

Servisna portalna dizalica za lokomotive

Čveljo, 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://um.nsk.hr/um:nbn:hr:235:094327>

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

Download date / Datum preuzimanja: **2024-07-13**

Repository / Repozitorij:

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





Sveučilište u Zagrebu
Fakultet strojarstva i brodogradnje
Katedra za tračnička i lebdeća pružna vozila



DIPLOMSKI RAD

Ivan Čveljo

U Zagrebu, srpanj 2015.



Sveučilište u Zagrebu
Fakultet strojarstva i brodogradnje
Katedra za tračnička i lebdeća pružna vozila



DIPLOMSKI RAD

Servisna portalna dizalica za lokomotive

Mentor:

Doc. dr. sc. Milan Kostelac

Ivan Čveljo

U Zagrebu, srpanj 2015.

Izjava

Izjavljujem da sam diplomski rad izradio samostalno, savjesno i prema pravilima za izradu diplomskog rada, koristeći pri tome znanje stečeno na Fakultetu strojarstva i brodogradnje te navedenu literaturu.

Zahvaljujem se mentoru doc. dr. sc. Milanu Kostelcu na stručnoj pomoći, pomoći pri prikupljanju literature, te savjetima i uputama pri izradi rada.



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, brodstrojarski i inženjersko modeliranje i računalne simulacije

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

DIPLOMSKI ZADATAK

Student: **IVAN ČVELJO**

Mat. br.: 0035180566

Naslov rada na hrvatskom jeziku: **Servisna portalna dizalica za lokomotive**

Naslov rada na engleskom jeziku: **Maintenance portal crane for locomotives**

Opis zadatka:

Pri zamjeni okretnih podvozja lokomotive, potrebno je nadogradnju – sanduk s opremom podići preko nosivog okvira – *frema*. Podizanje se izvodi preko transportnih svornjaka koji se postave na predviđeno mjesto u nosivom okviru. Po podizanju nadogradnje, lokomotiva se može pomaknuti manevarskom lokomotivom radi oslobodenja radnog prostora.

Zadano je:

Tip lokomotive: dizel-električna lokomotiva Bo'-Bo' - DEL 925

Masa lokomotive: 67,2 t

Kolosijek: 1435 mm

Dimenzije lokomotive: 14740 x 2940 x 4005 mm (duljina preko odbojnika x širina x visina)

Vrijeme podizanja: < 5 min

Pogonski sustav: električni 3 x 400 V 50Hz

Rad treba sadržavati:

1. Uvod s tehničkim opisom mogućih sustava za podizanje.
2. Analizu s proračunom nosive konstrukcije i mehanizma za podizanje i vuču.
3. Prikaz primjene zaštite na radu pri sigurnoj uporabi uređaja.
4. Dokumentaciju:
 - sklopni crtež uređaja u potrebnom broju ortogonalnih projekcija i presjeka
 - radioničke crteže u dogovoru s mentorom.

U radu navesti korištenu literaturu i eventualno dobivenu pomoć

Zadatak zadan:

7. svibnja 2015.

Rok predaje rada:

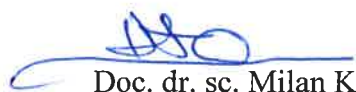
9. srpnja 2015.


Predviđeni datumi obrane:

15., 16. i 17. srpnja 2015.

Zadatak zadao:

Predsjednica Povjerenstva:


Doc. dr. sc. Milan Kostelac


Prof. dr. sc. Tanja Jurčević Lulić

Sažetak

Zadatak ovog diplomskog rada je konstruiranje portalne dizalice za podizanje i servis lokomotiva mase do 67,2 tone. Dizalica se sastoji od dva međusobno povezana portala, a svaki portal na sebi nosi dva vitla za podizanje tereta. Lokomotiva se odvaja od svojih okretnih postolja te se dizalicom podiže u zrak preko, za to predviđenih mjesta na nosivoj konstrukciji lokomotive. Zatim se cijela dizalica odvlači kako bi se oslobodilo prostor za rad na okretnim postoljima. Konstrukcija portalne dizalice mora biti u skladu s važećim zakonima i pravilnicima u Republici Hrvatskoj, stoga je izvršen pregled pravilnika vezanog za tehničke normative za dizalice te pregled zakonskih odredbi vezanih za sigurnost i zaštitu na radu (koje se prilikom uporabe uređaja moraju poštivati). Također je izvršen pregled postojećih rješenja na tržištu, odnosno alternativnih načina podizanja lokomotiva.

U sklopu rada, na osnovu projektnih zahtjeva, izvršen je analitički proračun svih potrebnih komponenti te analitički i numerički proračun nosive konstrukcije vitla i nosive konstrukcije portalne dizalice. Na osnovu projektnih zadataka i proračuna izrađeni su CAD modeli i potrebna tehnička dokumentacija.

Za proračun nosive konstrukcije portalne dizalice i nosive konstrukcije vitla, izradu skica, te izradu CAD modela i tehničke dokumentacije korišteni su programi *MathCad*, *Corel Draw* i *SolidWorks*.

Sadržaj

1. Uvod.....	1
2. Postojeća rješenja za servisiranje lokomotiva	2
2.1. Mobilne električne dizalice.....	2
2.2. Mosni granici	4
2.3. Portalni granici	5
3. Projektni parametri	6
4. Elementi za prihvat tereta.....	7
4.1. Izračun dinamičkog faktora	7
4.2. Odabir kuke.....	7
4.3. Provjera čvrstoće kuke.....	8
4.4. Dimenzioniranje i izbor užeta	12
4.5. Pomični blok (sklop kuke).....	15
5. Mehanizam za dizanje tereta	16
5.1. Najmanji promjer užnica i bubnja	16
5.2. Izravnavajuća užnica nepomičnog bloka	17
5.2.1. Proračun osovine izravnavajuće užnice i nosivih limova nepomičnog bloka	18
5.2.2. Odabir i kontrola valjnih ležajeva užnice	20
5.3. Proračun bubnja	21
5.3.1. Dimenzije profila žlijeba bubnja.....	21
5.3.2. Radna i ukupna dužina bubnja	22
5.3.3. Naprezanje uslijed namatanja užeta	23
5.3.4. Posmično naprezanje bubnja	24
5.3.5. Naprezanje uslijed savijanja bubnja	25
5.3.6. Progib bubnja	27
5.3.7. Debljina čelone ploče bubnja.....	27
5.3.8. Veza vijenca s bubnjem.....	28
5.3.9. Osovina bubnja	30
5.3.10. Veza užeta s bubnjem	31
5.3.11. Odabir ležaja bubnja	34
5.4. Elektromotor, reduktor i kočnica za dizanje	36
5.4.1. Snaga elektromotora za dizanje tereta.....	36
5.4.2. Parametri reduktora za dizanje tereta	36
5.4.3. Odabir elektromotora s reduktorom i kočnicom	37
5.4.4. Provjera momenta kočenja	38
6. Mehanizam za podizanje tereta	40
6.1. Analitički proračun nosive konstrukcije vitla	40

6.2.	FEM analiza nosive konstrukcije vitla	44
6.3.	Proračun zavora nosača izravnavajuće užnice	47
6.4.	Proračun nosača izravnavajuće užnice	49
6.5.	Čvrstoća uzdužno opterećenih vijaka nosača izravnavajuće užnice	51
6.6.	Proračun nosača osovine izravnavajuće užnice	52
6.7.	Sklop vitla za podizanje	53
6.8.	Kotači, elektromotor, reduktor i kočnica za pogon vitla	54
6.8.1.	Odabir kotača	54
6.8.2.	Snaga elektromotora za vožnju vitla	54
6.8.3.	Parametri reduktora za vožnju vitla	55
6.8.4.	Odabir elektromotora s reduktorom	56
6.8.5.	Provjera momenta kočenja	57
7.	Proračun nosive konstrukcije portalne dizalice	59
7.1.	Analitički proračun nosive konstrukcije portalne dizalice	59
7.2.	FEM analiza nosive konstrukcije portalne dizalice	69
7.3.	Odabir kotača portala	73
7.4.	Čvrstoća uzdužno opterećenih vijaka veze i stupa portala	74
7.5.	Čvrstoća uzdužno opterećenih vijaka stupa i mosta portala	75
7.6.	Provjera čvrstoće transportne uške	76
7.7.	Proračun kutnog zavora transportne uške	78
7.8.	Proračun osovine klackalice kotača	79
7.9.	Sklop portalne dizalice	82
8.	Primjena zaštite na radu pri uporabi uređaja	83
8.1.	Pravila zaštite na radu	83
8.2.	Obveze poslodavca u provođenju zaštite na radu	84
8.3.	Obveze i prava radnika u provođenju zaštite na radu	85
9.	Zaključak	87
10.	Literatura	88

Popis slika

Slika 2.1. Podizanje lokomotive sa 4 mobilne električne dizalice [9]	2
Slika 2.2. Suvremena mobilna električna dizalica za pružna vozila [10].....	3
Slika 2.3. Mosni granik s jednim glavnim nosačem [11]	4
Slika 2.4. Mosni granik s dva glavna nosača [11].....	5
Slika 2.5. Pretovar lokomotiva portalnim granikom	5
Slika 3.1. Odabrani ovjes vitla (vozno vitlo)	6
Slika 4.1. Slobodno kovana jednokraka kuka [1].....	8
Slika 4.2. Opterećenja i neprezanja kuke [1]	8
Slika 4.3. Zamjenska trapezna površina slobodno kovane kuke.....	10
Slika 4.4. Skica mehanizma za dizanje s udvojenim faktorskim koloturnikom	12
Slika 4.5. Paralelno pleteno uže tipa Filler 6x19, DIN 3057 [9].....	14
Slika 4.6. Sklop kuke [13].....	15
Slika 5.1. Profil užnice	17
Slika 5.2. Mjere izravnavajuće užnice i nosivih limova.....	18
Slika 5.3. Ležaj SKF NNU 4124 M/W33 [14]	20
Slika 5.4. Osnovne mjere žlijeba [1]	21
Slika 5.5. Dimenzije bubnja [1]	22
Slika 5.6. Naprezanje elementa stijenke bubnja i lokalno savijanje ljuske bubnja od jednog navoja užeta [1]	23
Slika 5.7. Konstrukcijska izvedba i opterećenje bubnja	25
Slika 5.8. Veza užeta s bubnjem [1]	31
Slika 5.9. Ležaj SKF SYJ 80 TF [14].....	35
Slika 5.10. Sklop el. motora i reduktora KUA 139C 3C 180M/L 04E-TH-TF-BR150 [15]....	37
Slika 6.1. Konstrukcijska izvedba nosive konstrukcije (okvira) vitla	40
Slika 6.2. Pojednostavljeni statički model nosive konstrukcije vitla	40
Slika 6.3. Mehanički model štapa između oslonaca C i D u ravnini x-z.....	41
Slika 6.4. Izgled profila HE220B	42
Slika 6.5. Prikaz zadane mreže konačnih elemenata, opterećenja i oslonaca nosive konstrukcije vitla.....	44
Slika 6.6. Naprezanje nosive konstrukcije vitla te naglašena deformacija (gore) i stvarna deformacija vitla (dolje).....	45
Slika 6.7. Progib nosive konstrukcije vitla	46
Slika 6.8. Opterećenje nosača izravnavajuće užnice	47
Slika 6.9. Površine zavara nosača izravnavajuće užnice	47
Slika 6.10. Nosač izravnavajuće užnice.....	49
Slika 6.11. Zarezno djelovanje otvora u ploči [7]	50
Slika 6.12. Nosač osovine izravnavajuće užnice	52
Slika 6.13. Sklop vitla.....	53
Slika 6.14. Sklop el. motora i reduktora WFE 20 DDB5.111168 ZBE 80 A 4 B007 [16]	56
Slika 6.15. Moguća varijanta sklopa vitla s kotačima i pogonom	58
Slika 7.1. Konstrukcijska izvedba nosive konstrukcije portalne dizalice.....	59
Slika 7.2. Pojednostavljeni statički model nosive konstrukcije vitla	60
Slika 7.3. Mehanički model štapa između oslonaca Z i W u ravnini x-z	61
Slika 7.4. Izgled profila HE360M	62
Slika 7.5. Pojednostavljeni mehanički model štapa između oslonaca Z i W u ravnini x-z	63
Slika 7.6. Mehanički model štapa između oslonaca Z i F u ravnini x-z.....	65
Slika 7.7. Izgled profila HE300B	65
Slika 7.8. Mehanički model štapa između oslonaca P i F u ravnini y-z.....	67

Slika 7.9. Mehanički model štapa između oslonaca O i Z u ravnini y-z	68
Slika 7.10. Prikaz zadane mreže konačnih elemenata, opterećenja i oslonaca nosive konstrukcije portalne dizalice	69
Slika 7.11. Naprezanje nosive konstrukcije portalnog granika te naglašena deformacija (gore) i stvarna deformacija (dolje)	70
Slika 7.12. Pomak nosive konstrukcije portalne dizalice duž osi x	71
Slika 7.13. Pomak nosive konstrukcije portalne dizalice duž osi y	71
Slika 7.14. Pomak nosive konstrukcije portalne dizalice duž osi z.....	72
Slika 7.15. Sklop kotača SMF 400 PEK [17]	73
Slika 7.16. Opterećenje transportne uške	76
Slika 7.17. Dimenzije transportne uške i dozvoljena opterećenja DIN 28086 [1].....	77
Slika 7.18. Skica za proračun transportne uške DIN 28086 [1].....	77
Slika 7.19. Dimenzije i opterećenje osovine klackalice kotača	79
Slika 7.20. Sklop portalne dizalice	82

Popis tablica

Tablica 3.1. Projektni zahtjevi dizalice	6
Tablica 4.1. Faktor sigurnosti za proračun kuke u ovisnosti o pogonskoj grupi [1]	7
Tablica 4.2. Dimenzije slobodno kovane kuke HN=8 potrebne za daljnji proračun [1].....	9
Tablica 4.3. Potrebni faktori sigurnosti za užad [1]	13
Tablica 5.1. Najmanji potrebni odnosi promjera bubnja i užnica [1].....	16
Tablica 5.2. Koeficijent broja pregiba [1].....	16
Tablica 5.3. Karakteristike odabranog sklopa el. motora i reduktora za dizanje [15].....	37
Tablica 6.1. Usporedba rezultata analitičkog proračuna i FEM analize okvira vitla	46
Tablica 6.2. Opterećenje kotača vitla	54
Tablica 6.3. Karakteristike odabranog sklopa el. motora i reduktora za pogon vitla [16]	56
Tablica 7.1. Usporedba rezultata analitičkog proračuna i FEM analize mosta portala	72
Tablica 7.2. Karakteristike sklopa kotača SMF 400 PEK [17].....	73

Popis priloga

1. CD
2. Tehnička dokumentacija:

DIPL-2015-01	Portalna dizalica
DIPL-2015-02	Stup portala
DIPL-2015-03	Stup portala s ljestvama
DIPL-2015-04	Most portala
DIPL-2015-05	Veza portala
DIPL-2015-06	Sklop vitla
DIPL-2015-06-1	Nosiva konstrukcija vitla
DIPL-2015-06-2	Sklop bubnja

Oznake i mjerne jedinice fizikalnih veličina

Latinične oznake:

oznaka	mjerna jedinica	naziv
A_j	$[\text{mm}^2]$	površina presjeka jezgre vijka
A_S	$[\text{mm}^2]$	presjek vijka preko kojeg se prenosi naprezanje
A_t	$[\text{mm}^2]$	površina zamjenskog trapeza
A_{zav}	$[\text{mm}^2]$	površina zavara
A_{zav1p}	$[\text{mm}^2]$	površina zavara paralelna sa silom
a	$[\text{mm}]$	širina naležne površine svornjaka
a_1	$[\text{mm}]$	dimenzija kuke za proračun
a_{vit}	$[\text{m/s}^2]$	ubrzanje vitla
B	$[\text{mm}]$	širina užnice
b	$[\text{mm}]$	širina naležne površine svornjaka
b_1	$[\text{mm}]$	dimenzija kuke za proračun
b_{1t}	$[\text{mm}]$	pomoćna veličina za zamjenski trapez
b_{2t}	$[\text{mm}]$	pomoćna veličina za zamjenski trapez
b_p	-	broj pregiba užeta
C_0	$[\text{N}]$	statička nosivost ležaja
D	$[\text{mm}]$	nazivni promjer vijka
D_b	$[\text{mm}]$	promjer bubnja
$D_{b, \min}$	$[\text{mm}]$	najmanji promjer bubnja
$D_{iz. užn, \min}$	$[\text{mm}]$	najmanji promjer izravnavajuće užnice
D_{sr}	$[\text{mm}]$	srednji promjer površine glave vijka
$D_{užn, \min}$	$[\text{mm}]$	najmanji promjer užnice
d	$[\text{mm}]$	promjer užeta

d_2	[mm]	srednji promjer navoja vijka
d_3	[mm]	promjer jezgre vijka
d_4	[mm]	promjer vrata kuke
d_5	[mm]	promjer korjena navoja kuke
d_k	[mm]	promjer kotača
d_o	[mm]	promjer osovine
d_s	[mm]	promjer svornjaka
E	[N/mm ²]	modul elastičnosti
e	[mm]	najveća udaljenost presjeka zavora od sile
e_s	[mm]	pomoćna veličina za zamjenski trapez
F_0	[N]	ekvivalentno statičko opterećenje ležaja
F	[N]	sila u užetu
F_A	[N]	sila u osloncu A vitla
F'_A	[N]	sila u osloncu A bubnja
F_B	[N]	sila u osloncu B vitla
F'_B	[N]	sila u osloncu B bubnja
$F_{B,max}$	[N]	najveće opterećenje ležaja
F_C	[N]	sila u osloncu C vitla
F_D	[N]	sila u osloncu D vitla
F_{in}	[N]	sila inercije
F_L	[N]	računska sila loma
F_a	[N]	aksijalna sila u ležaju
F_{kot}	[N]	sila u kotaču
F_{max}	[N]	najveća sila u vijku

F_n	[N]	normalna sila
F_{NJ}	[N]	sila uslijed njihanja tereta
F_{os}	[N]	opterećenje osovine
F_r	[N]	radijalna sila u ležaju
$F_{už}$	[N]	sila koja djeluje na užnicu
F_{vit}	[N]	sila potrebna za ustaljenu vožnju vitla
F_{WH}	[N]	horizontalna sila u osloncu W portala
F_{WV}	[N]	vertikalna sila u osloncu W portala
F_{ZV}	[N]	vertikalna sila u osloncu Z portala
f	-	faktor ispunje užeta
f_s	-	faktor sigurnosti ležajnog mjesta
f_v	-	specifični otpor vožnje
g	[m/s ²]	gravitacijsko ubrzanje
H	[mm]	visina dizanja
HN	-	veličina kuke
h	[mm]	visina profila žlijeba bubnja
h_1	[mm]	dimenzija kuke za proračun
h_{1t}	[mm]	pomoćna veličina za zamjenski trapez
h_3	[mm]	uspon navoja kuke
I_{rot}	[kg · m ²]	moment inercije rotacijskih masa
I_M	[kg · m ²]	moment inercije slopa elektromotora
I_y	[mm ⁴]	aksijalni moment inercije presjeka
i_{HC}	-	podizna grupa
i_k	-	prijenosni omjer koloturnika
i_{min}	[mm]	minimalni polumjer inercije

i_{red}	-	prijenosni omjer reduktora
j	-	koeficijent ukupnog broja reduktora
k	-	koeficijent ukupnog broja motora
L	[mm]	duljina grede
LC	[kg]	potrebna nosivost kotača
l_0	[mm]	slobodna duljina izvijanja
l_f	[mm]	krak sile
l_b	[mm]	ukupna duljina bubnja
l_r	[mm]	radna duljina bubnja
M_2	[Nm]	moment na izlaznom vratilu reduktora
M_b	[Nm]	potrebni moment izlaznog vratila reduktora
M_C	[Nm]	najveći moment savijanja promatranog štapa
M_D	[Nm]	najveći moment savijanja promatranog štapa
M_{din}	[Nm]	dinamički moment kočenja
M_{dop}	[Nm]	dopušteni moment savijanja
M_K	[Nm]	moment kočenja
$M_{K,\text{mot}}$	[Nm]	moment kočenja elektromotora
$M_{k,\text{max}}$	[Nm]	najveći moment na kotaču prilikom pokretanja
$M_{\text{st},K}$	[Nm]	statički moment kočenja
M_{max}	[Nm]	najveći moment savijanja kojim je opterećena užnica
m_{PB}	[kg]	masa pomičnog bloka
M_{rot}	[Nm]	moment usporenja rotacijskih masa
m_{red}	[kg]	masa sklopa elektromotora i reduktora
M_{tr}	[Nm]	moment usporenja translacijskih masa
m_t	[kg]	masa tereta

m_{vit}	[kg]	masa sklopa vitla
n	-	broj vijaka
n_b	[okr/min]	broj okretaja bubnja
n_m	[min ⁻¹]	brzina vrtnje elektromotora
n_{vit}	-	broj vitla
P	[mm]	korak navoja vijka
P_n	[W]	nazivna snaga elektromotora
$P_{\text{potr.}}$	[W]	potrebna snaga elektromotora
P_{vit}	[W]	potrebna snaga za ustaljenu vožnju
p	[N/mm ²]	površinski pritisak nosivih limova
p_{dop}	[N/mm ²]	dopušteni površinski pritisak
p_u	[N/mm ²]	unutrašnji površinski tlak svornjaka
p_v	[N/mm ²]	vanjski površinski tlak svornjaka
R_e	[N/mm ²]	granica tečenja materijala
R_m	[N/mm ²]	lomna čvrstoća
r_1	[mm]	radijus profila žlijeba bubnja
r_b	[mm]	polumjer bubnja
r_n	[mm]	pomoćna veličina za zamjenski trapez
r_s	[mm]	pomoćna veličina za zamjenski trapez
S	-	faktor sigurnosti
S_{potr}	-	potrebna sigurnost
T_b	[Nm]	moment torzije bubnja
T_p	[Nm]	moment priteznja vijaka
t	[mm]	korak užeta na bubnju
t_1	[mm]	širina nosivog lima užnice

$t_{už}$	[mm]	širina distantnog prstena užnice
t_z	[s]	vrijeme zaustavljanja
u_b	-	broj užeta koji se namata na bubanj
u_k	-	broj nosivih užeta
Q	[kg]	masa tereta
Q_L	[kg]	masa lokomotive
Q_p	[kg]	ukupna masa portalne dizalice
v_d	[m/s]	brzina dizanja tereta
v_{vit}	[m/s]	brzina vožnje vitla
W	[mm ³]	moment otpora presjeka
W_p	[mm ⁴]	torzijski moment otpora presjeka
w	[mm]	debljina čeone ploče bubnja
w_{max}	[mm]	najveći progib

Grčke oznake:

oznaka	mjerna jedinica	naziv
α	[°]	kut pod kojim sila djeluje na zavar
β_s	-	faktor sigurnosti
β_{vit}	-	koeficijent kojim se uzima u obzir ubrzavanje rotirajućih dijelova za vožnju
ϕ_2	-	dinamički faktor
η	-	ukupni stupanj djelovanja prijenosa
η_K	-	stupanj djelovanja kočnice
η_o	-	stupanj djelovanja valjnih ležaja
η_b	-	stupanj djelovanja bubnja
η_k	-	stupanj djelovanja koloturnika
η_{red}	-	stupanj djelovanja reduktora
λ	-	vitkost štapa

λ_p	-	granična vitkost štapa
μ	-	faktor trenja
ρ_1	[mm]	pomočna veličina za zamjenski trapez
ρ_2	[mm]	pomočna veličina za zamjenski trapez
σ	[N/mm ²]	ukupno normalno naprezanje zavora
σ_1	[N/mm ²]	normalno naprezanje kuke
σ_{1dop}	[N/mm ²]	trajna dinamička čvrstoća za istosmjerno savojno optrećenje
σ_{ekv}	[N/mm ²]	ekvivalentno naprezanje
σ_f	[N/mm ²]	savojno naprezanje
σ_{fDt}	[N/mm ²]	dopušteno naprezanje
σ_{dop}	[N/mm ²]	dopušteno naprezanje
σ_{max}	[N/mm ²]	najveće naprezanje
σ_{pr}	[N/mm ²]	prednaprezanje
σ_{pro}	[N/mm ²]	naprezanje oko provrta
σ_{red}	[N/mm ²]	reducirano naprezanje zavora
σ_T	[N/mm ²]	najmanja granica tečenja materijala
σ_{ukz}	[N/mm ²]	normalno naprezanje zavora transportne uške
σ_v	[N/mm ²]	vlačno naprezanje zavora
σ_{vi}	[N/mm ²]	vlačno naprezanje vijka
σ_{vr}	[N/mm ²]	normalno naprezanje u vratu kuke
σ_x	[N/mm ²]	normalno naprezanje bubnja
σ_ϕ	[N/mm ²]	cirkularno naprezanje bubnja
τ_a	[N/mm ²]	smično naprezanje svornjaka
τ_b	[N/mm ²]	smično naprezanje bubnja

τ_{dop}	$[\text{N/mm}^2]$	dopušteno smično naprezanje
τ_{n}	$[\text{N/mm}^2]$	smično naprezanje u donjem navoju kuke
τ_{zav}	$[\text{N/mm}^2]$	smično naprezanje zavara
ω_{M}	$[\text{s}^{-1}]$	kutna brzina elektromotora

1. Uvod

Za potrebe servisiranja lokomotiva i vagona najčešće se koriste mobilne električne dizalice, dok se njihove nepomične izvedenice najčešće koriste za servisiranje motornih vlakova. Električna mobilna dizalica je izvedena tako da je za njezin rad potrebna samo jedna osoba, a ako se koristi više dizalica istovremeno (najčešći slučaj) moguća je međusobna sinkronizacija. Kapacitet dizanja ovakvih dizalica se kreće između 10 i 65 tona pa se stoga, ovisno o masi lokomotive ili vagona, koristi više dizalica (najčešće se koriste četiri dizalice).

Osim električnih mobilnih dizalica, u svrhu servisiranja lokomotiva i vagona, koriste se i mosni granici. Mosni granici nude velike nosivosti (preko 50 tona) te su uobičajena pojava u veliki halama, stoga upotreba ove vrste granika za dizanje lokomotiva ili vagona ne čudi. Za podizanje lokomotiva, odnosno vagona, pri servisiranju koristi se par mosnih granika od kojih svaki ima dva vitla. Na taj način se lokomotiva (ili vagon) zahvaća na četiri mjesta i podiže u zrak.

Premda se rijetko koriste u svrhu servisiranja lokomotiva, portalne dizalice ili granici zbog svojih komparativnih prednosti mogu poslužiti i u ovu svrhu. Naravno u tom slučaju potrebno je izraditi specijalnu portalnu dizalicu jer ne postoje gotovi proizvodi za ovakvu vrstu podizanja.

Cilj ovog diplomskog rada je ponuditi konstrukcijsko rješenje (sa svim potrebnim skicama, proračunima i dokumentacijom) servisne portalne dizalice za podizanje dieselelektrične lokomotive Bo' Bo'¹ mase 67,2 tone radi potrebe servisiranja i/ili zamjene njezinih okretnih postolja. Konstruiranjem servisne portalne dizalice za lokomotive pokušava se pružiti alternativno rješenje na ovome polju. Međutim prije početka potrebno je dobro proučiti stanje na tržištu, odnosno postojeće mehanizme za dizanje, te postojeće zakonske odredbe i norme. Na taj se način dolazi do polazišnih točaka, ali i ograničenja u daljnjim koracima koji su potrebni kako bi se konstruirala servisna portalna dizalica za podizanje lokomotiva.

¹ Bo' Bo' je kodna oznaka za lokomotive sa 4 osovine (dva okretna postolja sa 2 osovine) od kojih je svaka osovina pogonska. Primjer takve lokomotive je lokomotiva Hrvatskih željeznica HŽ serija 2042 (izvorna oznaka DEL 925, nadimak *Duran*).

2. Postojeća rješenja za servisiranje lokomotiva

2.1. Mobilne električne dizalice

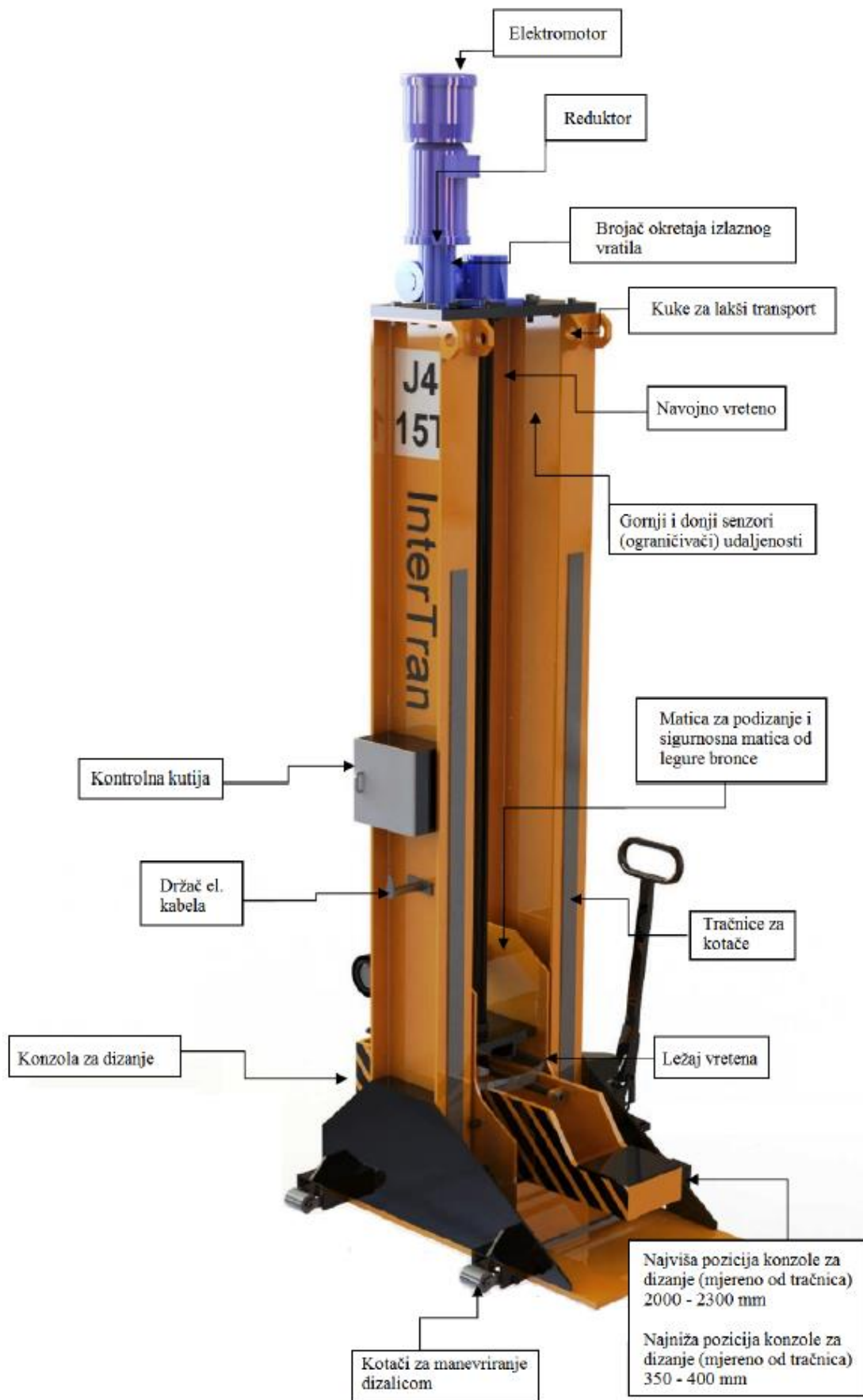
Mobilne električne dizalice najčešće se koriste pri remontu lokomotiva i vagona. Koriste se zbog relativno malih dimenzija i jednostavnog postavljanja na željeno mjesto, a istovremeno su, zahvaljujući samokočnosti mehanizma za podizanje, sigurne za rad. Ovisno o masi pružnog vozila koriste se dizalice različitih nosivosti, a budući da je njihova najveća dopuštena masa dizanja u pravilu manja od mase pružnog vozila koristi se više dizalica istovremeno (Slika 2.1).



Slika 2.1. Podizanje lokomotive sa 4 mobilne električne dizalice [9]

Osnovna građa mobilne električne dizalice sadrži nosivu konstrukciju, mehanizam za podizanje i mehanizam za manevriranje dizalicom. Nosiva konstrukcija izrađena je od konstrukcijskog čelika visoke čvrstoće i krutosti. Mehanizam za podizanje čine navojno vreteno, matica, konzola za dizanje i elektromotor. Navojno vreteno je izrađeno od čelika, kao i konzola za dizanje, a matica koja podupire konzolu za dizanje i pomoću koje se dizanje vrši izrađena je od legure bronce. Za pogon vretena se koristi elektromotor s reduktorom. Mehanizam za manevriranje dizalicom najčešće se sastoji od mehanizma za odizanje dizalice od podloge (najčešće mali hidrocilindar) i kotača pomoću kojih se dizalica postavlja na željeno mjesto.

Suvremene mobilne električne dizalice, uz osnovne elemente, sadrže još čitav niz elemenata koji služe kako bi olakšali upotrebu i povećali sigurnost korištenja (Slika 3.2).



Slika 2.2. Suvremena mobilna električna dizalica za pružna vozila [10]

Na svjetskom i europskom tržištu postoji veliki broj poznatih proizvođača mobilnih dizalica za pružana vozila, kao što su američke tvrtke Whiting Corporation, Intertran Corporation, Sefac, Macton i Duff-Norton, australske tvrtke Vector Lifting, Andrew Engineering i Endurequip, engleska tvrtka Mechan, španjolska tvrtka Aquafrišch, njemačka tvrtka Hywema, austrijska tvrtka IME-Autolift GmbH, talijanska tvrtka Eurogamma, te ruska tvrtka Kubanzheldormash.

2.2. Mosni granici

Mosni granici najčešće se koriste za transport sipkog materijala i predmeta unutar industrijskog pogona, za premetanje materijala i predmeta u skladištima, za transport u radionicama i montažnim halama (koriste se za servisiranje lokomotiva i vagona) te za utovar i istovar željezničkih vagona i kamiona. Mosni granici sastoje se od mosta, vitla, strojnih sklopova i električnih uređaja. Na glavnim nosačima mosnog granika smještene su tračnice vitla granika. Krajevi glavnih nosača kruto su vezani na poprečne nosače u kojima su smješteni vozni kotači (pogonski i slobodni kotači) granika.

Mostovi granika male nosivosti obično imaju samo jedan glavni nosač izrađen od valjanog željeza s profilom u obliku slova I (Slika 2.3). Granici s takvim mostovima upotrebljavaju se za nosivosti do 6,3 t i za raspone do 25 m.



Slika 2.3. Mosni granik s jednim glavnim nosačem [11]

Mostovi granika većih nosivosti obično imaju dva glavna nosača koji su napravljeni kao rešetkasti ili kao punostjeni nosači. Mosni granici pretežno imaju pogon elektromotorima. U novijim konstrukcijama primjenjuju se i hidraulički motori za vožnju i dizanje. Mosni granici danas se grade u veoma mnogo različitih izvedbi s obzirom na konstrukciju, nosivost, visinu dizanja, brzinu dizanja i brzinu vožnje.

Nosivost mosnih granika najčešće iznosi 3,2...50 t, a ponekad i do 500 t. Visine dizanja su pretežno 8...16 m, ali mogu biti niže i mnogo više. Uobičajene su brzine 0,03...0,5 m/s za dizanje, 0,25...1 m/s za vožnju vitla i 0,4...1,6 m/s za vožnju granika. S obzirom na različite predmete koje trebaju dizati, mosni granici imaju i različita sredstva za prihvaćanje tereta kao što su kuke, zahvatači, elektromagneti, kliješta, stezaljke i sl.



Slika 2.4. Mosni granik s dva glavna nosača [11]

Za podizanje lokomotiva, odnosno vagona, za potrebe servisiranja koristi se par mosnih granika od kojih svaki ima dva vitla. Na taj način se lokomotiva (ili vagon) zahvaća na četiri mjesta i podiže u zrak.

2.3. Portalni granici

Portalni granici su granici kojima postolje ima oblik portala. Most portalnih granika oslanja se na vertikalne noge postavljene, najčešće, na tračnice u ravnini podloge. Portalni granici se izrađuju i za kretanje bez tračnica, ali i kao nepomični granici. Na postolju portalnih granika kreću se vitla različitih konstrukcija ili okretni granici (okretna vitla). Primjenjuju se u zatvorenim objektima ili na otvorenom.

Okretni portalni granici imaju vozno postolje u obliku portala na kojem se nalazi okretni dio granika s potrebnom nosivom konstrukcijom te s pogonskim mehanizmima za dizanje, okretanje i promjenu dohvata. Ti granici služe za pretovar tereta u lukama, na željeznici, skladištima, za montažne radove u brodogradnji, mostogradnji i sl. Ovakvi granici se se ne koriste za servisiranje lokomotiva, ali se njima često dižu lokomotive pri pretovaru s brodova (Slika 2.5). Ostale vrste portalnih granika rijetko se podižu lokomotive.



Slika 2.5. Pretovar lokomotiva portalnim granikom

3. Projektni parametri

Potrebno je proračunati i konstruirati srvisnu portalnu dizalicu prema projektnim zahtjevima prikazanim u tablici (Tablica 3.1).

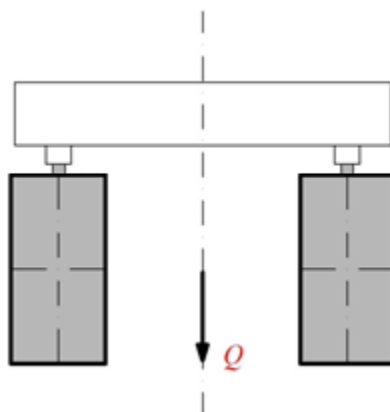
Tablica 3.1. Projektni zahtjevi dizalice

Masa lokomotive, Q_L	67,2 t → 67200 kg
Visina dizanja (od tla do kuke), H	6 m
Brzina dizanja, v_d	5 m/min → 0,0833 m/s
Brzina vožnje vitla, v_{vit}	12 m/min → 0,2 m/s
Broj vitla, n_{vit}	4
Pogonska klasa prema FEM-u	H3/B4 → 3 _m

Zahvatno sredstvo dizalice je kuka na koju se prema potrebi hvataju ostala zahvatna sredstva

Konstruktivna rješenja:

- tip dizalice → portalna dizalica sa 4 vitla
- ovjes vitla → vozno vitlo



Slika 3.1. Odabrani ovjes vitla (vozno vitlo)

4. Elementi za prihvata tereta

4.1. Izračun dinamičnog faktora

Utjecaj dinamičkih opterećenja prilikom podizanja tereta obuhvaćen je uvođenjem dinamičnog faktora ϕ_2 kojim se množi težina ovješnog tereta. Faktor ϕ_2 prema EN 13001-2 za podizne grupe (HC_i; $i = 1, \dots, 4$) iznosi:

$$\phi_2 = 1 + 0,05 \cdot i_{\text{HC}} + 0,17 \cdot i_{\text{HC}} \cdot v_d = 1 + 0,05 \cdot 3 + 0,17 \cdot 3 \cdot 0,083 = 1,184 \quad (4.1)$$

Gdje je:

$i_{\text{HC}} = 3$ - podizna grupa

$v_d = 0,083$ m/s - brzina dizanja tereta

4.2. Odabir kuke

Tablica 4.1. Faktor sigurnosti za proračun kuke u ovisnosti o pogonskoj grupi [1]

Faktor sigurnosti v_n	1,25	1,5	2	2,5	3,15	4
Pogonska grupa (DIN)	1B _m	1A _m	2 _m	3 _m	4 _m	5 _m

Veličina kuke HN :

$$HN \geq \frac{v_n \cdot \phi_2 \cdot Q \cdot g}{R_e} = \frac{2,5 \cdot 1,184 \cdot 16,8 \cdot 9,81}{62} = 7,87 \quad (4.2)$$

Gdje je:

$v_n = 2,5$ - faktor sigurnosti za pogonsku grupu 3_m

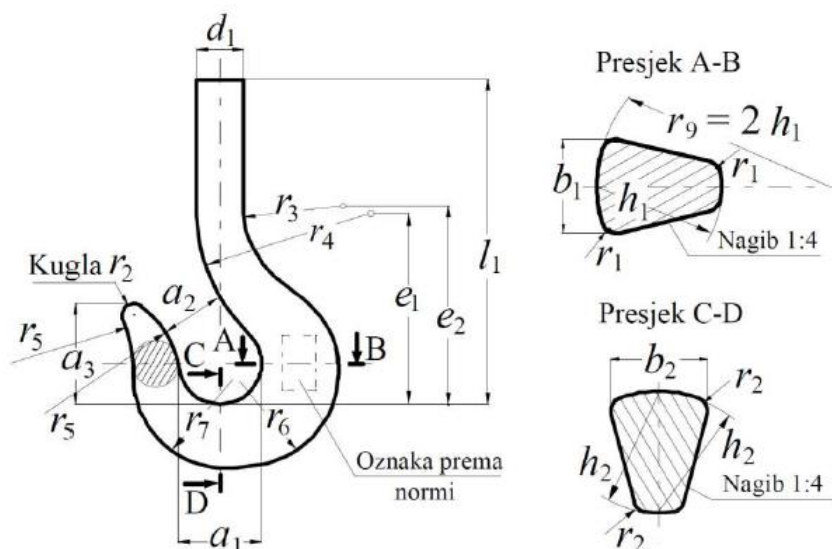
ϕ_2 - dinamički faktor udara

$R_e = 62$ kN/cm² - granica tečenja za razred čvrstoće (kvalitetu materijala) T [1]

$Q = Q_L / 4 = 67,2 / 4 = 16,8$ t - masa tereta

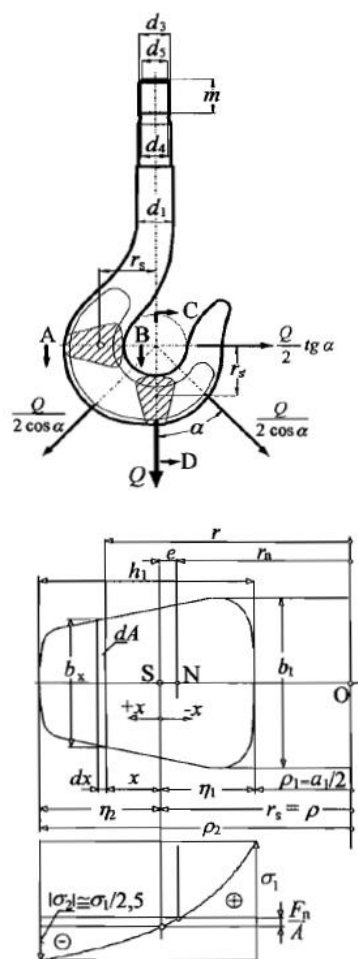
$g = 9,81$ m/s² - gravitacijsko ubrzanje

Odabrana kuka $HN=8$, materijala 30CrNiMo8 (Č. 5432)



Slika 4.1. Slobodno kovana jednokraka kuka [1]

4.3. Provjera čvrstoće kuke



Slika 4.2. Opterećenja i neprezanja kuke [1]

Materijal kuke²: 30CrNiMo8 (Č. 5432), s $R_e = 620 \text{ N/mm}^2$

Tablica 4.2. Dimenzije slobodno kovane kuke $HN=8$ potrebne za daljnji proračun [1]

Kuka	Navoj kuke
$d_4 = 48 \text{ mm}$ $b_1 = 90 \text{ mm}$	$d_5 = 49,4 \text{ mm}$ - promjer korjena navoja
$a_1 = 100 \text{ mm}$ $h_1 = 112 \text{ mm}$	$h_3 = 6 \text{ mm}$ - uspon

a.) Normalno naprezanje u vratu kuke σ_{vr} :

$$\sigma_{vr} = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot d_4^2} = \frac{4 \cdot 16800 \cdot 9,81}{\pi \cdot 48^2} = 91,1 \text{ N/mm}^2 \quad (4.3)$$

Dopušteno normalno naprezanje σ_{dop} :

$$\sigma_{dop} = \frac{R_e}{2,2 \cdot v_n} = \frac{620}{2,2 \cdot 2,5} = 112,7 \text{ N/mm}^2 \quad (4.4)$$

$$\sigma_{vr} \leq \sigma_{dop} = 91,1 \text{ N/mm}^2 < 112,7 \text{ N/mm}^2$$

UVIJET ZADOVOLJEN!

b.) Smično naprezanje u donjem navoju kuke τ_n :

$$\tau_n = \frac{Q}{\pi \cdot d_5 \cdot h_3} = \frac{16800 \cdot 9,81}{\pi \cdot 49,4 \cdot 6} = 177 \text{ N/mm}^2 \quad (4.5)$$

Dopušteno smično naprezanje τ_{dop} :

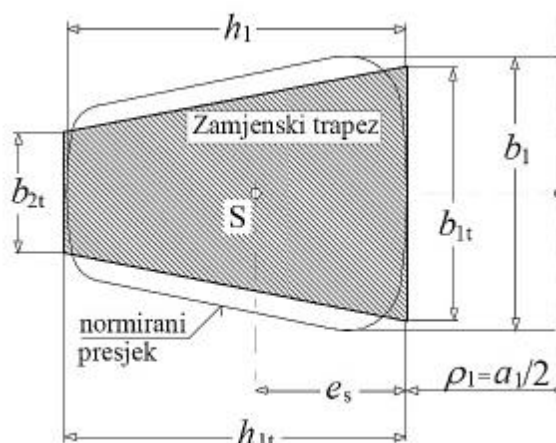
$$\tau_{dop} = \frac{R_e}{1,25 \cdot v_n} = \frac{620}{1,25 \cdot 2,5} = 198,4 \text{ N/mm}^2 \quad (4.6)$$

$$\tau_n \leq \tau_{dop} = 177 \text{ N/mm}^2 \leq 198,4 \text{ N/mm}^2$$

UVIJET ZADOVOLJEN!

