

# Portalna dizalica s elektropogonom

---

Zrinski, Karlo

Undergraduate thesis / Završni rad

2018

Degree Grantor / Ustanova koja je dodijelila akademski / stručni stupanj: **University North / Sveučilište Sjever**

Permanent link / Trajna poveznica: <https://um.nsk.hr/um:nbn:hr:122:940751>

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

Download date / Datum preuzimanja: **2024-07-31**



Repository / Repozitorij:

[University North Digital Repository](#)





**Sveučilište  
Sjever**

**Završni rad br. 264/PS/2018**

## **Portalna dizalica s elektropogonom**

**Karlo Zrinski, 0922/336**

Varaždin, rujan 2018. godina





# Sveučilište Sjever

**Odjel za Proizvodno strojarstvo**

**Završni rad br. 264/PS/2018**

## **Naslov završnog rada**

### **Student**

Karlo Zrinski, 0922/336

### **Mentor**

Dr. sc. Kristijan Horvat, docent

Varaždin, rujan 2018. godine



# Prijava završnog rada

## Definiranje teme završnog rada i povjerenstva

ODJEL	Odjel za strojarstvo		
PRISTUPNIK	Karlo Zrinski	MATIČNI BROJ	0922/336
DATUM	27.8.2018.	KOLEGIJ	3D oblikovanje
NASLOV RADA	Portalna dizalica s elektropogonom		
NASLOV RADA NA ENGL. JEZIKU	Portal crane with electric drive		
MENTOR	dr.sc. Kristijan Horvat	ZVANJE	docent
ČLANOVI POVJERENSTVA	1. dr.sc. Zlatko Botak 2. dr.sc. Kristijan Horvat 3. Marko Horvat, dipl. ing. 4. Damir Maderić, dipl.ing. 5.		

## Zadatak završnog rada

BROJ	264/PS/2018
OPIS	U radu je potrebno projektirati i konstrukcijski oblikovati portalnu dizalicu koja se koristi u radionicama i manjim pogonima.  Projektni parametri: - nosivost 2 t - raspon osolonaca 3.5 m - pogon za podizanje i premještanje tereta - elektromotorni - visina portala (fiksna) 3 m - pogon kotača - elektromotorni na dva kotača  Rad treba sadržavati: 1) Uvodno razmatranje 2) Izbor optimalne varijante za zadane projektne zahtjeve 3) Proračun nosive konstrukcije, izbor kotača, reduktora, motora itd 4) Konstrukcijsko rješenje za zadane ulazne podatke 5) Sklopni crtež s potrebnim detaljima i prsecima 6) Radioničke crteže nosive konstrukcije u zavarenoj i vijčanoj izvedbi  Proračun popratiti skicama, a projekt izvesti u skaldu s relevantnim normama i propisima.

ZADATAK URUČEN  
15.09.2018



Horvat

## **PREDGOVOR**

Izjavljujem da sam završni rad izradio samostalno koristeći znanja stečena tijekom studiranja na Sveučilištu Sjever, služeći se navedenom literaturom te primjenom savjeta od strane mentora dr. sc. Kristijana Horvata.

Zahvaljujem se mentoru dr. sc. Kristijanu Horvatu na ukazanom povjerenju, strpljenju i svim korisnim savjetima za vrijeme pisanja rada.

Veliko hvala prijateljima i obitelji te posebno mojoj djevojci za podršku, razumijevanje i motivaciju tijekom cijelog perioda studiranja.

***Hvala!***

# SADRŽAJ

POPIS SLIKA .....	I
POPIS TABLICA.....	III
POPIS TEHNIČKE DOKUMENTACIJE .....	IV
POPIS OZNAKA .....	V
SAŽETAK.....	IX
ABSTRACT .....	X
1. UVOD .....	1
2. PROJEKTNI PARAMETRI .....	4
3. IZBOR OPTIMALNE VARIJANTE ZA ZADANE PROJEKTNE ZAHTJEVE.....	5
3.1 Nosiva konstrukcija .....	5
3.2 Mehanizam za podizanje i premještanje tereta.....	5
3.2.1 Lančana dizalica na elektropogon.....	5
3.2.2 Ovjerna kolica za prijenos tereta (mačke).....	6
3.2.3 Sredstvo za prihvat tereta .....	7
3.3 Pogonski sustav .....	7
4. PRORAČUN NOSIVE KONSTRUKCIJE UZ IZBOR RJEŠENJA.....	8
4.1 Odabir mehanizma za podizanje i premještanje tereta .....	8
4.2 Proračun čvrstoće i stabilnosti glavnog nosača .....	10
4.2.1 Kontrola naprezanja na savijanje .....	12
4.2.2 Provjera krutosti glavnog nosača .....	14
4.3 Provjera bočnih stupova na izvijanje.....	15
4.4 Pogon portalne dizalice .....	18
4.4.1 Odabir kotača .....	18
4.4.2 Odabir elektromotora .....	23
4.4.3 Mehanizam za pogon kotača.....	25
4.4.3.1 Odabir ležaja .....	26



4.4.3.2	Proračun pužnog para .....	29
4.4.3.3	Dimenzioniranje vratila s pužnim vijkom.....	32
4.4.3.4	Dimenzioniranje vratila za prednji (pogonski) kotač.....	34
4.4.3.5	Dimenzioniranje osovine za stražnji kotač .....	43
4.5	Proračun kritičnog ubrzanja/usporavanja dizalice.....	47
4.6	Proračun kritičnog spoja konstrukcije .....	47
4.6.1	Zavareni spoj.....	48
4.6.2	Vijčani spoj .....	51
5.	ZAKLJUČAK .....	54
6.	LITERATURA.....	56
	PRILOZI.....	57

## POPIS SLIKA

Slika 1.1. Manja radionička portalna dizalica .....	3
Slika 1.2. Velika stacionarna portalna dizalica za rad na otvorenom .....	3
Slika 2.1. Skica koncepta portalne dizalice.....	4
Slika 3.1. Prikaz smještaja teretnog lanca u lančanoj dizalici.....	6
Slika 3.2. Električna ovjesna kolica za prijenos tereta, proizvođača Remex d.o.o. ....	6
Slika 3.3. Jednokraka kuka i dvokraka kuka.....	7
Slika 4.1. Električna lančana dizalica s kolicima SHH-AM, tvrtke REMEX d.o.o.....	9
Slika 4.2. Presjek dizalice i kolica.....	9
Slika 4.3. 3D model električne dizalice i kolica.....	10
Slika 4.4. Presjek I profila IPN 240 .....	11
Slika 4.5. Shematski prikaz opterećenja glavnog nosača.....	12
Slika 4.6. Shematski prikaz opterećenja koje prouzrokuje izvijanje.....	15
Slika 4.7. Šuplji kvadratni i pravokutni profil.....	19
Slika 4.8. 3D model konstrukcije dizalice.....	20
Slika 4.9. Položaj tereta s najvećim opterećenjem kotača.....	21
Slika 4.10. Kotač GSTN 202/35H7 .....	23
Slika 4.11. SIEMENS servomotori 1FT6.....	25
Slika 4.12. Shematski prikaz mehanizma za pogon kotača.....	26
Slika 4.13. Dimenzijski podaci za ležaj 6204 ETN9.....	27
Slika 4.14. a) 3D model ležaja 6204 ETN9; b) Presjek ležaja .....	28
Slika 4.15. a) 3D model ležaja 32004 X ; b) Presjek ležaja .....	28
Slika 4.15. c) Dimenzijski podaci za ležaj 32004 X .....	29
Slika 4.16. Primjer kućišta za ležaj .....	29
Slika 4.17. Shematski prikaz opterećenja pužnog para .....	30
Slika 4.18. Shematski prikaz opterećenja ležajeva pužnog vijka.....	31
Slika 4.19. 3D model vratila s pužnim vijkom.....	34

Slika 4.20. Shematski prikaz opterećenja vratila .....	35
Slika 4.21. a) 3D model vratila, b) 3D model vratila sa montiranim kotačem i zupčanicom. 43	
Slika 4.22. Shematski prikaz opterećenja osovine .....	44
Slika 4.23. a) 3D model osovine; b) 3D model osovine s montiranim kotačem.....	46
Slika 4.24. Prikaz zavarenog spoja na 3D modelu .....	48
Slika 4.25. a) Shematski prikaz opterećenja zavarenog spoja; b) Shematski prikaz zavara ....	49
Slika 4.26. Zavarena izvedba portalne dizalice.....	51
Slika 4.27. Prikaz vijčanog spoja i shema opterećenja .....	52
Slika 4.28. Prikaz portala povezanog vijčanim spojem na 3D modelu.....	53

## POPIS TABLICA

Tablica 4.1. Dimenzije dizalice i kolica prema slici 4.2. ....	10
Tablica 4.2. Sadržaj čelika S355JR.....	11
Tablica 4.3. Mehanička svojstva čelika S355JR.....	12
Tablica 4.4. Karakteristike pojedinih dijelova konstrukcije .....	19
Tablica 4.5. Dimenzije pužnog para.....	30
Tablica 4.6. Faktor veličine osovine ili vratila [6].....	38
Tablica 4.7. Faktor kvalitete površine [6] .....	38
Tablica 4.8. Radijus ekvivalentnog zarez [4].....	39

## **POPIS TEHNIČKE DOKUMENTACIJE**

1. Portalna dizalica s elektropogonom – zavarena izvedba
2. Portal dizalice – zavareni spoj
3. Portal dizalice – vijčani spoj
4. Vratilo pogonskog kotača

# POPIS OZNAKA

## Latinične oznake:

Oznaka	Jedinica	Opis
$a$	[mm]	debljina zavara
$A_5$	[%]	produljenje
$a_k$	[m/s <sup>2</sup> ]	kritično ubrzanje
$A_{lež}$	[N]	opterećenje u ležaju A
$A_p$	[mm <sup>2</sup> ]	površina poprečnog presjeka glavnog nosača
$A_{par}$	[mm <sup>2</sup> ]	površina zavara paralelna sa smičnim naprezanjem
$A_{pz}$	[mm]	međuosna udaljenost puža i zupčanika
$A_v$	[mm <sup>2</sup> ]	površina poprečnog presjeka vijka
$A_S$	[mm <sup>2</sup> ]	površina poprečnog presjeka stupa
$A_z$	[mm <sup>2</sup> ]	ukupna površina zavara
$b$	[mm]	širina profila glavnog nosača
$b_1$	/	faktor veličine osovine ili vratila
$b_2$	/	faktor kvalitete površine
$B_{lež}$	[N]	opterećenje u ležaju B
$B_p$	[mm]	širina utora za pero
$B_{zup}$	[mm]	širina zupčanika
$C_1$	[N]	sila koju mora izdržati ležaj kotača
$d_1$	[mm]	promjer jezgre vijka
$d_2$	[mm]	srednji promjer vijka
$d_{a1}$	[mm]	vanjski promjer puža
$d_{a2}$	[mm]	vanjski promjer zupčanika
$d_{if1}$	[mm]	unutarnji promjer puža
$d_{if2}$	[mm]	unutarnji promjer zupčanika
$D_k$	[mm]	promjer kotača
$d_{m1}$	[mm]	središnji promjer puža
$d_{m2}$	[mm]	središnji promjer zupčanika
$d_{oi}$	[mm]	promjer osovine u kritičnom presjeku
$d_v$	[mm]	promjer vijka
$d_{vi}$	[mm]	promjer vratila u kritičnom presjeku
$E$	[MPa]	Youngov modul elastičnosti
$F$	[N]	ukupno maksimalno opterećenje na sredini glavnog nosača
$F_{a1}$	[N]	aksijalna sila na pužu
$F_{a2}$	[N]	aksijalna sila na zupčaniku
$F_A$	[N]	sila u osloncu A
$F_B$	[N]	sila u osloncu B
$F_D$	[N]	sila u desnom osloncu
$F_D'$	[N]	sila na desnoj strani dizalice
$F_{DS}$	[N]	opterećenje u desnom stupu
$F_i$	[N]	sila inercije
$F_k$	[N]	opterećenje kotača
$f_L$	/	faktor vijeka trajanja

$F_L$	[N]	sila u lijevom osloncu
$F_L'$	[N]	sila u lijevoj strani dizalice
$F_{LS}$	[N]	opterećenje u lijevom stupu
$F_{max}$	[N]	opterećenje s najvećim dozvoljenim teretom, u najnepovoljnijem položaju
$F_{min}$	[N]	opterećenje s najvećim dozvoljenim teretom, u najpovoljnijem položaju
$f_N$	/	faktor broja okretaja
$F_{o1}$	[N]	obodna sila na pužu
$F_{o2}$	[N]	obodna sila na zupčaniku
$F_{r1}$	[N]	radijalna sila na pužu
$F_{r2}$	[N]	radijalna sila na zupčaniku
$f_t$	/	faktor temperature
$F_v$	[N]	sila u vijku
$F_{v,pot}$	[N]	potrebna sila u vijka
$g$	[m/s <sup>2</sup> ]	akceleracija sile teže
$G_{Ip}$	[N]	težina glavnog nosača
$G_k$	[N]	težina konstrukcije
$G_t$	[N]	težina tereta pri najvećem dopuštenom opterećenju dizalice
$h$	[mm]	visina profila glavnog nosača
$H_p$	[mm]	visina prihvata za pero
$H_S$	[mm]	visina stupova portala
$i$	/	prijenosni omjer
$i_s$	[mm]	radijus tromosti stupa
$I_x$	[mm <sup>4</sup> ]	aksijalni moment tromosti stupa
$I_{x,zav}$	[mm <sup>4</sup> ]	moment tromosti zavara
$KV$	J	udarni rad loma
$L$	[mm]	raspon oslonaca (stupova)
$L_{puž}$	[mm]	duljina puža
$m$	[mm]	modul
$m_{dkl}$	[kg]	ukupna masa električne dizalice, kolica i lanca
$M_{ekv}$	[Nmm]	ekvivalentni moment
$m_{el}$	[kg]	masa elektromotora
$M_{el}$	[Nmm]	nazivni moment elektromotora
$m_{Ip}$	[kg]	masa glavnog nosača po metru duljine
$m_k$	[kg]	masa konstrukcije
$M_{si}$	[Nmm]	moment savijanja u kritičnom presjeku
$M_v$	[Nmm]	moment u vijku
$M_{x,max}$	[Nmm]	maksimalni moment savijanja na glavnom nosaču
$M_{x,zav}$	[Nmm]	moment u zavarenom spoju
$n_{el}$	[min <sup>-1</sup> ]	broj okretaja elektromotora
$N_k$	[N]	nosivost kotača
$p$	[mm]	korak vijka
$P_{el}$	[kW]	nazivna snaga elektromotora
$P_{pot}$	[kW]	potrebna snaga elektromotora
$q$	[N/m]	kontinuirano opterećenje glavnog nosača
$Q_{diz}$	[N]	težina dizalice

$Q_t$	[N]	nosivost dizalice
$R_e$	[N/mm <sup>2</sup> ]	granica razvlačenja
$R_m$	[N/mm <sup>2</sup> ]	vlačna čvrstoća
$s$	[mm]	širina grla glavnog nosača
$S$	/	realan koeficijent sigurnosti za savijanje glavnog nosača
$S_{ekv}$	/	koeficijent sigurnosti za ekvivalentno naprezanje
$S_i$	/	realan koeficijent sigurnosti za izvijanje
$S_v$	/	koeficijent sigurnosti vijčanog spoja
$S_{v,iz}$	/	koeficijent sigurnosti vratila na izvijanje
$S_y$	/	koeficijent sigurnosti za normalno naprezanje u zavarenom spoju
$t$	[mm]	debljina prirubnice glavnog nosača
$T_1$	[Nmm]	najveći ulazni moment
$T_g$	[mm]	širina gume kotača
$T_p$	[mm]	duljina utora za pero
$T_z$	[Nmm]	moment torzije zupčanika
$v_{pot}$	[m/s]	potrebna brzina dizalice
$w$	[mm]	progib
$w_{dop}$	[mm]	dopušteni progib
$W_{x,l}$	[mm <sup>3</sup> ]	moment otpora presjeka glavnog nosača oko x osi
$W_{x,zav}$	[mm <sup>3</sup> ]	moment otpora presjeka zavara
$Z_1$	/	broj zubi puža
$Z_2$	/	broj zubi zupčanika
$Z_{max}$	[mm]	udaljenost ruba zavara od težišta profila

## Grčke oznake:

Oznaka	Jedinica	Opis
$\alpha_{kt}$	/	koeficijent oblika zareza
$\alpha_p$	[%]	nagib kuta prirubnice glavnog nosača
$\beta_{kt}$	/	faktor zareznog djelovanja
$\lambda$	/	vitkost
$\lambda_k$	/	kritična vitkost
$\lambda_v$	/	vitkost vratila
$\mu$	/	faktor trenja
$\mu_{ležaja}$	/	iskoristivost ležaja
$\mu_{puža}$	/	iskoristivost puža
$\mu_{red}$	/	iskoristivost reduktora
$\mu_{stož}$	/	iskoristivost stožnika
$\mu_{uk}$	/	ukupna iskoristivost mehanizma za pogon
$\mu_{zupč}$	/	iskoristivost zupčanika
$\nu$	/	koeficijent sigurnosti
$\rho$	[kg/m <sup>3</sup> ]	gustoća
$\rho$	[mm]	radijus zaobljenja dna zareza
$\rho^*$	[mm]	radijus ekvivalentnog zareza
$\sigma_{Dt}$	[N/mm <sup>2</sup> ]	dopušteno naprezanje materijala C45



$\sigma_i$	$[N/mm^2]$	naprezanje izvijanja
$\sigma_I$	$[N/mm^2]$	najveće naprezanje na glavnom nosaču
$\sigma_{dop}$	$[N/mm^2]$	dopušteno naprezanje
$\sigma_{ekv}$	$[N/mm^2]$	ekvivalentno naprezanje u zavaru
$\sigma_{ekv,dop}$	$[N/mm^2]$	dopušteno ekvivalentno naprezanje
$\sigma_s$	$[N/mm^2]$	naprezanje u stupu
$\sigma_v$	$[N/mm^2]$	naprezanje u vijku
$\sigma_{v,aks}$	$[N/mm^2]$	aksijalno naprezanje u vratilu
$\sigma_{v,dop}$	$[N/mm^2]$	dopušteno naprezanje u vijku
$\sigma_y$	$[N/mm^2]$	naprezanje u zavaru uslijed djelovanja momenta
$\sigma_{y,dop}$	$[N/mm^2]$	dopušteno naprezanje
$\tau$	$[N/mm^2]$	smično naprezanje
$\tau_{dop}$	$[N/mm^2]$	dopušteno smično naprezanje
$\chi$	/	gradijent naprezanja
$\omega$	/	koeficijent izvijanja

## SAŽETAK

U ovom završnom radu prikazan je postupak projektiranja i konstrukcijskog oblikovanja manje portalne dizalice, namijenjene za rad u radionicama i sličnim manjim pogonima. U uvodu rada ukratko je razrađena tematika transportne tehnike od davnih dana do danas te su pojašnjene vrste portalnih dizalica i njihova primjena. Suština rada je odabir jedne po jedne komponente dizalice, pri čemu je svaki korak detaljno objašnjen te popraćen proračunom i slikama. Konstrukcija portala dizalice izrađena je u varijanti zavarenog i vijčanog spoja, što je prikazano u tehničkoj dokumentaciji. Sve slike modela i tehnička dokumentacija samostalno su izrađeni u 3D programskom paketu SolidWorks, a 2D shematski prikazi u programu AutoCAD.

