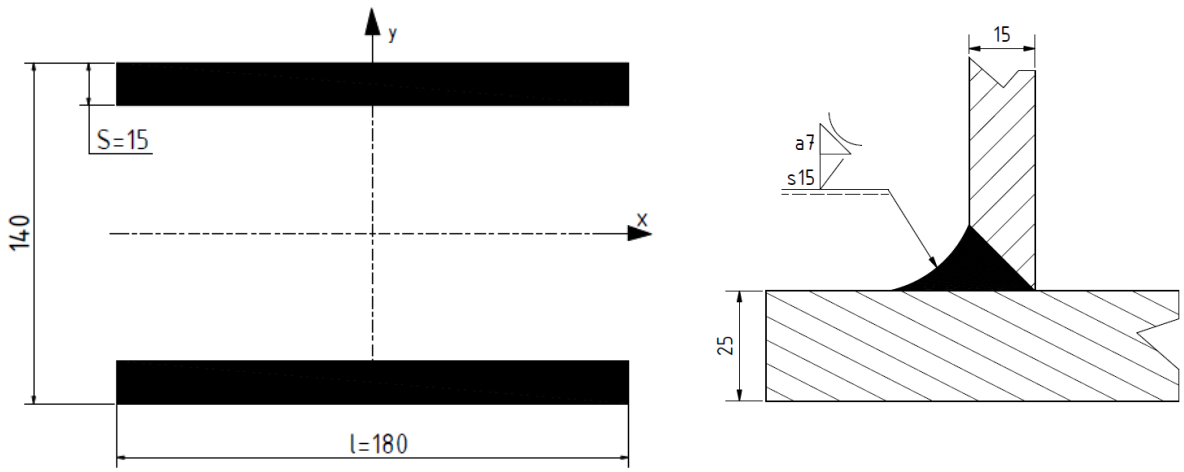
Q-težina tereta pomnožena s dinamičkim faktorom, kN



Slika 5.14. Shema sila za provjeru statičke stabilnosti granika s teretom

5.8. Proračun nosača zubne letve

5.8.1. Proračun zavara



Slika 5.15. Zavar nosača zubne letve

Zavar je opterećen istovremeno vlačno i smično pri $F_{z.l.}^{30}$

Vlačno naprezanje

$$\sigma_v^{30} = \frac{F_{z.l.}^{30} \cdot \sin(62)}{A_{zav}} = \frac{22 \cdot \sin(62)}{10800} = 2 \ \frac{\mathrm{N}}{\mathrm{mm}^2}$$

Smično naprezanje

$$\tau^{30} = \frac{F_{z.l.}^{30} \cdot \cos(62)}{A_{zav}} = \frac{22 \cdot \cos(62)}{10800} = 1 \ \frac{\mathrm{N}}{\mathrm{mm}^2}$$

$$\sigma_{red}^{30} = \sqrt{\sigma_v^{30^2} + 3 \cdot \tau^{30^2}} = \sqrt{2^2 + 3 \cdot 1^2} = 4 \ \frac{\mathrm{N}}{\mathrm{mm}^2} \qquad (1.76.)$$

$A_{zav} = n \cdot l \cdot s = 2 \cdot 360 \cdot 15 = 10800 \ \mathrm{mm}^2$ – površina zavara

$l = 360 \ \mathrm{mm}$ – duljina zavara

$s = 15 \ \mathrm{mm}$- presjek zavara, odnosno debljina lima za ½ V potpuno provarenog zavara

I tlačno i smično naprezanje pri $F_{z.l.}^{70}$

Tlačno naprezanje:

$$\sigma_t^{70} = \frac{F_{z.l.}^{70} \cdot \sin(76)}{A_{zav}} = \frac{72 \cdot \sin(76)}{10800} = 7 \ \frac{\mathrm{N}}{\mathrm{mm}^2}$$

Smično naprezanje:

$$\tau^{70} = \frac{F_{z.l.}^{70} \cdot \cos(76)}{A_{zav}} = \frac{72 \cdot \cos(76)}{10800} = 2 \ \frac{\mathrm{N}}{\mathrm{mm}^2} \tag{1.77.}$$

$$\sigma_{red}^{70} = \sqrt{\sigma_t^{70^2} + 3 \cdot \tau^{70^2}} = \sqrt{7^2 + 3 \cdot 2^2} = 10 \ \frac{\mathrm{N}}{\mathrm{mm}^2}$$

Odnos graničnih naprezanja:

$$\kappa = \frac{\sigma_{red}^{30}}{\sigma_{red}^{70}} = \frac{4}{10} = -0{,}4 \tag{1.78.}$$

Za izmjenično područje $-1 \leq \ \kappa \leq 0$ i za područje tlaka dopušteno naprezanje iznosi

$$\sigma_{Dt(\kappa)} = \frac{2}{1-\kappa} \cdot \sigma_{D(-1)dop}$$

$\sigma_{D(-1)dop} = 45 \ \frac{\mathrm{N}}{\mathrm{mm}^2}$ – za pogonsku grupu B6 i faktor zareznog djelovanja K3 prema [5.] str.51.

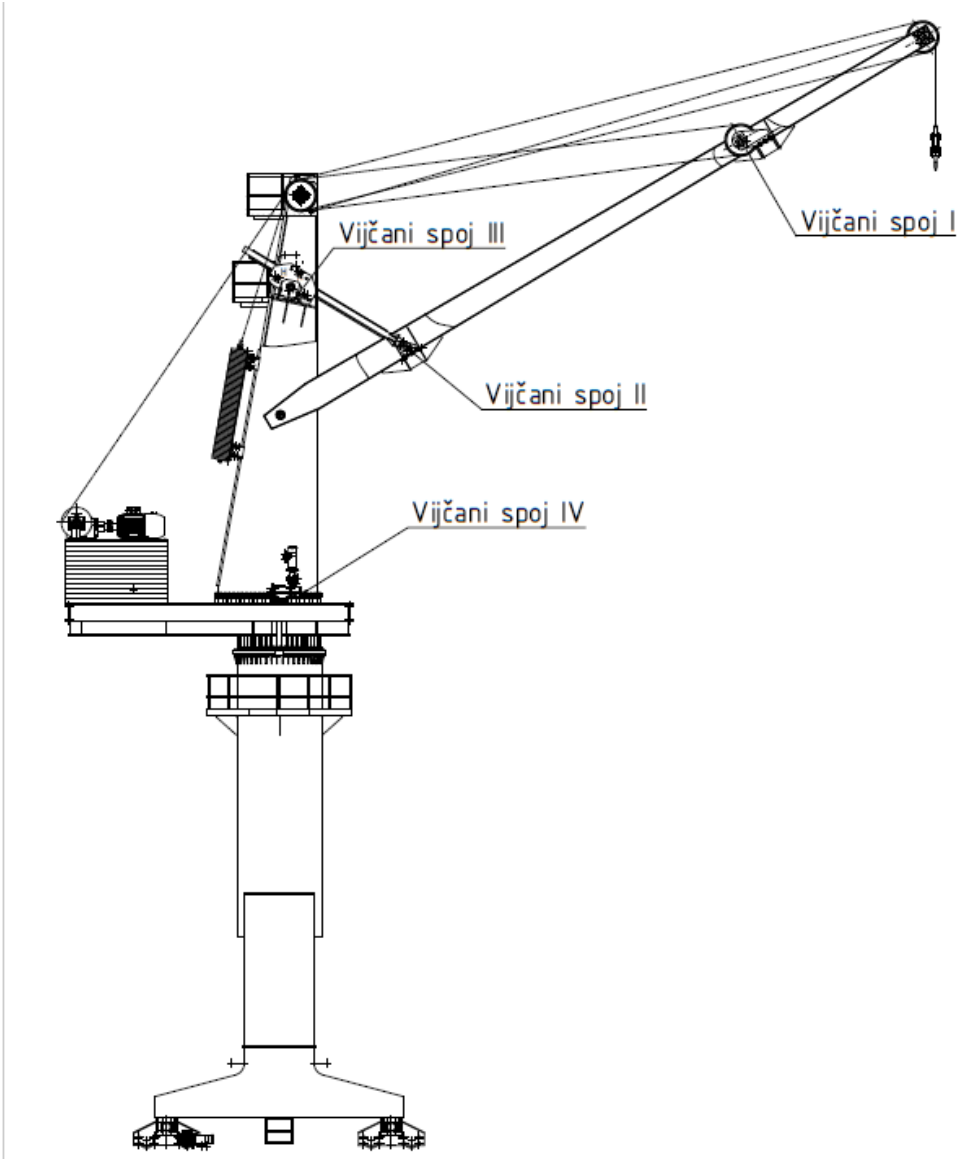
$$\sigma_{Dt(\kappa)dop} = \frac{2}{1-(-0{,}4)} \cdot 45 = 64 \ \frac{\mathrm{N}}{\mathrm{mm}^2} \tag{1.79.}$$

$$\sigma_{red}^{70} = 10 \ \frac{\mathrm{N}}{\mathrm{mm}^2} \leq \sigma_{Dt(\kappa)dop} = 64 \ \frac{\mathrm{N}}{\mathrm{mm}^2}$$

Dimenzije elemenata nosača zubne letve su odabrane iz konstrukcijskih razloga, a zavar je izveden u skladu s njima te će kao takav ZADOVOLJITI.

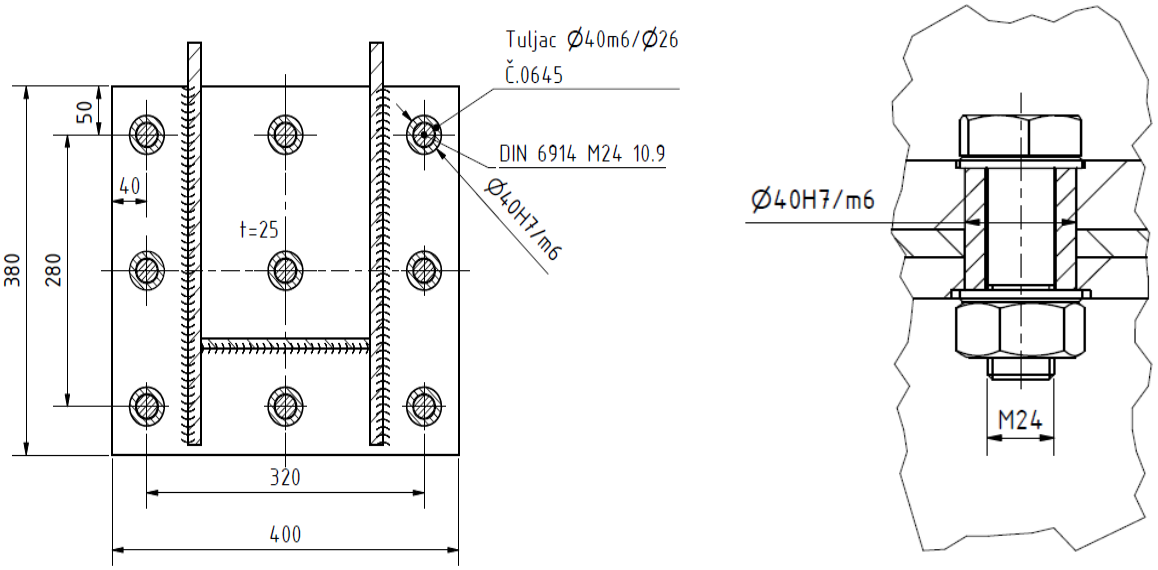
6. Proračun spojeva granika

6.1. Proračun vijčanih spojeva



Slika 6.1. Položaj kritičnih vijčanih spojeva na graniku

6.1.1. Vijčani spoj I



Slika 6.2. Vijčani spoj I

Spoj spaja dohvatnik s užnicom za uravnoteženje dohvata.

Spoj je izveden pomoću vijaka koji prenose vlačno naprezanje dok će smično naprezanje prenositi elastični tuljci. Silom kojom je opterećen spoj iznosi $F_{ut} = 115$ kN.

Iznos sile u užetu pri 30 stupnjeva (β_1=24).

$$F_{ut}^{30} \cdot \sin(\beta_1) = 115 \cdot \sin(24) = 47 \text{ kN} \quad (1.80.)$$

$$F_{ut}^{30} \cdot \cos(\beta_1) = 115 \cdot \cos(24) = 105 \text{ kN}$$

Iznos sile u užetu pri 70 stupnjeva (β_2=6)

$$F_{ut}^{70} \cdot \sin(\beta_2) = 115 \cdot \sin(6) = 12 \text{ kN} \quad (1.81.)$$

$$F_{ut}^{70} \cdot \cos(\beta_2) = 115 \cdot \cos(6) = 114 \text{ kN}$$

Mjerodavna sila za proračun vlačnog naprezanja u vijcima je $F_{ut}^{30} \cdot \sin(\beta_1) = 47$ kN, dok je mjerodavna sila za proračun smičnog naprezanja u elastičnim tuljcima $F_{ut}^{70} \cdot \cos(\beta_2) = 114$ kN.

Tablica 6.1. Podaci vijaka spoja I

Veličina vijaka	M 24x105
Norma	DIN 6914
Kvaliteta materijala vijaka	10.9
R_e [N/mm^2]	900
R_m [N/mm^2]	1000
$\sigma_{dop} = 0{,}3 \cdot R_e$ [N/mm^2]]	270
A_j [mm^2]	353

Proračun vijaka:

$$F_v = F_{ut}^{30} \cdot \sin(\beta_1) = 115 \cdot \sin(24) = 47000 \text{ N}$$

$$F_P = 0{,}66 \cdot \sigma_{0,2} \cdot A_j = 0{,}66 \cdot 900 \cdot 303 = 18000 \text{ N}$$

$$F_1 = 0{,}107 \cdot F_p = 0{,}107 \cdot 209682 \ = 19250 \text{ N}$$

Dozvoljena radna sila u jednom vijku iznosi:

$$F_r \leq F_1 \cdot \Phi = 19250 \cdot 0{,}34 = 6700 \text{ N}$$

Gdje je:

$\Phi = 0{,}34$–očitano iz dijagrama [8.] za odnos $\frac{l_k}{d} = \frac{57}{22} = 2{,}6$

F_v – vlačna sila u vijčanom spoju, N (1.82.)

F_P – sila pritezanja vijka, N

F_1 – sila u jednom vijku, N

Za 13 x M 24 10.9 vijaka u spoju vrijedi:

$$F_{r,vijaka} = 13 \cdot F_1 \cdot \Phi = 87100 \text{ N}$$

$$F_{r,vijaka} \geq F_v$$

$$S = \frac{F_{r,vijaka}}{F_v} = \frac{87100}{47000} = 1{,}85$$

Vijčani spoj I će ZADOVOLJITI.

Proračun elastičnih tuljaca:

Smično naprezanje:

$$\tau = \frac{F_{ut} \cdot \cos(\beta)}{n \cdot A_P} = \frac{115 \cdot \cos(6)}{13 \cdot 725} = 12 \ \frac{\mathrm{N}}{\mathrm{mm}^2}$$

Gdje je:

$A_P = 725 \ \mathrm{mm}^2$ – površina presjeka elastičnog tuljca $\emptyset 40x14$

n=13- broj elastičnih tuljaca u spoju

$\tau_{adop} = 0{,}4 \cdot R_m = 228 \ \frac{\mathrm{N}}{\mathrm{mm}^2}$ -za materijal elastičnog tuljca za čelik Č.0645 čvrstoče 570 $\frac{\mathrm{N}}{\mathrm{mm}^2}$ za jednosmjerno i izmjenično promjenjivo opterećenje. [5] str. 132.

$$\tau = 12 \ \frac{\mathrm{N}}{\mathrm{mm}^2} \leq \tau_{adop} = 228 \ \frac{\mathrm{N}}{\mathrm{mm}^2}$$

Naprezanje bokova provrta: (1.83.)

$$\sigma_1 = \frac{F_{ut} \cdot \cos(\beta)}{d_2 \cdot s_1} = \frac{115 \cdot \cos(6)}{40 \cdot 10} = 285 \ \frac{\mathrm{N}}{\mathrm{mm}^2}$$

Gdje je:

$d_2 = 40$ mm-vanjski promjer elastičnog tuljca opterećenog na odrez.

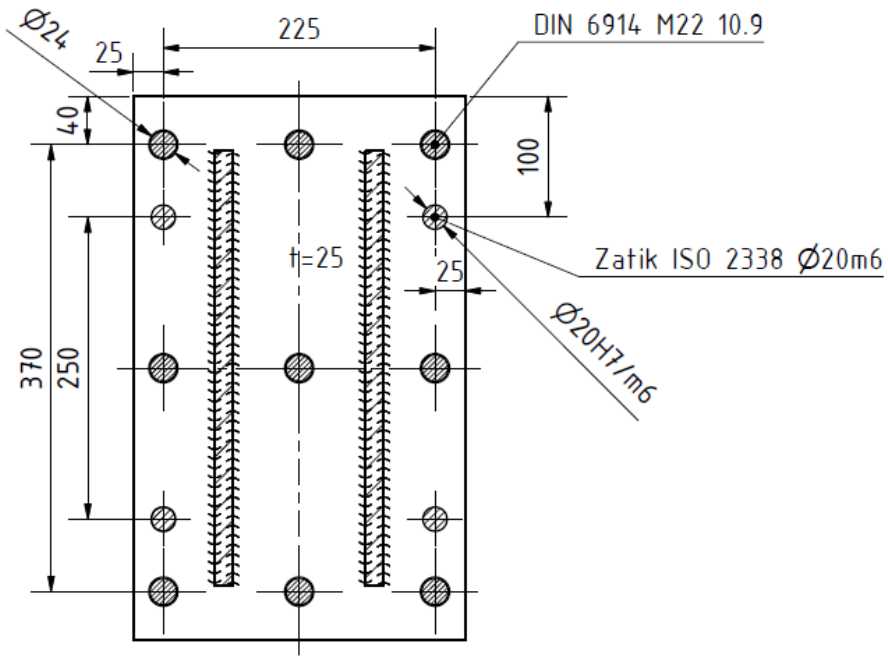
$s_1 = 10$ mm - najmanja nosiva duljina elastičnog tuljca opterećena na odrez.

$\sigma_{1dop} = 0{,}6 \cdot R_m = 340 \ \frac{\mathrm{N}}{\mathrm{mm}^2}$ – dop. nap. bokova elastičnog tuljca za jednosmjerno i izmjenično promjenjivo nap. za Č.0645 prema [5] str.132.

$$\sigma_1 = 285 \ \frac{\mathrm{N}}{\mathrm{mm}^2} \leq \sigma_{1dop} = 340 \ \frac{\mathrm{N}}{\mathrm{mm}^2}$$

Elastični tuljci će ZADOVOLJITI uslijede naprezanja na odrez i naprezanja bokova provrta.

6.1.2. Vijčani spoj II



Slika 6.3. Vijčani spoj II

Spoj spaja zubne letvu i dohvatnik.

Iznos sile u zubnoj letvi pri 30 stupnjeva (γ_1=62)

$$F_{zl}^{30} \cdot \sin(\gamma_1) = 22 \cdot \sin(62) = 20 \text{ kN}$$
$$F_{zl}^{30} \cdot \cos(\gamma_1) = 22 \cdot \cos(62) = 11 \text{ kN} \quad (1.84.)$$

Iznos sile u zubnoj letvi pri 70 stupnjeva (γ_2=76)

$$F_{zl}^{70} \cdot \sin(\gamma_2) = 72 \cdot \sin(76) = 69 \text{ kN} \quad (1.85.)$$
$$F_{zl}^{70} \cdot \cos(\gamma_2) = 72 \cdot \cos(76) = 18 \text{ kN}$$

Spoj je izveden pomoću vijaka koji prenose vlačno naprezanje dok će smično naprezanje prenositi zatici. Pošto će zubna letva pri 70° imati tendenciju gurati dohvatnik, mjerodavna sila za smično naprezanje je $F_{zl}^{70} \cdot \cos(\gamma) = 18$ kN a pri 30° će zubna letva imati tendenciju vući dohvatnik i mjerodavna sila za vlačno naprezanje iznosi $F_{zl}^{30} \cdot \sin(\gamma_1) = 20$ kN.

Tablica 6.2. Podaci vijaka spoja II

Veličina vijaka	M 22x105
Norma	DIN 6914
Kvaliteta materijala vijaka	10.9
R_e [N/mm^2]	900
R_m [N/mm^2]	1000
$\sigma_{dop} = 0{,}3 \cdot R_e$ [N/mm^2]	270
A_j [mm^2]	303

Proračun vijaka:

$F_v = F_{z.l.}^{30} \cdot \sin(\gamma_1) = 22 \cdot \sin(62) = 20000$ N

$F_p = 0{,}66 \cdot \sigma_{0,2} \cdot A_j = 0{,}66 \cdot 900 \cdot 303 = 180000$ N

$F_1 = 0{,}107 \cdot F_p = 0{,}107 \cdot 179982 = 19250$ N

Dozvoljena radna sila u jednom vijku iznosi

$$F_r \leq F_1 \cdot \Phi = 19250 \cdot 0{,}34 = 6700 \text{ N} \quad (1.86.)$$

Gdje je:

$\Phi = 0{,}35$–očitano iz dijagrama [8] za odnos $l_k/d = 57/22 = 2{,}6$

Za 9xM 22 10.9 vijaka u spoju vrijedi:

$$F_{r,vijaka} = 9 \cdot F_1 \cdot \Phi = 60300 \text{ N}$$

$$F_{r,vijaka} \geq F_v$$

$$S = \frac{F_{r,vijaka}}{F_v} = \frac{60300}{20000} = 3$$

Vijčani spoj II će ZADOVOLJITI.

Proračun zatika

Smično naprezanje:

$$\tau = \frac{F_{z.l.}^{70} \cdot \cos(\gamma_2)}{n \cdot A} = \frac{72 \cdot \cos(76)}{4 \cdot 314} = 14 \ \frac{\mathrm{N}}{\mathrm{mm}^2}$$

Gdje je:

$A_{zatika} = 314 \ \mathrm{mm}^2$ – površina presjeka jezgre zatika Ø20

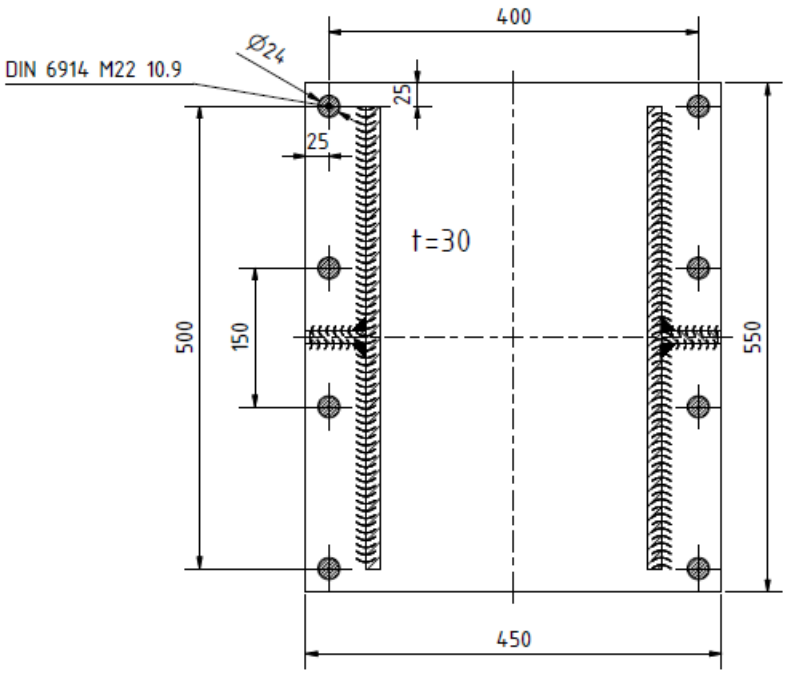
n=4- broj zatika u spoju (1.87.)

$\tau_a = 34 \ \frac{\mathrm{N}}{\mathrm{mm}^2}$-za materijal zatika od čelika čvrstoče 500 $\frac{\mathrm{N}}{\mathrm{mm}^2}$ za izmjenično promjenjivo opterećenje. [5] str. 174.

$$\tau = 14 \ \frac{\mathrm{N}}{\mathrm{mm}^2} \leq \tau_a = 34 \frac{\mathrm{N}}{\mathrm{mm}^2}$$

Odabrani zatici će ZADOVOLJITI uslijed naprezanja na odrez.

6.1.3. Vijčani spoj III



Slika 6.4. Vijčani spoj III

Spoja spaja vozičak zubne letve i gornji stup.

Spoj je opterećene vlačnom silom $F_{zl}^{30} \cdot \sin(\gamma) = 22 \cdot \sin(62) = 20$ kN. Spoj je izveden pomoću vijaka M22 10.9, karakteristike vijaka su uzete prema tablici 6.2.

Proračun vijaka:

$F_v = F_{z.l.}^{30} \cdot \sin(62) = 22 \cdot \sin(62) = 20$ kN

$F_P = 0{,}66 \cdot \sigma_{0,2} \cdot A_j = 0{,}66 \cdot 900 \cdot 303 = 180000$ N

$F_1 = 0{,}107 \cdot F_p = 0{,}107 \cdot 179982 = 19250$ N

Dozvoljena radna sila u jednom vijku iznosi

$$F_r \leq F_1 \cdot \Phi = 19250 \cdot 0{,}36 = 6930 \text{ N} \tag{1.88.}$$

Gdje je:

$\Phi = 0{,}36$–očitano iz dijagrama [8] za odnos $\frac{l_k}{d} = \frac{60}{22} = 2{,}7$

Za 9xM 22 10.9 vijaka u spoju vrijedi:

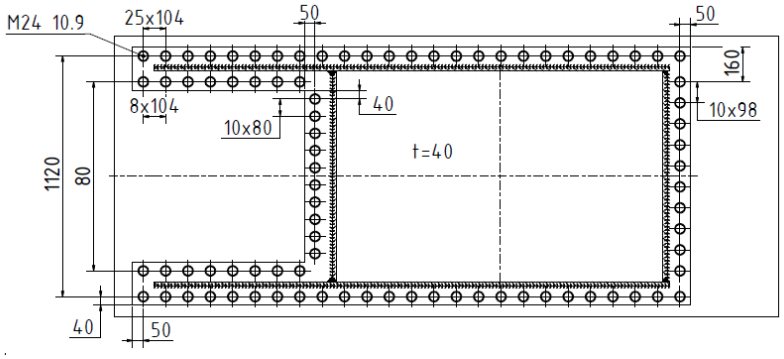
$$F_{r,vijaka} = 8 \cdot F_1 \cdot \Phi = 55440 \text{ N}$$

$$F_{r,vijaka} \geq F_v$$

$$S = \frac{F_{r,vijaka}}{F_v} = \frac{55440}{20000} = 2{,}7$$

Vijčani spoj III će ZADOVOLJITI

6.1.4. Vijčani spoj IV



Slika 6.5. Vijčani spoj IV

Spoj spaja gornji stup i sklop platforme.

Sila i naprezanje u vijku su izračunati u poglavlju 5.2.3. „Proračun temeljne ploče gornjeg stupa“. Sila zatezanja vijčanog spoja iznosi $F_V = 796\,\text{kN}$ dok naprezanje jednog vijka temeljne ploče iznosi $\sigma_V^{t.p.} = 125\ \text{N/mm}^2$. Za spoj gornjeg stupa i temeljne ploče korišteni su vijci DIN 6914 M24x115 10.9.. Dopušteno naprezanje za materijal vijaka 10.9. iznosi $\sigma_{dop} = 270\ \text{N/mm}^2$, što znači da će vijci zadovoljiti $\sigma_{dop} = 270\ \text{N/mm}^2 > \sigma_V^{t.p.} = 140\ \text{N/mm}^2$.

Sigurnost vijčanog spoja:

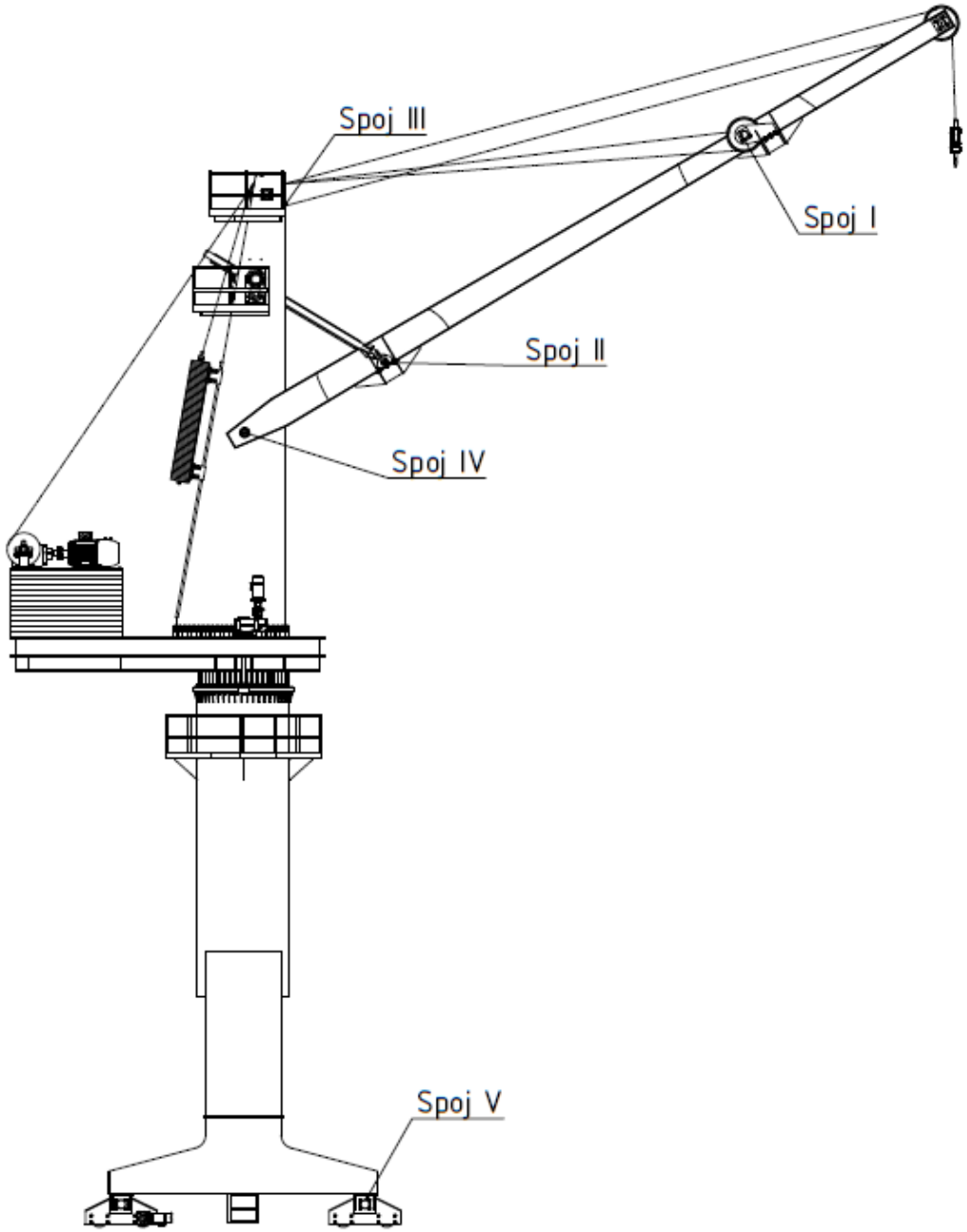
$$S = \frac{\sigma_{dop}}{\sigma_V^{t.p.}} = \frac{270}{125} = 2{,}2 \tag{1.89.}$$

Vijčani spoj IV će ZADOVOLJITI..

Tablica 6.3. Podaci vijaka spoja IV

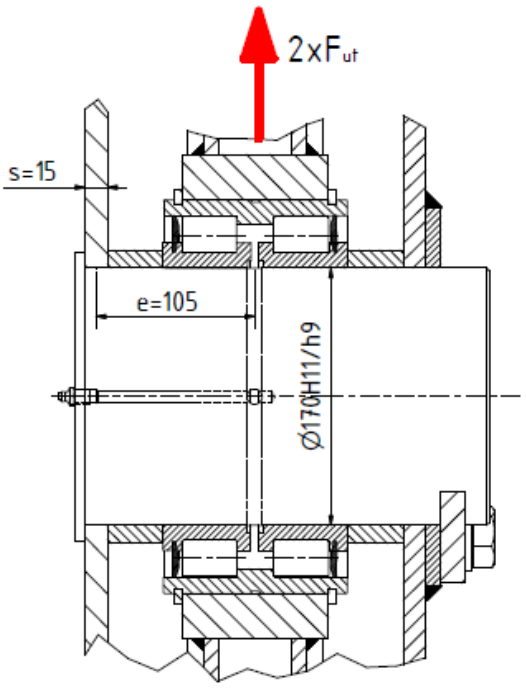
Veličina vijaka	M 24x105
Norma	DIN 6914
Kvaliteta materijala vijaka	10.9
R_e [N/mm^2]	900
R_m [N/mm^2]	1000
$\sigma_{dop} = 0{,}3 \cdot R_e$ [N/mm^2]]	270
A_j [mm^2]	353

6.2. Proračun spojeva granika sa svornjakom



Slika 6.6. Prikaz položaja spojeva granika

6.2.1. Spoj I



Slika 6.7. Spoj I

Spoj spaja užnicu protuutega dohvatnika i dohvatnik

Svornjak ćemo provjeriti na savijenije uslijed sile $F_{už}$ i površinskog pritiska između svornjaka i nosivih limva nosača užnice.