² kuka $HN=8$ čije su sve dimenzije određene prema [1]

c.) Kontrola normalnih napreznja pomoću zamjenskog trapeza u presjeku A – B (Slika 4.3):



Slika 4.3. Zamjenska trapezna površina slobodno kovane kuke

$F_n = Q = 16800 \cdot 9,81 = 164808 \text{ N}$ - normalno opterećenje presjeka A-B

$$b_{1t} = 0,932 \cdot b_1 = 0,932 \cdot 180 = 84 \text{ mm} \quad (4.7)$$

$$b_{2t} = 0,43 \cdot b_1 = 0,43 \cdot 180 = 39 \text{ mm} \quad (4.8)$$

$$h_{1t} = h_1 = 112 \text{ mm} \quad (4.9)$$

$$\rho_1 = \frac{a_1}{2} = \frac{100}{2} = 50 \text{ mm} \quad (4.10)$$

$$\rho_2 = \frac{a_1}{2} + h_1 = \frac{100}{2} + 112 = 162 \text{ mm} \quad (4.11)$$

$$\frac{\rho_2}{\rho_1} = \frac{162}{50} = 3,24 \text{ mm} \quad (4.12)$$

$$A_t = \frac{b_{1t} + b_{2t}}{2} \cdot h_{1t} = \frac{84 + 39}{2} \cdot 112 = 6888 \text{ mm}^2 \quad (4.13)$$

$$e_s = \frac{h_1}{3} \cdot \frac{b_{1t} + 2 \cdot b_{2t}}{b_{1t} + b_{2t}} = \frac{112}{3} \cdot \frac{84 + 2 \cdot 39}{84 + 39} = 49 \text{ mm} \quad (4.14)$$

$$r_s = \frac{a_1}{2} + e_s = \frac{100}{2} + 49 = 99 \text{ mm} \quad (4.15)$$

$$r_n = \frac{1 + \frac{b_{2t}}{b_{1t}}}{2 \cdot \frac{\rho_2}{\rho_1} - \frac{b_{2t}}{b_{1t}}} \cdot \frac{h_1}{2} = \frac{1 + \frac{39}{84}}{2 \cdot \frac{162}{50} - \frac{39}{84}} \cdot \frac{112}{2} = \frac{162 + \frac{39}{50} - 1}{\frac{162}{50} - 1} \cdot \frac{162 + \frac{39}{84} - 1}{2} = 31,3 \text{ mm} \quad (4.16)$$

$$\sigma_1 = \frac{Q}{A_t} \cdot \frac{\frac{r_s}{\rho_1} - 1}{\frac{r_s}{r_n} - 1} = \frac{164808}{6888} \cdot \frac{\frac{99}{50} - 1}{\frac{99}{31,3} - 1} = 10,84 \text{ N/mm}^2 \quad (4.17)$$

Dopušteno normalno naprežanje σ_{1dop} :

$$\sigma_{1dop} = \frac{R_e}{v_n} = \frac{620}{2,5} = 248 \text{ N/mm}^2 \quad (4.18)$$

$$\sigma_1 \leq \sigma_{1dop} = 10,84 \text{ N/mm}^2 < 248 \text{ N/mm}^2$$

UVIJET ZADOVOLJEN!

$$|\sigma_2| = \frac{F_n}{A_t} \cdot \frac{\frac{r_s}{\rho_2} - 1}{\frac{r_s}{r_n} - 1} = \frac{164808}{6888} \cdot \frac{\frac{99}{162} - 1}{\frac{99}{31,3} - 1} = 4,3 \text{ N/mm}^2 \quad (4.19)$$

Dopušteno normalno naprežanje σ_{2dop} :

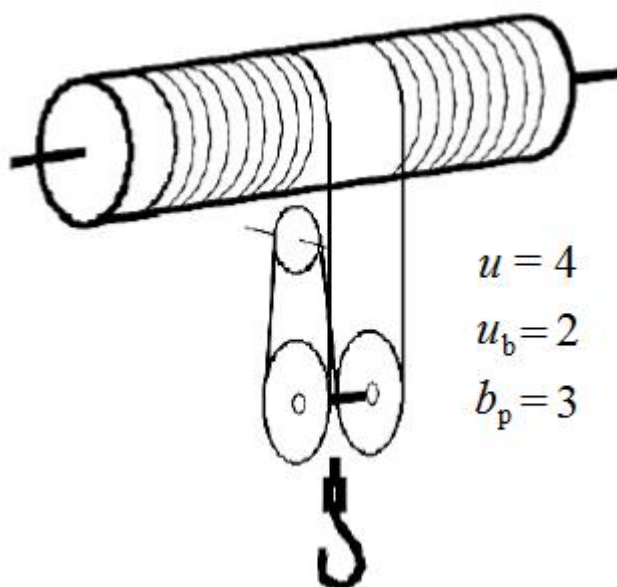
$$\sigma_{2dop} = \frac{R_e}{2,5 \cdot v_n} = \frac{620}{2,5 \cdot 2,5} = 99 \text{ N/mm}^2 \quad (4.20)$$

$$|\sigma_2| \leq \sigma_{2dop} = 4,3 \text{ N/mm}^2 < 99 \text{ N/mm}^2$$

UVIJET ZADOVOLJEN!

4.4. Dimenzioniranje i izbor užeta

Zbog potrebe za što većom stabilnosti pri podizanju tereta odabran je udvojeni koloturnik. Izbor broja užnica ovisi o nosivosti dizalice, odnosno masi tereta. Izvedba s dvije užnice (prijenosni omjer koloturnika 4/2) preporuča se za mase tereta do približno 30 t dok se za veće nosivosti, do otprilike 100 t, preporuča izvedba s 4 užnice (prijenosni omjer 8/2). Veći broj užnica donosi veći broj komponenti i potencijalne probleme sa zaplitanjem užadi kao i veći broj pregiba koji uzrokuje smanjenje trajnosti užadi. Odabrani prijenosni omjer koloturnika 4/2, u odnosu na omjer 8/2, omogućuje jednostavniju i kompaktniju konstrukciju s manje komponenti.



Slika 4.4. Skica mehanizma za dizanje s udvojenim faktorskim koloturnikom

Prijenosni odnos koloturnika i_k :

$$i_k = \frac{u_k}{u_b} = \frac{4}{2} = 2 \quad (4.21)$$

Gdje je:

$u_k = 4$ - broj nosivih užeta

$u_b = 2$ - broj užeta koji se namataju na bubanj

Stupanj djelovanja kolutnika η_k :

$$\eta_k = \frac{1}{i_k} \cdot \frac{1 - \eta_o^{i_k}}{1 - \eta_o} = \frac{1}{2} \cdot \frac{1 - 0,985^2}{1 - 0,985} = 0,99 \quad (4.22)$$

Gdje je:

i_k - prijenosni odnos kolutnika

$\eta_o = 0,985$ - stupanj djelovanja za valjne ležajeve

Za određivanje sile u užetu, koje se namata na bubanj, potrebno je pretpostaviti dodatno opterećenje uzrokovano masom pomičnoga bloka. Uz pretpostavku mase pomičnoga bloka $m_{PB} = 180$ kg.

Sila u užetu koje se namata na bubanj F :

$$F = \phi_2 \cdot \frac{(Q + m_{PB}) \cdot 9,81}{u_k \cdot \eta_k} = 1,184 \cdot \frac{(16800 + 180) \cdot 9,81}{4 \cdot 0,99} = 49804 \text{ N} \quad (4.23)$$

Gdje je:

u_k - broj nosivih užeta

η_k - stupanj djelovanja koloturnika

ϕ_2 - dinamički faktor udara

$Q = Q_L / 4 = 67,2 / 4 = 16,8$ t - masa tereta

m_{PB} - masa pomičnog bloka [kg]

Tablica 4.3. Potrebni faktori sigurnosti za užad [1]

Faktor sigurnosti S	3,55	4	4,5	5,6	7,1	9
Pogonska grupa (DIN)	1B _m	1A _m	2 _m	3 _m	4 _m	5 _m

Računska sila loma F_L :

$$F_L = S \cdot F = 6,4 \cdot 49804 = 318746 \text{ N} \quad (4.24)$$

Gdje je:

$S = 8,2$ - uvećan³ faktor sigurnosti za pogonsku grupu 3_m (Tablica 4.3)

³ Uzevši u obzir da za dizanje opasnih predmeta faktor sigurnosti treba povećati za 10-15%

Promjer užeta d :

$$d \geq \sqrt{\frac{4 \cdot F_L}{f \cdot \pi \cdot R_m}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 318746}{0,50 \cdot \pi \cdot 1960}} = 20,35 \text{ mm} \quad (4.25)$$

Gdje je:

$$f = \frac{A}{A_{\text{teor}}} = 0,5 - \text{faktor ispunje užeta}$$

$$R_m = 1960 \text{ N/mm}^2 - \text{lomna čvrstoća užeta, odabrano [9]}$$

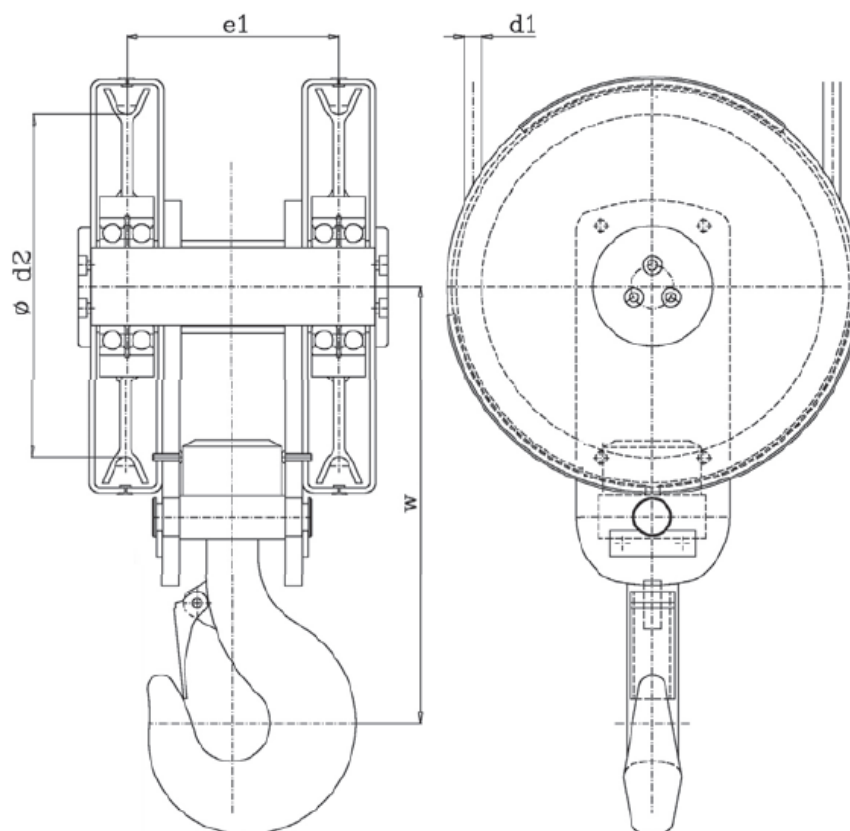
Odabrano paralelno pleteno užo tipa Filler (DIN 3057) 6x19, lomne čvrstoće $R_m = 1960 \text{ N/mm}^2$, promjera $d = 22 \text{ mm}$, te faktora ispunje $f = 0,50$.



Slika 4.5. Paralelno pleteno užo tipa Filler 6x19, DIN 3057 [9]

4.5. Pomični blok (sklop kuke)

Prema prethodnom proračunu kuke, odabran je sklop kuke proizvođača Gosan [13] s dimenzijama prema slici (Slika 4.6).



Nº	GROUP	LOAD	d1	d2	e1	W	WEIGHT	REF.
1,6	M4	5	9-10	180	135	280	26	023.1.6.M456
1,6	M5	4	9-10	180	135	280	26	023.1.6.M456
1,6	M6	3,2	9-10	180	135	280	26	023.1.6.M456
2,5	M4	8	13	240	165	335	47	023.2.5.M456
2,5	M5	6,3	13	240	165	335	47	023.2.5.M456
2,5	M6	5	13	240	165	335	47	023.2.5.M456
4	M4	10	13	240	185	350	56	023.4.M456-1
4	M5	8	13	240	185	350	56	023.4.M456-1
4	M6	6,3	13	240	185	350	56	023.4.M456-1
4	M4	12,5	16	290	200	380	81	023.4.M456-2
4	M5	10	16	290	200	380	81	023.4.M456-2
4	M6	8	16	290	200	380	81	023.4.M456-2
5	M4	16	16	290	210	405	87	023.5.M456
5	M5	12,5	16	290	210	405	87	023.5.M456
5	M6	10	16	290	210	405	87	023.5.M456
6	M4	20	20-21-22	400	250	510	170	023.6.M456
6	M5	16	20-21-22	400	250	510	170	023.6.M456
6	M6	12,5	20-21-22	400	250	510	170	023.6.M456
8	M4	25	20-21-22	400	270	535	181	023.8.M456
8	M5	20	20-21-22	400	270	535	181	023.8.M456
8	M6	16	20-21-22	400	270	535	181	023.8.M456
10	M4	32	24	430	300	580	240	023.10.M456
10	M5	25	24	430	300	580	240	023.10.M456
10	M6	20	24	430	300	580	240	023.10.M456
12	M4	40	26	470	355	655	312	023.12.M456
12	M5	32	26	470	355	655	312	023.12.M456
12	M6	25	26	470	355	655	312	023.12.M456
16	M4	50	29	520	380	750	407	023.16.M456
16	M5	40	29	520	380	750	407	023.16.M456
16	M6	32	29	520	380	750	407	023.16.M456

Slika 4.6. Sklop kuke [13]

5. Mehanizam za dizanje tereta

5.1. Najmanji promjer užnica i bubnja

Najmanji promjer užnica i bubnja se odabire kako bi se osigurala potrebna trajnost užeta. Najmanji potrebni odnosi promjera bubnja ili užnica u odnosu na promjer užeta i pogonsku grupu prikazani su u tablici (Tablica 5.1).

Tablica 5.1. Najmanji potrebni odnosi promjera bubnja i užnica [1]

Pogonska grupa	$(D/d)_{\min}$ BUBANJ	$(D/d)_{\min}$ UŽNICA	$(D/d)_{\min}$ IZRAVNAVAJUĆA UŽNICA
1B _m	14 (16)*	16 (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)

*Vrijednosti u zagradama su za višeslojnu užad (užad sa 2 ili 3 sloja pramena). Ukoliko se izborom konstrukcije višeslojnog užeta postigne dovoljna trajnost, mogu se koristiti koeficijenti za jednoslojnu užad.

Na potrebni najmanji promjer utječe i faktor broja pregiba užeta (Tablica 5.2). Broj pregiba užeta za udvojeni faktorski koloturnik 4/2 iznosi $b_p = 3$.

Tablica 5.2. Koeficijent broja pregiba [1]

Broj pregiba b_p	≤ 5	6 do 9	≥ 10
Koeficijent c_p	1	1,12	1,15

Najmanji promjer užnice $D_{užn, \min}$:

$$D_{užn, \min} = \left(\frac{D}{d} \right)_{užn} \cdot c_p \cdot d_{už} = 22,4 \cdot 1 \cdot 22 = 493 \text{ mm} \quad (5.1)$$

Najmanji promjer izravnavajuće užnice $D_{iz.užn, \min}$:

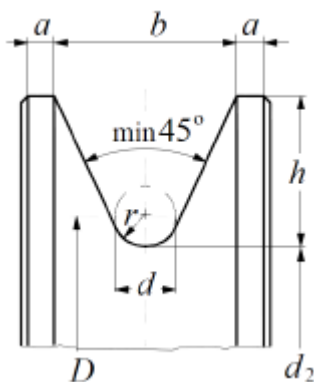
$$D_{iz.užn, \min} = \left(\frac{D}{d} \right)_{iz.užn} \cdot c_p \cdot d_{už} = 16 \cdot 1 \cdot 22 = 352 \text{ mm} \quad (5.2)$$

Najmanji promjer bubnja $D_{b, \min}$:

$$D_{b, \min} = \left(\frac{D}{d} \right)_b \cdot c_p \cdot d_{už} = 20 \cdot 1 \cdot 22 = 440 \text{ mm} \quad (5.3)$$

5.2. Izravnavajuća užnica nepomičnog bloka

Dimenzioniranje i odabir izravnavajuće užnice nepomičnog bloka koloturnika vrši se uzimajući u obzir najmanji dozvoljeni promjer izravnavajuće užnice (poglavlje 5.1).



Slika 5.1. Profil užnice

Odabrane [1] dimenzije izravnavajuće užnice (Slika 5.1):

$$D_{iz.užn} = D = 360 \text{ mm}$$

$$h = 35 \text{ mm}$$

$$a = 7 \text{ mm}$$

$$b = 45 \text{ mm}$$

$$r = 12 \text{ mm}$$

Najveći moment savijanja kojim je opterećena osovina užnice M_{\max} :

$$M_{\max} = \frac{F_{\text{už}}}{2} \cdot \left(\frac{L}{2} - \frac{B}{4} \right) = \frac{99608}{2} \cdot \left(\frac{160}{2} - \frac{90}{4} \right) = 2863730 \text{ Nmm} \quad (5.6)$$

Gdje je:

$F_{\text{už}}$ - sila koja djeluje na užnicu [N]

B - širina užnice [mm]

L - duljina grede [mm]

Dopušteni moment savijanja M_{dop} :

$$M_{\text{dop}} = \pi \cdot \frac{d_0^3}{32} \cdot \sigma_{\text{dop}} = \pi \cdot \frac{120^3}{32} \cdot 90 = 15268140 \text{ Nmm} \quad (5.7)$$

Gdje je:

d_0 - promjer osovine [mm]

σ_{dop} - dopušteno naprezanje za čelik Č.0361 [N/mm²]

$$M_{\text{dop}} \geq M_{\max} \quad (5.8)$$

UVIJET ZADOVOLJEN!

Površinski pritisak nosivih limova p :

$$p = \frac{F_{\text{už}}}{2 \cdot t \cdot d_0} = \frac{99608}{2 \cdot 30 \cdot 120} = 14 \text{ N/mm}^2 \quad (5.9)$$

Gdje je:

d_0 - promjer osovine [mm]

$F_{\text{už}}$ - sila koja djeluje na užnicu [N]

t - distantni prsten [mm]

$$p \leq p_{\text{dop}} = 14 \text{ MPa} \leq 100 \text{ MPa}$$

UVIJET ZADOVOLJEN!

5.2.2. Odabir i kontrola valjnih ležajeva užnice

Statičko opterećenje [14]:

$$F_0 = F_r \cdot f_s = 168000 \cdot 2 = 336000 \text{ N} - \text{ekvivalentno statičko opterećenje}$$

$$f_s = 1 \div 4 - \text{faktor sigurnosti ležajnog mjesta (odabrano)}$$

$$F_r = Q \cdot g = 16800 \cdot 9,81 \approx 168000 \text{ N} - \text{radijalno opterećenje (1 ležaj na užnici)}$$

$$\text{Uvjet: } C_0 \geq F_0 \Rightarrow C_0 \geq 336000 \text{ N}$$

$$C \geq F_0 \Rightarrow C \geq 336000 \text{ N}$$

Odabran je dvoredni cilindrični ležaj *SKF NNU 4124 M/W33* (Slika 5.3), prema [14], sljedećih karakteristika:

$d = 120 \text{ mm}$ - unutarnji promjer ležaja

$D = 200 \text{ mm}$ - vanjski promjer ležaja

$B = 80 \text{ mm}$ - širina ležaja

$C = 523000 \text{ N}$ - dinamička nosivost ležaja

$C_0 = 865000 \text{ N}$ - statička nosivost ležaja

Principal dimensions				Basic load ratings		Speed ratings	Limiting speed		Designation
d	D	B	C	dynamic C	static C ₀	Reference speed	Limiting speed		
mm	mm	mm	mm	kN	kN	r/min			-
120	200	80	80	523	865	3000	3800		NNU 4124 M/W33

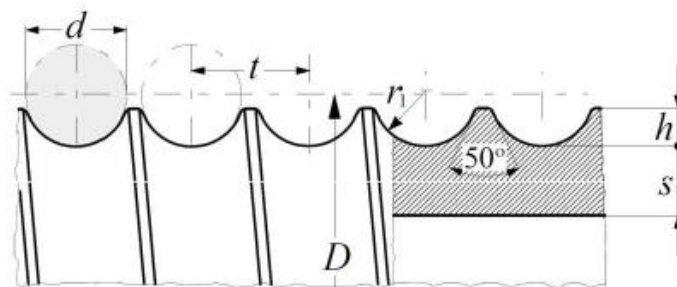
The technical drawing shows two views of the SKF NNU 4124 M/W33 roller bearing. The left view, labeled 'Design NNU4W33', shows the bearing with dimensions: outer diameter D = 200 mm, inner diameter d = 120 mm, width B = 80 mm, and a distance F = 141 mm from the inner diameter to the bottom of the bearing. It also shows a shoulder height K = 3 mm and a shoulder width b = 5,5 mm. The right view, labeled 'Calculation factor k_r 0,33', shows the bearing with dimensions: outer diameter D_{amax} = 190 mm, inner diameter d_{amin} = 126,5 mm, d_{amax} = 137 mm, and d_{bmin} = 144 mm. It also shows a shoulder height r_{bmax} = 2 mm and a shoulder width s = 1 mm.

Slika 5.3. Ležaj SKF NNU 4124 M/W33 [14]

5.3. Proračun bubnja

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

5.3.1. Dimenzije profila žlijeba bubnja



Slika 5.4. Osnovne mjere žlijeba [1]

Visina profila žlijeba h (Slika 5.4):

$$0,375 \cdot d \leq h \leq 0,4 \cdot d \rightarrow 0,375 \cdot 22 \leq h \leq 0,4 \cdot 22 \rightarrow 8,25 \leq h \leq 8,8 \quad (5.10)$$

Gdje je:

d - promjer užeta [mm]

Odabrano: $h = 8,5$ mm

Radijus profila žlijeba r_1 (Slika 5.4):

$$r_1 = 0,53 \cdot d = 0,53 \cdot 22 = 11,66 \text{ mm} \quad (5.11)$$

Gdje je:

d - promjer užeta [mm]

Odabrano: $r_1 = 12$ mm

Potreban korak užeta na bubnju t (Slika 5.4):

$$t \cong 1,15 \cdot d = 1,15 \cdot 22 = 25,3 \text{ mm} \quad (5.12)$$

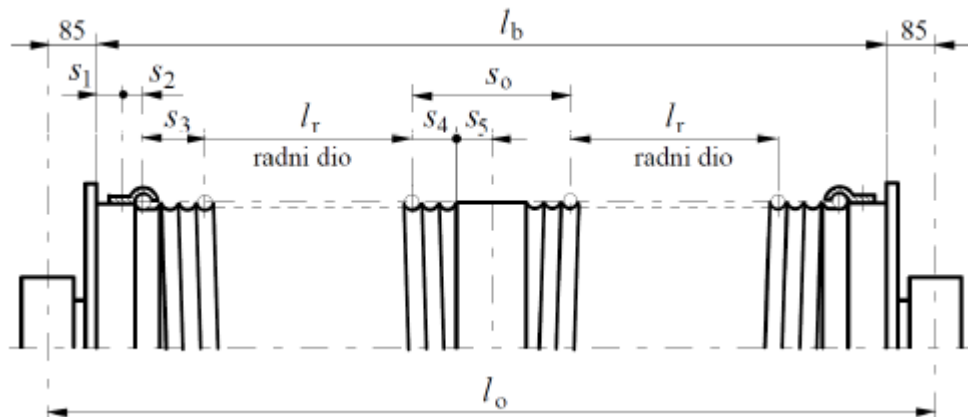
Gdje je:

d - promjer užeta [mm]

Odabrano: $t_1 = 26$ mm

5.3.2. Radna i ukupna dužina bubnja

Kako bi se osigurala što manja dužina bubnja (moguće manje dimenzije sklopa vitla), za njegovu izradu odabrana je debelostijena cijev vanjskog promjera $D_b = 457$ mm, stijenke 25 mm. Iz konstrukcijskih razloga oba kraja užeta namataju se na isti bubanj.



Slika 5.5. Dimenzije bubnja [1]

Radna dužina bubnja l_r (Slika 5.5):

$$l_r = \frac{i_k \cdot H}{D_b \cdot \pi} \cdot t = \frac{2 \cdot 6000}{457 \cdot \pi} \cdot 26 = 217,31 \text{ mm} \quad (5.13)$$

Gdje je:

i_k - prijenosni omjer koloturnika [-]

H - visina dizanja [mm]

D_b - promjer bubnja [mm]

t - korak užeta na bubnju [mm]

Potrebna ukupna dužina dvoužetnog bubnja l_b (Slika 5.5):

$$l_b \cong 2 \cdot \frac{i_k \cdot H}{D_b \cdot \pi} \cdot t + 23 \cdot d + 100 \text{ mm} = 2 \cdot \frac{2 \cdot 6000}{457 \cdot \pi} \cdot 26 + 23 \cdot 22 + 100 \text{ mm} = 1041 \text{ mm} \quad (5.14)$$

Gdje je:

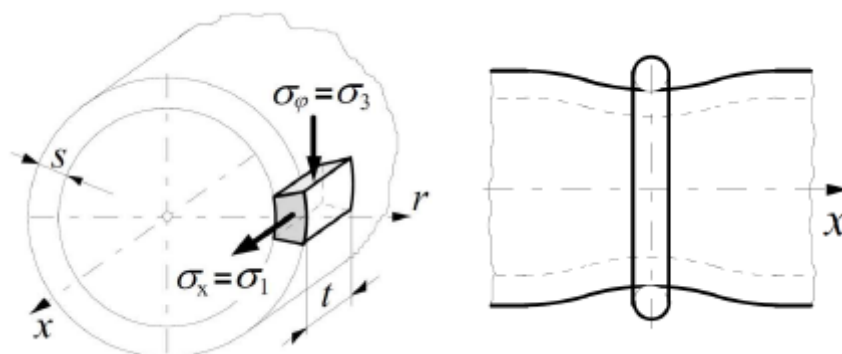
i_k - prijenosni omjer koloturnika [-]

H - visina dizanja [mm]

D_b - promjer bubnja [mm]

t - korak užeta na bubnju [mm]

5.3.3. Naprezanje uslijed namatanja užeta



Slika 5.6. Naprezanje elementa stijenke bubnja i lokalno savijanje ljuske bubnja od jednog navoja užeta [1]

Cirkularno (tlačno) naprezanje σ_ϕ (Slika 5.6):

$$\sigma_\phi = -0,5 \cdot \frac{F}{t \cdot s} \Rightarrow |\sigma_\phi| = -0,5 \cdot \frac{49804}{26 \cdot 25} = 38 \text{ N/mm}^2 \quad (5.15)$$

Gdje je:

F - sila u užetu koje se namata na bubanj [N]

t - korak užeta na bubnju [mm]

s - debljina stijenke bubnja [mm]

Normalno naprezanje σ_x (Slika 5.6):

$$\sigma_x = 0,96 \cdot F \cdot \sqrt{\frac{1}{D_b \cdot s^3}} = 0,96 \cdot 49804 \cdot \sqrt{\frac{1}{457 \cdot 25^3}} = 18 \text{ N/mm}^2 \quad (5.16)$$

Gdje je:

F - sila u užetu koje se namata na bubanj [N]

D_b - vanjski promjer bubnja [mm]

s - debljina stijenke bubnja [mm]

Glavna naprezanja na mjestu namatanja:

$$\begin{aligned}\sigma_1 &= \sigma_x = 18 \text{ N/mm}^2 \\ \sigma_2 &= 0 \\ \sigma_3 &= |\sigma_\phi| = 38 \text{ N/mm}^2\end{aligned}\tag{5.17}$$

Ekvivalentno naprezanje σ_{ekv} :

$$\sigma_{\text{ekv}} = \sigma_1 - \sigma_3 = 18 - (-38) = 56 \text{ N/mm}^2\tag{5.18}$$

Dozvoljeno naprezanje:

$$\sigma_{\text{dop}} = \frac{R_e}{S} = \frac{355}{2,5} = 142 \text{ N/mm}^2$$

$R_e = 300 \text{ N/mm}^2$ - za čelik Č.0545 [4]

$S = 2,5$ - odabrani faktor sigurnosti [1]

$$\sigma_1 - \sigma_3 \leq \sigma_{\text{dop}}$$

UVIJET ZADOVOLJEN!

5.3.4. Posmično naprezanje bubnja

Bubanj je opterećen i momentom torzije koji uzrokuje posmično naprezanje.

Moment torzije bubnja T_b :

$$T_b = 2 \cdot \frac{F \cdot D_b}{2} = 2 \cdot \frac{49804 \cdot 457}{2} = 22760428 \text{ Nmm} = 22760 \text{ Nm}\tag{5.19}$$

Gdje je:

F - sila u užetu koje se namata na bubanj [N]

D_b - vanjski promjer bubnja [mm]

Posmično naprezanje bubnja τ_b :

$$\tau_b = \frac{T_b}{W_{p,b}} = \frac{T_b}{\frac{\pi \cdot D_b^4 - d_b^4}{16 \cdot D_b}} = \frac{22760428}{\frac{\pi \cdot 457^4 - 407^4}{16 \cdot 457}} = 3,3 \text{ N/mm}^2 \quad (5.20)$$

Gdje je:

T_b - moment torzije [Nmm]

$W_{p,b}$ - torzijski moment otpora presjeka bubnja [mm^4]

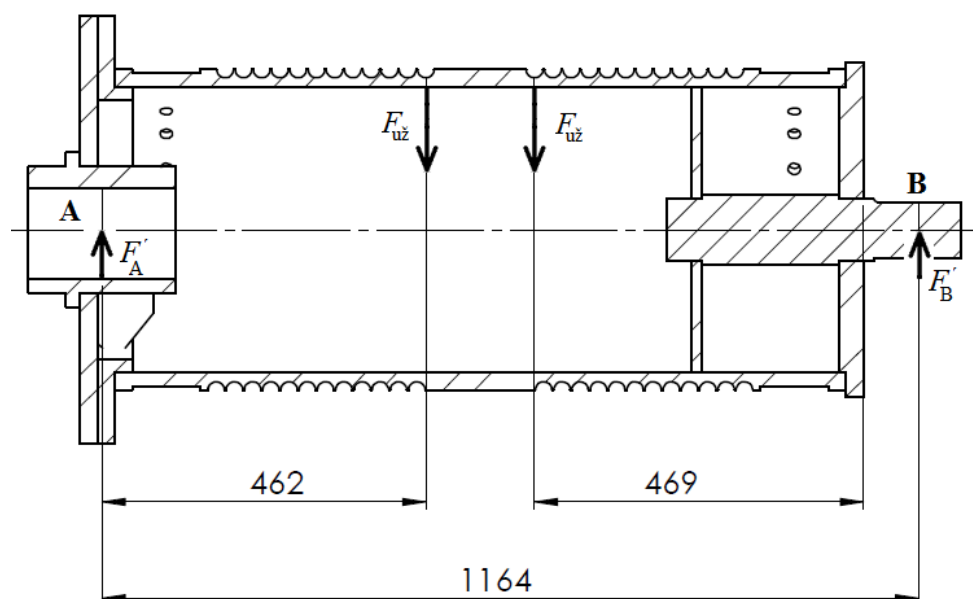
D_b - vanjski promjer bubnja [mm]

d_b - unutarnji promjer bubnja [mm]

Zbog malog iznosa, posmično naprezanje uzrokovano momentom torzije može se zanemariti.

5.3.5. Naprezanje uslijed savijanja bubnja

Najnepovoljniji slučaj naprezanja uslijed savojnog opterećenja javlja se kada je teret podignut u najviši položaj, odnosno kada je kraj užeta najudaljeniji od oslonaca (Slika 5.7). Kako bi se proračun pojednostavnio ukruta osovine (ležajno mjesto B) zanemarena je, a bubanj je razmatran kao greda konstantnog presjeka. Težina bunja je zanemarena jer je opterećenje užetom mnogostruko veće.



Slika 5.7. Konstrukcijska izvedba i opterećenje bubnja

Jednadžbama statike dobivaju se reakcije u osloncima A i B.

Sila F_A' u osloncu A:

$$F_A' = \frac{F_{už} \cdot 469 + F_{už} \cdot 702}{1164} = F_{už} \cdot 1,006 = 49804 \cdot 1,006 = 50103 \text{ N} \quad (5.21)$$

Gdje je:

$$F_{už} = F - \text{sila u užetu koje se namata na bubanj [N]}$$

Sila F_B' u osloncu B:

$$F_B' = 2F_{už} - F_A' = 2F_{už} - 50103 = 2 \cdot 49804 - 50103 = 49505 \text{ N} \quad (5.22)$$

Gdje je:

$$F_{už} = F - \text{sila u užetu koje se namata na bubanj [N]}$$

$$F_A' - \text{sila u osloncu A bubnja [N]}$$

Najveći moment bubnja :

$$M_{B,\max} = F_A' \cdot 462 = 50103 \cdot 462 = 23147586 \text{ Nmm} \quad (5.23)$$

Gdje je:

$$F_A' - \text{sila u osloncu A bubnja [N]}$$

Savojno naprežanje bubnja $\sigma_{f,b}$:

$$\sigma_{f,b} = \frac{M_{B,\max}}{W_b} = \frac{M_{B,\max}}{\frac{\pi}{32} \cdot \frac{D_b^4 - d_b^4}{D_b}} = \frac{23147586}{\frac{\pi}{32} \cdot \frac{457^4 - 407^4}{457}} = 6,7 \text{ N/mm}^2 \quad (5.24)$$

Gdje je:

$$M_{b,\max} - \text{moment savijanja [Nmm]}$$

$$W_b - \text{moment otpora presjeka bubnja [mm}^4\text{]}$$

$$D_b - \text{vanjski promjer bubnja [mm]}$$

$$d_b - \text{unutarnji promjer bubnja [mm]}$$

Zbog malog iznosa, savojno naprežanje uzrokovano momentom savijanja može se zanemariti.

5.3.6. Progib bubnja

Najveći progib⁴ bubnja w_{\max} [4]:

$$w_{\max} = \frac{2 \cdot F \cdot l_b^3}{48 \cdot E \cdot I_y} = \frac{2 \cdot 49804 \cdot 1041^3}{48 \cdot 210000 \cdot 794000000} = 0,0014 \text{ mm} \quad (5.25)$$

Gdje je:

F - sila u užetu koje se namata na bubanj [N]

l_b - ukupna dužina dvoužetnog bubnja [mm]

E - modul elastičnosti za čelik [N/mm²]

I_y - moment tromosti presjeka [mm⁴]

Moment tromosti poprečnog presjeka bubnja I_y [4]:

$$I_y = \frac{\pi}{64} \cdot (D_b^4 - d_b^4) = \frac{\pi}{64} \cdot (457^4 - 407^4) = 794000000 \text{ mm}^4 \quad (5.26)$$

Gdje je:

D_b - vanjski promjer bubnja [mm]

d_b - unutarnji promjer bubnja [mm]

5.3.7. Debljina čelone ploče bubnja

Debljina čelone ploče bubnja w [4]:

$$w = \sqrt{1,44 \cdot \left(1 - \frac{3}{3} \cdot \frac{D_1}{D_b}\right) \cdot \frac{F_h}{\sigma_{\text{dop}}}} = \sqrt{1,44 \cdot \left(1 - \frac{2}{3} \cdot \frac{180}{457}\right) \cdot \frac{4980,4}{100}} = 7,5 \text{ mm} \quad (5.27)$$

Gdje je:

D_b - promjer bubnja [mm]

D_1 - promjer glavine bubnja [mm]

$F_h = 0,1 \cdot F = 0,1 \cdot 49804 = 4980,4 \text{ N}$

$\sigma_{\text{dop}} = \text{do } 100 \text{ N/mm}^2$ [1]

⁴ Korištena formula je formula za progib štapa (grede), ali može poslužiti i za ovaj slučaj

5.3.8. 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.

Odabrani vijci: M20 [4]

$$d_1 = 17,294 \text{ mm}$$

$$d_2 = 18,376 \text{ mm}$$

$$A_j = 225 \text{ mm}^2 - \text{površina jezgre vijka}$$

Čvrstoća odabranog materijala vijaka 8.8 iznosi: $R_e = 0,8 \cdot 800 \text{ N/mm}^2 = 640 \text{ N/mm}^2$

Moment koji se prenosi trenjem:

$$F \cdot \frac{D_b}{2} \leq n \cdot \mu \cdot F_N \cdot \frac{d_7}{2} \quad (5.28)$$

Gdje je:

F - sila u užetu koje se namata na bubanj [N]

D_b - vanjski promjer bubnja [mm]

$F_N = \sigma_{\text{dop}} \cdot A_j$ - normalna sila [N]

$\mu = 0,2$ - faktor trenja za čelične vijke [-]

$$d_7 = D_b + (85 \div 100) = 457 + (85 \div 100) = 560 \text{ mm}$$

n - broj vijaka [-]

Potrebni broj vijaka n :

$$n \geq \frac{F \cdot D_b}{\mu \cdot \sigma_{\text{dop}} \cdot A_j \cdot d_7} = \frac{49804 \cdot 457}{0,15 \cdot 213 \cdot 225 \cdot 560} = 5,65 \quad (5.29)$$

Gdje je:

F - sila u užetu koje se namata na bubanj [N]

D_b - vanjski promjer bubnja [mm]

$\mu = 0,15 \div 0,2$ - faktor trenja za čelične vijke [-]

$$d_7 = D_b + (85 \div 100) = 813 + (85 \div 100) = 913 \text{ mm}$$

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

Odabrano: $n = 6$ vijaka M20 (iz konstrukcijskih razloga) materijala kvalitete 8.8.

Normalna sila u vijku F_n :

$$F_n = \frac{F \cdot D_b}{n \cdot \mu \cdot d_7} = \frac{49804 \cdot 457}{6 \cdot 0,15 \cdot 560} = 45160 \text{ N} \quad (5.30)$$

Gdje je:

F - sila u užetu koje se namata na bubanj [N]

D_b - vanjski promjer bubnja [mm]

$\mu = 0,15 \div 0,2$ - faktor trenja za čelične vijke [-]

$d_7 = D_b + (85 \div 100) = 457 + (85 \div 100) = 560 \text{ mm}$

n - broj vijaka [-]

Vlačno naprezanje vijka σ_v [5]:

$$\sigma_v = \frac{F_n}{A_j} = \frac{45160}{225} = 201 \text{ N/mm}^2 \quad (5.31)$$

Gdje je:

F_n - sila u vijku [N]

$A_j = 225 \text{ mm}^2$ - površina jezgre vijka

Dozvoljeno naprezanje vijka:

$$\sigma_{\text{dop}} = \frac{R_e}{S} = \frac{640}{2,5} = 256 \text{ N/mm}^2$$

$R_e = 640 \text{ N/mm}^2$ - za odabrani materijal vijka 8.8 [5]

$S = 2,5$ - odabrani faktor sigurnosti

$$\sigma_v < \sigma_{\text{dop}}$$

UVIJET ZADOVOLJEN!

Sila prednaprezanja vijka F_p [5]:

$$F_p = A_j \cdot \sigma_{pr} = 225 \cdot 150 = 33750 \text{ N} \quad (5.32)$$

Gdje je:

$A_j = 225 \text{ mm}^2$ - površina jezgre vijka

σ_{pr} - prednaprezanje [N/mm^2]

Moment pritezanja vijka T_p [5]:

$$T_p \approx F_p \cdot \left(0,16 \cdot P + \mu \cdot \frac{d_2 + D_{sr}}{2} \right) \quad (5.33)$$

$$= 33750 \cdot \left(0,16 \cdot 2,5 + 0,15 \cdot \frac{18,376 + 28}{2} \right) = 130889 \text{ Nmm} = 131 \text{ Nm}$$

Gdje je:

F_p - sila u vijku [N]

$P = 2,5 \text{ mm}$ - korak za vijak M20 [4]

$d_2 = 18,376 \text{ mm}$ - za vijak M20 [4]

$D_{sr} = 1,4 \cdot d = 1,4 \cdot 20 = 28 \text{ mm}$ - srednji promjer površine glave vijka M20

5.3.9. Osovina bubnja

Promjer osovine d_o mora zadovoljavati:

$$d_o \geq \sqrt{\frac{32 \cdot c_B \cdot F_{B,\max}}{\pi \cdot \sigma_d}} = \sqrt{\frac{32 \cdot 2 \cdot 24902}{\pi \cdot 80}} = 79,63 \text{ mm} \quad (5.34)$$

Gdje je:

$F_{B,\max}$ - maksimalno opterećenje ležaja [N]

$c_B = \frac{l_B}{d_o} = 1,5 \dots 2$ - odabrano 2

$\sigma_d = 80 \text{ N/mm}^2$ - za materijal osovine lomne čvrstoće $R_m = 500 \text{ MPa}$

Najveće opterećenje ležaja $F_{B,max}$:

$$F_{B,max} = F_{max} \cdot \frac{l_b + l_r}{2 \cdot (l_b + l_r)} = 49804 \cdot \frac{1041 + 217}{2 \cdot (1041 + 217)} = 24902 \text{ N} \quad (5.35)$$

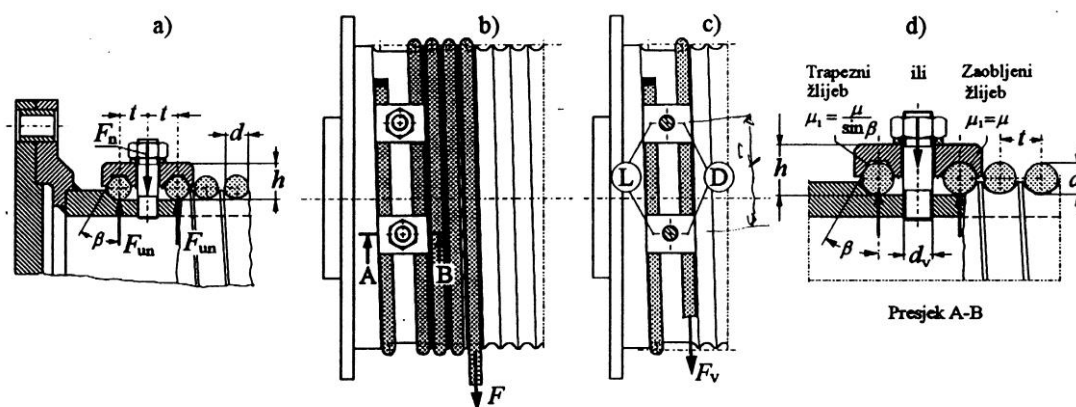
Gdje je:

$F = F_{max}$ - sila u užetu koje se namata na bubanj [N]

l_r - radna dužina bubnja [mm]

l_b - ukupna dužina bubnja [mm]

5.3.10. Veza užeta s bubnjem



Slika 5.8. Veza užeta s bubnjem [1]

Sila u užetu pred ulazom u vijčanu vezu F_V (Slika 5.8):

$$F_V = \frac{F}{e^{\mu\alpha}} = \frac{49804}{e^{0,1 \cdot 4\pi}} = 14175 \text{ N} \quad (5.36)$$

Gdje je:

F - sila u užetu koje se namata na bubanj [N]

$\mu = 0,1$ - faktor trenja za čelik

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

Normalna sila u užetu na mjestu veze s bubnjem F_{un} mora biti (Slika 5.8):

$$F_{un} \leq 0,4 \cdot F = 0,4 \cdot 49804 = 19922 \text{ N} \quad (5.37)$$

Gdje je:

F - sila u užetu koje se namata na bubanj [N]

Potrebna normalna sila u jednom vijku F_n (Slika 5.8):

$$F_n = 2F_{un} = 2 \cdot \frac{F}{(\mu + \mu_1) \cdot (e^{\mu\alpha} + 1)} = 0,8 \cdot F = 0,8 \cdot 49804 = 39843 \text{ N} \quad (5.38)$$

Gdje je:

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

F - sila u užetu koje se namata na bubanj [N]

$\mu = 0,1$ - faktor trenja za čelik

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

Odabrani vijci: M20 [4]

$$d_1 = 17,294 \text{ mm}$$

$$d_2 = 18,376 \text{ mm}$$

$$A_j = 225 \text{ mm}^2 \text{ - površina jezgre vijka}$$

Čvrstoća odabranog materijala vijaka 8.8 iznosi: $R_e = 0,8 \cdot 800 \text{ N/mm}^2 = 640 \text{ N/mm}^2$

Dopušteno naprezanje materijala vijaka 8.8 iznosi:

$$\sigma_d \cong \frac{R_e}{2} = \frac{640}{2} = 320 \text{ N/mm}^2$$

Potreban broj vijaka z prema opterećenju na vlak i savijanje:

$$z \geq \frac{F_n}{\sigma_d} \left(\frac{1,3}{A_j} + \frac{32 \cdot \mu_1 \cdot h}{\pi \cdot d_1^3} \right) = \frac{39843}{320} \cdot \left(\frac{1,3}{225} + \frac{32 \cdot 0,15 \cdot 40}{\pi \cdot 17,294^3} \right) = 2,19 \quad (5.39)$$

Gdje je:

F_n - normalna sila u jednom vijku [N]

$$\sigma_{dop} = \frac{R_e}{S} = \frac{640}{2} = 320 \text{ N/mm}^2$$

$\mu_1 = \mu / \sin \beta = 0,1 / \sin 40^\circ = 0,15$ - faktor trenja za trapezni žlijeb

$h = 40 \text{ mm}$ - odabrano

$d_1 = 17,294 \text{ mm}$ - za vijak M20 [4]

$A_j = 225 \text{ mm}^2$ - površina jezgre vijka M20 [4]

Odabrano: 3 vijka M20 kvalitete materijala 8.8.