Ključne riječi: portalna dizalica, konstrukcija, električni pogon, naprezanja, dimenzioniranje, 3D model

## **ABSTRACT**

This final paper shows the process of projecting and the constructional design of a smaller portal crane which is intended for workshops or similar smaller factories. In introduction, the transport technology from ancient times to today is briefly elaborated as well as types of portal crane and their use. The essence of this paper is selecting components of the crane one by one whereby each step is being explained in detail and accompanied with calculations and pictures. Construction of cranes portal is created in two variants: welded and screwed joint both of which are shown in technical documentarion. All pictures of the model and technical documentation were made in 3D program package SolidWorks, and 2D schematic displays in program tool AutoCAD.

Key words: portal crane, construction, electric drive, strains, sizing, 3D model

# 1. UVOD

Od kad postoje ljudi, postojala je i težnja za napretkom kvalitete života. Svijest o korisnosti tehnologije i tehničkih znanosti danas je veća no ikad, ali povijesni dokazi jasno ukazuju da su i najprimitivnije ljudske vrste imale potrebu razvijati tehniku i primjenjivati stečene vještine. Kako su u graditeljstvu ruke s vremenom postale preslab alat (primjerice kod izgradnje stambenih konstrukcija), nužno je bilo osigurati sredstvo za transport materijala, robe, ali i ljudi. Prvi primitivni transportni uređaj, kotač, izmišljen je prije više od pet tisuća godina. U doba antičkih civilizacija izgrađene su brojne građevine kakvih se ne bi posramilo ni današnje društvo. Za ta tehnička postignuća najzaslužniji su bili tadašnji inženjeri koji su po mnogočemu bili daleko ispred svojeg vremena. Zahvaljujući izumima kao što su kolotura, vitlo i poluga, u to su vrijeme izrađene i prve dizalice koje danas donose znatan doprinos kako u području graditeljstva, tako i u svim ostalim industrijskim granama gdje postoji potreba za transportom ili premještanjem te pretovaram i skladištenjem svih vrsta dobara.

Ljudska želja, ali i potreba, za konstantnom mehanizacijom i automatizacijom dovela je transportnu tehniku na vrlo visoki nivo razvijenosti, a njezina je suština kompleksnija nego se čini na prvi pogled.

Transportna se tehnika dijeli na [1]:

- Javni transport ili prometnu tehniku – prometna sredstva
- Unutarnji transport ili dobavnu tehniku – prenosila i dizala (dobavna sredstva)

Dobavna tehnika zauzima sve značajnije mjesto u industriji proizvodnje i distribuciji dobara, ponajprije zbog već spomenute potrebe za mehanizacijom i automatizacijom proizvodnih sustava, ali i zbog povećanja proizvodnje materijalnih dobara. Također, postoje brojne domene primjene dobavne tehnike pa stoga postoji i znatan broj različitih vrsta dobavnih sredstava, tj. prenosila i dizala. Njihova se primjena uočava na masivnijim (uglavnom vanjskim) područjima kao što su zračne i pomorske luke, brodogradilišta, željezničke stanice ili građevinske zone te na manjim (unutarnjim) mjestima kao što su radionice ili drugi proizvodni pogoni. Jasno je da su na većim prostorima potrebna glomaznija, konstrukcijski složenija prenosila i dizala, koja su u mogućnosti rukovati s većim i težim teretom, dok su za manja postrojenja dovoljna i jednostavnija rješenja.

Razlike u veličini i namjeni korištenja samo su neki od pokazatelja široke raznovrsnosti prenosila i dizala. Budući da je njihova najznačajnija svrha dobavni postupak, odnosno premještanje robe, važno je razjasniti načine obavljanja spomenute radnje.

Dobavni se postupci mogu obavljati:

- Neprekidno – sredstva neprekidne dobave
- Prekidno ili povremeno – sredstva prekidne dobave

Kod neprekidne dobave materijal se, kako sama riječ kaže, neprekidno dovodi od mjesta punjenja do mjesta odlaganja. Korištena sredstva pri takvom postupku uglavnom rade bez stajanja, s nepromjenjivim opterećenjima i konstantnim brzinama.

S druge strane, prekidna ili povremena dobava odvija se u radnim ciklusima, između kojih postoje jednako ili različito duge stanke. Radni ciklusi u prekidnoj dobavi također podrazumijevaju punjenje, prienos i odlaganje robe, ali uključuju i povrat transportnog sredstva u početni položaj, u kojem mirujući dočekuje ponavljanje ciklusa.

Prekidni dobavni postupak razlikuje sljedeća sredstva dobave:

- Granici
- Dizalice
- Dizala ili liftovi
- Manipulatori – industrijski roboti
- Industrijska vozila

Cilj ovog rada je projektirati i konstrukcijski oblikovati portalnu dizalicu koja se koristi u radionicama i manjim pogonima. Projekt mora sadržavati sve potrebne proračune, koje treba popratiti skicama, a sve izvesti u skladu s relevantnim normama i propisima.

Kao što je ranije spomenuto, sve dizalice, pa tako i portalna, spadaju u sredstva prekidne dobave. Dizalice su vrste strojeva koje služe za podizanje i spuštanje tereta te se uglavnom koriste za potrebe premještanja teške robe. Osnovne komponente koje stroj čine dizalicom su vitlo oko kojeg se namata lanac ili uža i kuka za prihvat tereta. Portalne dizalice naziv su dobile zbog oblika postolja, koje slični portalu. Na dva vertikalna nosača položen je treći, horizontalni nosač, a međusobno su pričvršćeni zavarom ili vijčanom izvedbom. Na horizontalno postavljenom nosaču nalazi se vitlo na elektropogon, za podizanje i spuštanje tereta. Snaga elektromotora zavisi o potrebama korištenja portalne dizalice i okolnim uvjetima u kojima se nalazi. Ovakav tip dizalica može se koristiti u manjim, unutarnjim pogonima, ali i na vanjskim prostorima za pretovare ili premještanja masivnijih materijala. Ovisno o veličini prostora i težinama tereta za koje je dizalica namijenjena, razlikuju se u veličinama i složenosti konstrukcije, ali također i o sredstvu pogona. Tako se za potrebe radionica i drugih

manjih prostora, gdje je uz podizanje i spuštanje potrebno i premještanje tereta, na dizalicama ugrađuju kotači, koji mogu, ali i ne moraju biti na elektropogon (slika 1.1.).



*Slika 1.1. Manja radionička portalna dizalica*

Ogromne dizalice koje se uglavnom koriste na otvorenom, češće se kreću po tračnicama ili su stacionarne (slika 1.2.).



*Slika 1.2. Velika stacionarna portalna dizalica za rad na otvorenom*

Portalne se dizalice također dijele prema tipu konstrukcije, ovisno o položaju bočnih nosača. Tako se razlikuju:

- A tip konstrukcije
- T tip konstrukcije

Primjer A tipa konstrukcije prikazan je na slici 1.2. Sa svake strane glavnog nosača nalaze se po dva bočna, čija postava naprosto slični slovu „A“. Na slici 1.1. prikazan je T tip konstrukcije, također zbog sličnosti izgleda bočnih nosača sa slovom „T“, s tim da je u ovom slučaju svaki od njih ojačan dvama dodatnim gredama, što ne mora biti pravilo.

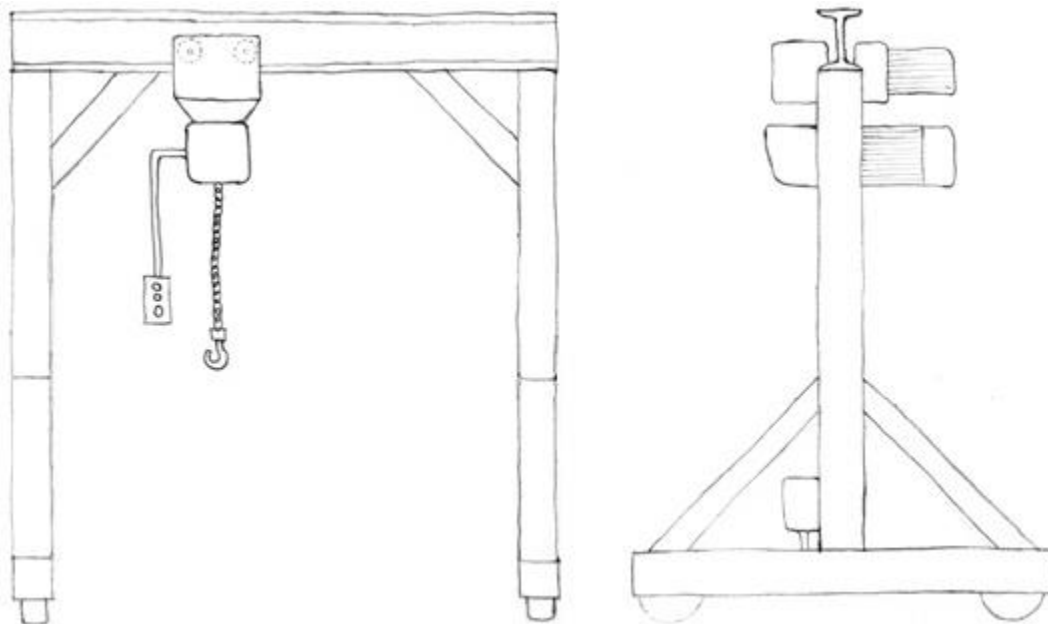
## 2. PROJEKTNI PARAMETRI

Potrebno je projektirati i konstrukcijski oblikovati manju, radioničku portalnu dizalicu, vodeći računa o projektnim zahtjevima koji su zadani u nastavku:

- Nosivost  $Q = 2 t = 2\ 000\ kg$
- Raspon oslonaca  $L = 3,5\ m$
- Visina stupova portala (fiksna)  $H_S = 3\ m$
- Pogon za podizanje i premještanje tereta – elektromotorni
- Pogon kotača – elektromotorni na dva kotača

Osim navedenih projektnih parametara poželjno je pronaći rješenje za smještaj elektromotora, koji će pogoniti kotače, unutar konstrukcije (u trokutu), kako bi se iskoristio navedeni prostor.

Zamišljeni koncept izgleda portalne dizalice nalazi se u nastavku:



Slika 2.1. Skica koncepta portalne dizalice

## **3. IZBOR OPTIMALNE VARIJANTE ZA ZADANE PROJEKTNE ZAHTJEVE**

### **3.1 Nosiva konstrukcija**

S obzirom na zadane projektne zahtjeve, projektirati će se motorizirana, mobilna portalna dizalica, konstrukcije tipa T, za radioničke potrebe. Konstrukcija će biti ojačana dvama rebrima na svakoj od dvije uspravne grede. Glavni, horizontalni nosač, koji povezuje vertikalne, biti će „I“ profila, a povezanost cijelog portala izvest će se u zavarenoj i vijčanoj izvedbi. Na glavnom nosaču postaviti će se mehanizam za podizanje i premještanje tereta na elektromotorni pogon. Za podizanje i spuštanje koristiti će se lančanik, a kao sredstvo prihvata jednokraka kuka. Premještanje tereta realizirati će se pomoću kolica za prijenos tereta, tzv. mačke, koja će omogućiti kretanje kompletnog mehanizma duž glavnog nosa

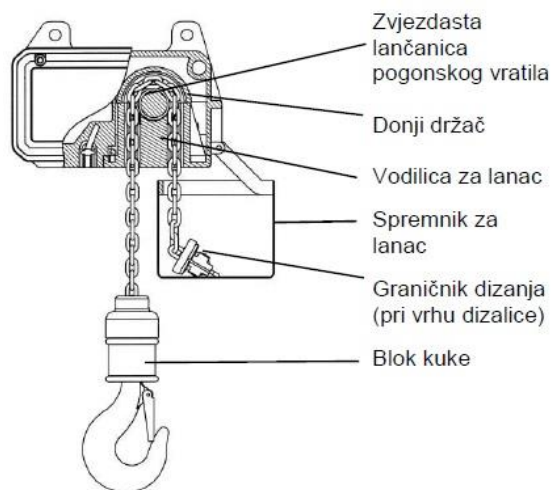
ča. Mobilnost dizalice omogućiti će četiri kotača, s elektromotornim pogonom na dva kotača. Elektromotor će biti smješten unutar konstrukcije (u trokutu), kako bi se iskoristio prazni prostor. Oko svakog od njih postaviti će se štitnici u svrhu zaštite od potencijalnog sudaranja dizalice sa zidom ili nekim drugim predmetom. Svaka pojedina komponenta portalne dizalice, biti će detaljno razjašnjena u nastavku.

### **3.2 Mehanizam za podizanje i premještanje tereta**

#### **3.2.1 Lančana dizalica na elektropogon**

Kako bi portalna dizalica mogla obavljati svoju glavnu funkciju, potrebno je na horizontalno postavljen nosač „I“ profila ugraditi lančanu dizalicu na elektropogon. Lančane dizalice namijenjene su za vertikalno dizanje i spuštanje tereta. Odabrana je električna dizalica kako bi se njena upotreba olakšala radnicima, a postoje i ručne izvedbe. Dizalicu je nužno koristiti u skladu s pravilima zaštite na radu i nipošto ju preopterećivati. Ispravnom upotrebom zajamčena je sigurnost radnika i ekonomična primjena. Osnovna komponenta lančane dizalice je lanac, čiji je smještaj prikazan na slici 3.1., pri čemu su označeni osnovni dijelovi lančanog sistema.





*Slika 3.1. Prikaz smještaja teretnog lanca u lančanoj dizalici*

Osim prikazanih, neke od komponenata koje svaka električna lančana dizalica sadrži su: kućište dizalice, ventilator, rotor, stator, upravljač s tipkama, vratilo motora i pogonsko vratilo, prigon, spojke i drugo. Kako bi se joj se omogućilo horizontalno gibanje duž nosača, dizalica se spaja sa kolicima za prijenos tereta, tzv. mačkom.

### **3.2.2 Ovjesna kolica za prijenos tereta (mačke)**

Kao što je već spomenuto, ovjesna kolica za prijenos tereta služe za transport tereta duž grede, a najčešće je u kombinaciji s uređajima za dizanje tereta. Kolica su prilagodljiva za različite širine i oblike profila, a u ovom slučaju koristiti će se električna kolica za nosač „I“ profila. Ovjesna kolica, kao i dizalice, mogu biti i na ručni pogon, a primjer kolica na elektropogon, proizvođača Remex d.o.o, prikazan je na slici 3.2.



*Slika 3.2. Električna ovjesna kolica za prijenos tereta, proizvođača Remex d.o.o.*

### 3.2.3 Sredstvo za prihvat tereta

Kao sredstvo za prihvat tereta na dizalici, upotrijebiti će se jednokraka kuka sa zatvaračem kao dodatnim osiguračem. Kuke su zasigurno najčešće korištena i najjednostavnija zahvatna sredstva. Tijelo kuke ima takav oblik da je njezino korištenje jednostavno i sigurno čak i bez dodatnog zatvarača. Vrat kuke služi za povezivanje s mehanizmom za dizanje tereta, u ovom slučaju s lancem dizalice. Kako bi omogućila potrebnu nosivost, kuka mora biti izrađena od kvalitetnog materijala velike žilavosti u normalno žarenom stanju i otpornog na starenje, a nedozvoljeno očvršnuće materijala moguće je uočiti redovnom kontrolom. Prema najjednostavnijoj podjeli razlikuju se jednokrake (slika 3.3.) i dvokrake kuke (slika 3.4.). Jednokrake kuke prikladne su za dizanje svih vrsta tereta i sasvim su dovoljne za potrebe projektirane portalne dizalice, dok se dvokrake kuke namijenjene za višekratno vješanje tereta većih volumena.



*Slika 3.3. Jednokraka kuka i dvokraka kuka*

### 3.3 Pogonski sustav

Kao što je već navedeno, dizalica će imati 4 kotača, od kojih će dva biti pogonjena elektromotorom. Izbor kotača ovisiti će o opterećenju i masi cjelokupne konstrukcije dizalice. O opterećenju konstrukcije također će ovisiti i potrebna snaga elektromotora za pokretanje kotača. Uz elektromotor će se ugraditi i reduktor, koji će omogućiti prilagodbu brzine uvjetima rada.