Savojno naprezanje:

$$\sigma_f = \frac{2 \cdot F_{ut} \cdot e}{W} = \frac{2 \cdot 115000 \cdot 105}{4{,}8 \cdot 10^5} = 50\ \mathrm{N/mm^2}$$

Gdje je:

$e = 105$ mm $-$krak dijelovanja sile

$$W = \frac{d^3\pi}{32} = \frac{170^3\pi}{32} = 4{,}8 \cdot 10^5\ \mathrm{mm^3} - \text{moment otpora} \qquad (1.90.)$$

Dopušteno naprezanje :

$$\sigma_{dop\ \text{Č.0645}} = \frac{\sigma_{fDI}}{S} = \frac{360}{1{,}5} = 240\ \mathrm{N/mm^2} - \text{dop. nap. za Č. 0645}$$

$$\sigma_{dop\ Č.0645} = 240\frac{\mathrm{N}}{\mathrm{mm}^2} \geq \sigma_f = 50\ \mathrm{N/mm^2}$$

Površinski pritisak:

$$p = \frac{F_{ut}}{2 \cdot d \cdot s} = \frac{2 \cdot 115000}{2 \cdot 170 \cdot 15} = 45\ \mathrm{N/mm^2} \tag{1.91.}$$

Gdje je:

$d = 170$ mm −promjer svornjaka

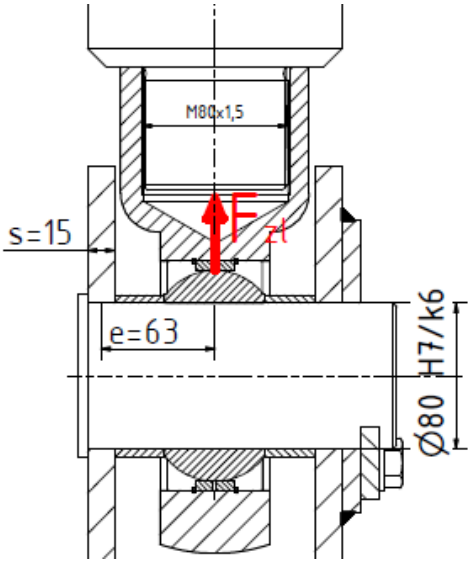
$s = 15$ mm −debljina nosivih limova

$p_{dop} = 80 \ldots 100\ \mathrm{N/mm^2}$ − dopušteni površinski pritisak

$$p_{dop} = 80 \ldots 100\ \mathrm{N/mm^2} \geq p = 45\ \mathrm{N/mm^2}$$

Svornjak će ZADOVOLJITI uslijed naprezanja na savijanje i dopuštenog pritiska

6.2.2. Spoj II



Slika 6.8. Spoj II

Spoj spaja zubnu letvu i dohvatnik

Svornjak ćemo provjeriti na savijanje uslijed sile $F_{z.l.}^{70}$ i površinskog pritiska između svornjaka i nosača zubne letve koji je vezan na dohvatnik.

Savojno naprezanje:

$$\sigma_f = \frac{F_{z.l.}^{70} \cdot e}{W} = \frac{72000 \cdot 55}{5 \cdot 10^4} = 80\ N/mm^2$$

Gdje je:

$e = 55$ mm −krak djelovanja sile (1.92.)

$$W = \frac{d^3\pi}{32} = \frac{80^3\pi}{32} = 5 \cdot 10^4\ mm^3 - moment\ otpora$$

$$\sigma_{dop\ \check{C}.0645} = 240\,\frac{\mathrm{N}}{\mathrm{mm}^2} \geq \sigma_f = 80\ \mathrm{N/mm^2}$$

Površinski pritisak:

$$p = \frac{F_{z.l.}^{70}}{2 \cdot d \cdot s} = \frac{72000}{2 \cdot 80 \cdot 15} = 30\ \mathrm{N/mm^2}$$

Gdje je:

$d = 80$ mm −promjer svornjaka (1.93.)

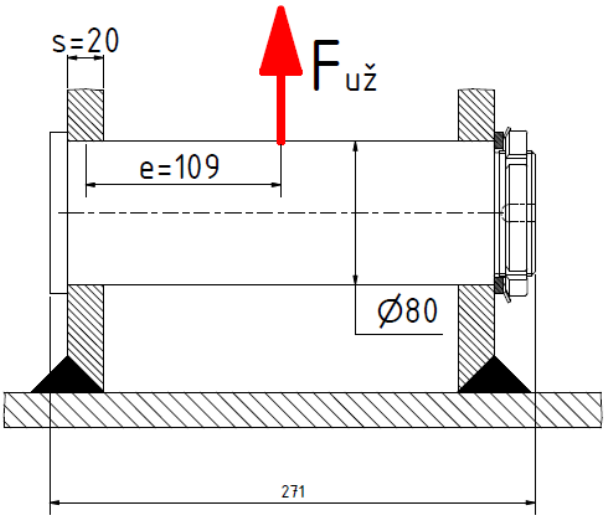
$s = 15$ mm −debljina nosivih limova

$p_{dop} = 80 \ldots 100\ \mathrm{N/mm^2}$ − dopušteni površinski pritisak

$$p_{dop} = 80 \ldots 100\ \mathrm{N/mm^2} \geq p = 30\ \mathrm{N/mm^2}$$

Svornjak će ZADOVOLJITI uslijed naprezanja na savijanje i dopuštenog pritiska.

6.2.3. Spoj III



Slika 6.9. Spoj III

Spoj spaja kraj užeta za dizanje tereta i gornji stup.

Svornjak ćemo provjeriti na savijanje uslijed sile $F_{už} = 50$ kN i površinskog pritiska između svornjaka i limova gornjeg stupa

Savojno naprezanje:

$$\sigma_f = \frac{F_{už} \cdot e}{W} = \frac{50000 \cdot 109}{5 \cdot 10^4} = 110 \text{ N/mm}^2 \quad (1.94.)$$

Gdje je:

$e = 109$ mm $-$krak dijelovanja sile

$W = \frac{d^3\pi}{32} = \frac{80^3\pi}{32} = 5 \cdot 10^4 \text{ mm}^3 -$ moment otpora

$$\sigma_{dop\ \text{Č.0645}} = 240 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \geq \sigma_f = 110 \text{ N/mm}^2$$

Površinski pritisak:

$$p = \frac{F_{už}}{2 \cdot d \cdot s} = \frac{50000}{2 \cdot 80 \cdot 20} = 15\ \mathrm{N/mm^2} \tag{1.95.}$$

Gdje je:

$d = 80$ mm −promjer svornjaka

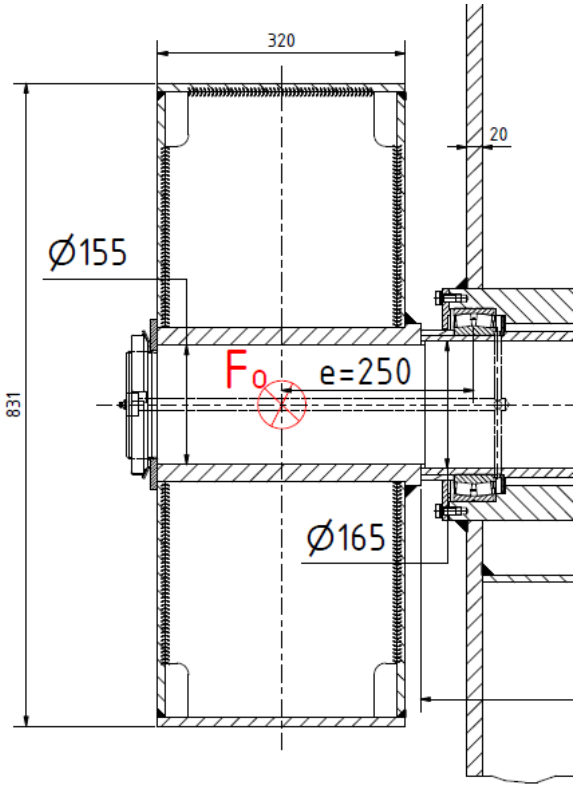
$s = 20$ mm −debljina nosivih limova

$p_{dop} = 80 \ldots 100\ \mathrm{N/mm^2}$ − dopušteni površinski pritisak

$$p_{dop} = 80 \ldots 100\ \mathrm{N/mm^2} \geq p = 15\ \mathrm{N/mm^2}$$

Svornjak će ZADOVOLJITI uslijed naprezanja na savijanje i dopuštenog pritiska

6.2.4. Spoj IV



Slika 6.10. Spoj IV

Spoj između sklopa dohvatnika i gornjeg stupa.

6.2.4.1. Proračun svornjaka

Svornjak je izrađen od materijala Č.0645 promjera $\emptyset 165$ mm, te će biti proračunata na savijanje i smik. Svornjak je najopterećenija kada je dohvatnik s teretom na 70° te je opterećena silom $F_N^{70} = 570$ kN.

Savojno naprezanje:

$$\sigma_f = \frac{F_o \cdot e}{W} = \frac{570000 \cdot 410}{4{,}4 \cdot 10^5} = 160 \text{ N/mm}^2$$

Gdje je:

$$F_o = \frac{F_N^{70}}{2} = \frac{570}{2} = 285 \text{ kN} - \text{sila koja djeluje na svornjak} \qquad (1.96.)$$

$e = 410$ mm −krak dijelovanja sile

$$W = \frac{d^3\pi}{32} = \frac{165^3\pi}{32} = 4{,}4 \cdot 10^5 \text{mm}^3 - \text{moment otpora}$$

$$\sigma_{dop\ \text{Č.0645}} = 240 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \geq \sigma_f = 160 \text{ N/mm}^2$$

Smično naprezanje:

$$\tau = \frac{F_o}{A} = \frac{285000}{2{,}1 \cdot 10^4} = 14 \text{ N/mm}^2$$

Gdje je :

$$F_o = \frac{F_N^{70}}{2} = \frac{570}{2} = 285 \text{ kN} - \text{sila koja djeluje na svornjak}$$

$$A = \frac{d^2\pi}{4} = \frac{165^2\pi}{4} = 2{,}1 \cdot 10^4 \text{ mm}^2 - \text{pov. poprečnog presjeka} \qquad (1.97.)$$

Dopušteno naprezanje na smik :

$$\tau_{dop} = 87 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} - \text{dop. nap. na smik za Č. 0645 [5] str. 174}$$

$$\tau_{dop} = 87 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \geq \tau = 14 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Svornjak će ZADOVOLJITI uslijed naprezanja na savijanje i smičnog naprezanja.

6.2.4.2. Izbor i provjera ležaja

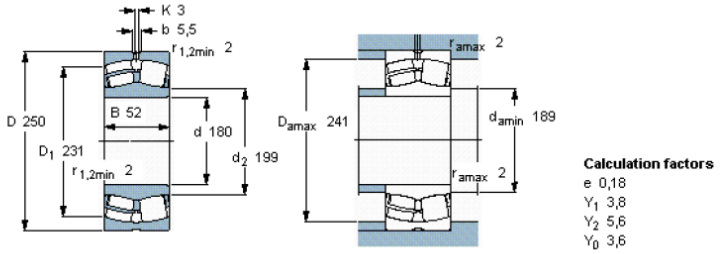
Za promatrani spoj zbog konstrukcijskih razloga odabran je dvoredni bačvasti ležaj 23936 CC/W33 sljedećih karakteristika:

Tablica 6.4. Karakteristike ležajnog mjesta između gornjeg stupa i dohvatnika

Unutarnji promjer ležaja	$d = 180$ mm
Dinamička nosivost ležaj$a$	$C = 519000$ N
Statička nosivost ležaja	$C_0 = 830000$ N

SKF

Principal dimensions			Basic load ratings		Speed ratings		Designation
			dynamic	static	Reference speed	Limiting speed	
d	D	B	C	C0			* SKF Explorer bearing
mm			kN		r/min		-
180	250	52	519	830	2600	2800	23936 CC/W33 *



Slika 6.11. Ležaj 23936 CC/W3 osovine spoja dohvatnika i gornjeg stupa

Radijalno opterećenje na ležaj:

$$F_r = F_o = 285000 \text{ N}$$

Gdje je :

$$F_o = \frac{F_N^{70}}{2} = \frac{570}{2} = 285 \text{ kN} - \text{sila koja djeluje na osovinu} \tag{1.98.}$$

Uvjet:

$$\frac{C_0}{F_r} \geq s_0 = 2{,}5$$

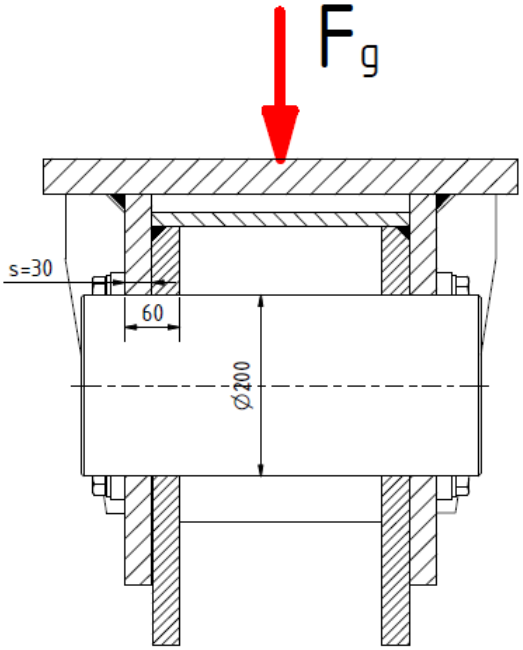
Gdje je :

$s_0 = 2{,}5 - \text{stat. faktor sigurnosti za valjne ležajeve SKF} - \text{kat.}$

$$\frac{C_0}{F_r} = \frac{830}{285} = 2{,}9 \geq s_0 = 2{,}5$$

Odabrani ležaj ZADOVOLJAVA

6.2.5. Spoj V



Slika 6.12. Spoj V

Spoj između kotača i nosive konstrukcije.

Cijeli granik je oslonjen na 4 sklopa kotača koji su s granikom vezani preko svornjaka. Promatrani svornjak ćemo provjeriti na površinski pritisak i odrez

Površinski pritisak:

$$p = \frac{F_g}{2 \cdot d \cdot s} = \frac{253{,}5}{2 \cdot 200 \cdot 30} = 21 \text{ N/mm}^2 \quad (1.99.)$$

Gdje je:

$F_g = \frac{G_{k1}}{4} = \frac{1014}{4} = 253{,}5 \text{ kN} - \text{težina granika s teretom na jedan sklop}$

kotača

$d = 200$ mm $-$promjer osovine

$s = 30$ mm $-$debljina nosivih limova

$p_{dop} = 80 \ldots 100\ \mathrm{N/mm^2} -$ dopušteni površinski pritisak za Č.0361

$$p_{dop} = 80 \ldots 100\ \mathrm{N/mm^2} \geq p = 21\ \mathrm{N/mm^2}$$

Smično naprezanje:

$$\tau = \frac{F_g}{A} = \frac{253{,}5}{3{,}1 \cdot 10^4} = 8\ \mathrm{N/mm^2}$$

Gdje je :

$F_g = \frac{G_{k1}}{4} = \frac{1014}{4} = 253{,}5$ kN $-$ težina granika s teretom

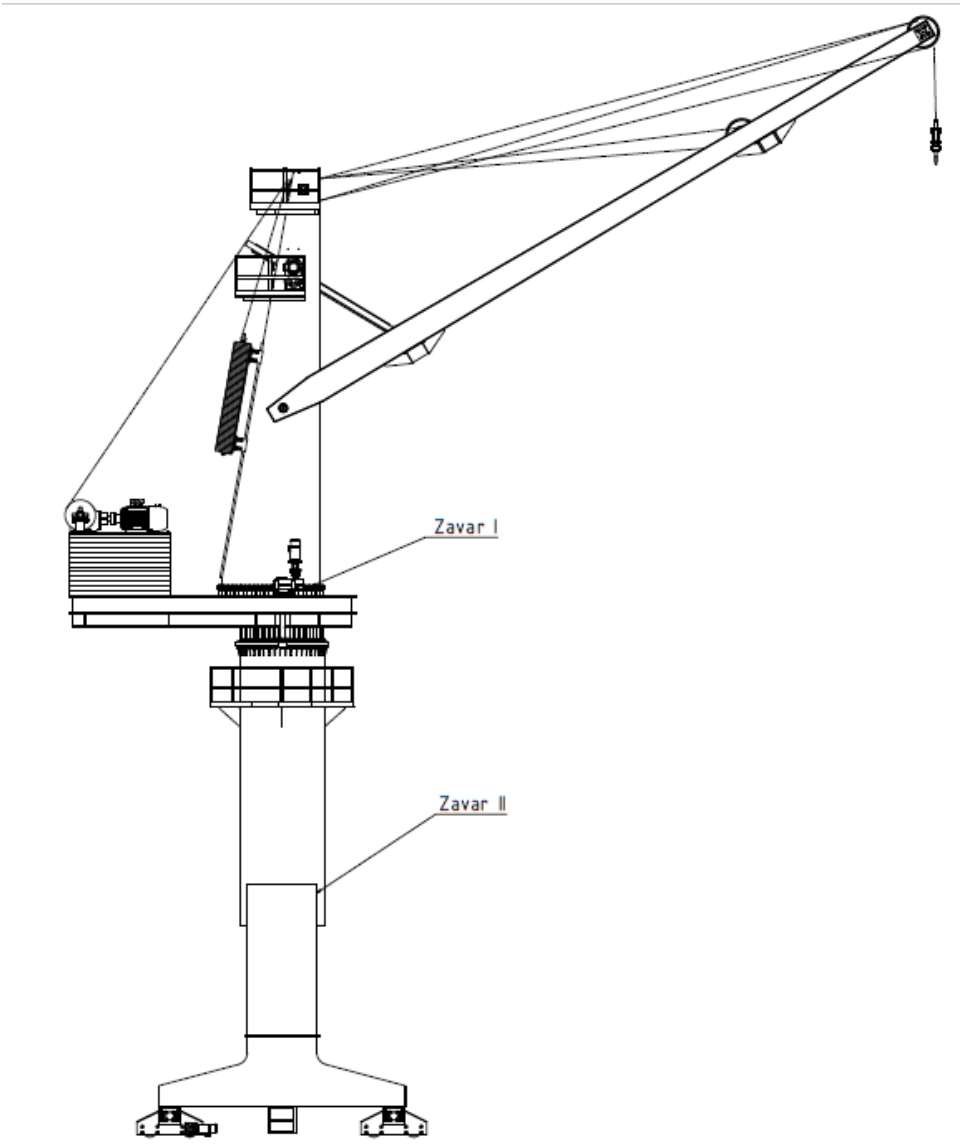
$A_P = \frac{d^2\pi}{4} = \frac{200^2\pi}{4} = 3{,}1 \cdot 10^4\ \mathrm{mm^2} -$ površina poprečnog presjeka svornjaka (1.100.)

$\tau_{dop} = 54 \frac{\mathrm{N}}{\mathrm{mm^2}} -$ dopušteno naprezanje na smik za Č.0361 [5.] str 174

$$\tau_{dop} = 54\ \mathrm{N/mm^2} \geq \tau = 8\ \mathrm{N/mm^2}$$

Svornjak će ZADOVOLJITI uslijed pov. pritiska i smičnog naprezanja.

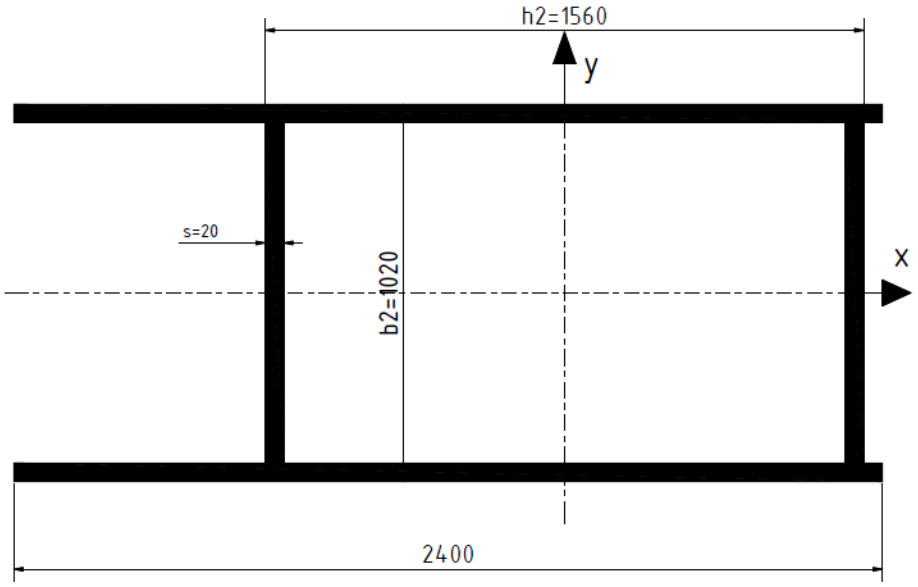
6.3. Proračun zavara granika



Slika 6.13. Položaj zavara na graniku

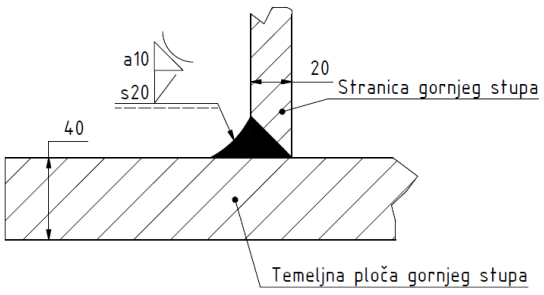
6.3.1. Zavar I

Zavar spaja stranice gornjeg stupa sa temeljnom pločom gornjeg stupa



Slika 6.14. Zavar I

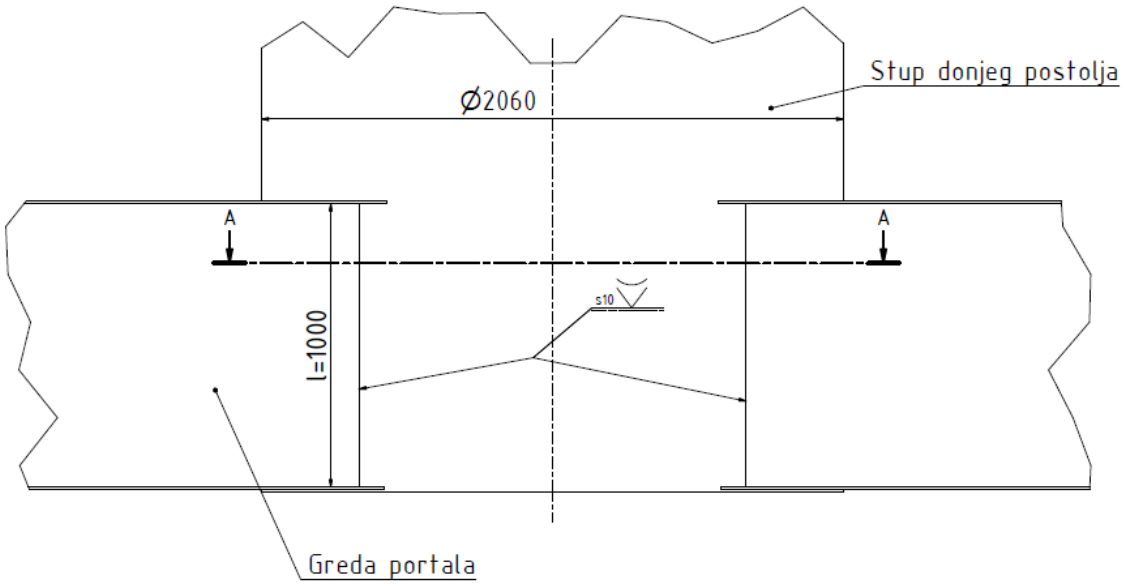
Stranice gornjeg stupa, debljine 20 mm, će biti zavarane ½ V zavara, na temeljnu ploču debljine 40 mm. Promatrani zavar će biti najnepovoljnije opterećen prilikom dizanja tereta na maksimalnom dohvatu tj. kada je dohvatnik na 30 stupnjeva. Promatrani zavar će biti opterećen na savijanje momentom $M_C^{30} = 1400$ kNm. Naprezanje u osnovnom materijalu (Č.0361) iznosi $\sigma_s = 30\ N/mm^2$ dok će dopušteno naprezanje iznositi $\sigma_{dop} = 150\ N/mm^2$ za utijecaj zareznog dijelovanja K2 i pogonsku grupu B6 i $\kappa = 0$ [5] str. 51-52. Zavar će ZADOVOLJITI.



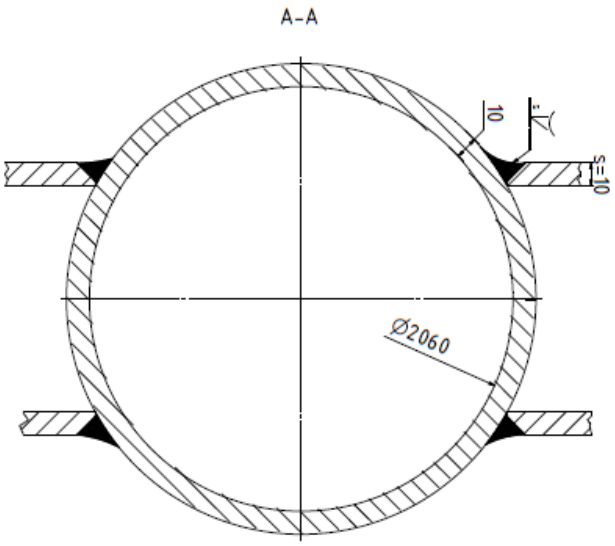
Slika 6.15. Veličina i oblik zavara I

6.3.2. Zavar II

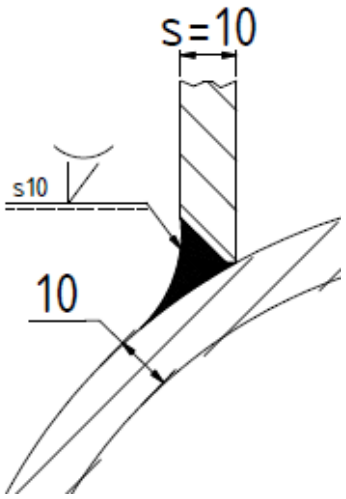
Zavar spaja portal donjeg postolja sa stupom donjeg postolja



Slika 6.16. Zavar II



Slika 6.17. Presjek A-A zavara II



Slika 6.18. Detalj zavara II

Promatrani zavar će biti opterećen smično silom $F = 915$ kN. Zavar će biti izveden kao ½ V zavara potpuno provaren.

Smično naprezanje:

$$\tau = \frac{F}{A_Z} = \frac{915000}{40000} = 25\ \mathrm{N/mm^2}$$

$A_Z = 4 \cdot l \cdot s = 4 \cdot 1000 \cdot 10 = 40000\ \mathrm{mm^2}$-površina promatranog zavara

$l = 1000\ \mathrm{mm}$ −duljina promatranog zavara (1.101.)

$s = 10\ \mathrm{mm}$ −debljina stijenke

$\tau_{dop} = 113\,\frac{\mathrm{N}}{\mathrm{mm^2}}$ −dopušteno naprezanje zavara na odrez [3] str.245

$$\tau_{dop} = 113\,\frac{\mathrm{N}}{\mathrm{mm^2}} \geq \tau = 25\ \mathrm{N/mm^2}$$

Zavar II će ZADOVOLJITI uslijed smičnog naprezanja.

7. Konstrukcija protuutega dohvatnika

Protuuteg dohvatnika bit će sastavljen od standardnih čeličnih plosnatih šipki dimenzija 1500x400x50. Masa jedne plosnate šipke iznosi $m_{pl.š.} = 209$ kg, očitano iz 3D programa. Težinu protuutega dohvatnika iznosi $G_{ut} = 109$ kN. Iz toga proizlazi da su nam potrebne 53 plosnate šipke. Iz razloga, da nam dohvatnik i protuuteg budu u ravnotežnom stanju, bez mehanizma za promjenu dohvata, na sredini radnog područja i to na način da nam uteg vuče krak iz maksimalnog dohvata prema ravnotežnom stanju a iz minimalnog dohvata da krak nadjača uteg i pomiče dohvatnik prema ravnotežom položaju u sredinu, odabrane su 54 plosnate ploče te kad se težina kotača ukupna težina protuutega iznosi $G_{ut2} = 117{,}5$ kN

7.1. Proračun kotača protuutega

Protuuteg će se oslanjati na 4 kotača koji se voze po tračnicama koje su zavarene za bočne stranice gornjeg stupa koje su nagnute pod kutom od 10°.

Sila koja djeluje na kotače iznosi:

$$G_{kotača} = G_{ut1} \cdot \cos(10^{\circ}) = 117{,}5 \cdot \sin(10^{\circ}) = 116 \text{ kN} \tag{1.102.}$$

Opterećenje jednog kotača iznosi :

$$F_{kot,max} = \frac{G_{kotača}}{4} = \frac{116}{4} = 30 \text{ kN} \tag{1.103.}$$

Odabrana 4 kotač tvrtke „Demag“. (Vidi Prilog V.)

Uže, koje povezuje dohvatnik i protuuteg je spojeno na dvije uške koje su spojene pomoću navoja M56x1.5 na dvije narezne šipke i opterećene vlačnom silom samog protuutega. Materijal šipki je Č. 0563.

Vlačno naprezanje:

$$\sigma_v = \frac{G_{ut1} \cdot \cos(10^{\circ})}{2 \cdot A_j} = \frac{117{,}5 \cdot \cos(10^{\circ})}{2 \cdot 2304} = 25 \text{ N/mm}^2 \tag{1.104.}$$

Gdje je :

$A_j = 2304$ mm^2 – površina presjeka jezgre vijka M56x1,5 [5] str.111.

$$\sigma_{dop} = 0{,}3 \cdot R_{e\ \text{Č.0563}} = 0{,}3 \cdot 360 = 108$$

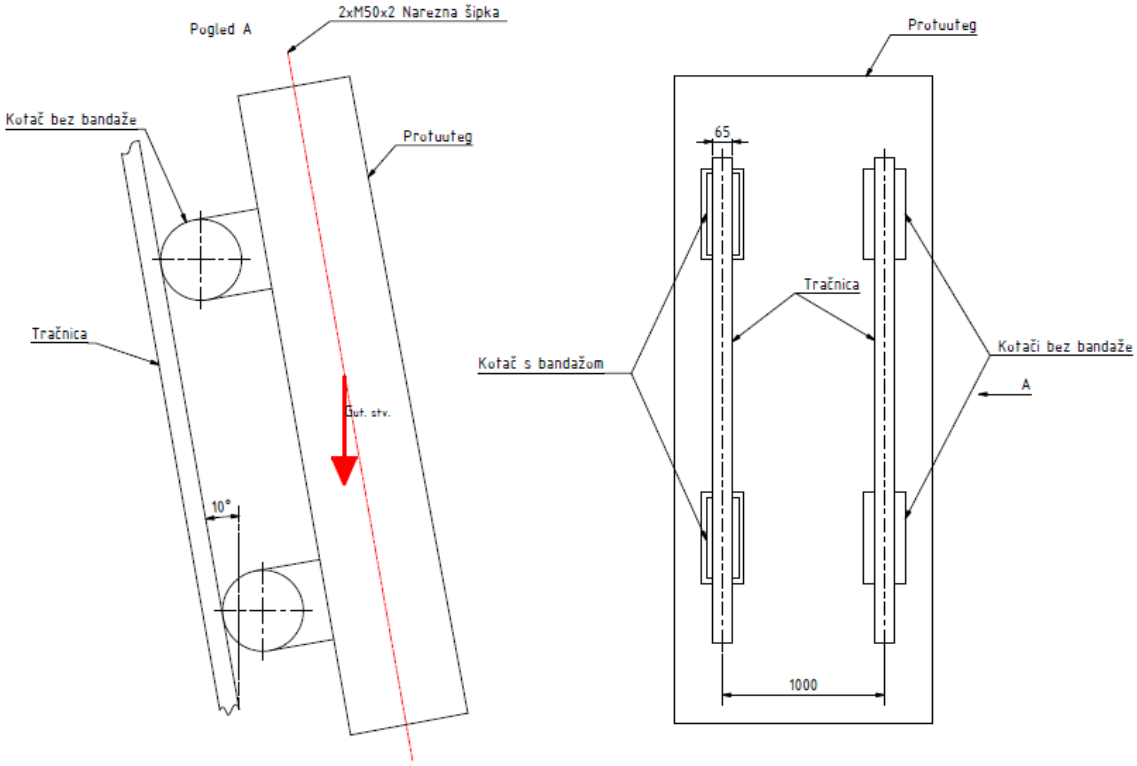
$$\sigma_v = 25\,\frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \leq \sigma_{dop} = 108\ \text{N/mm}^2$$

$$S = \frac{\sigma_{dop}}{\sigma_v} = \frac{108}{25} = 4{,}3$$

Vijčani spoj će ZADOVOLJITI.