Vijci se stavljaju po obodu bubnja na razmaku l_v :

$$l_v \geq 5 \cdot d = 5 \cdot 22 = 110 \text{ mm} \quad (5.40)$$

Gdje je:

d - promjer užeta [mm]

Vlačno naprezanje vijka [5] σ_v :

$$\sigma_v = \frac{F_n}{A_j} = \frac{39843}{225} = 177 \text{ N/mm}^2 \quad (5.41)$$

Gdje je:

F_n - sila u vijku [N]

$A_j = 225 \text{ mm}^2$ - površina jezgre vijka

Dozvoljeno naprezanje vijka:

$$\sigma_{\text{dop}} = \frac{R_e}{S} = \frac{640}{2,5} = 245 \text{ N/mm}^2$$

$R_e = 640 \text{ N/mm}^2$ - za odabrani materijal vijka 8.8 [5]

$S = 2,5$ - odabrani faktor sigurnosti

$$\sigma_v < \sigma_{\text{dop}}$$

UVIJET ZADOVOLJEN!

Sila prednaprezanja vijka F_p [5]:

$$F_p = A_j \cdot \sigma_{\text{pr}} = 225 \cdot 150 = 33750 \text{ N} \quad (5.42)$$

Gdje je:

$A_j = 225 \text{ mm}^2$ - površina jezgre vijka

σ_{pr} - prednaprezanje [N/mm^2]

Moment pritezanja vijka T_p [5]:

$$T_p \approx F_p \cdot \left(0,16 \cdot P + \mu \cdot \frac{d_2 + D_{sr}}{2} \right) \quad (5.43)$$

$$= 33750 \cdot \left(0,16 \cdot 2,5 + 0,15 \cdot \frac{18,376 + 28}{2} \right) = 130889 \text{ Nmm} = 131 \text{ Nm}$$

Gdje je:

F_p - sila u vijku [N]

$P = 2,5 \text{ mm}$ - korak za vijak M20 [4]

$d_2 = 18,376 \text{ mm}$ - za vijak M20 [4]

$D_{sr} = 1,4 \cdot d = 1,4 \cdot 20 = 28 \text{ mm}$ - srednji promjer površine glave vijka M20

5.3.11. Odabir ležaja bubnja

Ležajno mjesto na bubnju je slobodno ležajno mjesto koje na okvir vitla prenosi samo radijalno opterećenje. Kako bi se utvrdilo je li za odabir ležaja relevantna statička ili dinamička nosivost potrebno je prvo izračunati broj okretaja bubnja.

Broj okretaja bubnja n_b :

$$n_b = \frac{i_k \cdot v_d \cdot 60}{D_b \cdot \pi} = \frac{2 \cdot 0,0833 \cdot 60}{0,457 \cdot \pi} = 6,96 \frac{\text{okr}}{\text{min}} \quad (5.44)$$

Gdje je:

i_k - prijenosni omjer koloturnika [-]

v_d - brzina dizanja tereta [m/s]

D_b - vanjski promjer bubnja [m]

Broj okretaja bubnja je razmjerno mali pa je statička nosivost odabrana kao relevantna.

Radijalno opterećenje:

$$F_r = \frac{F}{2} = \frac{49804}{2} = 24902 \approx 25000 \text{ N} \quad (5.45)$$

Gdje je:

F - sila u užetu koje se namata na bubanj [N]

Statičko opterećenje [4]:

$$F_0 = F_r \cdot f_s = 25000 \cdot 2 = 50000 \text{ N} - \text{ekvivalentno statičko/dinamičko opterećenje}$$

$$f_s = 1 \div 4 - \text{faktor sigurnosti ležajnog mjesta (odabrano)}$$

$$\text{Uvjet: } C_0 \geq F_0 \Rightarrow C_0 \geq 50000 \text{ N}$$

$$C \geq F_0 \Rightarrow C \geq 50000 \text{ N}$$

Za osovinu promjera $d_4 = 80 \text{ mm}$ Odabire se sklop ležaja SYJ 80 TF, s kućištem ležaja SYK 516 i samoudesivim kugličnim ležajem YAR 216-2F, prema [14], sljedećih karakteristika:

$d = 100 \text{ mm}$ - unutarnji promjer

$C = 72000 \text{ N}$ - dinamička nosivost ležaja

$C_0 = 53000 \text{ N}$ - statička nosivost ležaja

Ostale karakteristike (Slika 5.9)

Principal dimensions					Basic load ratings		Designations		
d	A	H	H ₁	L	dynamic C	static C ₀	Bearing unit	Housing	Bearing
mm					kN		-		
80	78	176	88,9	292	72,8	53	SYJ 80 TF	SYJ 516	YAR 216-2F

Grub screw
Recommended tightening torque [Nm] M10x1 16,5
Hexagonal key size [mm] 5

Slika 5.9. Ležaj SKF SYJ 80 TF [14]

5.4. Elektromotor, reduktor i kočnica za dizanje

5.4.1. 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 $P_{\text{potr.}}$:

$$P_{\text{potr.}} = \frac{(Q + m_{\text{PB}}) \cdot g \cdot v_d}{\eta} = \frac{(16800 + 180) \cdot 9,81 \cdot 0,0833}{0,93} = 14920 \text{ W} \approx 15 \text{ kW} \quad (5.46)$$

Gdje je:

$$Q = Q_L / 4 = 67200 / 4 = 16800 \text{ kg} - \text{masa tereta}$$

$$g = 9,81 \text{ m/s}^2 - \text{gravitacijsko ubrzanje}$$

$$m_{\text{PB}} - \text{masa pomičnog bloka [kg]}$$

$$v_d = \frac{5}{60} = 0,0833 \text{ m/s} - \text{brzina dizanja tereta}$$

$$\eta = \eta_{\text{red}} \cdot \eta_b \cdot \eta_K \cdot \eta_k = 0,97 \cdot 0,98 \cdot 0,99 \cdot 0,99 = 0,93 - \text{ukupna iskoristivost prijenosa}$$

$$\eta_{\text{red}} = 0,97 - \text{stupanj djelovanja reduktora}$$

$$\eta_b = 0,98 - \text{stupanj djelovanja bubnja}$$

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

$$\eta_k = 0,99 - \text{stupanj djelovanja koloturnika}$$

5.4.2. Parametri reduktora za dizanje tereta

Broj okretaja bubnja n_b (potreban broj okretaja izlaznog vratila reduktora):

$$n_b = \frac{i_k \cdot v_d \cdot 60}{D_b \cdot \pi} = \frac{2 \cdot 0,0833 \cdot 60}{0,457 \cdot \pi} = 6,96 \frac{\text{okr}}{\text{min}} \quad (5.47)$$

Gdje je:

$$i_k - \text{prijenosni omjer koloturnika [-]}$$

$$v_d - \text{brzina dizanja tereta [m/s]}$$

$$D_b - \text{vanjski promjer bubnja [m]}$$

Potreban moment vratila reduktora na strani bubnja M_b :

$$M_b = 2 \cdot \frac{F \cdot D_b}{2} = 2 \cdot \frac{49804 \cdot 457}{2} = 22760428 \text{ Nmm} = 22,8 \text{ kNm} \quad (5.48)$$

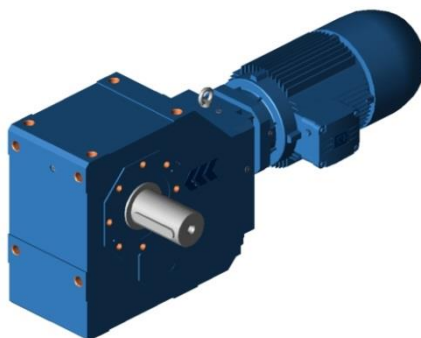
Gdje je:

F - sila u užetu koje se namata na bubanj [N]

D_b - vanjski promjer bubnja [mm]

5.4.3. Odabir elektromotora s reduktorom i kočnicom

Odabran je, iz kataloga [15], sklop el. motora i reduktora *KUA 139C 3C 180M/L 04E-TH-TF-BR150* (Slika 5.10) proizvođača *WATTDRIIVE*, karakteristika prikazanih u tablici (Tablica 5.3).



Slika 5.10. Sklop el. motora i reduktora *KUA 139C 3C 180M/L 04E-TH-TF-BR150* [15]

Tablica 5.3. Karakteristike odabranog sklopa el. motora i reduktora za dizanje [15]

$m = 777 \text{ kg}$	ukupna masa sklopa
$I_M = 209 \times 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$	moment inercije sklopa elektromotora
3x400 V 50 Hz	priključno el. napajanje
$P_n = 17,5 \text{ kW}$	nazivna snaga el. motora
$n_m = 1470 \text{ min}^{-1}$	brzina vrtnje el. motora
$i_{\text{red}} = 211,97$	prijenosni omjer reduktora
$n_2 = 6,9 \text{ min}^{-1}$	brzina vrtnje na izlaznom vratilu
$M_2 = 23117 \text{ Nm}$	moment na izlaznom vratilu
$\phi 120 \text{ m6 mm}$	dimenzije izlaznog vratila
$M_{K,\text{mot}} = 150 \text{ Nm}$	Moment kočenja

5.4.4. Provjera momenta kočenja

Moment kočenja M_K :

$$M_K = M_{st,K} + M_{din} = 70,47 + 37,6 = 108,07 \text{ Nm} \quad (5.49)$$

Gdje je:

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

M_{din} - dinamički moment kočenja [Nm]

Statički moment kočenja $M_{st,K}$:

$$M_{st,K} = Q \cdot g \cdot \frac{v_d}{\omega_M} \cdot \eta_k = 16800 \cdot 9,81 \cdot \frac{0,0833}{154} \cdot 0,79 = 70,43 \text{ Nm} \quad (5.50)$$

Gdje je:

$Q = 16800 \text{ kg}$ - nazivni teret (masa tereta)

$v_d = \frac{5}{60} = 0,0833 \text{ m/s}$ - brzina dizanja tereta

$\omega_M = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_M}{60} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 1470}{60} = 154 \text{ s}^{-1}$ - kutna brzina motora

$$\eta_k = \left(2 - \frac{1}{\eta_{red}}\right) \cdot \left(2 - \frac{1}{\eta_B}\right) \cdot \left(2 - \frac{1}{\eta_K}\right) \cdot \left(2 - \frac{1}{\eta_k}\right) = 0,79$$

Dinamički moment kočenja M_{din} :

$$M_{din} = M_{rot} + M_{tr} = 37 + 0,6 = 37,6 \text{ Nm} \quad (5.51)$$

Gdje je:

M_{rot} - moment usporenja rotacijskih masa [Nm]

M_{tr} - moment usporenja translacijskih masa [Nm]

Moment usporenja rotacijskih masa M_{rot} :

$$M_{rot} = I_{rot} \cdot \frac{d\omega}{dt} = 0,24305 \cdot 154 = 37 \text{ Nm} \quad (5.52)$$

Gdje je:

$I_{rot} = 1,15 \cdot I_M = 1,15 \cdot 209 \times 10^{-3} = 0,24035 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ - moment inercije rotacijskih masa

$I_M = 209 \times 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ - moment inercije slopa elektromotora

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{\omega_k - 0}{t_z} = \frac{154}{1} = 154$$

$t_z = 1$ s - vrijeme zaustavljanja (odabrano)

Moment usporenja translacijskih masa M_{tr} :

$$M_{tr} = m_{tr} \cdot \left(\frac{r_b}{i_{red} \cdot i_k} \right)^2 \cdot \frac{\omega_1 - \omega_2}{t_z} \cdot \eta_k = 16800 \cdot \left(\frac{0,2285}{211,97 \cdot 2} \right)^2 \cdot \frac{154 - 0}{1} \cdot 0,79 = 0,6 \text{ Nm} \quad (5.53)$$

Gdje je:

$i_{red} = 211,97$ - prijenosni omjer reduktora

$r_b = \frac{D_b}{2} = \frac{0,457}{2} = 0,2285$ m - radijus bubnja

$i_k = 2$ - prijenosni omjer koloturnika

$m_t = 16800$ kg - nazivni teret

$\omega_1 = \omega_M = 154$ s⁻¹

$\omega_2 = 0$ s⁻¹

$\eta_k = 0,79$

$t_z = 1$ s - vrijeme zaustavljanja (odabrano)

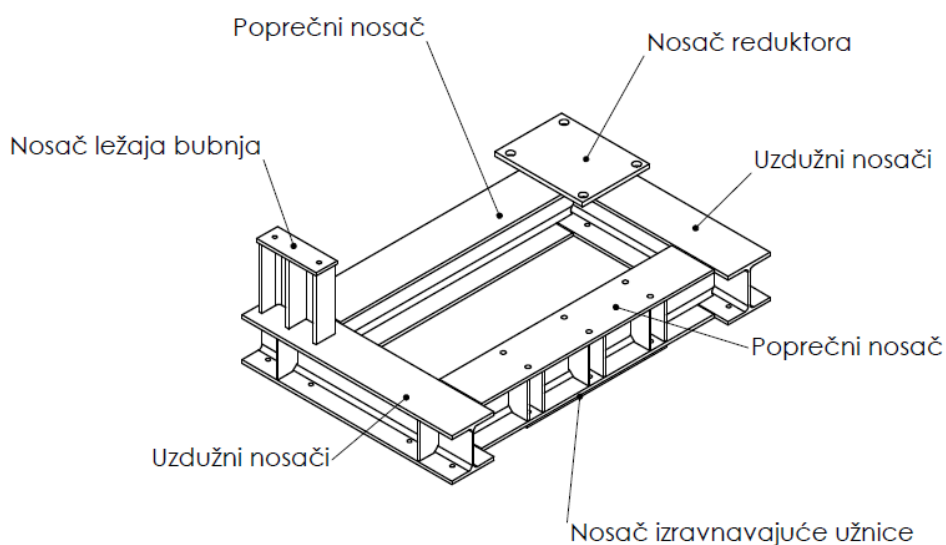
$$M_{K,mot} = 150 \text{ Nm} \geq M_K = 108,07 \text{ Nm}$$

ZADOVOLJAVA!

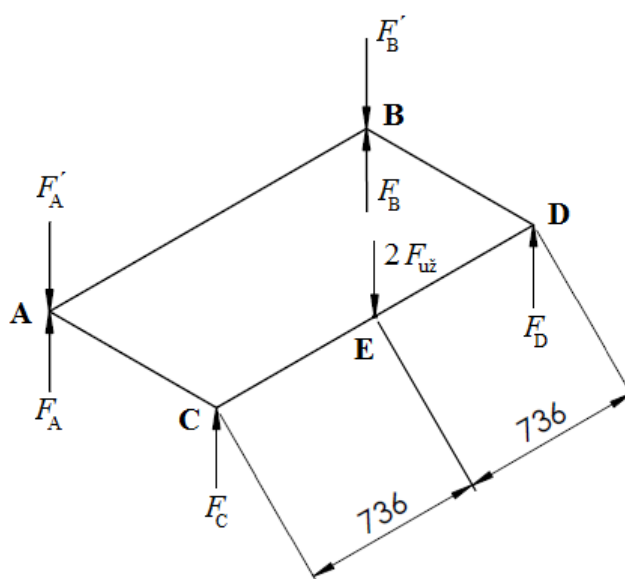
6. Mehanizam za podizanje tereta

6.1. Analitički proračun nosive konstrukcije vitla

Na slici (Slika 6.1) je prikazana konstrukcijska izvedba okvira (nosive konstrukcije) vitla te njegov pojednostavljen statički model (Slika 6.2). Pomoću pojednostavljenog statičkog modela biti će izvršen proračun pojedinih dijelova konstrukcije. Točke A, B, C i D predstavljaju mjesta na kojima se nosiva konstrukcija vitla oslanja na kotače. Točka E predstavlja mjesto na kojem je zavaren nosač izravnavajuće užnice. Sile F_A i F_B predstavljaju sile koje prenosi sklop bubnja, a $F_{už}$ silu u užetu koju prenosi izravnavajuća užnica.



Slika 6.1. Konstrukcijska izvedba nosive konstrukcije (okvira) vitla



Slika 6.2. Pojednostavljeni statički model nosive konstrukcije vitla

U svrhu pojednostavljenja, nosiva konstrukcija vitla će biti razmatrana kao štapna konstrukcija u kojoj se na mjestu čvorova prenose samo sile, ali ne i momenti. Radi takve pretpostavke i zanemarivanja vlastite težine same nosive konstrukcije vitla, faktor sigurnosti biti će povećan sa predloženih $S=1,5$ (prema [1]) na $S=2$.

Sile u osloncima A, B, C i D iznose:

$$\begin{aligned} F_A &= F'_A + m_{\text{red}} \cdot 9,81 = 50103 + 777 \cdot 9,81 = 57725 \text{ N} \\ F_B &= F'_B = 49505 \text{ N} \\ F_C &= F_D = \frac{2F_{\text{už}}}{2} = F_{\text{už}} = 49804 \text{ N} \end{aligned} \quad (6.1)$$

Gdje je:

F'_A - sila u osloncu A bubnja [N]

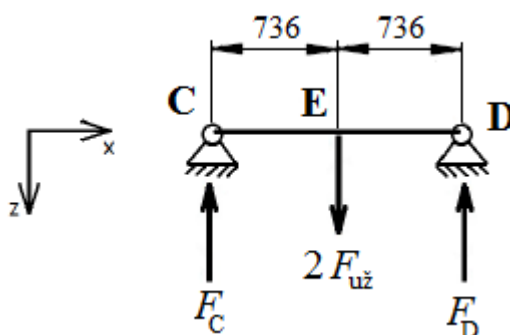
F'_B - sila u osloncu B bubnja [N]

m_{red} - masa sklopa el. motora i reduktora za dizanje [kg]

$F_{\text{už}} = F$ - sila u užetu [N]

Slike (Slika 6.1, Slika 6.2) otkrivaju da je u štapnoj konstrukciji najopterećeniji štap između oslonaca C i D (Slika 6.3), stoga će se proračun provesti upravo za taj dio konstrukcije. Konstrukcija je izrađena od *HEB* profila *HE220B* oblika i dimenzija prema slici (Slika 6.4).

Štap C-D:



Slika 6.3. Mehanički model štapa između oslonaca C i D u ravnini x-z

Najveći moment savijanja $M_C = M_D$ promatranog štapa:

$$M_C = M_D = 2 \cdot F_{\text{už}} \cdot 736 = 2 \cdot 49804 \cdot 736 = 73311488 \text{ Nmm} \quad (6.2)$$

Gdje je:

$F_{\text{už}} = F$ - sila u užetu [N]

Najveće naprezanje promatranog štapa:

$$\sigma_C = \frac{M_C}{W} = \frac{73311488}{763000} = 96 \text{ N/mm}^2 \quad (6.3)$$

Gdje je:

M_C - najveći moment savijanja promatranog štapa [Nmm]

W - moment otpora [mm³]

Dozvoljeno naprezanje:

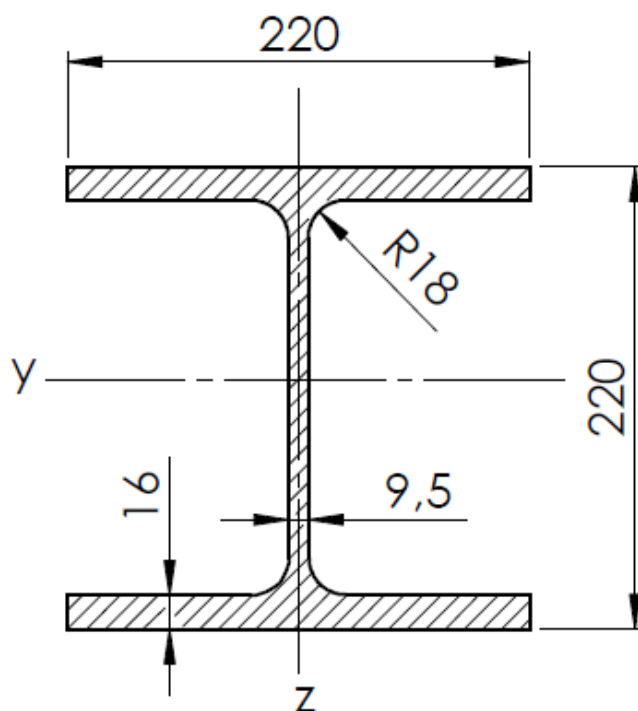
$$\sigma_{\text{dop}} = \frac{\sigma_{\text{fDI}}}{S} = \frac{260}{2} = 130 \text{ N/mm}^2$$

$\sigma_{\text{fDI}} = 260 \text{ N/mm}^2$ - trajna dinamička čvrstoća za istosmjerno savojno optrećenje, za čelik
Č.0361 [4]

$S = 2$ - uvećani preporučeni faktor sigurnosti [1]

$$\sigma_C \leq \sigma_{\text{dop}}$$

UVIJET ZADOVOLJEN!



Slika 6.4. Izgled profila HE220B

Najveći progib promatranog štapa w_{CD} [4]:

$$w_{\max} = \frac{2 \cdot F \cdot l_{CD}^3}{48 \cdot E \cdot I_y} = \frac{2 \cdot 49804 \cdot 1472^3}{48 \cdot 210000 \cdot 80900000} = 0,39 \text{ mm} \quad (6.4)$$

Gdje je:

F - sila u užetu koje se namata na bubanj [N]

l_{CD} - ukupna dužina promatranog štapa [mm]

E - modul elastičnosti za čelik [N/mm²]

I_y - moment tromosti presjeka [mm⁴]

Dopušten progib promatranog štapa w_{\max} [1]:

$$w_{\text{dop}} = \frac{l_{CD}}{600 \dots 800} = \frac{1472}{800} = 1,84 \text{ mm} \quad (6.5)$$

Gdje je:

l_{CD} - ukupna dužina promatranog štapa [mm]

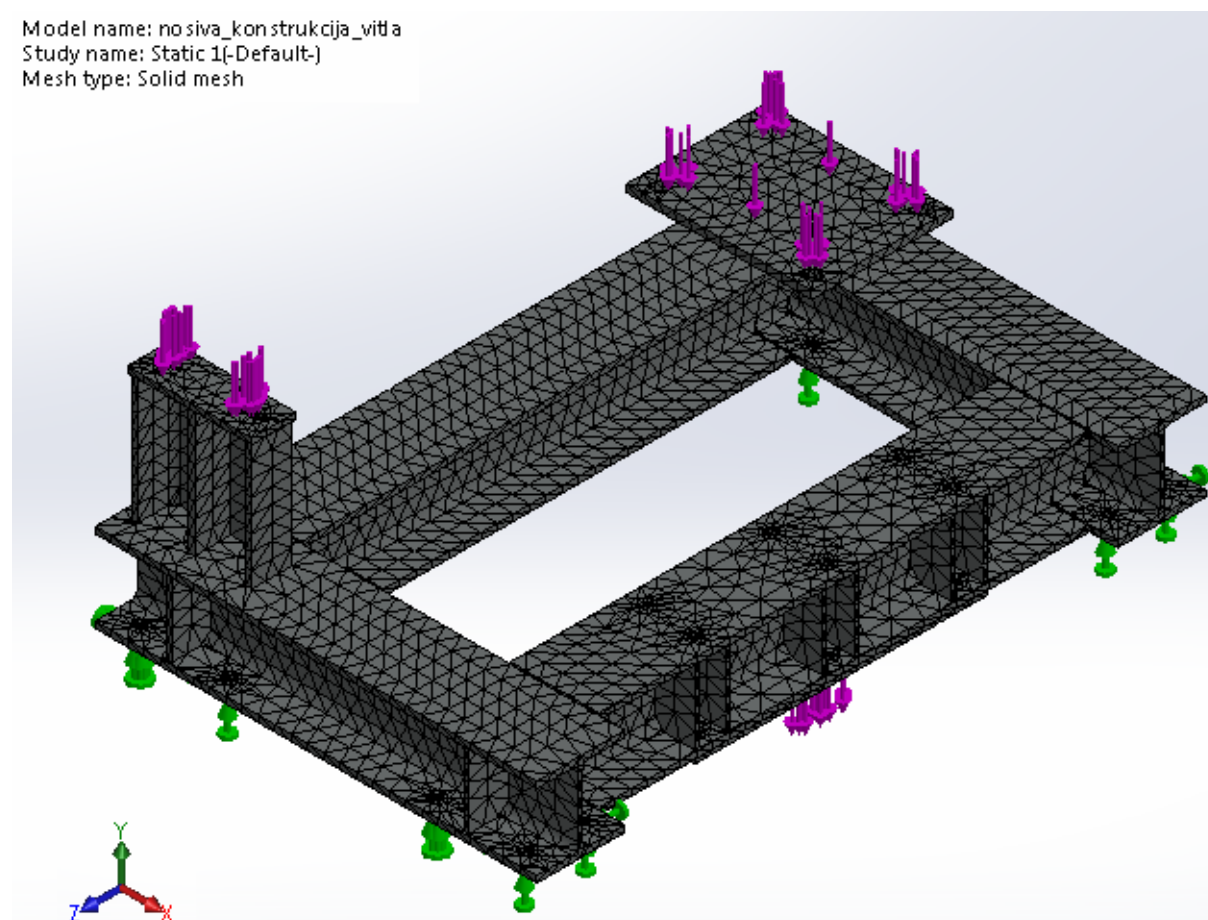
$$w_{\max} < w_{\text{dop}}$$

UVIJET ZADOVOLJEN!

6.2. FEM analiza nosive konstrukcije vitla

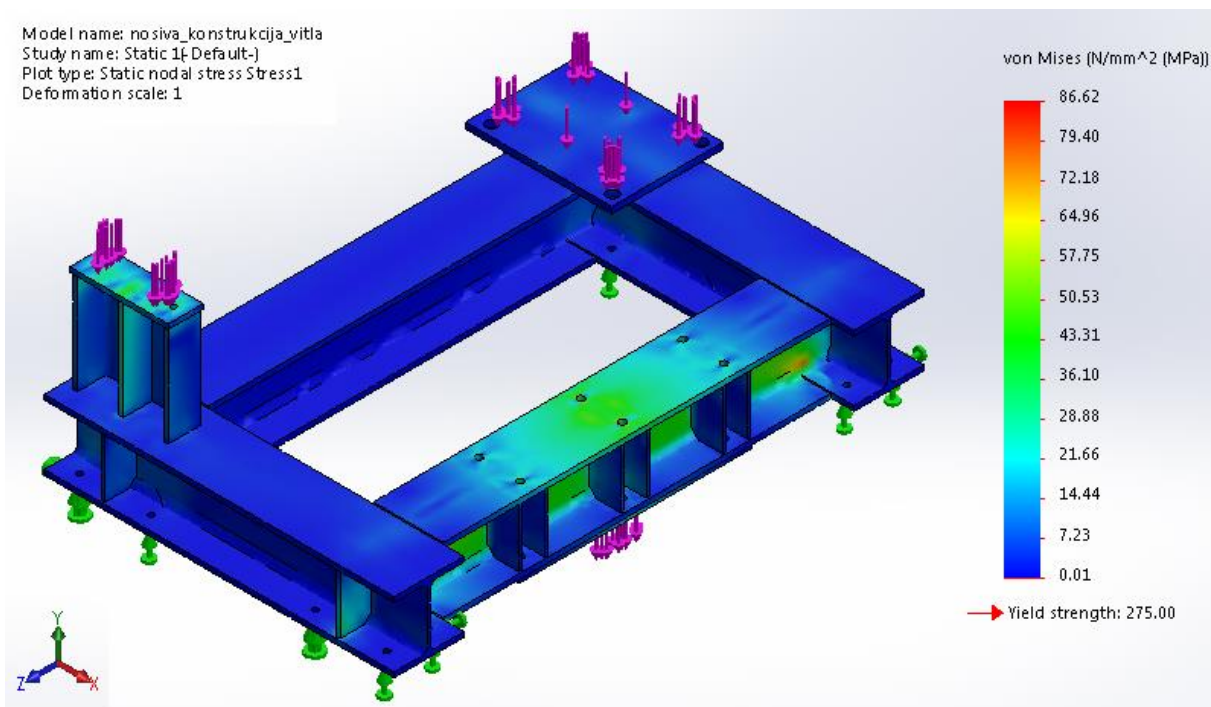
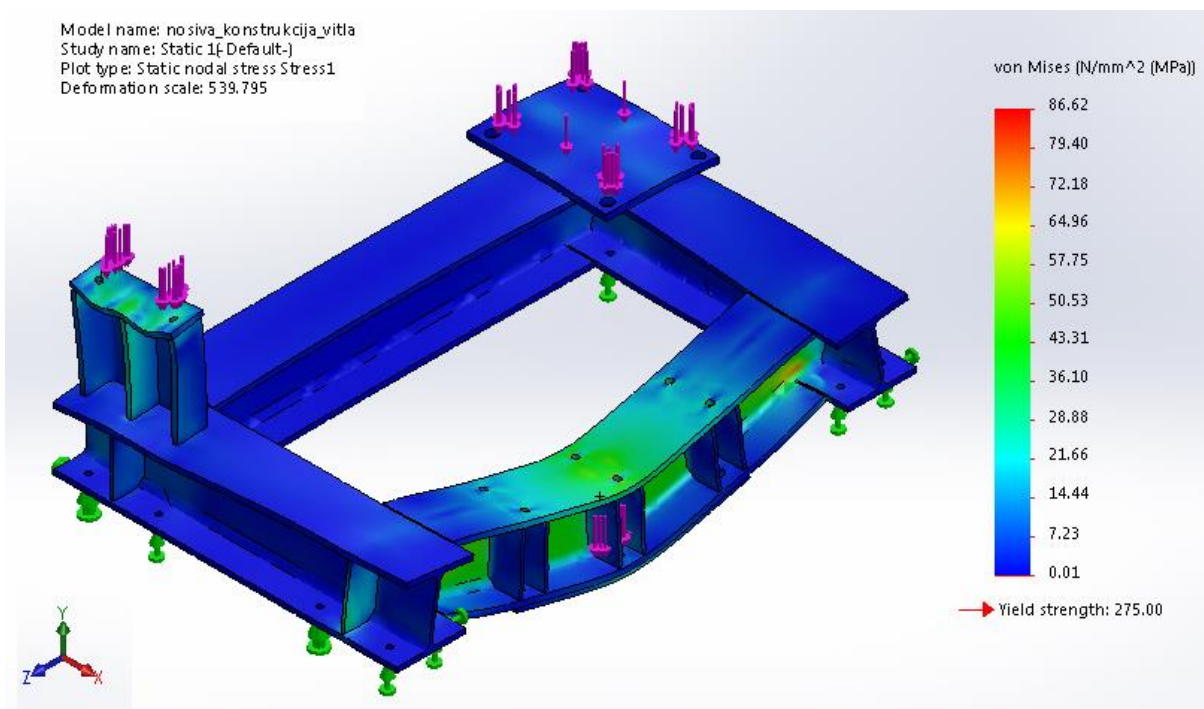
Korištenjem alata *SolidWorks Simulation* unutar programskog paketa *SolidWorks* izvršena je FEM analiza nosive konstrukcije vitla. Nosiva konstrukcija vitla je promatrana kao kruto tijelo. Dobiveni rezultati su uspoređeni s rezultatima dobivenim analitičkim proračunom (poglavlje 6.1), te se dobiveni rezultati poklapaju.

Na slici (Slika 6.5) prikazana je nosiva konstrukcija vitla sa zadanom mrežom konačnih elemenata, nepomčnim osloncima (zeleno boja) i opterećenjima (ljubičasta boja). Iznosi i mjesta opterećenja, te mjesta nepomičnih oslonaca odgovaraju onima korištenim u analitičkom proračunu (poglavlje 6.1).



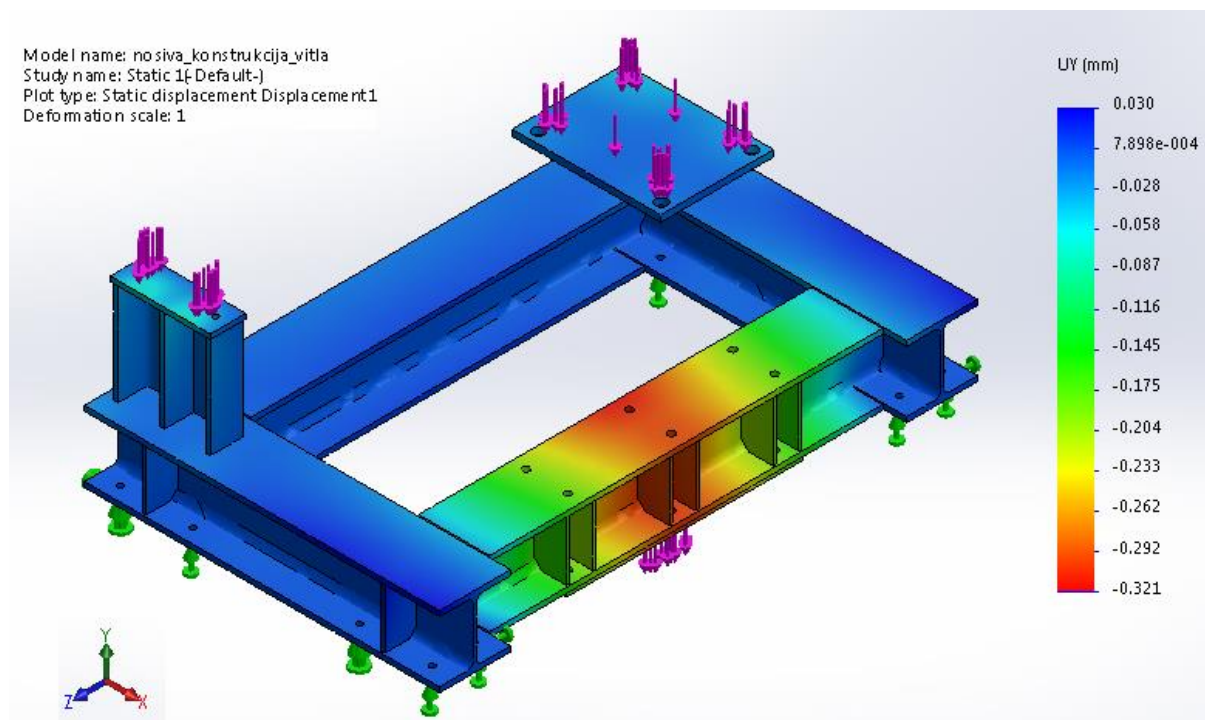
Slika 6.5. Prikaz zadane mreže konačnih elemenata, opterećenja i oslonaca nosive konstrukcije vitla

Najveće naprezanje nosive konstrukcije vitla dobiveno FEM analizom (Slika 6.6) iznosi 87 N/mm^2 što je malo manje od naprezanja dobivenog analitičkim proračunom, a time i manje od dopuštenog iznosa za korišteni materijal. Na slici (Slika 6.6 gore) prikazana je nosiva konstrukcija vitla i njeno najveće naprezanje te nastala deformacija (naglašena radi lakšeg tumačenja), dok je na slici (Slika 6.6 dolje) prikazana stvarna deformacija nosive konstrukcije vitla te najveće naprezanje.



Slika 6.6. Naprezanje nosive konstrukcije vitla te naglašena deformacija (gore) i stvarna deformacija vitla (dolje)

Na slici (Slika 6.7) prikazan vertikalni pomak nosive konstrukcije vitla (progib duž osi y) uslijed zadanog opterećenja. Najveći progib iznosi 0,32 mm što je malo manje od progiba dobivenog analitičkim proračunom, a time i manje od dopuštenog iznosa za promatranu konstrukciju.



Slika 6.7. Progib nosive konstrukcije vitla

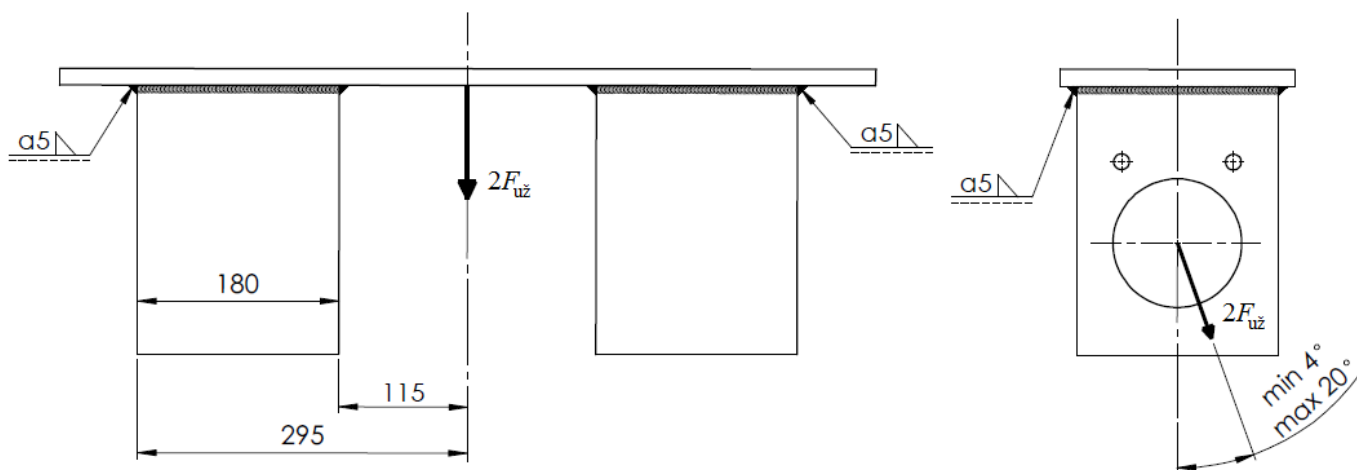
Tablica 6.1. Usporedba rezultata analitičkog proračuna i FEM analize okvira vitla

	Analitička metoda	FEM analiza
Najveće naprezanje [N/mm ²]	96	87
Najveći progib [mm]	0,39	0,32

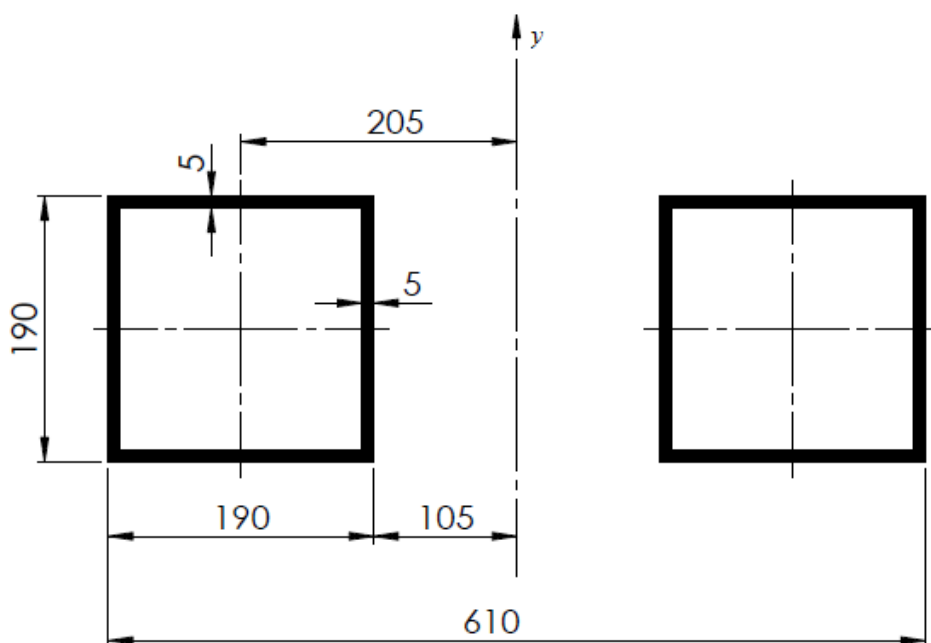
Tablica (Tablica 6.1) prikazuje usporedbu rezultata. Iznosi naprezanja i progiba dobiveni FEM analizom su malo malo manji od onih dobivenih analitičkom metodom.

6.3. Proračun zavora nosača izravnavajuće užnice

Potrebno je proračunati zavarne nosača izravnavajuće užnice opterećene silom koja odgovara dvostrukoj vrijednosti sile u užetu (Slika 6.8). Proračun će se zbog simetrije provesti za jedan nosač te će stoga sila opterećenja biti dvostruko umanjena. Budući da kut sile ovisi o visini na kojoj se teret nalazi, za proračun će se uzimati najnepovoljniji slučajevi (kada je iznos sile koja djeluje na zavar najveći). Svi potrebni podaci za proračun prikazani su na skicama (Slika 6.8 i Slika 6.9).