## 4. PRORAČUN NOSIVE KONSTRUKCIJE UZ IZBOR RJEŠENJA

Kao što je ranije navedeno, zadani projektni parametri portalne dizalice su sljedeći:

- Nosivost  $Q_t = 2 t = 2\ 000\ kg$
- Raspon oslonaca  $L = 3,5\ m$
- Visina stupova portala (fiksna)  $H_S = 3\ m$
- Pogon za podizanje i premještanje tereta – elektromotorni
- Pogon kotača – elektromotorni na dva kotača

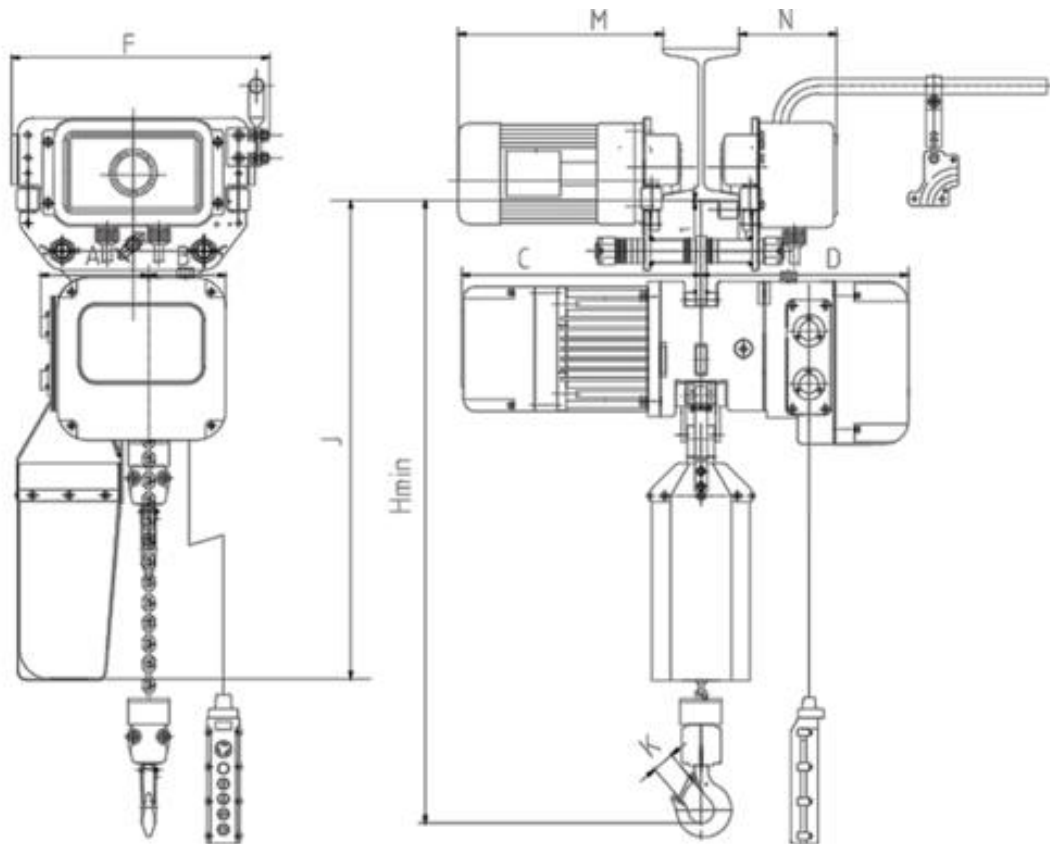
### 4.1 Odabir mehanizma za podizanje i premještanje tereta

Kod odabira mehanizma za podizanje i premještanje tereta potrebno je konkretno odabrati dizalicu za podizanje i spuštanje tereta te kolica za premještanje tereta duž glavnog nosača. U obzir treba uzeti nosivost dizalice od 2 tone te odabrati komponente na elektromotorni pogon. Razmotrivši ponudu koja zadovoljava uvijete, odabran je proizvod iz kataloga tvrtke REMEX d.o.o. Optimalnim se rješenjem činila električna lančana dizalica SHH-AM koja dolazi u kombinaciji s električnim kolicima (slika 4.1.). Karakteristike dizalice nalaze se u nastavku [1]:

- Kapacitet (t): 2
- Ispitna sila (t): 2,2
- Klasifikacija FEM / ISO: 2m/M5
- Radni ciklus ED (%): 26,6 / 13,4
- Brzina dizanja (m/min): 2,5 (brzo dizanje) / 0,85 (precizno dizanje)
- Brzina puta kolica (m/min): 20 / 6,7
- Snaga motora (kW): 1,1 / 0,37
- Otvor kolica za I – profil (mm): 74 – 140
- Dimenzije nosivog lanca (mm):  $\Phi 8 \times 24$
- Dužina lanca (m): 3
- Broj padova lanca: 2
- Neto masa dizalice, kolica i lanca (kg): 111



Slika 4.1. Električna lančana dizalica s kolicima SHH-AM, tvrtke REMEX d.o.o

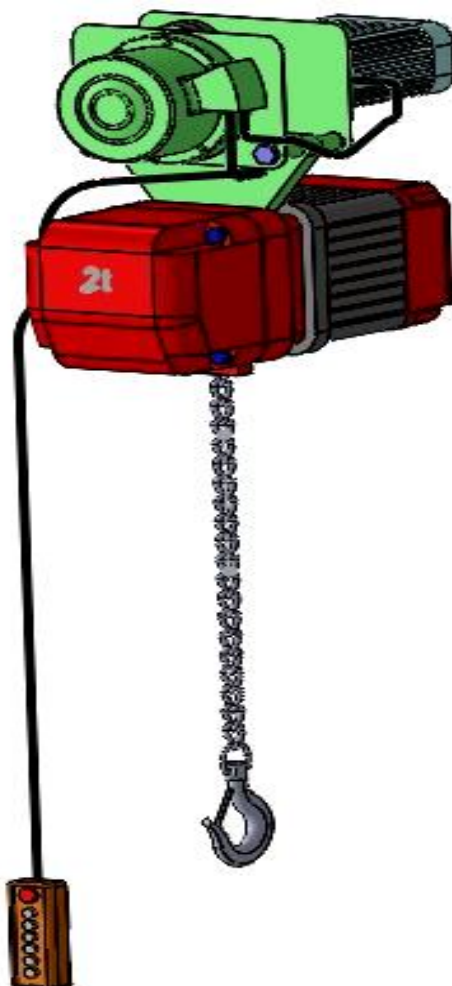


Slika 4.2. Presjek dizalice i kolica

H <sub>min</sub> (mm)	A (mm)	B (mm)	C (mm)	D (mm)	F (mm)	J (mm)	K (mm)	M (mm)	N (mm)
650	185	59	349	273	340	650	45	338	135

Tablica 4.1. Dimenzije dizalice i kolica prema slici 4.2.

Prikaz 3D modela dizalice i kolica, sa svim ostalim komponentama nalazi se na slici 4.3.



Slika 4.3. 3D model električne dizalice i kolica

## 4.2 Proračun čvrstoće i stabilnosti glavnog nosača

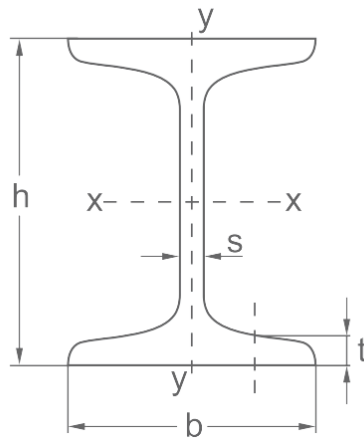
Potrebno je odrediti dimenzije glavnom, horizontalnom nosaču te provjeriti ispunjava li odabrano rješenje svim potrebnim uvjetima čvrstoće i krutosti.

Za glavni nosač koristiti će se čelični I profil materijala S355JR. Kako bi dimenzije odgovarale otvoru kolica, širina profila mora biti između 74 mm i 140 mm. Iz kataloga standardiziranih I profila odabran je IPN 240 profil sljedećih standarda:

- Dimenzije: DIN 1025-1: 1693
- Tolerancije: EN 10024: 1995
- Presjek utvrđen prema EN 10163-3: 1991, klasa C, podklasa 1

Dimenzije IPN 240 profila su (slika 4.3):

- Nagib kuta prirubnice:  $\alpha_p = 14\%$
- Visina profila:  $h = 240 \text{ mm}$
- Širina profila:  $b = 106 \text{ mm}$
- Širina grla:  $s = 8,7 \text{ mm}$
- Debljina prirubnice:  $t = 13,1 \text{ mm}$
- Površina presjeka:  $A_p = 46,1 \text{ cm}^2$



Slika 4.4. Presjek I profila IPN 240

Statičke karakteristike IPN 240 profila su:

- Masa profila po metru duljine:  $m_{Ip} = 36,2 \text{ kg/m}$
- Moment tromosti presjeka oko osi x:  $I_{x,I} = 42500000 \text{ mm}^4$
- Moment otpora oko osi x:  $W_{x,I} = 354000 \text{ mm}^3$

C (%)	Si (%)	Mn (%)	P (%)	S (%)	N (%)	Cu (%)
max 0,24	max 0,55	max 1,6	max 0,045	max 0,045	max 0,012	max 0,05

Tablica 4.2. Sadržaj čelika S355JR

Granica razvlačenja <b>R<sub>e</sub></b> (N/mm <sup>2</sup> )	Vlačna čvrstoća <b>R<sub>m</sub></b> (N/mm <sup>2</sup> )	Udarni rad loma <b>KV, 20°C</b> (J)	Gustoća <b>ρ</b> (kg/m <sup>3</sup> )	Youngov modul elastičnosti <b>E</b> (GPa)	Tvdroća <b>HB</b>	Produljenje <b>A<sub>5</sub></b> (%)
355	520 – 620	28	7850	210	147 – 187	22

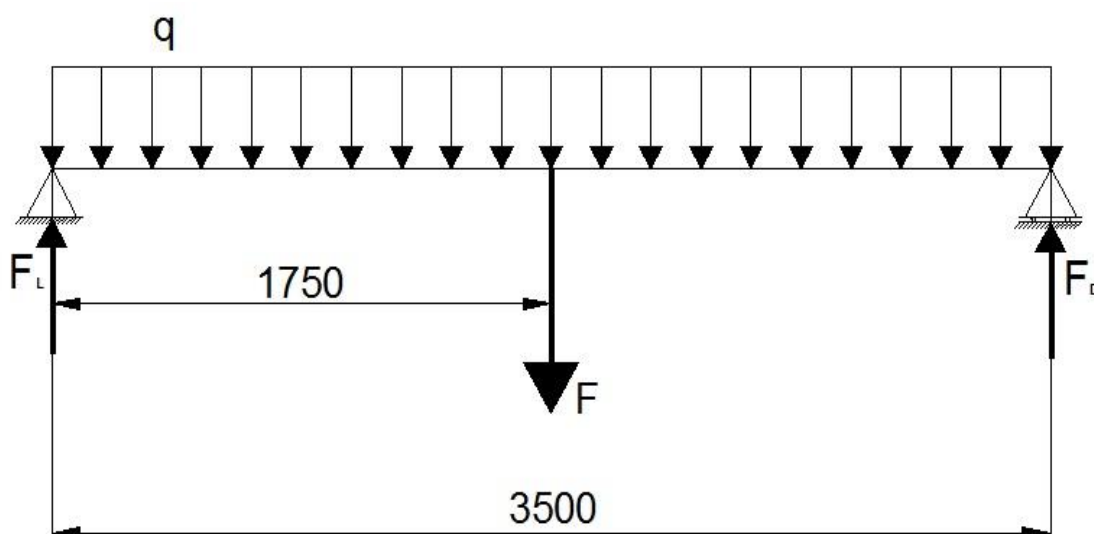
Tablica 4.3. Mehanička svojstva čelika S355JR

#### 4.2.1 Kontrola naprezanja na savijanje

Potrebno je provjeriti odgovaraju li dimenzije i statičke karakteristike glavnog nosača IPN 240 dopuštenim naprezanjima. Kako bi se provjerila naprezanja za najnepovoljnije uvjete, proračun će se provesti za situaciju kad su kolica i dizalica s maksimalnim ovješanim teretom od 2 tone točno na sredini grede. Osim mase tereta, u obzir treba uzeti i masu mehanizma za podizanje i premještanje tereta te masu same grede.

Ulazni parametri za proračun savijanja glavnog nosača su:

- Maksimalna dopuštena masa tereta:  $Q_t = 2000 \text{ kg}$
- Masa dizalice, kolica i lanca:  $m_{dkl} = 111 \text{ kg}$
- Masa profila IPN 240:  $m_{lp} = 36,2 \text{ kg/m}$
- Razmak između oslonaca:  $L = 3,5 \text{ m}$



Slika 4.5. Shematski prikaz opterećenja glavnog nosača

Masa glavnog nosača, profila IPN 240, predstavlja kontinuirano opterećenje  $q$  koje iznosi:

$$q = g \cdot m_{Ip} = 36,6 \cdot 9,81 = 355 \frac{N}{m} \quad (1)$$

Lančana dizalica s lancem, kolica i teret u shematskom prikazu opterećenja prikazani su zajedno silom  $F$  čiji je iznos:

$$F = g \cdot (m_{dkl} + Q_t) = 9,81 \cdot (111 + 2000) = 20708,91 N \quad (2)$$

Slijedi izračunati sile u lijevom i desnom osloncu, koje su jednake po smjeru i iznosi:

$$F + q \cdot L = F_L + F_D \quad (3)$$

$$F_L = F_D = \frac{F + q \cdot L}{2} = \frac{20708,91 + 355 \cdot 3,5}{2} = 10975,92 N \quad (4)$$

Na sredini nosača djeluje maksimalan moment savijanja koji iznosi:

$$M_{x,max} = F_L \cdot \frac{L}{2} - q \cdot \frac{L^2}{2} = 10975,92 \cdot \frac{3,5}{2} - 355 \cdot \frac{3,5^2}{2} = 17032,75 Nmm \quad (5)$$

Najveće naprezanje na glavnom nosaču iznosi:

$$\sigma_I = \frac{M_{x,max}}{W_x} = \frac{17032750}{354000} = 48,12 \frac{N}{mm^2} \quad (6)$$

Naprezanje na nosaču ne smije prelaziti zonu dopuštenog naprezanja za materijal S355JR. Iznos dopuštenog naprezanja dobiva se dijeljenjem vlačne čvrstoće,  $R_m$  s koeficijentom sigurnosti,  $v$ .

Za korišteni materijal koeficijent sigurnosti i vlačna čvrstoća u najgorem slučaju iznose:

- $v = 1,5$  (7)

- $R_m = 520 N/mm^2$  (8)

Dopušteno naprezanje iznosi:

$$\sigma_{dop} = \frac{R_m}{v} = \frac{520}{1,5} = 346,67 N/mm^2 \quad (9)$$

Poželjno je da dopušteno naprezanje bude višestruko veće od stvarnog. Omjer dopuštenog i stvarnog naprezanja daje realan koeficijent sigurnosti i on u ovom slučaju iznosi:

$$S = \frac{\sigma_{dop}}{\sigma_I} = \frac{346,67}{48,12} = 7,2 \quad (10)$$

Realan faktor sigurnosti je i više nego zadovoljavajući!



## 4.2.2 Provjera krutosti glavnog nosača

Kako bi se provjerila krutost glavnog nosača, potrebno je izračunati koliko će iznositi njegov progib u najnepovoljnijoj situaciji. Kao i kod provjere naprezanja na savijanje, i u ovom se slučaju najveći progib očekuje na samoj sredini grede, u trenutku maksimalnog opterećenja.

Ulazni podaci za izračun progiba i provjeru krutosti glavnog nosača su:

- Sila opterećenja na sredini nosača:  $F = 20708,91 \text{ N}$
- Raspon između oslonaca (dužina glavnog nosača):  $L = 3,5 \text{ m}$
- Youngov modul elastičnosti:  $E = 210000 \text{ MPa}$
- Moment tromosti presjeka oko osi x:  $I_x = 42500000 \text{ mm}^4$

Progib ( $w$ ) će stoga iznositi:

$$w = \frac{F \cdot L^3}{48 \cdot E \cdot I_x} + \frac{5 \cdot q \cdot L^4}{384 \cdot E \cdot I_x} \quad (11)$$

$$w = \frac{20708,91 \cdot 3500^3}{48 \cdot 210000 \cdot 42500000} + \frac{5 \cdot 0,355 \cdot 3500^4}{384 \cdot 210000 \cdot 42500000} \quad (12)$$

$$w = 2,15 \text{ mm} \quad (13)$$

Da bi uvjet krutosti bio zadovoljen, dobiveni progib mora biti manji od iznosa dopuštenog progiba, koji se prema [2] računa:

$$\frac{w_{dop}}{L} = \frac{1}{600} \dots \frac{1}{1000} \quad (14)$$

U najnepovoljnijem slučaju, dopušteni progib bi iznosio:

$$w_{dop} = \frac{L}{1000} = \frac{3500}{1000} = 3,5 \text{ mm} \quad (15)$$

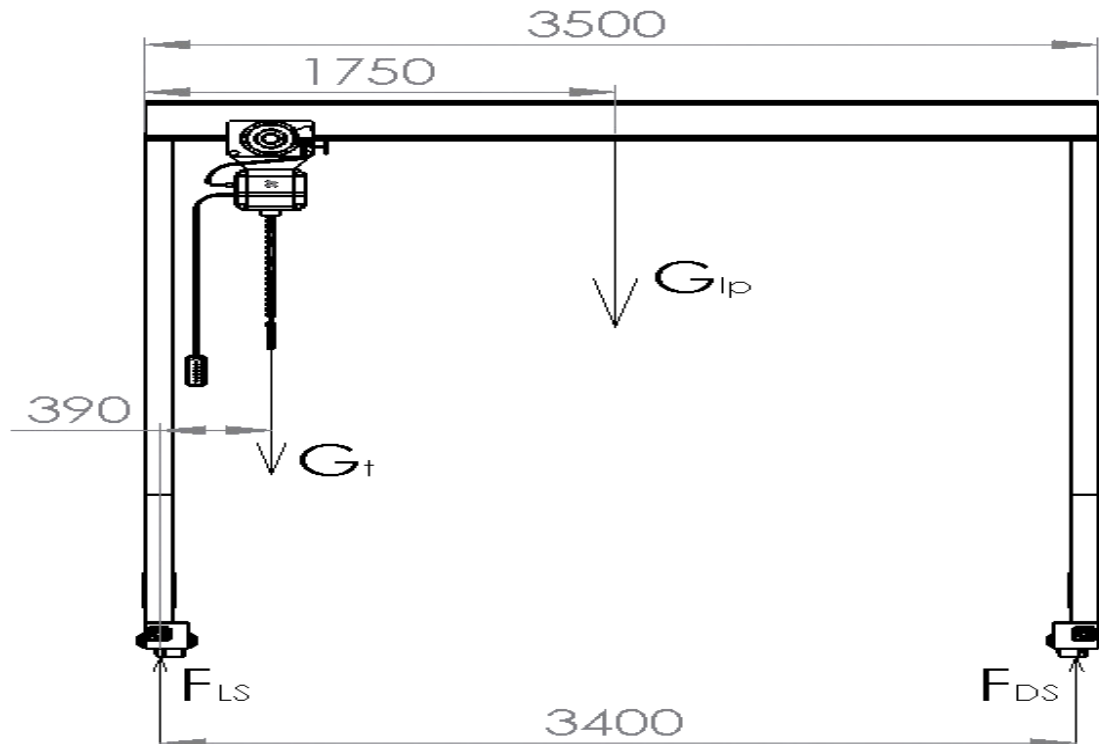
$$w < w_{dop} \quad (16)$$

$$2,15 < 3,5 \text{ mm} \quad (17)$$

Uvjet krutosti glavnog nosača je zadovoljen!.