7.1.1. Vođenje protuutega granika

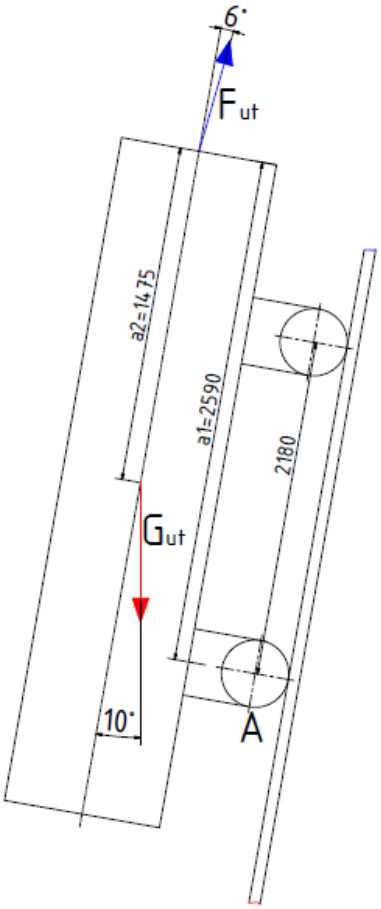
Pošto se protuuteg vodi na četiri kotača, vozni sklop će biti izveden tako da dva kotača s jedne strane imaju bandaže. Slika 7.1.



Slika 7.1. Shema vođenja kotača protuutega dohvatnika

7.2. Provjera protuutega uslijed prevrtanja

Na slici je prikazan protuuteg u gornjem položaju tj. kada je dohvatnik na 30 stupnjeva. Provjerit ćemo da li je moment uslijed sile $F_{ut} \cdot \sin(6)$ veći od sile $G_{ut} \cdot \cos(10)$ oko točke A

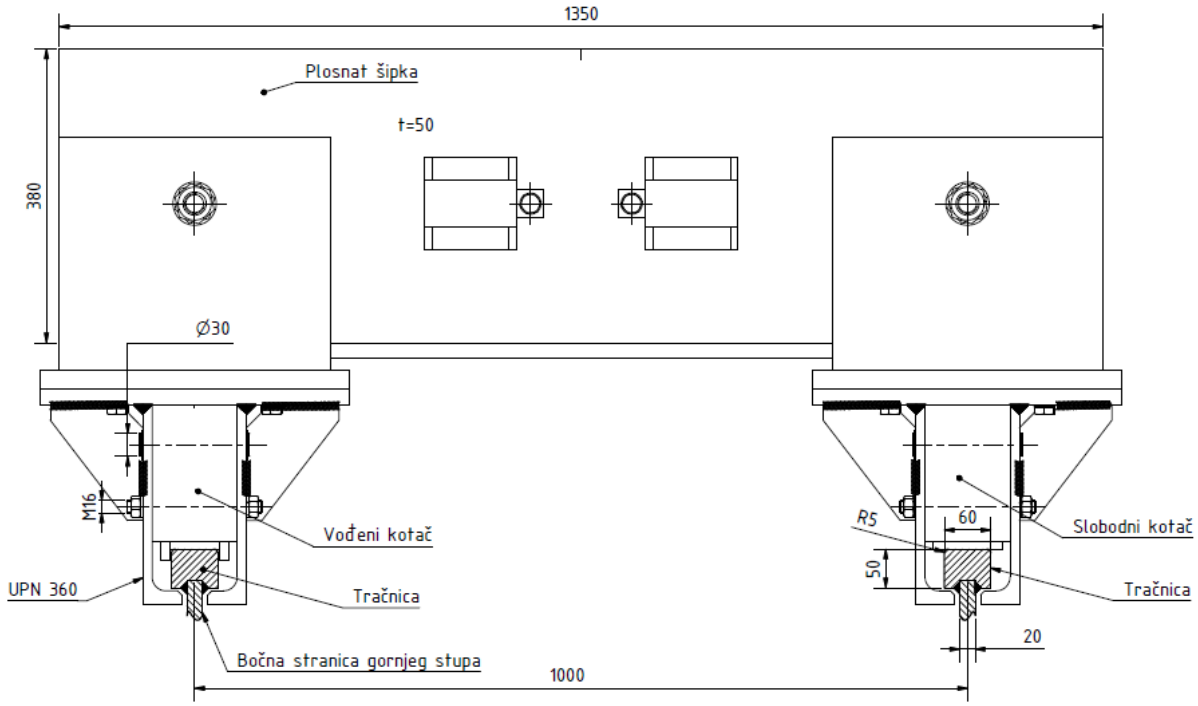


Slika 7.2. Shema sila na protuuteg dohvatnika

Moment oko točke A iznosi:

$$M_A = F_{ut} \cdot \sin(6) \cdot a_1 - G_{ut} \cdot \sin(10) \cdot (a_1 - a_2)$$
$$M_A = 115 \cdot \sin(6) \cdot 2590 - 117{,}5 \cdot \sin(10) \cdot (2590 - 1475) \quad (1.105.)$$
$$M_A = 8{,}4 \text{ kNm}$$

Proizlazi da će doći do prevrtanja protuutega te stoga na sva 4 kotača iz sigurnosnih razloga stavljamo UPN 360 profile, prema slici 7.3.



Slika 7.3. Prikaz osiguranja protuutega od prevrtanja

8. Mehanizam za prihvat i dizanje tereta

8.1. Izbor užetnog sistema jednokrakog dohvatnika

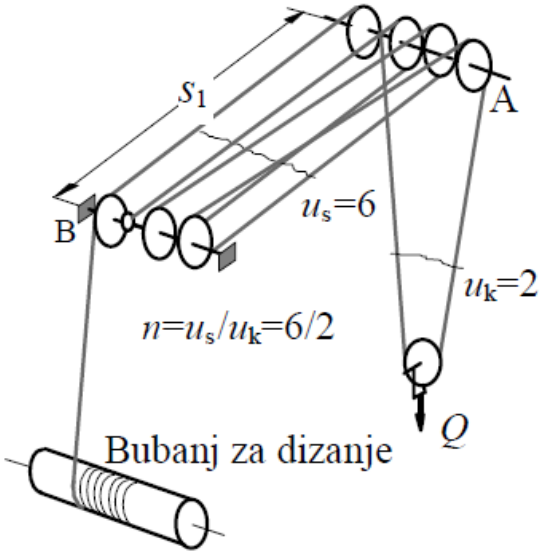
Da dobijemo manju silu u užetu odabran je užetni sistem s prijenosnim omjerom

$$n = \frac{u_s}{u_k} = \frac{6}{2} = 3 \tag{1.106.}$$

Gdje je:

$u_s = 6$ −broj užeta u kompenzacijskom koloturniku.

$u_k = 2$ − broj užadi iznad kuke



Slika 8.1. Shematski prikaz užetnog sistema jednokrakog dohvatnog granika s prijenosnim omjerom n=3

Korisnost koloturnika uz iskoristivost kotrljajućih ležajeva užnica $\eta_u = 0{,}98$ iznosi

$$\eta_u = \frac{1}{u_k} \cdot \frac{1 - {\eta_u}^{u_k}}{1 - \eta_u} = \frac{1}{2} \cdot \frac{1 - 0{,}98^2}{1 - 0{,}98} = 0{,}99 \tag{1.107.}$$

8.2. Dimenzioniranje i odabir čeličnog užeta

Za navedeni užetni sistem sila u užetu iznosi

$$F_{už} = \frac{Q}{u_k \cdot \eta_u} = \frac{98900}{2 \cdot 0{,}99} = 50 \text{ kN} \tag{1.108.}$$

Tablica 8.1. Minimalni faktori sigurnosti S za pogonsku užad (DIN, FEM) [3.]

Pogonska grupa	$1D_m$	$1C_m$	$1B_m$	$1A_m$	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

Potrebni promjer užeta iznosi

$$d_{už} \geq \sqrt{\frac{4 \cdot S}{f \cdot \pi \cdot R_m}} \cdot \sqrt{F_u} = \sqrt{\frac{4 \cdot 5{,}6}{0{,}5 \cdot \pi \cdot 1570}} \cdot \sqrt{50000} = 21{,}3 \text{ mm} \tag{1.109.}$$

Odabrano je paralelno pleteno uže $\emptyset 22$ Warrington Seale s faktorom ispune $f = 0.5$

Oznaka užeta: **22 HRN C.H1.072-ČJ-cv 1570 sZ-nrp**

8.3. Izbor kuke

Izbor kuke se određuje prema formuli

$$HN \geq \frac{v_n \cdot Q_t \cdot \emptyset_2 \cdot g}{R_e} \tag{1.110.}$$

Gdje je:

v_n - stvarni faktor sigurnosti kuke

Q_t- najveće opterećenje u, t

R_e-granica tečenja materijala kuke, kN/cm^2

$g = 9{,}81$, m/s^2

Tablica 8.2. Faktori sigurnosti kod proračuna kuke prema novoj i staroj podjeli u pogonske grupe [3]

Faktor sigurnosti v_n, prema tb. 2.	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)	-

Za materijal kuke odabran je čelik za poboljšavanje oznake 30CrNiMo8 (Č.5432), čija je donja granica razvlačenja R_e=600 N/mm^2

$$HN \geq \frac{v_n \cdot Q_t \cdot g}{R_e} \geq \frac{2{,}5 \cdot 8 \cdot 1{,}24 \cdot 9{,}81}{60} = 4 \qquad (1.111.)$$

Odabrani broj kuke je : HN=4

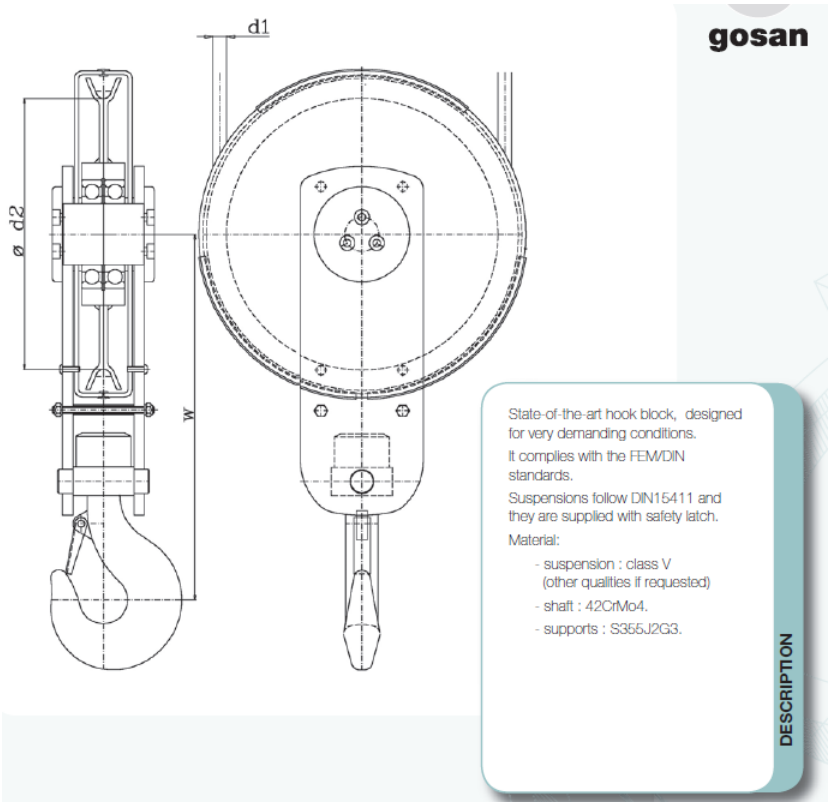
Izbor sklopa kuke

Za odabrane parametre:

Tablica 8.3. Parametri sklopa kuke

Broj kuke	HN=4
Promjer užeta	$\emptyset = 22$ mm
Podizna grupa	M6

Odabran je sklop kuke proizvođača „GOSAN“



Slika 8.2. Sklop kuke proizvođača „GOSAN“

U Tablica 8.4. navedeni su osnovni podaci sklopa kuke

Tablica 8.4. Osnovni podaci sklopa kuke

Broj kuke	Pod. grupa	d_1 [mm]	d_2 [mm]	m_k [kg]	Nosivost [t]
4	M6	$\emptyset = 22$	$\emptyset = 400$	90	8

8.4. Dimenzioniranje i odabir užnica dohvatnika

Promjer užnice određuje se prema

$$D_{už} \geq \left(\frac{D}{d}\right)_{min} \cdot c_p \cdot d_{už} \tag{1.112.}$$

Gdje je:

$\left(\frac{D}{d}\right)_{min}$-min. dozvoljeni odnos ($D/d$), Tablica 8.5

c_p-koficijent pregiba užeta

$d_{už}$- promjer užeta, mm

Tablica 8.5. Minimalni odnosi (D/d) za pogonsku grupu [3]

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)

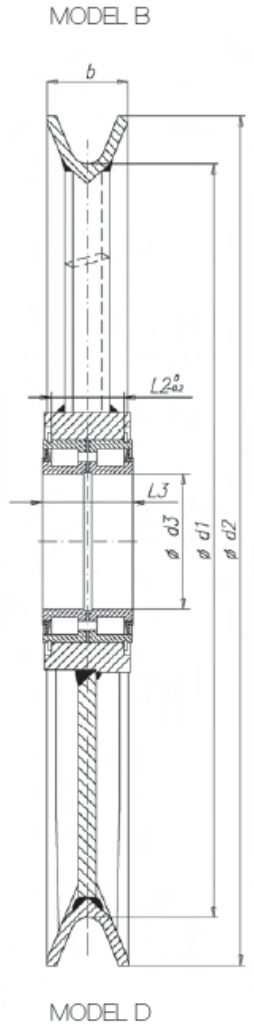
[1)] Vrijednosti u zagradama su za višeslojnu užad (užad s 2 ili 3 sloja pramena). Ukoliko se izborom konstrukcije višeslojnog užeta postiže dovoljna trajnost, mogu se koristiti koeficijenti za jednoslojnu užad.
[2)] Užnice u grabilicama, bez obzira na stvarnu pog. grupu, mogu se dimenzionirati prema $(D/d)_{min}$ za grupu $1B_m$.

Tablica 8.6. Koeficijent c_p [3]

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

$$D_{už} \geq 22{,}4 \cdot 1{,}25 \cdot 22 = 616 \text{ mm} \tag{1.113.}$$

Odabrana je užnica promjera $D_{už} = 630$ mm, model B proizvođača „GOSAN“.



Slika 8.3. Sklop užnice tvrtke „Gosan“

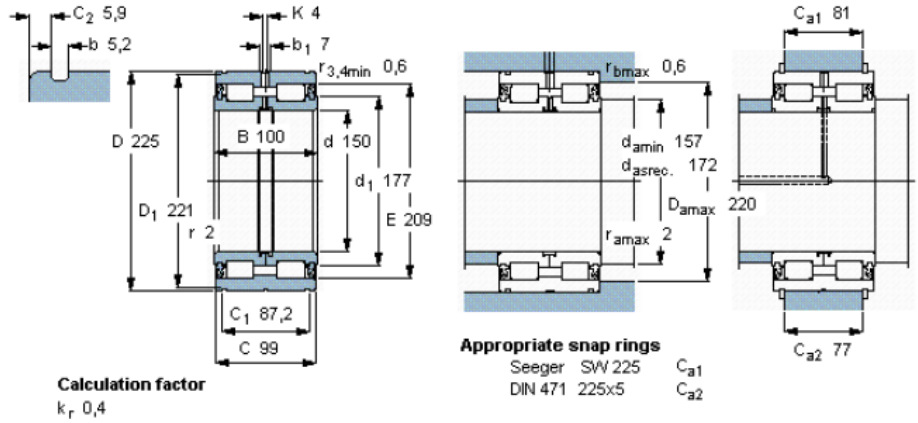
Tablica 8.7. Dimenzije sklopa užnice

Broj užnice	d_1[mm]	$d_{už}$ [mm]	d_2 [mm]	d_3[mm]	b[mm]	L_2[mm]	L_3[mm]
7	∅630	∅22	∅700	∅150	58	81	100

Zbog samog smještaja užnica, načina podmazivanja i velikog opterećenja ležaja odabran je užnica s dvorednim valjkastim ležajem.

Karakteristike dvorednog valjkastog ležaja, proizvođača SKF, užnice NNF 5034 ADA-2 prikazane su na sljedećoj slici.

Principal dimensions			Basic load ratings		Speed ratings		Designation
			dynamic	static	Reference speed	Limiting speed	
d	D	B	C	C0			
mm			kN		r/min		-
150	225	100	748	1290	-	560	NNF 5030 ADA-2LSV



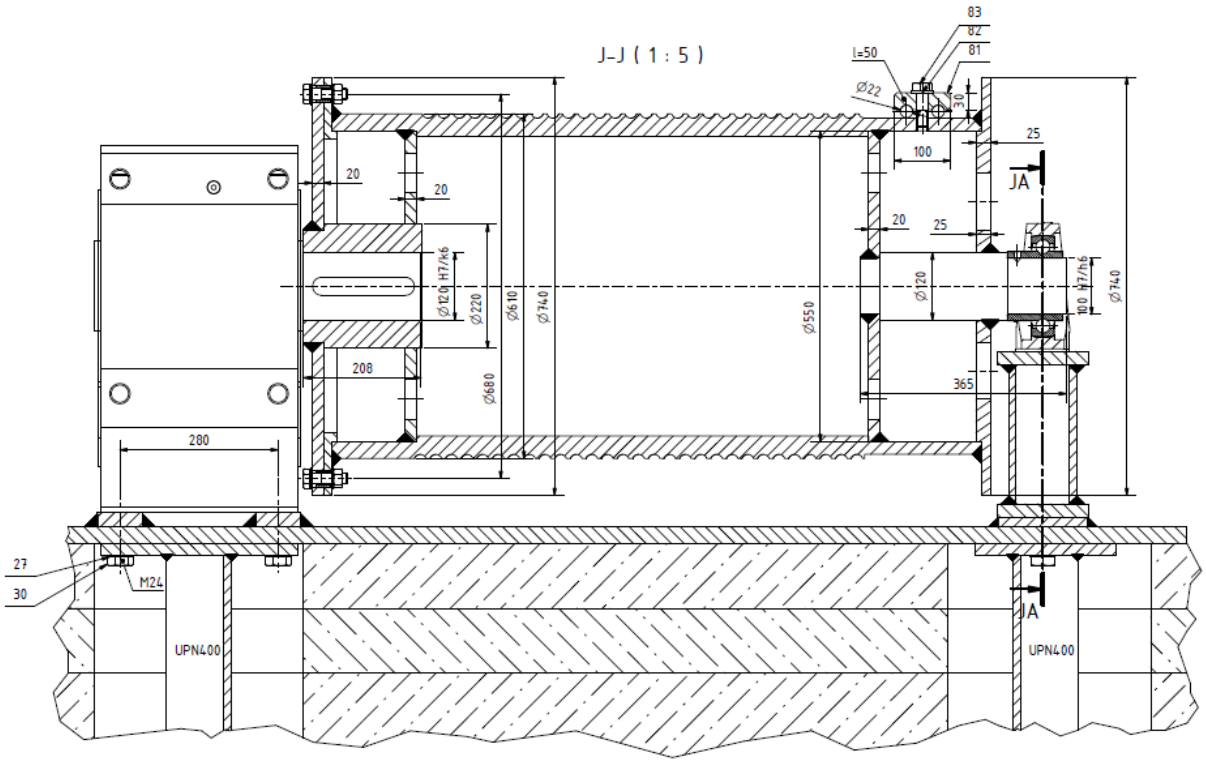
Slika 8.4. Karakteristike ležaja užnice NNF 5034 ADA-2, SKF

Najveće radno opterećenje kojim je opterećen ležaj iznosi:

$$P = 2 \cdot F_{už} = 2 \cdot 50 = 100 \text{ kN} \leq C_0 = 1290 \text{ kN} \tag{1.114.}$$

Ležaj ZADOVOLJAVA.

8.5. Proračun i konstrukcija bubnja



Slika 8.5. Konstrukcija bubnja

Bubanj služi za podizanje tereta i kao spremnik potrebne dužine užeta. Ožebljivanjem užeta se sprječava oštećivanje užeta tokom namatanja i jednakomjerno namatanje užeta.

<u>Osnovne dimenzije bubnja</u>

Promjer bubnja se određuje analogno kao i promjer užnice.

Vrijednosti:

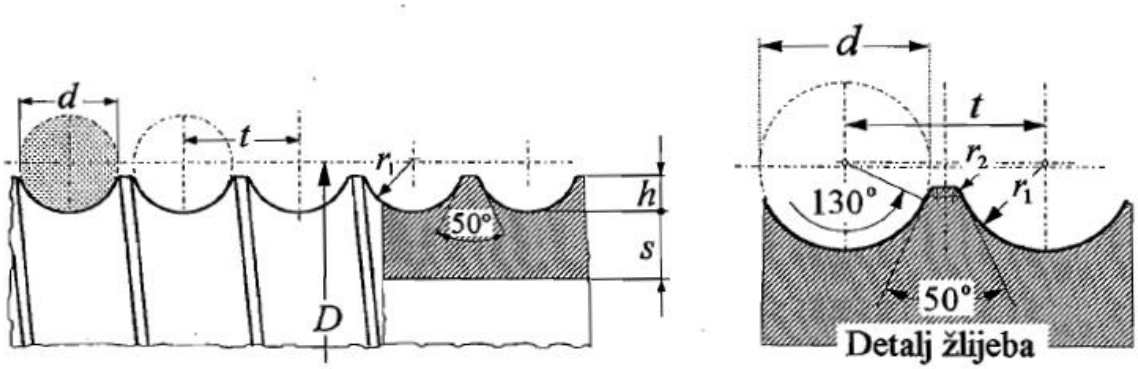
Na temelju sljedećeg izraza izračunava se minimalni promjer bubnja

$$D_b \geq \left(\frac{D}{d}\right)_{min} \cdot c_p \cdot d_{už} = 20 \cdot 1{,}12 \cdot 22 = 493 \text{ mm} \tag{1.115.}$$

Gdje je :

$\left(\frac{D}{d}\right)_{min} = 20$ za podiznu grupu 3m

$c_p = 1{,}12$ koficijent pregiba užeta



Slika 8.6. Ožljebljeni bubanj, osnovne mjere i profil bubnja [3]

Dimenzije profila žlijeba su:

$$0{,}375 \cdot d_{už} \leq h \leq 0{,}4 \cdot d_{už}$$
$$0{,}375 \cdot 22 \leq h \leq 0{,}4 \cdot 22 \qquad (1.116.)$$
$$8{,}25 \leq h \leq 8{,}8$$

Odabrana je dubina žlijeba $h = 8{,}5$ mm

Radijus zaobljenja žlijeba

$$r_1 = 0{,}53 \cdot d_{už} = 0{,}53 \cdot 22 = 11{,}5 \text{ mm} \qquad (1.117.)$$

Razmak između dva susjedna žlijeba

$$t = 1{,}15 \cdot d_{už} = 1{,}15 \cdot 22 = 25{,}3 \text{ mm} \qquad (1.118.)$$

Radijus r_2 odabire se prema dimenzijama promjera užeta, prema sljedećoj tablici

Tablica 8.8. Odabir radijusa r_2 prema definiranom promjeru užeta [3]

d, mm	3 do 9	10 do 28	29 do 37	38 do 44	45 do 54	56,58	60
r_2, mm	0,5	0,8	1,3	1,6	2	2,5	3

Za promjer užeta $d_{už} = 22$ mm odabran je radijus $r_2 = 0{,}8$ mm.

Odabrana je bešavna cijev $D_b = 610\ x\ 40$ mm.

Na bubanj se namata uže duljine :

$$l_{už} = u_s \cdot s_1 + u_k \cdot H + 2 \cdot l_d$$

Gdje je:

$s_1 = 15650$ mm – duljina između BA_0 na dohvatniku, (1.119.)

$l_d \cong 7500$ mm – duljina užeta između bubnja i točke B

$H = 24000$ mm – visina dizanja tereta

$$l_{už} = 6 \cdot 15650 + 2 \cdot 24000 + 2 \cdot 7500 = 156900 \text{ mm}$$

Radna duljina bubnja:

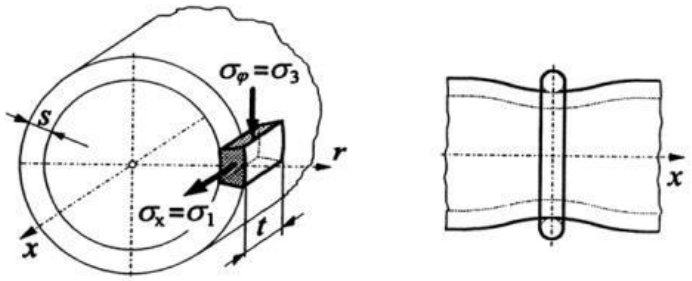
$$l_{B,rad} = \frac{u_k \cdot H}{D_b \cdot \pi} \cdot t = \frac{2 \cdot 24000}{610 \cdot \pi} \cdot 25{,}3 = 635 \text{ mm} \quad (1.120.)$$

Ukupna dužina bubnja

$$l_{B,uk} = \frac{u_k \cdot H}{D_b \cdot \pi} \cdot t + 23 \cdot d_{už} + 100 \text{ mm} \quad (1.121.)$$

$$l_{B,uk} = \frac{2 \cdot 24000}{610 \cdot \pi} \cdot 25{,}3 + 23 \cdot 22 + 100 \text{ mm} = 1250 \text{ mm}$$

8.5.1. Naprezanje uslijed namatanja užeta



Slika 8.7. Naprezanje elementa stjenke bubnja i lokalno savijanje ljuske bubnja od jednog navoja užeta

Cirkularno (tlačno) naprezanje:

$$\sigma_\theta = -0{,}5 \cdot \frac{F_{už}}{t \cdot s} = 0{,}5 \cdot \frac{50000}{25{,}3 \cdot 31{,}5} = 33\ N/mm^2 \tag{1.122.}$$

Gdje je:

$s_b = s_n - h = 40 - 8{,}5 = 31{,}5$ mm - debljina stjenke bubnja

Normalno naprezanje:

$$\sigma_x = 0{,}96 \cdot F_{už} \cdot \sqrt{\frac{1}{D_b \cdot s^2}} = 0{,}96 \cdot 50000 \cdot \sqrt{\frac{1}{610 \cdot 31{,}5^2}} \tag{1.123.}$$

$$\sigma_s = 12\ \mathrm{N/mm^2}$$

Glavna naprezanja na mjestu namatanja:

$$\sigma_1 = \sigma_x[\mathrm{N/mm^2}]$$
$$\sigma_2 = 0 \tag{1.124.}$$
$$\sigma_3 = |\sigma_\theta| = [\mathrm{N/mm^2}]$$

Ekvivalentno naprezanje:

$$\sigma_1 - \sigma_3 = 12 - (-33) = 45\ \mathrm{N/mm^2} \tag{1.125.}$$

Dozvoljeno naprezanje:

$$\sigma_{dop} = \frac{R_e}{S} \cong 100 \text{ N/mm}^2 \tag{1.126.}$$

$R_e = 235 \text{ N/mm}^2$ - za Č. 0361

$S = 2{,}5$ - odabrani faktor sigurnosti,

$$\sigma_1 - \sigma_3 = 45 \text{ N/mm}^2 \leq \sigma_{dop} \cong 100 \text{ N/mm}^2 \tag{1.127.}$$

Odabrana cijev bubnja će ZADOVOLJITI.

8.5.2. Progib bubnja

Bubanj ćemo razmatrati kao gredu na dva oslonca:

Progib bubnja:

$$w = \frac{F_{už} \cdot {l_{B,uk}}^3}{48 \cdot E \cdot I_{y,610x30}} = \frac{50000 \cdot 1250^3}{48 \cdot 210000 \cdot 2.3 \cdot 10^9} = 0{,}004 \text{ mm}$$

Gdje je :

$I_{y,610x30} = 2.3 \cdot 10^9 \text{ mm}^4$ - moment tromosti presjeka cijevi $\emptyset 610x30$. (1.128.)

$$w_{dop} = \frac{l_{B,uk}}{750} = \frac{1250}{750} = 1{,}6 \text{ mm}$$

$$w = 0{,}004 \text{ mm} \leq w_{dop} = 1{,}6 \text{ mm}$$

Cijev bubnja će ZADOVOLJITI uslijed progiba.

8.5.3. Veza vijenca s bubnjem

Prijenos okretnog momenta s vijenca na bubanj ostvarit će se silom trenja između vijenca i bubnja koja proizlazi iz sile pritiska između ploče i vijenca uslijed pritezanja vijaka.

Debljina čelne ploče bubnja:

$$\sigma = 1{,}44 \cdot \left(1 - \frac{2}{3}\frac{D_1}{D}\right) \cdot \frac{F_h}{w^2} \leq \sigma_d = \frac{R_e}{S} \tag{1.129.}$$

$$w \geq \sqrt{1{,}44 \cdot \left(1 - \frac{2}{3}\frac{D_1}{D}\right) \cdot \frac{F_h}{\sigma_d}} = \sqrt{1{,}44 \cdot \left(1 - \frac{2}{3}\frac{210}{610}\right) \cdot \frac{5000}{100}}$$

$$= 7{,}5 \text{ mm}$$

$D_1 = 210$ mm – promjer glavčine bubnja

$F_h = 0{,}1 \cdot F_{už} = 5000$ N

Odabrana debljina čelne ploče:

$$w = 15 \text{ mm}$$

Odabrani vijci:

M20x2 4.6. [3]

$d_1 = 17{,}54$ mm

$d_2 = 18{,}7$ mm

$A_j = 242$ mm (1.130.)

Moment koji se prenosi trenjem:

$$F_{už} \cdot \frac{D_b}{2} \leq n \cdot \mu \cdot F_N \cdot \frac{d_7}{2}$$

Gdje je:

$F_N = \sigma_{dop} \cdot A_1$-normalna sila, N (1.131.)

$\mu = 0{,}2$-faktor trenja za čelične vijke

$d_7 = 680$ mm-promjer smještaja vijaka na bubnju

$n -$ broj vijaka

Potrebni broj vijaka

$$n \geq \frac{F_{už} \cdot D_b}{\mu \cdot \sigma_{dop} \cdot A_j \cdot d_7} = \frac{50000 \cdot 610}{0{,}2 \cdot 72 \cdot 242 \cdot 680} = 12{,}8 \quad (1.132.)$$

Gdje je :

$\mu = 0{,}2$-faktor trenja za čelične vijke

$\sigma_{dop} = 0{,}3 \cdot 240 = 72\ \mathrm{N/mm^2}$-dop. nap. za materijal vijka 4.6

Odabrano :

$$n = 16 \text{ vijak M20x2 kvalitete 4.6}$$

8.5.4. Promjer osovine bubnja

Promjer osovine bubnja mora zadovoljiti:

$$d_5 \geq \sqrt{\frac{32 \cdot c_B \cdot F_{už}}{\pi \cdot \sigma_{dop}}} = \sqrt{\frac{32 \cdot 1{,}5 \cdot 50000}{\pi \cdot 80}} = 97 \text{ mm} \tag{1.133.}$$

Gdje je:

$c_B = 1{,}5 \ldots 2$, prema [4]

$\sigma_{dop} = 80 \frac{\mathrm{N}}{\mathrm{mm^2}}$ za materijal osovine lomne čvrstoće $R_m = 500$ MPa

Odabran promjer osovine bubnja iznosi:

$$d_5 = 100 \text{ mm}$$

8.5.5. Odabir ležaja bubnja

Ležajno mjesto na bubnju je slobodno ležajno mjesto koje na okvir vitla prenosi samo radijalno opterećenje.