Slika 6.8. Opterećenje nosača izravnavajuće užnice



Slika 6.9. Površine zavora nosača izravnavajuće užnice

Smično naprezanje zavora τ_{zav} :

$$\tau_{zav} = \frac{F_{už} \cdot \cos \alpha}{A_{zav1p}} = \frac{49804 \cdot \cos 70}{1900} = 9 \text{ N/mm}^2 \quad (6.6)$$

Gdje je:

$$F_{už} = F - \text{sila u užetu [N]}$$

$$\alpha - \text{kut pod kojim sila djeluje na zavar [°]}$$

$$A_{zav1p} = 2 \cdot 5 \cdot 190 = 1900 \text{ mm}^2 - \text{površina zavora paralelna sa silom}$$

Vlačno naprezanje zavora σ_v :

$$\sigma_v = \frac{F_{už} \cdot \cos \alpha}{A_{zav}} = \frac{49804 \cdot \cos 4}{3700} = 13,5 \text{ N/mm}^2 \quad (6.7)$$

Gdje je:

$$F_{už} = F - \text{sila u užetu [N]}$$

$$\alpha - \text{kut pod kojim sila djeluje na zavar [°]}$$

$$A_{zav} = 190^2 - 180^2 = 3700 \text{ mm}^2 - \text{površina zavora}$$

Savojno naprezanje zavora σ_f :

$$\sigma_f = \frac{F_{už} \cdot \cos \alpha \cdot l_f}{I_y} \cdot e = \frac{49804 \cdot \cos 4 \cdot 105}{21120833} \cdot 295 = 73 \text{ N/mm}^2 \quad (6.8)$$

Gdje je:

$$F_{už} = F - \text{sila u užetu [N]}$$

$$\alpha - \text{kut pod kojim sila djeluje na zavar [°]}$$

$$I_y = \frac{190^4}{12} - \frac{180^4}{12} = 21120833 \text{ mm}^4 - \text{aksijalni moment tromosti}$$

$$l_f = 105 \text{ mm} - \text{krak sile}$$

$$e = 295 \text{ mm} - \text{najveća udaljenost presjeka}$$

Ukupno normalno naprezanje zavora σ :

$$\sigma = \sigma_v + \sigma_f = 13,5 + 73 = 86,5 \text{ N/mm}^2 \quad (6.9)$$

Gdje je:

$$\sigma_v - \text{vlačno naprezanje zavora [N/mm}^2\text{]}$$

$$\sigma_f - \text{savojno naprezanje zavora [N/mm}^2\text{]}$$

Reducirano naprežanje u presjeku zavora σ_{red} :

$$\sigma_{\text{red}} = \sqrt{\sigma^2 + 2 \cdot \tau_{\text{zav}}^2} = \sqrt{86,5^2 + 2 \cdot 9^2} = 87,4 \text{ N/mm}^2 \quad (6.10)$$

Gdje je:

σ_v - ukupno normalno naprežanje zavora [N/mm²]

τ_{zav} - smično naprežanje zavora [N/mm²]

Dozvoljeno naprežanje:

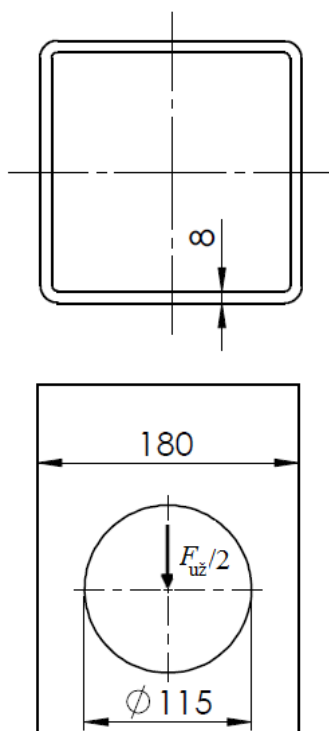
$\sigma_{\text{dop}} = 125 \text{ N/mm}^2$ - za čelik Č.0361 [5]

$$\sigma_{\text{red}} \leq \sigma_{\text{dop}}$$

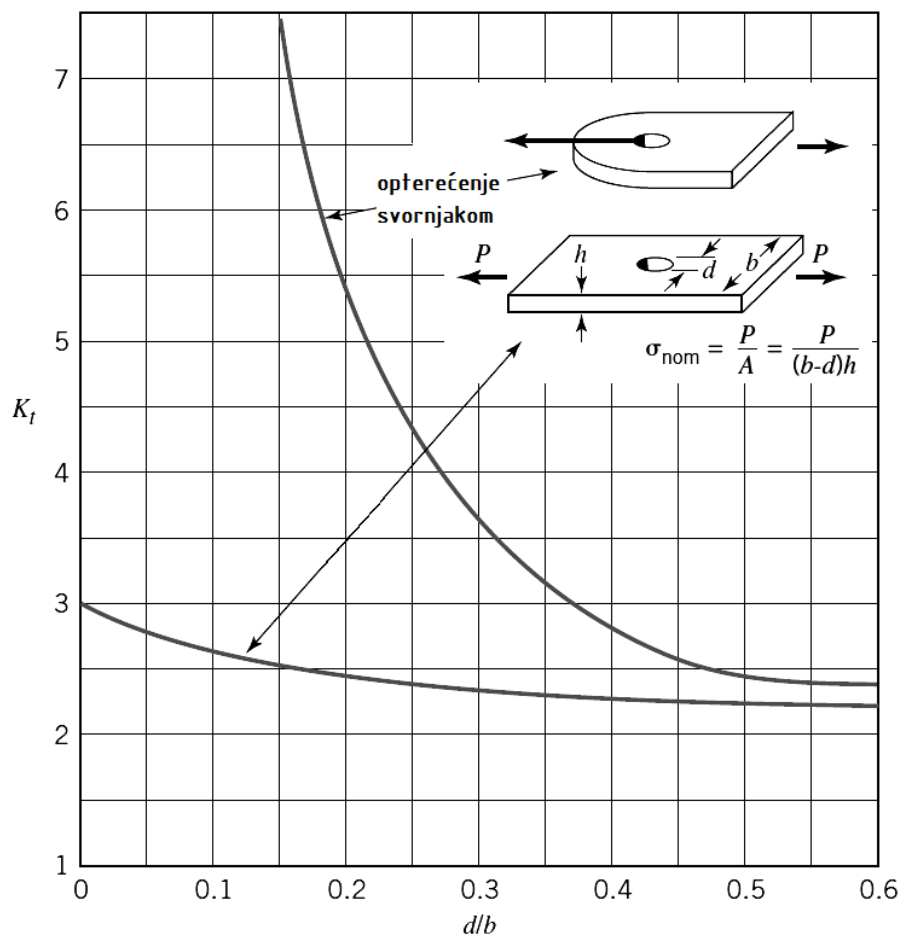
UVIJET ZADOVOLJEN!

6.4. Proračun nosača izravnavajuće užnice

Potrebno je proračunati nosač izravnavajuće užnice opterećene silom koja odgovara vrijednosti sile u užetu (Slika 6.10). Svi potrebni podaci za proračun prikazani su na skicama (Slika 6.10 i Slika 6.11).



Slika 6.10. Nosač izravnavajuće užnice



Slika 6.11. Zarežno djelovanje otvora u ploči [7]

Otvor za prihvat osovine na koju se oslanja užnica stvara efekt zareznog djelovanja na nosač što znači da je naprezanje u neposrednoj blizini provrta nekoliko puta veće od srednjeg naprezanje koje se dobije proračunski. Dijagram (Slika 6.11) prikazuje raspodjelu faktora zareznog djelovanja na ploču konstantne debljine.

Naprezanje oko provrta σ_{pro} :

$$\sigma_{\text{pro}} = K_t \cdot \frac{F_{\text{už}} / 2}{(b-d) \cdot h} = 2,25 \cdot \frac{49804 / 2}{(180-115) \cdot 8} = 108 \text{ N/mm}^2 \quad (6.11)$$

Gdje je:

$K_t \approx 2,25$ - faktor zareznog djelovanja (Slika 6.11)

$F_{\text{už}} = F$ - sila u užetu [N]

b - širina nosača [mm]

d - promjer rupe na nosaču [mm]

h - debljina nosača [mm]

Dozvoljeno naprezanje:

$$\sigma_{\text{dop}} = 225 \text{ N/mm}^2 - \text{ za čelik Č.0361 [4]}$$

$$\sigma_{\text{red}} \leq \sigma_{\text{dop}}$$

UVIJET ZADOVOLJEN!

6.5. Čvrstoća uzdužno opterećenih vijaka nosača izravnavajuće užnice

Nosač izravnavajuće užnice spojen je s nosivom konstrukcijom vitla sa 6 vijaka M20. Kako bi se izbjegle plastične deformacije, vijak ni na kojem mjestu nebi smio biti napregnut preko 0,8 puta granice tečenja.

Vlačno naprezanje vijaka σ_{vi} u presjeku koji prenosi naprezanje:

$$\sigma_{\text{vi}} = \frac{F_{\text{max}}}{A_s} = \frac{16502}{245} = 67 \text{ N/mm}^2 \quad (6.12)$$

Gdje je:

F_{max} - najveća sila u vijku [N]

$A_s = 245 \text{ mm}^2$ - presjek vijka preko kojeg se prenosi naprezanje [5]

Najveća sila u vijku F_{max} :

$$F_{\text{max}} = \frac{2 \cdot F}{n} = \frac{2 \cdot 49505}{6} = 16502 \text{ N} \quad (6.13)$$

Gdje je:

F - sila u užetu [N]

n - broj vijaka [-]

Dopušteno naprezanje σ_{dop} :

$$\sigma_{\text{dop}} = 0,8 \cdot \sigma_T = 0,8 \cdot 400 = 320 \text{ N/mm}^2 \quad (6.14)$$

Gdje je:

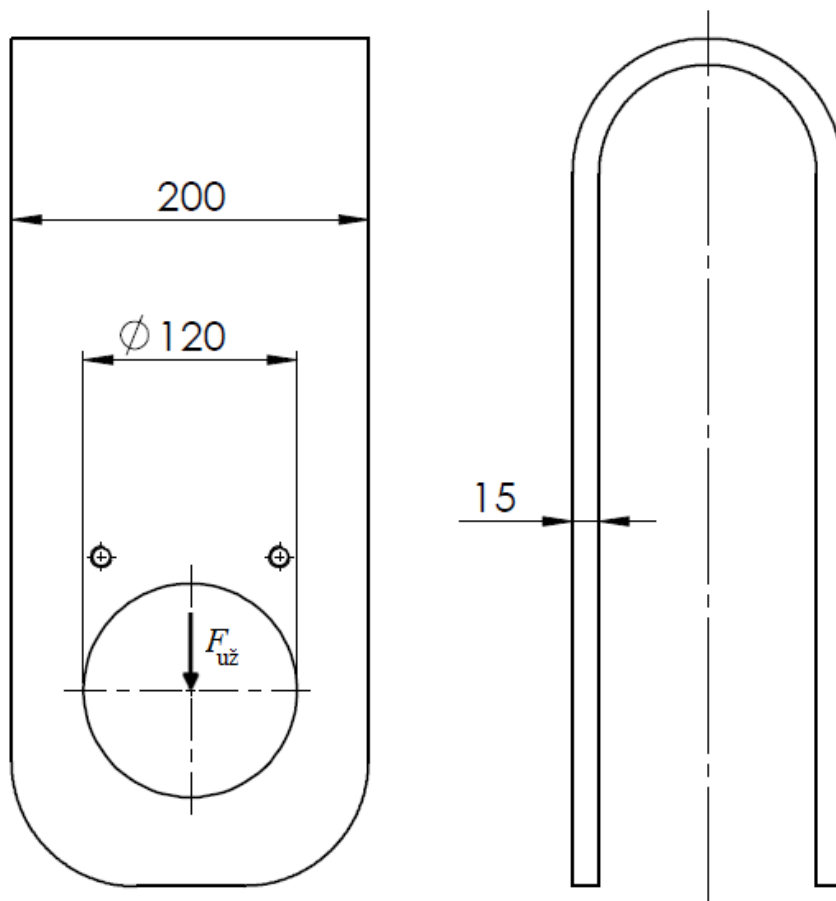
$\sigma_T = 400 \text{ N/mm}^2$ - najmanja granica tečenja za materijal vijka 5.8 [5]

$$\sigma_{\text{vi}} < \sigma_{\text{dop}}$$

UVIJET ZADOVOLJEN!

6.6. Proračun nosača osovine izravnavajuće užnice

Potrebno je proračunati nosač izravnavajuće užnice opterećene silom koja odgovara vrijednosti sile u užetu (Slika 6.12). Svi potrebni podaci za proračun prikazani su na skicama (Slika 6.12 i Slika 6.11).



Slika 6.12. Nosač osovine izravnavajuće užnice

Naprezanje oko provrta σ_{pro} :

$$\sigma_{\text{pro}} = K_t \cdot \frac{F_{\text{už}}}{(b-d) \cdot h} = 2,25 \cdot \frac{49804}{(200-120) \cdot 15} = 94 \text{ N/mm}^2 \quad (6.15)$$

Gdje je:

$K_t \approx 2,25$ - faktor zareznog djelovanja (Slika 6.11)

$F_{\text{už}} = F$ - sila u užetu [N]

b - širina nosača [mm]

d - promjer rupe na nosaču [mm]

h - debljina nosača [mm]

Dozvoljeno naprezanje:

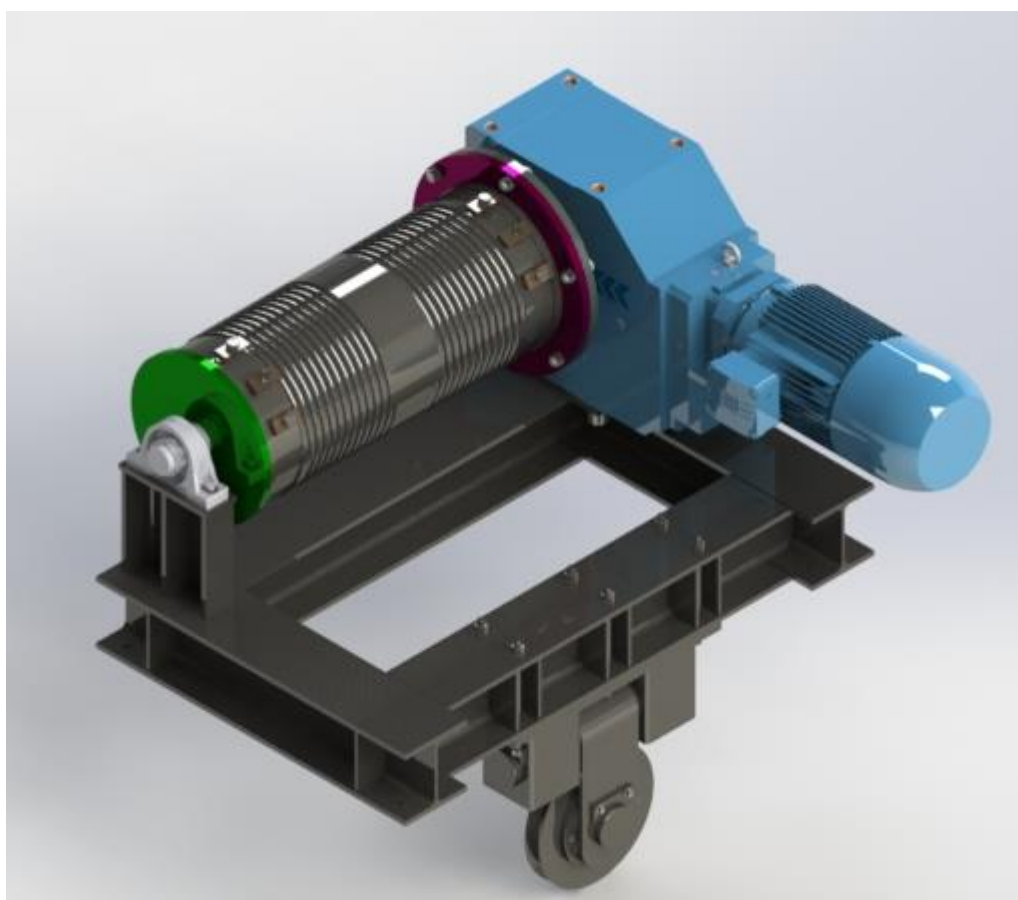
$$\sigma_{\text{dop}} = 225 \text{ N/mm}^2 - \text{ za čelik Č.0361 [4]}$$

$$\sigma_{\text{red}} \leq \sigma_{\text{dop}}$$

UVIJET ZADOVOLJEN!

6.7. Sklop vitla za podizanje

Za podizanje tereta koristiti će se 4 vitla (Slika 6.13) koja će sinkronizirano podizati teret. Portalna dizalica je osmišljena tako da se vitla pričvrste za most portalne dizalice, odnosno da je njihova pozicija fiksna te da se na taj način podiže teret (lokomotiva). Ukoliko se dizalicom želi podizati neki drugi teret i postoji potreba za njegovim poprečnim pomicanjem, potrebno je na vitlo ugraditi kotače i pogon. Potreban proračun za takvo vitlo prikazan je u sljedećem poglavlju.



Slika 6.13. Sklop vitla

6.8. Kotači, elektromotor, reduktor i kočnica za pogon vitla

Vučna sila potrebna za vožnju vitla prenosi se pomoću dva pogonska kotača te je na svaki pričvršćen motor s reduktorom. Odabir svih potrebnih komponenti iz kataloga tvrtke *DEMAG* vrši se prema provedenom proračunu. Primjer vitla s ugrađenim, a prethodno odabranim i provjerenim, komponentama prikazan je na slici (Slika 6.15).

6.8.1. Odabir kotača

Opterećenje kotača odgovara silama u osloncima A, B, C i D nosive konstrukcije vitla (poglavlje 6.1). U katalogu tvrtke *DEMAG* [16] dopušteno opterećenje kotača izraženo je u kilogramima, stoga tablica (Tablica 6.2) prikazuje masene ekvivalente sila koje opterećuju kotače.

Tablica 6.2. Opterećenje kotača vitla

Oslonac nosive konstrukcije vitla	Opterećenje [N]	Maseni ekvivalent [kg]
A	57725	5884
B	49505	5046
C	49804	5076
D	49804	5076

Iz tablice (Tablica 6.2) je vidljivo da je najopterećeniji kotač na mjestu oslonca A. Iz kataloga tvrtke *DEMAG* [16] je odabran, za širinu tračnice od 60 mm, kotač oznake DRS 160 dopuštenog opterećenja od 7000 kg i promjera kotrljanja $d_k = 160$ mm.

6.8.2. Snaga elektromotora za vožnju vitla

Sila potreba za ustaljenu vožnju vitla F_{vit} jednaka je umnošku pritisne sile na tračnicu i specifičnog otpora vožnje f_v .

Potrebna sila za ustaljenu vožnju F_{vit} :

$$F_{vit} = (F_A + F_B + F_C + F_D) \cdot f_v = (57725 + 49505 + 49804 + 49804) \cdot 0,015 = 3103 \text{ N} \quad (6.16)$$

Gdje je:

F_A - sila u osloncu A vitla [N]

F_B - sila u osloncu B vitla [N]

F_C - sila u osloncu C vitla [N]

F_D - sila u osloncu D vitla [N]

$f_v = 0,015$ - specifični otpor vožnje

Potrebna snaga za ustaljenu vožnju P_{vit} :

$$P_{vit} = \frac{F_{vit} \cdot v_{vit}}{\eta_{vit}} \cdot k = \frac{3103 \cdot 0,2}{0,97} \cdot 0,5 = 333 \text{ W} \quad (6.17)$$

Gdje je:

F_{vit} - potrebna sila za ustaljenu vožnju [N]

v_{vit} - brzina vožnje vitla [m/s]

$\eta_{vit} = 0,97$ - stupanj iskoristivosti mehanizma za vožnju

$k = 0,5$ - koeficijent ukupnog broja motora (2 motora za pogon)

Prilikom pokretanja motor mora savladati i silu inercije F_{in} koja je rezultat ubrzanja mase tereta, pomičnog bloka i sklopa vitla.

Sila inercije F_{in} :

$$F_{in} = (m_t + m_{PB} + m_{vit}) \cdot a_{vit} = (16800 + 160 + 2000) \cdot 0,1 = 1896 \text{ N} \quad (6.18)$$

Gdje je:

m_t - masa tereta [kg]

m_{PB} - masa pomičnog bloka [kg]

m_{vit} - masa sklopa vitla [kg]

a_{vit} - pretpostavljeno ubrzanje vitla [m/s²]

6.8.3. Parametri reduktora za vožnju vitla

Najveći moment na kotaču (potreban moment reduktora) prilikom pokretanja $M_{k,max}$:

$$M_{k,max} = \frac{d_k}{2} \cdot (F_{vit} + F_{in}) \cdot j = \frac{0,160}{2} \cdot (3103 + 1896) \cdot 0,5 = 200 \text{ Nm} \quad (6.19)$$

Gdje je:

d_k - promjer kotača vitla [m]

F_{vit} - Sila potrebna za ustaljenu vožnju vitla [N]

F_{in} - Sila inercije [N]

$j = 0,5$ - koeficijent ukupnog broja reduktora (2 motora za pogon)

Broj okretaja kotača pri ustaljenoj vožnji n_k (potreban broj okretaja izlaznog vratila reduktora):

$$n_k = \frac{v_{vit} \cdot 60}{d_k \cdot \pi} = \frac{0,2 \cdot 60}{0,160 \cdot \pi} = 23,87 \frac{\text{okr}}{\text{min}} \quad (6.20)$$

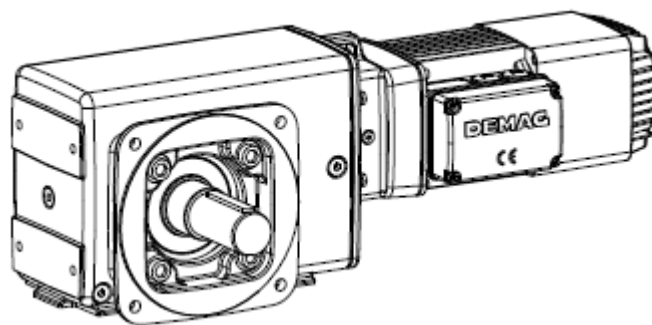
Gdje je:

v_{vit} - brzina vožnje vitla [m/s]

d_k - promjer kotača vitla [m]

6.8.4. Odabir elektromotora s reduktorom

Odabran je, iz kataloga [15], sklop el. motora i reduktora *WFE 20 DDB5.111168 ZBE 80 A 4 B007* (Slika 6.14) proizvođača *DEMAG*, karakteristika prikazanih u tablici (Tablica 6.3).



Slika 6.14. Sklop el. motora i reduktora *WFE 20 DDB5.111168 ZBE 80 A 4 B007* [16]

Tablica 6.3. Karakteristike odabranog sklopa el. motora i reduktora za pogon vitla [16]

$m = 28 \text{ kg}$	ukupna masa sklopa
$I_M = 1,49 \times 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$	moment inercije sklopa elektromotora
3x400 V 50 Hz	priključno el. napajanje
$P_n = 0,55 \text{ kW}$	nazivna snaga el. motora
$n_m = 1420 \text{ min}^{-1}$	brzina vrtnje el. motora
$i_{red} = 221$	prijenosni omjer reduktora
$n_2 = 21 \text{ min}^{-1}$	brzina vrtnje na izlaznom vratilu
$M_2 = 221 \text{ Nm}$	moment na izlaznom vratilu
$M_{K,mot} = 7 \text{ Nm}$	moment kočenja

6.8.5. Provjera momenta kočenja

Moment kočenja M_K :

$$M_K = \eta_K \cdot (m_t + m_{PB} + m_{vit}) \cdot g \cdot \frac{v_{vit}}{\omega_M} \cdot \left(\frac{\beta_{vit}}{g} \cdot \frac{v_{vit}}{t_z} - \frac{f_v}{1000} \right) =$$

$$0,97 \cdot (16800 + 160 + 2000) \cdot 9,81 \cdot \frac{0,2}{149} \cdot \left(\frac{1,5}{9,81} \cdot \frac{0,2}{1,5} - \frac{0,015}{1000} \right) = 5 \text{ Nm} \quad (6.21)$$

Gdje je:

$$\eta_k = \left(2 - \frac{1}{\eta_{vit}} \right) = \left(2 - \frac{1}{0,97} \right) = 0,97$$

m_t - masa tereta [kg]

m_{PB} - masa pomičnog bloka [kg]

m_{vit} - masa sklopa vitla [kg]

$g = 9,81 \text{ m/s}^2$ - gravitacijsko ubrzanje

v_{vit} - brzina vožnje vitla [m/s]

$$\omega_M = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_M}{60} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 1420}{60} = 149 \text{ s}^{-1} \text{ - kutna brzina elektromotora}$$

$\beta_{vit} = 1,5$ - koeficijent kojim se uzima u obzir ubrzavanje rotirajućih djelova za vožnju

t_z - vrijeme zaustavljanja – izračunato (izraz)

$f_v = 0,015$ - specifični otpor vožnje [2]

Faktor β_{vit} :

$$\beta_{vit} = 1 + \frac{\beta_s \cdot I_M}{m_{vit}} \cdot \left(\frac{\omega_M}{v_{vit}} \right)^2 = 1 + \frac{1,2 \cdot 1,49 \cdot 10^{-3}}{2000} \cdot \left(\frac{149}{0,2} \right)^2 = 1,5 \quad (6.22)$$

Gdje je:

$\beta_s = 1,2$ - faktor sigurnosti

$I_M = 1,49 \times 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ - moment inercije slopa elektromotora

m_{vit} - masa sklopa vitla [kg]

$$\omega_M = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_M}{60} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 1420}{60} = 149 \text{ s}^{-1} \text{ - kutna brzina motora}$$

v_{vit} - brzina vožnje vitla [m/s]

Vrijeme zaustavljanja t_z :

$$t_z \leq 5 \cdot \beta_v \cdot v_{vit} = 5 \cdot 1,5 \cdot 0,2 = 1,5 \text{ s} \quad (6.23)$$

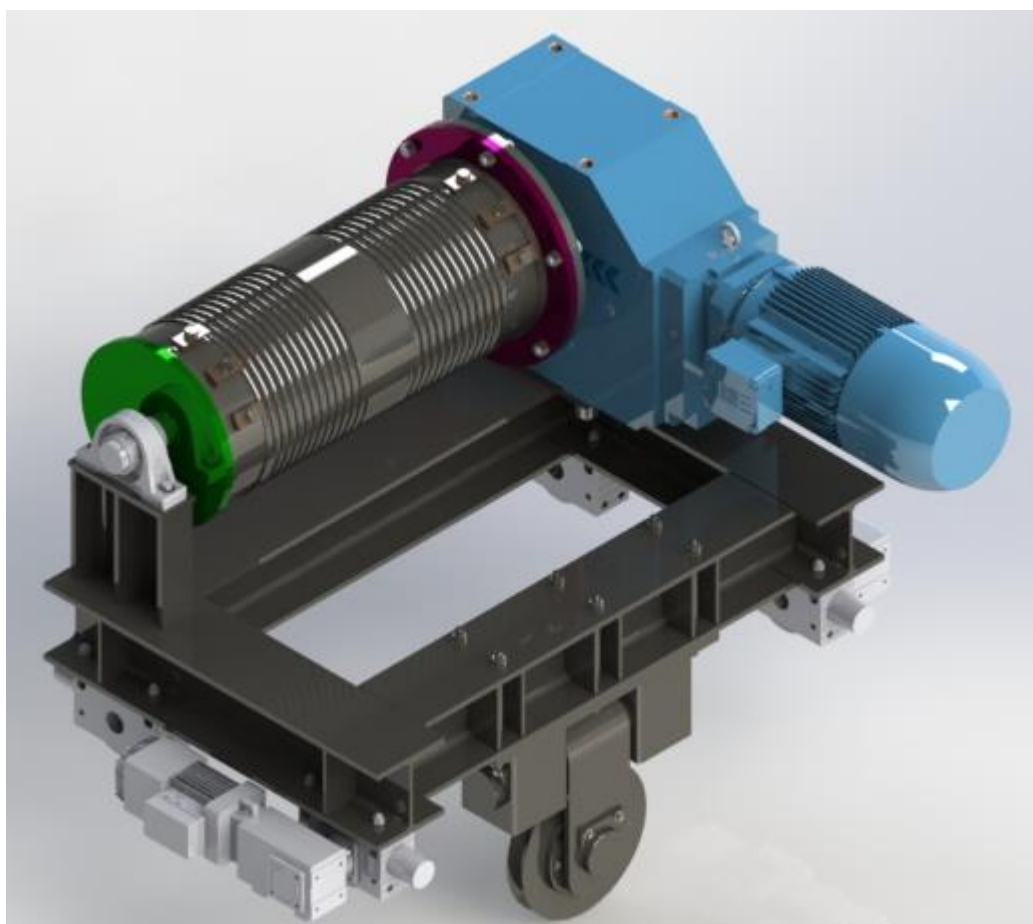
Gdje je:

$\beta_{vit} = 1,5$ - koeficijent kojim se uzima u obzir ubrzavanje rotirajućih djelova za vožnju

v_{vit} - brzina vožnje vitla [m/s]

$$M_{K,mot} = 7 \text{ Nm} \geq M_K = 5 \text{ Nm}$$

ZADOVOLJAVA!

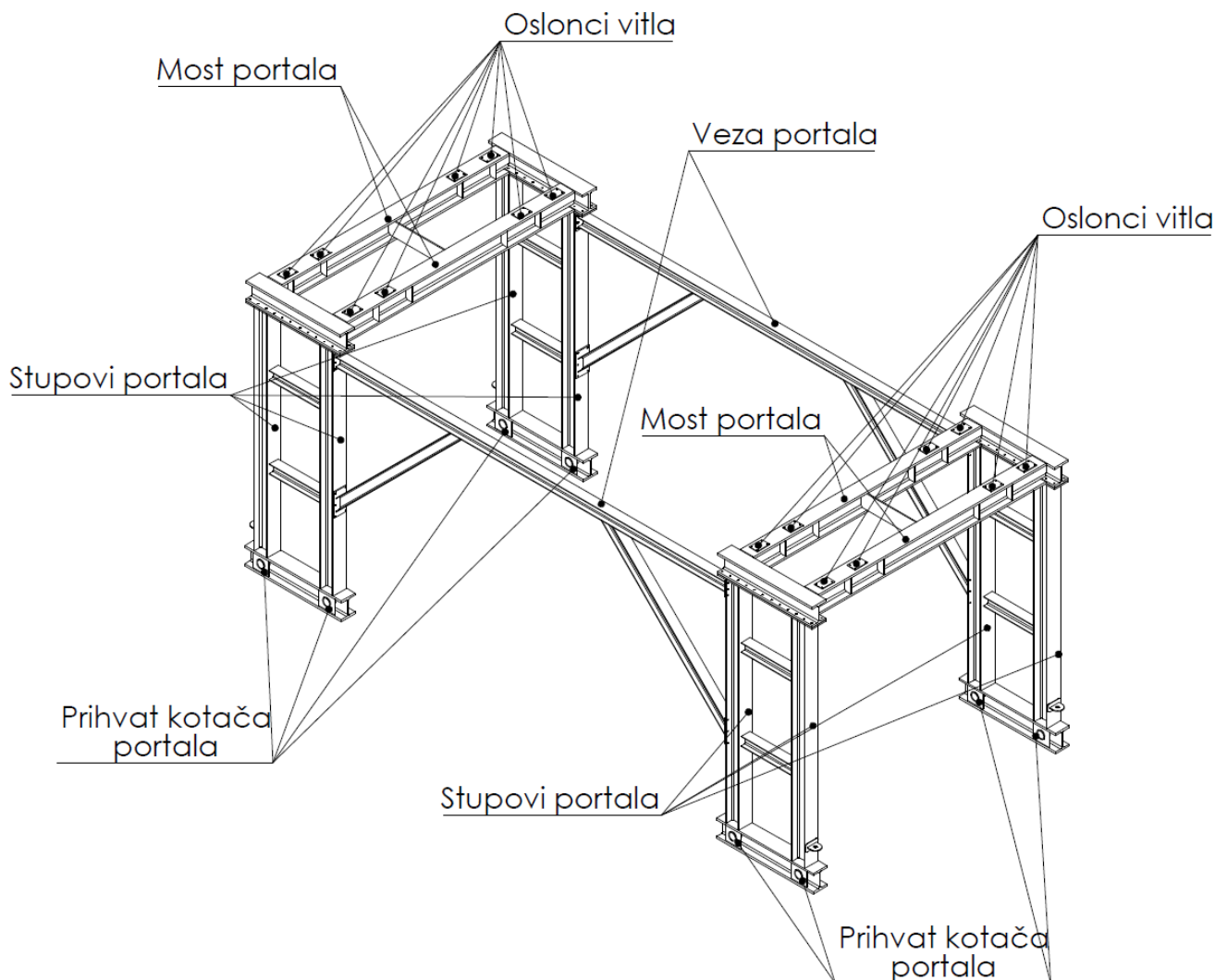


Slika 6.15. Moguća varijanta sklopa vitla s kotačima i pogonom

7. Proračun nosive konstrukcije portalne dizalice

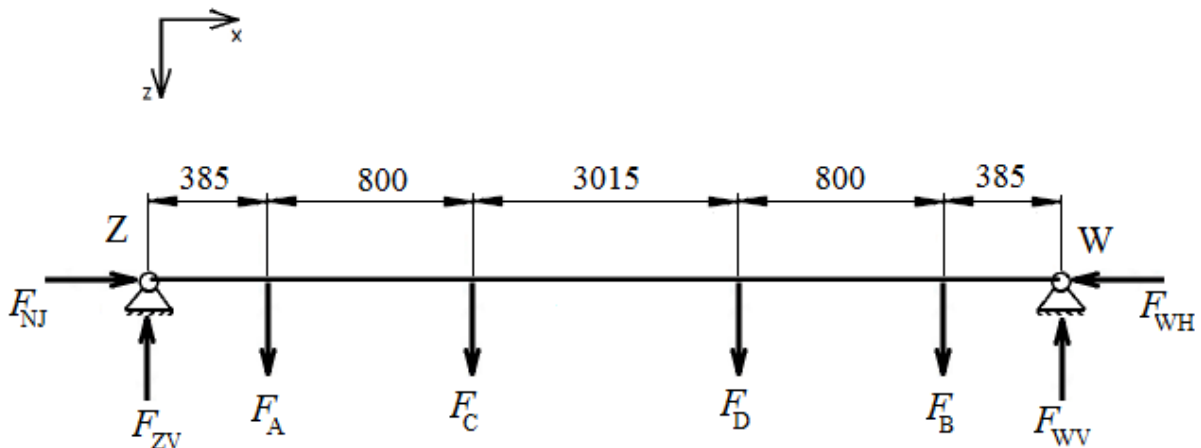
7.1. Analitički proračun nosive konstrukcije portalne dizalice

Na slici (Slika 7.1) je prikazana konstrukcijska izvedba nosive konstrukcije portalne dizalice te njegov pojednostavljen statički model (Slika 7.2). Pomoću pojednostavljenog statičkog modela biti će izvršen proračun. Točke F, G, H i I predstavljaju mjesta na kojima se nosiva konstrukcija dizalice oslanja na kotače, a svi ostali čvorovi (mjesta gdje se spajaju štapovi u konstrukciji) su također označeni slovima abecede. Sile F_A , F_B , F_C i F_D predstavljaju sile koje prenosi sklop vitla, F_{NJ} je sila koju uzrokuje njihanje tereta, a F_{VU} je sila kojom se portalna dizalica vuče.



Slika 7.1. Konstrukcijska izvedba nosive konstrukcije portalne dizalice

Štap Z-W:



Slika 7.3. Mehanički model štapa između oslonaca Z i W u ravnini x-z

Određivanje reakcija prema slici (Slika 7.3):

$$\Sigma F_x = 0 = F_{NJ} - F_{WH} = 0$$

$$F_{WH} = F_{NJ} = 66000 \text{ N}$$

$$\Sigma F_z = 0 = F_A + F_B + F_C + F_D - F_{ZV} - F_{WV} = 0$$

$$\Sigma M_W = 0 = F_A \cdot 5000 + F_B \cdot 385 + F_C \cdot 4200 + F_D \cdot 1185 - F_{ZV} \cdot 5385 = 0$$

$$F_{ZV} = \frac{F_A \cdot 5000 + F_B \cdot 385 + F_C \cdot 4200 + F_D \cdot 1185}{5385} = \quad (7.1)$$

$$= \frac{57725 \cdot 5000 + 49505 \cdot 385 + 49804 \cdot 4200 + 49804 \cdot 1185}{5385} = 106941 \text{ N}$$

$$F_{WV} = F_A + F_B + F_C + F_D - F_{ZV} = 57725 + 49505 + 49804 + 49804 - 106941 = 99897 \text{ N}$$

Gdje je:

F_{ZV} - vertikalna sila u osloncu Z [N]

$F_{NJ} = Q_L \cdot g \cdot a = 67200 \cdot 9,81 \cdot 0,1 = 66000 \text{ N}$ - Sila uslijed njihanja tereta (inercijska sila) [N]

F_{WV} - vertikalna sila u osloncu W [N]

F_{WH} - horizontalna sila u osloncu W [N]

F_A, F_B, F_C, F_D - sile koje prenosi sklop vitla [N]

Najveći moment savijanja M_S promatranog štapa:

$$M_S = F_{ZV} \cdot 1185 - F_A \cdot 800 = 106941 \cdot 1185 - 57725 \cdot 800 = 80545085 \text{ Nmm} \quad (7.2)$$

Gdje je:

F_{ZV} - vertikalna sila u osloncu Z [N]

F_A - sila koju prenosi sklop vitla [N]

Najveće naprezanje σ_S promatranog štapa:

$$\sigma_S = \frac{M_S}{W} = \frac{80545085}{4600000} = 19 \text{ N/mm}^2 \quad (7.3)$$

Gdje je:

M_S - najveći moment savijanja promatranog štapa [Nmm]

W - moment otpora presjeka štapa [mm³]

Dozvoljeno naprezanje:

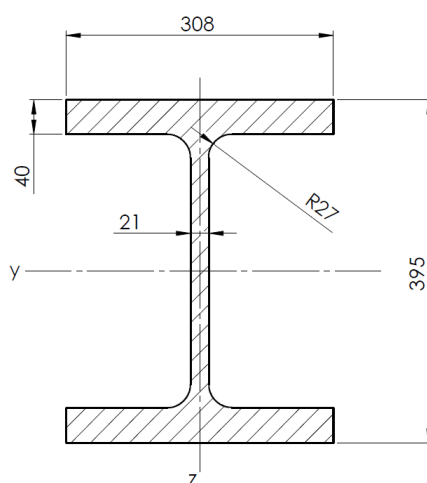
$$\sigma_{\text{dop}} = \frac{\sigma_{\text{fDI}}}{S} = \frac{260}{2} = 130 \text{ N/mm}^2$$

$\sigma_{\text{fDI}} = 260 \text{ N/mm}^2$ - trajna dinamička čvrstoća za istosmjerno savojno opterećenje, za čelik
Č.0361 [4]

$S = 2$ - uvećani preporučeni faktor sigurnosti [1]

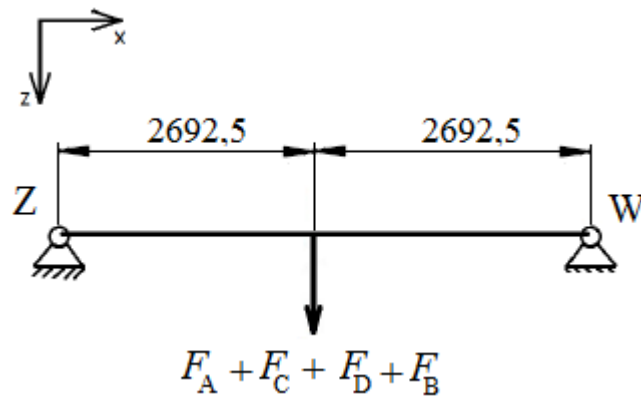
$$\sigma_S \leq \sigma_{\text{dop}}$$

UVIJET ZADOVOLJEN!



Slika 7.4. Izgled profila HE360M

Radi pojednostavljenja proračuna (bez utjecaja na sigurnost), progib se računa kao jedna koncentrirana sila (iznos sile je zbroj svih sila koje djeluju u smjeri osi z) koja djeluje na sredini nosača (Slika 7.5).



Slika 7.5. Pojednostavljeni mehanički model štapa između oslonaca Z i W u ravnini x - z

Najveći progib promatranog štapa w_{ZW} [4]:

$$w_{\max} = \frac{(F_A + F_B + F_C + F_D) \cdot l_{ZW}^3}{48 \cdot E \cdot I_y} = \frac{(57725 + 49505 + 49804 + 49804) \cdot 5385^3}{48 \cdot 210000 \cdot 8,49 \cdot 10^8} = 3,8 \text{ mm} \quad (7.4)$$

Gdje je:

F_A, F_B, F_C, F_D - sile koje prenosi sklop vitla [N]

l_{ZW} - ukupna dužina promatranog štapa [mm]

E - modul elastičnosti za čelik [N/mm²]

I_y - moment tromosti presjeka [mm⁴]

Dopušten progib w_{dop} promatranog štapa [1]:

$$w_{\text{dop}} = \frac{l_{ZW}}{600 \dots 800} = \frac{5358}{800} = 6,7 \text{ mm} \quad (7.5)$$

Gdje je:

l_{ZW} - ukupna dužina promatranog štapa [mm]

$$w_{\max} < w_{\text{dop}}$$

UVIJET ZADOVOLJEN!

Vitkost štapa λ :

$$\lambda = \frac{l_0}{i_{\min}} = \frac{5385}{78,2} = 69 \quad (7.6)$$

Gdje je:

$$i_{\min} = \sqrt{\frac{I_{\min}}{A}} = \sqrt{\frac{1,95 \cdot 10^8}{31880}} = 78,2 \text{ mm} - \text{minimalni polumjer inercije}$$

$l_0 = 5358 \text{ mm}$ - slobodna duljina izvijanja

$I_{\min} = I_z$ - moment tromosti presjeka

A - površina presjeka

Grafična vitkost štapa λ_p :

$$\lambda_p = \pi \cdot \sqrt{\frac{E}{\sigma_p}} = \pi \cdot \sqrt{\frac{210000}{188}} = 105 \quad (7.7)$$

Gdje je:

$\sigma_p = 0,8 \cdot \sigma_t = 0,8 \cdot 235 = 188 \text{ N/mm}^2$ - granica proporcionalnosti

$E = 210000 \text{ N/mm}^2$ - modul elastičnosti

$\sigma_t = 225 \text{ N/mm}^2$ - granica tečenja za čelik Č.0361 [4]

$\lambda < \lambda_p \rightarrow$ nastavak proračuna prema Tetmajeru

Dopušteno opterećenje:

$$F_k = \frac{\sigma_k \cdot A}{S} = \frac{(335 - 0,62\lambda) \cdot A}{S} = \frac{(335 - 0,62 \cdot 69) \cdot 31880}{8} = 1165597 \text{ N} \quad (7.8)$$

Gdje je:

$\sigma_k = 335 - 0,62\lambda$ - dopušteno naprezanje [4]

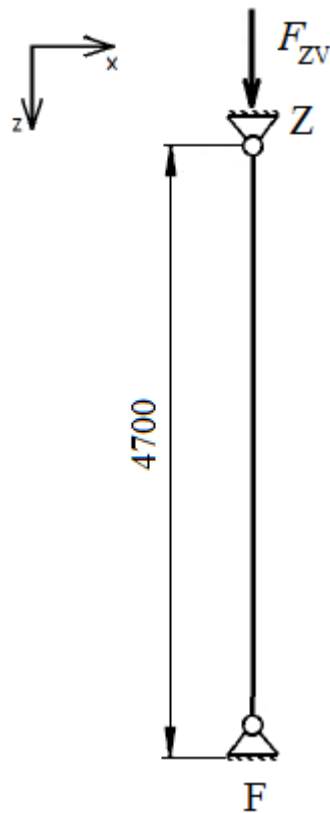
$A = 14900 \text{ mm}^2$ - površina presjeka cijevi

S - faktor sigurnosti za čelik

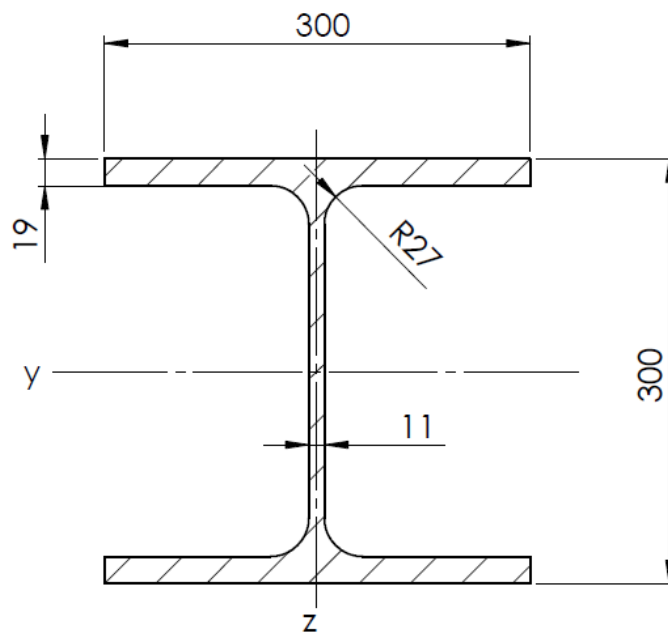
$$F_{WH} < F_k$$

UVIJET ZADOVOLJEN!