### 4.3 Provjera bočnih stupova na izvijanje

Potrebno je izračunati dopušteno i stvarno opterećenje na bočne stupove portala te usporediti dobivene veličine. Time će se provjeriti krutost stupova, tj. postoji li mogućnost od nedozvoljenog izvijanja. Najveće naprezanje stupova se, kao i kod opterećenja kotača, događa u trenutku dok su kolica s teretom maksimalne dopuštene mase u krajnjem lijevom ili desnom položaju na glavnom nosaču, slika 4.6.



Slika 4.6. Shematski prikaz opterećenja koje prouzrokuje izvijanje

Proračun će se provesti za slučaj da krutost i stabilnost stupova, tj. konstrukcije, nisu ojačani niti jednom komponentom, kako bi se postigla zadovoljavajuća sigurnost i u najkritičnijoj situaciji.

Parametri potrebni za proračun su:

- Težina glavnog nosača:  $G_{IP} = m_{IP} \cdot g = 36,2 \cdot 3,5 \cdot 9,81 = 1242,93 \text{ N}$  (48)
- Težina tereta:  $G_t = 20708,91 \text{ N}$  (49)

Sile u lijevoj i desnoj strani, s teretom u krajnjem lijevom položaju, računaju se rješavanjem jednadžbi ravnoteže:

$$F_{LS} + F_{LD} - G_t - G_{IP} = 0 \quad (50)$$

$$F_{DS} \cdot 3500 - G_{IP} \cdot 1750 - G_t \cdot 390 = 0 \quad (51)$$

Rješavanjem sustava jednačbi dobivaju se rješenja iznosa sila u lijevom i desnom stupu:

$$F_{LS} = 19259,48 \text{ N} \quad (51)$$

$$F_{DS} = 2692,36 \text{ N} \quad (52)$$

Budući da je sila u lijevom stupu veća od sile u desnom, ta sila predstavlja maksimalno opterećenje stupova portala.

Preostaje izračunati naprezanje na stupovima pri dobivenom opterećenju te ga usporediti s dopuštenim naprezanjem kod kojeg ne bi došlo do izvijanja.

Prema [3] naprezanje na lijevom stupu se računa formulom:

$$\sigma_S = \frac{F_{LS}}{A_S} \cdot \omega \left[ \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \right], \quad (53)$$

pri čemu su:

- $A_S$  – površina poprečnog presjeka stupa
- $\omega$  – koeficijent izvijanja

Površina poprečnog presjeka stupa iznosi:

$$A_S = 100^2 - 88^2 = 2256 \text{ mm}^2, \quad (54)$$

a koeficijent izvijanja ovisi o vitkosti  $\lambda$  i materijalu nosača.

Vitkost je bezdimenzijska veličina koja predstavlja odnos dužine stupa i minimalnog radijusa tromosti:

$$\lambda = \frac{H_S}{i_S} \quad (55)$$

Budući da je oblik poprečnog presjeka stupa konstantan, isti je slučaj i sa radijusom tromosti.

On se računa prema formuli:

$$i_S = \sqrt{\frac{I_{x,S}}{A_S}} \quad (56)$$

Aksijalni moment tromosti za stup iznosi:

$$I_{x,S} = \frac{100^4 - 88^4}{12} = 3335872 \text{ mm}^4 \quad (57)$$

Radijus tromosti stoga iznosi:

$$i_s = \sqrt{\frac{3335872}{2256}} = 38,45 \text{ mm} \quad (58)$$

Sada je moguće izračunati vitkost i ona iznosi:

$$\lambda = \frac{L}{i_s} = \frac{3000}{38,45} = 78,02 \approx 80 \quad (59)$$

Slijedi odrediti koeficijent izvijanja. To je tablični podatak koji za čelik S355JR, vitkosti 80 iznosi:

$$\omega = 1,79 \quad (60)$$

Napokon je moguće odrediti naprezanje u stupu pri maksimalnom opterećenju, a ono iznosi:

$$\sigma_s = \frac{F_{LS}}{A_s} \cdot \omega = \frac{19259,48}{2256} \cdot 1,79 = 15,28 \frac{N}{\text{mm}^2} \quad (61)$$

Potrebno je još odrediti dopušteno naprezanje izvijanja kako bi se provjerio odnos stvarnog i dopuštenog naprezanja

Budući da je vitkost materijala manja od 105, naprezanje izvijanja se računa prema Tetmajerovoj jednadžbi te za čelik S355JR iznosi:

$$\sigma_i = 335 - 0,62\lambda = 335 - 0,62 \cdot 80 = 285,4 \frac{N}{\text{mm}^2} \quad (62)$$

Realan faktor sigurnosti za izvijanje iznosi:

$$S_i = \frac{\sigma_i}{\sigma_s} = \frac{285,4}{15,28} = 18,68 \quad (63)$$

Realan faktor sigurnosti izvijanja je i više nego zadovoljavajući te se sa sigurnošću može utvrditi da konstrukcija otporna na izvijanje!

U obzir treba uzeti i da su krutost i stabilnost stupova ojačani kosim gredama, zbog čega je stvarni iznos realnog faktora sigurnosti još veći od proračunatoga.

## 4.4 Pogon portalne dizalice

Mobilnost konstrukcije omogućiti će četiri kotača, od kojih će dva biti pogonjena elektromotorom.

### 4.4.1 Odabir kotača

Potrebno je proračunati opterećenja kotača i na temelju toga odabrati optimalno rješenje za portalnu dizalicu. Za izračun opterećenja koje će kotači morati podnositi, potrebno je prije svega izračunati masu cijele konstrukcije. Već je određeno da će glavni, horizontalni nosač biti „i“ profila (IPN 240), a potrebno je još definirati dvije donje grede, na koje dolaze kotači, dva vertikalna nosača (stupa), koji spajaju glavni nosač sa donjim gredama te četiri ukošene grede, čiji je zadatak ojačati konstrukciju.

#### a) Vertikalni stupovi

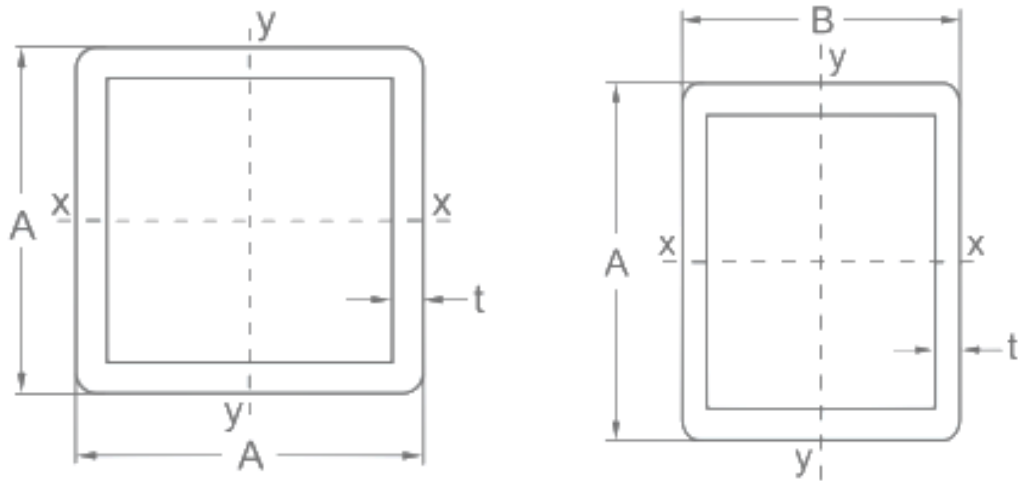
Stupovi koji će spajati donje grede s glavnim, gornjim nosačem, biti će šupljeg, kvadratnog profila (slika 4.7.) dimenzija  $100 \times 100 \text{ mm}$ , s debljinom stijenke  $6 \text{ mm}$ . Masa ovakvog profila iznosi  $17 \text{ kg/m}$ .

#### b) Donje horizontalne grede

U ovom će se slučaju koristiti šuplji pravokutni profili dimenzija  $120 \times 100 \text{ mm}$ , kako bi se osiguralo više prostora za smještaj mehanizma za pogon dizalice te samih kotača. Širina stijenke korištenog profila iznositi će  $6 \text{ mm}$ , a masa  $19,11 \text{ kg/m}$ .

#### c) Ukošene grede (rebra)

Ukošene grede, čiji je glavni zadatak ojačati stabilnost konstrukcije, biti će šupljeg, pravokutnog profila (slika 4.7.) dimenzija  $100 \times 80 \text{ mm}$ . Debljina stijenke i ovog profila će biti  $6 \text{ mm}$ , a njegova je masa  $15,1 \text{ kg/m}$ .



Slika 4.7. Šuplji kvadratni i pravokutni profil

d) Kućište za smještaj kotača

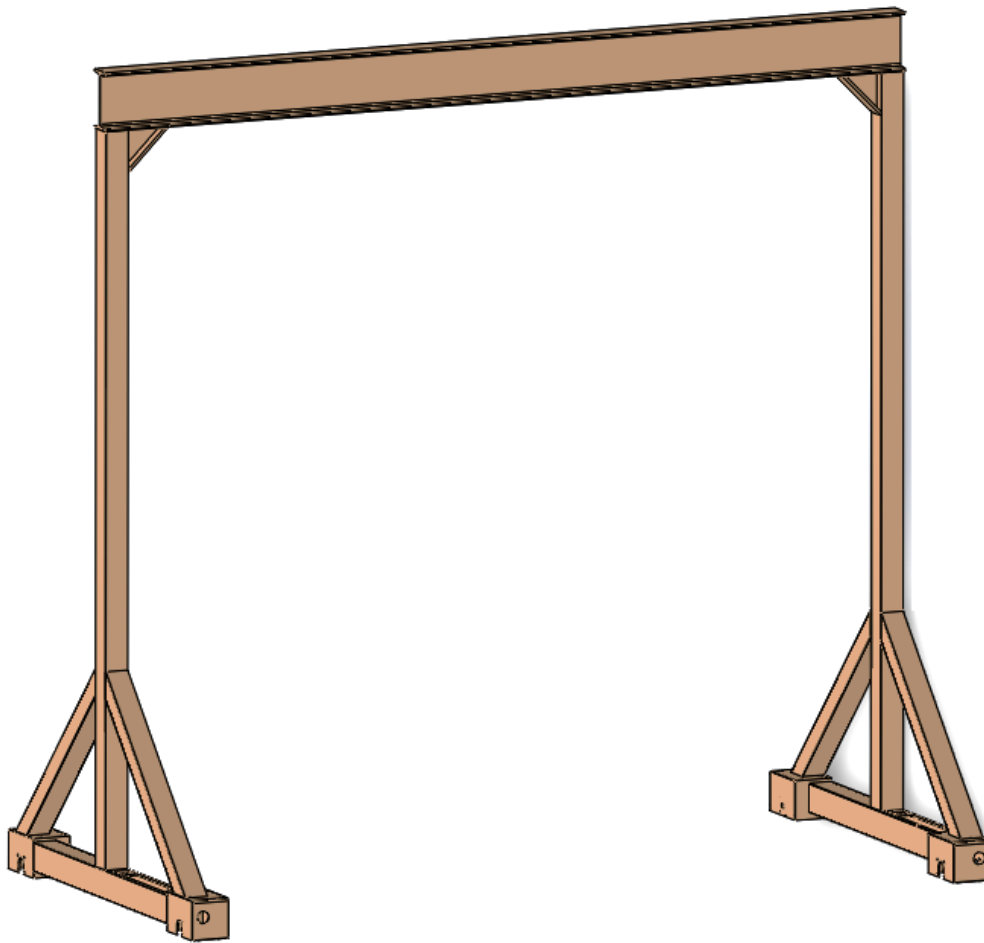
Dimenzije kotača premašiti će veličinu grede, a potrebno ih je smjestiti unutar konstrukcije, zajedno s mehanizmom koji će kotač pogoniti. Stoga je na gredu potrebno zavariti kućište dimenzija  $161 \times 163 \times 250 \text{ mm}$ , debljine stjenke  $6 \text{ mm}$ . Na kućištu se također nalaze provrti koji će omogućiti montažu vratila s kotačem. Kućište je na gredu s 3 strane zavareno kutnim zavarom  $a5$ .

Rezime svih potrebnih podataka za izračun mase konstrukcije nalazi se u nastavku:

Dio konstrukcije	Dimenzije (mm)	Debljina stjenke, $t$ (mm)	Broj komada na konstrukciji	Masa profila (kg/m)	Duljina jednog profila (m)	Ukupna masa (kg)
a)	100 x 100	6	2	17	3	102
b)	120 x 100	6	2	19,11	1,32	50,45
c)	100 x 80	6	4	15,1	0,94	56,78
d)	161 x 163	6	4	18,35	0,25	18,35
Glavni nosač	240 x 106	8,7	1	36,2	3,5	126,7

Tablica 4.4. Karakteristike pojedinih dijelova konstrukcije

3D model cijele konstrukcije nalazi se na slici 4.8.



Slika 4.8. 3D model konstrukcije dizalice

Ukupna masa konstrukcije prema podacima iz tablice 4.4. ispada:

- $m_k = 354,28 \text{ kg}$  (64)

Komponente koje će, osim ukupne mase konstrukcije, biti potrebe za proračun opterećenja kotača su:

- Masa dizalice, kolica i lanca:  $m_{dkl} = 111 \text{ kg}$
- Maksimalna masa ovješnog tereta:  $Q_t = 2000 \text{ kg}$

Prema [1], opterećenje kotača definiira se izrazom:

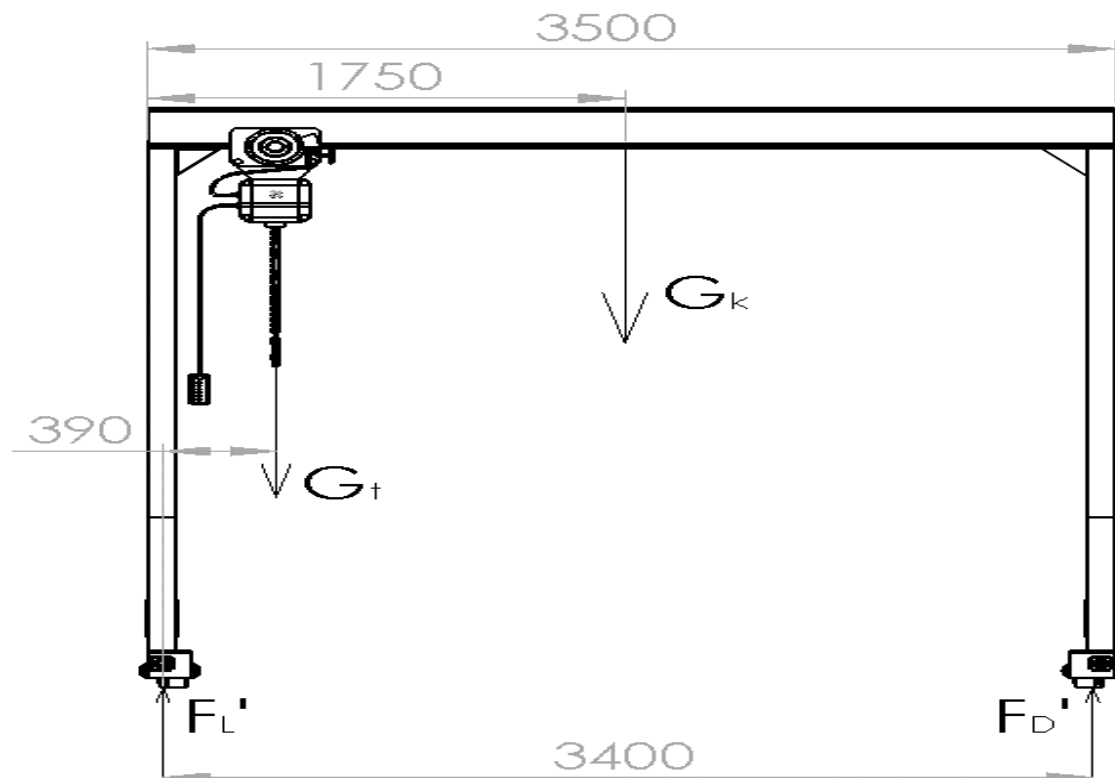
$$F_k = \frac{F_{min} + 2 \cdot F_{max}}{3} [N], \quad (65)$$

pri čemu je:

- $F_{min}$  – opterećenje kotača s najvećim dozvoljenim teretom, u najpovoljnijem položaju
- $F_{max}$  – opterećenje kotača s najvećim dozvoljenim teretom, u najnepovoljnijem položaju

Da bi na kotač djelovale navedene sile, kolica s dizalicom i ovješnim najvećim dozvoljenim teretom morala bi se nalaziti u krajnjem lijevom ili desnom kutu glavnog nosača, kao što je to prikazano na slici 4.9.