Brzina vrtnje bubnja:

$$n_b = \frac{u_k \cdot v_d}{D_b \cdot \pi} = \frac{2 \cdot 25}{0{,}610 \cdot \pi} = 26 \text{ okr/min} \tag{1.134.}$$

$v_d = 25$ m/min brzina dizanja tereta

Radijalno opterećenje:

Pretpostavit ćemo da je ležaj najnepovoljnije opterećen kada se uže nalazi skroz na strani ležaja:

$$F_r \cong F_{už} = 50000 \text{ N}$$

Za ležajno mjesto bubnja odabire se sklop ležaja, proizvođača SKF, s kućištem SVJ 520 i samoudesivim kugličnim ležajem YAR 220-2F. Aksijalni pomak bubnja smo osigurali pomoću vijka koji se nalazi na ležaju.

Vijek trajanja ležaja:

$$L_h = \left(\frac{C}{P}\right)^3 \cdot \left(\frac{10^6}{60 \cdot n}\right) = \left(\frac{124000}{50000}\right)^3 \cdot \left(\frac{10^6}{60 \cdot 26}\right) = 9770 \text{ h}$$

$P = F_r = 50000$ N ekvivalentno statičko/dinamičko opterećenje

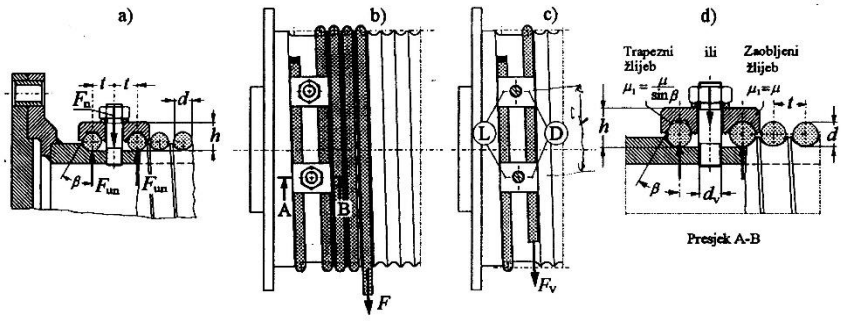
$C = 124000$ N dinamička nosivost ležaja (1.135.)

$C_0 = 93000$ N statička nosivost ležaja

$$C_0 \geq F_r$$

Odabrani ležaj će ZADOVOLJITI.

8.5.6. Veza užeta s bubnjem



Slika 8.8. Veza užeta s bubnjem

Sila u užetu pred ulazom u vijčanu vezu iznosi:

$$F_V = \frac{F_{už}}{e^{\mu\alpha}} = \frac{50000}{e^{0,1 \cdot 4\pi}} = 14230 \text{ N} \quad (1.136.)$$

Gdje je:

$\mu = 0,1$ – faktor trenja za čelik

$\alpha = 4\pi$-dva navoja prije vijačne veze

Normalna sila u užetu na mjestu veze s bubnjem mora biti :

$$F_{un} \leq 0{,}4 \cdot F_{už} = 5700 \text{ N} \tag{1.137.}$$

Potrebna normalna sila u jednom vijku:

$$F_N = 2 \cdot F_{un} = 2 \cdot \frac{F_{už}}{(\mu + \mu_1) \cdot (e^{\mu\alpha} + 1)} = 0{,}8 \cdot F_{už} = 40000 \text{ N} \tag{1.138.}$$

F_{un}- normalna sila u užetu na mjestu veze s bubnjem, N

$\mu = 0{,}1$ – faktor trenja za čelik

$\alpha = 4\pi$-dva navoja prije vijačne veze

Odabrani vijci: M 20x2 8.8

Čvrstoća odabranog materijala vijaka 8.8 iznosi:

$$R_e = 0{,}8 \cdot 800 \text{ N/mm}^2 = 640 \text{ N/mm}^2$$

Potreban broj vijaka prema opterećenju na vlak i savijanje:

$$z \geq \frac{F_N}{\sigma_d}\left(\frac{1{,}3}{A_j} + \frac{32 \cdot \mu \cdot h}{\pi \cdot d_1^3}\right)$$

Gdje je:

F_N-normalna sila u jednom vijku, N

$\sigma_d = \frac{R_e}{S} = \frac{640}{3} = 213$ N/mm^2

$\mu = 0{,}1$ faktor trenja za obli žlijeb (1.139.)

$d_1 = 17{,}5$ mm- promjer unutarnjeg navoja, prema [5] str.111

$A_j = 242$ mm^2-površina poprečnog presjeka jezgre vijka, prema [5] str.111

$$z \geq \frac{40000}{213}\left(\frac{1{,}3}{242} + \frac{32 \cdot 0{,}1 \cdot 50}{\pi \cdot 17{,}5^3}\right) = 3{,}6$$

Odabrano:

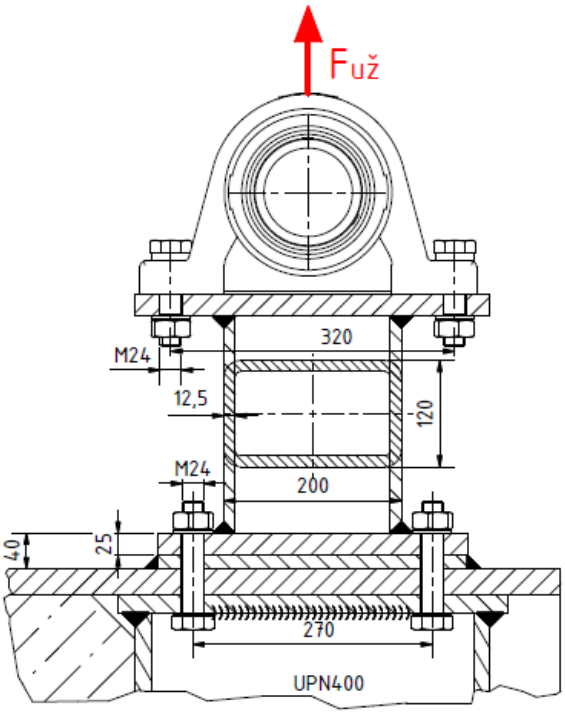
$z = 4$ vijka M20x2 kvalitete materijala 8.8

Vijci se stavljaju po obodu bubnja na razmaku od :

$$l_v \geq 5 \cdot d = 110 \text{ mm} \tag{1.140.}$$

8.5.7. Proračun nosača ležaja bubnja

Nosač je izveden u obliku dviju ploča koje povezuje pravokutna cijev 200x120x10 (Č.0361)



Slika 8.9. Konstrukcija i opterećenje nosača ležaja bubnja

Vlačno naprezanje nosača iznosi :

$$\sigma_v = \frac{F_{už}}{A_P} = \frac{50000}{7210} = 10 \text{ N/mm}^2 \tag{1.141.}$$

Gdje je :

$A_P = 7210 \text{ mm}^2$–površina presjeka pravokutne cijevi $200x120x12{,}5$ [7]

$\sigma_{dop,v} = 140 \text{ N/mm}^2$- dop. naprezanje za materijal Č.0361 [8]

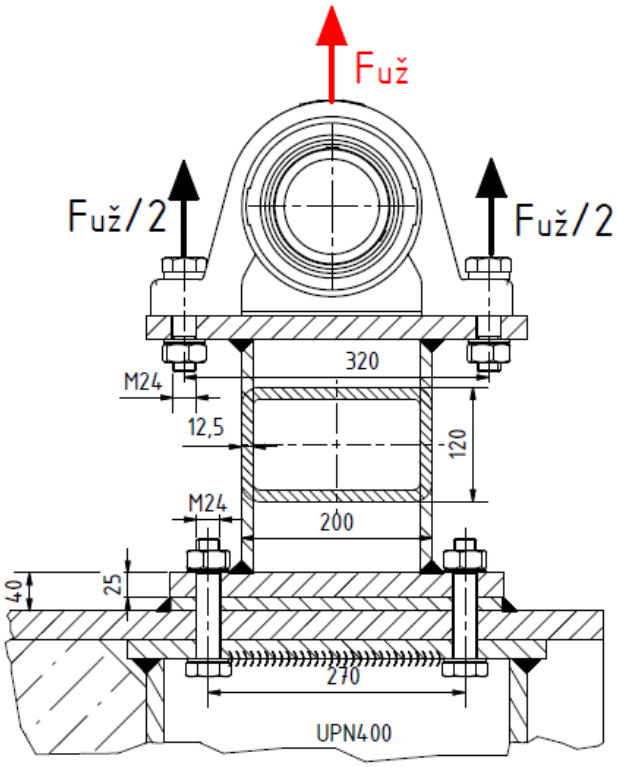
$$\sigma_v = 10 \text{ N/mm}^2 \leq \sigma_{dop,v} = 140 \text{ N/mm}^2$$

Nosač ležaja bubnja će ZADOVOLJITI.

Sam zavar između ploča i pravokutne cijevi nema potrebe računati iz razloga pošto će kvaliteta zavara biti bolja od kvalitete osnovnog materijala.

8.5.8. Proračun vijaka ležaja bubnja

Vijčani spoj ležajnog mjesta bubnja je izveden pomoću dva vijaka M24 8.8 te će biti opterećeni vlačnom silom $F_{už} = 50$ kN u slučaju kada se uže nalazi na strani ležaja.



Slika 8.10. Opterećenje vijaka ležaja bubnja

Odabrani vijci :

Tablica 8.9. Vijci nosača ležaja bubnja

Veličina vijaka	M24x105
Norma	DIN 6914
Kvaliteta materijala vijaka	8.8
R_e [N/mm^2]	640

R_m [N/mm^2]	800
$\sigma_{dop} = 0{,}3 \cdot R_e$ [N/mm^2]	192
A_j [mm^2]	325

Vlačno naprezanje:

$$\sigma_v = \frac{F_{už}}{2 \cdot A_j} = \frac{50000}{2 \cdot 325} = 77 \text{ N/mm}^2 \leq \sigma_{dop}$$

Sigurnost: (1.142.)

$$S = \frac{\sigma_{dop}}{\sigma_v} = \frac{192}{77} = 2.5$$

Vijčani spoj ležaja bubnja će ZADOVOLJITI.

8.6. Elektromotor i reduktor mehanizma za dizanje tereta

8.6.1. Snaga elektromotora za dizanje tereta

Potrebna snaga elektromotora za dizanje tereta odabire se na temelju potrebne snage za dizanje jednolikom brzinom dizanja.

Potrebna snaga za dizanje tereta

$$P_P = \frac{Q \cdot v_d}{\eta} = \frac{98{,}9 \cdot 0{,}41}{0{,}93} = 43{,}6 \text{ kW}$$

$\eta = \eta_R \cdot \eta_B \cdot \eta_K \cdot \eta_{Kol} = 0{,}97 \cdot 8 \cdot 0{,}99 \cdot 0{,}99 = 0{,}93$-ukupna iskoristivost prijenosa (1.143.)

$\eta_R = 0{,}97$ –stupanj djelovanja reduktora

$\eta_B = 0{,}98$ –stupanj djelovanja bubnja

$\eta_K = 0{,}99$ –stupanj djelovanja kočnice

$\eta_{kol} = 0{,}99$ –stupanj djelovanja koloturnika

Prema preporukama, za srednje motore do 60 kW, odabiremo brzinu elektromotora $n_{EM} = 980$ o/min.

Reducirani moment od tereta na pogonskom vratilu elektromotora iznosi

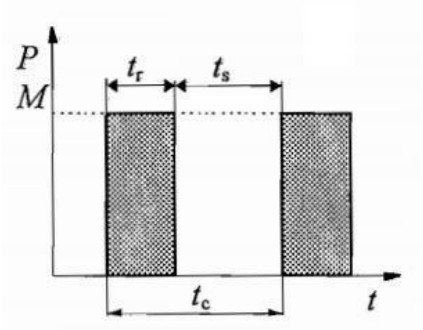
$$M_{r,EM} = \frac{P_{EM}}{\omega_{EM}} = \frac{43600}{2 \cdot \pi \cdot \frac{980}{60}} = 424 \text{ Nm} \quad (1.144.)$$

Ako uzmemo u obzir rad s kukom relativno opterećenje elektromotora iznosi $q_m = 0{,}74$ prema [3] str.31. a potrebni ekvivalent motora tada iznosi:

$$M_{ek.EM} = q_m \cdot M_{r,EM} = 0{,}74 \cdot 424 = 315\text{Nm} \quad (1.145.)$$

Uvjeti rada s kukom su takvi da se radi o intermitiranom pogonu bez utjecaja zaleta na temperaturu - S3 pogon, gdje svaki ciklus obuhvaća vrijeme rada elektromotora s nazivnim teretom i vrijeme stanke slika 8.11. Budući da nije poznato normirano trajanje uključivanja τ_{un}, i relativno trajanje uključivanja τ_u, pretpostavit ćemo da su jednaka relativnom trajanju uključivanja izraženog u postocima $ED = 50\ \%$ prema [3] str 222. tablica 1. Za pogonsku grupu 3m.

$$\tau_{un} = \tau_u = ED = 50\% \quad (1.146.)$$



Slika 8.11. Interminirani pogon S3 [3]

Normirani ekvivalent motora iz navedenog, jednak je izračunatom ekvivalentom momentu

$$M_{n-ekv.EM} = M_{ek.EM} \cdot \sqrt{\frac{\tau_u}{\tau_{un}}} = 311 \cdot \sqrt{\frac{50}{50}} = 315 \text{ Nm} \quad (1.147.)$$

Potrebna ekvivalentna snaga za dizanje tereta tada iznosi

$$P_{ekv.EM} = M_{n-ekv.EM} \cdot \omega_{EM} = 315 \cdot 2 \cdot \pi \cdot \frac{990}{60} = 32{,}3 \text{ kW} \quad (1.148.)$$

8.6.2. Parametri reduktora mehanizma za dizanje tereta

Brzina vrtnje bubnja

$$n_b = \frac{u_k \cdot v_d}{D_b \cdot \pi} = \frac{2 \cdot 25}{0.610 \cdot \pi} = 26 \text{ okr/min} \quad (1.149.)$$

Moment vratila reduktora na strani bubnja :

$$M_{vr} = \frac{F_{už} \cdot D_b}{2} = \frac{50000 \cdot 0{,}610}{2} = 15{,}3 \text{ kNm} \quad (1.150.)$$

8.6.3. Parametri spojke mehanizma za dizanje tereta

Nominalni moment spojke mora biti veći od nominalnog momenta elektromotora koji se množi sa temperaturnim faktorom sigurnosti pri čemu je prethodno odabran elektromotor. Proračun spojke je proveden prema uputama proizvođača [6].

Nominalni moment spojke

$$T_{S,KN} = T_N \cdot S_\theta \quad (1.151.)$$

Gdje je:

$T_N = 9550 \frac{P_{EM}}{n_{EM}} = 9550 \frac{37}{980} = 361$ Nm- nominalni moment elektromotora

Maksimalni moment spojke se dobije uvećavanjem startnog momenta elektromotora uvećan s određenim faktorima sigurnosti. [6]

$$T_{S,Kmax} = T_s \cdot S_\theta \cdot S_z \cdot S_u = 361 \cdot 1{,}4 \cdot 1{,}2 \cdot 1{,}8 = 1091 \text{ Nm} \quad (1.152.)$$

Gdje je:

$T_s = M_{EM} = 361$ Nm

$S_\theta = 1{,}4$ temperaturni faktor sigurnosti za rad pri temperaturi od

+60 C°

$S_z = 1{,}2$–faktor sigurnosti uključivanja elektromotora, pretpostavka da će se elektromotor imati 101-200 uključivanja/satu

$S_u = 1{,}8$ faktor udara za teške uvijete rada

Tablica 8.10. Promjeri vratila elektromotora i reduktora

Izlazno vratilo elektromotora	Ø 65 m6
Ulazno vratilo reduktora	Ø 48 k6

8.6.4. Odabir elektromotora, reduktora i spojke mehanizma za dizanje tereta

Na temelju izračunate snage, brzine vrtnje bubnja i momenta na vratilu reduktora odabrani su elektromotor, reduktor sljedećih karakteristika:

Tablica 8.11. Karakteristike elektromotora mehanizma za dizanje tereta

Tip motora	3CWAG250S/M-06E-TH-TF-BRG1000
Snaga motora	$P_{EM} = 37$ kW
Brzina motora	$n_{EM} = 980$ okr/min
Maksimalni moment motora	$M_{EM} = 361$ Nm
Moment inercije	$I_{M,EM} = 1209 \cdot 10^{-3}$ kgm^2
Izlazno vratilo elektromotora	Ø 65 m6 x 140 mm
Težina elektromotora	$m_{EM} = 446$ kg
Tip kočnica elektromotora	Dvočeljusna-zatvorena (BRG)
Moment kočnice	$M_{K,EM} = 1000$ Nm

Tablica 8.12. Reduktor mehanizma za dizanje tereta

Vrsta zupčanika	Stožnici s kosim zubima
Tip reduktora	KU 139A WN
Izlazna brzina vratila	$n_{vr,R} = 28$ o/min
Moment reduktora	$M_{R,max} = 20000$ Nm
Broj stupnjeva reduktora	3
Prijenosni omjer	$i_R = 35{,}03$
Pozicija montiranja	H32-horizontalna
Izlazno vratilo/ulazno vratilo	Ø 120 m6 x 210/Ø 48 k6 x 110 mm
Masa reduktora	$m_R = 585$ kg

Zbog mogućnosti kompenzacije razlike međusobnog položaja osi vratila, jakih udara itd. odabrana je elastična spojka tvrtke „Bibus“ sljedećih karakteristika prema parametrima izračunatim u poglavlju 8.6.3.

Tablica 8.13. Elastični vezni element spojke mehanizma za dizanje tereta [6]

Elastični vezni element (55/70)	Spider-98 Sh A-RED
Nominalni moment	$T_{S,KN} = 680$ Nm
Maksimalni moment spojke	$T_{S,Kmax} = 1250$ Nm

Tablica 8.14. Spojka mehanizma za dizanje tereta [6]

Materijal spojke		GG25	
Veličina		Ø 55/ Ø 70	
AL-dio (vratilo reduktora) [mm]	H [mm]	Ø55	65
	l [mm]		97
BL-dio (vratilo elektromotora) [mm]	H [mm]	Ø70	65
	l [mm]		-
L (ukupna duljina spojke) [mm]		250	

8.6.5. Provjera momenta kočenja

$$M_K = M_{st,K} + M_{din} = 250 + 280 = 530 \text{ Nm} \quad (1.153.)$$

Gdje je:

$M_{st,K}$-statički moment kočenja, Nm

M_{din}-dinamički moment kočenja, Nm

Statički moment kočenja $M_{st,K}$

$$M_{st,K} = Q_t \cdot g \cdot \frac{v_d}{\omega_{EM}} \cdot \eta_k = 8000 \cdot 9{,}81 \cdot \frac{0{,}416}{104} \cdot 0{,}79 = 250 \text{ Nm} \quad (1.154.)$$

Gdje je:

$\omega_{EM} = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_M}{60} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 990}{60} = 104 \text{ s}^{-1}$ – kutna brzina motora

$\eta_k = \left(2 - \frac{1}{\eta_R}\right) \cdot \left(2 - \frac{1}{\eta_B}\right) \cdot \left(2 - \frac{1}{\eta_K}\right) \cdot \left(2 - \frac{1}{\eta_k}\right) = 0{,}79$-ukupna iskor. prijenosa

Dinamički moment kočenja M_{din} :

$$M_{din} = M_{rot} + M_{tr} = 155 + 125 = 280 \text{ Nm} \quad (1.155.)$$

Gdje je:

M_{rot}- moment usporenja rotacijskih masa, Nm

M_{tr}- moment usporenja translacijskih masa, Nm

Moment usporenja rotacijskih masa M_{rot} :

$$M_{rot} = I_{rot} \cdot \frac{d\omega_{EM}}{dt} = 1{,}48 \cdot \frac{104 - 0}{1} = 155 \text{ Nm}$$

$I_{rot} = 1{,}15 \cdot I_{EM} = 1{,}15 \cdot 1290 \cdot 10^{-3} = 1{,}48 \text{ kgm}^2$ moment inercije rotacijskih masa (1.156.)

$I_{EM} = 1290 \cdot 10^{-3}\text{kgm}^2$ moment inercije sklopa elektromtora

$t_z = 1\ s$ –vrijeme zaustavljanja (odabrano)

Moment usporenja translacijskih masa M_{tr}:

$$M_{tr} = Q_t \cdot \left(\frac{r_b}{i_{red} \cdot u_k}\right)^2 \cdot \frac{\omega_1 - \omega_2}{t_z} \cdot \eta_k$$

Gdje je :

$i_{red} = 35$ - prijensni omjer reduktora

$r_b = 0{,}305$ m -radijus bubnja (1.157.)

$$M_{tr} = 8000 \cdot \left(\frac{0{,}305}{35 \cdot 2}\right)^2 \cdot \frac{104 - 0}{1} \cdot 0{,}79 = 125 \text{ Nm}$$

$$M_{K,EM} = 1000 \text{ Nm} \geq M_K = 530 \text{ Nm}$$

Moment kočnice elektromotora će ZADOVOLJITI.

8.6.6. Provjera opterećenja ležaja reduktora

Proračun ležaja vrši se prema katalogu proizvođača WattDrive.

Najveće dopušteno opterećenje ležaja izlaznog vratila reduktora iznosi:

$$F_{ZL} = F_{rN} \cdot a_1 \cdot a_3 = 85{,}3 \cdot 1 \cdot 2{,}27 = 195 \text{ kN}$$

Gdje je

$F_{rN} = 85.3$ kN - dopušteno radijalno opterećenje na središtu izlaznog vratila reduktora, očitano iz [9] str 378.

$a_1 = 1$- faktor radnog opterećenja za slučaj opterećenosti na središtu vratila, prema [9] str. 375

$$a_3 = {f_1}^{f_2 f_3} = 1{,}91^{1{,}59 \cdot 0{,}8} = 2{,}27 \qquad (1.158.)$$

$f_1 = 1{,}91$- faktor smjera aktivnog opterećenja, za kut α = 270 ° i smjer vrtnje smjera vrtnje kazaljke na satu, prema [9], str. 395.

$f_2 = 1{,}59$ - faktor ovisan o faktoru servisiranja za $f_B = 1$

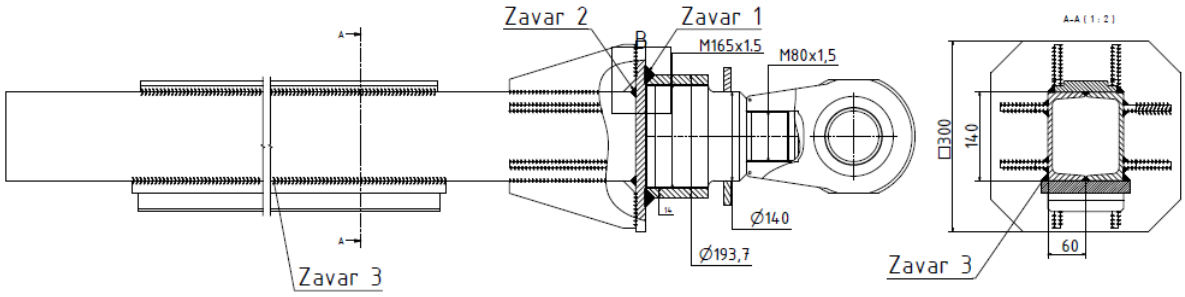
$f_3 = 0{,}8$ – odabrano za brzinu izlaznog vratila $n = 25$

$$F_{ZL} = 195 \text{ kN} \geq F_{už} = 50 \text{ kN}$$

Ležaj odabranog reduktora uslijed aksijalne sile će ZADOVOLJITI.

9. Mehanizma za promjenu dohvata

Uloga zubne letve je promjena rotacijskog gibanja u translatorno. Zbog povećanja krutosti i čvrstoće sklopa zubne letve, zubna letva će biti zavarena na dva UPN 140 profila (Č.0561). Na gornjoj strani profila će biti zavarena vodilica dok će na donjoj strani biti zavarena zubna letva.



Slika 9.1. Konstrukcija zubne letve

9.1. Proračun zubne letve

Proračun stabilnosti će se provesti prema DIN 18800T.2.

Za izvedeni način oslanjana zubne letve slobodna duljina izvijanja stupa iznosi:

$$l_0 = l_{zl} \tag{1.159.}$$

Polumjer tromosti i iznosi:

$$i = \sqrt{\frac{I_{min}}{A_p}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 6{,}25 \cdot 10^5}{2 \cdot 2040}} = 17{,}5 \text{ mm} \tag{1.160.}$$

I_{min} –minimalni moment tromosti UPN 140 profila [11], mm^3

$A_p = 2040 \text{ mm}^2$ – površina presjeka jednog UPN 140 profila [11], mm^2

pa vitkost štapa iznosi:

$$\lambda = \frac{l_0}{i} = \frac{4645}{17,5} = 265 \tag{1.161.}$$

Granična vitkost štapa je određena izrazom

$$\lambda_p = \pi\sqrt{\frac{E}{R_e}} = \pi\sqrt{\frac{210000}{360}} = 75 \tag{1.162.}$$

$E = 210000\ \mathrm{N/mm^2}$-modul elastičnosti za čelik

$R_e = 360\ \mathrm{N/mm^2}$-granica razvlačenja za čelik Č.0561

Budući da je vitkost štapa veća od granične vitkosti:

$$\lambda = 265 > \lambda_p = 75 \tag{1.163.}$$

vrijedi Euler-Bernoully-Navierova teorija savijanja pa se proračun izvijanja izvodi u elastičnom području.

Reducirana vitkost štapa iznosi

$$\lambda_{red} = \frac{\lambda}{\lambda_p} = \frac{265}{75} = 3,5 \tag{1.164.}$$

Pošto $\lambda_{red} > 0,2$ potrebno je izračunati faktor smanjanje naprezanja κ. Vrijednost k=5, za $\alpha = 0,49$- faktor ne savršenosti za U profile

Faktor smanjenja naprezanja iznosi κ:

$$\kappa = \frac{1}{5 + (5^2 - 3,5^2)^{\frac{1}{2}}} \tag{1.165.}$$

$$\kappa = 0,1$$

Dozvoljeno naprezanje u zubnoj letvi tada iznosi:

$$\sigma_{dop} = \kappa \cdot \frac{R_e}{S} = 0,1 \cdot \frac{360}{1,71} = 21\mathrm{N/mm^2} \tag{1.166.}$$

Stvarno tlačno naprezanje u zubnoj letvi iznosi

$$\sigma_t = \frac{F_{z.l.}^{70}}{A_p} = \frac{72000}{2 \cdot 2040} = 18\ \mathrm{N/mm^2} \tag{1.167.}$$

$$\sigma_t = 18\frac{\mathrm{N}}{\mathrm{mm}^2} < \sigma_{dop} = 21\frac{\mathrm{N}}{\mathrm{mm}^2}$$

Odabrani U profili će ZADOVOLJITI.

Provjera naprezanja u cijevi $\emptyset = 193{,}7x16$ Č.0.361

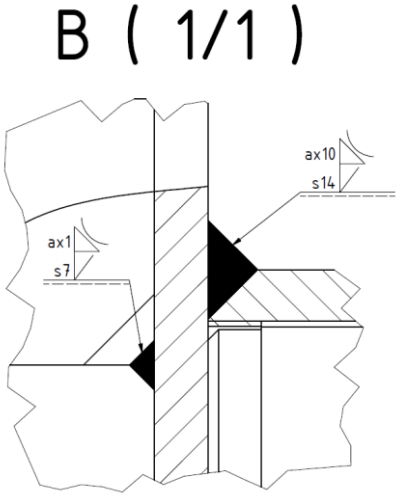
$$\sigma_v = \frac{F_{izv}^{zl}}{A_P} = \frac{72000}{8930} = 3\ \mathrm{N/mm^2} \qquad (1.168.)$$

$A_P = 8930\ \mathrm{mm^2}$ - površina poprečenog presjeka cijevi $\emptyset 193{,}7x16$

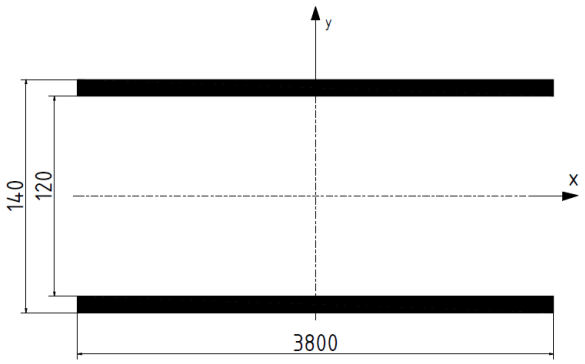
Zbog konstrukcijskih razloga odabrana je cijev navedenih dimenzija te će kao takva ZADOVOLJITI.

9.2. Proračun zavara zubne letve

Zavar 1 i zavar 2 će biti manja od dopuštenih naprezanja pošto zadovoljavaju i naprezanja kod osnovnog materijala. Zavari 1 će biti izvedeni kao $s\ 14\left(\frac{1}{2}V\right) - a10$ kutni udubljeni zavar, dok će zavar 2 biti izveden kao $s\ 7\left(\frac{1}{2}V\right) - a5$ kutni udubljeni zavar. Zavar 3 će biti izveden kao *a7x3800* kutni udubljeni zavar te će biti opterećen na smik uslijed sile $F_{z.l.}^{30} = 72\ \mathrm{kN}$ te će kao takav zadovoljit.



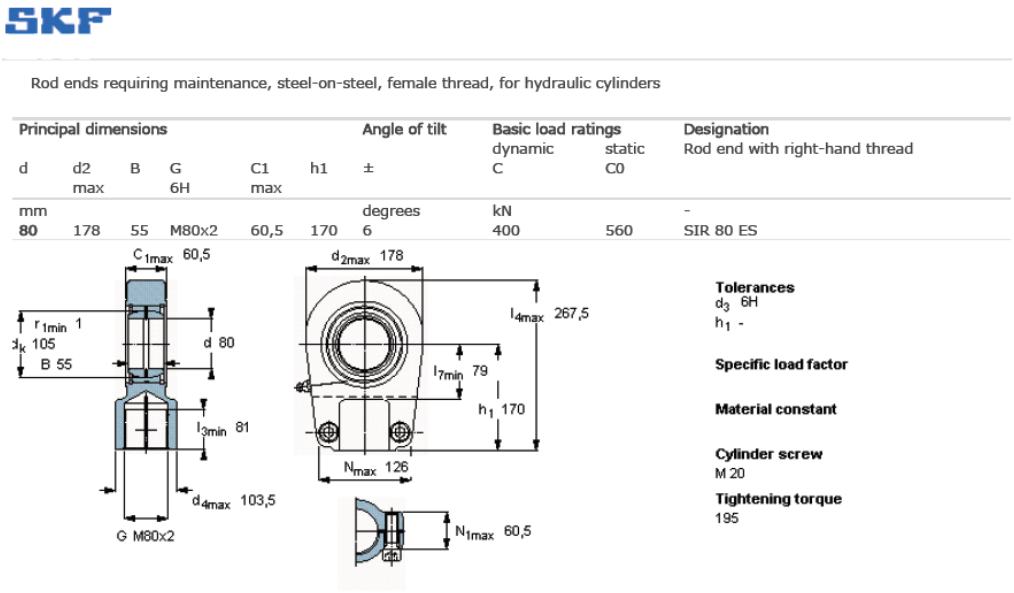
Slika 9.2. Zavar 1 i zavar 2 zubne letve



Slika 9.3. Zavar 3 zubne letve

9.3. Spoj između zubne letve i dohvatnika

Zbog ne mogućnosti osiguravanja paralelnosti između vozička zubne letve, na kojeg zubna letva naliježe, i osovine s kojom je zubna letva vezana za dohvatnik, za kraj nastavka zubne letve odabrana je matica M80x2 s kutom zakreta od ±6 stupnjeva.