Štap Z-F:



Slika 7.6. Mehanički model štapa između oslonaca Z i F u ravnini x-z



Slika 7.7. Izgled profila HE300B

Vitkost štapa λ :

$$\lambda = \frac{l_0}{i_{\min}} = \frac{4700}{75,8} = 62 \quad (7.9)$$

Gdje je:

$$i_{\min} = \sqrt{\frac{I_{\min}}{A}} = \sqrt{\frac{8,56 \cdot 10^7}{14900}} = 75,8 \text{ mm} - \text{minimalni polumjer inercije}$$

$l_0 = 4700 \text{ mm}$ - slobodna duljina izvijanja

$I_{\min} = I_z$ - moment tromosti presjeka

A - površina presjeka

Granična vitkost štapa λ_p :

$$\lambda_p = \pi \cdot \sqrt{\frac{E}{\sigma_p}} = \pi \cdot \sqrt{\frac{210000}{188}} = 105 \quad (7.10)$$

Gdje je:

$\sigma_p = 0,8 \cdot \sigma_t = 0,8 \cdot 235 = 188 \text{ N/mm}^2$ - granica proporcionalnosti

$E = 210000 \text{ N/mm}^2$ - modul elastičnosti

$\sigma_t = 225 \text{ N/mm}^2$ - granica tečenja za čelik Č.0361 [4]

$\lambda < \lambda_p \rightarrow$ nastavak proračuna prema Tetmajeru

Dopušteno opterećenje F_k :

$$F_k = \frac{\sigma_k \cdot A}{S} = \frac{(335 - 0,62\lambda) \cdot A}{S} = \frac{(335 - 0,62 \cdot 62) \cdot 14900}{8} = 552343 \text{ N} \quad (7.11)$$

Gdje je:

$\sigma_k = 335 - 0,62\lambda$ - dopušteno naprezanje [4]

$A = 14900 \text{ mm}^2$ - površina presjeka cijevi

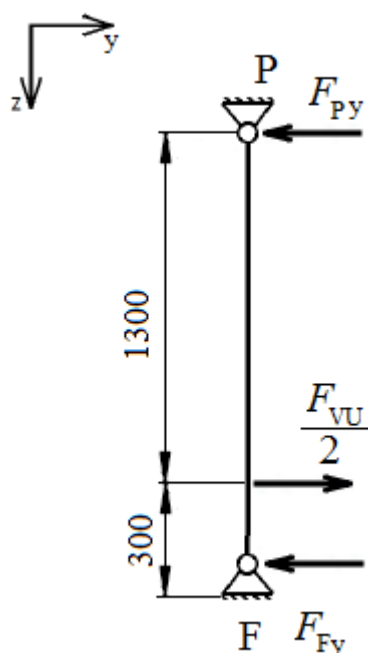
S - faktor sigurnosti za čelik

$$F_{ZV} < F_k$$

UVIJET ZADOVOLJEN!

Potrebno je izračunati sile u čvorovima štapa O-W u smjeru osi y jer su one potrebne za proračun vijčanog spoja portala i veze portala.

Štap P-F:



Slika 7.8. Mehanički model štapa između oslonaca P i F u ravnini y-z

Određivanje reakcija prema slici (Slika 7.8):

$$\begin{aligned}\Sigma F_y = 0 &= F_{VU} - F_{Py} - F_{Fy} = 0 \\ \Sigma M_P = 0 &= F_{VU} \cdot 1300 + F_{Fy} \cdot 1600 = 0 \\ F_{Fy} &= \frac{F_{VU} \cdot 1300}{1600} = \frac{49639 \cdot 1300}{1600} = 40332 \text{ N} \\ F_{Py} &= \frac{F_{VU}}{2} - F_{Fy} = 49639 - 40332 = 9307 \text{ N}\end{aligned}\tag{7.12}$$

Gdje je:

F_{VU} - vučna sila [N]

F_{Py} - horizontalna sila u osloncu P [N]

F_{Fy} - horizontalna sila u osloncu F [N]

Vučna sila F_{VU} :

$$\frac{F_{VU}}{2} = \frac{(Q_P \cdot g \cdot a) + (Q_P \cdot g \cdot f_v)}{2} = \frac{(92000 \cdot 9,81 \cdot 0,1) + (92000 \cdot 9,81 \cdot 0,01)}{2} = 49639 \text{ N} \quad (7.13)$$

Gdje je:

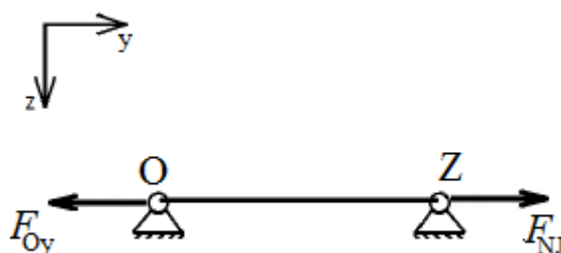
Q_P - ukupna masa portala [kg]

g - gravitacijsko ubrzanje [m/s^2]

a - ubrzanje portala [m/s^2]

f_v - specifični otpor vožnje [-]

Štap O-Z:



Slika 7.9. Mehanički model štapa između oslonaca O i Z u ravnini y-z

Određivanje reakcija prema slici (Slika 7.9):

$$\begin{aligned} \Sigma F_y = 0 &= F_{Nj} - F_{Oy} = 0 \\ F_{Oy} &= F_{Nj} = 66000 \text{ N} \end{aligned} \quad (7.14)$$

Gdje je:

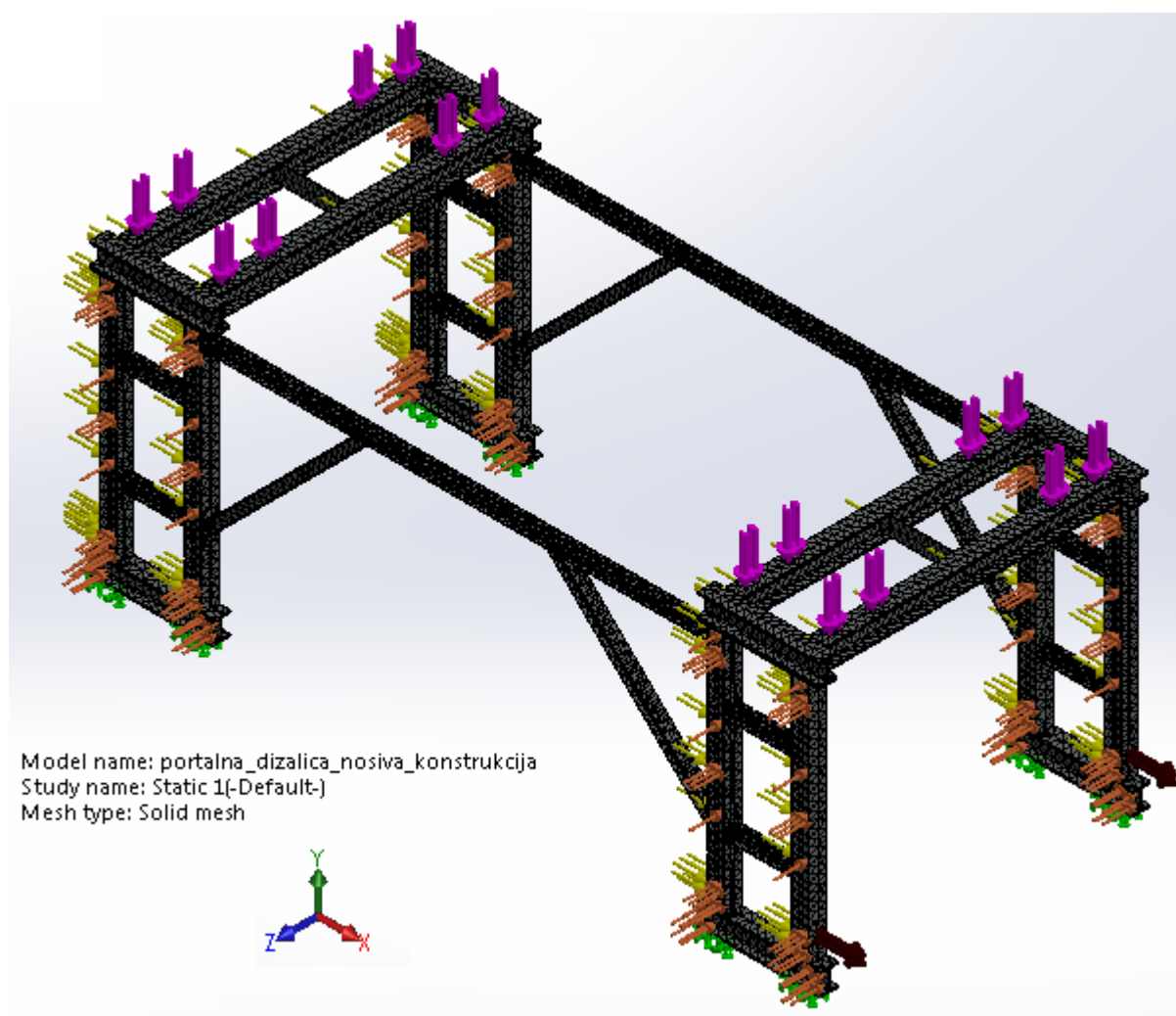
$$F_{Nj} = Q_L \cdot g \cdot a = 67200 \cdot 9,81 \cdot 0,1 = 66000 \text{ N} - \text{Sila uslijed njihanja tereta (inercjska sila) [N]}$$

Dobiveni rezultati $F_{Py} = 9307 \text{ N}$ i $F_{Oy} = 66000 \text{ N}$ korisiti će se u daljnjem proračunu (poglavlje 7.3).

7.2. FEM analiza nosive konstrukcije portalne dizalice

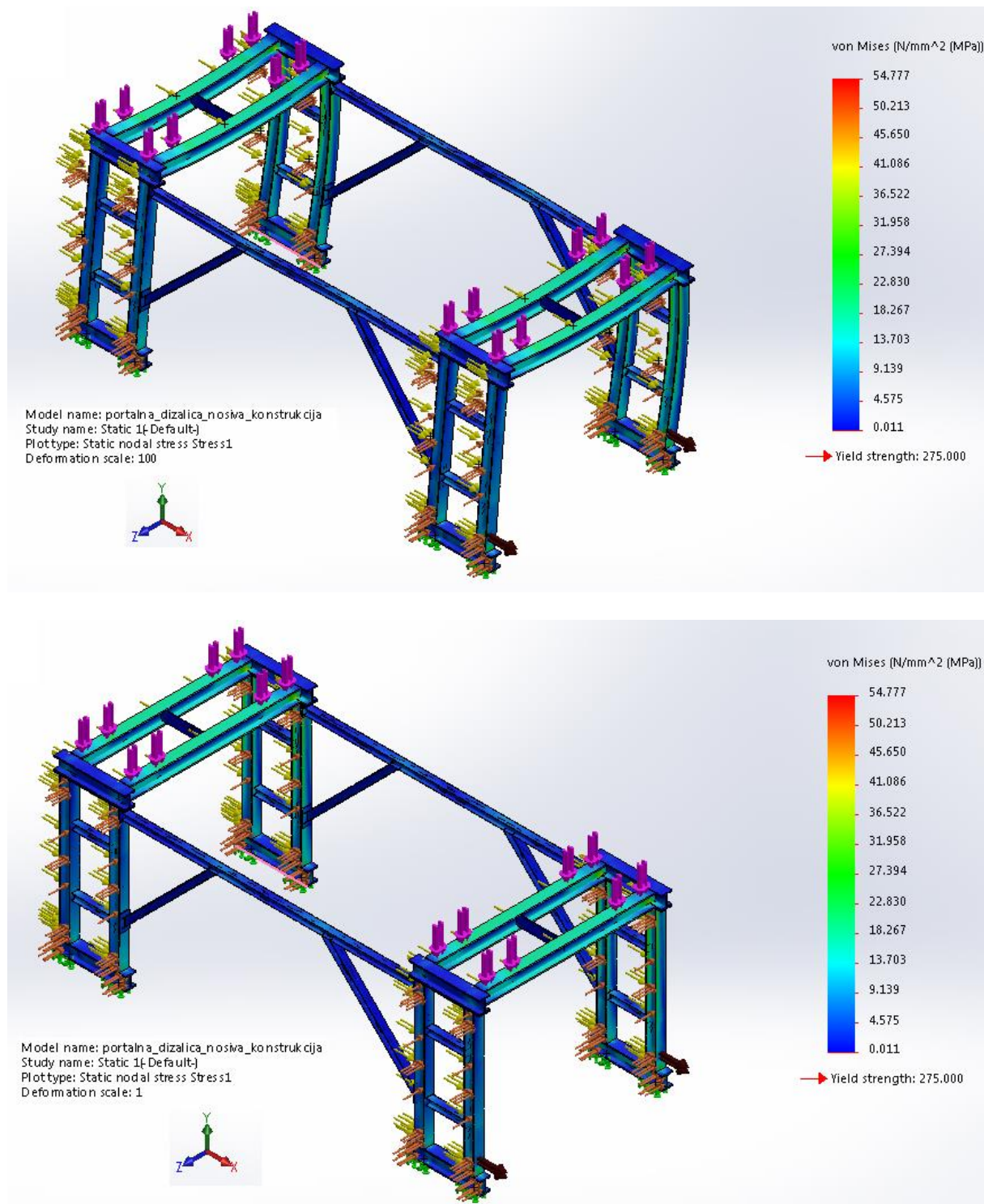
Korištenjem alata *SolidWorks Simulation* unutar programskog paketa *SolidWorks* izvršena je FEM analiza nosive konstrukcije portalne dizalice. Nosiva konstrukcija portalne dizalice je promatrana kao kruto tijelo.

Na slici (Slika 7.10) prikazana je nosiva konstrukcija vitla sa zadanom mrežom konačnih elemenata, nepomičnim osloncima (zeleno boja) te opterećenjima koje prenosi sklop vitla s teretom (ljubičasta boja), opterećenjima uslijed njihanja tereta (žuta i narandžasta boja) i opterećenjima uslijed vuče portala (smeđa boja). Iznosi i mjesta opterećenja, te mjesta nepomičnih oslonaca odgovaraju onima korištenim u analitičkom proračunu (poglavlje 7.1). Valja napomenuti kako je razmatran najnepovoljniji slučaj, kada sva opterećenja djeluju istovremeno.



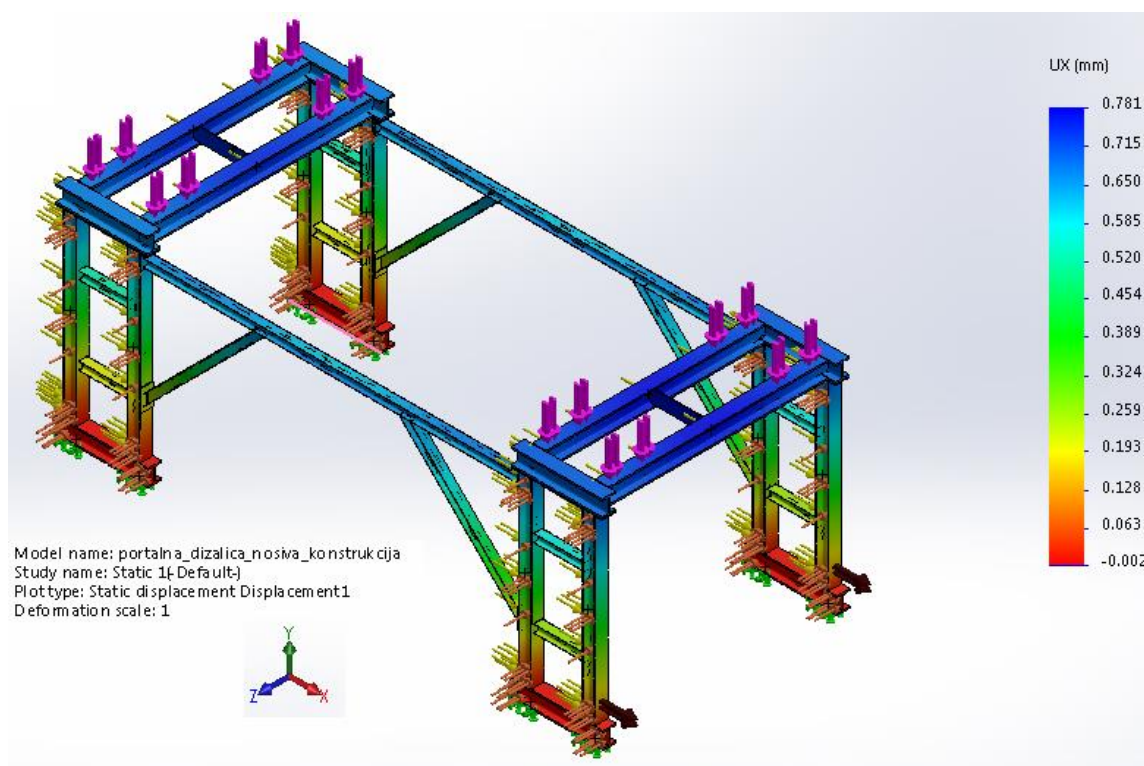
Slika 7.10. Prikaz zadane mreže konačnih elemenata, opterećenja i oslonaca nosive konstrukcije portalne dizalice

Najveće naprežanje nosive konstrukcije vitla dobiveno FEM analizom (Slika 7.11) iznosi 55 N/mm^2 što je manje od dopuštenog iznosa za korišteni materijal. Na slici (Slika 7.11 gore) prikazana je nosiva konstrukcija vitla i njeno najveće naprežanje te nastala deformacija (naglašena radi lakšeg tumačenja), dok je na slici (Slika 7.11 dolje) prikazana stvarna deformacija nosive konstrukcije vitla te najveće naprežanje.

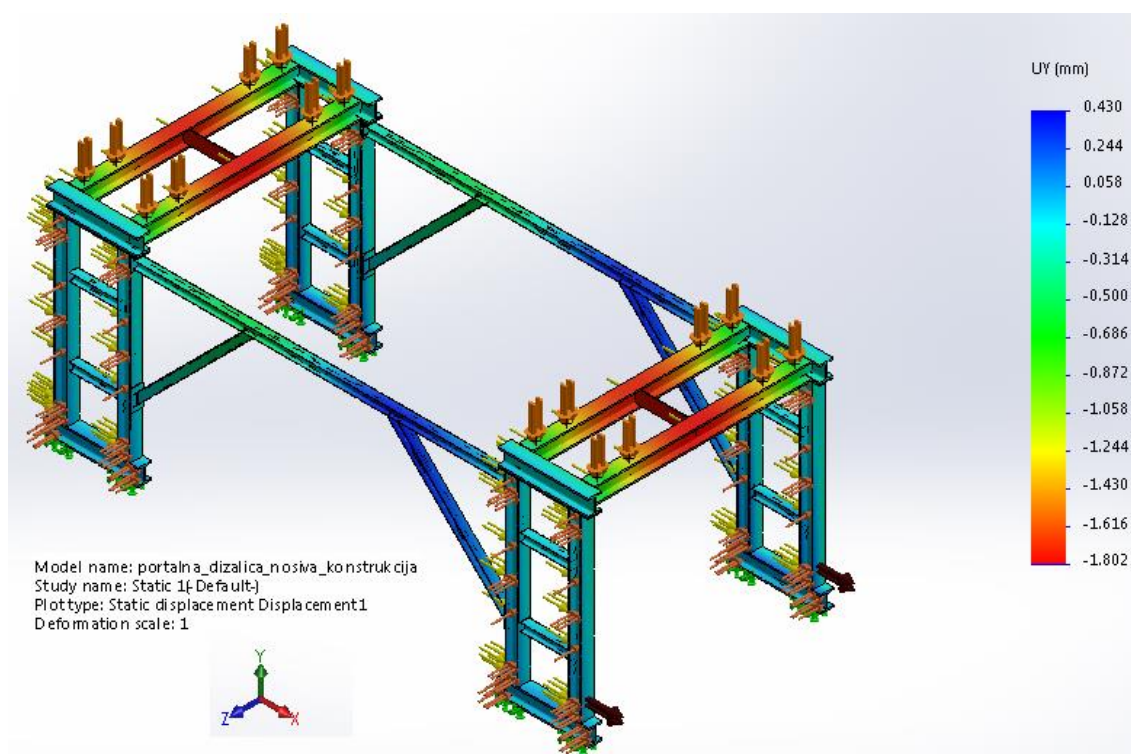


Slika 7.11. Naprežanje nosive konstrukcije portalnog granika te naglašena deformacija (gore) i stvarna deformacija (dolje)

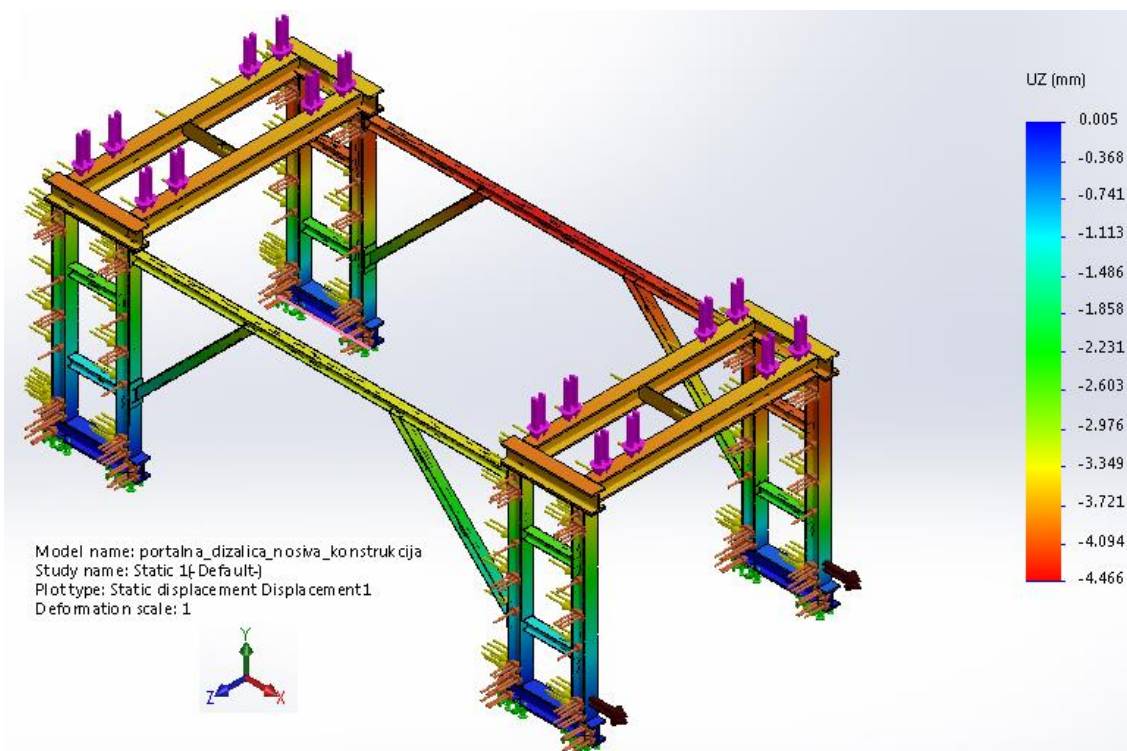
Na slikama (Slika 7.12, Slika 7.13 i Slika 7.14) prikazani su pomaci nosive konstrukcije portalne dizalice (pomaci duž osi x , y i z) uslijed zadanog opterećenja. Najveći pomak duž osi x iznosi 0,8 mm, pomak duž osi y iznosi 1,8 mm, a pomak duž osi z iznosi 4,5 mm što je manje od dopuštenog iznosa za promatranu konstrukciju.



Slika 7.12. Pomak nosive konstrukcije portalne dizalice duž osi x



Slika 7.13. Pomak nosive konstrukcije portalne dizalice duž osi y



Slika 7.14. Pomak nosive konstrukcije portalne dizalice duž osi z

Tablica 7.1. Usporedba rezultata analitičkog proračuna i FEM analize mosta portala

	Analitička metoda	FEM analiza
Najveće naprezanje [N/mm ²]	19	21
Najveći progib [mm]	3,8*	1,8
*Zbog pojednostavljenja proračuna (poglavlje 7.1)		

Tablica (Tablica 7.1) prikazuje usporedbu rezultata. Iznos naprezanja dobiven FEM analizom je gotovo identičan onome dobivenom analitičkom metodom, dok se progibi (zbog pojednostavljenja analitičkog proračuna) razlikuju.

7.3. Odabir kotača portala

Odabir kotača portala se vrši prema najvećoj težini portala i broju kotača. Portal će se oslanjati na 8 klackalica s po 2 kotača. Također, analitičkim proračunom je utvrđeno da nisu svi oslonci (kotači) jednako opterećeni. Opterećeniji kotač (klackalica s dva kotača) nosi 51,7 % težine, dok drugi nosi 48,3 %. Ukupna masa portalne dizalice s teretom iznosi 92 tone.

Potrebna nosivost kotača:

$$LC = \frac{Q_P}{n_{kl}} \cdot 0,517 = \frac{92000}{8} \cdot 0,517 = 5945,5 \text{ kg} \quad (7.15)$$

Gdje je:

Q_P - ukupna masa portala [kg]

n_{kl} - broj klackalica [-]

Odabran je, iz kataloga [17], sklop kotača *SMF 400 PEK* (Slika 7.15) proizvođača *Rollenbau*, karakteristika prikazanih u tablici (Tablica 7.2).



Slika 7.15. Sklop kotača *SMF 400 PEK* [17]

Tablica 7.2. Karakteristike sklopa kotača *SMF 400 PEK* [17]

$d = 400 \text{ mm}$	promjer kotača
$b = 110 \text{ mm}$	širina kotača
$H = 470 \text{ mm}$	ukupna visina kotača
$LC = 10000 \text{ kg}$	nosivost

7.4. Čvrstoća uzdužno opterećenih vijaka veze i stupa portala

Veza portala spojena je sa stupom portala u čvorovima O i P (Slika 7.2) sa po 6 vijaka M20. Budući da je u oba čvora korišten jednak broj identičnih vijaka, proračun će se provesti za čvor u kojem djeluje veća sila. Kako bi se izbjegle plastične deformacije, vijak ni na kojem mjestu ne bi smio biti napregnut preko 0,8 puta granice tečenja.

Vlačno naprezanje vijaka σ_{vi} u presjeku koji prenosi naprezanje:

$$\sigma_{vi} = \frac{F_{max}}{A_s} = \frac{11000}{245} = 45 \text{ N/mm}^2 \quad (7.16)$$

Gdje je:

F_{max} - najveća sila u vijku [N]

$A_s = 245 \text{ mm}^2$ - presjek vijka preko kojeg se prenosi naprezanje [5]

Najveća sila u vijku F_{max} :

$$F_{max} = \frac{F}{n} = \frac{66000}{6} = 11000 \text{ N} \quad (7.17)$$

Gdje je:

$F = F_{Oy}$ - horizontalna sila u čvoru O [N]

n - broj vijaka [-]

Dopušteno naprezanje σ_{dop} :

$$\sigma_{dop} = 0,8 \cdot \sigma_T = 0,8 \cdot 400 = 320 \text{ N/mm}^2 \quad (7.18)$$

Gdje je:

$\sigma_T = 400 \text{ N/mm}^2$ - najmanja granica tečenja za materijal vijaka 5.8 [5]

$$\sigma_{vi} < \sigma_{dop}$$

UVIJET ZADOVOLJEN!

7.5. Čvrstoća uzdužno opterećenih vijaka stupa i mosta portala

Stup portala je spojen s mostom sa 24 vijaka M24. Budući da opterećenje prenose samo vijci u vlačnoj zoni, proračun će se provesti za 12 vijaka. Kako bi se izbjegle plastične deformacije, vijak ni na kojem mjestu ne bi smio biti napregnut preko 0,8 puta granice tečenja.

Vlačno naprezanje vijaka σ_{vi} u presjeku koji prenosi naprezanje:

$$\sigma_{vi} = \frac{F_{\max}}{A_s} = \frac{34473}{353} = 98 \text{ N/mm}^2 \quad (7.19)$$

Gdje je:

$$F_{\max} = F_{Oy} \text{ - najveća sila u vijku [N]}$$

$$A_s = 245 \text{ mm}^2 \text{ - presjek vijka preko kojeg se prenosi naprezanje [5]}$$

Najveća sila u vijku F_{\max} :

$$F_{\max} = \frac{F}{n} = \frac{F_{ZV} + F_{WV}}{n} = \frac{106941 + 99897}{6} = 34473 \text{ N} \quad (7.20)$$

Gdje je:

$$F = F_{ZV} + F_{WV} \text{ - sila u užetu [N]}$$

$$n \text{ - broj vijaka [-]}$$

Dopušteno naprezanje σ_{dop} :

$$\sigma_{dop} = 0,8 \cdot \sigma_T = 0,8 \cdot 640 = 512 \text{ N/mm}^2 \quad (7.21)$$

Gdje je:

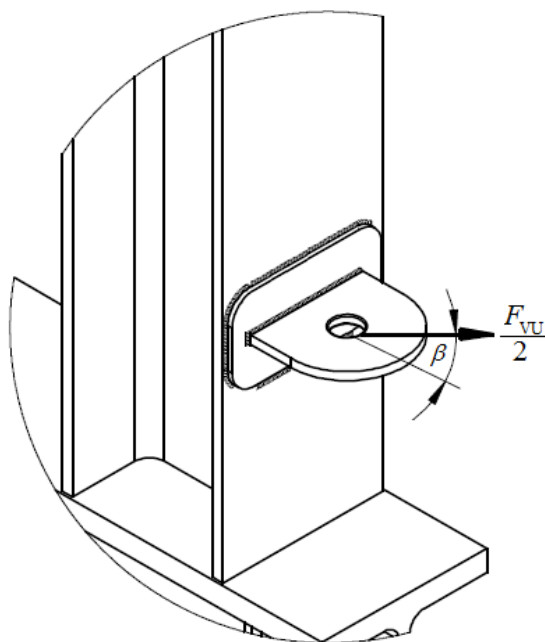
$$\sigma_T = 640 \text{ N/mm}^2 \text{ - najmanja granica tečenja za materijal vijka 8.8 [5]}$$

$$\sigma_{vi} < \sigma_{dop}$$

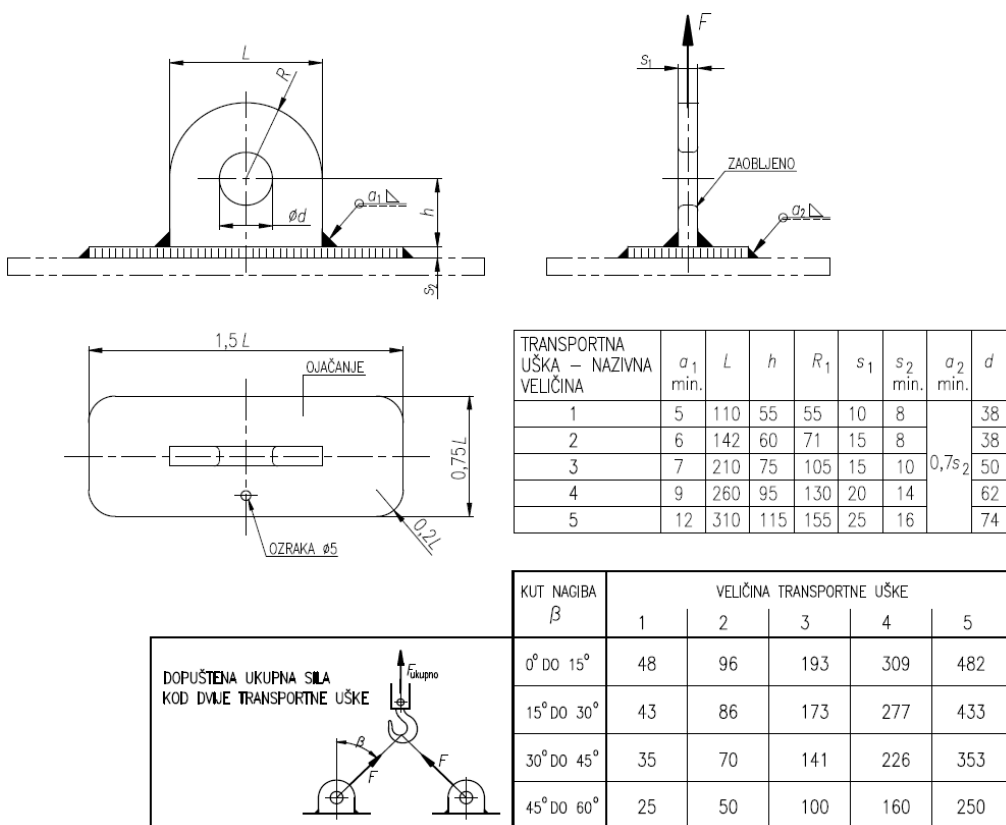
UVIJET ZADOVOLJEN!

7.6. Provjera čvrstoće transportne uške

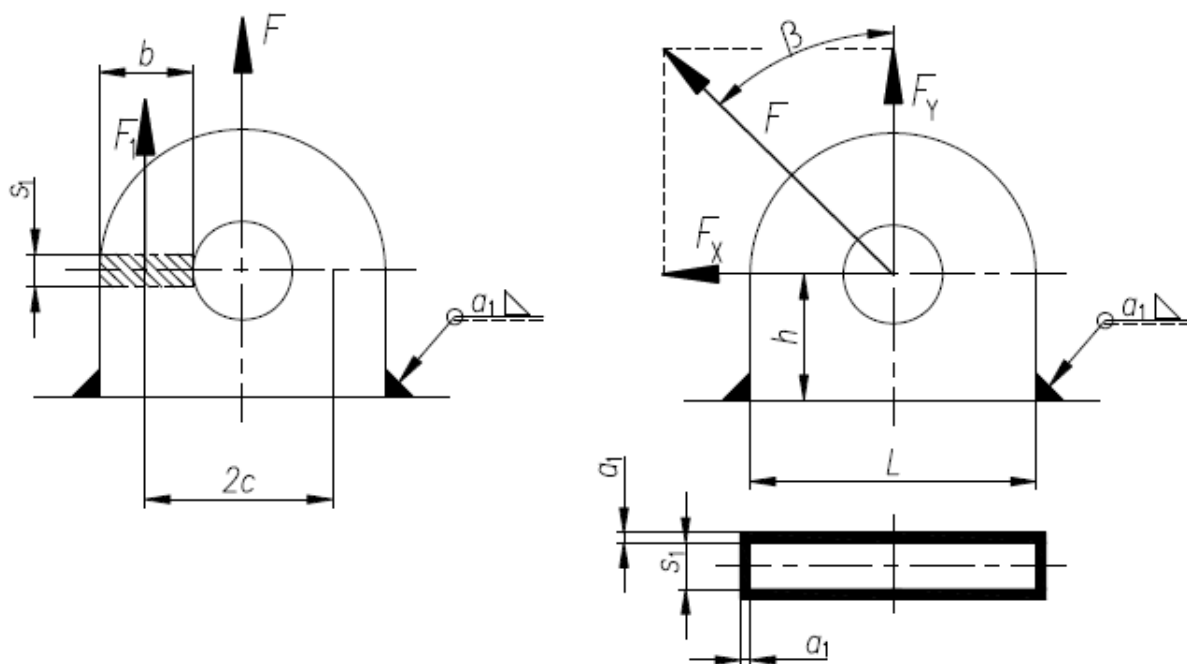
Transportna uška je izvedena prema DIN 28086 za ušku broj 3 (Slika 7.17). Uška se koristi za vuču portalne dizalice, a opterećena je prema slici (Slika 7.16). Proračun je izveden prema DIN 28086.



Slika 7.16. Opterećenje transportne uške



Slika 7.17. Dimenzije transportne uške i dovoljena opterećenja DIN 28086 [1]



Slika 7.18. Skica za proračun transportne uške DIN 28086 [1]

Naprezanje u presjeku uške σ_{uk} :

$$\sigma_{uk} = \sigma_v + \sigma_f = \frac{F}{2 \cdot b \cdot s_1} + \frac{F \cdot 2c}{s_1 \cdot b^2} = \frac{49639}{2 \cdot 80 \cdot 15} + \frac{49639 \cdot 130}{8 \cdot 15 \cdot 80^2} = 71 \text{ N/mm}^2 \quad (7.22)$$

Gdje je:

$$\frac{F_{VU}}{2} = F - \text{vučna sila [N]}$$

$b, s_1, 2c$ - dimenzije uške (Slika 7.17 i Slika 7.18)

Dopušteno naprezanje σ_{dop} :

$$\sigma_{dop} = \frac{R_e}{1,5} = \frac{R_e}{1,5} = 150 \text{ N/mm}^2 \quad (7.23)$$

Gdje je:

$R_e = 225 \text{ N/mm}^2$ - granica tečenja za materijal Č.0361

$$\sigma_{uk} < \sigma_{dop}$$

UVIJET ZADOVOLJEN!

7.7. Proračun kutnog zavora transportne uške

Normalna naprezanja zavora σ_{ukz} :

$$\begin{aligned}\sigma_{ukz} = \sigma_{vz} + \sigma_{fz} &= \frac{F_y}{A_{zav}} + \frac{M_{fz}}{W_{zav}} = \frac{F \cdot \cos 60^\circ}{(L + 2a_1)(s_1 + 2a_1) - s_1L} + \frac{\frac{F \cdot 2c}{8}}{\frac{(L + 2a_1)(s_1 + 2a_1)^3 - s_1L^3}{6(L + 2a_1)}} \\ &= \frac{49639 \cdot \cos 60^\circ}{(210 + 2 \cdot 7) \cdot (15 + 2 \cdot 7) - 15 \cdot 210} + \frac{\frac{49639 \cdot 130}{8}}{\frac{(210 + 2 \cdot 7) \cdot (15 + 2 \cdot 7)^3 - 15 \cdot 210^3}{6 \cdot (15 + 2 \cdot 7)}} = 6,4 \text{ N/mm}^2\end{aligned}\quad (7.24)$$

Gdje je:

$$\frac{F_{vU}}{2} = F \text{ - vučna sila [N]}$$

A_{zav} - moment otpora zavora [mm^2]

M_{fz} - moment savijanja zavora [Nmm]

W_{zav} - moment otpora zavora [mm^3]

$b, s_1, 2c, L$ - dimenzije uške [mm] (Slika 7.17 i Slika 7.18)

a_1 - površina zavora [mm^2] (Slika 7.17 i Slika 7.18)

Tangencijalno naprezanje τ_{zav} :

$$\begin{aligned}\tau_{zav} &= \frac{F_x}{A_{zav}} = \frac{F \cdot \sin 60^\circ}{(L + 2a_1)(s_1 + 2a_1) - s_1L} \\ &= \frac{49639 \cdot \sin 60^\circ}{(210 + 2 \cdot 7) \cdot (15 + 2 \cdot 7) - 15 \cdot 210} = 12,9 \text{ N/mm}^2\end{aligned}\quad (7.25)$$

Gdje je:

$$\frac{F_{vU}}{2} = F \text{ - vučna sila [N]}$$

A_{zav} - moment otpora zavora [mm^2]

L, s_1 - dimenzije uške [mm] (Slika 7.17 i Slika 7.18)

a_1 - površina zavora [mm^2] (Slika 7.17 i Slika 7.18)

Ekvivalentno naprezanje u zavora σ_{ekv} :

$$\sigma_{ekv} = \sqrt{\sigma_{vz}^2 + 3\tau_{zav}^2} = \sqrt{6,4^2 + 12,9^2} = 23,24 \text{ N/mm}^2 \quad (7.26)$$

Gdje je:

σ_{ukz} - normalno naprezanje zavara [N/mm²]

τ_{zav} - tangencijalno naprezanje zavara [N/mm²]

$b, s_1, 2c, L$ - dimenzije uške [mm] (Slika 7.17 i Slika 7.18)

a_1 - površina zavara [mm²] (Slika 7.17 i Slika 7.18)

Dopušteno naprezanje σ_{dop} :

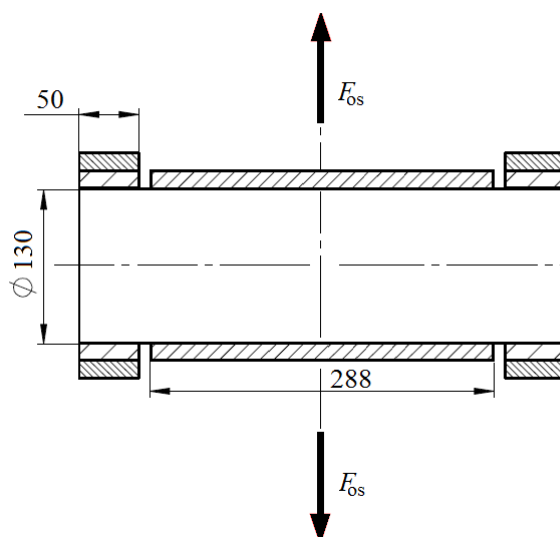
$\sigma_{dop} = 132 \text{ N/mm}^2$ - dopušteno naprezanje za osnovni materijal Č.0361

$$\sigma_{ekv} < \sigma_{dop}$$

UVIJET ZADOVOLJEN!

7.8. Proračun osovine klackalice kotača

Potrebno je provjeriti čvrstoću osovine (svornjaka) klackalice kotača. Portalna dizalica je oslonjena na 8 klackalica s po dva kotača. Svaka klackalica ima jednu osovinu oko koje se može okretati. Dimenzije osovine (svornjaka) i opterećenje prikazani su na slici (Slika 7.19).



Slika 7.19. Dimenzije i opterećenje osovine klackalice kotača

Opterećenje osovine F_{os} :

$$F_{os} = \frac{Q_P}{n_{kl}} \cdot 9,81 = \frac{92000}{8} \cdot 9,81 = 112815 \text{ N} \quad (7.27)$$

Gdje je:

Q_P - ukupna masa portala [kg]

n_{kl} - broj klackalica [-]

Površinski tlak p_v :

$$p_v = \frac{F_{os}}{2 \cdot a \cdot d} = \frac{112815}{2 \cdot 50 \cdot 130} = 8,67 \text{ N/mm}^2 \quad (7.28)$$

Gdje je:

F_{os} - opterećenje osovine [N]

a - širina naležne površine [mm]

d_o - promjer osovine [mm]

Površinski tlak p_u :

$$p_u = \frac{F_{os}}{b \cdot d} = \frac{112815}{288 \cdot 130} = 3 \text{ N/mm}^2 \quad (7.29)$$

Gdje je:

F_{os} - opterećenje osovine [N]

b - širina naležne površine [mm]

d_o - promjer osovine [mm]

$p_{dop} = 69 \text{ N/mm}^2$ - dopušteno naprezanje za materijal Č.0361 [5]

$$p_v \cdot p_u < p_{dop}$$

UVIJET ZADOVOLJEN!

Savojno naprežanje σ_f :

$$\sigma_f = \frac{0,5 \cdot F_{os} \cdot 0,5 \cdot a}{0,1 \cdot d^3} = \frac{0,5 \cdot 112815 \cdot 0,5 \cdot 50}{0,1 \cdot 130^3} = 6,42 \text{ N/mm}^2 \quad (7.30)$$

Gdje je:

F_{os} - opterećenje osovine [N]

a - širina naležne površine [mm]

d_o - promjer osovine [mm]

$\sigma_{dop} = 70 \text{ N/mm}^2$ - dopušteno naprežanje za materijal Č.0361 [5]

$$\sigma_f < \sigma_{dop}$$

UVIJET ZADOVOLJEN!

Smično naprežanje τ_a :

$$\tau_a = \frac{F_{os}}{2 \cdot A} = \frac{F_{os}}{2 \cdot \frac{d^2 \cdot \pi}{4}} = \frac{112815}{2 \cdot \frac{130^2 \cdot \pi}{4}} = 4,25 \text{ N/mm}^2 \quad (7.31)$$

Gdje je:

F_{os} - opterećenje osovine [N]

d_o - promjer osovine [mm]

$\tau_{dop} = 45 \text{ N/mm}^2$ - dopušteno naprežanje za materijal Č.0361 [5]

$$\tau_a < \tau_{dop}$$

UVIJET ZADOVOLJEN!

7.9. Sklop portalne dizalice

Portalna dizalica za podizanje lokomotiva (Slika 7.20) se sastoji od dva međusobno povezana portala, a svaki portal na sebi nosi dva vitla (ukupno 4 vitla) za podizanje tereta. Svaki portal je oslonjen na četiri klackalice, od kojih svaka ima dva kotača. Teret (lokomotiva) se prihvaća pomoću četiri pomična bloka, a vitlima podiže u zrak.



Slika 7.20. Sklop portalne dizalice

8. Primjena zaštite na radu pri uporabi uređaja

Hrvatski sabor donio je na sjednici 30. svibnja 2014. godine, na temelju članka 89. Ustava Republike Hrvatske, *Zakon o zaštiti na radu*. Ovim *Zakonom o zaštiti na radu* uređuje se sustav zaštite na radu u Republici Hrvatskoj, opća načela prevencije i pravila zaštite na radu⁵, obaveze poslodavca, prava i obveze radnika, djelatnosti vezane sa zaštitom na radu i sl. Njegova svrha je sustavno unapređivanje sigurnosti i zaštite zdravlja radnika i osoba na radu, sprečavanje ozljeda na radu, te profesionalnih i drugih bolesti. Sa svrhom unapređivanja sigurnosti i zaštite zdravlja na radu, u zakonu su propisana opća načela sprečavanja rizika⁶ na radu i zaštite zdravlja, pravila za uklanjanje čimbenika rizika i postupci osposobljavanja radnika. Odredbe ovog Zakona primjenjuju se u svim djelatnostima u kojima radnici obavljaju poslove za poslodavca.