Budući da polovica širina kolica iznosi  $170\text{ mm}$ , polovica širine stupa  $50\text{ mm}$ , a još dodatnih  $170\text{ mm}$  odlazi na širinu djela konstrukcije (trokut – vijčana izvedba), koji u oba gornja kuta povećava stabilnost i povezanost konstrukcije, lanac s ovješnim teretom se u krajnjem položaju nalazi na  $390\text{ mm}$  udaljenosti od točke A, tj. od sredine bočnog stupa.



Slika 4.9. Položaj tereta s najvećim opterećenjem kotača

Težina tereta pri najvećem mogućem opterećenju iznosi:

$$G_t = g \cdot (m_{akt} + Q_t) = 9,81 \cdot (111 + 2000) = 20708,91\text{ N}, \quad (66)$$

dok je težina konstrukcije:

$$G_k = g \cdot m_k = 9,81 \cdot 354,28 = 3475,49\text{ N} \quad (67)$$



Da bi dobili iznose sila u kotačima u potrebnom trenutku, potrebno je postaviti jednadžbe ravnoteže:

$$1. \Sigma F_z = 0 \quad F'_L + F'_D = G_t + G_k \quad (68)$$

$$F'_L + F'_D = 24184,4 \text{ N} \quad (69)$$

$$2. \Sigma M_A = 0 \quad F'_D \cdot 3500 - G_k \cdot 1750 - G_t \cdot 390 = 0 \quad (70)$$

$$F'_D = \frac{3475,49 \cdot 1750 + 20708,91 \cdot 390}{3500} \quad (71)$$

Rješavanjem jednadžbi dobivaju se rješenja sila na lijevoj i desnoj strani:

$$F'_D = 3808,63 \text{ N} \quad (72)$$

$$F'_L = 20375,77 \text{ N} \quad (73)$$

Budući da se dobivene sile odnose na cijelu lijevu i cijelu desnu stranu, minimalna i maksimalna sila na jednom kotaču jednake su:

$$F_{min} = \frac{F'_D}{2} = \frac{3808,63}{2} = 1904,32 \text{ N} \quad (74)$$

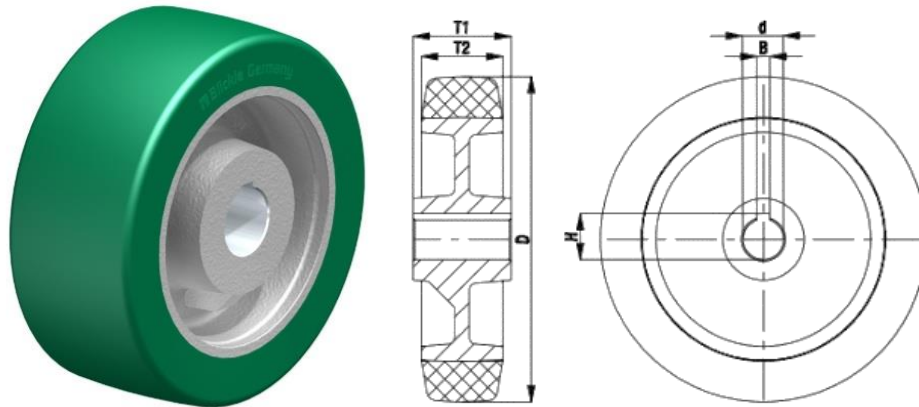
$$F_{max} = \frac{F'_L}{2} = \frac{20375,77}{2} = 10187,89 \text{ N} \quad (75)$$

Sada je moguće izračunati silu opterećenja kotača:

$$F_k = \frac{F_{min} + 2 \cdot F_{max}}{3} = \frac{1904,32 + 2 \cdot 10187,89}{3} = 7426,7 \text{ N} \quad (76)$$

Preostalo je odabrati kotače iz ponude tržišta ili dimenzionirati vlastite. Budući da kod proračuna opterećenja kotača u obzir nisu uzete baš sve komponente portalne dizalice, ali i radi povećanja koeficijenta sigurnosti, odabrati će se kotači koji podnose opterećenja do 9810 N, tj. nosivosti 1000 kg, što omogućuje rezervu na konstrukciji od preko 200 kg.

Iz kataloga tvrtke Blickle, odabrani su pogonski kotači GSTN 202/35H7, slika 4.10.



Slika 4.10. Kotač GSTN 202/35H7

Tijelo kotača je od sivog lijeva, a obloga od visokokvalitetnog poliuretanskog elastomera *Blickle Softhane®*. Na tijelu kotača nalazi se provrt za osovinu i spoj klinom u glavčini prema normi DIN 6885.

Neki tehnički podaci kotača nalaze se u nastavku:

- Nosivost:  $N_k = 1000 \text{ kg}$
- Promjer kotača:  $D_k = 200 \text{ mm}$
- Širina gume:  $T_2 = 80 \text{ mm}$
- Utor za pero:  $T_1 = 80 \text{ mm}$
- Širina utora za pero:  $B_p = 10JS9 \text{ mm}$
- Visina prihvata za pero:  $H_p = 38,3 \text{ mm}$

Ostali podaci, nalaze se u prilogu [2]

#### 4.4.2 Odabir elektromotora

Potrebno je odabrati elektromotor s reduktorom za pokretanje dva kotača. Potrebna snaga za odabrani motor računa se prema formuli:

$$P_{pot} = \frac{1}{2} \cdot v_{pot} \cdot \frac{Q_{diz}}{\eta_{uk}} [W] \quad (77)$$

pri čemu su:

- Potrebna brzina dizalice:  $v_{pot} = 0,20 \text{ m/s}$  (78)

- Težina dizalice (za osnovne, najteže komponente):

$$Q_{diz} = g \cdot (m_k + m_t + m_{dkl}) = 24184,4 \text{ N} \quad (79)$$

- Ukupna iskoristivost mehanizma:

$$\eta_{uk} = \eta_{puža} \cdot \eta_{lež}^7 \cdot \eta_{zupč} \cdot \eta_{red} \cdot \eta_{stož}^2 = 0,69 \quad (80)$$

Iskoristivosti pojedinih komponenata iznose:

- Iskoristivost puža:  $\eta_{puža} = 0,85$  (81)

- Iskoristivost ležaja (potrebno 7 ležajeva):  $\eta_{lež} = 0,99$  (82)

- Iskoristivost zupčanika (pužnog kola):  $\eta_{zupč} = 0,99$  (83)

- Iskoristivost reduktora:  $\eta_{red} = 0,93$  (84)

- Iskoristivost stožnika (potrebna dva stožnika):  $\eta_{stož} = 0,96$  (85)

Težina dizalice podijeljena je s 4 jer je teret raspodijeljen na 4 kotača, a množenje s jednom polovinom sugerira korištenje dva elektromotora. Sada je moguće dobiti potrebnu snagu svakog elektromotora i ona iznosi:

$$P_{pot} = 876,25 \text{ W} = 0,876 \text{ kW} \quad (86)$$

Za masu dizalice u obzir su uzete samo tri osnovne komponente, na koje otpada oko 90% ukupne mase. Iz tog razloga, ali i zbog dodatne sigurnosti, kod odabira elektromotora voditi će se računa da njegova snaga bude barem 20% veća od potrebne, što iznosi 1,051 kW.

Iz kataloga proizvođača tvrtke SIEMENS odabran je sinkroni servomotor 1FT6 062 – 6AC7, slika 4.11., sa sljedećim karakteristikama:

- Nazivna snaga:  $P_{el} = 1,1 \text{ kW}$
- Broj okretaja:  $n_{el} = 2000 \text{ min}^{-1}$
- Masa:  $m_{el} = 9,5 \text{ kg}$
- Nazivni moment:  $M_{el} = 5,2 \text{ Nm}$

Ostali podaci nalaze se u prilogu [3]

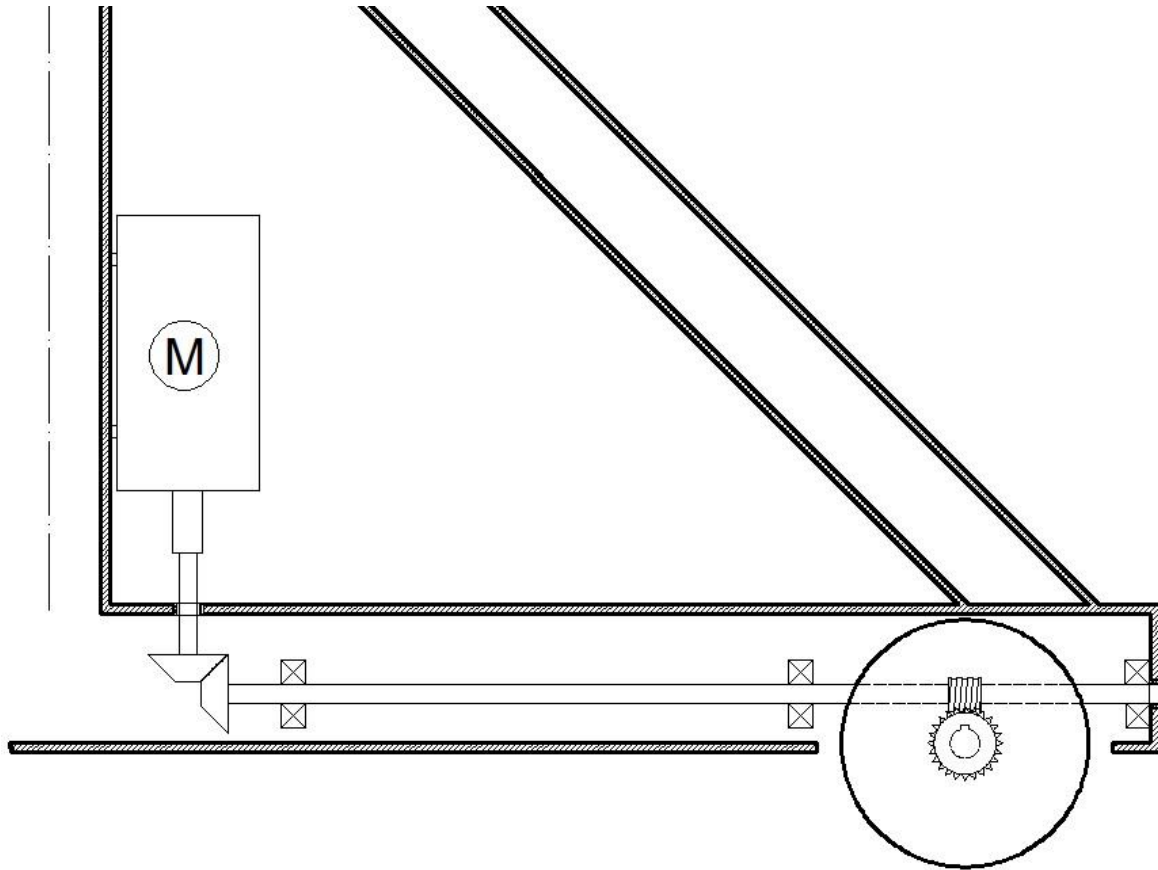


*Slika 4.11. SIEMENS servomotori IFT6*

Servomotor je odabran prvenstveno iz razloga što već posjeduje reduktor.

#### **4.4.3 Mehanizam za pogon kotača**

Budući da je zadatak kod projektiranja dizalice iskoristiti prazan prostor na konstrukciji, između kosih rebara i donjih horizontalnih greda („trokut“), za postavljanje elektromotora, potrebno je osmisliti mehanizam koji bi povezovala elektromotore s kotačima i omogućio pogon dizalice. Ideja je elektromotor postaviti na vertikalni stup s vratilom okrenutim prema donjoj gredi. Prijenos gibanja kod dva međusobno okomita vratila omogućio bi par stožnika, dok bi spoj drugog vratila i kotača omogućili pužni vijak na vratilu i gonjeno pužno kolo. Pužno kolo se ugrađuje koncentrično s kotačem, a gibanje će omogućiti spoj s glavinom, točnije preko zajedničkog vratila s utorima za pero na mjestu kotača i pužnog kola. Shema cijelog mehanizma zornije je prikazana na slici 4.12.



Slika 4.12. Shematski prikaz mehanizma za pogon kotača

Od zupčanih prijenosnika odabrani su stožnici C30A201 iz kataloga tvrtke Astraprom te pužni par A50U6 tvrtke Framo Morat. Podaci o zupčanim parovima nalaze se u prilogima [4] i [5].

#### 4.4.3.1 Odabir ležaja

Prema [4], za odabir ležaja kotača potrebno je odrediti silu koju ležaj mora izdržati, a sila se računa formulom:

$$C_1 = \frac{1}{2} \cdot F_k \cdot \frac{f_L}{f_N \cdot f_t} \quad [N] \quad (87)$$

pri čemu su:

- Sila kotača:  $F_k = 7549,61 \text{ N}$  (88)

- Faktor vijeka trajanja za 8000 radnih sati:  $f_L = \sqrt[3]{\frac{L_h}{500}} = \sqrt[3]{\frac{8000}{500}} = 2,49$  (89)

- Faktor broja okretaja:  $f_N = \sqrt[3]{\frac{100}{3n_{ok}}} = \sqrt[3]{\frac{100}{3 \cdot 60}} = 0,82$  (90)

- Faktor temperature za radnu temperaturu manju od  $150^{\circ}C$ :  $f_t = 1$  (91)

Jednadžba za izračun opterećenja ležaja se množi s  $\frac{1}{2}$  jer će se u svaki kotač ugraditi po dva ležaja kako bi se opterećenje bolje rasporedilo.

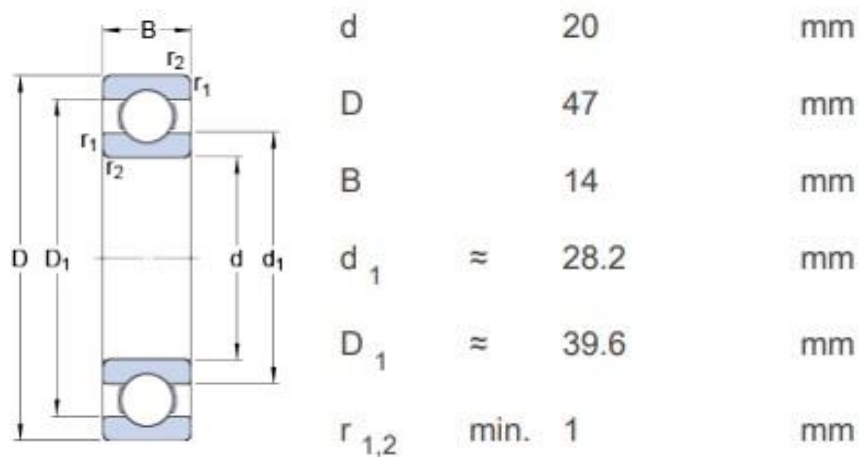
Uvrštavanjem svih potrebnih parametara u jednadžbu dobiva se da je minimalno opterećenje koje svaki ležaj mora izdržati:

$$C_1 = 11451 \text{ N} \quad (92)$$

Iz kataloga tvrtke SKF odabran je jednoredni kuglični ležaj 6204 ETN9 za prijenos radijalnih opterećenja, čija je dinamička nosivost:

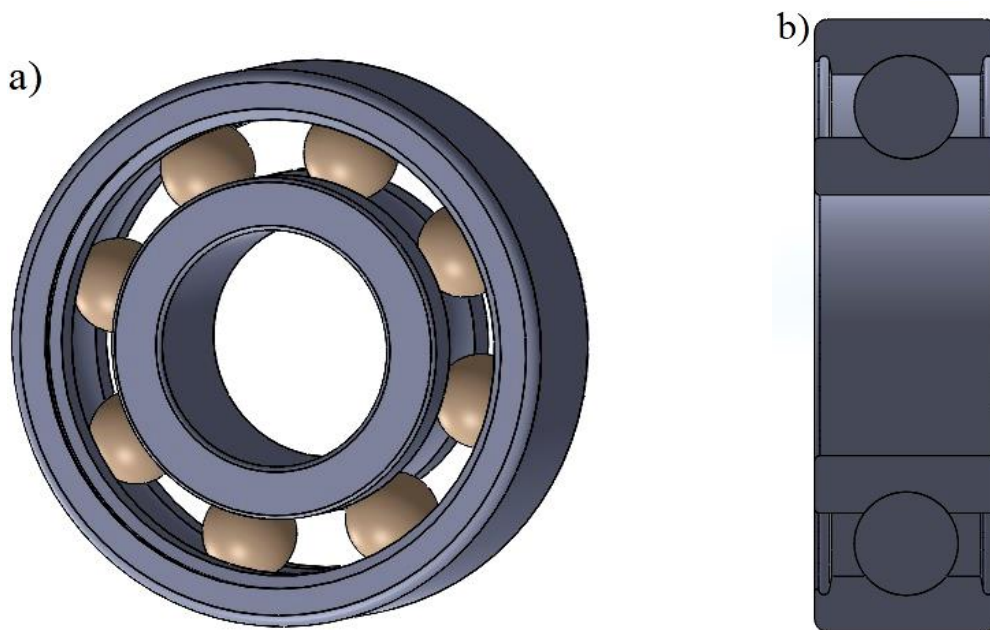
$$C = 15,6 \text{ kN}. \quad (93)$$

Podaci o dimenzijama ležaja nalaze se na slici 4.10.