Rod ends requiring maintenance, steel-on-steel, female thread, for hydraulic cylinders

Principal dimensions						Angle of tilt	Basic load ratings		Designation
							dynamic	static	Rod end with right-hand thread
d	d2 max	B	G 6H	C1 max	h1	±	C	C0	
mm						degrees	kN		-
80	178	55	M80x2	60,5	170	6	400	560	SIR 80 ES

Slika 9.4. Kraj zubne letve SIR 80 ES, SKF

9.4. Proračun progonskog zupčanika mehanizam za dizanje tereta

Obodna sila koja djeluje na zupčanik iznosi $F_{z.l.}^{70} = 72$ kN

Karakteristike pogonskog zupčanika:

Modul zupčanika	$m = 14$
Broj zubi pogonskog zupčanika	$z_1 = 15$
Zahvatni kut [°]	$\alpha = 20$
Pomak profila	$X_1 = 0$
Promjer diobene kružnice [mm]	$d_1 = z_1 \cdot m = 15 \cdot 14 = 210$ mm

Promjer tjemene kružnice [mm]	$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m \cdot (x_1 + c)$ $d_{a1} = 210 + 2 \cdot 14 \cdot (0 + 3{,}5) = 238$ mm
Promjer kinematske kružnice [mm]	$d_{w1} = d_1 = 210$ mm
Promjer podnožne kružnice [mm]	$d_{f1} = d_1 - 2 \cdot m - 2 \cdot x_1 \cdot m - 2 \cdot c$ $d_{f1} = 180 - 2 \cdot 14 - 2 \cdot 3{,}5 = 175$ mm
Promjer temeljne kružnice	$d_b = d_1 \cdot \cos(\alpha) = 210 \cdot \cos(20) = 197{,}3$ mm

Brzina vrtnje pogonskog zupčanika iznosi:

$$n_{z1} = \frac{v_{zl} \cdot 60}{d_{w1} \cdot \pi} = \frac{0{,}107 \cdot 60}{0.21 \cdot \pi} = 10 \text{ okr/min} \tag{1.169.}$$

Pogonski zupčanik će biti zakaljen pa će se provjeriti dozvoljeno naprezanje na savijanje u korijenu zuba i Hertzov pritisak

Savijanje u korijenu zuba:

$$\sigma_F = \frac{F_{tw}}{b \cdot m} \cdot Y_{F1} \cdot Y_\varepsilon \cdot K_{F\alpha 1} \leq \sigma_{FP1}$$

$$\sigma_F = \frac{72000}{130 \cdot 14} \cdot 3{,}25 \cdot 1 \cdot 0{,}75 = 96 \text{ N/mm}^2 \tag{1.170.}$$

Gdje je:

$F_{tw} = F_{z.l.}^{70} = 72000$ N –tangencijalna sila na kinematskoj kružnici

$b = 130$ mm –širina zupčanika

$Y_F = 3{,}25$- faktor oblika za $z_1 = 15$, $X_1 = 0$ i $\beta = 0$ [13.] str 72.

$Y_\varepsilon -$ faktor udijele opterećenja

$K_{F\alpha 1} -$ Faktor raspodijele opterećenja, pogonskog zupčanika

Faktor udijele opterećenja se računa prema :

$$Y_\varepsilon = \frac{1}{\varepsilon_\alpha} = \frac{1}{1} = 1 \tag{1.171.}$$

$\varepsilon_\alpha -$ stupanj prekrivanja

Stupanj prekrivanja se računa prema :

$$\varepsilon_\alpha = \frac{\sqrt{r_{a1}^2 - r_{b1}^2} + \frac{m \cdot (1 - X_1)}{\sin \alpha} - \sin \alpha \cdot r_1}{p_e}$$

$p_e = m \cdot \pi \cdot \cos(\alpha) = 14 \cdot \pi \cdot \cos(20) = 41{,}3$ mm −korak zahvata

$$\varepsilon_\alpha = \frac{\sqrt{119^2 - 98{,}6^2} + \frac{4 \cdot (1 - 0)}{\sin(20)} - \sin 20 \cdot 102}{41{,}3} = 1$$

Faktor raspodijele opterećenja

$$K_{F\alpha} = q_L \cdot \varepsilon_\alpha \tag{1.172.}$$

Gdje je:

$$q_L = f\left(d_{w1} = 210, m = 14, \text{kvaliteta } 8, \frac{F_{tw}}{b} = 555\right) = 0{,}75$$

Za Č.4732 plameno kaljen dopušteno naprezanje iznosi:

$$\sigma_{FP1} = \frac{\sigma_{\text{Flim}}}{S_F} = \frac{350}{1{,}3} = 280 \text{ N/mm}^2 \tag{1.173.}$$

$S_F = 1{,}3$ −sigurnost protiv loma zuba za interminirajući pogon prema [13] str.70

$$\sigma_{FP1} = 280 \text{ N/mm}^2 \geq \sigma_F = 128 \text{ N/mm}^2$$

Kontrola u odnosu na dozvoljenu čvrstoću boka (Hertzov pritisak)

$$\sigma_{H1} = Z_M \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{u + 1}{u} \cdot \frac{F_{tw}}{b \cdot d_1} \cdot K_{H\alpha}}$$

Gdje je:

$Z_M = 189{,}5 \text{ N/mm}^2$ − faktor materijala za Č/Č [13]

$Z_H = 2.5$ − faktor oblika boka [13] (1.174.)

$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3}} = \sqrt{\frac{4 - 1}{3}} = 1$ − faktor stupnja prekrivanja

$$\sigma_{H1} = 189{,}5 \cdot 2{,}5 \cdot 1 \cdot \sqrt{\frac{1 + 1}{1} \cdot \frac{72000}{130 \cdot 210} \cdot 1} = 970 \text{ N/mm}^2$$

Dopušteno naprezanje za Č.4732 plameno kaljen, na Hertzov pritisak iznosi:

$$\sigma_{Hdop} = \frac{\sigma_{Hlim}}{S_H} = \frac{1360}{1{,}1} = 1236 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{Hdop} = 1236 \text{ N/mm}^2 \geq \sigma_{H1} = 970 \text{ N/mm}^2$$

Pogonski zupčanik će ZADOVOLJITI uslijed savijanja u korijenu zuba i Hertzovog pritiska.

9.5. Određivanje materijala zubne letve

Ako uzmemo u obzir dozvoljeno naprezanje na Hertzov pritisak i da materijal čelik (nekaljen) i da je širina zubne letve $b = 120$ mm

$$\sigma_{H2} = \sigma_{H1} \cdot S_H = 970 \cdot 1{,}1 = 1067 \text{ N/mm}^2 \quad (1.175.)$$

odabiremo Č.4732 nitriran u solnoj kupki sa $\sigma_{Hlim} = 1320 \text{ N/mm}^2$

Tablica 9.1. Karkteristike zubne letve

Materijal zubne letve	Č.4732 nitriran u solnoj kupki
Modul zubne letve	$m = 14$
Broj zubi zubne letve	$Z_2 = 172$
Dužina zubne letve	$l = 3800$ mm
Korak zubi	$p = m \cdot \pi = 44$ mm
Širina zubne letve	$b = 120$ mm
Zahvatni kut [°]	$\alpha = 20$
Pomak profila	$X_2 = 0$

9.6. Elektromotor i reduktor mehanizma za promjenu dohvata

Put što napravi zubna letva iznosi:

$$\Delta h = l_1 \cdot x_{z.l.} = 3.5 \cdot 0{,}7 = 2{,}45 \text{ m}$$

Gdje je:

$$x_{z.l.} = \frac{\varphi_2 - \varphi_1}{180} \cdot \pi = \frac{70 - 30}{180} \cdot \pi = 0{,}7 \text{ m}$$

Vrijeme potrebno da zubna letva dođe iz minimalnog u maksimalni položaj.

$$t_{zl} = \frac{\Delta L \cdot 60}{v_{diz}} = \frac{9{,}5 \cdot 60}{25} = 22{,}8 \text{ s} \qquad (1.176.)$$

Brzina zubne letve proizlazi iz:

$$v_{zl} = \frac{\Delta h}{t_{zl}} = \frac{2{,}45}{22{,}8} = 0.107 \text{ m/s}$$

Gdje je:

$\Delta L = 9{,}5$ m – horizontalna razlika puta dohvatnika kojeg vrh dohvatnika napravi od početnog do krajnjeg položaja

9.6.1. Elektromotor za promjenu dohvata

Nominalna snaga elektromotora za promjenu dohvata se određuje prema:

$$P_{n,V} = \frac{F_{z.l.}^{70} \cdot v_{zl}}{\eta} = \frac{72 \cdot 0{,}107}{0{,}93} = 8{,}3 \text{ kW}$$

$\eta = \eta_R \cdot \eta_K \cdot \eta_{zl} = 0{,}97 \cdot 8 \cdot 0{,}99 \cdot 0{,}9 = 0{,}93$-ukupna iskoristivost prijenosa (1.177.)

$t_p = 3$ s- vrijeme pokretanja za mehanizam za promjenu dohvata prema [4] str.64.

Sila u zubnoj letvi je uvećana za silu inercije mase dohvatnika i tereta pa slijedi da je sila pokretanja:

$$F_P = F_V + F_{in} \cdot \frac{v_{zl}}{t_p} = 72 + 157 \cdot \frac{0{,}107}{3} = 78 \text{ kN} \tag{1.178.}$$

Gdje je :

$F_{in} = G_{doh} + Q = 77 + 80 = 157$ kN – sila inercije dohvatnika i tereta

Nominalna sila tada iznosi:

$$F_n = 0{,}6 \cdot F_P = 0{,}6 \cdot 78 = 46{,}8 \text{ kN} \tag{1.179.}$$

Iz doljneg uvjeta proizlazi potrebna nominalna snaga elektromotora pri pokretanju:

$$P_{n,P} = \frac{F_n \cdot v_{zl}}{\eta \cdot k} = \frac{46{,}8 \cdot 0{,}107}{0{,}9} = 5{,}5 \text{ kW} \tag{1.180.}$$

Pošto je $P_{n,V} \geq P_{n,P}$ odabire se elektromotor prema snazi potrebnoj za promjenu dohvata.

9.6.2. Reduktor za promjenu dohvata

Potrebni okretni moment reduktora iznosi:

$$M_{red} = F_{z.l.}^{70} \cdot \frac{d_{w1}}{2} = 72 \cdot \frac{0.210}{2} = 7{,}5 \text{ kNm} \tag{1.181.}$$

9.6.3. Odabir elektromotora, reduktora mehanizma za promjenu dohvata

Na temelju izračunate snage, brzine vrtnje bubnja i momenta na vratilu reduktora odabrani je sklop elektromotora s kočnicom i reduktorom.

Tablica 9.2. Karakteristike sklopa elektromotora s kočnicom i reduktorom mehanizma za promjenu dohvata

Snaga elektromotora	$P = 9{,}2$ kW
Broj okretaja elektromotora	$n_{EM} = 1470$ okr/min
Moment elektromotora	$M_{EM} = 60$ Nm
Moment na izlaznom vratilu reduktora	$M_{RED} = 8750$ Nm
Prijenosni omjer reduktora	$i_{RED} = 146$
Izlazna brzina vratila reduktora	$n_{RED} = 10$ okr/min
Moment kočnice	$M_K = 110$ Nm

9.6.4. Provjera momenta kočenja

Na temelju iskustva s uporabnom kočnicom u proizvodnom pogonu potrebni moment kočnice mehanizma da dizanje tereta mora biti 1,5…1,75 puta veći od statičkog momenta kočenja, slijedi:

$$M_K \geq 1{,}5 \cdot M_{st,K} \tag{1.182.}$$

Statički moment kočenja $M_{st,K}$ iznosi

$$M_{st,K} = F_{z.l.}^{70} \cdot \frac{v_d}{\omega_{EM}} \cdot \eta_k = 72000 \cdot \frac{0{,}107}{153} \cdot 0{,}96 = 50 \text{ Nm}$$

Gdje je:

$\omega_{EM} = 153$ o/s –kutna brzina motora (1.183.)

$$\eta_k = \left(2 - \frac{1}{\eta_R}\right) \cdot \left(2 - \frac{1}{\eta_K}\right) = \left(2 - \frac{1}{0{,}97}\right) \cdot \left(2 - \frac{1}{0{,}99}\right) = 0{,}96$$

$$\frac{M_K}{M_{st,K}} = \frac{110}{50} = 2{,}2$$

Kočnica odabranog elektromotora će ZADOVOLJITI.

9.9. Proračun užeta protuutega dohvatnika

$$F_{už,d} = \frac{F_{ut}}{u_k \cdot \eta_u} = \frac{115}{2 \cdot 0{,}99} = 58\ k\text{N} \tag{1.184.}$$

Potrebni promjer užeta iznosi

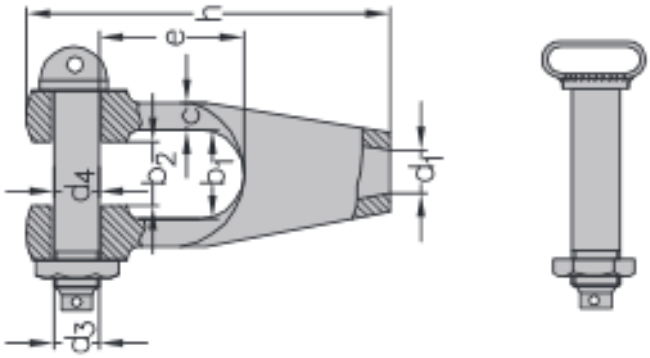
$$d_{už,d} \geq \sqrt{\frac{4 \cdot S}{f \cdot \pi \cdot R_m}} \cdot \sqrt{F_u} = \sqrt{\frac{4 \cdot 5{,}6}{0{,}5 \cdot \pi \cdot 1570}} \cdot \sqrt{58} = 23\ \text{mm} \tag{1.185.}$$

Ako uzmemo u obzir pogonske čimbenike trajnosti užeta kao što su vlačno opterećenje i savijanje užeta , koji su u ovom užetu povoljniji nego u užetu za dizanje tereta, odabiremo paralelno pleteno uže $\emptyset 22$ Warrington Seale s faktorom ispune $f = 0.5$

Oznaka užeta: **22 HRN C.H1.072-ČJ-cv 1570 sZ-nrp**

9.9.1. Završetak užeta protuutega dohvatnika

Za silu u užetu $F_{už,d} = 58\,\text{kN}$ i promjer užeta $\emptyset 22$, odabran kraj užeta DIN 83313 C sa svornjakom



Slika 9.5. Završetak užeta protuutega dohvatnika, DIN 83313 C

Odabrano:

Tablica 9.3. Karakteristike kraja užeta protuutega DIN 83313 C

Nenngröße *nominal size*	Seil-Ø *rope Ø* mm	Tragfähigkeit *WLL* kg	b_1 mm	b_2 mm	c mm	d_1 mm	d_3	d_4 mm	e mm	h mm	Gewicht per Stk. kg *weight per pc. kg*	Artikelnummer *stock no.*
1,6	12 - 14	1600	37	27	12	17	M 20	20	55	147	1,1	187 481 016
2,5	14 - 18	2500	45	33	14	20	M 24	24	67	175	1,8	187 481 025
3	16 - 20	3150	50	38	16	22	M 27	27	73	195	2,4	187 481 030
4	18 - 22	4000	54	42	18	24	M 30	30	81	212	3,2	187 481 040
5	20 - 24	5000	60	47	20	27	M 36	36	98	237	5,0	187 481 050
6	22 - 28	6300	67	53	23	30	M 39	39	94	262	6,7	187 481 060
8	26 - 30	8000	73	60	26	33	M 45	45	104	289	9,5	187 481 080
10	28 - 34	10000	80	66	29	36	M 48	48	116	320	13,0	187 481 100
12	32 - 38	12500	89	73	32	40	M 52	52	130	356	17,0	187 481 120
16	36 - 44	16000	100	81	35	45	M 60	60	143	397	24,0	187 481 160
20	40 - 50	20000	110	90	40	50	M 68	68	157	435	31,0	187 481 200
25	44 - 54	25000	120	100	43	55	M 72 x 6	72	179	480	41,0	187 481 250
32	50 - 62	31500	132	110	48	60	M 80 x 6	80	191	525	55,0	187 481 320
40	58 - 72	40000	150	125	54	68	M 90 x 6	90	218	595	80,0	187 481 400
50	62 - 76	50000	165	140	60	75	M 100 x 6	100	238	655	105,0	187 481 500

10.**Mehanizam za okretanje granika**

Mehanizam za okretanje granika proračunat će se prema najvećem potrebnom momentu torzije koje je potrebno savladati a koji uključuje otpore ustaljene vožnje i otpore inercije prilikom kutnog ubrzanja granika.

10.1. Otpori ustaljene vožnje

Otpori ustaljene vožnje uzrokuje trenje u ležajevima koje s javlja priliko kotrljanja valjanih ležajeva između vanjskog i unutarnjeg prstena.

$$M_{tr,L} = \frac{\mu}{2} \cdot \left(k \cdot M_k + F_a \cdot D_L + \frac{k}{2} F_r \cdot D_L \cdot \tan(\alpha) \right)$$

$$M_{tr,L} = \frac{0{,}004}{2} \cdot \left(4{,}37 \cdot 1170 + 875 \cdot 2.031 + \frac{4{,}37}{2} 875 \cdot 2.031 \cdot \tan(45) \right)$$

$$M_{tr} = 22\,000 \text{ Nm} \tag{1.186.}$$

$\mu = 0{,}004$

$k = 4.37$ za kuglične ležajeve

$M_k = 1170$ kNm – moment na ležaju, poglavlje 5.5.

$F_a = 875$ kN – aksijalna sila na ležaj, poglavlje 5.5.

$D_L = 2.031$ m –nazivni promjer ležaja

10.2. Otpori inercije

Otpore inercije potrebno je savladati prilikom svakog ubrzanja mase koja rotira. Pošto se cijeli granik rotira oko svoje osi tada ćemo razmatrati otpore prilikom kutnog ubrzanja.

$$\varepsilon_{gr} = \frac{a_{max}}{x_{max}} = \frac{0{,}6}{16} = 0{,}037 s^{-2} \tag{1.187.}$$

$a_{max} = 0{,}6 \text{ m/s}^2$ - ubrzanje -prema propisima

Dinamički moment inercije za konstrukciju iznosi

$$I_K = m_Q \cdot x_5^2 + m_{ut1} \cdot x_2^2 + m_{ut2} \cdot x_6^2 + m_{pl} \cdot x_3^2 + m_{gs} \cdot x_4^2 + m_{doh} \cdot x_1^2$$

$$I_K = 8 \cdot 16^2 + 11{,}7 \cdot 1{,}1^2 + 27{,}5 \cdot 4^2 + 17 \cdot 1{,}6^2 + 11 \cdot 0{,}1^2 + 7{,}7 \cdot 8{,}5^2 \quad (1.188.)$$

$$I_K = 3{,}1 \cdot 10^6 \text{ kgm}^2$$

Moment inercije iznosi:

$$M_{din} = I_K \cdot \varepsilon_{gr} = 3{,}1 \cdot 10^6 \cdot 0{,}037 = 115 \text{ kNm} \quad (1.189.)$$

10.3. Otpori nagiba dizalice

$$M_{nag} = \left(M_Q + M_K\right) \cdot \sin(\gamma_K) = (160 + 305) \cdot \sin(0{,}02) = 0{,}2 \text{ kNm}$$

Gdje je :

$M_Q = Q \cdot x_5 = 10 \cdot 16 = 160$ kNm −moment uslijed tereta (1.190.)

$M_K = G_{k1} \cdot e = 1015 \cdot 0{,}3 = 305$ kNm −moment usljed težine granika

$\gamma_K = 0{,}02^\circ$ −kut nagiba dizalice [4] str 274.

10.4. Brzina i moment potrebni za okretanje granika

Brzina vrtnje granika:

$$n_{gr} = \frac{v_{gr}}{2 \cdot \pi \cdot x_{max}} = \frac{28}{2 \cdot \pi \cdot 16} = 0{,}27 \text{ okr/min} \quad (1.191.)$$

Gdje je:

v_{gr}-brzina vožnje granika, m/min

Potrebni okretni moment za okretanje granika iznosi:

$$M_{gr} = M_{st} + M_{din} + M_{nag} = 22 + 115 + 0{,}2 = 137 \text{ kNm} \quad (1.192.)$$

Gdje je :

$M_{st} = M_{tr,L}$– statički moment, kNm

M_{din} – dinamički moment, kNm

M_{nag} –moment nagiba dizalice, kNm

10.5. Nominalna snaga motora za ustaljenu gibanje

Nominalna snaga elektromotora se određuje prema potrebnom okretnom momentu za okretanje granika M_{gr} :

$$P_{n,u} = \frac{M_{gr} \cdot \omega_{gr}}{\eta} = \frac{137 \cdot 0{,}03}{0{,}65} = 6{,}3 \text{ kW} \tag{1.193.}$$

Gdje je :

$\omega_{gr} = \frac{v_{gr}}{x_{max}} = \frac{28}{16 \cdot 60} = 0{,}03$ o/s- kutna brzina granika

$\eta = 0{,}65$- gubici mehanizma za okretanje

10.6. Moment na reduktoru motora

Potrebni moment na reduktoru iznosi:

$$M_R = \frac{M_{gr}}{i_z} = \frac{137}{12{,}3} = 11{,}2 \text{ kNm} \tag{1.194.}$$

Gdje je :

M_{gr}- potrebni moment za okretanje granika, kNm

$i_z = \frac{z_2}{z_1} = \frac{185}{15} = 12{,}3 -$ prijenosni omjer zupčanika

Dok brzina izlaznog vratila reduktora tj. brzina pogonskog zupčanika iznosi:

$$n_{z1} = n_{gr} \cdot i_z = 0{,}27 \cdot 12{,}3 = 3{,}3 \text{ okr/min} \tag{1.195.}$$

10.7. Odabir elektromotora i reduktora mehanizma za okretanje granika

Na temelju izračunate snage motora, momenta pokretanja i izlazne brzine vratila reduktora odabran je elektromotor s kočnicom i reduktor sljedećih karakteristika.

Tablica 10.1. Karakteristike elektromotora mehanizma za okretanje granika

Tip motora	DRE132MC4/BE11/FF
Snaga motora	$P_{EM} = 7{,}5$ kW
Brzina motora	$n_{EM} = 1470$ okr/min
Maksimalni moment motora	$M_{EM} = 49$ Nm
Moment inercije	$I_{M,EM} = 280 \cdot 10^{-4}$ kgm^2
Izlazno vratilo elektromotora	Ø 38x80 mm
Težina elektromotora	$m_{EM} = 63$ kg
Tip kočnica elektromotora	jednočeljusna (BE11)
Moment kočnice	$M_{K,mot} = 80$ Nm
Izlazno vratilo	Ø 38 k6 x 80 mm

Tablica 10.2. Karakteristike reduktora mehanizma za okretanje granika

Vrsta zupčanika	Stožnici s ravnim zubima
Tip reduktora	FAF107R77AM132S/M
Izlazna brzina vratila	$n_{vr,R} = 3$ o/min
Moment reduktora	$M_{R,max} = 7680$ Nm
Broj stupnjeva reduktora	2
Prijenosni omjer	$i_R = 489$
Pozicija montiranja	M4-horizontalna
Izlazno vratilo/ulazno vratilo	Ø 90 /Ø 38 k6 x 80 mm
Masa reduktora	$m_R = 330$ kg

10.7.1 Provjera nominalne snage elektromotora kod pokretanja

Reducirani moment inercije na osovini motora :

$$I_{red,EM} = 1{,}2 \cdot I_M + \frac{I_K}{\eta} \cdot \left(\frac{n_K}{n_{EM}}\right)^2$$

$$I_{red,EM} = 1{,}2 \cdot 280 \cdot 10^{-4} + \frac{3{,}1 \cdot 10^6}{0{,}68} \cdot \left(\frac{0{,}27}{1470}\right)^2 \quad (1.196.)$$

$$I_{red,EM} = 0{,}2 \text{ kgm}^2$$

Moment pokretanja:

$$M_P = M_{st} + M_{din} = \frac{M_{tr}}{\eta} \cdot \frac{\omega_{gr}}{\omega_{EM}} + I \cdot \varepsilon$$

$$M_P = \frac{22000}{0{,}65} \cdot \frac{0{,}03}{154} + 0{,}2 \cdot 3{,}3 = 7{,}3 \text{ Nm} \quad (1.197.)$$

Gdje je :

$\omega_{EM} = \frac{\pi \cdot n_{EM}}{30} = \frac{\pi \cdot 1470}{30} = 154 \text{ s}^{-1}$ –kutna brzina elektromotora

$\varepsilon = \frac{\omega_{EM}}{t_p} = \frac{154}{0{,}76 \cdot 60} = 3{,}3 \text{ s}^{-2}$- kutno ubrzanje elektromotora

$t_p \geq \frac{\omega_{gr}}{\varepsilon_{max}} = 0{,}76 \text{ s}$ -vrijeme pokretanja granika

Nominalna snaga elektromotora na temelju opterećenja kod pokretanja:

$$P_{n,p} = \frac{M_P \cdot \omega_{EM}}{1{,}7} = \frac{7{,}3 \cdot 152}{1{,}7} = 0{,}7 \text{ kW}$$

$$P_{EM} = 7{,}5 \text{ kW} \geq P_{n,u} = 6{,}3 \text{ kW} \quad (1.198.)$$

Snaga elektromotora će ZADOVOLJITI

10.8. Proračun zupčastog para

Broj zubi gonjenog zupčanika iznosi $z_2 = 185$ a modul $m = 12$ dok potrebni razmak vratila između zupčanika iznosi $a_w = 1210$ mm. Zahvatni kut je standardni i iznosi $\alpha = 20°$.

Potrebi osni razmak vratila iznosi:

$$a = m \cdot \frac{z_1 + z_2}{2} = 12 \cdot \frac{15 + 185}{2} = 1200 \text{ mm} \tag{1.199.}$$

Budući da je potrebni osni razmak osi vratila manji od stvarnoga, izvršit ćemo pomak profila.

$$\alpha_w = arcos\left(\frac{a}{a_w} \cdot \cos(\alpha)\right) = arcos\left(\frac{1200}{1210} \cdot \cos(20)\right) = 21{,}26^{\circ} \tag{1.200.}$$

Za potrebni pomak profila evolvente funkcije iznose:

$$X_1 + X_2 = (z_1 + z_2) \cdot \frac{ev(\alpha_w) - ev(\alpha)}{2 \cdot tan(\alpha)}$$

Gdje je:

$$ev(\alpha) = \tan(20^{\circ}) - \frac{20^{\circ} \cdot \pi}{180^{\circ}} = 0{,}0149$$

$$ev(\alpha_w) = \tan(21{,}26^{\circ}) - \frac{21{,}26^{\circ} \cdot \pi}{180^{\circ}} = 0{,}0180 \tag{1.201.}$$

$$X_1 + X_2 = (15 + 185) \cdot \frac{0{,}0180 - 0{,}0149}{2 \cdot tan(20)} = 0{,}85 \text{ mm}$$

Pomak $X_2 = 0{,}4$ mm − proizvođač „Rothe Erde“

Da bi se povećala nosivost pogonskog zupčanika, odabran je pomak profila.

$$X_1 = 0{,}45 \text{ mm}$$

10.8.1. Karakteristike zupčastog para

Tablica 10.3. Karakteristike pogonskog zupčanika mehanizma za okretanje granika

Modul zupčanika	$m = 12$
Broj zubi pogonskog zupčanika	$z_1 = 15$
Zahvatni kut [°]	$\alpha_w = 21{,}26^{\circ}$
Promjer diobene kružnice [mm]	$d_1 = z_1 \cdot m = 15 \cdot 12 = 180$ mm
Promjer tjemene kružnice [mm]	$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m \cdot (1 + x_1) = 15 \cdot 14 \cdot (1 + 0{,}4) = 214{,}8$ mm
Promjer kinematske kružnice [mm]	$d_{w1} = d_1 = 180$ mm
Promjer podnožne kružnice [mm]	$d_{f1} = d_1 - 2 \cdot m + 2 \cdot x_1 \cdot m - 2 \cdot c \cdot m$ $d_{f1} = 180 - 2 \cdot 12 + 2 \cdot 0{,}45 - 2 \cdot 0{,}25 \cdot 12$ $d_{f1} = 151$ mm
Promjer temeljne kružnice	$d_b = d_1 \cdot \cos(\alpha) = 180 \cdot \cos(20) = 169$ mm

10.8.2. Kontrola naprezanja zupčanika

Tangencijalna sila na pogonskom zupčaniku iznosi :

$$F_{tw} = \frac{2 \cdot M_R}{d_{w1}} = \frac{2 \cdot 11200}{180} = 125 \text{ kN} \tag{1.202.}$$

Savijanje u korijenu zuba iznosi:

$$\sigma_F = \frac{F_{tw}}{b \cdot m} \cdot Y_{F1} \cdot Y_\varepsilon \cdot K_{F\alpha 1} \leq \sigma_{FP1}$$

$$\sigma_F = \frac{125000}{120 \cdot 12} \cdot 2{,}36 \cdot 0{,}73 \cdot 0{,}68 = 102 \text{ N/mm}^2 \tag{1.203.}$$

Gdje je:

$F_{tw} = 125000$ N–tangencijalna sila na kinematskoj kružnici

$b = 120$ mm –širina zupčanika

$Y_F = 2{,}36$- faktor oblika za $z_1 = 15$, $x_1 = 0{,}45$ i $\beta = 0$ [13.] str. 72.

Faktor udijele opterećenja se računa prema :

$$Y_\varepsilon = \frac{1}{\varepsilon_\alpha} = \frac{1}{1{,}36} = 0{,}73$$

$\varepsilon_\alpha -$ stupanj prekrivanja

Stupanj prekrivanja se računa prema : (1.204.)

$$\varepsilon_\alpha = \frac{\sqrt{r_{a1}^2 - r_{b1}^2} + \sqrt{r_{a2}^2 - r_{b2}^2} - \sin\alpha \cdot a}{p_e}$$

$p_e = m \cdot \pi \cdot \cos(\alpha) = 12 \cdot \pi \cdot \cos(20) = 35{,}4$ mm –korak zahvata

$$\varepsilon_\alpha = \frac{\sqrt{90^2 + 84^2} + \sqrt{1126{,}8^2 + 1043^2} - \sin(20) \cdot 1200}{35{,}4} = 1{,}36$$

Faktor raspodijele opterećenja

$$K_{F\alpha} = q_L \cdot \varepsilon_\alpha = 0{,}5 \cdot 1{,}36 = 0{,}68$$

Gdje je: (1.205.)

$$q_L = f\left(d_{w1} = 180, m = 12, \text{kvaliteta } 8, \frac{F_{tw}}{b} = 694\right) = 0{,}5$$

Za Č.1531 plameno kaljen dopušteno naprezanje iznosi:

$$\sigma_{FP1} = \frac{\sigma_{\text{Flim}}}{S_F} = \frac{270}{1{,}3} = 207 \text{ N/mm}^2$$

$S_F = 1{,}3 -$sigurnost protiv loma zuba za interminirajući pogon prema [13] str.70. (1.206.)

$$\sigma_{FP1} = 207 \text{ N/mm}^2 \geq \sigma_F = 102 \text{ N/mm}^2$$

Kontrola u odnosi na dozvoljenu čvrstoću boka (Hertzov pritisak)

$$\sigma_{H1} = Z_M \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{u+1}{u} \cdot \frac{F_{tw}}{b \cdot d_1} \cdot K_{H\alpha}} \quad (1.207.)$$

Gdje je:

$Z_M = 189{,}5\,\frac{\mathrm{N}}{\mathrm{mm^2}}$ – faktor materijala za Č/Č [13.]

$Z_H = f\left(\frac{x_1 + x_2}{z_1 + z_2} = 0{,}004; \beta = 0\right) = 2.4$ – faktor oblika boka [13]

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3}} = \sqrt{\frac{4 - 1{,}36}{3}} = 0{,}93 - \text{faktor stupnja prekrivanja}$$

$$\sigma_{H1} = 189{,}5 \cdot 2{,}5 \cdot 0{,}93 \cdot \sqrt{\frac{\frac{185}{15} + 1}{\frac{185}{15}} \cdot \frac{72000}{120 \cdot 180} \cdot 1} = 805\ \mathrm{N/mm^2}$$

Dopušteno naprezanje za Č.4732 plameno kaljen, na Hertzov pritisak iznosi:

$$\sigma_{Hdop} = \frac{\sigma_{Hlim}}{S_H} = \frac{1100}{1{,}1} = 1000\ \mathrm{N/mm^2}$$

$$\sigma_{Hdop} = 1000\ \mathrm{N/mm^2} \geq \sigma_{H1} = 805\ \mathrm{N/mm^2}$$

Zupčanik će ZADOVOLJITI uslijed naprezanje na savijanje u krojenu zuba i naprezanje na Hertzov pritisak.

11. **Mehanizam za vožnju granika**

Cijela konstrukcija će se voziti na $n_k = 8$ kotača. Kod proračuna snage za pokretanje granika, težina tereta će se izostaviti pošto se pretpostavlja da granik miruje dok obavlja rad. Ukupna masa konstrukcije s teretom je $G_{k1} = 1015$ kN a bez tereta $G_{k2} = 935$ kN.