U sljedećim poglavljima (poglavlja 8.1, 8.2 i 8.3) prikazane su neke odredbe *Zakona o zaštiti na radu* čijom se primjenom osigurava sigurna uporaba uređaja pri radu.

8.1. Pravila zaštite na radu

Osnovna pravila zaštite na radu sadrže zahtjeve kojima mora udovoljiti sredstvo rada⁷ kada je u upotrebi. Ono mora zadovoljavati:

- zaštitu od mehaničkih opasnosti,
- zaštitu od udara električne struje,
- sprečavanje nastanka požara i eksplozije,
- osiguranje mehaničke otpornosti i stabilnosti građevine,
- osiguranje potrebne radne površine i radnog prostora,
- osiguranje potrebnih putova za prolaz, prijevoz i evakuaciju radnika i drugih osoba,
- osiguranje čistoće,
- osiguranje propisane temperature i vlažnosti zraka i ograničenja brzine strujanja zraka,
- osiguranje propisane rasvjete,
- zaštitu od buke i vibracija,
- zaštitu od štetnih atmosferskih i klimatskih utjecaja,
- zaštitu od fizikalnih, kemijskih i bioloških štetnih djelovanja,
- zaštitu od prekomjernih napora⁸,
- zaštitu od elektromagnetskog i ostalog zračenja,
- osiguranje prostorija i uređaja za osobnu higijenu.

⁵ Zaštita na radu je sustav pravila, načela, mjera, postupaka i aktivnosti, čijom se organiziranom primjenom ostvaruje i unapređuje sigurnost i zaštita zdravlja na radu, s ciljem sprječavanja rizika na radu, ozljeda na radu, profesionalnih bolesti, bolesti u vezi s radom te ostalih materijalnih i nematerijalnih šteta na radu i u vezi s radom.

⁶ Rizik je umnožak vjerojatnosti nastanka opasnog ili štetnog događaja i štetnosti toga događaja, odnosno njegove posljedice.

⁷ Sredstva rada su građevine namijenjene za rad s pripadajućim instalacijama, uređajima i opremom, prometna sredstva i radna oprema.

⁸ Napori su statodinamički, psihofiziološki napori, napori vida i napori govora, koji mogu uzrokovati oštećenje zdravlja radnika koji su im izloženi.

Ako se rizici za sigurnost i zdravlje radnika ne mogu ukloniti ili se mogu samo djelomično ukloniti primjenom osnovnih pravila zaštite na radu, dodatno se primjenjuju posebna pravila zaštite na radu koja se odnose na radnike, način obavljanja poslova i radne postupke.

Posebna pravila zaštite na radu sadrže zahtjeve glede dobi, spola, završenog stručnog obrazovanja i drugih oblika osposobljavanja i usavršavanja za rad, zdravstvenog stanja, tjelesnog stanja, psihofizioloških i psihičkih sposobnosti, kojima radnici moraju udovoljavati pri obavljanju poslova s posebnim uvjetima rada⁹.

Uz to, posebna pravila zaštite na radu sadrže i pravila u vezi s:

- organizacijom radnog vremena i korištenjem odmora,
- načinom korištenja odgovarajuće osobne zaštitne opreme,
- posebnim postupcima pri uporabi, odnosno izloženosti fizikalnim štetnostima, opasnim kemikalijama¹⁰, odnosno biološkim štetnostima,
- postavljanjem sigurnosnih znakova kojima se daje informacija ili uputa,
- uputama o radnim postupcima i načinu obavljanja poslova, posebno glede trajanja posla, obavljanja jednoličnog rada i rada po učinku u određenom vremenu (normirani rad) te izloženosti radnika drugim naporima na radu ili u vezi s radom,
- postupcima s ozlijeđenim ili oboljelim radnikom do pružanja hitne medicinske pomoći, odnosno do prijma u zdravstvenu ustanovu.

Ako nisu na snazi pravna pravila zaštite na radu koja bi poslodavac trebao primijeniti radi sigurnosti i zaštite zdravlja radnika, primjenjivat će priznata pravila zaštite na radu koja podrazumijevaju norme, pravila struke ili u praksi provjerene načine, pomoću kojih se otklanjaju ili smanjuju rizici na radu i kojima se sprječava nastanak ozljeda na radu, profesionalnih bolesti, bolesti u vezi s radom te ostalih štetnih posljedica za radnike.

8.2. Obveze poslodavca u provođenju zaštite na radu

Obveze poslodavca u provođenju zaštite na radu propisane ovim Zakonom i propisima donesenim na temelju ovoga Zakona u odnosu na radnika odnose se i na osobe na radu ako ovim Zakonom nije drukčije propisano.

Poslodavac je obavezan osposobiti radnika za rad na siguran način, i to:

- prije početka rada,
- kod promjena u radnom postupku,
- kod uvođenja nove radne opreme ili njezine promjene,
- kod uvođenja nove tehnologije,
- kod upućivanja radnika na novi posao, odnosno na novo mjesto rada,
- kod utvrđenog oštećenja zdravlja uzrokovanog opasnostima, štetnostima ili naporima na radu.

⁹ Poslovi s posebnim uvjetima rada su poslovi pri čijem obavljanju radnik koji radi na tim poslovima mora, osim općih uvjeta za zasnivanje radnog odnosa, ispunjavati propisane posebne uvjete koji se odnose na dob, stručnu osposobljenost, zdravstveno stanje, odnosno psihičku sposobnost.

¹⁰ Opasne kemikalije su tvari, smjese i pripravci u skladu s posebnim propisom.

Osposobljavanje će provesti na način da radnika obavijesti o svim činjenicama i okolnostima koje utječu ili bi mogle utjecati na sigurnost i zdravlje radnika (o organizaciji rada, rizicima i načinu izvođenja radnih postupaka i sl.), da radniku objasni i da radnika osposobi za praktičnu primjenu mjera zaštite na radu koje je dužan primjenjivati tijekom rada u skladu s procjenom rizika kojima je izložen na radu i u vezi s radom. Poslodavac ne smije dozvoliti samostalno obavljanje poslova radniku koji prethodno nije osposobljen za rad na siguran način.

Što se tiče sredstva rada, osobne zaštite i mjesta rada, poslodavac je obavezan osigurati da su mjesta rada koja se koriste u svakom trenutku sigurna, održavana, prilagođena za rad i u ispravnom stanju, u skladu s pravilima zaštite na radu. Također, obavezan je osigurati da sredstva rada i osobna zaštitna oprema u uporabi budu u svakom trenutku sigurni, održavani, prilagođeni za rad i u ispravnom stanju te da se koriste u skladu s pravilima zaštite na radu, tehničkim propisima i uputama proizvođača tako da u vrijeme rada ne ugrožavaju radnike

Dužan je isključiti iz uporabe sredstva rada i osobnu zaštitnu opremu na kojoj nastanu promjene zbog kojih postoje rizici za sigurnost i zdravlje radnika.

Poslodavac je obavezan, u skladu s ovim Zakonom, njegovim provedbenim propisima, pravilima zaštite na radu, posebnim propisima, odnosno uputama proizvođača, obavljati preglede, odnosno ispitivanja sredstava rada koja se koriste, radi utvrđivanja jesu li na njima primijenjena pravila zaštite na radu i jesu li zbog nastalih promjena tijekom njihove uporabe ugroženi sigurnost i zdravlje radnika.

Dužan je na mjestima i sredstvima rada trajno postaviti sigurnosne znakove na vidljivom mjestu. Ako sigurnosni znakovi nisu dovoljni za djelotvorno obavješćivanje radnika, poslodavac je obavezan postaviti pisane obavijesti i upute o uvjetima i načinu korištenja sredstava rada, opasnih kemikalija, bioloških štetnosti te izvora fizikalnih i drugih štetnosti na radu.

8.3. Obveze i prava radnika u provođenju zaštite na radu

Radnik je obavezan osposobljavati se za rad na siguran način kada ga na osposobljavanje uputi poslodavac. Obavezan je i odgovoran obavljati poslove dužnom pažnjom te pri tome voditi računa o svojoj sigurnosti i zaštiti zdravlja, kao i sigurnosti i zaštiti zdravlja ostalih radnika, koje mogu ugroziti njegovi postupci ili propusti na radu. Smatra se da radnik radi dužnom pažnjom kada poslove obavlja u skladu sa znanjima i vještinama koje je stekao tijekom osposobljavanja za rad na siguran način te kada radi po uputama poslodavca, odnosno njegovog ovlaštenika, tako da:

- prije početka rada pregleda mjesto rada te o uočenim nedostacima izvijesti poslodavca ili njegovog ovlaštenika
- pravilno koristi sredstva rada
- pravilno koristi propisanu osobnu zaštitnu opremu, koju je nakon korištenja obavezan vratiti na za to određeno mjesto
- pravilno koristi i samovoljno ne isključuje, ne vrši preinake i ne uklanja zaštite na sredstvima rada

- odmah obavijesti poslodavca, njegovog ovlaštenika, stručnjaka zaštite na radu ili povjerenika radnika za zaštitu na radu o svakoj situaciji koju smatra značajnim i izravnim rizikom za sigurnost i zdravlje, o nepostojanju ili nedostatku uputa za takvu situaciju, kao i o bilo kojem uočenom nedostatku u organiziranju i provedbi zaštite na radu
- posao obavlja u skladu s pravilima zaštite na radu, pravilima struke te pisanim uputama poslodavca
- prije odlaska s mjesta rada ostavi sredstva rada koja je koristio u takvom stanju da ne ugrožavaju ostale radnike ili sredstva rada
- surađuje s poslodavcem, njegovim ovlaštenikom, stručnjakom zaštite na radu, specijalistom medicine rada i povjerenikom radnika za zaštitu na radu.

9. Zaključak

Prema prethodno obavljenom proračunu projektirana je i konstrukcijski razrađena portalna dizalica za podizanje lokomotiva. Konstrukcija portalne dizalice, osim što treba biti u skladu s proračunom, mora biti i u skladu s važećim zakonima i pravilnicima u Republici Hrvatskoj.

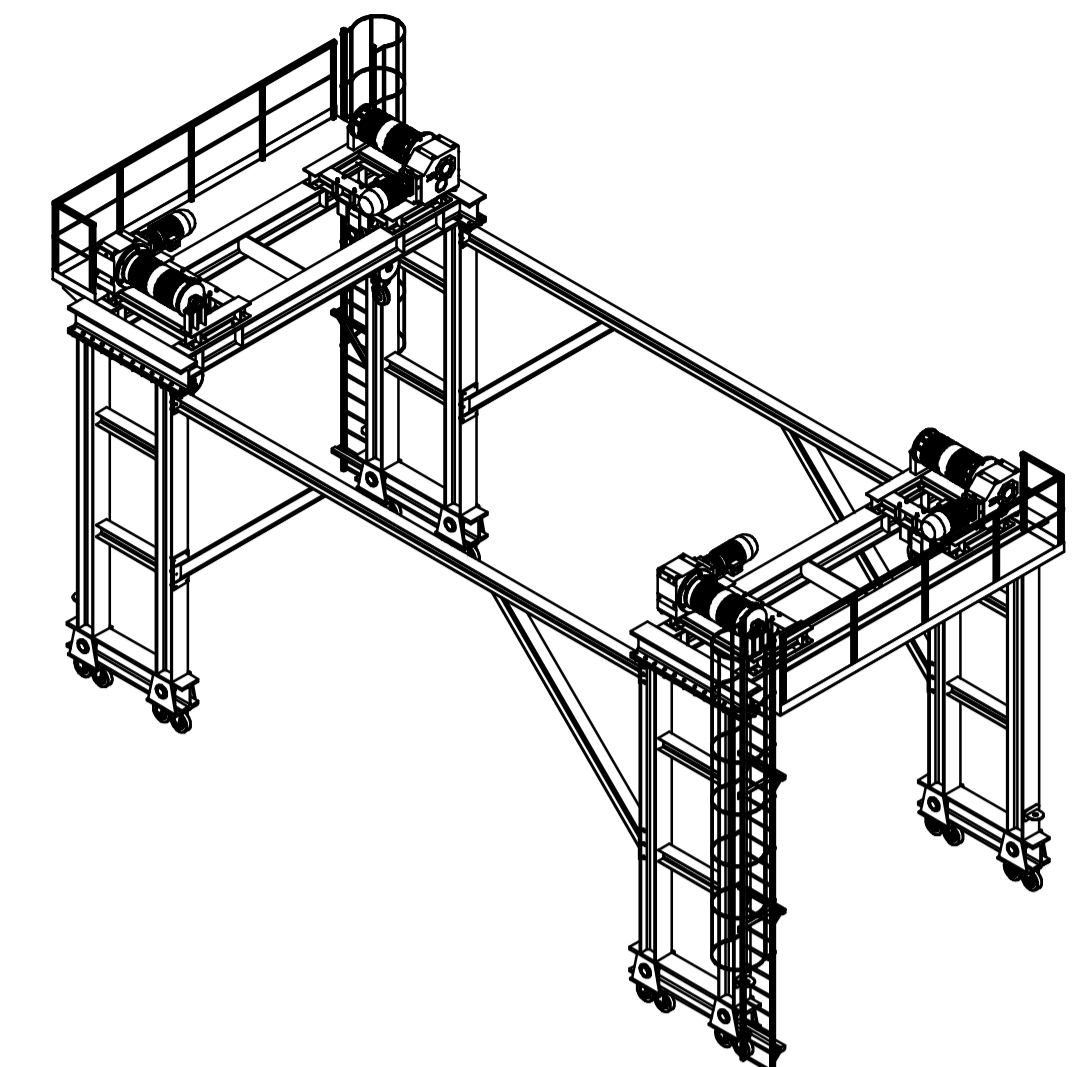
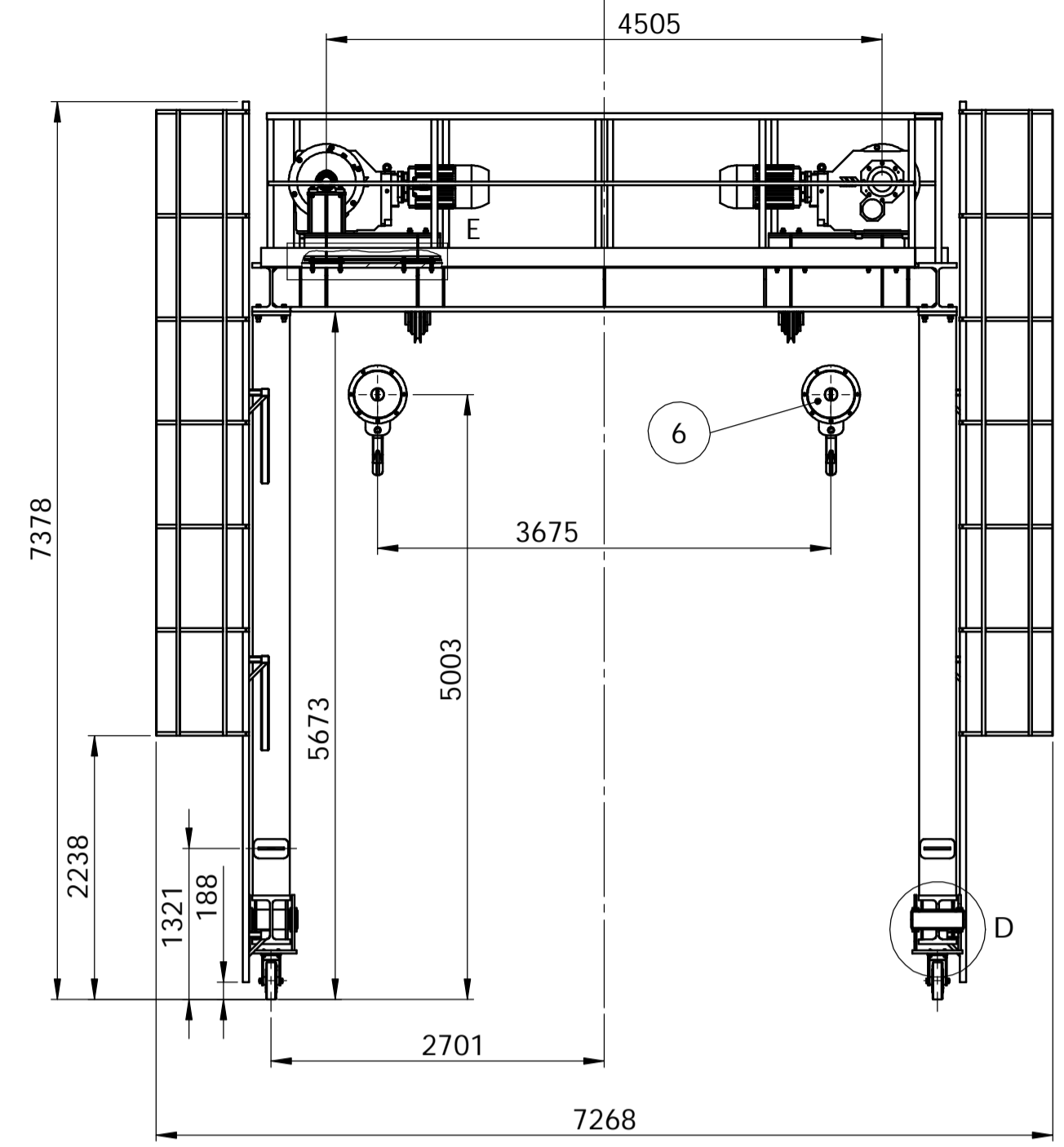
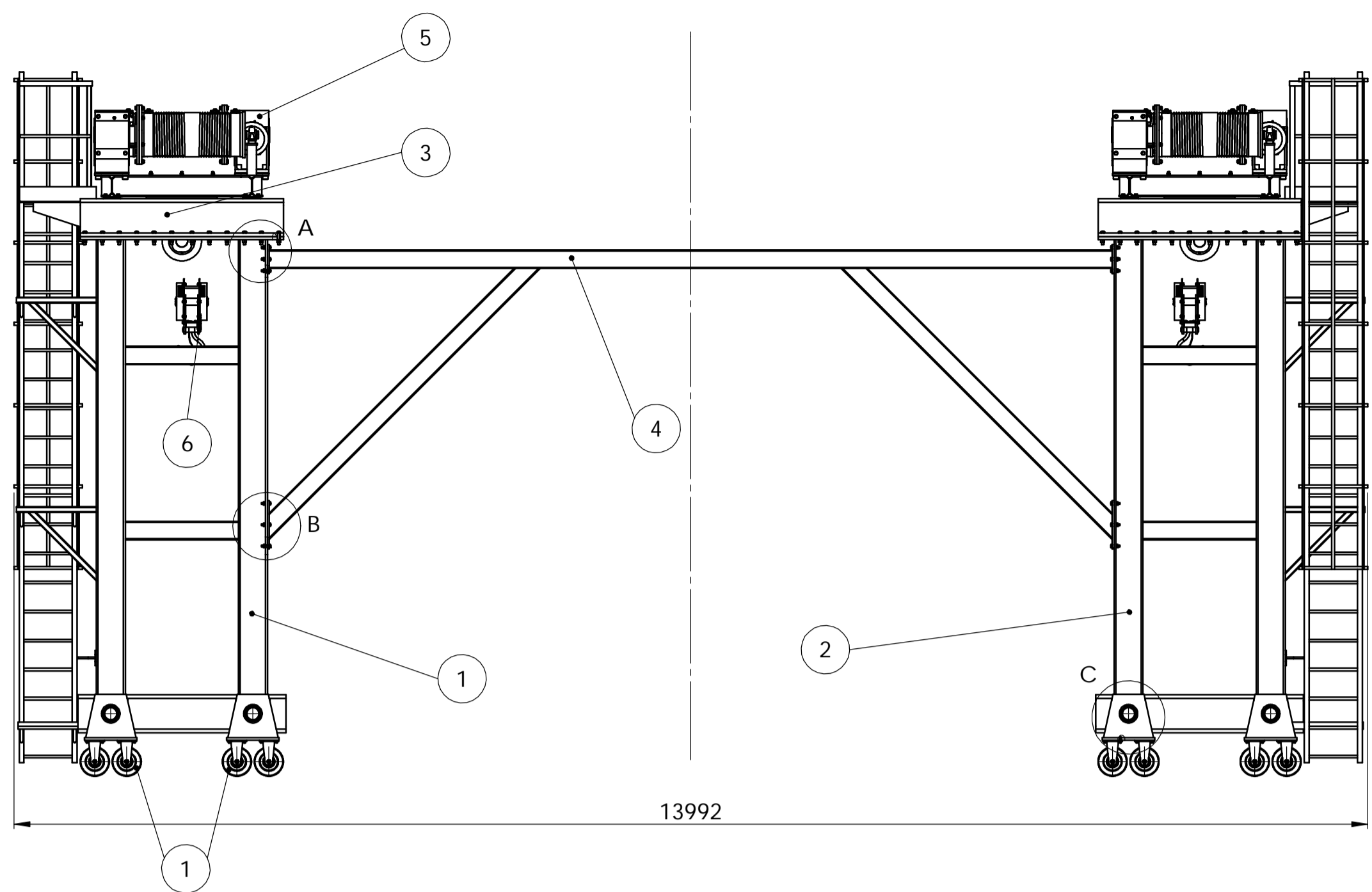
Dizalica se sastoji od dva međusobno povezana portala, a svaki portal na sebi nosi dva vitla za podizanje tereta. Svaki portal je oslonjen na četiri klackalice, od kojih svaka ima dva kotača. Teret (lokomotiva) se prihvaća pomoću četiri pomična bloka, a vitlima podiže u zrak te se na taj način nosiva konstrukcija lokomotive odvađa od okretnih postolja. Nakon podizanja lokomotive i oslobađanja okretnih postolja, cijela konstrukcija dizalice (zajedno s podignutom nosivom konstrukcijom lokomotive) se odvlači te se na taj način oslobađa prostor za rad na okretnim postoljima. Iznimno je važno na dizalicu ugraditi kotače kako bi postojala mogućnost njezinog odvačenja jer je prema pravilima zaštite na radu zabranjeno raditi ispod visećeg tereta.

Ovakav specifičan tip portalne dizalice ne postoji u serijskoj proizvodnji, stoga konstrukcija i izrada portalne dizalice za lokomotive predstavlja zanimljivo alternativno rješenje postojećim rješenjima, za dizanje lokomotiva, na tržištu.

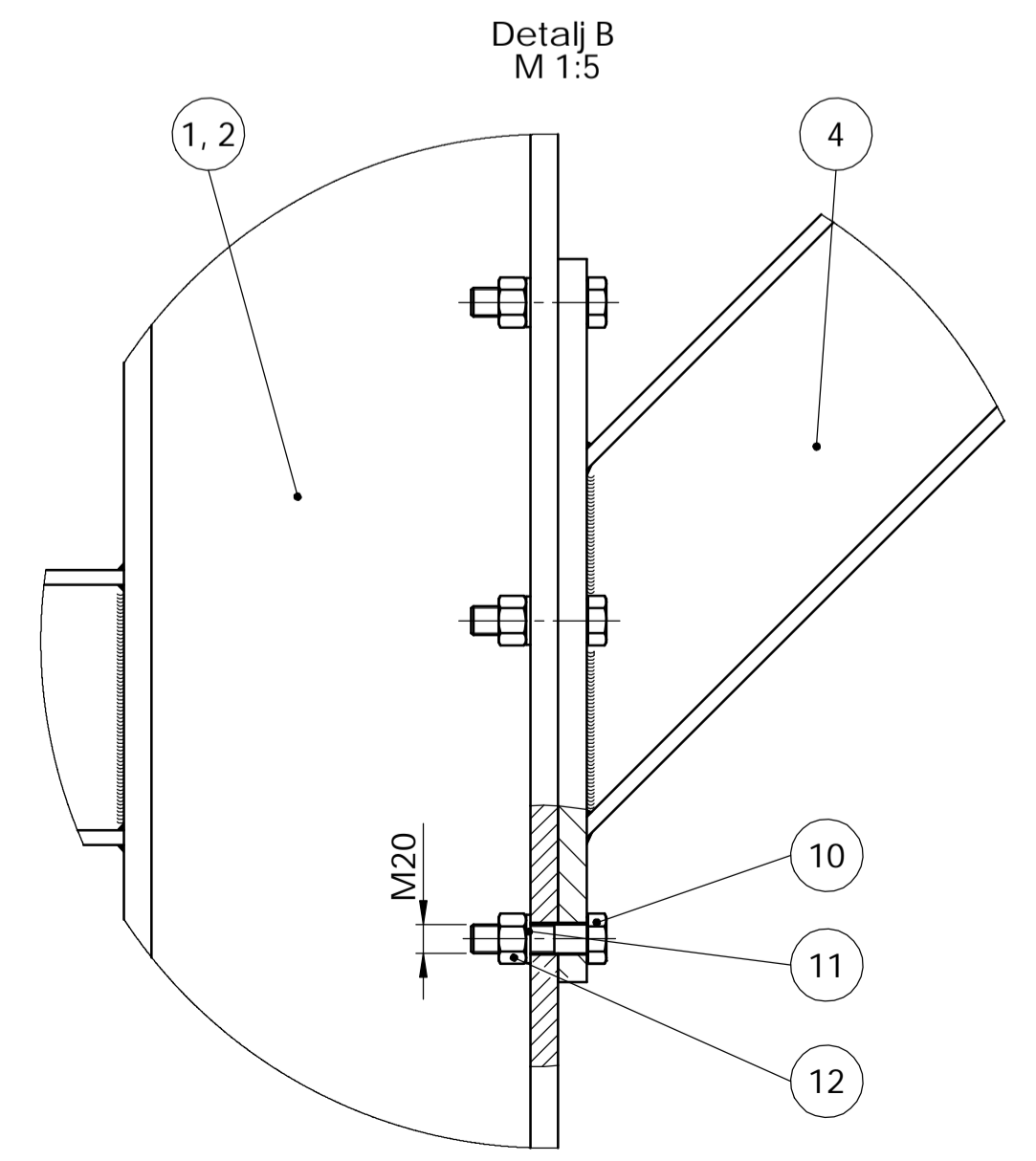
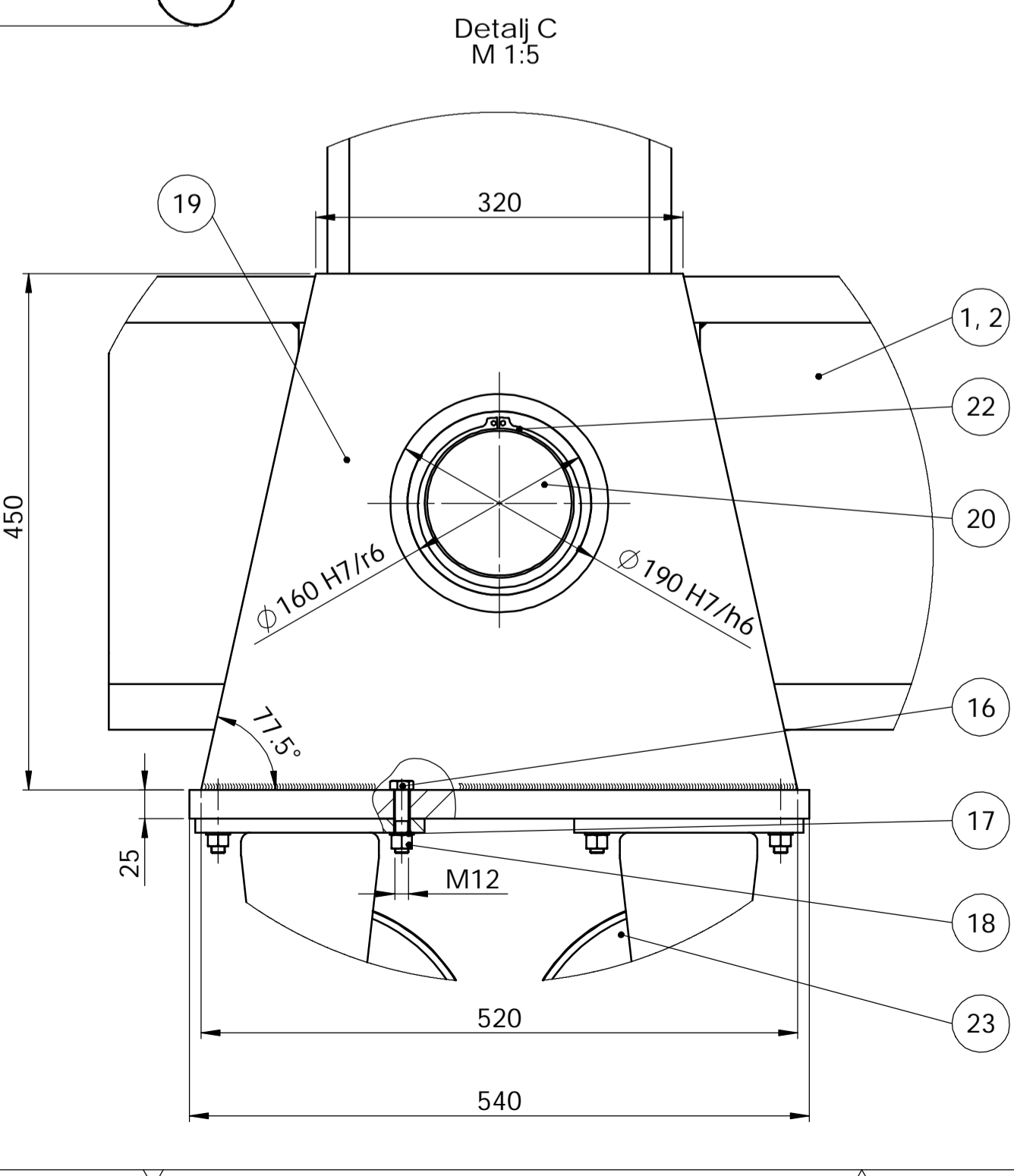
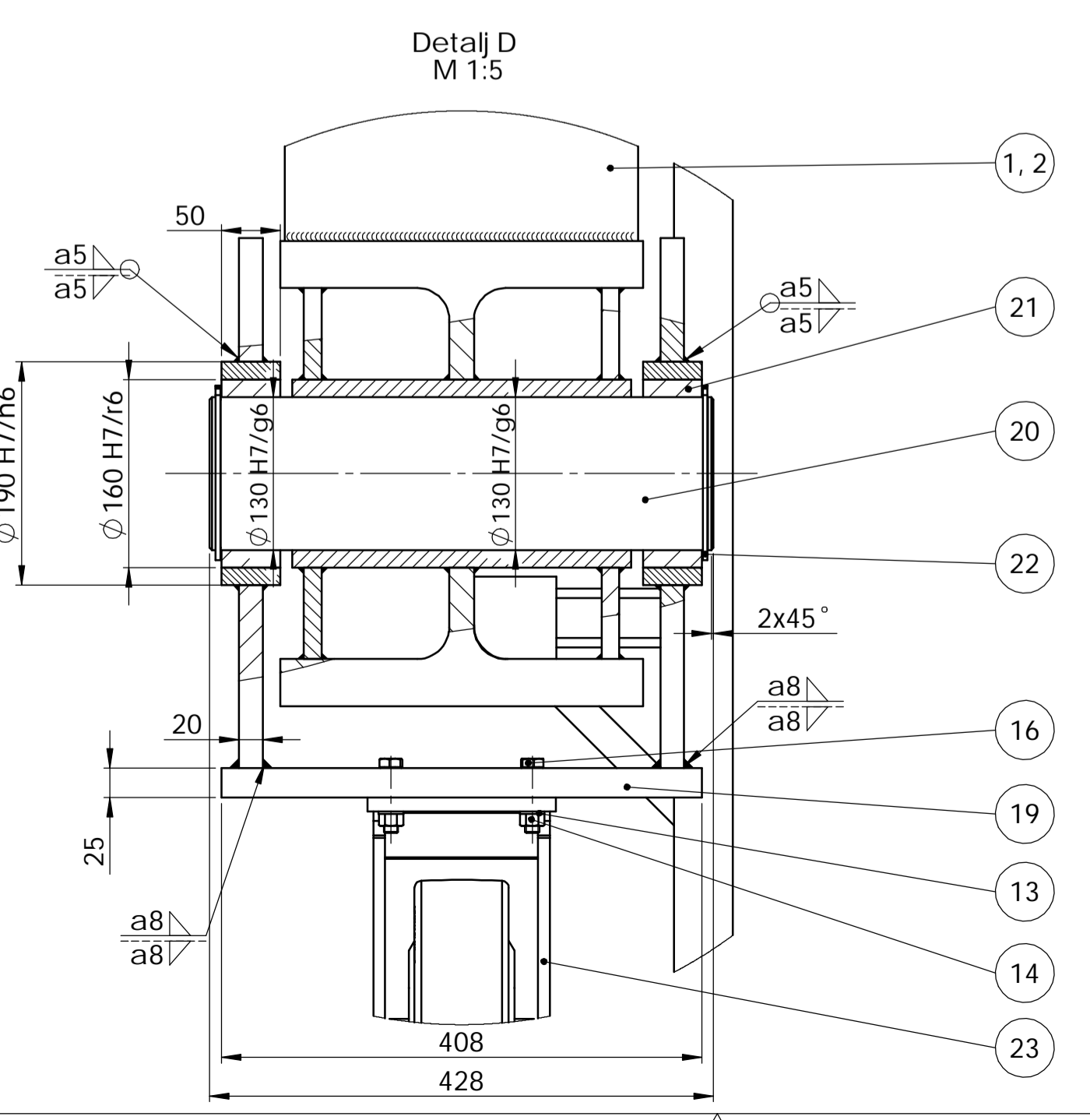
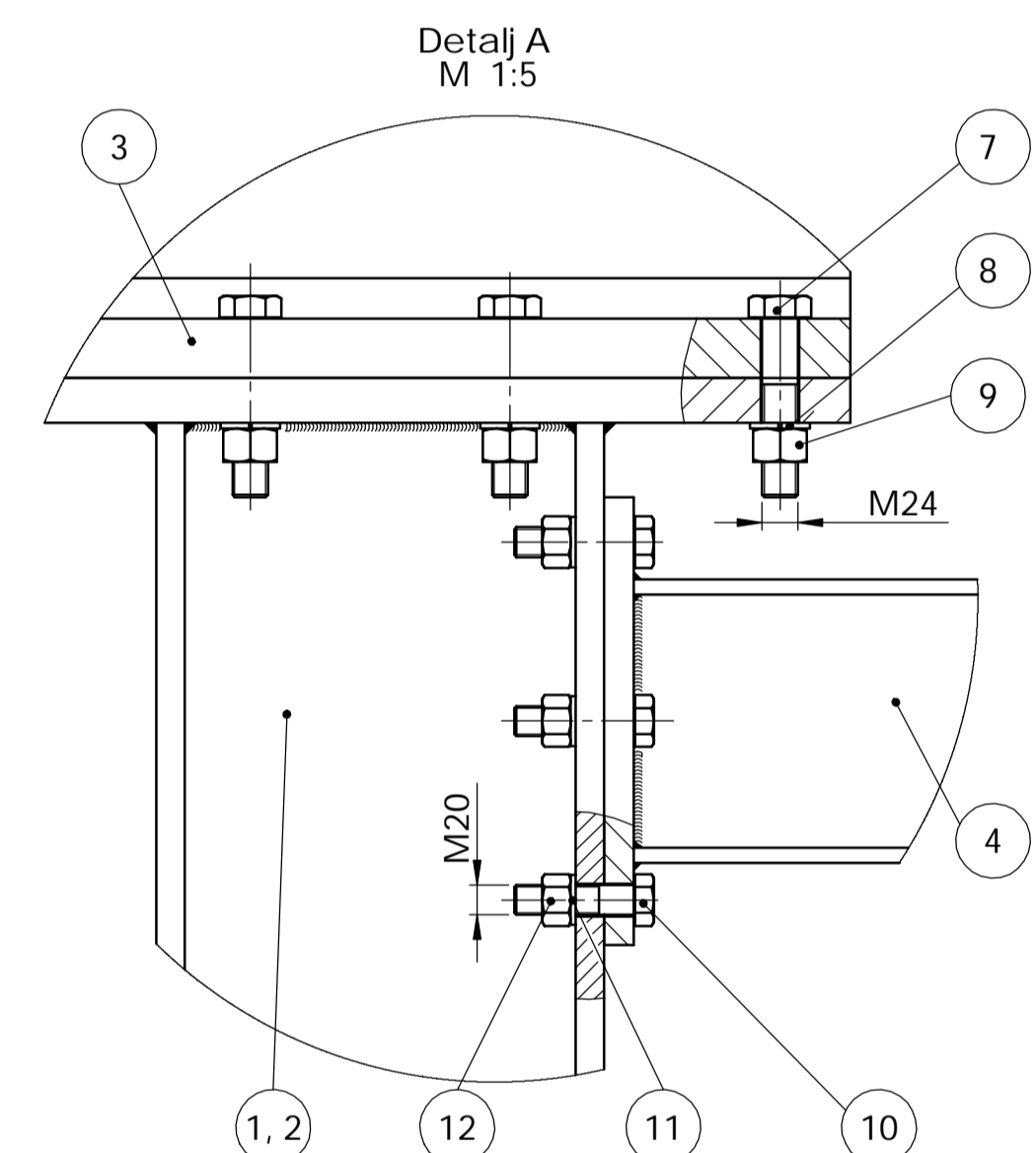
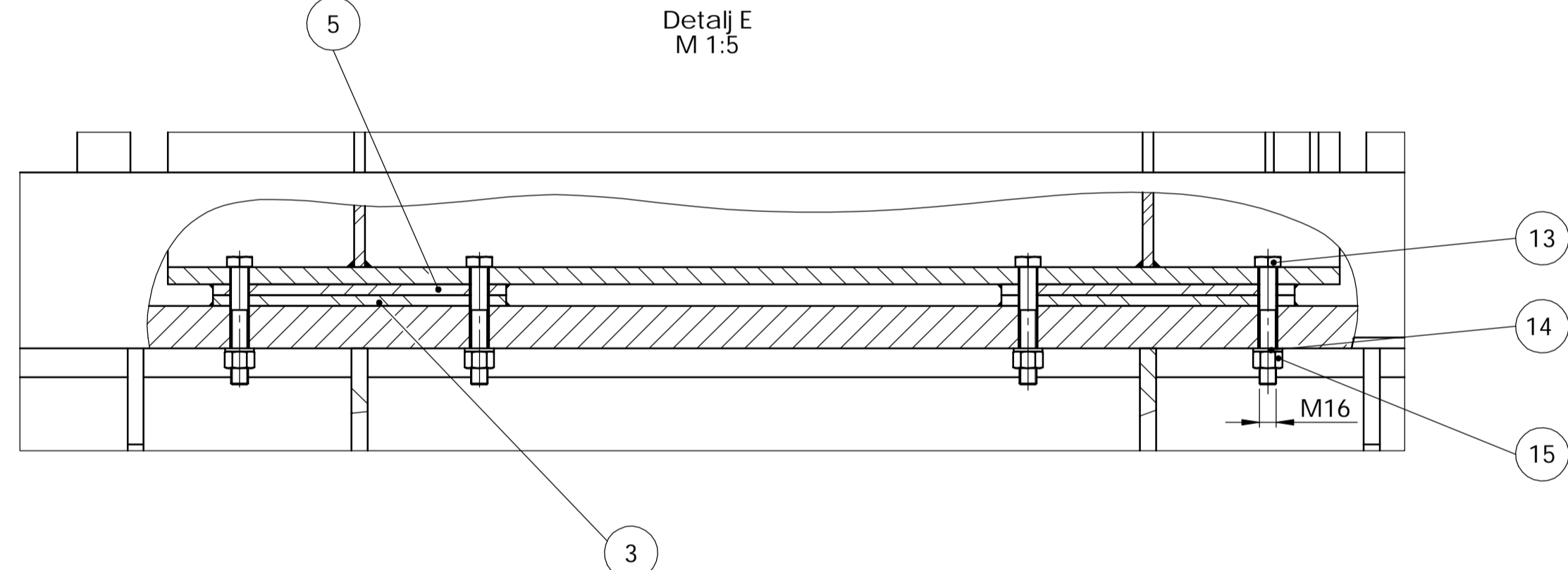
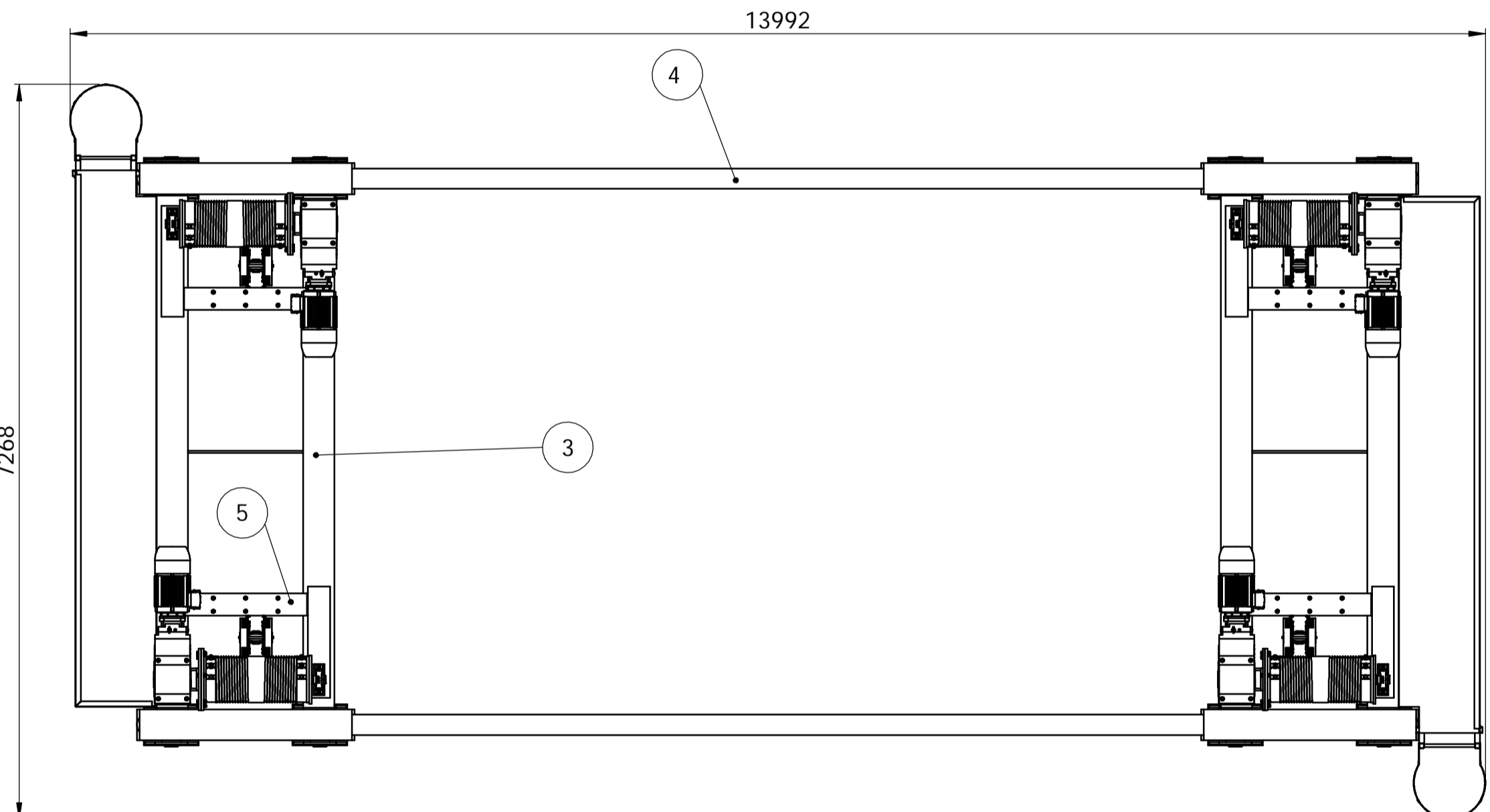
Valja napomenuti kako je proračun nosive konstrukcije vitla i proračun nosive konstrukcije portalne dizalice proveden analitički te numerički metodom konačnih elemenata. Na taj način se međusobnom usporedbom analitičkog i numeričkog proračuna metodom konačnih elemenata mogu lakše uočiti potencijalno opasne greške. Usporedba ove dvije metode dala je jasna podudaranja te se može zaključiti da krucijalne greške nije bilo, stoga ovakvo izvedena konstrukcija predstavlja dobar temelj za daljnju razradu problema dizanja lokomotiva u svrhu servisiranja.