Slika 4.13. Dimenzijski podaci za ležaj 6204 ETN9

3D model ležaja i njegov presjek nalaze se na slici 4.14.

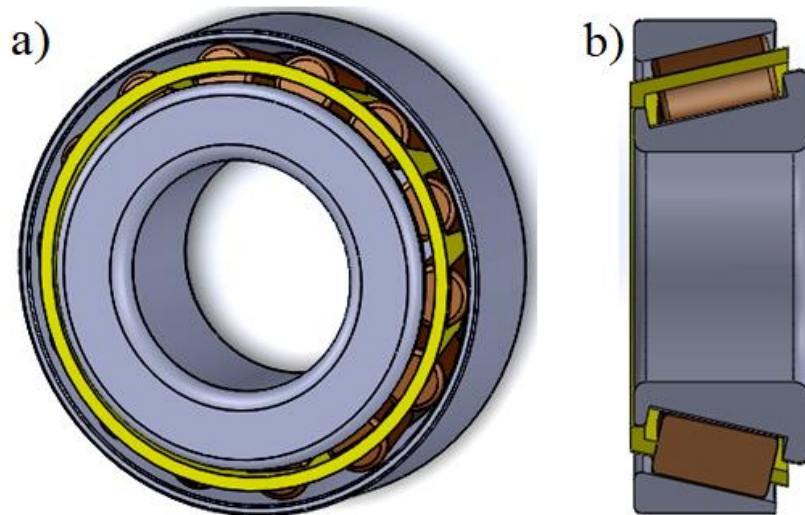


Slika 4.14. a) 3D model ležaja 6204 ETN9; b) Presjek ležaja

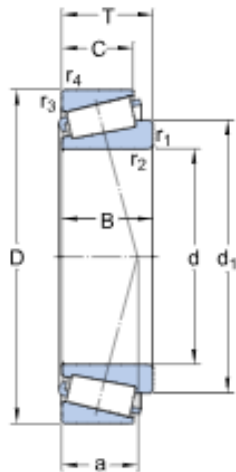
Drugi odabrani ležaj iz SKF kataloga, koji će prenositi aksijalna opterećenja, je konusno valjkasti ležaj 32004 X. Dinamička nosivost ovog ležaja iznosi:

$$C = 24,2 \text{ kN}$$

3D model ležaja i njegovog presjeka nalaze se na slici 4.15.



Slika 4.15. a) 3D model ležaja 32004 X; b) Presjek ležaja



d	20	mm
D	42	mm
T	15	mm
d <sub>1</sub>	≈ 32.1	mm
B	15	mm
C	12	mm
r <sub>1,2</sub>	min. 0.6	mm
r <sub>3,4</sub>	min. 0.6	mm
a	10.184	mm

Slika 4.15. c) Dimenzijski podaci za ležaj 32004 X

Kako bi se ležajevi mogli postaviti na sve potrebne pozicije, svaki od njih ugrađen je u kućište, slika 4.16.

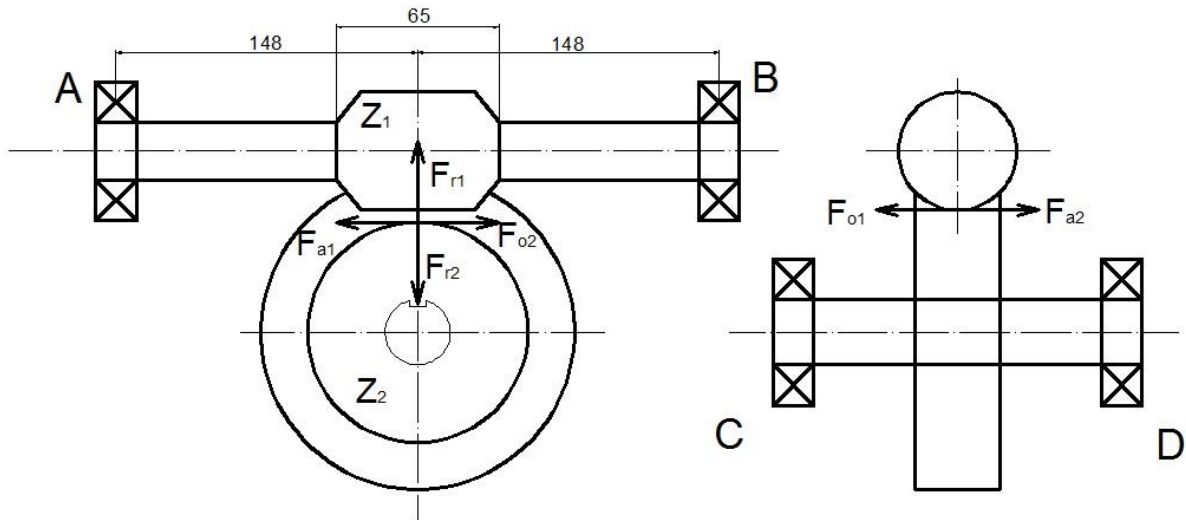


Slika 4.16. Primjer kućišta za ležaj

#### 4.4.3.2 Proračun pužnog para

Potrebno je odrediti iznos i smjer svih sila koje djeluju na pužnom paru A50U6, slika 4.17.





Slika 4.17. Shematski prikaz opterećenja pužnog para

Podaci o dimenzijama pužnog para nalaze se u nastavku:

Pužni vijak	Zupčanik	$i = 6$
		$m = 3,5 \text{ mm}$
$Z_1 = 3$	$Z_2 = 18$	$a_{pz} = 50 \text{ mm}$
$d_{m1} = 31,8 \text{ mm}$	$d_{m2} = 67,9 \text{ mm}$	$\gamma' = 19,17^\circ$
$d_{a1} = 38,8 \text{ mm}$	$d_{a2} = 77 \text{ mm}$	$\alpha = 20^\circ$
$d_{f1} = 24 \text{ mm}$	$d_{f2} = 54 \text{ mm}$	$\rho' = 2^\circ$
$L_{puž} = 40 \text{ mm}$	$B_{zup} = 32 \text{ mm}$	

Tablica 4.5. Dimenzije pužnog para

Najveći ulazni moment kojim se može okretati puž iznosi:

$$T_1 = 52000 \text{ Nmm}$$

Obodna sila na pužu iznosi:

$$F_{o1} = \frac{2T_1}{d_{m1}} = \frac{2 \cdot 52000}{31,8} = 3270 \text{ N} \quad (94)$$

Radikalne sile puža i zupčanika jednake su po iznosima i iznose:

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{o1} \cdot \frac{\tan(\alpha) + \cos(\rho')}{\sin(\rho' + \gamma')} = 12346 \text{ N} \quad (95)$$

Aksijalna sila na pužnom vijku iznosi:

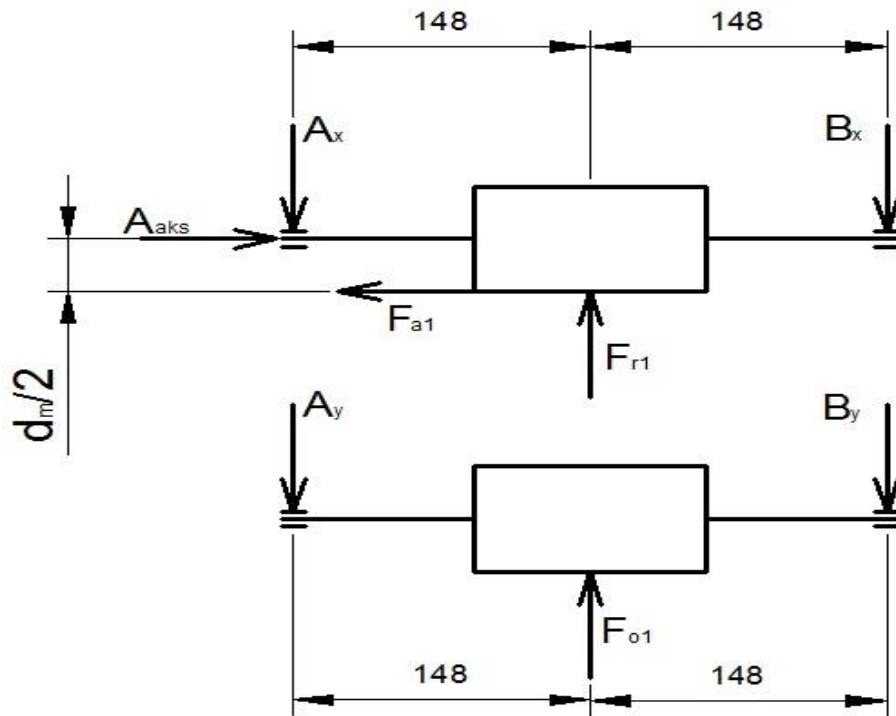
$$F_{a1} = \frac{F_{o1}}{\tan(\rho' + \gamma')} = 8443 \text{ N} \quad (96)$$

Obodna sila na zupčaniku po iznosu je jednaka aksijalnoj sili na pužnom vijku, a aksijalna sila jednaka je obodnoj sili na pužnom vijku:

$$F_{o2} = F_{a1} = 8443 \text{ N} \quad (97)$$

$$F_{a2} = F_{o1} = 3270 \text{ N} \quad (98)$$

Preostalo je još izračunati opterećenja ležajeva vratila s pužnim vijkom, slika 4.18.



Slika 4.18. Shematski prikaz opterećenja ležajeva pužnog vijka

Aksijalna sila u ležaju A po iznosu je jednaka aksijalnoj sili na pužnom vijku:

$$A_{aks} = F_{a1} = 8443 \text{ N} \quad (99)$$

Ostala opterećenja računaju se rješavanjem jednadžbi ravnoteže:

$$\Sigma F_x = 0 \quad A_x + B_x - F_{r1} = 0 \quad (100)$$

$$\Sigma M_A = 0 \quad F_{r1} \cdot 148 - B_x \cdot 296 - F_a \cdot \frac{31,8}{2} = 0 \quad (101)$$

$$\Sigma F_y = 0 \quad A_y = B_y = \frac{F_{o1}}{2} = 1635 \text{ N} \quad (102)$$

Rješavanjem sustava jednačbi dobivaju se rješenja:

$$A_x = 6626 \text{ N} \quad (103)$$

$$B_x = 5719 \text{ N} \quad (104)$$

Ukupno opterećenje u ležajevima A i B iznosi:

$$A_{lež} = \sqrt{A_x^2 + A_y^2} = 6825 \text{ N} \quad (105)$$

$$B_{lež} = \sqrt{B_x^2 + B_y^2} = 5948 \text{ N} \quad (106)$$

#### 4.4.3.3 Dimenzioniranje vratila s pužnim vijkom

Potrebno je dimenzionirati vratilo na kojem se nalazi pužni vijak. Vratilo je opterećeno na uvijanje i izvijanje te je potrebno odrediti minimalne promjere kod kojih neće doći do loma.

Podaci potrebni za proračun uvijanja:

- Maksimalni moment:  $T_1 = 52000 \text{ Nmm}$
- Maksimalna snaga pogonskog motora:  $P_{max} = 1,1 \text{ kW}$
- Broj okretaja pogonskog motora:  $n = 2000 \text{ min}^{-1}$
- Dopušteno smično naprezanje materijala C45:  $\tau_{dop} = 160 \text{ MPa}$

Minimalni promjer dobiva se rješavanjem nejednačbe [5]:

$$\frac{\frac{P_{max}}{\omega}}{\frac{\pi \cdot d_{v1}^4}{32}} \cdot \frac{d_{v1}}{2} \leq \tau_{dop} \quad (107)$$

Sređivanjem nejednačbe dobiva se sljedeći izraz:

$$\sqrt[3]{\frac{16P_{max}}{\tau_{dop} \cdot \pi \cdot \omega}} \leq d_{v1,min} \quad (108)$$

Kutna brzina iznosi:

$$\omega = \frac{n \cdot \pi}{30} = \frac{2000 \cdot \pi}{30} = 209 \text{ rad/s} \quad (109)$$

Uvrštavanjem svih potrebnih podataka u nejednadžbu dobiva se da minimalni promjer vratila, koje bi izdržalo uvijanje, mora iznositi:

$$d_{v1,min} \geq 5,5 \text{ mm} \quad (110)$$

Kako bi se sa sigurnošću mogla otkloniti opasnost od loma vratila uzrokovanog uvijanjem, odabran je promjer vratila:

$$d_{v1} = 20 \text{ mm} \quad (111)$$

Sada je potrebno provjeriti hoće li odabrani promjer vratila biti dovoljan kako bi vratilo bilo otporno i na izvijanje. Izvijanje se na ovom vratilu može javiti na mjestu između dva ležaja, gdje se nalazi pužni vijak, a uzrokuje ga aksijalna sila pužnog vijka.

Aksijalno naprezanje u kritičnom presjeku računa se prema formuli:

$$\sigma_{v,aks} = \frac{A_{aks}}{A_{v,min}}, \quad (112)$$

pri čemu su:

- Aksijalna sila u osloncu A uzrokovana pužnim vijkom:  $A_{aks} = 8443 \text{ N}$
- Najmanji promjer na vratilu:  $A_{min} = \frac{20^2 \cdot \pi}{4} = 314 \text{ mm}^2$

Uvrštavanjem podataka u jednadžbu dobiva se da aksijalno naprezanje u kritičnom presjeku iznosi:

$$\sigma_{v,aks} = 26,87 \text{ N/mm}^2 \quad (113)$$

Preostalo je izračunati koliko je dopušteno aksijalno naprezanje u vratilu za korišteni materijal, čelik C45, a prvi korak je odrediti kritičnu vitkost vratila:

$$\lambda_k = \pi \cdot \sqrt{\frac{E}{R_m}} = \pi \cdot \sqrt{\frac{210000}{650}} = 56,47 \quad (114)$$

Stvarna vitkost vratila računa se formulom:

$$\lambda_v = \frac{L_k}{i_{v,min}}, \quad (115)$$

pri čemu su:

- Duljina kritičnog (najmanjeg) promjera vratila:  $L_k = 231 \text{ mm}$
- Minimalni radijus tromosti na vratilu:  $i_{v,min} = \sqrt{\frac{I_{x,v}}{A_{v,min}}} = \sqrt{\frac{r^4 \cdot \pi}{4 \cdot 314}} = 5$  (116)

Vitkost vratila iznosi:

$$\lambda_v = \frac{231}{5} = 46,2 \leq \lambda_k$$
 (117)

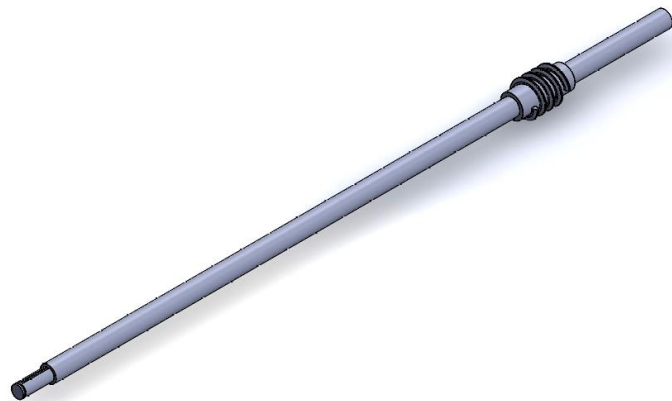
Budući da je stvarna vitkost manja od kritične, kritično aksijalno naprezanje se računa Tetermayerovom jednadžbom i iznosi:

$$\sigma_k = 335 - 0,62\lambda_v = 336 - 0,62 \cdot 46,2 = 306 \text{ N/mm}^2$$
 (118)

Kritično aksijalno naprezanje višestruko je veće od stvarnog te se može ustvrditi da je vratilo otporno na izvijanje s koeficijentom sigurnosti:

$$S_{v,iz} = \frac{\sigma_k}{\sigma_{v,aks}} = \frac{306}{26,87} = 11,4$$
 (119)

3D prikaz odabrane varijante vratila s pužnim vijkom nalazi se na slici 4.19.