11.1. Odabir kotača mehanizma za vožnju granika

Pošto će cijela konstrukcija biti na 8 kotača i ako pretpostavimo da će se težina ravnomjerno rasporediti sila na jednom kotaču iznosi:

$$F_{kot,max} = \frac{G_{k1}}{n_k} = \frac{1015}{8} \cong 127 \text{ kN} \tag{1.208.}$$

Gdje je :

$G_{k1} -$ težina cijelog granika, kN

$n_k = 8 -$ broj kotača granika

Za odabranu silu na jednom kotaču odabrani su kotači

Tabela 11.1. Pogonski kotač mehanizma za vožnju granika

Promjer kotača	$D = \emptyset 315$ mm
Vozna širina kotača	$x_k = 130$ mm
Vozni oblik kotača	Bandaže s obje strane
Masa	$m = 120$ kg
Pogon kotača	Izlazno vratilo
Spoj s konstrukcijom	Bočno/svornjak

Tabela 11.2. Gonjeni kotač mehanizma za vožnju granika

Promjer kotača	$d = \emptyset 315$ mm
Vozna širina kotača	$x_k = 130$ mm
Vozni oblik kotača	Bandaže s obje strane
Masa	$m = 120$ kg
Pogon kotača	/
Spoj s konstrukcijom	Bočno/svornjak

11.2. Izbor elektromotora za pogon granika

11.2.1. Snaga potrebna za ustaljenu vožnju

Potrebna sila za ustaljenu vožnju, ako pretpostavimo da će se težina ravnomjerno rasporediti na 8 kotača, iznosi:

$$F_V = G_{k2} \cdot f_v = 935 \cdot 0{,}015 = 14 \text{ kN} \tag{1.209.}$$

Gdje je :

$G_{k2} = 935$ kN-težina konstrukcije bez tereta

$f_v = 0{,}015 -$ specifični otpor vožnje

Potrebna nominalna snaga za ustaljenu vožnju:

$$P_{n,u} = \frac{F_V \cdot v_{gr}}{\eta_{voz} \cdot k} = \frac{14 \cdot 28}{0{,}98 \cdot 60 \cdot 2} = 3{,}3 \text{ kW} \tag{1.210.}$$

Gdje je:

$F_V = 14$ kN $-$ Potrebna sila za ustaljenu vožnju

$v_{gr} = 28$ m/min-brzina vožnje granika

$\eta_{voz} = 0{,}98$- gubici vožnje

$k = 2$-koficijent ukupnog broja motora (dva motora za pokretanje granika)

11.2.2. Snaga potrebna za pokretanje granika

Prilikom pokretanja motor mora savladati silu inercije cijeloga granika.

$$F_{in} = \beta_V \cdot m_g \cdot a_g = 1{,}2 \cdot 95{,}3 \cdot 0{,}15 = 17 \text{ kN} \tag{1.211.}$$

Gdje je:

$\beta_V = 1{,}2$ -faktor sigurnosti od 20%

$m_g = 95{,}3$ t-masa cijele konstrukcije

$a_g = 0{,}15$ m/s^2 -ubrzanje granika [3] str. 225.

Dok broj okretaja kotača pri ustaljenoj vožnji iznosi :

$$n_k = \frac{v_{gr}}{d_k \cdot \pi} = \frac{28}{0{,}315 \cdot \pi} = 28{,}3 \ \frac{\text{okr}}{\text{min}} \tag{1.212.}$$

Sila pokretanja:

$$F_P = F_V + F_{in} = 14 + 17 = 31 \text{ kN} \tag{1.213.}$$

Nominalna sila:

$$F_N = 0{,}6 \cdot F_P = 18{,}6 \text{ kN} \tag{1.214.}$$

Nominalna snaga elektromotora:

$$P_{n,p} = \frac{F_N \cdot v_{gr}}{\eta_{voz} \cdot 2} = \frac{18{,}6 \cdot 28}{0{,}98 \cdot 60 \cdot 2} = 4{,}4 \text{ kW}$$
$$P_{EM} = 5{,}5 \text{ kW} \geq P_{n,p} = 4{,}4 \text{ kW} \tag{1.215.}$$

Odabran sklop elektromotora, reduktora i kočnice

Tablica 11.1. Karakteristike pogonske jedinice mehanizama za vožnju granika

Snaga elektromotora	$P = 5{,}5$ kW
Broj okretaja elektromotora	$n_{EM} = 1455$ okr/min
Moment elektromotora	$M_{EM} = 36$ Nm
Moment na izlaznom vratilu reduktora	$M_{RED} = 1820$ Nm
Prijenosni omjer reduktora	$i_{RED} = 57$
Izlazna brzina vratila reduktora	$n_{RED} = 26$ okr/min
Moment kočnice	$M_K = 110$ Nm
Moment inercije elektromotora	$I_{EM} = 255 \cdot 10^{-4}$kgm^2

11.2.3. Provjera elektromotora obzirom na pokretanje

Moment pokretanja iznosi:

$$M_P = I_R \frac{\omega_{EM}}{t_{min}} + M_{st} = 0{,}952 \cdot \frac{1455}{10} + 44 = 58 \text{ Nm} \tag{1.216.}$$

$$I_R = \beta \cdot I_{EM} + \frac{G_{k2}}{\eta} \cdot \left(\frac{v_{gr}}{\omega_{EM}}\right)^2 = 1{,}2 \cdot 255 \cdot 10^{-4} + \frac{95300}{0{,}93} \cdot \left(\frac{28}{1455}\right)^2 \tag{1.217.}$$

$$I_R = 0{,}952\ kgm^2$$

$$M_{st} = \frac{F_V}{\eta} \cdot \left(\frac{v_{gr}}{\omega_{EM}}\right) = \frac{14000}{0{,}93} \cdot \left(\frac{0{,}467}{152{,}3}\right) = 44 \text{ Nm} \tag{1.218.}$$

$$\frac{M_P}{M_{EM}} = \frac{58}{36} = 1{,}6 \leq 1{,}7 \ldots 2 \tag{1.219.}$$

Provjera reduktora obzirom na maksimalni moment:

$$M_{P,K} = M_P \cdot i_{RED} = 58 \cdot 57 = 3306 \text{ Nm}$$

$$M_{P,K} = 3306 \leq j \cdot M_{RED} = 3640 \text{ Nm}$$

$M_{P,K}$ −maksimalni pokretni moment na kotaču, Nm (1.220.)

$j = 2$ −koficijent ukupnog broja reduktora (dva reduktora za pokretanje granika)

Odabrani moment reduktora i elektromotora će ZADOVOLJITI.

11.2.4. Provjera kotača na proklizavanje:

Sila adhezije između kotača i podloge

$$F_{ad} = f_a \frac{G_{k2} \cdot g}{n_k} = 0{,}15 \frac{93500 \cdot 9{,}81}{8} = 17200 \text{ N}$$

Gdje je:

$G_{k2} = 935$ kN-težina konstrukcije bez tereta (1.221.)

$f_a = 0{,}15$ −adhezijski koficijent za uprljane tračnice [3.] str.224

$n_k = 8$ − broj kotača granika

Sila što ju daje najveći pokreni moment na kotaču:

$$F_P = \frac{M_{P,K}}{d_k \cdot n_{k,pog}} = \frac{3306}{0{,}315 \cdot 2} = 10500 \text{ N} \tag{1.222.}$$

d_k −promjer kotača, m

$n_{k,pog} = 2$ −broj pogonskih kotača

Do proklizavanja neće doći pošto je:

$$F_{ad} = 17200 \text{ N} > F_P = 10500 \text{ N} \tag{1.223.}$$

12. **ZAKLJUČAK**

Prema prethodno obavljenom proračunu projektirana je i konstrukcijski razrađen okretni granik s jednokrakim dohvatnikom. Konstrukcija granika, osim što treba biti u skladu s proračunom, mora biti i u skladu s važećim zakonima i pravilnicima u Republici Hrvatskoj.

Granik se sastoji od dohvatnika, gornjeg stupa, platforme, ležaja granika, donjeg postolja, protuutega dohvatnika i protuutega granika. Dohvatnik i gornji stup su konstruirani od limova u kutijastoj izvedbi. Kutijasta konstrukcija dohvatnika predstavlja alternativno rješenje rešetkastoj konstrukciji ako uzmemo u obzir cijenu i vrijeme zavarivanja. Gornji stup je konstruiran da zadovolji sva naprezanja i u skladu s potrebnim nagibom za vožnju protuutega granika. Platforma je konstruirana od dviju temeljnih ploča i dva uzdužna nosača, koji su kolinearni sa bočnim stranicama stupa, te u cjelini tvore kutijasti profil koji će zadovoljiti potreban progib uslijed protuutega granika. Kao ležaj granika odabran je valjkasti kuglični ležaj proizvođača Rothe Erde koji prenosi sva opterećenja. Donje postolje je konstruirano od stupa i portala s dvije noge. Stup je izveden savijanjem lima u potreban promjer koji je određen prema promjeru ležaja granika i kao takav će zadovoljiti. Portal s dvije noge je odabran iz razloga pošto smo hitjeli dobit statički određenu konstrukciju i bolju raspodjelu opterećenja na kotače prilikom okretanja granika. Također je konstruiran u kutijastoj izvedbi. Protuuteg dohvatnika je izveden od čeličnih šipki zbog jednostavnosti montiranja i ostalih konstrukcijskih razloga a protuuteg granika od betonskih ploča.

13. **LITERATURA**

[1] Ščap D.,Herold Z.: Transportni uređaji- *02 Vrste opterećenja 2009*., pdf

[2] Ščap D.,Herold Z.: Transportni uređaji- *Pogonska čvrstoča u proračunu TU-1* pdf.

[3] Ščap D., Transportni uređaji-podloge uz predavanja. Fakultet strojarstva i brodogradnje, Zagreb 2004.

[4] Dragutin Ščap: PRENOSILA I DIZALA, Podloge uz predavanja, FSB Zagreb, 2004.;

[5] K. H. Decker: *ELEMENTI STROJEVA*, Golden Marketing, Zagreb, 2006

[6] http://www.bibus.hr/fileadmin/editors/countries/bizag/Katalozi/Mehatronika/Sit/Dokumenti/Trasco.pdf , 20.10. 2015.

[7] http://www.staticstools.eu/profil_RHS.php?profil=RHS+200x120x10&act=zobraz&lang=EN&je=0 , 20.10. 2015

[8] Ščap D.: PRENOSILA I DIZALA- 03 Osnove proračuna. pdf

[9] http://www.lamb.de/uploads/media/products/KAT-WDKS-0215.pdf. Dana 22.10.2015

[10] http://www.staticstools.eu/profil_UPN.php?profil=UPN+140&act=zobraz&lang=EN&je=0, dana 22.10.2015

[11] http://www.staticstools.eu/profil_CHS.php?profil=CHS+193.7x16&act=zobraz&lang=EN&je=0, dana 22.10.2015

[12] http://www.staticstools.eu/profil_UPN.php?profil=UPN+140&act=zobraz&lang=EN&je=0, dana 24.10.2015

[13] Milan Opalić,Petar Rakamarić: REDUKTOR. FSB, Zagreb, studeni 2001.

[14] Bojan Kraut: *STROJARSKI PRIRUČNIK*, Tehnička knjiga., Slavonski brod ,1954

[15] Ščap D., Prenosila i dizala, Podloge za konstrukciju i proračun. FSB Zagreb, 1990

14. **PRILOZI**

I. Pogonske jedinice mehanizma za dizanje tereta
II. Pogonske jedinice mehanizma za promjenu dohvata
III. Pogonske jedinice mehanizma za okretanje granika
IV. Pogonske jedinice mehanizma za vožnju granika
V. Tehnička dokumentacija
VI. CD-R disc

Prilog I.

Pogonske jedinice mehanizma za dizanje tereta

Elektromotor za dizanje tereta

Type of motor :	**Motor**	
Type :	**3CWAG 250S/M-06E-TH-TF-BRG1000**	
Motor data :		
Series :	WEG Modular System Motor (EUSAS)	
Housing material :	Grey cast iron	
Efficiency class η :	IE3-93.5%	
Type :	3CWA	
Motor power :	37	[kW]
Rated speed :	980	[rpm]
Rated torque :	361	[Nm]
Voltage :	400/690	[V]
Frequency :	50	[Hz]
Connection :	D/Y	
Rated current :	68 / 39	[A]
Starting to rated current :	7.0	
'cos φ' :	0.84	
Protection class :	IP 55	
Mounting position :	B3	
Mounting position of the terminal box :	T - cable entry I	
Insulation class :	F	
Mass moment of inertia :	$1290x10^{-3}$	[kgm^2]
Output shaft :	Ø 65 m6 x 140 mm	
Keyway :	DIN 6885.1	
Painting :	LC1 - Indoor installationneutral atmosphere NDFT 60 µm (C1 - DIN EN ISO 12944-5)	
Color :	RAL 5009 (Azure blue)	
Weight :	446	[kg]
Further motor executions :		
Fan :	self ventilated	
Temperature controller :	Bimetal switch NCC (TH) and PTC thermistor (TF) for switch off	
Ball bearing :	Standard	
Brake data :		
Type :	BRG1000	[Nm]
Supply voltage for rectifier :	Choice is necessary!	
Rectifier / brake type :	Choice is necessary!	

Reduktor za dizanje tereta

Gear series :	**Helical bevel gear unit**	
Type :	**KUA 139A WN**	
Operation data :		
Ambient temperature :	+20	°C
Type of operation :	S1	
External motor data		
Motor power :	35	[kW]
Rated speed :	980	[rpm]
Gear data :		
Max. perm. thermal power limit at +20 °C and S1 operation :	61	[kW]
Output speed :	28	[rpm]
Output torque :	11899 As a result of the selected input type (adapter or input shaft unit) the output torque was reduced because of torque losses!	[Nm]
Rated torque :	20000	[Nm]
Service factor :	1.70	
Gear stages :	3	
Ratio :	35.03	
Circum ferential backlash (min-max) :	2' - 4'	
Reduced circum ferential backlash (min-max)(OPTION) :	2' - 4'	
Perm. input torque at fB1 :	571	[Nm]
Max. perm. input speed :	1800	[rpm]
Mounting position :	H30	
Hollow shaft :	Ø 120 H7	[mm]
Keyway :	DIN6885.1	
Painting :	LC1 - Indoor installationneutral atmosphere NDFT 60 µm (C1 - DIN EN ISO 12944-5)	
Color :	RAL 9007 (Grey aluminium)	
Weight :	585	[kg]
Input side :		
Type :	Input shaft unit WN	
Input shaft :	Ø 48 k6 x 110 mm	
Keyway :	DIN6885.1	
Further executions gear unit :		
Lubricant :	Mineral oil - CLP ISO VG 220	

Prilog II.

Pogonske jedinice mehanizma za promjenu dohvata

Sklop elektromotora, reduktora i kočnica mehanizma za promjenu dohvata

Product information

SEW EURODRIVE

AC gearmotor

FVF107DRE160M4BE20/TF



Rated motor speed	[1/min]	: 1470
Output speed	[1/min]	: 10
Overall gear ratio		: 146,49
Output torque	[Nm]	: 8750
Service factor SEW-FB		: 0,90
Mounting position		: M1
Prime / top coat		: 7031 Blue Grey (20070310)
Position of connector/terminal box	[°]	: 0
Cable entry/connector position		: X
Hollow shaft	[mm]	: 85
Permitted output overhung load with n=1400	[N]	: 65000
Lubricant quantity 1st gear unit	[Liter]	: 24,5
Flange diameter	[mm]	: 450
Motor power	[kW]	: 9,2
Duration factor		: S1-100%
Efficiency class		: IE2
Efficiency (50/75/100% Pn)	[%]	: 90,4 / 90,7 / 90
CE mark		: No
Motor voltage	[V]	: 230/400
Wiring diagram		: R13
Frequency	[Hz]	: 50
Rated current	[A]	: 32 / 18,3
Cos Phi		: 0,80
Thermal class		: 130(B)
Motor protection type		: IP54
Design requirement		: IEC
Net weight	[Kg]	: 355
Braking torque	[Nm]	: 200
Brake voltage	[V]	: 230

Prilog III.

Pogonske jedinice mehanizma za okretanje granika

Elektromotor mehanizma za okretanje granika

Product information

SEW EURODRIVE

AC gearmotor

DRE132MC4/BE11/FF



Rated motor speed	[1/min]	: 1470
Mounting position		: B5
Prime / top coat		: 7031 Blue Grey (20070310)
Position of connector/terminal box	[°]	: 0
Cable entry/connector position		: X
Output shaft	[mm]	: 38X80
Flange diameter	[mm]	: 300
Motor power	[kW]	: 7,5
Duration factor		: S1-100%
Efficiency class		: IE2
Efficiency (50/75/100% Pn)	[%]	: 88,9 / 89,5 / 89
CE mark		: No
Motor voltage	[V]	: 400/690
Wiring diagram		: R13
Frequency	[Hz]	: 50
Rated current	[A]	: 14,8 / 8,6
Cos Phi		: 0,82
Thermal class		: 130(B)
Motor protection type		: IP54
Design requirement		: IEC
Net weight	[Kg]	: 63
Braking torque	[Nm]	: 80
Brake voltage	[V]	: 230

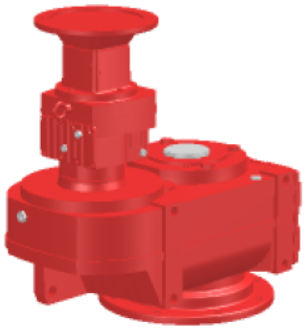
Additional feature and Options:
Output shaft: 38X80 mm
Brake BE11 single brake (standard brake) (230 V, 80 Nm)
Brake control BGE- Electronic brake actuation 230 V or 400 V

Reduktor mehanizma za okretanje granika

Product information

Stand-alone gear unit

FAF107R77AM132S/M



Overall gear ratio		: 489,00
Output torque	[Nm]	: 7680
Mounting position		: M4
Prime / top coat		: 7031 Blue Grey (20070310)
Output shaft	[mm]	: 90
Bore on input side (D1 x L1)	[mm]	: 38 x 80
Adapter flange diameter (G5)	[mm]	: 300
Permitted output overhung load at n1=1500	[N]	: 65000
Lubricant quantity 1st gear unit	[Liter]	: 36,5
Lubricant quantity 2nd gear unit	[Liter]	: 3,4
Flange diameter	[mm]	: 450
Net weight	[Kg]	: 330

Prilog IV.

Pogonske jedinice mehanizma za vožnju granika

Pogonski kotač granika

Technical description

Item 1

1 Demag wheel block
DRS-315-A75-D-90-B-X-F

The Demag wheel block is a travel wheel in a box housing which can be used for universal applications in all industries, for almost all types of movements as well as for supporting, driving and guiding. Due to the modular principle, the amount of project engineering work, design and manufacture of travel units is reduced to a minimum. The excellent form and position tolerances between the travel wheel and the housing facilitate assembly and reduce installation and alignment work. The split block housing allows replacing the travel wheel without disassembly of the wheel block in the case of top connection. Due to the perfectly matching components – from the wheel block over the gearbox up to the motor – complete transfer units can be built up very easily.

The wheel block is designed according to our publication 203 352 44, which we will send to you upon request.

Technical data:

Driven wheel block	A
Hub profile acc. DIN 5480	N 75
Travel wheel diameter	315 mm
Travel wheel width	130 mm
Travel wheel tread:	90,0 mm
Travel wheel contour	with flange on one side
Travel wheel material:	EN-GJS-700-2 spheroidal graphite cast iron
Net weight appr.	114,4 kg

Equipment:
Wheel block prepared for pin connection

Wheel block prepared for torque bracket fitting

Painting:
RAL 7001, silver grey

Documentation:
Operating instruction/Installation guide
EU document according to the Machinery Directive

Gonjeni kotač

Technical description

Item 1

1 Demag wheel block
DRS-315-NA-A-90-B-X-X

The Demag wheel block is a travel wheel in a box housing which can be used for universal applications in all industries, for almost all types of movements as well as for supporting, driving and guiding. Due to the modular principle, the amount of project engineering work, design and manufacture of travel units is reduced to a minimum. The excellent form and position tolerances between the travel wheel and the housing facilitate assembly and reduce installation and alignment work. The split block housing allows replacing the travel wheel without disassembly of the wheel block in the case of top connection. Due to the perfectly matching components – from the wheel block over the gearbox up to the motor – complete transfer units can be built up very easily.

The wheel block is designed according to our publication 203 352 44, which we will send to you upon request.

Technical data:

Non-driven wheel block	NA
Travel wheel diameter	315 mm
Travel wheel width	130 mm
Travel wheel tread:	90,0 mm
Travel wheel contour	with flanges on both sides
Travel wheel material:	EN-GJS-700-2 spheroidal graphite cast iron
Net weight appr.	120,8 kg

Equipment:
Wheel block prepared for pin connection

Painting:
RAL 7001, silver grey

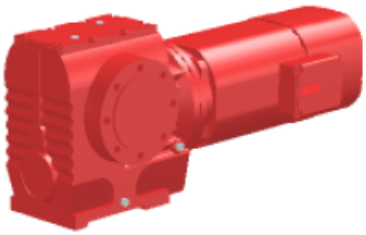
Documentation:
Operating instruction/Installation guide
EU document according to the Machinery Directive

Sklop elektromotora, reduktora i kočnica mehanizma za vožnju granika

Product information

AC gearmotor

SAZ87DRE132M4BE11



Rated motor speed	[1/min]	1455
Output speed	[1/min]	26
Overall gear ratio		57,00
Output torque	[Nm]	1820
Service factor SEW-FB		0,90
Mounting position		M1A
Prime / top coat		7031 Blue Grey (20070310)
Position of connector/terminal box	[°]	0
Cable entry/connector position		X
Hollow shaft	[mm]	70
Permitted output overhung load with n=1400	[N]	15700
Lubricant quantity 1st gear unit	[Liter]	3,8
Flange diameter	[mm]	150 (Centering shoulder)
Motor power	[kW]	5,5
Duration factor		S1-100%
Efficiency class		IE2
Efficiency (50/75/100% Pn)	[%]	89,8 / 89,6 / 88,5
CE mark		Yes
Motor voltage	[V]	230/400
Wiring diagram		R13
Frequency	[Hz]	50
Rated current	[A]	18,3 / 10,5
Cos Phi		0,85
Thermal class		130(B)
Motor protection type		IP54
Design requirement		IEC
Net weight	[Kg]	135
Braking torque	[Nm]	110
Brake voltage	[V]	230

Additional feature and Options:
Brake BE11 single brake (standard brake) (230 V, 110 Nm)
Brake control BGE- Electronic brake actuation 230 V or 400 V

Prilog V.

Komponente protuutega dohvatnika

Kotač protuutega dohvatnika I

Technical description

Item 1

1 Demag wheel block
DRS-160-NA-A-65-B-X-X

The Demag wheel block is a travel wheel in a box housing which can be used for universal applications in all industries, for almost all types of movements as well as for supporting, driving and guiding. Due to the modular principle, the amount of project engineering work, design and manufacture of travel units is reduced to a minimum. The excellent form and position tolerances between the travel wheel and the housing facilitate assembly and reduce installation and alignment work. The split block housing allows replacing the travel wheel without disassembly of the wheel block in the case of top connection. Due to the perfectly matching components – from the wheel block over the gearbox up to the motor – complete transfer units can be built up very easily.

The wheel block is designed according to our publication 203 352 44, which we will send to you upon request.

Technical data:

Non-driven wheel block	NA
Travel wheel diameter	160 mm
Travel wheel width	89 mm
Travel wheel tread:	65,0 mm
Travel wheel contour	with flanges on both sides
Travel wheel material:	EN-GJS-700-2 spheroidal graphite cast iron
Net weight appr.	17,7 kg

Equipment:
Wheel block prepared for pin connection

Painting:
RAL 7001, silver grey

Documentation:
Operating instruction/Installation guide
EU document according to the Machinery Directive

Kotač protuutega dohvatnika II

Technical description

Item 1

1 Demag wheel block
DRS-160-NA-B-0-B-X-X

The Demag wheel block is a travel wheel in a box housing which can be used for universal applications in all industries, for almost all types of movements as well as for supporting, driving and guiding. Due to the modular principle, the amount of project engineering work, design and manufacture of travel units is reduced to a minimum. The excellent form and position tolerances between the travel wheel and the housing facilitate assembly and reduce installation and alignment work. The split block housing allows replacing the travel wheel without disassembly of the wheel block in the case of top connection. Due to the perfectly matching components – from the wheel block over the gearbox up to the motor – complete transfer units can be built up very easily.

The wheel block is designed according to our publication 203 352 44, which we will send to you upon request.

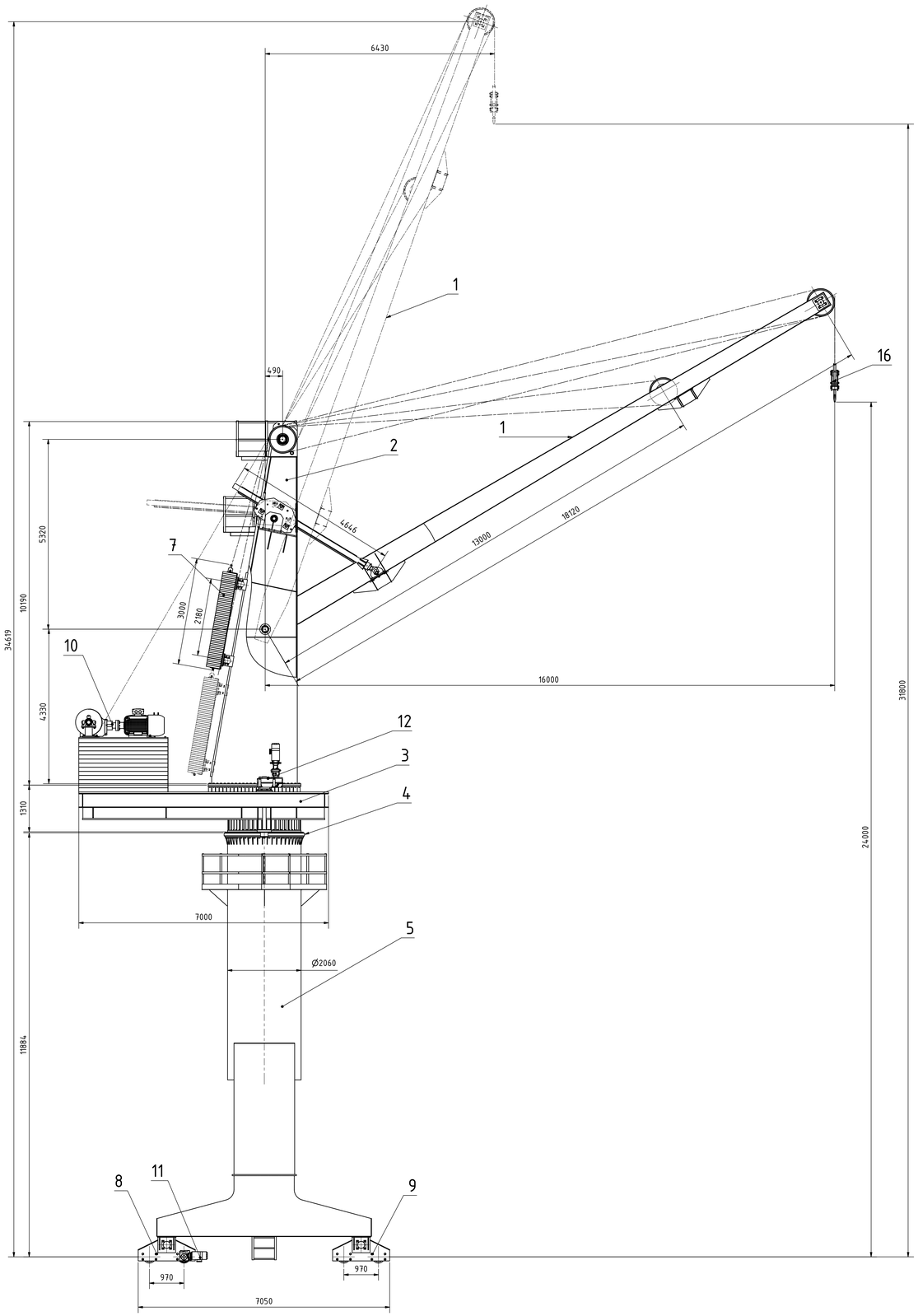
Technical data:

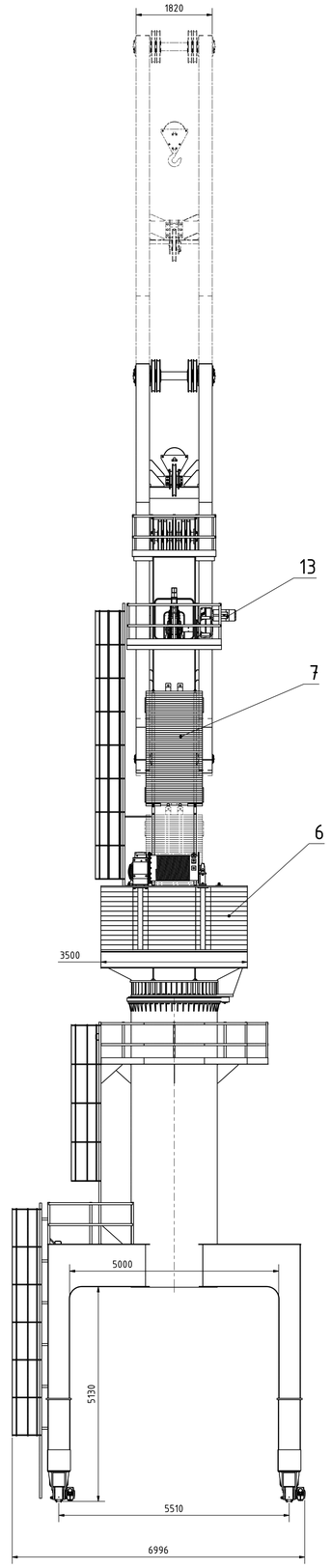
Non-driven wheel block	NA
Travel wheel diameter	160 mm
Travel wheel width:	89 mm
Travel wheel contour:	no flanges
Travel wheel material:	EN-GJS-700-2 spheroidal graphite cast iron
Net weight appr.	15,5 kg

Equipment:
Wheel block prepared for pin connection

Painting:
RAL 7001, silver grey

Documentation:
Operating instruction/Installation guide
EU document according to the Machinery Directive





Poz	Naziv dijela	Kom.	Norma/Crtež b	Materijal	Dimenzija	Masa
16	Sklop kuke	1	Gosan			0,2 t
15	Sklop vozička zubne letve	1	OGJD-0-4			0,25 t
14	Sklop zubne letve	1	OGJD-0-4			0,43 t
13	EM+R za dizanje dohvatnika	1	Sew-Eurodrive			0,5 t
12	EM+R za okretanje granika	1	Sew-Eurodrive			0,5 t
11	EM+R za pokretanje granika	1	Sew-Eurodrive			0,1 t
10	EM+R za dizanje tereta	1	Watt-Drive			1,1 t
9	Sklop gonjenog kotača granika	2	OGJD-0-11			0,5 t
8	Sklop pogonskog kotača granika	2	OGJD-0-13			0,5 t
7	Protuuteg granika	13	OGJD-0-6			2,2 t
6	Protuuteg dohvatnika	1	OGJD-0-5			12 t
5	Sklop donjeg postolja	1	OGJD-0-1			14,1 t
4	Sklop ležaja	1	Rothe Erde			0,75 t
3	Sklop platforme	1	OGJD-0-2			18,5 t
2	Sklop gornjeg stupa	1	OGJD-0-3			10 t
1	Sklop dohvatnika	1	OGJD-0-4			7,7 t

Broj naziva-code

	Datum	Ime i prezime	Potpis
Projektirao		Ivan Šepčević	
Razradio		Ivan Šepčević	
Crtao		Ivan Šepčević	
Pregledao		prof.dr.sc.Zvonko Herold	
Mentor		prof.dr.sc.Zvonko Herold	

FSB Zagreb
Studij strojarstva

ISO-tolerancije

Objekt: Okretni granik s jednokrakim dohvatnikom

Objekt broj:

R. N. broj:

Napomena:

Smjer: Konstrukcijski

Kopija

Materijal:

Masa: 100 t

DIMPLOMSKI RAD

Format: A0

Mjerilo orginala: M 1:50

Naziv: Dispozicija

Pozicija:

Listova: 1

Crtež broj:

List: 1

Pogled KA (1:5)

K (1 : 5)

M (1 : 5)

BA (1 : 2)

B-B (1 : 10)

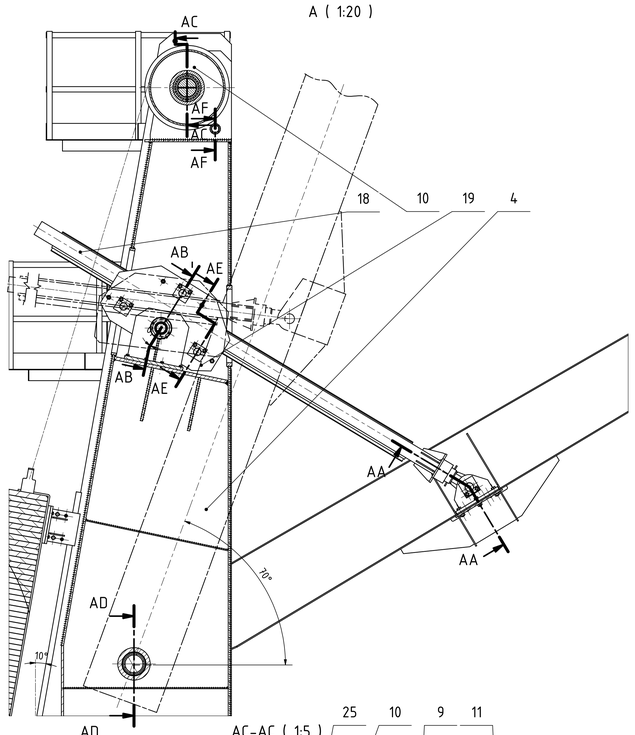
D-D (1 : 20)