10. Literatura

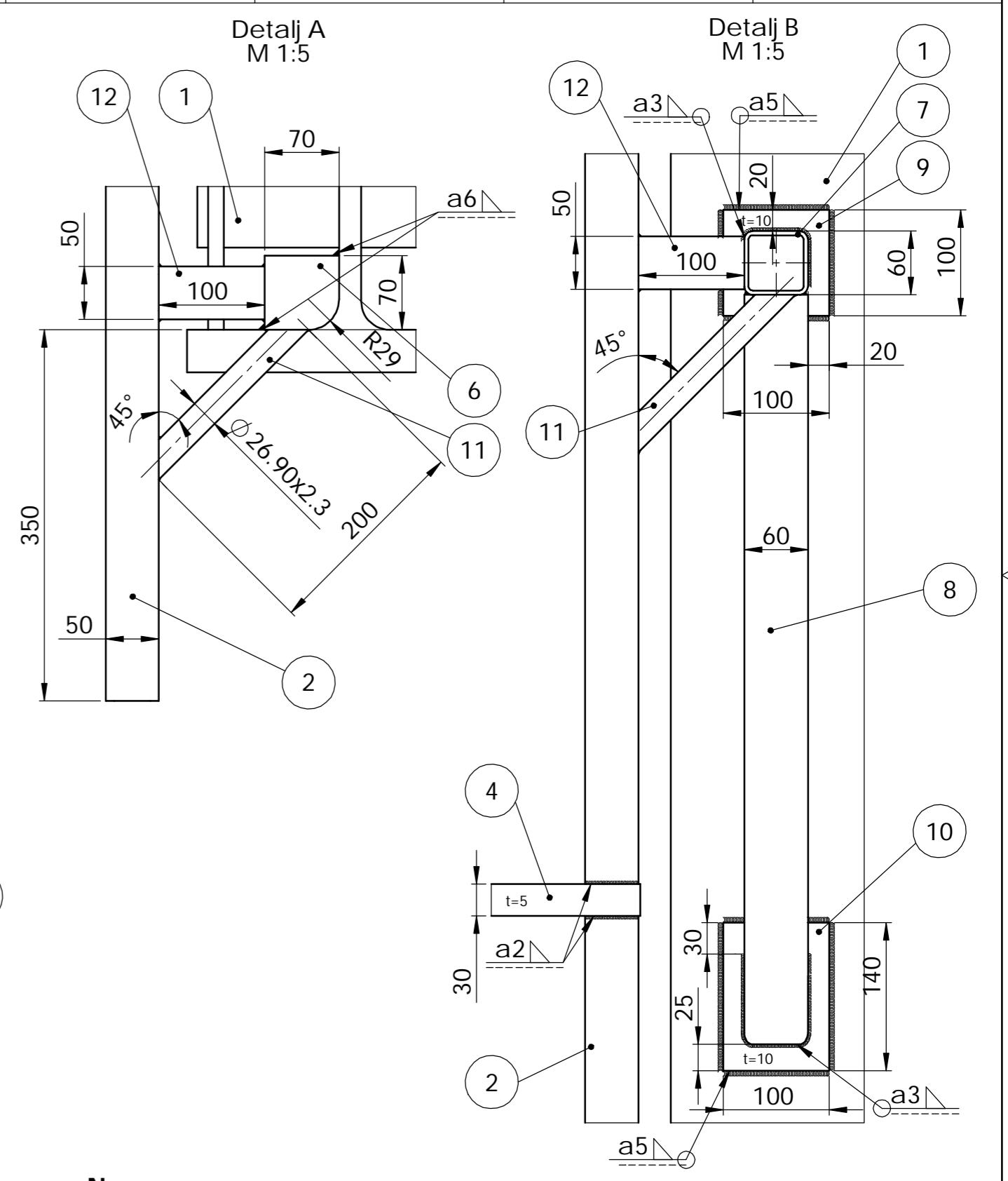
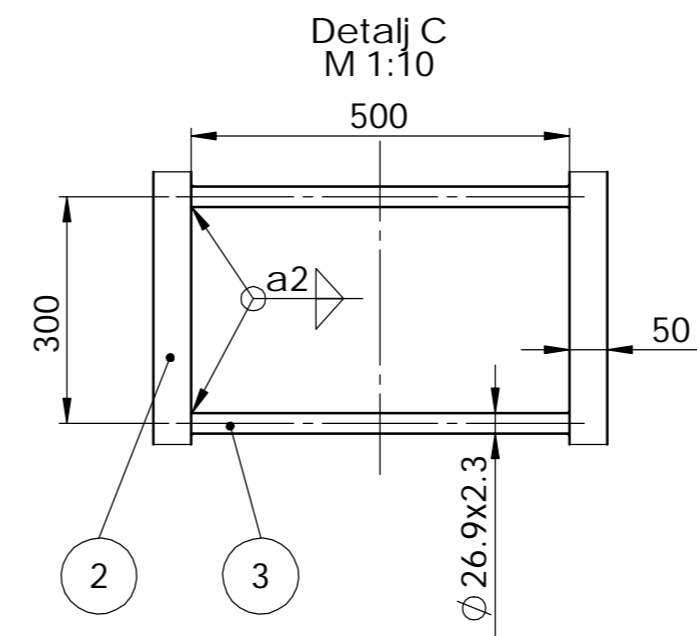
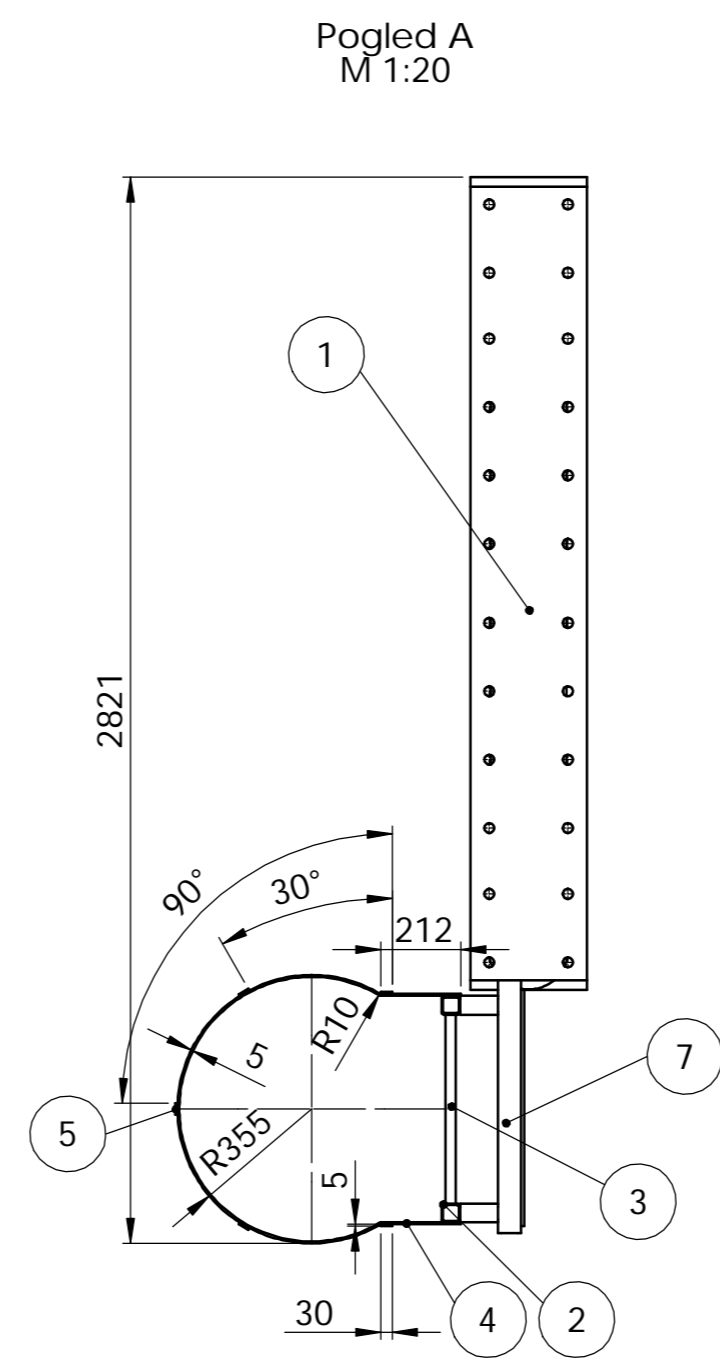
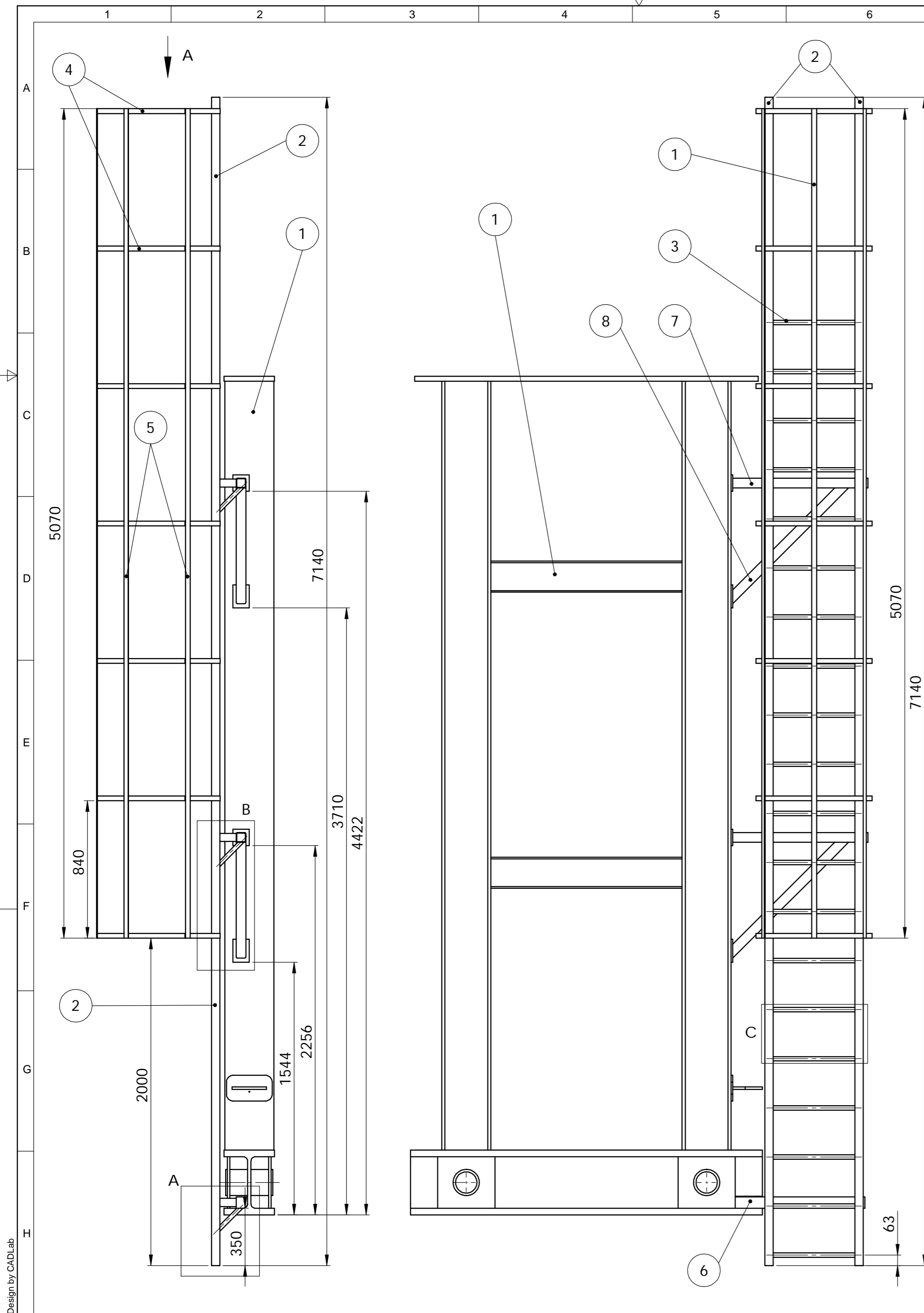
- [1] Ščap D., *PRENOSILA I DIZALA, Podloge uz predavanja*, FSB Zagreb, 2004.;
- [2] Ščap D., *PRENOSILA I DIZALA, Podloge za konstrukciju i proračun*, FSB Zagreb, 1988.;
- [3] Serdar, J., *PRENOSILA I DIZALA – izvadak iz tehničke enciklopedije*, Leksikografski zavod "Miroslav Krleža", Zagreb, 1995.
- [4] Kraut B., *STROJARSKI PRIRUČNIK*, Sajema d.o.o., Zagreb, 2009.;
- [5] K. H. Decker: *ELEMENTI STROJEVA*, Golden Marketing, Zagreb, 2006.;
- [6] Herold Z., *STEZNI I ZAVARENI SPOJ - PRORAČUN*, Zagreb, 1998.;
- [7] R. C. Juvinall, K. M. Marshek: *Fundamentals of Machine Component Design (Fifth Edition)*, Wiley, John Wiley & Sons inc.
- [8] *Zakon o zaštiti na radu* (NN 71/2014)
- [9] <http://www.whitingcorp.com/>, lipanj 2015.;
- [10] <http://www.macton.com/>, lipanj 2015.;
- [11] <http://www.demagcranes.us/>, lipanj 2015.;
- [12] <http://www.valimar.bg>, lipanj 2015.;
- [13] <http://www.gosan.net/>, lipanj 2015.;
- [14] <http://www.skf.com>, lipanj 2015.;
- [15] <http://www2.wattdrive.com/cat4cad1>, lipanj 2015.;
- [16] <http://www.demag-designer.com/>, lipanj 2015.;
- [17] <http://www.rollenbau.at/>, lipanj 2015



Izometrija
M 1:100



23	Kotač	16			Rollenbau	
22	Uskočnik	16	DIN 471		DIV	
21	Bakrena piksa	16			$\phi 190 \times 50$	2,5
20	Osovina klackalice kotača	8			$\phi 130 \times 428$	42
19	Klackalica kotača	8			$540 \times 475 \times 408$	90
18	Matica M12	64	DIN 934	8	DIV	
17	Podložna pločica M12	64	DIN 128		DIV	
16	Vijak M12x55	64	DIN 7990	5,8	DIV	
15	Matica M16	64	DIN 934		DIV	
14	Podložna pločica M16	64	DIN 128		DIV	
13	Vijak M16x110	64	DIN 7990	5,8	DIV	
12	Matica M20	48	DIN 934	8	DIV	
11	Podložna pločica M20	48	DIN 128		DIV	
10	Vijak M20x80	48	DIN 7990	5,8	DIV	
9	Matica M24	96	DIN 934	8	DIV	
8	Podložna pločica M24	96	DIN 128		DIV	
7	Vijak M24x120	96	DIN 7990	8,8	DIV	
6	Sklop kuke HN16	4			GOSAN	180
5	Sklop vitla	4	DIPL-2015-06		$1742 \times 955 \times 1620$	1730
4	Veza portala	2	DIPL-2015-05		$8750 \times 3145 \times 280$	740
3	Most portala	2	DIPL-2015-04		$5709 \times 1610 \times 2733$	4050
2	Stup portala s ljestvama	2	DIPL-2015-03		$2766 \times 7170 \times 1138$	2015
1	Stup portala	2	DIPL-2015-02		$2150 \times 5125 \times 308$	1840
Poz.	Naziv dijela	Kom.	Crtež broj Norma	Materijal	Sirove dimenzije Proizvođač	Masa kg
Broj naziva - code		Datum	Ime i prezime	Potpis		
Projektirao		Ivan Čveljo				
Razradio		Ivan Čveljo				
Crtao		Ivan Čveljo				
Pregledao		Milan Kostelac				
ISO - tolerancije		Objekt:			Objekt broj:	
$\phi 130 H7/g6$		Napomena:		R. N. broj:		
$\phi 160 H7/r6$		Materijal:		Masa: 24550 kg	Kopija	
$\phi 190 H7/h6$		Mjerilo originala		Naziv: Portalna dizalica		Format: A1
1:50		Mjerilo originala		Pozicija:		Listova: 1
		Crtež broj: DIPL-2015-01				List: 1

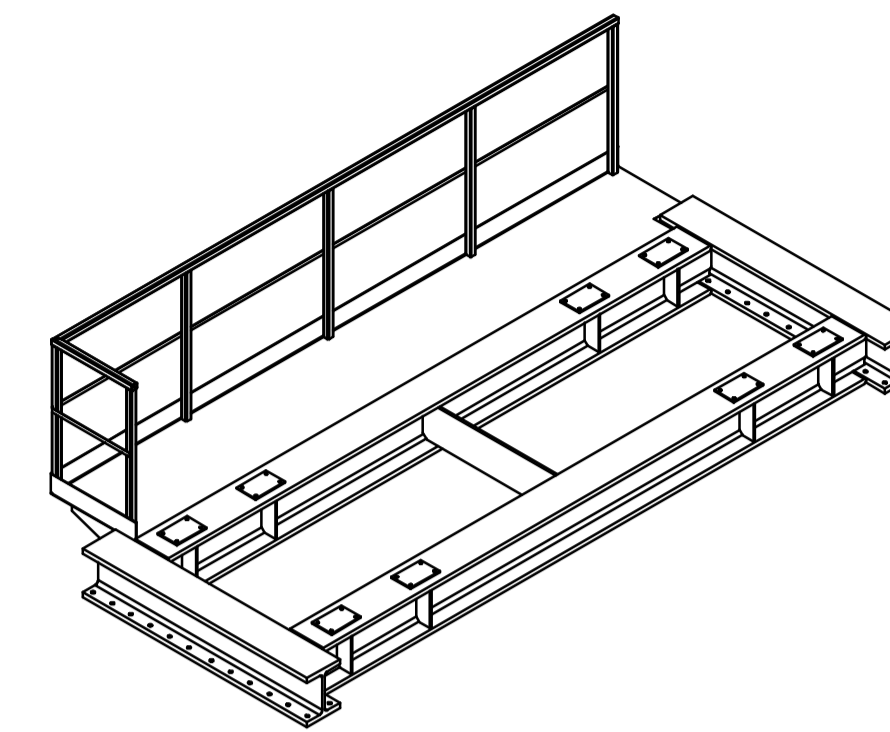
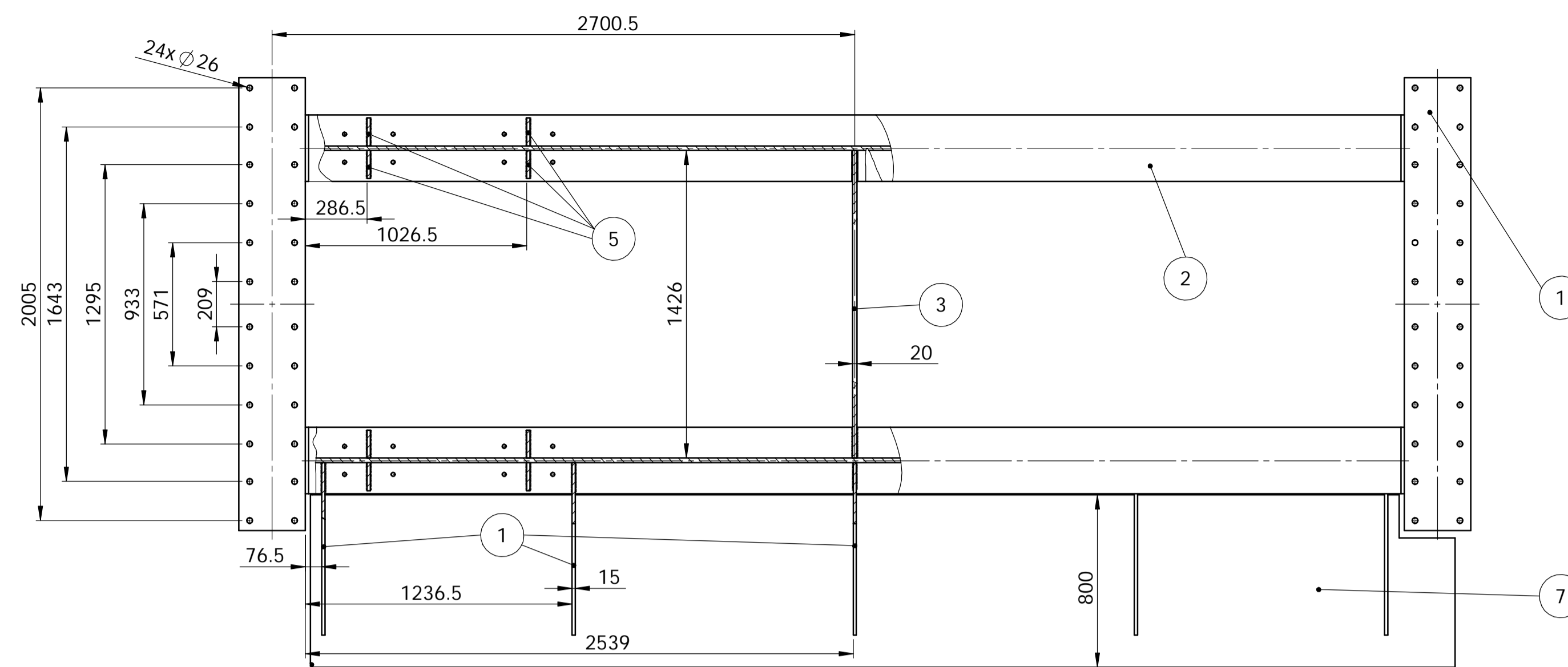
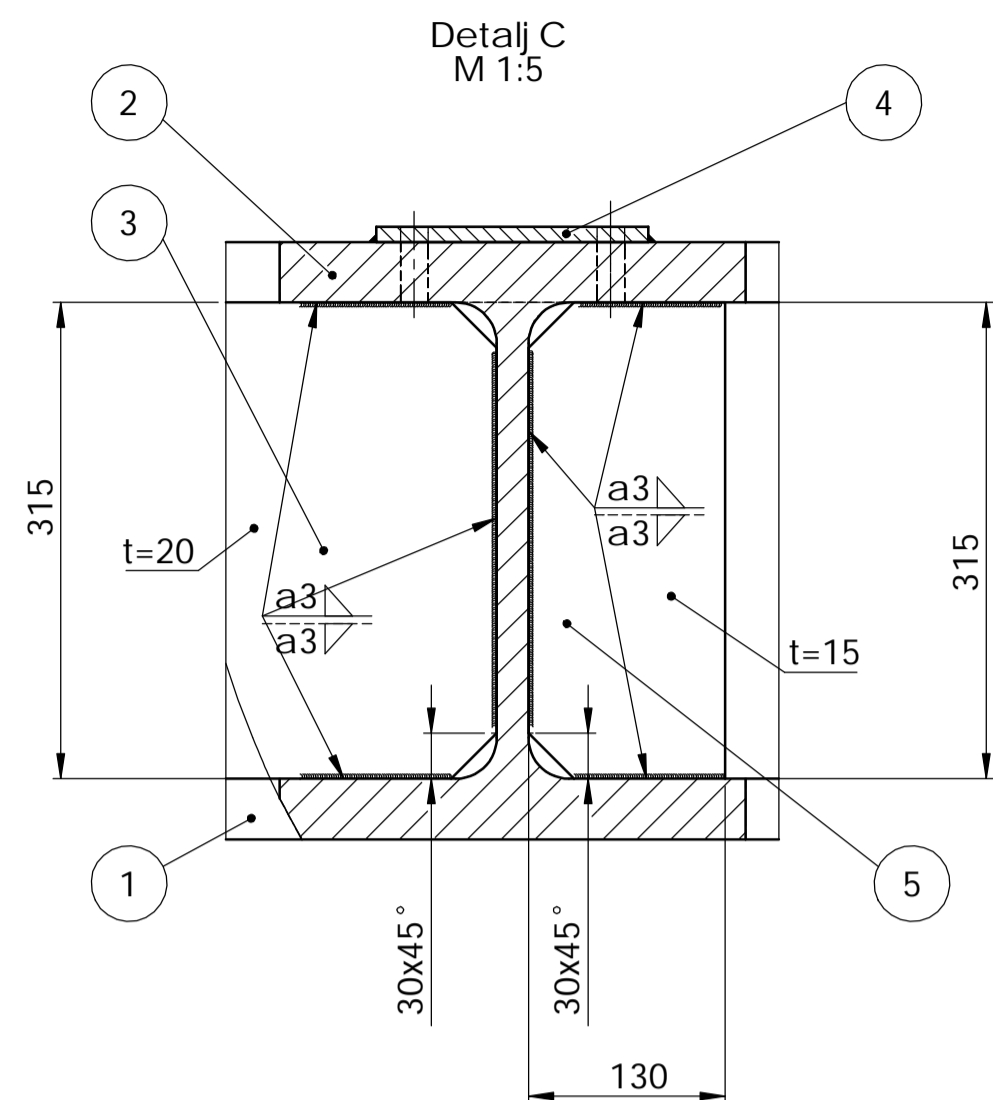


Napomena:

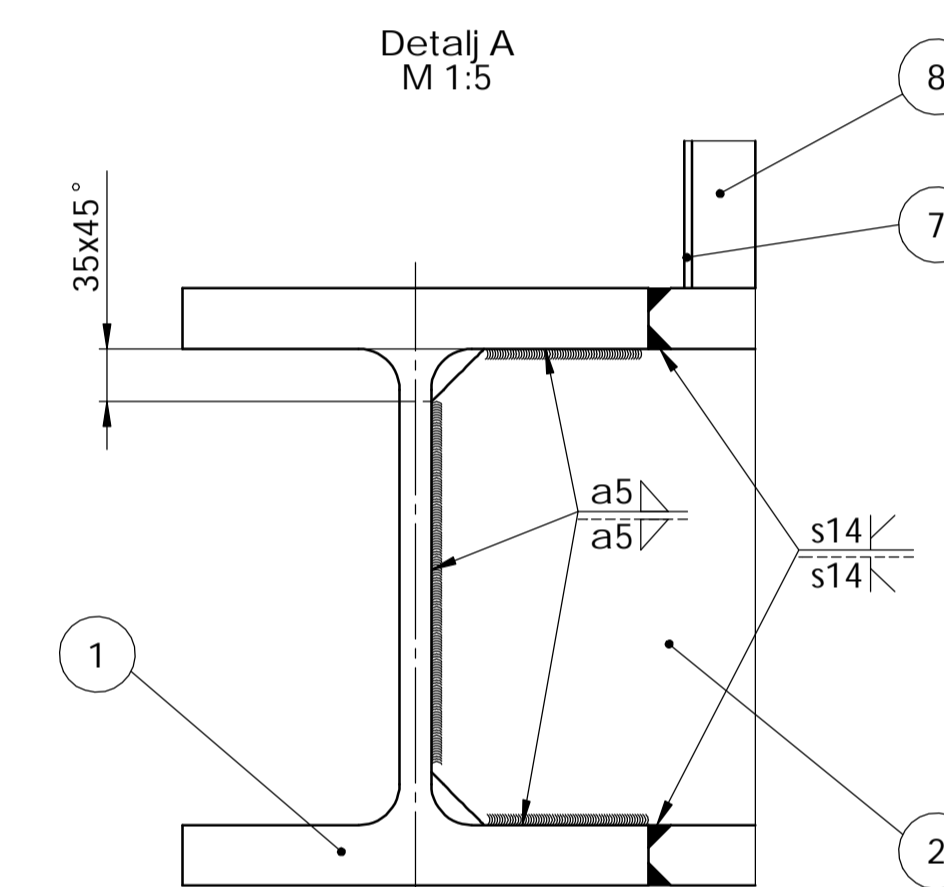
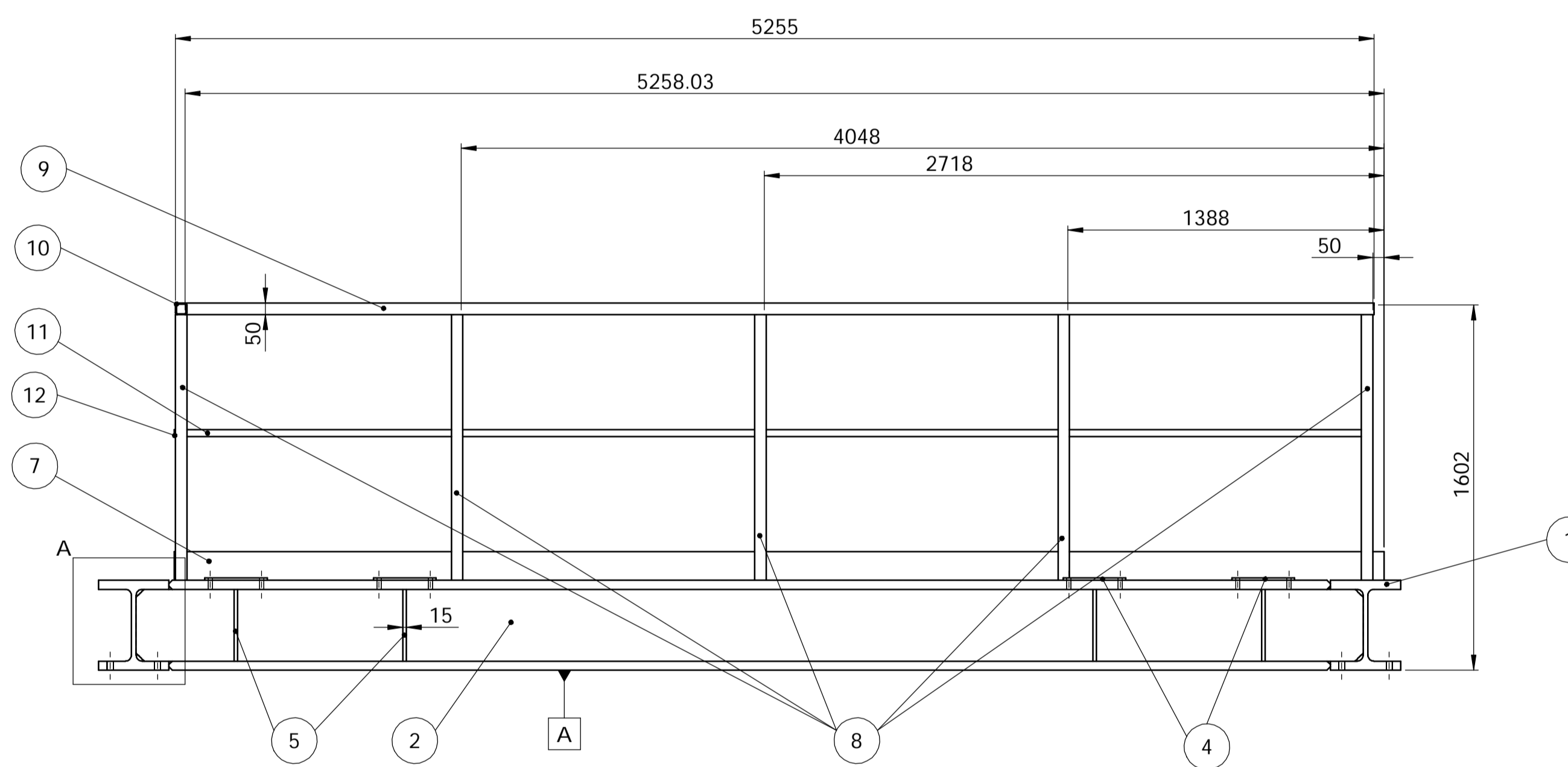
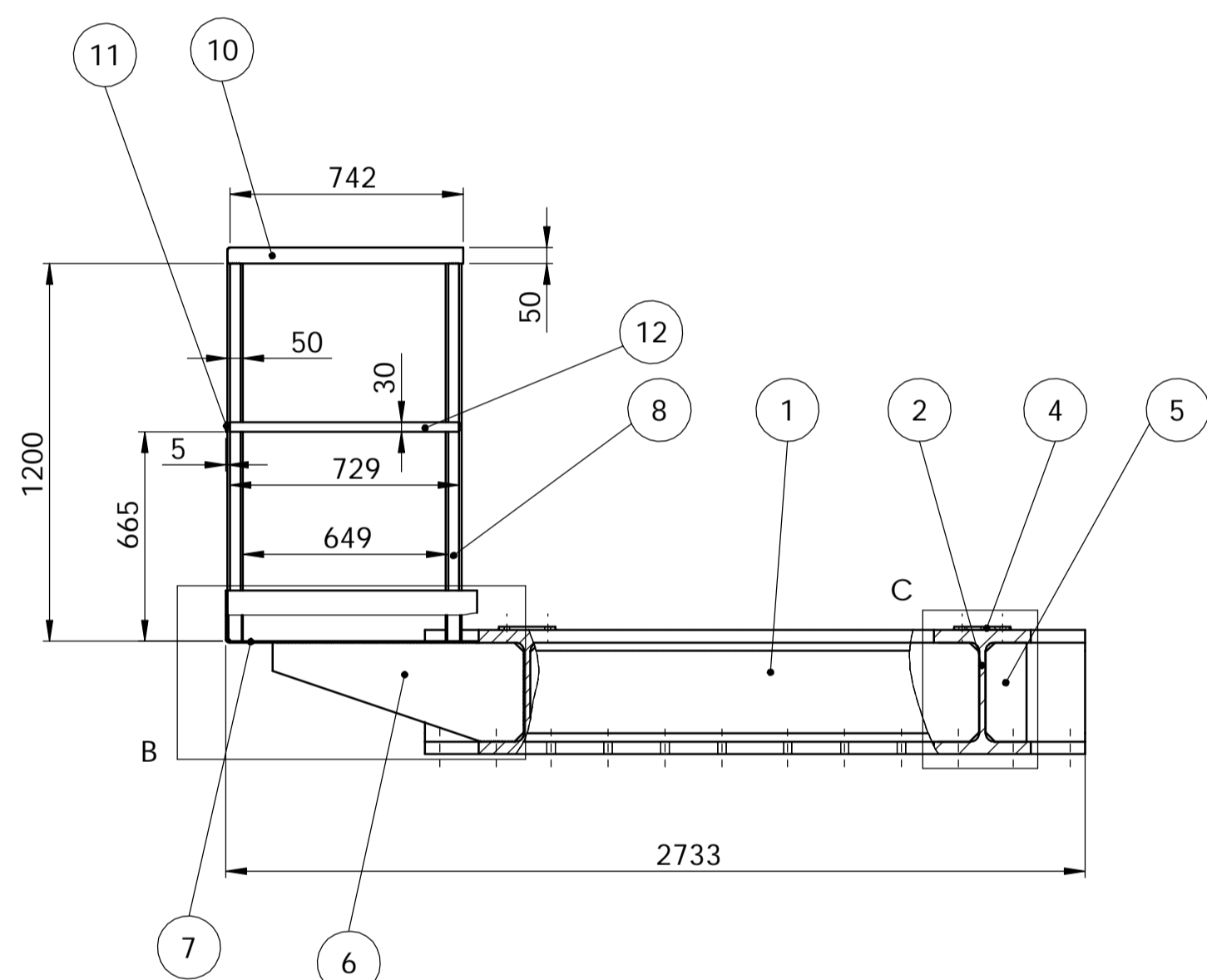
- 1) Sve prečke ljestvi (pozicija 3) zavariti prema detalju C
- 2) Sve zaštitne obruče (pozicija 4) zavariti za stranice ljestvi (pozicija 2) prema detalju B
- 3) Sve trake (pozicija 5) zavariti za zaštitne obruče (pozicija 4) s kutnim zavarom a2
- 4) Sva ukruće i veze nosača (pozicija 11 i 12) zavariti za nosače (pozicija 6 i 7) i stranice ljestvi (pozicija 2) s kutnim zavarom a2
- 5) Konstrukciju nakon zavarivanja održavati

Poz.	Naziv dijela	Kom.	Crtež broj Norma	Materijal	Sirove dimenzije Proizvođač	Masa (kg)
12	Veza nosača ljestvi	6	SHS 50x4	RSt 37-2	l=100	0,5
11	Ukruta nosača ljestvi	6	CHS 29,9x2,3	RSt 37-2	l=200	0,15
10	Doljnje ojačanje nosača ljestvi	2		RSt 37-2	100 x 140 x 10	0,85
9	Gornje ojačanje nosača ljestvi	2		RSt 37-2	100 x 100 x 10	0,8
8	Nosač ljestvi 3	2	SHS 60x4	RSt 37-2	l=1000	6
7	Nosač ljestvi 2	2	SHS 60x4	RSt 37-2	l=825	5
6	Nosač ljestvi 1	1		RSt 37-2	850 x 7x x 70	30
5	Traka zaštitnog obruča ljestvi	5		RSt 37-2	5070 x 30 x 5	5,5
4	Zaštitni obruč ljestvi	7		RSt 37-2	1918 x 30 x 5	2
3	Prečka ljestvi	20	CHS 29,9x2,3	RSt 37-2	l=500	0,7
2	Stranica ljestvi	2	SHS 50x4	RSt 37-2	l=7140	35
1	Stup portala	1	DIPL-2015-02		2150 x 5125 x 308	1840

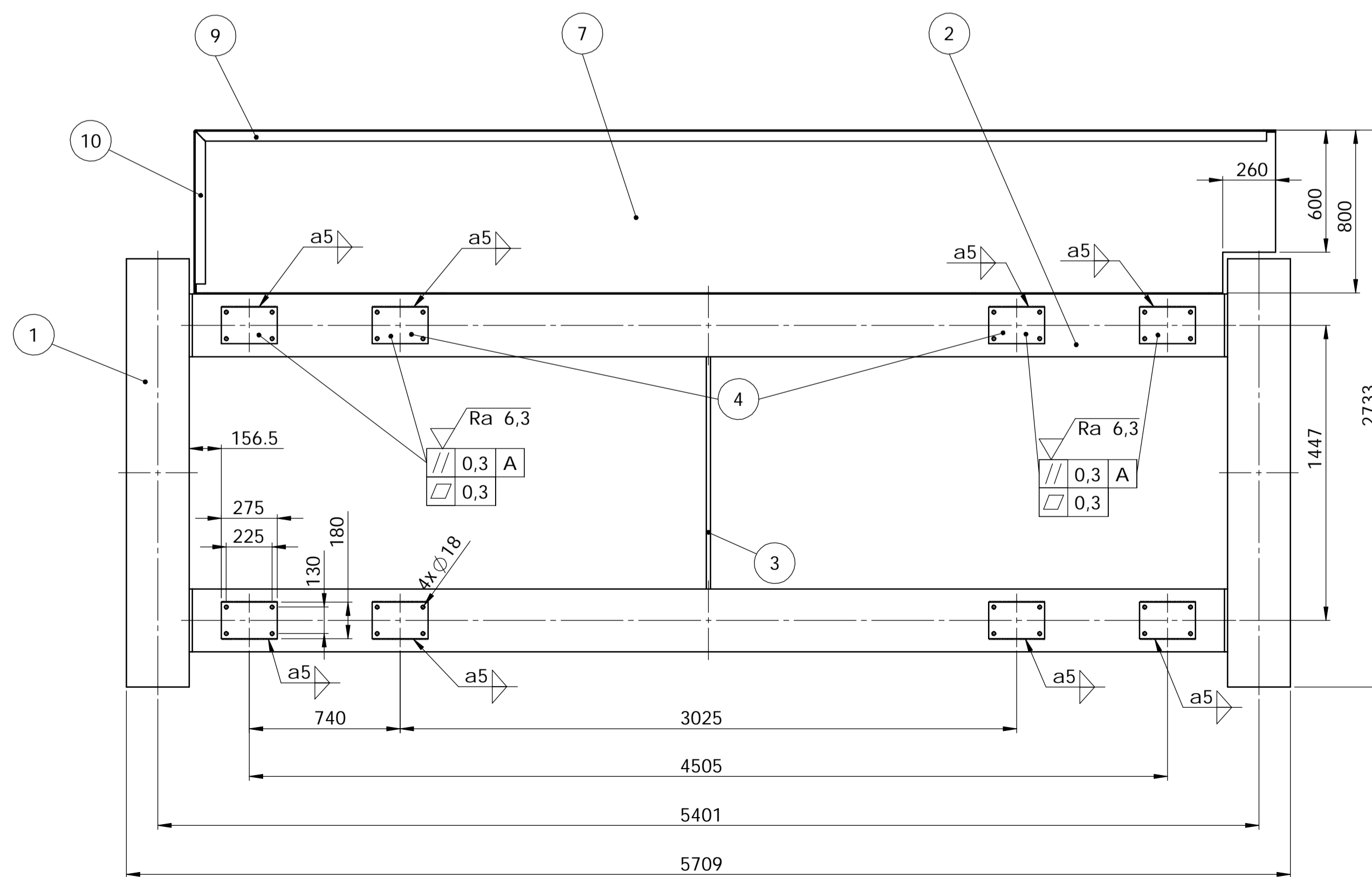
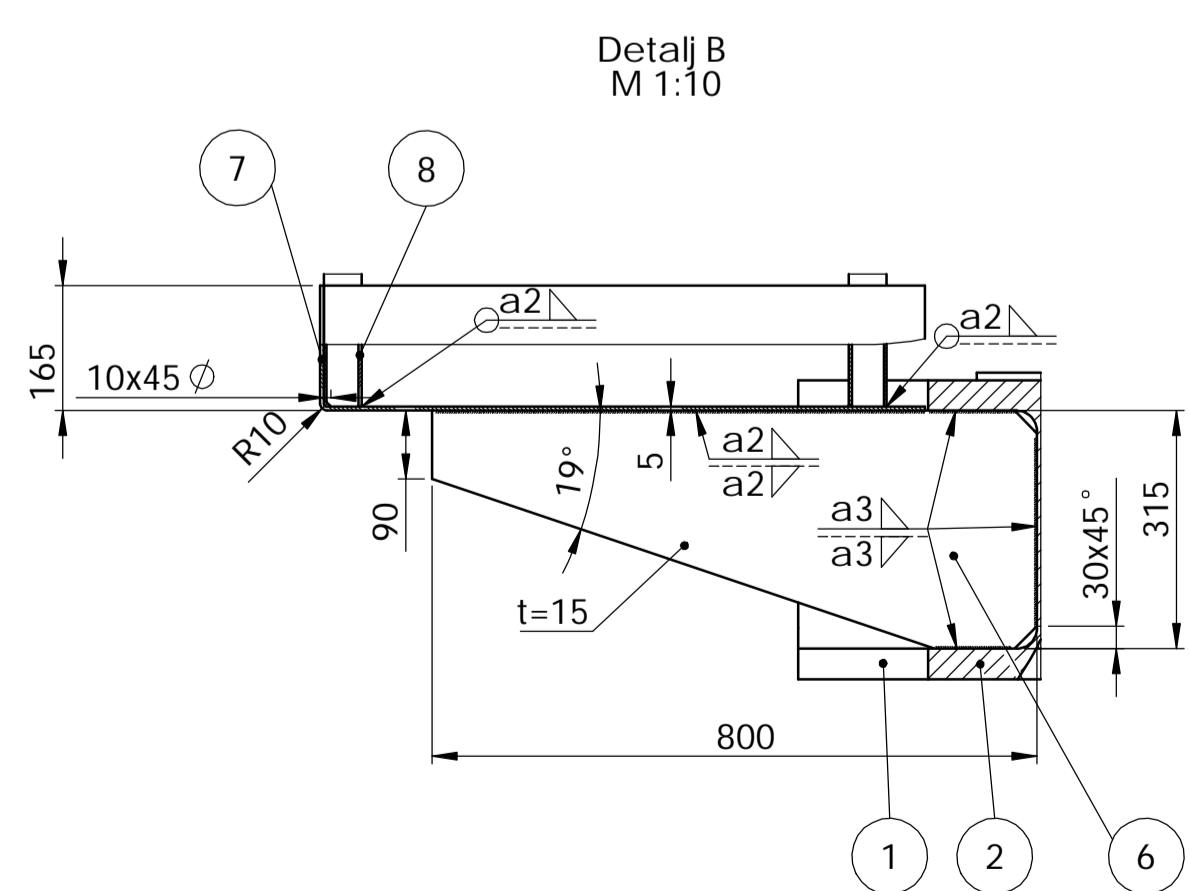
Poz.	Naziv dijela	Kom.	Crtež broj Norma	Materijal	Sirove dimenzije Proizvođač	Masa (kg)
Broj naziva - code		Datum	Ime i prezime	Potpis		
Projektirao		Ivan Čveljo				
Razradio		Ivan Čveljo				
Crtao		Ivan Čveljo				
Pregledao		Milan Kostelac				
ISO - tolerancije		Objekt:		Objekt broj:		
				R. N. broj:		
Napomena:				Kopija		
Materijal:		Masa: 2015 kg				
Mjerilo originala		Naziv: Most portala		Pozicija: 2		
M 1:20		Crtež broj: DIPL-2015-03		Format: A2		
				Listova: 1		
				List: 1		