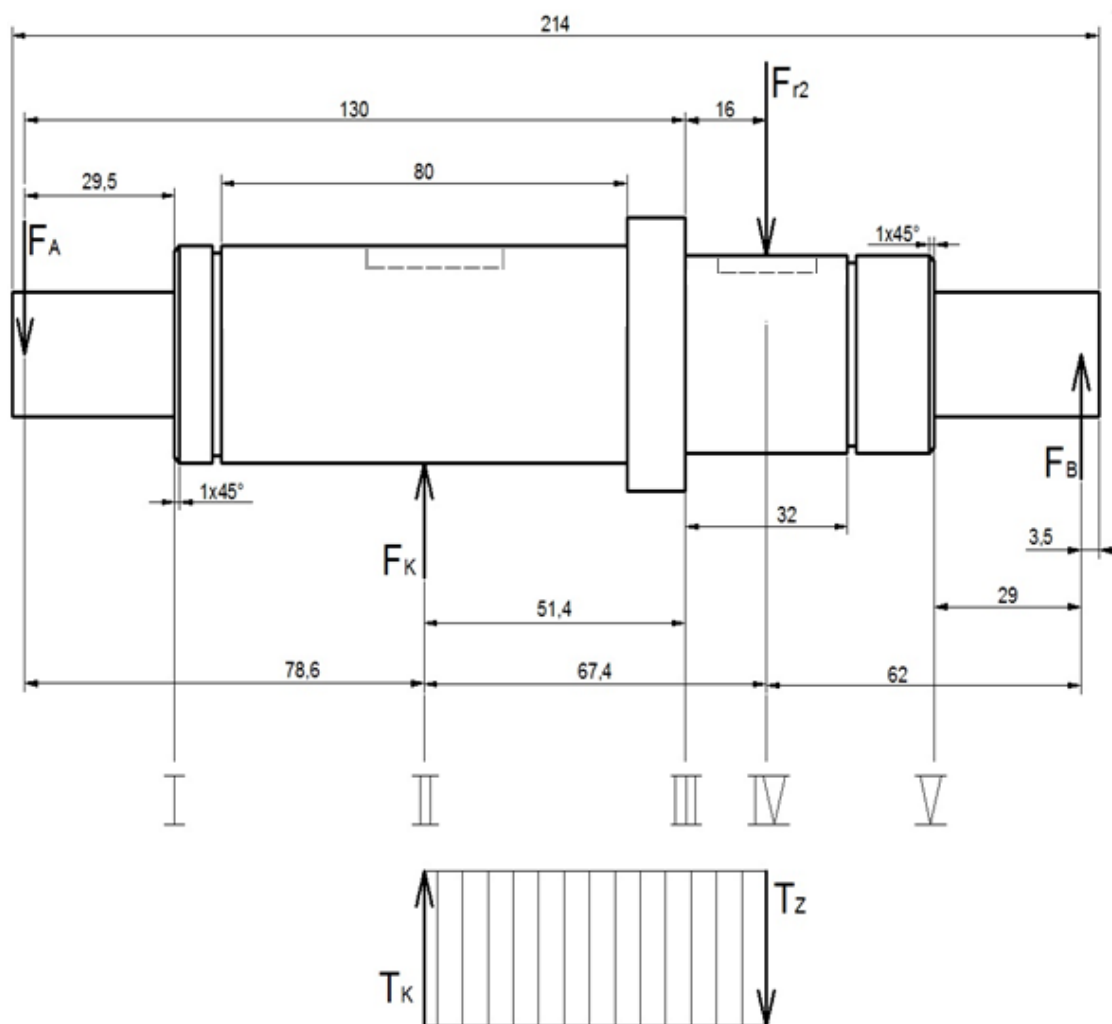


Slika 4.19. 3D model vratila s pužnim vijkom

#### 4.4.3.4 Dimenzioniranje vratila za prednji (pogonski) kotač

Potrebno je dimenzionirati vratilo zaduženo za prijenos gibanja s mehanizma na kotač, tj. odrediti minimalne potrebne promjere svakog dijela vratila. Vratilo je opterećeno na savijanje silom kotača i radijalnom silom zupčanika te na uvijanje izlaznim momentom zupčanika, koji pokreće kotač. Za početak je potrebno odrediti sile u osloncima vratila, a nakon toga izračunati momente savijanja u kritičnim presjecima vratila, slika 4.20.

Svaki proračun pod ovom točkom, osim posebno naglašenih, izvođen je prema [4].



Slika 4.20. Shematski prikaz opterećenja vratila

Sile u osloncima vratila računaju se rješavanjem jednadžbi ravnoteže:

$$\Sigma F_x = 0 \quad F_A - F_k + F_{r2} - F_B = 0 \quad (120)$$

$$\Sigma M_A = 0 \quad F_k \cdot 78,6 - F_{r2} \cdot 138 - F_B \cdot 208 = 0 \quad (121)$$

Rješavanjem sustava jednadžbi ravnoteže dobivaju se sile u osloncima:

$$F_A = 715 \text{ N} \quad (122)$$

$$F_B = 5435 \text{ N} \quad (123)$$

Odabrani ležajevi bez problema mogu izdržati dobivena opterećenja.

Slijedi izračunati momente savijanja za pet kritičnih presjeka na vratilu.

$$M_{sI} = |F_A \cdot 29,5| = 21092 \text{ Nmm} \quad (124)$$

$$M_{sII} = |F_A \cdot 78,6| = 56199 \text{ Nmm} \quad (125)$$

$$M_{sIII} = |F_A \cdot 162 - F_k \cdot 51,4| = 299026 \text{ Nmm} \quad (126)$$

$$M_{sIV} = |F_A \cdot 146 - F_k \cdot 67,4| = 354314 \text{ Nmm} \quad (127)$$

$$M_{sV} = |F_B \cdot 29| = 157615 \text{ Nmm} \quad (128)$$

Na kritičnim presjecima III, IV i V djeluju i torzija zupčanika, koja pogoni vratilo, i kotača, koje su jednake po iznosu, a suprotnog usmjerenja. Na tim se presjecima pojavljuje kombinirano opterećenje savijanja i uvijanja. Stoga je za te presjeke u daljem proračunu potrebno računati s ekvivalentnim momentom, koji je pokazatelj stvarnog opterećenja vratila.

Prema [5], ekvivalentni moment za kombinaciju savijanja i uvijanja računa se prema formuli:

$$M_{ekv} = \frac{1}{2} \cdot (M_s + \sqrt{M_s^2 + M_t^2}) \quad (129)$$

Moment torzije koji uzrokuje zupčanik iznosi:  $T_z = 52000 \text{ Nmm}$

Ekvivalentni momenti kritičnih presjeka III, IV i V iznose:

$$M_{ekv,III} = \frac{1}{2} \cdot (M_{sIII} + \sqrt{M_{sIII}^2 + T_z^2}) = 62941 \text{ Nmm} \quad (130)$$

$$M_{ekv,IV} = \frac{1}{2} \cdot (M_{sIV} + \sqrt{M_{sIV}^2 + T_z^2}) = 300438 \text{ Nmm} \quad (131)$$

$$M_{ekv,V} = \frac{1}{2} \cdot (M_{sV} + \sqrt{M_{sV}^2 + T_z^2}) = 355507 \text{ Mmm} \quad (133)$$

Materijal vratila je čelik C45 sa sljedećim karakteristikama:

- Granica razvlačenja:  $R_e = 430 \text{ N/mm}^2$
- Vlačna čvrstoća:  $R_m = 650 \text{ N/mm}^2$
- Dopušteno naprezanje:  $\sigma_{Dt} = 370 \text{ N/mm}^2$ ,

kvaliteta obrade vratila je N6, a faktor sigurnosti iznosi:

- $\nu = 1,5$

Za svaki kritičan presjek sada je potrebno odrediti minimalan potreban promjer vratila.

Kod glatkog vratila, tj. za presjeke na kojima nema utora za pero, promjer se računa izrazom:

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_s}{\sigma_{dop}' \cdot \pi}} \quad (134)$$

Za vratila s utorom vrijedi izraz:

$$d = 1.25 \cdot \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_s}{\sigma_{dop}' \cdot \pi}} \quad (135)$$

Kako bi se izračunali stvarni promjeri potrebno je provesti iteraciju. U prvom koraku računa se okvirni promjer s okvirnim dopuštenim naprežanjem koje iznosi:

$$\sigma_{dop}' = \frac{\sigma_{Dt}}{2} = \frac{370}{2} = 185 \text{ N/mm}^2 \quad (136)$$

Okvirne veličine promjera, koje će se koristiti za daljnji račun iznose:

$$d_I = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{sI}}{\sigma_{dop}' \cdot \pi}} = 10 \text{ mm} \quad (137)$$

$$d_{II} = 1.25 \cdot \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{sII}}{\sigma_{dop}' \cdot \pi}} = 19 \text{ mm} \quad (138)$$

$$d_{III} = 1.25 \cdot \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{sIII}}{\sigma_{dop}' \cdot \pi}} = 32 \text{ mm} \quad (139)$$

$$d_{IV} = 1.25 \cdot \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{sIV}}{\sigma_{dop}' \cdot \pi}} = 34 \text{ mm} \quad (140)$$

$$d_V = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{sV}}{\sigma_{dop}' \cdot \pi}} = 21 \text{ mm} \quad (141)$$

Cilj daljnjeg postupka je dobiti stvarne iznose promjera, preko računanja stvarnog dopuštenog naprežanja, koje je u svakom presjeku drugačije, a računa se formulom:

$$\sigma_{dop} = \frac{b_1 \cdot b_2 \cdot \sigma_{Dt}}{\beta_{kf} \cdot \nu}, \quad (142)$$

pri čemu su:

- Faktor veličine osovine ili vratila:  $b_1$  – *tablični podatak [T. 4.6]*
- Faktor kvalitete površine:  $b_2$  – *tablični podatak [T 4.7]*



- Dopušteno naprezanje materijala C45:  $\sigma_{Dt} = 370 \text{ N/mm}^2$
- Faktor zareznog djelovanja:  $\beta_{kf} = \frac{\alpha_{kf}}{1 + \sqrt{\varrho^* \cdot \chi}}$  (143)
- Faktor sigurnosti vratila:  $\nu = 1,5$

Promjer osovine d[mm]	10	20	30	40	50	60	80	100	120	>120
b1	1,21	1,15	1,09	1,03	1,00	0,97	0,94	0,92	0,91	0,85

Tablica 4.6. Faktor veličine osovine ili vratila [6]

Hrapavost površine			Koefficient kvalitete površine b2							
kval. obrade	R <sub>a</sub> [μm]	R <sub>z</sub> [μm]	Vlačna čvrstoća materijala osovine ili vratila R <sub>m</sub> [N/mm <sup>2</sup> ]							
			300	400	500	600	800	1000	1200	1500
N4	0,2	0,8	1	1	1	1	1	1	1	1
N5	0,4	1,6	0,99	0,98	0,97	0,97	0,96	0,96	0,96	0,96
N6	0,8	3,2	0,98	0,97	0,96	0,95	0,94	0,94	0,94	0,94
N7	1,6	6,3	0,97	0,96	0,95	0,93	0,91	0,89	0,88	0,88
N8	3,2	12,5	0,95	0,93	0,90	0,88	0,84	0,81	0,79	0,78
N9	6,3	25	0,94	0,90	0,85	0,82	0,75	0,70	0,67	0,65
N10	50	160	0,91	0,86	0,80	0,76	0,69	0,63	0,57	0,50

R<sub>a</sub> - srednje aritmetičko odstupanje profila      R<sub>z</sub> - srednja visina neravnina

Tablica 4.7. Faktor kvalitete površine [6]

### I. kritični presjek:

- $d_I = 10 \text{ mm}$

Za očekivani promjer vratila  $d_I$  faktor veličine vratila iznosi:

$$b_1 = 1,21 \quad (144)$$

Kvaliteta površine na cijelom vratilu je jednaka i iznosi N6, kao i vlačna čvrstoća materijala koja iznosi  $650 \text{ N/mm}^2$ . Linearnom interpolacijom dobiva se da faktor kvalitete površine za svaki kritičan presjek vratila iznosi:

$$b_2 = 0,9475 \quad (145)$$

Faktor zareznog djelovanja računa se prema formuli:

$$\beta_{kf} = \frac{\alpha_{kf}}{1 + \sqrt{\varrho^* \cdot \chi}} \quad (146)$$

pri čemu je:

- Koeficijent oblika zarez za glatko vratilo:

$$\alpha_{kf} = 0,7 + 1,5 \cdot \frac{d_I}{D} = 0,7 + 1,5 \cdot \frac{10}{33} = 1,19 \quad (147)$$

- Radijus ekvivalentnog zarez:  $\varrho^*$  – tablični podatak [T. 4.8]

- Gradijent naprezanja:  $\chi = \frac{2}{d} + \frac{2}{\varrho}$  (148)

$R_m [N/mm^2]$	300	350	400	450	500	600	700	800	900	1000
$\varrho^*$	0,2	0,15	0,12	0,09	0,08	0,06	0,04	0,03	0,025	0,02

Tablica 4.8. Radijus ekvivalentnog zarez [4]

Linearnom interpolacijom dobiva se vrijednost radijusa ekvivalentnog zarez za C45:

$$\varrho^* = 0,05 \quad (149)$$

Radijus zaobljenja dna zarez za glatka vratila iznosi:

$$\varrho = \infty \quad (150)$$

te se kod računanja gradijenta naprezanja uzima da je  $\frac{2}{\varrho} = 0$ .

Gradijent naprezanja stoga iznosi:

$$\chi = \frac{2}{d_I} + \frac{2}{\varrho} = \frac{2}{10} = 0,2 \quad (151)$$

Faktor zareznog djelovanja iznosi:

$$\beta_{kf} = \frac{\alpha_{kf}}{1 + \sqrt{\varrho^* \cdot \chi}} = 1,09 \quad (152)$$

Stvarno dopušteno naprezanje prvog kritičnog presjeka iznosi:

$$\sigma_{dop,I} = \frac{b_1 \cdot b_2 \cdot \sigma_{Dt}}{\beta_{kf} \cdot \nu} = 247 \text{ N/mm}^2 \quad (153)$$

Stvarni promjer vratila na prvom kritičnom presjeku mora iznositi minimalno:

$$d_{I,st} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{SI}}{\sigma_{dop,I} \cdot \pi}} = 9,55 = 10 \text{ mm} \quad (154)$$

Minimalan potreban promjer na prvom kritičnom presjeku iznosi 10 mm, a koristiti će se promjer:

$$d_{vI} = 20 \text{ mm} \quad (155)$$

Isti postupak se ponavlja za preostala četiri kritična presjeka.

## II. kritični presjek:

- $d_{II} = 19 \text{ mm}$

Koeficijenti potrebni za izračun dopuštenog naprezanja za drugi kritični presjek iznose:

- $b_1 = 1,162$  (156)

- $b_2 = 0,9475$  (157)

- $\alpha_{kf} = 3$  (158)

- $\varrho = 0,5$  (159)

- $\varrho^* = 0,05$  (160)

- $\chi = \frac{2}{d_{II}} + \frac{2}{\varrho} = 4,1$  (161)

- $\beta_{kf} = \frac{\alpha_{kf}}{1 + \sqrt{\varrho^* \cdot \chi}} = 1,23$  (162)

Dopušteno naprezanje za drugi kritični presjek iznosi:

$$\sigma_{dop,II} = \frac{b_1 \cdot b_2 \cdot \sigma_{Dt}}{\beta_{kf} \cdot \nu} = 229 \text{ N/mm}^2 \quad (163)$$

Stvarni promjer vratila na drugom kritičnom presjeku mora iznositi minimalno:

$$d_{II,st} = 1,25 \cdot \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{sII}}{\sigma_{dop,II} \cdot \pi}} = 17,62 = 18 \text{ mm} \quad (164)$$

Korišteni promjer drugog kritičnog presjeka iznositi će:

$$d_{vII} = 35 \text{ mm} \quad (165)$$

## III. kritični presjek:

- $d_{III} = 32 \text{ mm}$

Koeficijenti potrebni za izračun dopuštenog naprezanja za drugi kritični presjek iznose:

- $b_1 = 1,082$  (166)

- $b_2 = 0,9475$  (167)

- $\alpha_{kf} = 3$  (168)

- $\varrho = 0,5$  (169)

- $\varrho^* = 0,05$  (170)

- $\chi = \frac{2}{d_{II}} + \frac{2}{\varrho} = 4,06$  (171)

- $\beta_{kf} = \frac{\alpha_{kf}}{1 + \sqrt{\varrho^* \cdot \chi}} = 1,25$  (172)

Dopušteno naprežanje za drugi kritični presjek iznosi:

$$\sigma_{dop,III} = \frac{b_1 \cdot b_2 \cdot \sigma_{Dt}}{\beta_{kf} \cdot \nu} = 226 \text{ N/mm}^2 \quad (173)$$

Stvarni promjer vratila na drugom kritičnom presjeku mora iznositi minimalno:

$$d_{III,st} = 1.25 \cdot \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{sIII}}{\sigma_{dop,III} \cdot \pi}} = 29,89 = 30 \text{ mm} \quad (174)$$

Korišteni promjer drugog kritičnog presjeka iznositi će:

$$d_{vIII} = 32 \text{ mm} \quad (175)$$

#### IV. kritični presjek:

- $d_{IV} = 34 \text{ mm}$

Koeficijenti potrebni za izračun dopuštenog naprežanja za drugi kritični presjek iznose:

- $b_1 = 1,074$  (176)

- $b_2 = 0,9475$  (177)

- $\alpha_{kf} = 3$  (178)

- $\varrho = 0,5$  (179)

- $\varrho^* = 0,05$  (180)

- $\chi = \frac{2}{d_{II}} + \frac{2}{\varrho} = 4,06$  (181)

- $\beta_{kf} = \frac{\alpha_{kf}}{1 + \sqrt{\varrho^* \cdot \chi}} = 1,25$  (182)

Dopušteno naprežanje za drugi kritični presjek iznosi:

$$\sigma_{dop,IV} = \frac{b_1 \cdot b_2 \cdot \sigma_{Dt}}{\beta_{kf} \cdot \nu} = 204 \text{ N/mm}^2 \quad (183)$$

Stvarni promjer vratila na drugom kritičnom presjeku mora iznositi minimalno:

$$d_{IV,st} = 1.25 \cdot \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{sIV}}{\sigma_{dop,IV} \cdot \pi}} = 32,2 = 32 \text{ mm} \quad (184)$$

Iznos potrebnog promjera se usvaja te će korišteni promjer iznositi:

$$d_{vIV} = 32 \text{ mm} \quad (185)$$

Budući da je potreban promjer na ovom dijelu vratila veći od predviđenog provrta na zupčaniku, koji služi za spoj s vratilom, zupčanik će se morati naručiti s posebnim naglaskom na drugačiju veličinu središnjeg provrta za spoj perom u glavčini.