C-C (1 : 10)

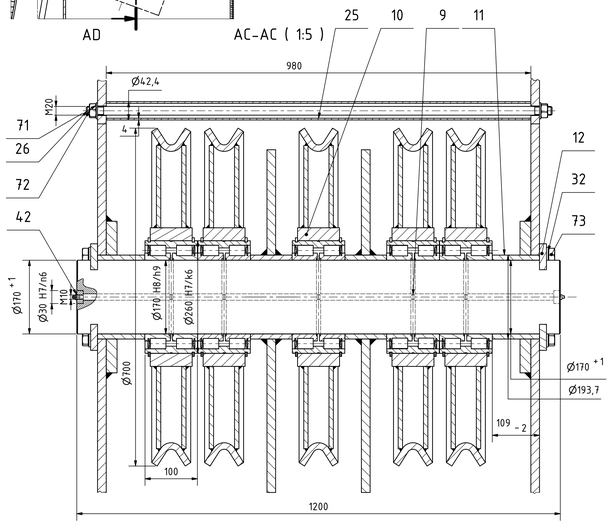
Broj naziva-code			Datum	Ime i prezime	Potpis
				Projektirao	Ivan Šepčević
				Razradio	Ivan Šepčević
				Crtao	Ivan Šepčević
				Pregledao	prof.dr.sc.Zvonko Herold
				Mentor	prof.dr.sc.Zvonko Herold
ISO-tolerancije					
Ø215 H7/k6	+0.042 / +0.033	Objekt:	Okretni granik s jednokrakim dohvatnikom		Objekt broj:
Ø100 H7/h6	+0.057 / 0	Napomena:	Presjek J-J se nalazi na listu 4		R. N. broj:
Ø90 H7/k6	+0.032 / +0.025	Materijal:		Masa: 100 t	Smjer: Konstrukcijski
					DIMPLOMSKI RAD
		Mjerilo orginala:	M 1:50	Naziv: Okretni konzolni granik s jednokrakim dohvatnikom	Pozicija:
				Crtež broj: OGJD-0	Format: A0 Listova: 4 List: 1

FSB Zagreb
Studij strojarstva

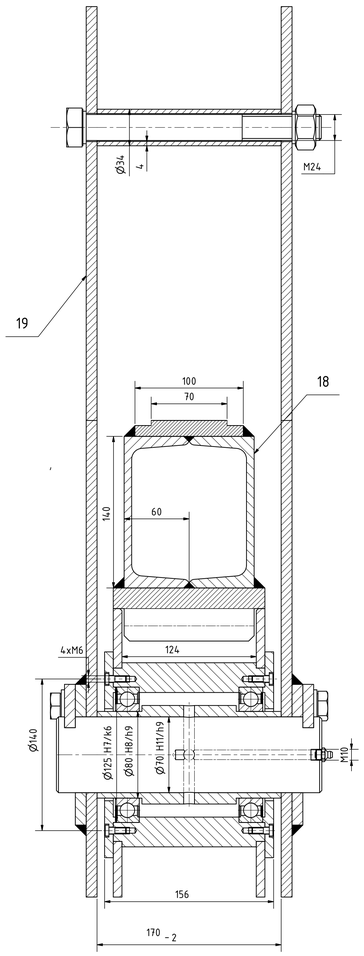
A (1:20)



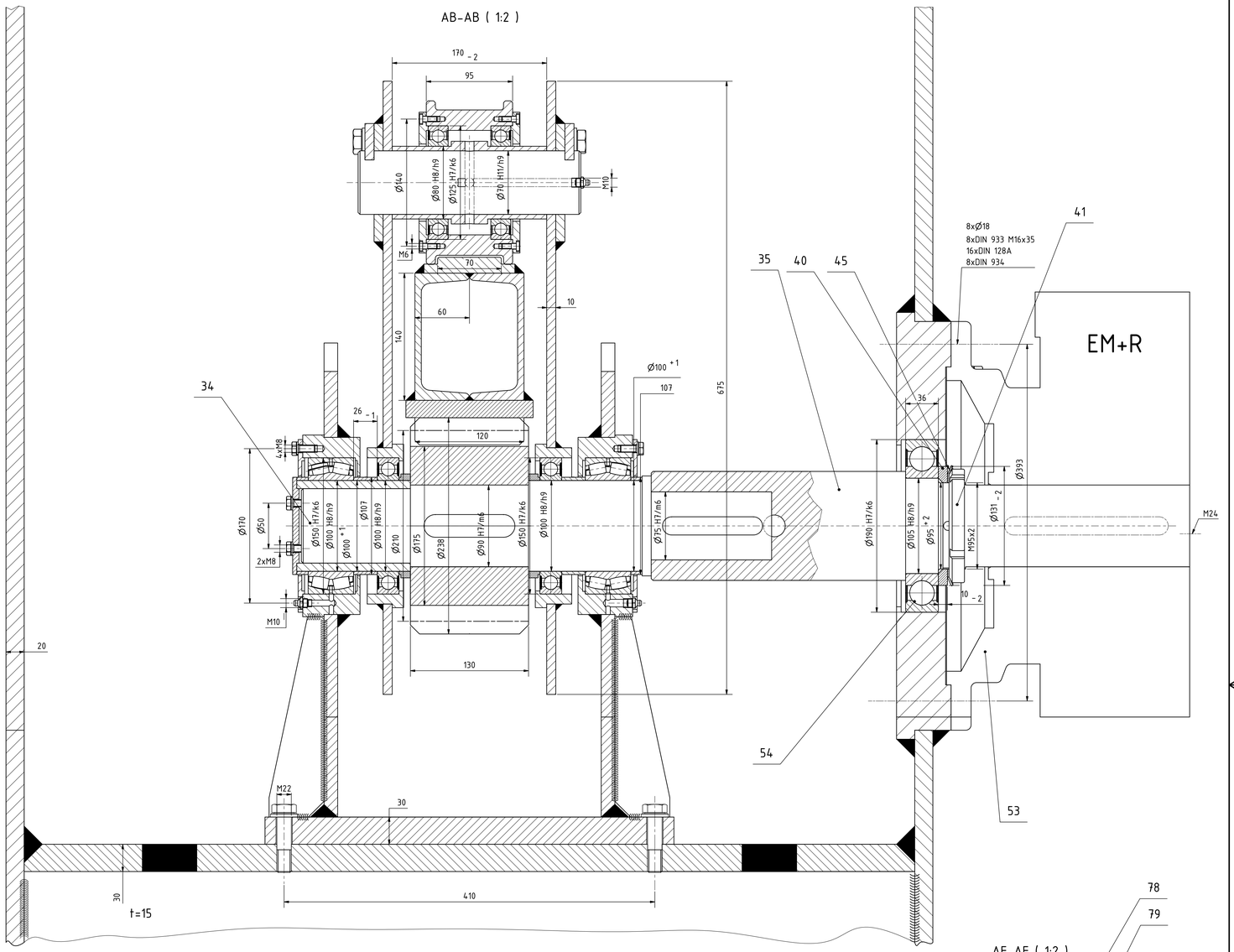
AC-AC (1:5)



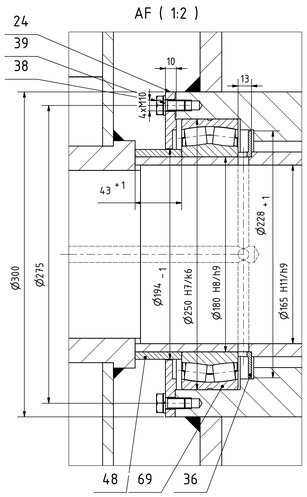
AE-AE (1:2)



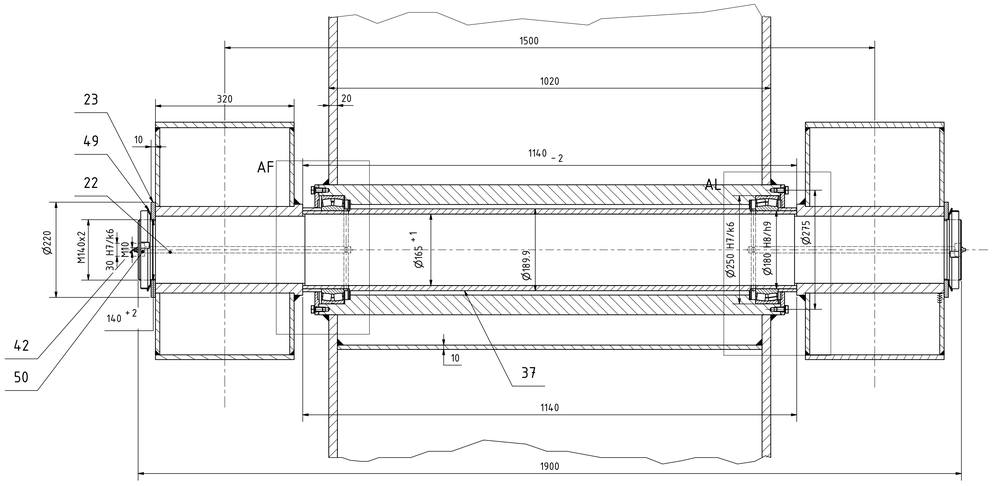
AB-AB (1:2)



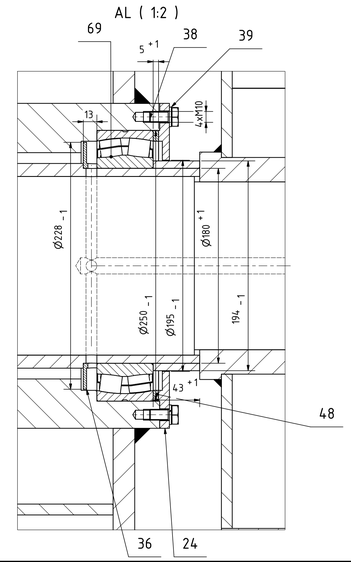
AF (1:2)



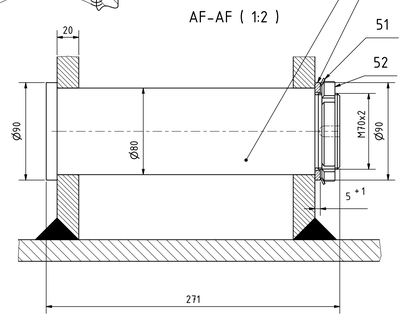
AD-AD (1:5)



AL (1:2)



AF-AF (1:2)



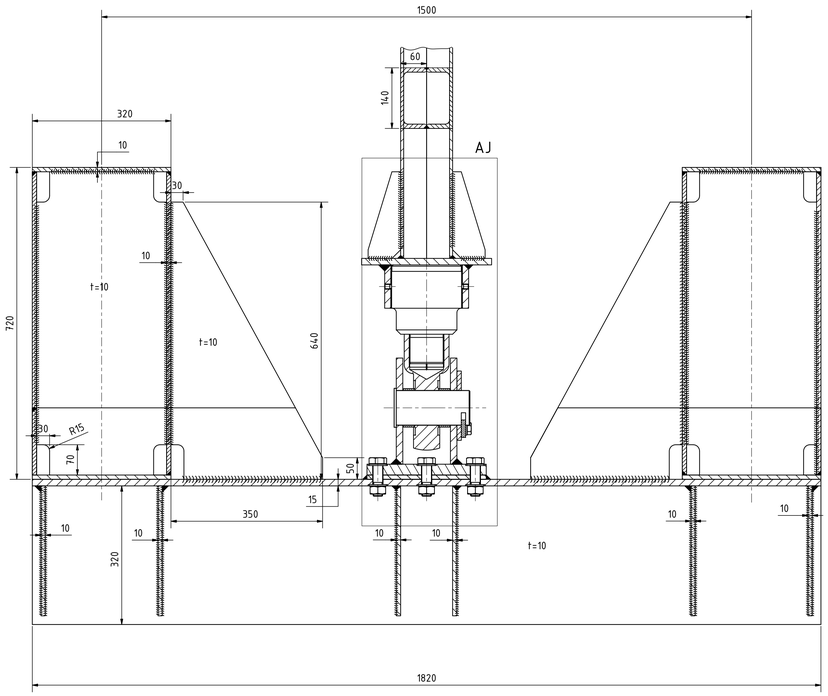
Broj naziva-code			Datum	Ime i prezime	Potpis
		Projektirao:		Ivan Šepčević	
		Razradio:		Ivan Šepčević	
		Crtao:		Ivan Šepčević	
		Pregledao:		prof.dr.sc.Zvonko Herold	
		Mentor:		prof.dr.sc.Zvonko Herold	

FSB Zagreb
Studij strojarstva

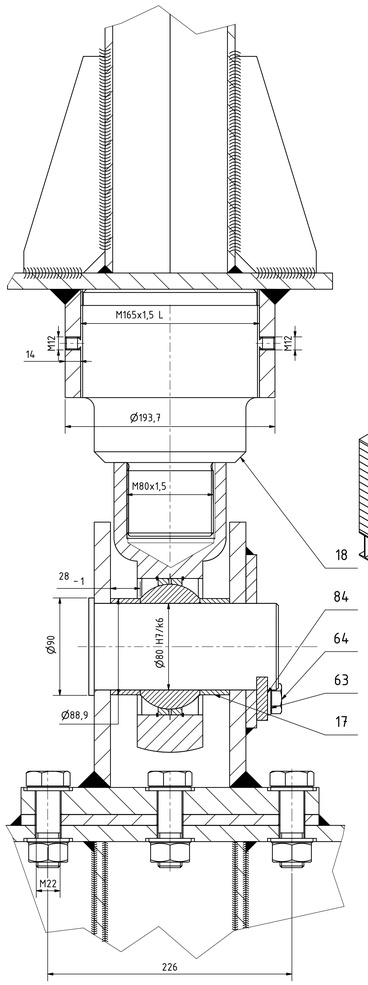
ISO-tolerancije			
Ø250 H7/k6	+0.042 -0.043	Ø30 H7/m6	+0.013 -0.021
Ø180 H8/h9	+0.163 0	Ø170 H8/h9	+0.200 0
Ø165 H11/h9	+0.350 0	Ø260 H7/k6	+0.042 -0.033
Ø150 H7/k6	+0.033 -0.028	Ø125 H7/k6	+0.032 -0.028
Ø100 H8/h9	+0.141 0	Ø80 H8/h9	+0.120 0
Ø90 H7/m6	+0.033 -0.035	Ø70 H11/h9	+0.264 0

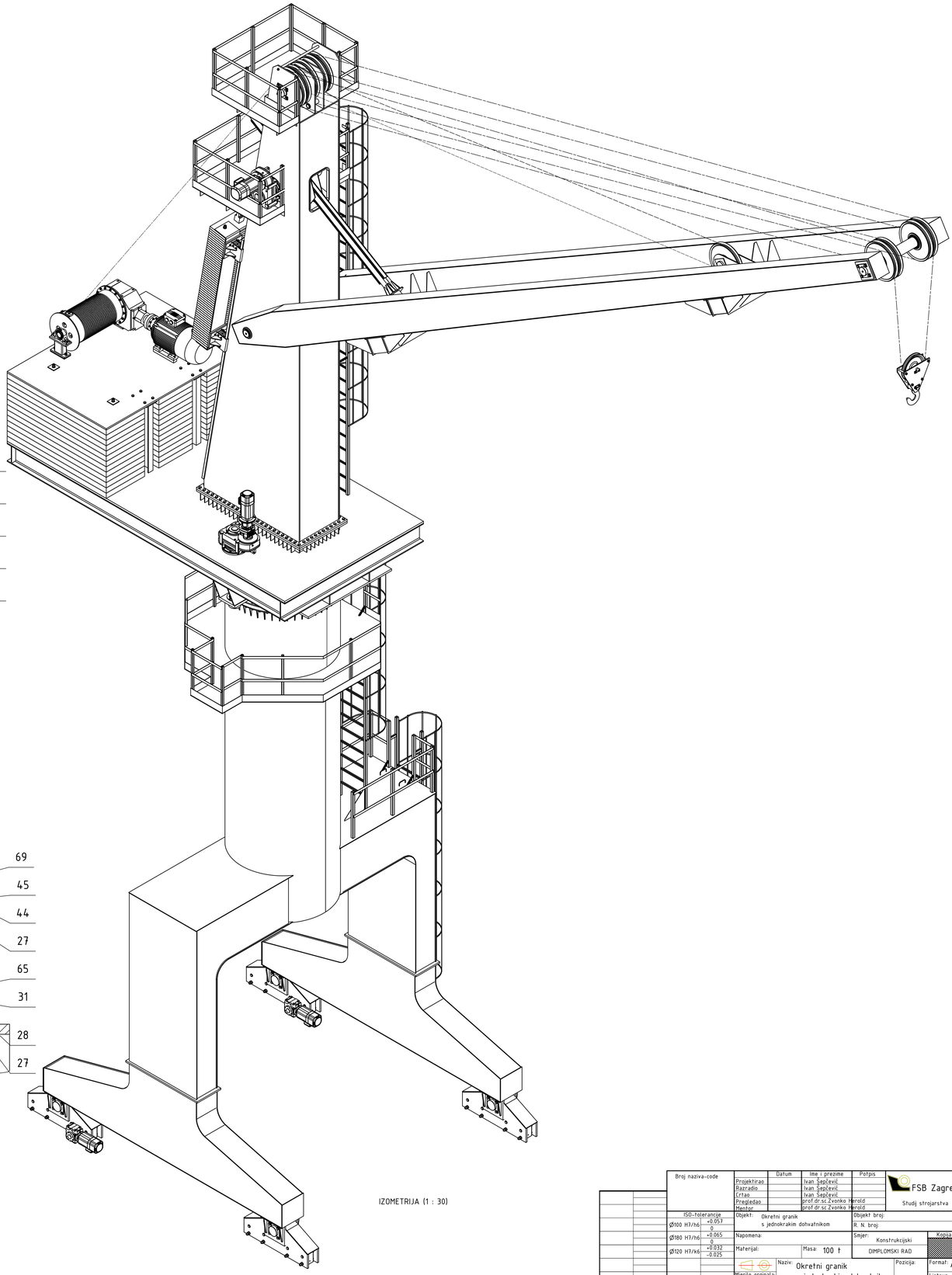
Objekt: Okretni granik s jednokrakim dohvatnikom
Objekt broj:
R. N. broj:
Napomena: Presjek AA-AA se nalazi na listu 3
Smjer: Konstrukcijski
Kopija
Materijal:
Masa: 100 t
DIMPLOMSKI RAD
Format: A0
Pozicija:
Naziv: Okretni granik s jednokrakim dohvatnikom
Mjerilo orginala: M 1:50
Listova: 4
Crtež broj: OGJD-0
List: 2

AA-AA (1 : 5)



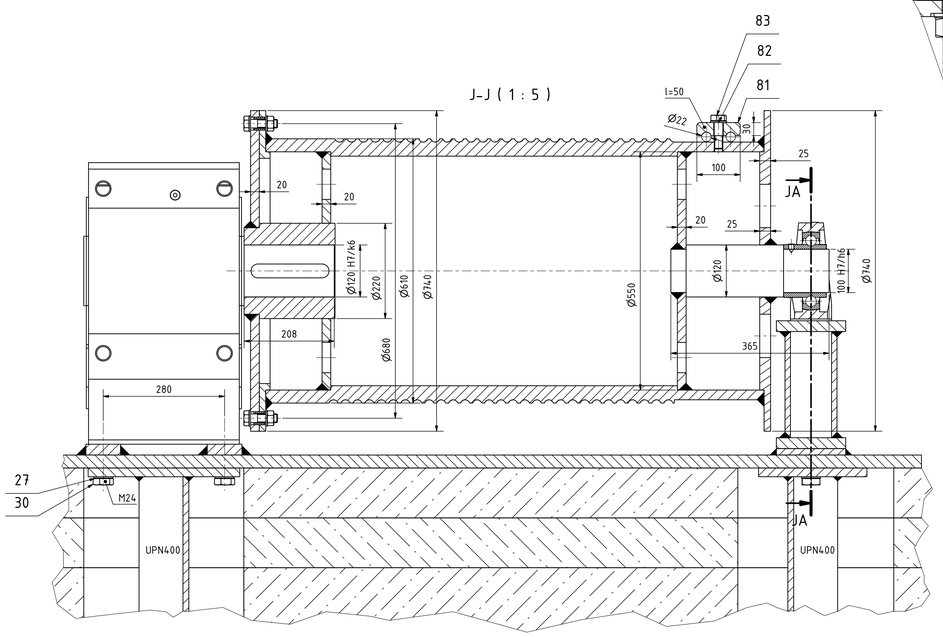
AJ (1 : 2)



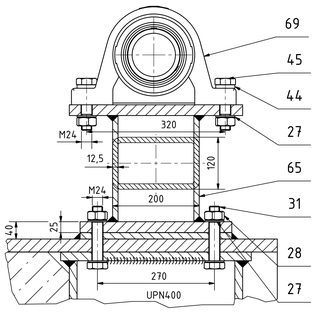


IZOMETRIJA (1 : 30)

J-J (1 : 5)

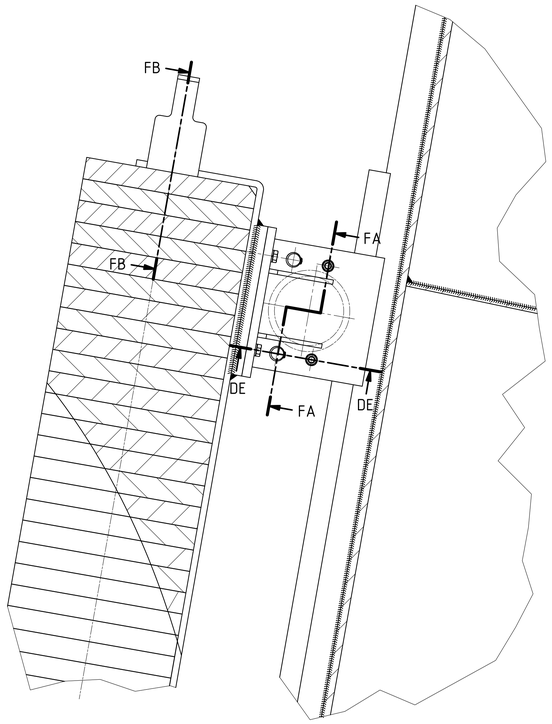


JA-JA (1 : 5)

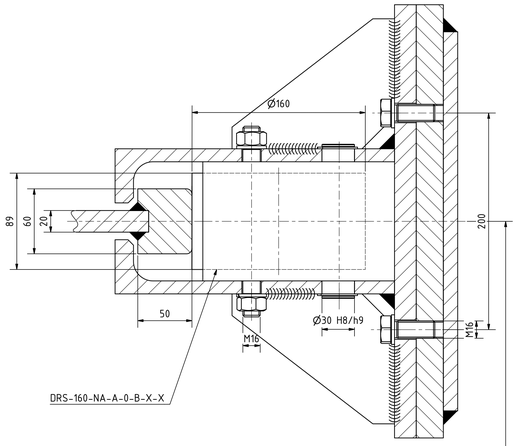


Broj naziva-code		Datum	Ime i prezime	Potpis	FSB Zagreb
	Projektirao		Ivan Šepčević		Studij strojarstva
	Razradio		Ivan Šepčević		
	Crtao		Ivan Šepčević		
	Pregledao		prof.dr.sc.Zvonko Herold		
	Mentor		prof.dr.sc.Zvonko Herold		
ISO-tolerancije	Objekt: Okretni granik s jednokrakim dohvatnikom				Objekt broj:
Ø100 H7/h6 +0,057 0 / -0,025					R. N. broj:
Ø180 H7/h6 +0,065 0 / -0,040	Napomena:				Smjer: Konstrukcijski / DIMPLOMSKI RAD — Kopija
Ø120 H7/k6 +0,032 -0,025	Materijal:		Masa: 100 t		
	Mjerilo orginala: M 1:50		Naziv: Okretni granik s jednokrakim dohvatnikom		Pozicija: — Format: A0 — Listova: 4
			Crtež broj: OGJD-0		List: 3

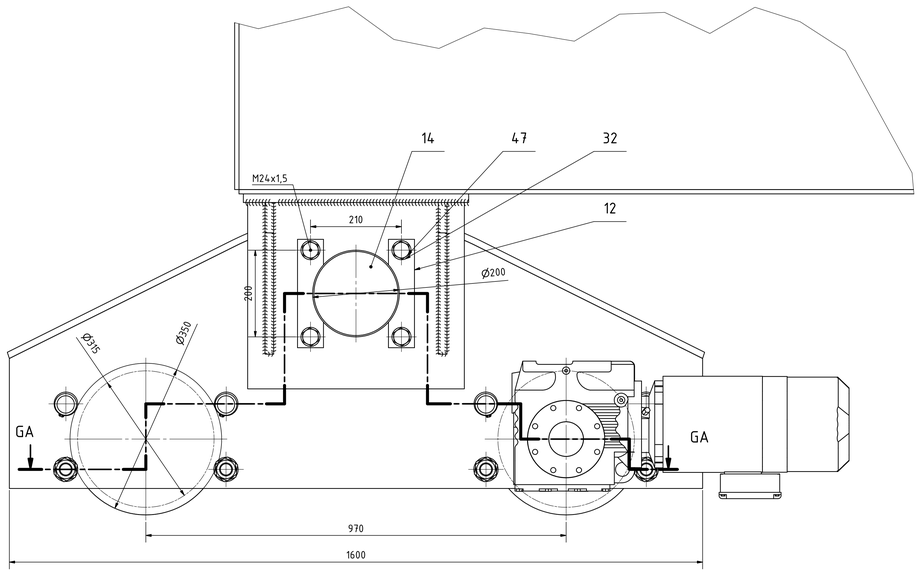
F (1 : 5)



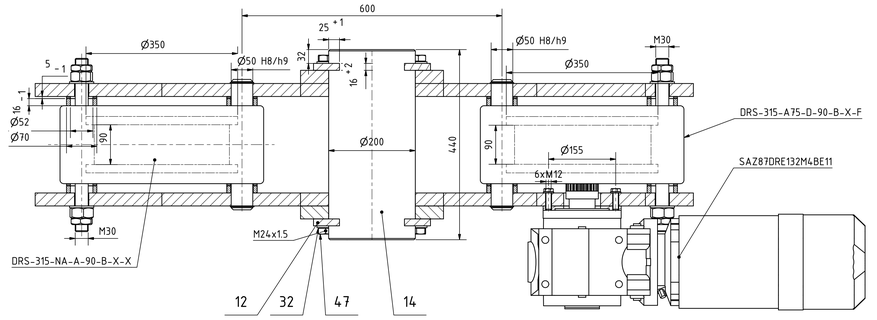
DE-DE (1 : 2)



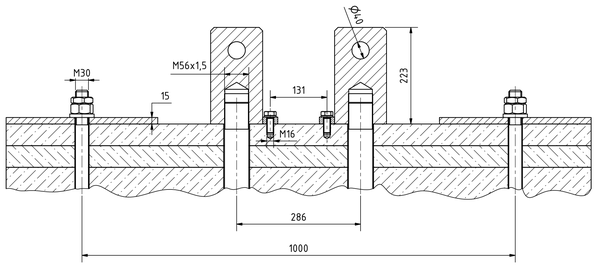
G (1 : 5)

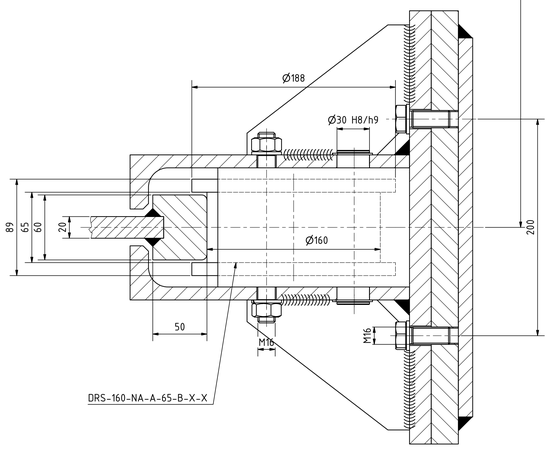


GA-GA (1 : 5)

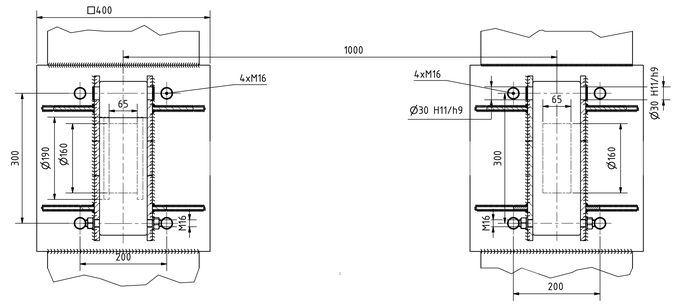


FB-FB (1 : 5)





FA-FA (1 : 5)



Broj naziva-code			Datum	Ime i prezime	Potpis
		Projektirao		Ivan Šepčević	
		Razradio		Ivan Šepčević	
		Crtao		Ivan Šepčević	
		Pregledao		prof.dr.sc.Zvonko Herold	
		Mentor		prof.dr.sc.Zvonko Herold	
ISO-tolerancije		Objekt: Okretni granik s jednokrakim dohvatnikom		Objekt broj:	
Ø50H8/h9	+0,101 0			R. N. broj:	
Ø30H8/h9	+0,101 0	Napomena:		Smjer: Konstrukcijski	Kopija
		Materijal:	Masa:	DIMPLOMSKI RAD	
		Mjerilo orginala: M 1:50	Naziv: Okretni granik s jednokrakim dohvatnikom	Pozicija:	Format: A0
			Crtež broj: OGJD-0		Listova: 4 List: 4

FSB Zagreb
Studij strojarstva

Poz	Naziv dijela	Kom	Norma/ Crt. Br.	Materijal	Dim. / Proiz.	Masa
40	Dinstantni prsten 3	1	OGDJ-0-28	Č.0361	⌀131x10	
45	Podloška	1	DIN 981 - MB19	Zn	DIV	
39	Podloška	8	DIN 128 - A10	Zn	DIV	
38	Vijak M10	8	DIN 961 - M10 x 20	5.6 Zn	DIV	
37	Distantni prsten 2	1	OGDJ-0-27	Č.0361	⌀189,9x1140	55 kg
36	Distantni prsten i brtva	2	OGDJ-0-26	Č.0361	⌀228x13	
35	Vratilo meh. za prom. doh.	1	OGDJ-0-25	Č.0361	600x⌀120	40 kg
34	Sklop vozička s nosačima	1	OGDJ-0-24		1200x100x675	300 kg
33	Vijak	1	DIN 933 - M24 x 60	5.6 / Zn	DIV	
32	Podloška	57	DIN 125 - A 25	Zn	DIV	
31	Vijak	2	DIN 6914 - M24 x 130	10.9 / ZN	DIV	1 kg
30	Vijak	4	DIN 6914 - M24 x 120	10.9 / Zn	DIV	1 kg
29	Pločica 1	4	OGDJ-0-23	Č.0361	⌀150x⌀150x10	
28	Matica	186	DIN 6915 - M24	10 / ZN	DIV	
27	Podloška	374	DIN 6916 - 25	Zn	DIV	
26	Navojna šipka M20	1	OGDJ-0-22	Č.0361	M20-N-40x1075	
25	Cijev	1	OGDJ-0-21	Č.0361	⌀42,4x4x980	
24	Poklopac lezaja 1	2	OGDJ-0-20	Č.0361	⌀300x10	
23	Podloska 2	2	OGDJ-0-19	Č.0361	⌀220x10	
22	Svornjak 2	1	OGDJ-0-18	Č.0645	⌀165x1900	300 kg
21	Podloška 1	1	OGDJ-0-17	Č.0361	⌀120x10	1 kg
20	Pogonski Z mehanizma za okretanje	1	OGDJ-0-16	Č.1531 pl.kalj.	⌀215x120	28 kg
19	Sklop vozička zubne letve	1	OGDJ-0-15		1200x645	245 kg
18	Sklop zubne letve	1	OGDJ-0-16	Č.0361	l=4645	423 kg
16	Navojna šipka M30	4	OGDJ-0-14	Č.0361	M30-N-75x1675	9 kg
15	Sklop pog. kotača	2	OGDJ-0-13		1600x500	529 kg
14	Svornjak 1	4	OGDJ-0-12	Č.0361	⌀200x400	107 kg
13	Sklop gonjenog kotača	2	OGDJ-0-11		1600x400	495 kg
12	Osiguravajuća pločica	20	OGDJ-0-10	Č.0361	250x60x16	2 kg
11	Distantni prsten 1	2	OGDJ-0-9	Č.0361	⌀197,7x⌀170x109	6 kg
10	Sklop užnice	5	GOSAN		⌀700x100	48 kg
9	Osovina užnica	1	OGDJ-0-8	Č.0645	1200x⌀170	195 kg
8	Postolje meh. za dizanje tereta	1	OGDJ-0-7	Č.0361	2500x3500x15	318 kg
7	Protuuteg granika	13	OGDJ-0-6	Beton	2500x3500x1565	2241 kg
6	Sklop protuutega dohvatnika	1	OGDJ-0-5	Č.0361	3000x1400x718	12019 kg
5	Sklop dohvatnika	1	OGDJ-0-4	Č.0361	1890x1970x720	6723 kg
4	Sklop gornjeg stupa	1	OGDJ-0-3	Č.0361	26001060x10190	9805 kg
3	Sklop platforma	1	OGDJ-0-2	Č.0361	7000x3500x1322	18423 kg
2	Sklop lezaja	1	KD 320 br. 10.		⌀2031/Rothe Erde	739 kg
1	Sklop donjeg postolja	1	OGDJ-0-1	Č.0361	6693x11950	14615 kg