IZOMETRIJA M 1:50



Detail A M 1:5



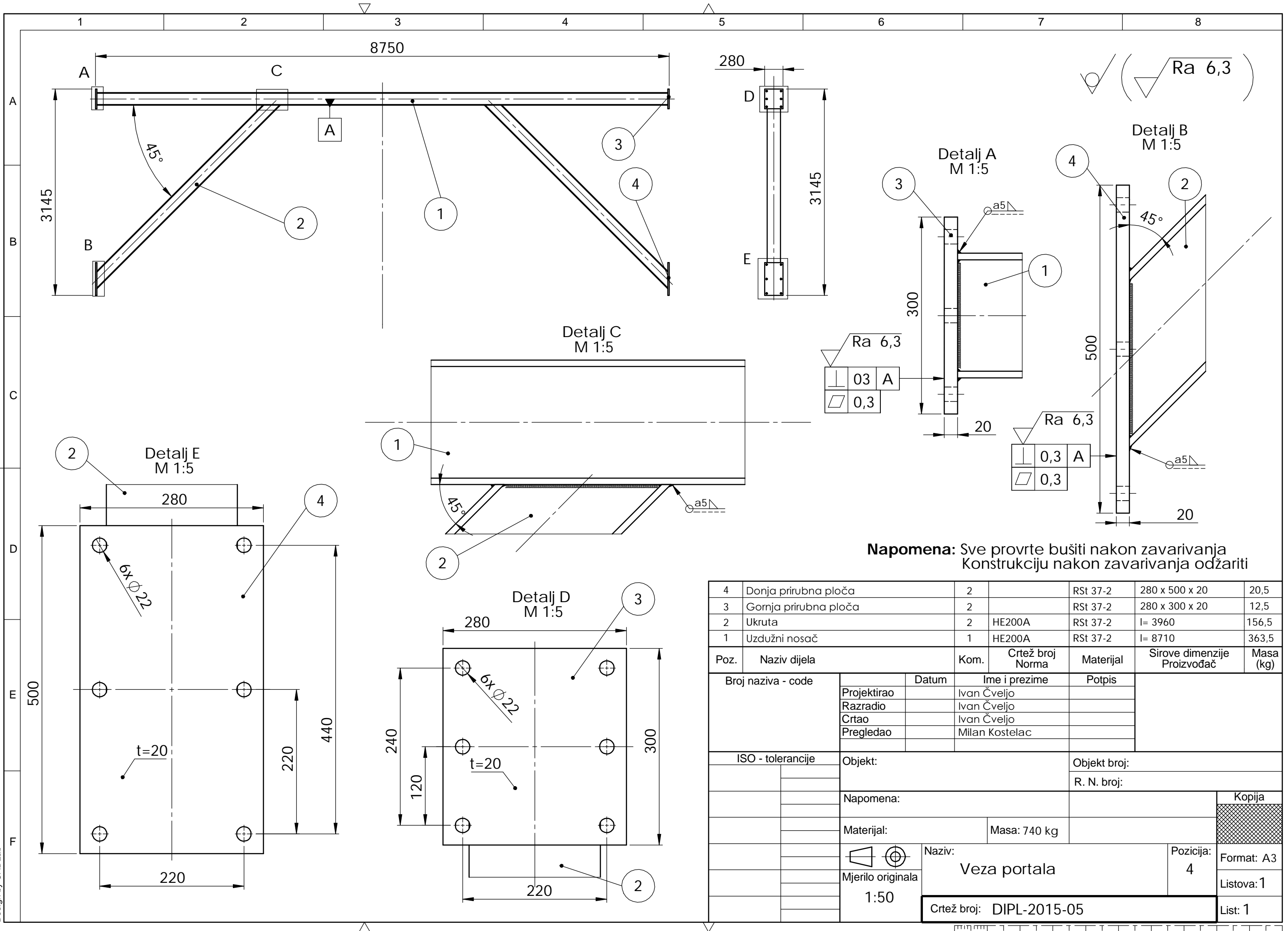
Napomena:

- 1) Poprečne nosače zavariju za uzdužne nosače prema detalju A
- 2) Sve nosače radne platforme (pozicija 6) zavariju prema detalju B
- 3) Sva ukrutna rebra (pozicija 5) zavariju prema detalju C
- 4) Sve vertikalne profile ograde (pozicija 8) i sve nosače galerije (pozicija 6) zavariju s limom poda radne platforme prema detalju B
- 5) Sve profile ograde (pozicije 8, 9 i 10) međusobno zavariju zavarm a2
- 6) Sve osig. trake (pozicije 11 i 12) zavariju s vertikalnim profilima ograde (pozicija 6) kutnim zavarm a2
- 7) Konstrukciju nakon zavarivanja odžariti
- 8) Sve provrte bušiti nakon zavarivanja

Poz.	Uzdužni nosač	2	HE360M	RSt 37-2	l=5380	1245
1	Uzdužni nosač	2	HE360M	RSt 37-2	l=5380	1245
2	Poprečni nosač	2	HE360M	RSt 37-2	l=2100	505
3	Veza poprečnih nosača	1		RSt 37-2	1426 x 315 x 20	69
4	Ploča za prihvat vitla	8		RSt 37-2	275 x 180 x 15	3,5
5	Ukrutno rebro	16		RSt 37-2	130 x 315 x 15	4,5
6	Nosač radne platforme	5		RSt 37-2	800 x 315 x 15	20
7	Lim poda radne platforme	1		RSt 37-2	5460 x 955 x 5	200
8	Ploča za prihvat vitla	8		RSt 37-2	275 x 180 x 15	3,5
9	Horizontalni profil ograde 1	1	SHS 50x4	RSt 37-2	l=5255	28
10	Horizontalni profil ograde 2	1	SHS 50x4	RSt 37-2	l=742	4
11	Horizontalna osiguravajuća traka 1	1	RSt 37-2	5235 x 30 x 5	6	
12	Horizontalna osiguravajuća traka 2	1	RSt 37-2	729 x 30 x 5	0,8	

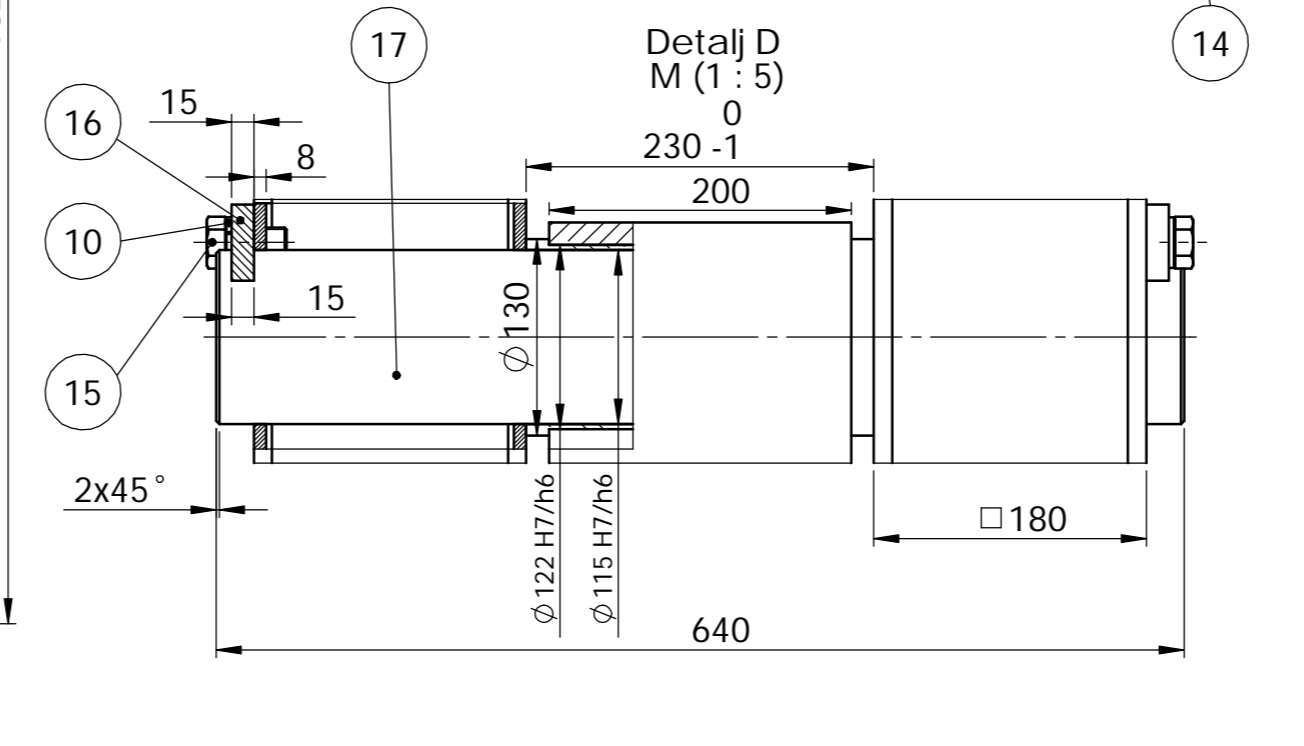
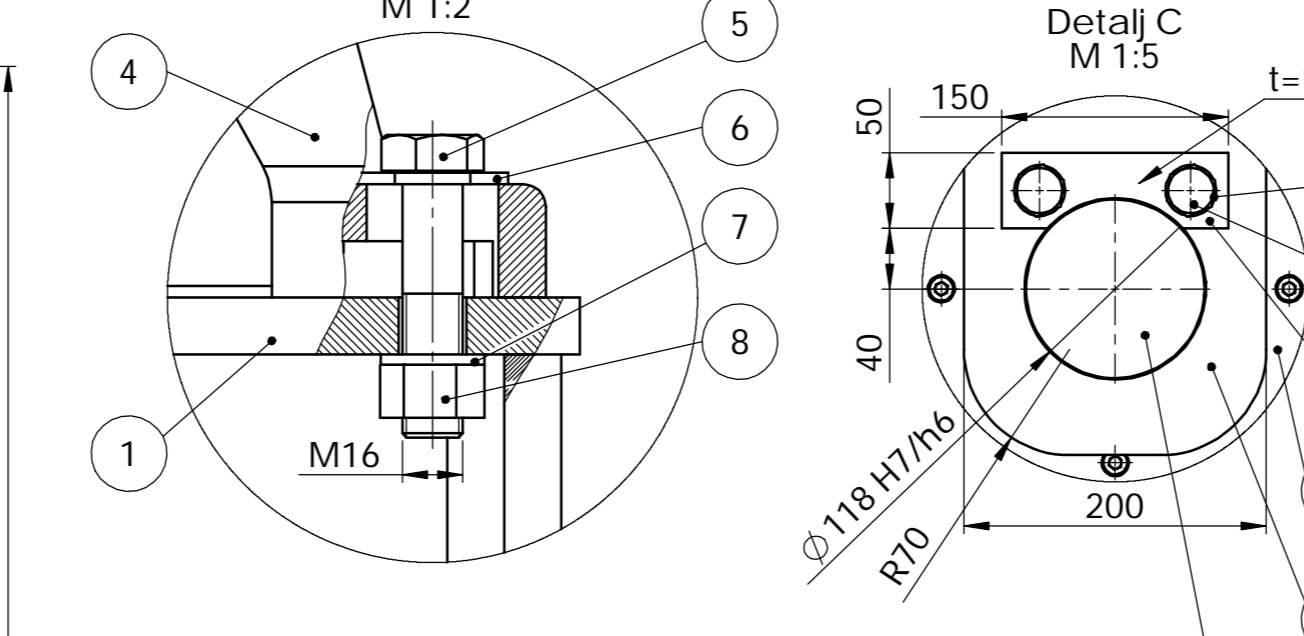
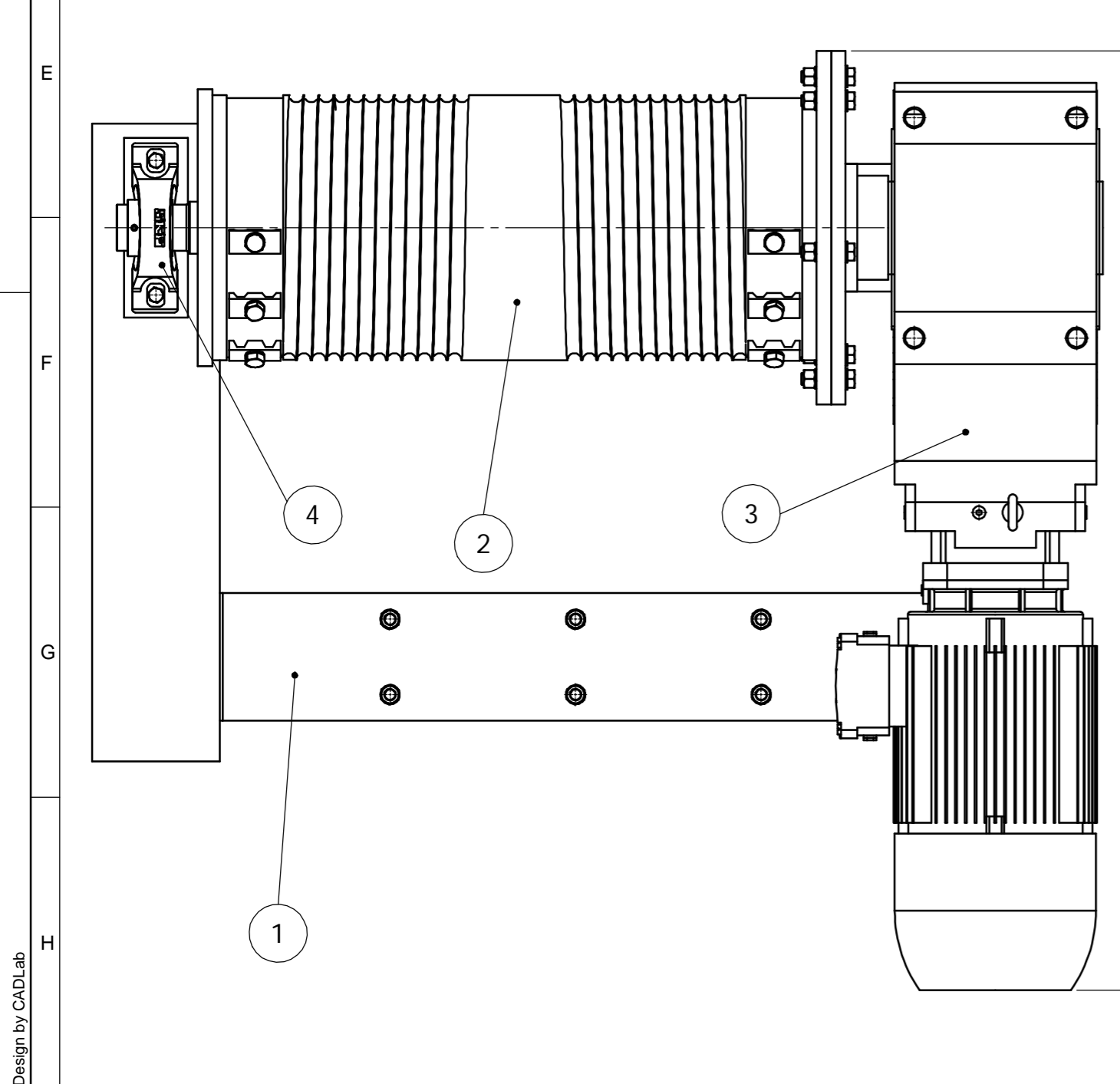
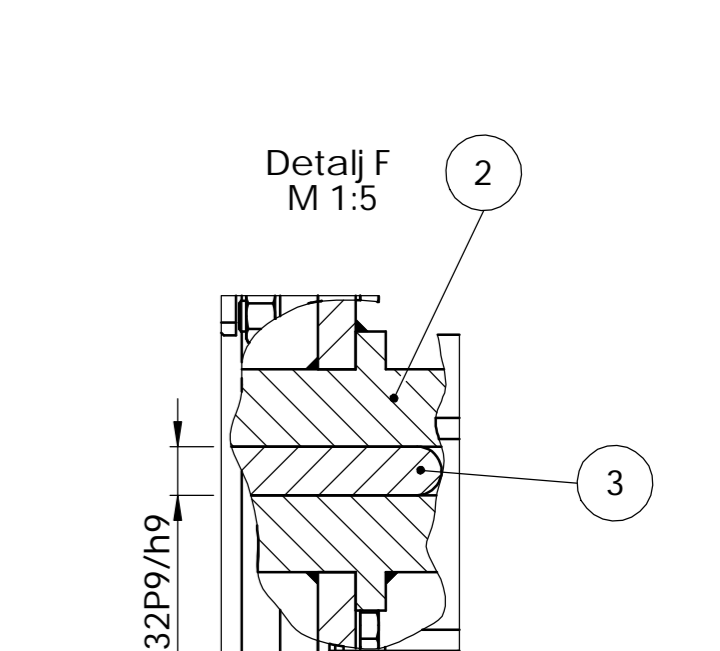
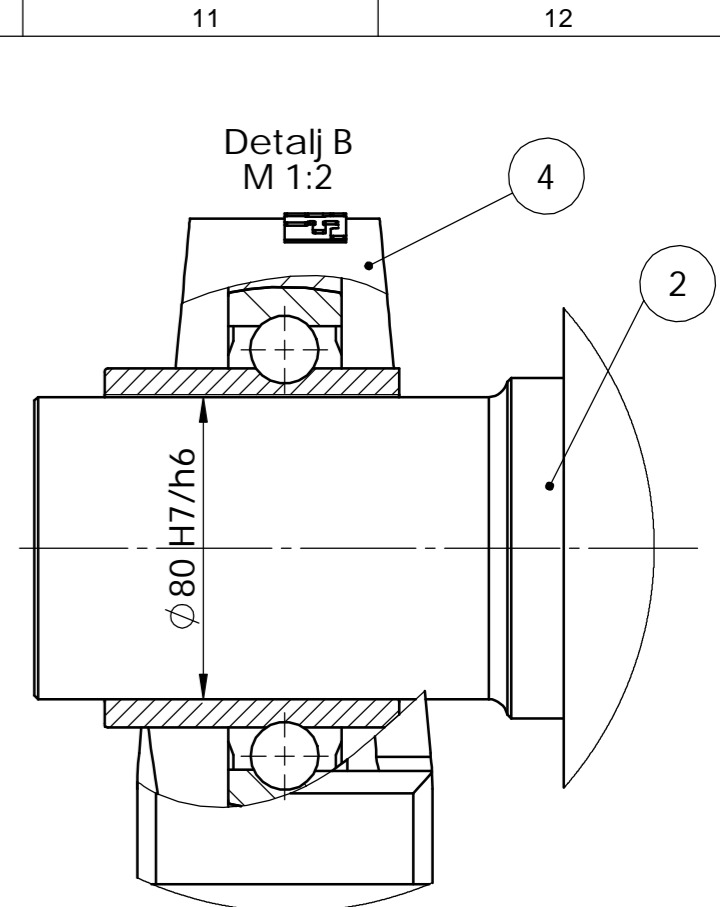
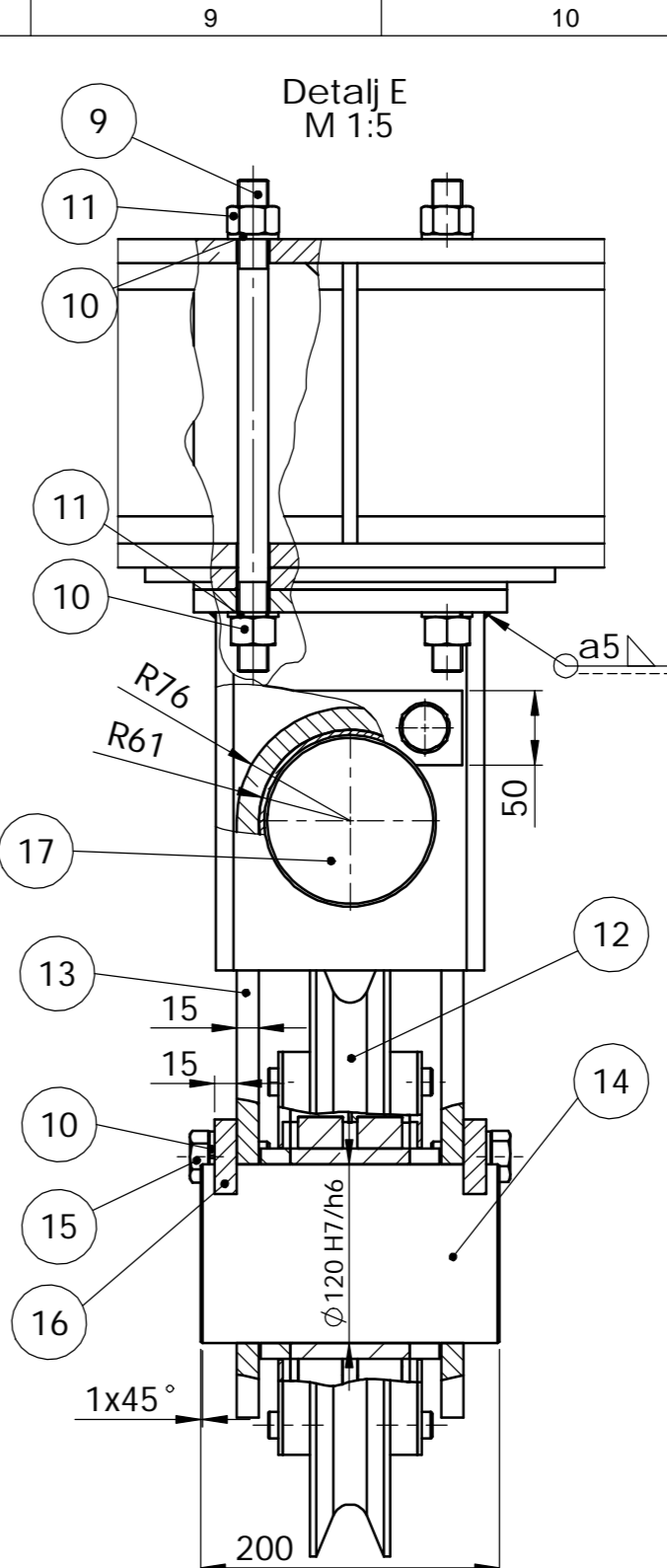
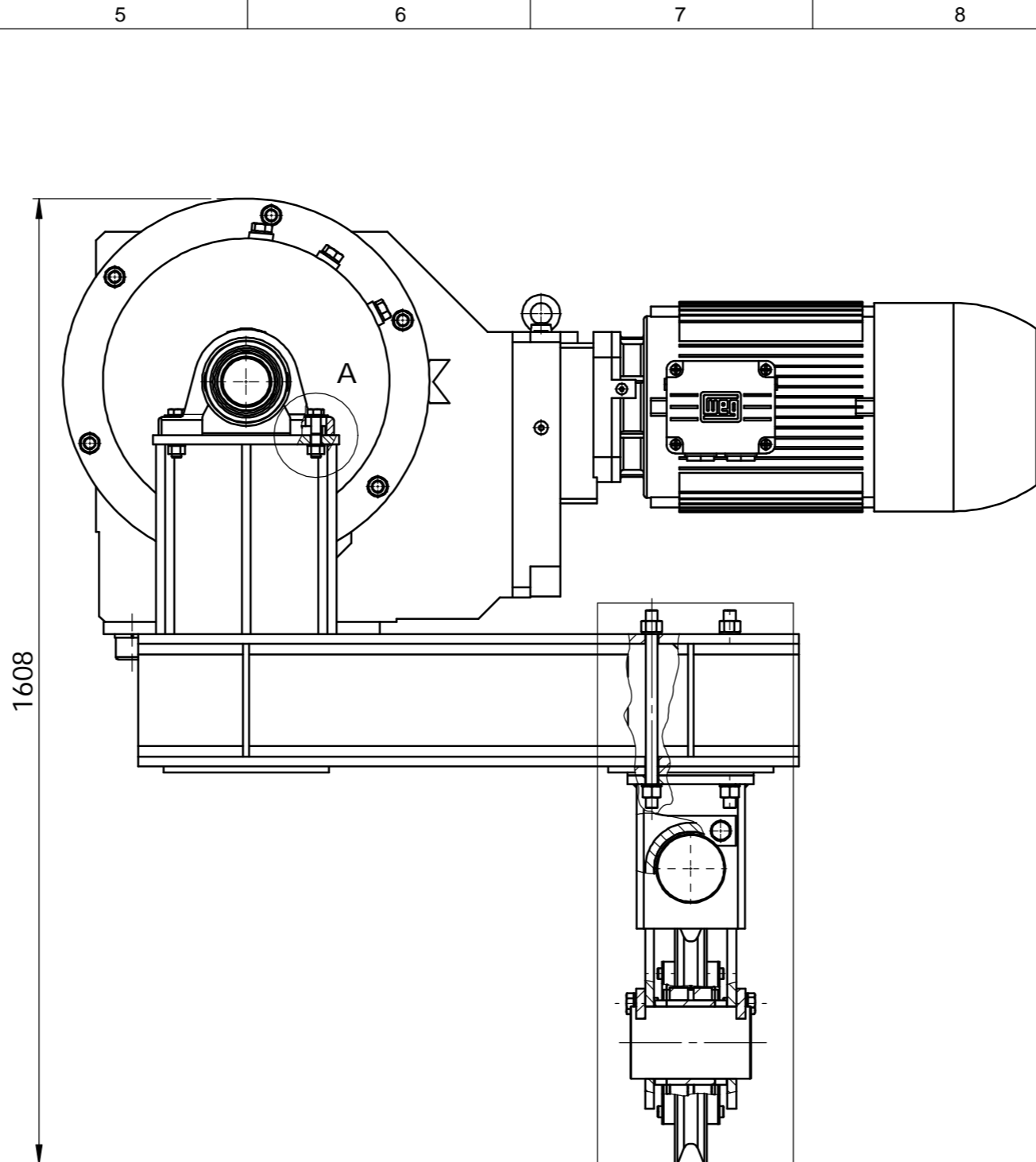
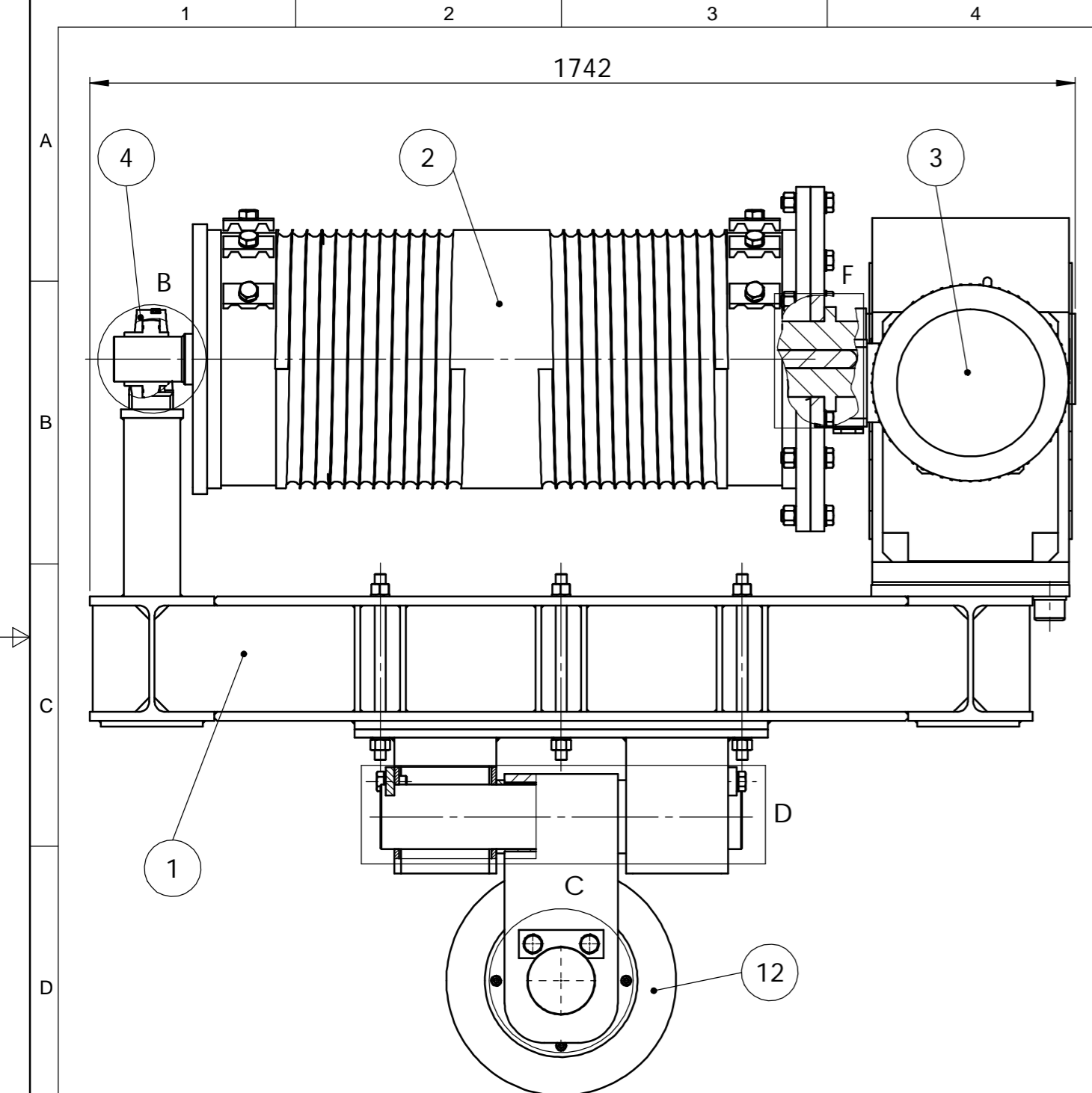
Broj naziva - code	Datum	Ime i prezime	Potpis
Projektno		Ivan Cveljo	
Razradio		Ivan Cveljo	
Crtao		Ivan Cveljo	
Pregledao		Milan Kostelac	

ISO - tolerancije	Objekt:	Objekt broj:
		R. N. broj:
Napomena:		
Materijal:	Masa: 4050 kg	Kopija
Mjerilo originala	Naziv: Most portala	Pozicija: 3
M 1:20	Crtež broj: DIPL-2015-04	Format: A1
		Listova: 1
		List: 1



Napomena: Sve provrte bušiti nakon zavarivanja
Konstrukciju nakon zavarivanja odžariti

4	Donja prirubna ploča	2		RSt 37-2	280 x 500 x 20	20,5
3	Gornja prirubna ploča	2		RSt 37-2	280 x 300 x 20	12,5
2	Ukruta	2	HE200A	RSt 37-2	l= 3960	156,5
1	Uzdužni nosač	1	HE200A	RSt 37-2	l= 8710	363,5
Poz.	Naziv dijela	Kom.	Crtež broj Norma	Materijal	Sirove dimenzije Proizvođač	Masa (kg)
Broj naziva - code		Datum	Ime i prezime		Potpis	
Projektirao			Ivan Čveljo			
Razradio			Ivan Čveljo			
Crtao			Ivan Čveljo			
Pregledao			Milan Kostelac			
ISO - tolerancije		Objekt:			Objekt broj:	
					R. N. broj:	
		Napomena:			Kopija	
		Materijal:			Masa: 740 kg	
		Naziv:			Mjerno mjesto:	
		Mjerilo originala			Naziv: Veza portala	
		1:50			Pozicija: 4	
		Crtež broj: DIPL-2015-05			List: 1	

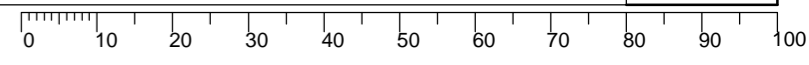


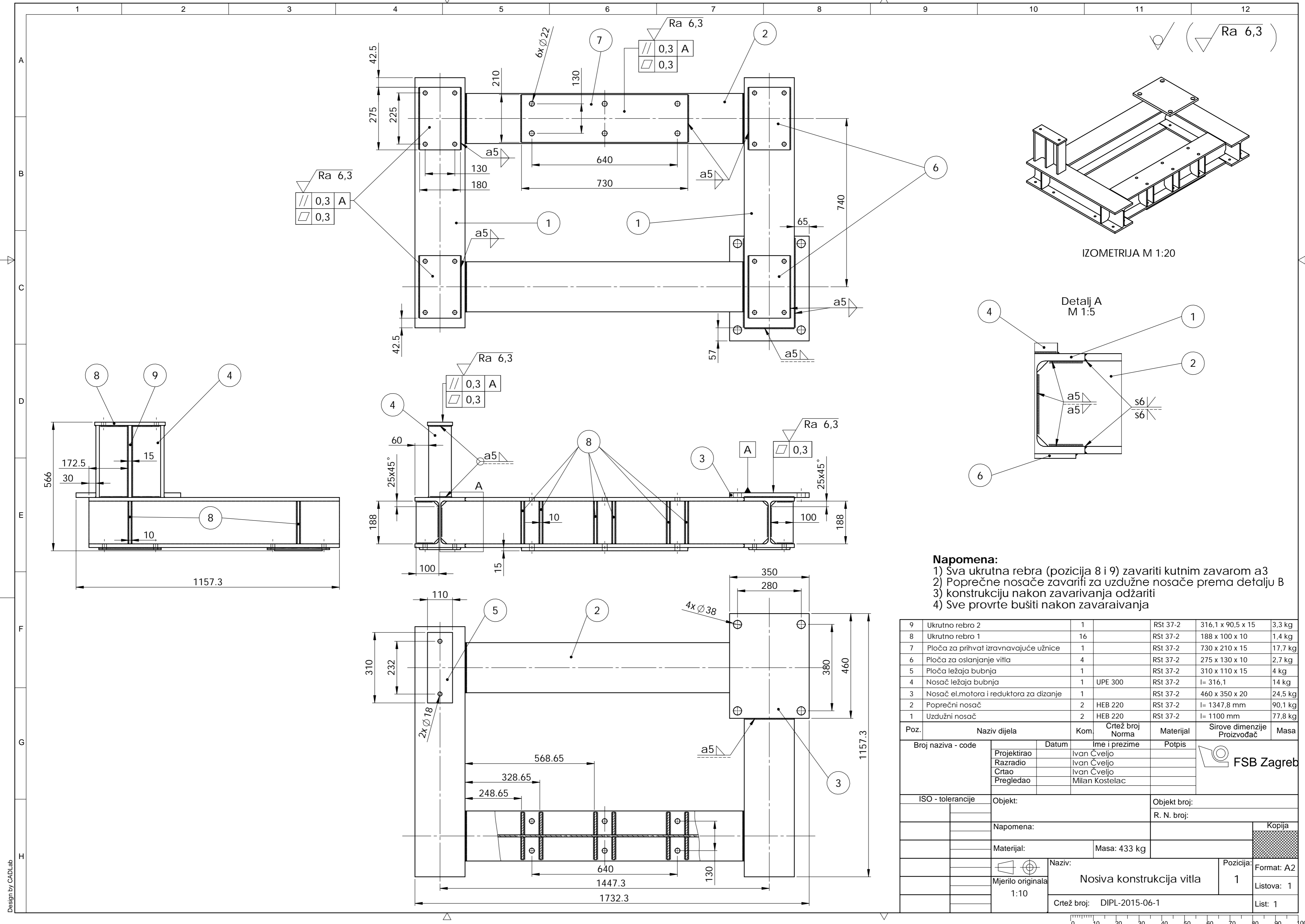
Poz.	Broj naziva - code	Naziv dijela	Kom.	Crtež broj Norma	Materijal	Crtež broj Norma	Masa kg
17	1	Osovina nosivog lima	1		RSt 37-2	$\varnothing 115 \times 640$	51
16	4	Osiguravajuća pločica	4		RSt 37-2	150 x 50 x 15	0,7
15	1	Vijak M20x40	1	DIN 7990	5.8	DIV	
14	1	Osovina užnice	1		RSt 37-2	$\varnothing 120 \times 200$	17
13	1	Nosivi lim	1		RSt 37-2	1038 x 200 x 15	20
12	1	Sklop izravnavajuće užnice	1			GOSAN	60
11	12	Matica M20	12	DIN 934	8	DIV	
10	20	Podložna pločica M20	20	DIN 128		DIV	
9	6	Navojna šipka M20x330	6		5.8		
8	2	Matica M16	2	DIN 934	8	DIV	
7	2	Podložna pločica M16	2	DIN 128		DIV	
6	2	Podložni lim	2				
5	2	Vijak M16x70	2	DIN 7990	5.8	DIV	
4	1	Sklop ležajnog mjesta	1			SKF	
3	1	El. motor i reduktor za dizanje	1			Watt Drive	777
2	1	Sklop bubnja	1	DIPL-2015-06-02		$\varnothing 610 \times 1330$	376
1	1	Nosiva konstrukcija vitla	1	DIPL-2015-06-01		1732 x 566 x 1157	433

Projektni podaci	Ime i prezime	Potpis
Projektirao	Ivan Čveljo	
Razradio	Ivan Čveljo	
Crtao	Ivan Čveljo	
Pregledao	Milan Kostelac	

ISO - tolerancije	Objekt:	Objekt broj:
32 P9/h9		R. N. broj:
$\varnothing 80 H7/h6$	Napomena:	
$\varnothing 115 H7/h6$	Materijal:	Masa: 1730 kg
$\varnothing 120 H7/h6$	Mjerilo originala	Naziv: Sklop vitla
$\varnothing 122 H7/h6$	M 1:10	Pozicija: 5
		Format: A2
		Listova: 1
		List: 1

Design by CADLab

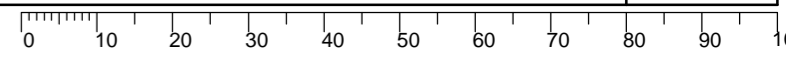


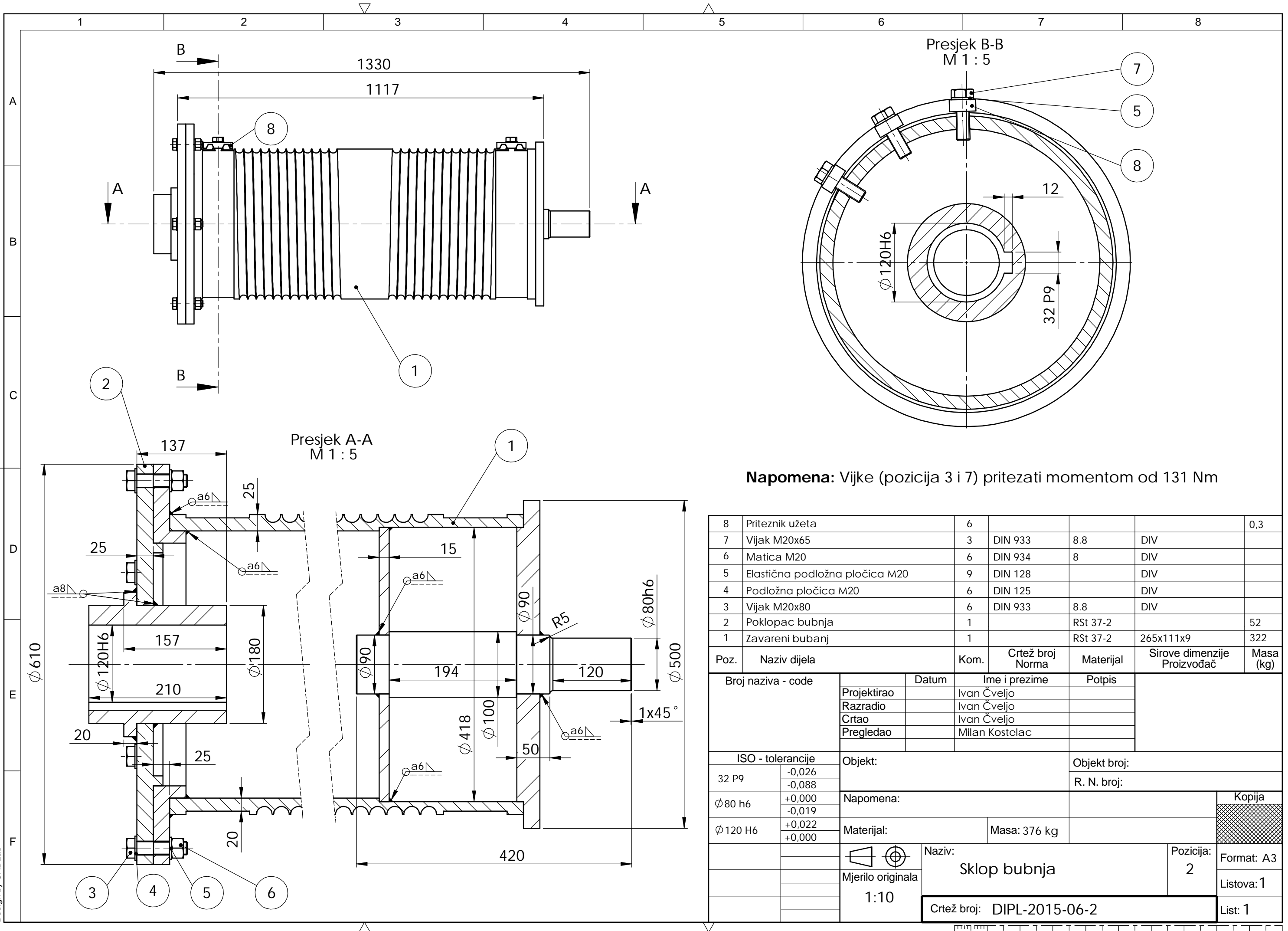


- Napomena:**
- 1) Sva ukrutna rebra (pozicija 8 i 9) zavariti kutnim zavarom a3
 - 2) Poprečne nosače zavariti za uzdužne nosače prema detalju B
 - 3) konstrukciju nakon zavarivanja odžariti
 - 4) Sve provrte bušiti nakon zavarivanja

Poz.	Naziv dijela	Kom.	Crtež broj Norma	Materijal	Sirove dimenzije Proizvođač	Masa
9	Ukrutno rebro 2	1		RSt 37-2	316,1 x 90,5 x 15	3,3 kg
8	Ukrutno rebro 1	16		RSt 37-2	188 x 100 x 10	1,4 kg
7	Ploča za prihvat izravnavajuće užnice	1		RSt 37-2	730 x 210 x 15	17,7 kg
6	Ploča za oslanjanje vitla	4		RSt 37-2	275 x 130 x 10	2,7 kg
5	Ploča ležaja bubnja	1		RSt 37-2	310 x 110 x 15	4 kg
4	Nosač ležaja bubnja	1	UPE 300	RSt 37-2	l= 316,1	14 kg
3	Nosač el.motora i reduktora za dizanje	1		RSt 37-2	460 x 350 x 20	24,5 kg
2	Poprečni nosač	2	HEB 220	RSt 37-2	l= 1347,8 mm	90,1 kg
1	Uzdužni nosač	2	HEB 220	RSt 37-2	l= 1100 mm	77,8 kg

Poz.	Naziv dijela	Kom.	Crtež broj Norma	Materijal	Sirove dimenzije Proizvođač	Masa
Broj naziva - code		Datum	Ime i prezime	Potpis		
Projektirao		Ivan Čveljo				
Razradio		Ivan Čveljo				
Crtao		Ivan Čveljo				
Pregledao		Milan Kostelac				
ISO - tolerancije		Objekt:		Objekt broj:		
				R. N. broj:		
Napomena:				Kopija		
Materijal:		Masa: 433 kg				
Mjerilo originala		Naziv:		Pozicija:		Kopija
1:10		Nosiva konstrukcija vitla		1		Format: A2
		Crtež broj: DIPL-2015-06-1				Listova: 1
						List: 1





Napomena: Vijke (pozicija 3 i 7) pritezati momentom od 131 Nm

8	Priteznik užeta	6				0,3
7	Vijak M20x65	3	DIN 933	8.8	DIV	
6	Matica M20	6	DIN 934	8	DIV	
5	Elastična podložna pločica M20	9	DIN 128		DIV	
4	Podložna pločica M20	6	DIN 125		DIV	
3	Vijak M20x80	6	DIN 933	8.8	DIV	
2	Poklopac bubnja	1		RSt 37-2		52
1	Zavareni bubanj	1		RSt 37-2	265x111x9	322

Poz.	Naziv dijela	Kom.	Crtež broj Norma	Materijal	Sirove dimenzije Proizvođač	Masa (kg)
Broj naziva - code		Datum	Ime i prezime		Potpis	
Projektirao			Ivan Čveljo			
Razradio			Ivan Čveljo			
Crtao			Ivan Čveljo			
Pregledao			Milan Kostelac			
ISO - tolerancije		Objekt:		Objekt broj:		
32 P9	-0,026 -0,088	Napomena:		R. N. broj:		
Ø 80 h6	+0,000 -0,019	Materijal:		Masa: 376 kg		
Ø 120 H6	+0,022 +0,000	Naziv:		Pozicija:		
		Mjerilo originala		2		
		1:10		Format: A3		
		Naziv: Sklop bubnja		Listova: 1		
		Crtež broj: DIPL-2015-06-2		List: 1		