	Datum	Ime i prezime	Potpis
Projektirao		Ivan Šepčević	
Razradio		Ivan Šepčević	
Crtao		Ivan Šepčević	
Pregledao		prof.dr.sc.Zvonko Herold	
Mentor		prof.dr.sc.Zvonko Herold	

FSB Zagreb

Studij strojarstva

Objekt: Okretni konzolni granik s jednokrakim dohvatnikom

Objiekt broj:

R. N. broj:

Napomena:

Smjer: Konstrukcijski

Kopija

Materijal:

Masa:

DIMPLOMSKI RAD

Mjerilo orginala:

Naziv: Okretni granik s jednokrakim dohvatnikom-sastavnica

Pozicija:

Format: A4

Listova: 2

Crtež broj: OGJD-0

List: 1

Poz	Naziv dijela	Ko	Norma/ Cr.Br.	Materijal	Dimen/ Proiz.	Masa
82	Vijak	4	DIN 6914 - M20 x 65	10.9 / Zn	DIV	
81	Podloška	4	DIN 6916 - 21	Zn	DIV	
80	Veza užeta i bubnja	4	OGDJ-0-35	Č.0361	100x50x30	
79	Podloška 3	1	OGDJ-0-34	Č.0361	⌀90x5	
78	Svornjak 4	1	OGDJ-0-33	Č.0645	⌀90x271	11 kg
77	Sklop kuke	1			Gosan	20 kg
76	Vijak	8	DIN 931-1 - M24 x 85	4.6 / Zn	DIV	
75	Matica	16	DIN 934 - M30	4 / Zn	DIV	
74	Podloška	8	DIN 125 - A 31	Zn	DIV	
73	Vijak	8	DIN 961 - M24 x 65	5.6 / Zn	DIV	
72	Matica	2	DIN 934 - M20	5 / Zn	DIV	
71	Podloška	34	DIN 125 - A 21	Zn	DIV	
70	Reduktor mehanizma za dizanje tereta	1	KU_139A_WN-3D		Watt-Drive	1295 kg
69	Ležaj	2	23936 CC_W33		⌀250/⌀180/52SKF	1 kg
68	Ležaj bubnja	1			SYJ 100 TF	3 kg
67	Sklop bubnja	1	OGDJ-0-32	Č.0361	⌀740x1335	809 kg
66	Spojka	1			⌀55/⌀70Bibus	70 kg
65	EM mehanizma za dizanje tereta	1	3CWAG_280S_M-06E-TH-TF -	BBRHGD500-ZM-3D	Watt-Drive	2131 kg
64	Nosač ležaja bubnja	1	OGDJ-0-31	Č.0361	350x160x300	37 kg
63	Vijak	10	DIN 933 - M16 x 30	5.6 / Zn	DIV	
62	Podloška	10	DIN 125 - A 17	Zn	DIV	
61	Vijak	48	DIN 6914 - M24 x 155	10.9 / Zn	DIV	1 kg
60	Vijak	4	DIN 933 - M12 x 30	5.6 / Zn	DIV	
59	Podloška	8	DIN 125 - A 13	Zn	DIV	
58	Poklopac lezaja 2	1	OGDJ-0-32	Č.0361	⌀75x10	2 kg
57	Ležaj	1	6320-2Z		⌀215/⌀100/47/SKF	1 kg
56	Vratilo meh. za okrretanje granika	1	OGDJ-0-31	Č.0361	1500x⌀100	95 kg
55	Red. meh.a za okr. granika	1	FAF107R77AM132S_	M00394196	SEW-EURODRIVE	90 kg
54	Ležaj	1	6221-2Z		⌀190x⌀150x36/SKF	
53	EM+K+R za promjenu dohvata	1	FAF107DRE160	M4BE20ff8c16c8	SEW-EURODRIVE	113 kg
52	Matica M70x2	1	DIN 981 - KM 14	Zn	DIV	
51	Podloška	1	DIN 981 - MB14	Zn	DIV	
50	Matica M140x2	2	DIN 981 - KM 28	Zn	DIV	2 kg
49	Podloška 2	2	DIN 981 - MB28	Zn	DIV	
48	Distantni prsten 4	2	OGDJ-0-29	Č.0361	⌀160x10	
47	Matica	8	DIN 934 - M24	5 / Zn	DIV	
46	Vijak	32	DIN 961 - M24 x 45	5.6 / Zn	DIV	
45	Vijak	48	DIN 6914 - M24 x 185	10.9 / Zn	DIV	1 kg
44	Vijak	62	DIN 6914 - M24 x 105	10.9 / Zn	DIV	1 kg
43	Podloška	2	DIN 7989 - A 26	Zn	DIV	
42	Mazalica M10x1 tip A	4	DIN 71412 - AM10 x 1	Zn	DIV	
41	Matica M95x2	1	DIN 981 - KM 19	Zn	DIV	1 kg

	Datum	Ime i prezime	Potpis
Projektirao		Ivan Šepčević	
Razradio		Ivan Šepčević	
Crtao		Ivan Šepčević	
Pregledao		prof.dr.sc.Zvonko Herold	
Mentor		prof.dr.sc.Zvonko Herold	

FSB Zagreb

Studij strojarstva

Objekt: Okretni konzolni granik s jednokrakim dohvatnikom

Objiekt broj:

R. N. broj:

Napomena:

Smjer: Konstrukcijski

Kopija

Materijal:

Masa:

DIMPLOMSKI RAD

Mjerilo orginala:

Naziv: Okretni granik s jednokrakim dohvatnikom-sastavnica

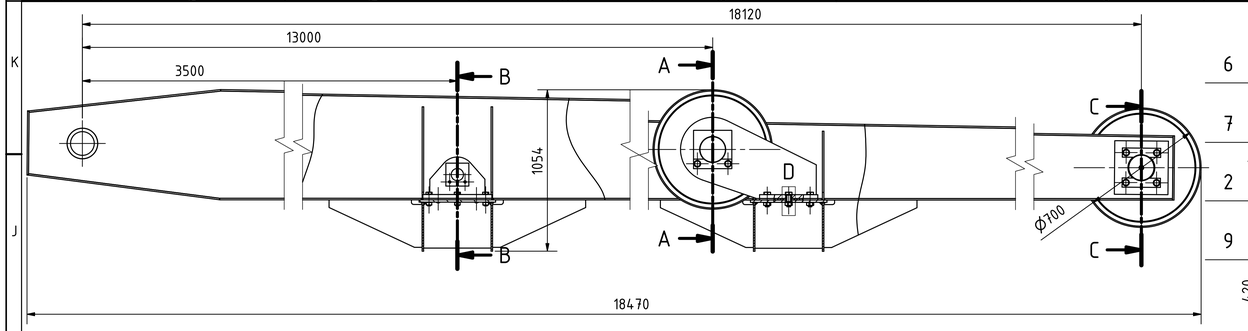
Pozicija:

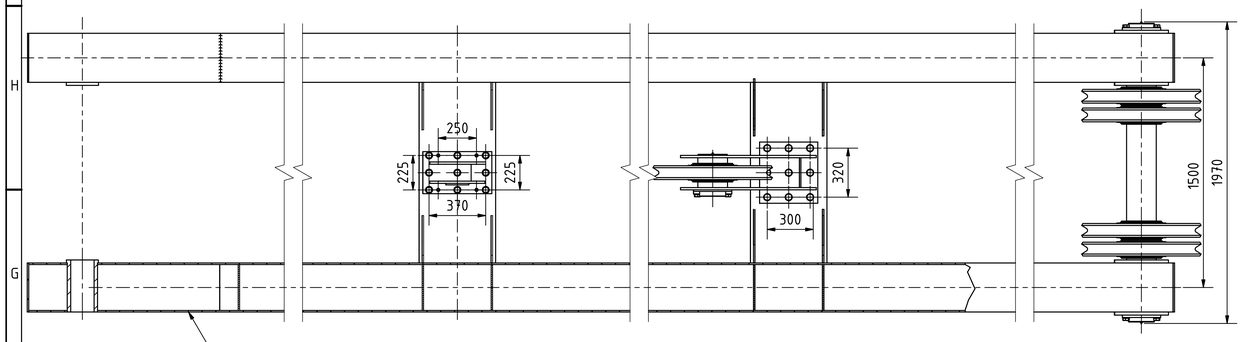
Format: A4

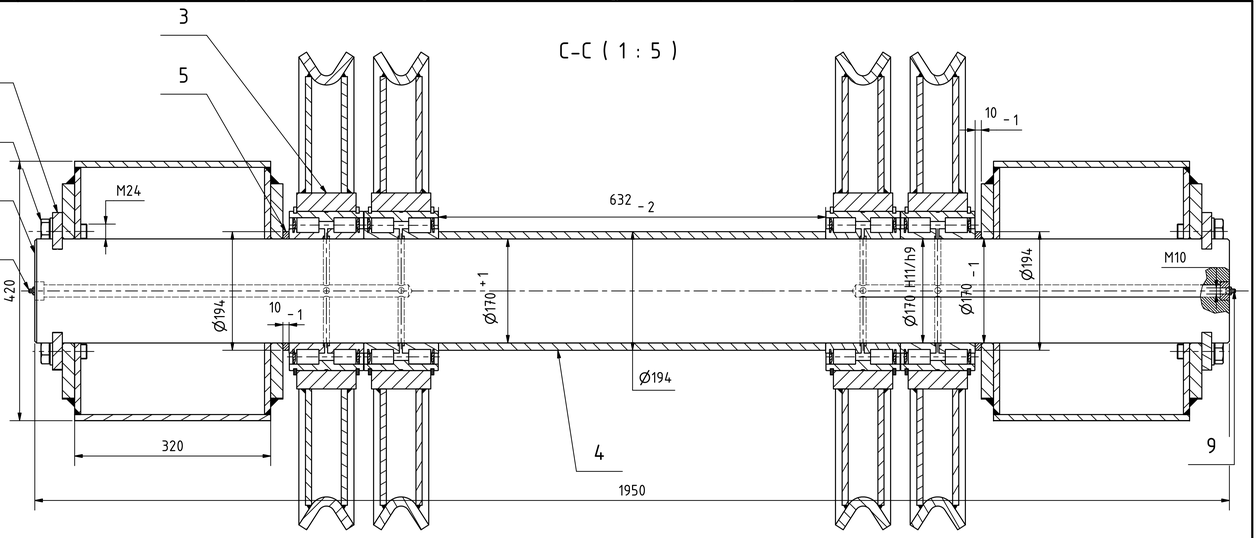
Listova: 2

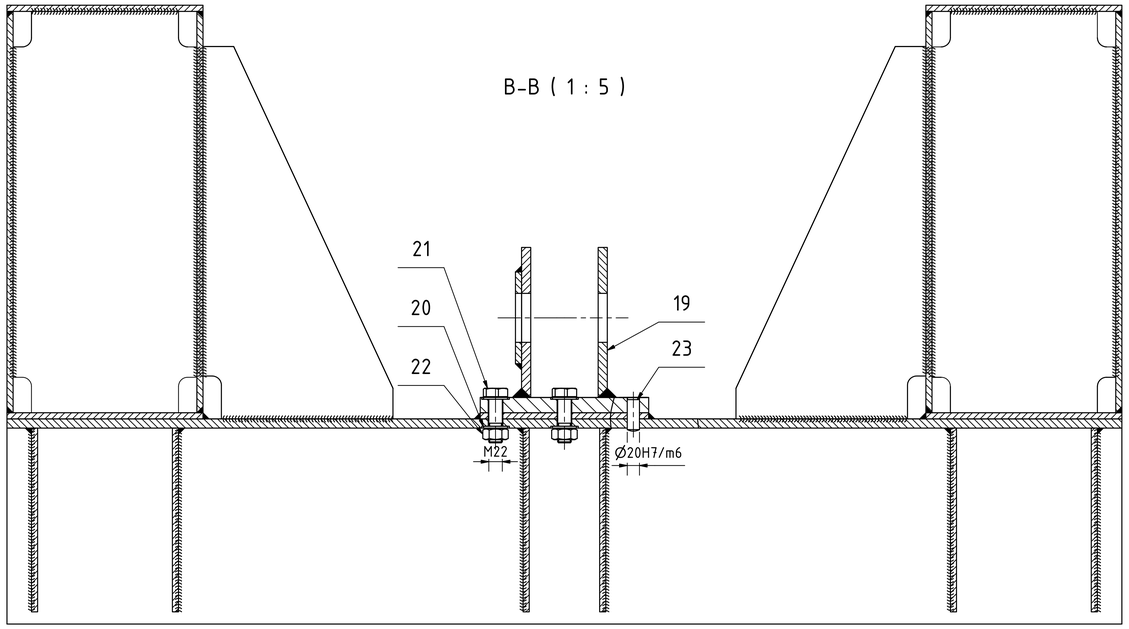
Crtež broj: OGJD-0

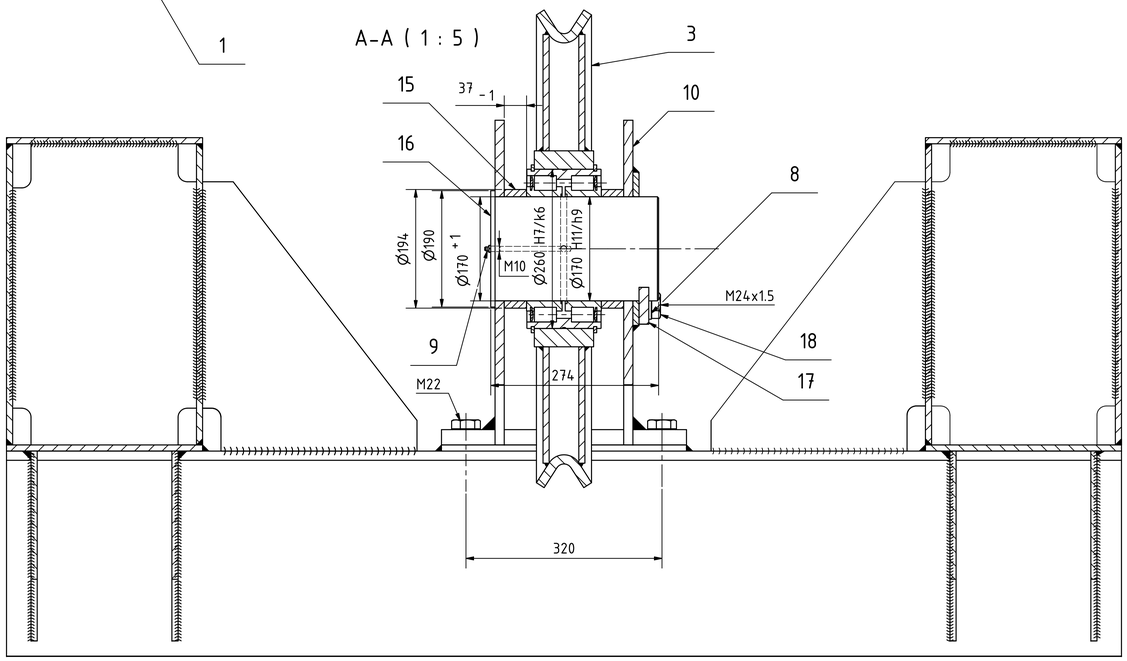
List: 2

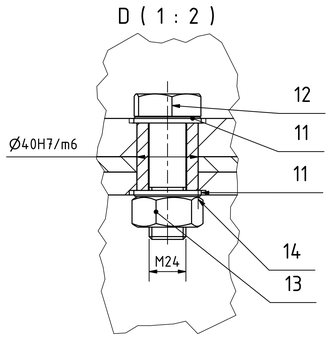


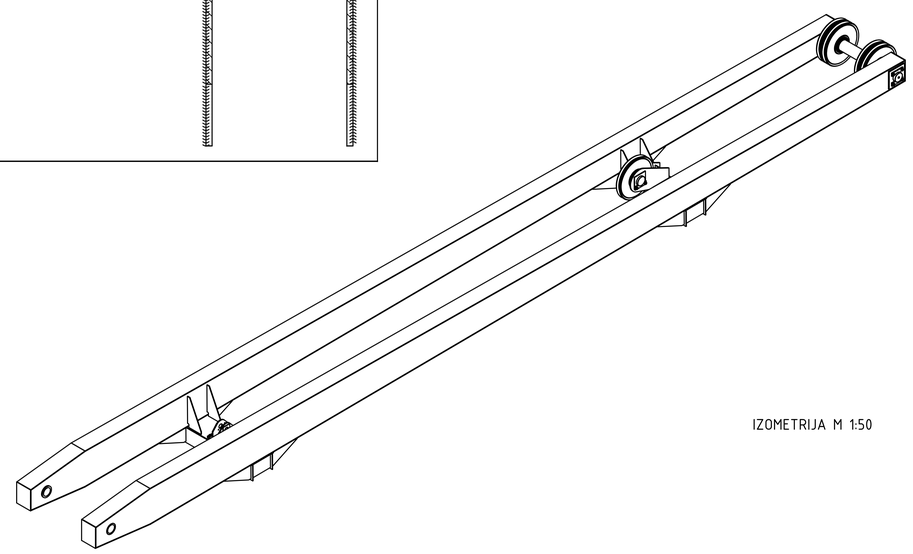












IZOMETRIJA M 1:50

Broj naziva-code			Datum	Ime i prezime	Potpis	FSB Zagreb
		Projektirao		Ivan Šepčević		Studij strojarstva
		Razradio		Ivan Šepčević		
		Crtao		Ivan Šepčević		
		Pregledao		prof.dr.sc.Zvonko Herold		
		Mentor		prof.dr.sc.Zvonko Herold		

ISO-tolerancije		Objekt: Okretni konzolni granik s jednokrakim dohvatnikom	Objekt broj:	
Ø170H11/h9	+0,350 / 0		R. N. broj:	
Ø28H11/h9	+0,182 / 0	Napomena:	Smjer: Konstrukcijski	Kopija
Ø20H7/m6	+0,029 / -0,021	Materijal:	Masa: 7,7 t	DIMPLOMSKI RAD
Ø30H7/m6	+0,029 / -0,021	Naziv: Sklop dohvatnika	Pozicija: 5	Format: A0
Ø40H7/m6	+0,029 / -0,021	Mjerilo orginala: M 1:20	Crtež broj: OGJD-0-4	Listova: 1 / List: 1

Poz.	Naziv dijela	Kom.	Norma/Cr. Br.	Materijal	Dimenzije/Proiz.	Masa
23	Zatik	4	ISO 2338-20 m6x55-A	Č.0545	DIV	
22	Matica	9	DIN 6915 - M22	10 / Zn	DIV	
21	Vijak	9	DIN 6914 - M22x75	10.9 / Zn	DIV	
20	Podloška	18	DIN 6916 - 23	Zn	DIV	
19	Sklop nosača z.l.	1	OGJD-0-4-11	Č.0361	450x275x270	38 kg
18	Vijak	2	DIN 933 - M24x45	5.6 / Zn	DIV	
17	Pločica 2	1	OGJD-0-4-10	Č.0361	250x60x10	2 kg
16	Svornjak	1	OGJD-0-4-9	Č.0645	⌀90x274	49 kg
15	Distantni prsten 3	2	OGJD-0-4-8	Č.0361	⌀194x⌀170x37	2 kg
14	Tuljac	9	OGJD-0-4-7	Č.0645	⌀40x44	
13	Matica	9	DIN 6915 - M24	10 / Zn	DIV	
12	Vijak	9	DIN 6914 - M24x80	10.9 / Zn	DIV	
11	Podloška	18	DIN 6916 - 25	Zn	DIV	
10	Sklop nosača u.p.	1	OGJD-0-4-6	Č.0361	900x271x571	95 kg
9	Mazalica	3	DIN 71412 - AM10x1	Zn	DIV	
8	Podloška	10	DIN 125 -A25	Zn	DIV	
7	Vijak	8	DIN 961-M24x60	Zn	DIV	
6	Ploćica 1	4	OGJD-0-4-5	Č.0361	DIV	2 kg
5	Distantni prsten 2	2	OGJD-0-4-4	Č.0361	⌀194x⌀170x10	1 kg
4	Distantni prsten 1	1	OGJD-0-4-3	Č.0361	⌀194x⌀170x632	34 kg
3	Sklop užnica	5			⌀700/Gosan	48 kg
2	Osovina 1	1	OGJD-0-4-2	Č.0645	⌀170x1950	343 kg
1	Dohvatnik	1	OGJD-0-4-1	Č.0361	18470x1970x1138	7100 kg

	Datum	Ime i prezime	Potpis
Projektirao		Ivan Šepčević	
Razradio		Ivan Šepčević	
Crtao		Ivan Šepčević	
Pregledao		prof.dr.sc.Zvonko Herold	
Mentor		prof.dr.sc.Zvonko Herold	

FSB Zagreb

Studij strojarstva

Objekt: Okretni konzolni granik s jednokrakim dohvatnikom

Objekt broj:

R. N. broj:

Napomena:

Smjer: Konstrukcijski

Kopija

Materijal:

Masa:

DIMPLOMSKI RAD

Mjerilo orginala:

Naziv: Sklop dohvatnika-sastavnica

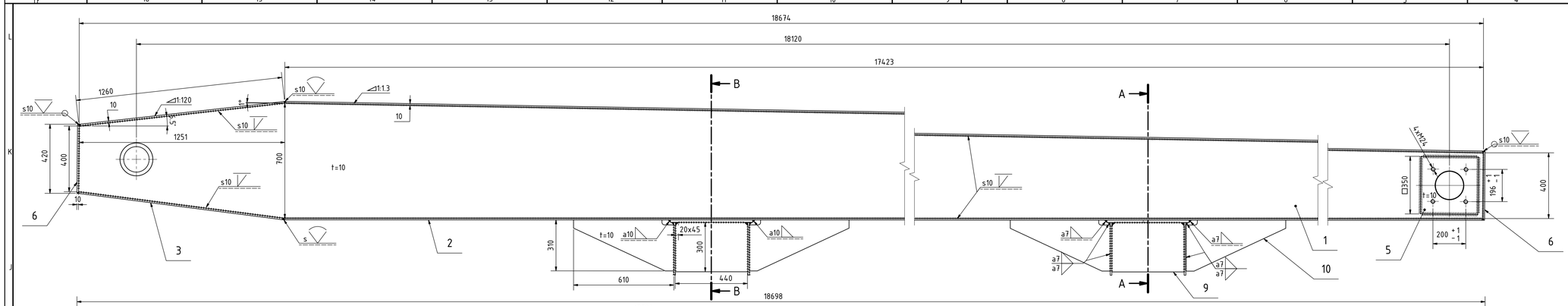
Pozicija:

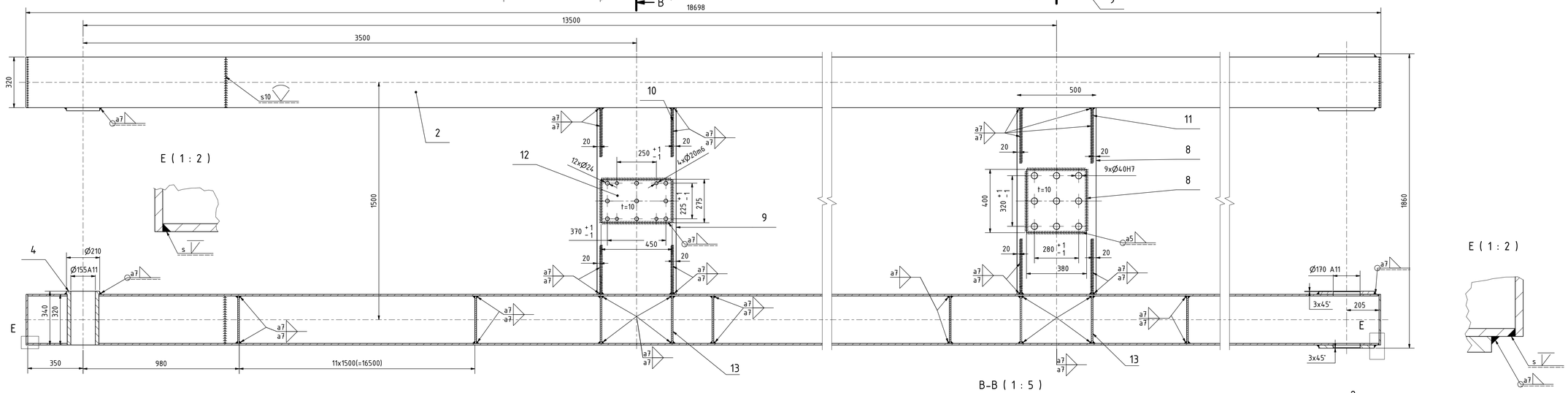
Format: A4

Listova: 1

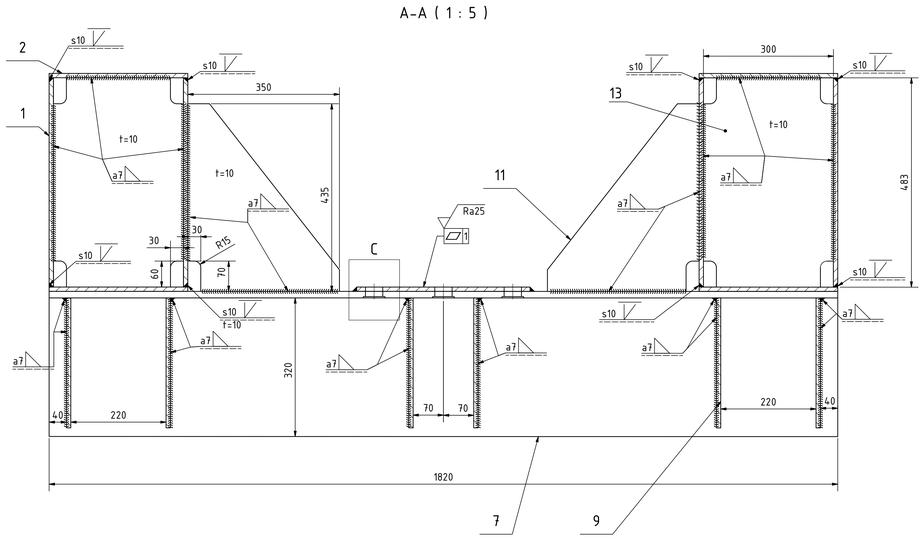
Crtež broj: OGJD-0-4

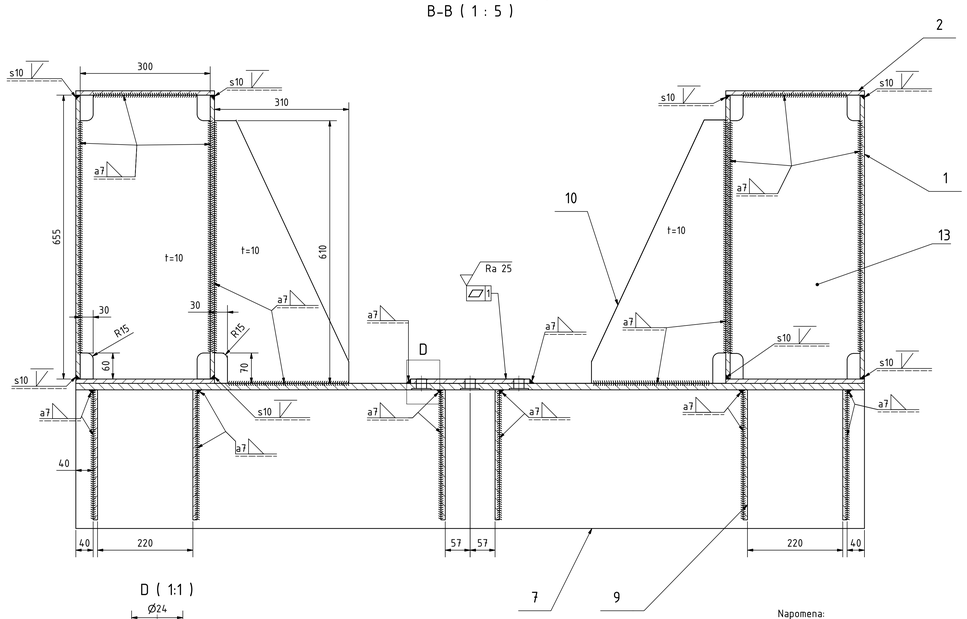
List: 1

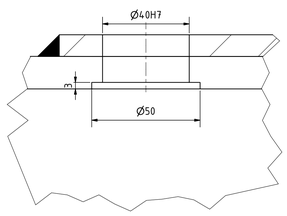


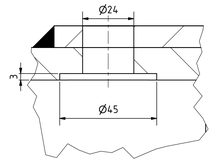


B-B (1 : 5)









Poz.	Naziv dijela	Kom.	Norma/Cr.br.	Materijal	Dimenzije	Masa
13	Ukruta	24	OGJD-0-4-1-15	Č.0361	300x10	10 kg
12	Ploca 8	1	OGJD-0-4-1-14	Č.0361	450x275x10	9 kg
11	Rebro 3	4	OGJD-0-4-1-13	Č.0361	435x350x10	7 kg
10	Rebro 2	20	OGJD-0-4-1-12	Č.0361	610x310x10	9 kg
9	Rebro 1	12	OGJD-0-4-1-11	Č.0361	440x300x10	10 kg
8	Ploča 7	2	OGJD-0-4-1-10	Č.0361	400x380x10	11 kg
7	Ploča 6	4	OGJD-0-4-1-8	Č.0361	1820x320x10	46 kg
6	Ploča 5	4	OGJD-0-4-1-7	Č.0361	420x320x10	11 kg
5	Ploča 3	2	OGJD-0-4-1-5	Č.0361	350x350x10	15 kg
4	Glavčina	2	OGJD-0-4-1-4	Č.0361	340xØ210	34 kg
3	Ploča 2	4	OGJD-0-4-1-3	Č.0361	1260x320x10	32 kg
2	Ploča 2	4	OGJD-0-4-1-2	Č.0361	17423x320x10	438 kg
1	Ploča 1	4	OGJD-0-4-1-1	Č.0361	18674x700x10	802 kg

Napomena:
1) Sve neoznačene zavare zavariti s a=7
2) Konstrukciju nakon zavarivanja odžariti
3) Sve provrte i uvrte bušiti nakon zavarivanja
4) Rupe na mjestu prihvata nosača zubne letve i nosača užnice protuutega bušiti u sklopu
5) Visinu ukruta (Poz. 13) odrediti prema konstrukciji

Broj naziva-code		Datum	Ime i prezime / Potpis
	Projektirao		Ivan Šepčević
	Razradio		Ivan Šepčević
	Crtao		Ivan Šepčević
	Pregledao		prof.dr.sc.Zvonko Herold
	Mentor		prof.dr.sc.Zvonko Herold

FSB Zagreb
Studij strojarstva

ISO-tolerancije		Objekt:	Okretni konzolni granik s jednokrakim dohvatnikom	Objekt broj:
Ø155A11	+0.710 +0.520			R. N. broj:
Ø170A11	+0.830 +0.580	Napomena:		Kopija
Ø40H7	+0.025 0	Materijal: Č.0361	Masa: 7 t	Smjer: Konstrukcijski
Ø20m6	+0.030 +0.011			DIMPLOMSKI RAD
		Mjerilo orginala: M 1:10	Naziv: Dohvatnik	Pozicija: 1
			Crtež broj: OGJD-0-4-1	Format: A0 Listova: 1 List: 1