#### V. kritični presjek:

- $d_v = 21 \text{ mm}$

Koeficijenti potrebni za izračun dopuštenog naprezanja za drugi kritični presjek iznose:

- $b_1 = 1,096$  (186)

- $b_2 = 0,9475$  (187)

- $\alpha_{kf} = 0,7 + \frac{d_v}{D} = 1,31$  (188)

- $\varrho = \infty$  (189)

- $\varrho^* = 0,05$  (190)

- $\chi = \frac{2}{d_{II}} + \frac{2}{\varrho} = 0,1$  (191)

- $\beta_{kf} = \frac{\alpha_{kf}}{1 + \sqrt{\varrho^* \cdot \chi}} = 1,27$  (192)

Dopušteno naprezanje za peti kritični presjek iznosi:

$$\sigma_{dop,V} = \frac{b_1 \cdot b_2 \cdot \sigma_{Dt}}{\beta_{kf} \cdot v} = 202 \text{ N/mm}^2 \quad (193)$$

Stvarni promjer vratila na petom kritičnom presjeku mora iznositi minimalno:

$$d_{v,st} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{sI}}{\sigma_{dopI} \cdot \pi}} = 19,95 = 20 \text{ mm} \quad (194)$$

Iznos potrebnog promjera se usvaja te će korišteni promjer iznositi:

$$d_{vV} = 20 \text{ mm} \quad (195)$$

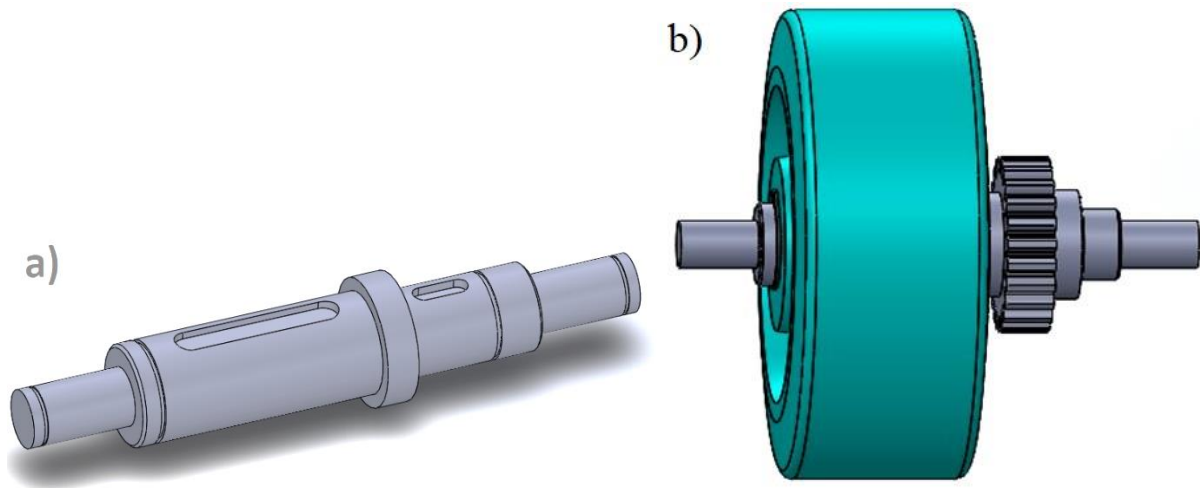
#### REZIME:

Promjeri kritičnih presjeka vratila iznose:

- $d_{vI} = 20 \text{ mm}$
- $d_{vII} = 35 \text{ mm}$

- $d_{vIII} = 32 \text{ mm}$
- $d_{vIV} = 32 \text{ mm}$
- $d_{vV} = 20 \text{ mm}$

Na slici 4.21. nalazi se prikaz 3D modela slobodnog vratila i vratila sa montiranim kotačem i zupčanikom.

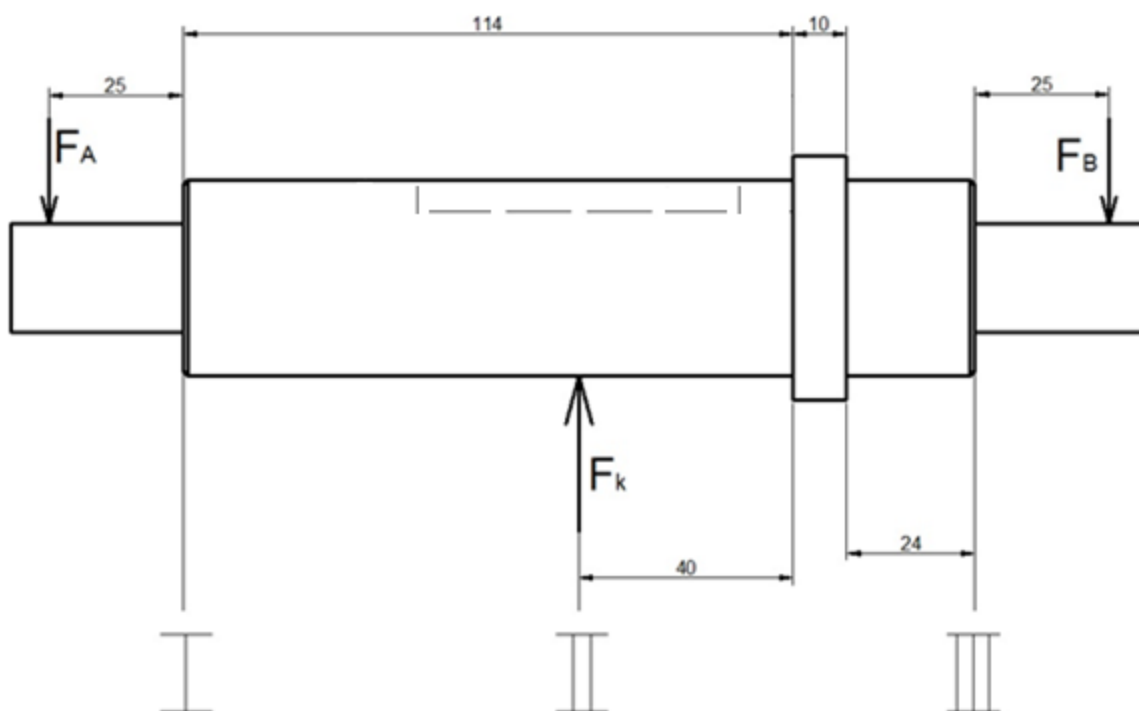


Slika 4.21. a) 3D model vratila, b) 3D model vratila sa montiranim kotačem i zupčanikom

S vanjske strane kotača i zupčanika ugrađeni su uskočnici koji sprječavaju aksijalno pomicanje kotača i zupčanika, tj. održavaju ih konstantno fiksirane na istom mjestu vratila.

#### 4.4.3.5 Dimenzioniranje osovine za stražnji kotač

Potrebno je odrediti minimalne veličine promjera svih presjeka osovine na koju je montiran stražnji kotač. Stražnja osovina je, za razliku od prednjeg vratila, opterećena samo na savijanje silom kotača, slika 4.22. Stoga je njeno dimenzioniranje nešto jednostavnije. Materijal osovine je također čelik C45, a kvaliteta obrade N6. Proračun je identičan proračunu iz prethodne točke, pa će iz tog razloga biti navedeni samo glavni rezultati. Prije dimenzioniranja potrebno je odrediti opterećenja u osloncima.



Slika 4.22. Shematski prikaz opterećenja osovine

$$\Sigma F_x = 0 \quad F_A - F_k + F_B = 0 \quad (196)$$

Sila kotača nalazi se točno na sredini osovine pa vrijedi:

$$F_A = F_B = \frac{F_k}{2} = 3774,8 \text{ N} \quad (197)$$

Momenti savijanja u kritičnim presjecima I, II i III iznose:

$$M_{sI} = |F_A \cdot 25| = 94370 \text{ Nmm} \quad (198)$$

$$M_{sII} = |F_A \cdot 99| = 373705 \text{ Nmm} \quad (199)$$

$$M_{sIII} = |F_B \cdot 25| = 94370 \text{ Nmm} \quad (200)$$

Očekivani promjeri na kritičnim presjecima iznose:

$$d_I = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{sI}}{\sigma_{dop}' \cdot \pi}} = 17,32 = 17 \text{ mm} \quad (201)$$

$$d_{II} = 1,25 \cdot \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{sII}}{\sigma_{dop}' \cdot \pi}} = 34,2 = 34 \text{ mm} \quad (202)$$

$$d_{III} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{sIII}}{\sigma_{dop}' \cdot \pi}} = 17,32 = 17 \text{ mm} \quad (203)$$

Preostaje odrediti stvarne veličine promjera za svaki kritični presjek.

### I. kritični presjek:

- $b_1 = 1,168$
- $b_2 = 0,9475$
- $\sigma_{Dt} = 370 \text{ N/mm}^2$
- $\nu = 1,5$
- $\beta_{kf} = 1,32$
- $\sigma_{dop} = \frac{b_1 \cdot b_2 \cdot \sigma_{Dt}}{\beta_{kf} \cdot \nu} = 202 \text{ N/mm}^2$  (204)

Stvarni promjer osovine na prvom kritičnom presjeku mora iznositi:

$$d_{I,st} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{sI}}{\sigma_{dopI} \cdot \pi}} = 16,82 = 17 \text{ mm} \quad (205)$$

Korišteni promjer osovine na prvom kritičnom presjeku iznositi će:

$$d_{oI} = 20 \text{ mm} \quad (206)$$

### II. kritični presjek:

- $b_1 = 1,066$
- $b_2 = 0,9475$
- $\sigma_{Dt} = 370 \text{ N/mm}^2$
- $\nu = 1,5$
- $\beta_{kf} = 1,67$
- $\sigma_{dop} = \frac{b_1 \cdot b_2 \cdot \sigma_{Dt}}{\beta_{kf} \cdot \nu} = 177,6 \text{ N/mm}^2$  (207)

Stvarni promjer na drugom kritičnom presjeku mora iznositi:

$$d_{II,st} = 1,25 \cdot \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{sII}}{\sigma_{dopII} \cdot \pi}} = 34,72 = 35 \text{ mm} \quad (208)$$

Dobiveni promjer se usvaja te će promjer osovine na drugom kritičnom presjeku iznositi:

$$d_{oII} = 35 \text{ mm} \quad (209)$$



### III. kritični presjek:

- $b_1 = 1,168$
- $b_2 = 0,9475$
- $\sigma_{Dt} = 370 \text{ N/mm}^2$
- $\nu = 1,5$
- $\beta_{kf} = 1,32$
- $\sigma_{dop} = \frac{b_1 \cdot b_2 \cdot \sigma_{Dt}}{\beta_{kf} \cdot \nu} = 202 \text{ N/mm}^2$  (210)

Stvarni promjer osovine na trećem kritičnom presjeku mora iznositi:

$$d_{III,st} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{sIII}}{\sigma_{dopIII} \cdot \pi}} = 16,82 = 17 \text{ mm} \quad (211)$$

Korišteni promjer osovine na trećem kritičnom presjeku iznositi će:

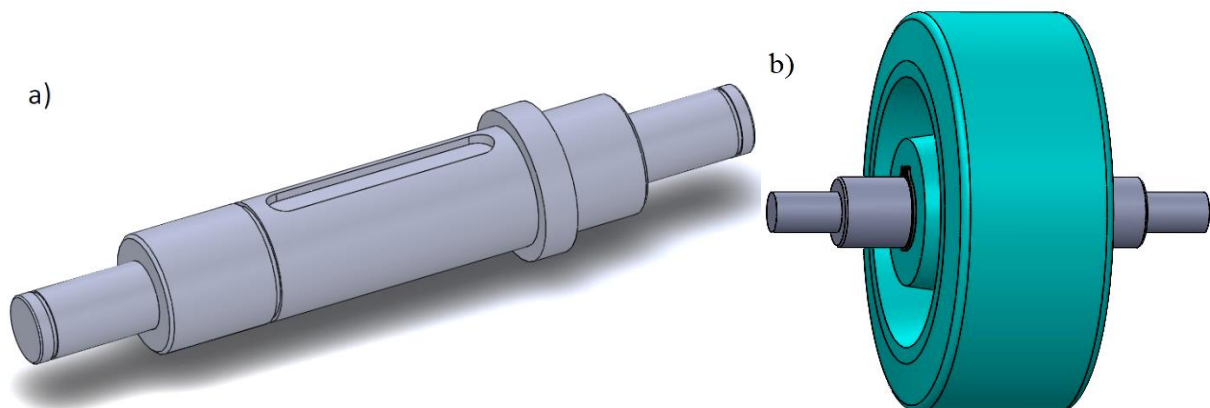
$$d_{oIII} = 20 \text{ mm} \quad (212)$$

### REZIME:

Promjeri kritičnih presjeka osovine iznose:

- $d_{oI} = 20 \text{ mm}$
- $d_{oII} = 35 \text{ mm}$
- $d_{oIII} = 32 \text{ mm}$

3D prikaz osovine sa i bez montiranog kotača nalazi se na slici 4.23.



Slika 4.23. a) 3D model osovine; b) 3D model osovine s montiranim kotačem

Aksijalno pomicanje kotača s jedne strane sprečava „stepenica“ na osovini, a na drugoj uskočnik (seger).

## 4.5 Proračun kritičnog ubrzanja/usporavanja dizalice

Potrebno je izračunati ono ubrzanje ili usporavanje portalne dizalice pri kojem će teret ostvariti granični pomak izazvan inercijom. Inercija ili tromost je jedna od osnovnih karakteristika svih tijela koja imaju masu, a izražava se kao opiranje tijela promjeni stanja kretanja. Jasno je da će se ovješeno tijelo pri pokretanju dizalice zaljuljati prema natrag, dok će pri kočenju dizalice teret imati tendenciju pomaka prema naprijed. Najkritičnije „ljuljanje“ biti će ono pri pokretanju ili kočenju dizalice s ovješnim teretom maksimalne dozvoljene mase u trenutku kada je lanac dizalice u potpunosti namotan, tj. kada se teret nalazi u najvišoj mogućoj točki.

Budući da visina portala iznosi 3 m, visina kotača izvan kućišta 200mm, a prema podacima iz tablice 4.1., minimalna udaljenost od glavnog nosača do tereta iznosi 650 mm, teret će moći biti podignut na maksimalnu visinu od 2550 mm.

Stoga, iznos kritičnog ubrzanja/usporavanja dobiva se rješavanjem sljedeće nejednadžbe:

$$G_d \cdot 900 \geq F_i \cdot 2550 \quad (214)$$

Parametri za navedenu nejednažbu iznose:

- Težina dizalice:  $Q_d = G_k + G_t = 3475,49 + 20708,91 = 24166.4 \text{ N}$  (215)

- Sila inercije:  $F_i = m_t \cdot a_k = 2000 \cdot a_k$  (216)

Nejednadžba prelazi u oblik:

$$G_d \cdot 900 \geq m_t \cdot a_k \cdot 2350 \quad (217)$$

$$a_k \leq \frac{G_d \cdot 900}{m_t \cdot 2350} \quad (218)$$

Kritična akceleracija dizalice mora zadovoljavati uvjet:

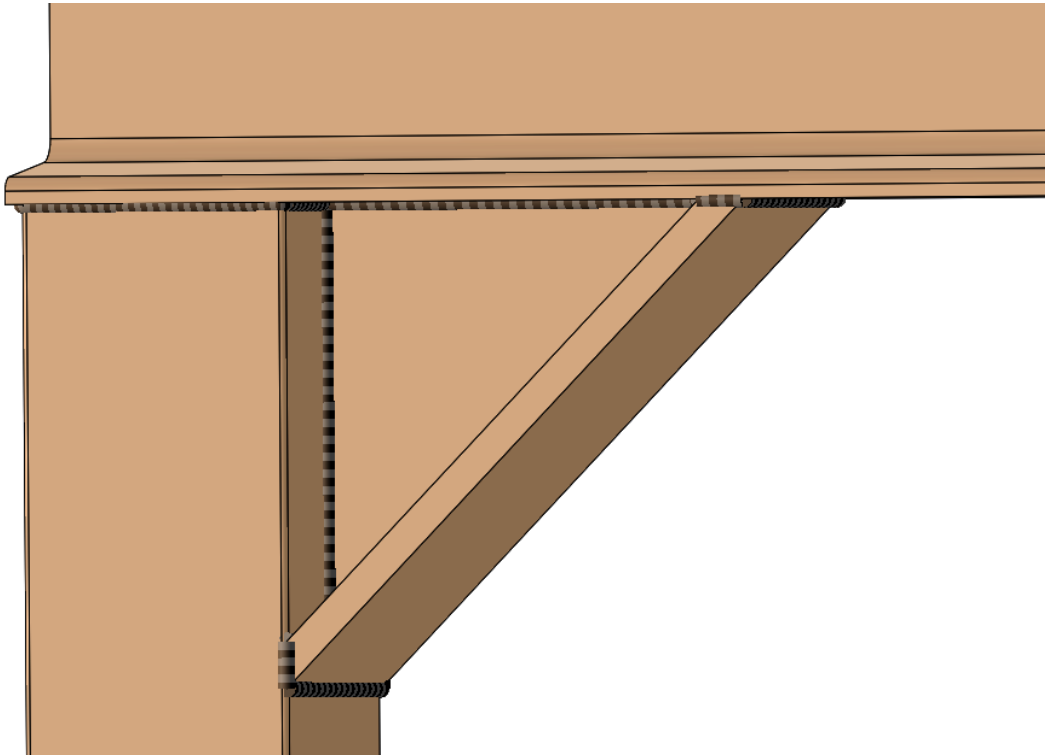
$$-4,26 \leq a_k \leq 4,26 \frac{m}{s^2} \quad (219)$$

## 4.6 Proračun kritičnog spoja konstrukcije

Potrebno je provjeriti iznose naprezanja na mjestu spoja glavnog nosača i vertikalnih stupova te usporediti stvarno naprezanje u spoju s dopuštenim. Provjerava se spoj u dvije varijante – spoj zavarom i spoj vijcima. Oba izračuna provedena su za kritičnu situaciju, kada je dizalica maksimalno dopušteno opterećena te dolazi do kočenja, pri čemu je maksimalna sila inercije.

### 4.6.1 Zavareni spoj

Za spoj vertikalnih stupova i glavnog nosača izrađeni su kutni zavari s izbočenom površinom. Radi povećanja stabilnosti i sigurnosti, spoj je dodatno ojačan s jednim rebrom sa svake strane, koja su također zavarena kutnim zavarom, slika 4.24.

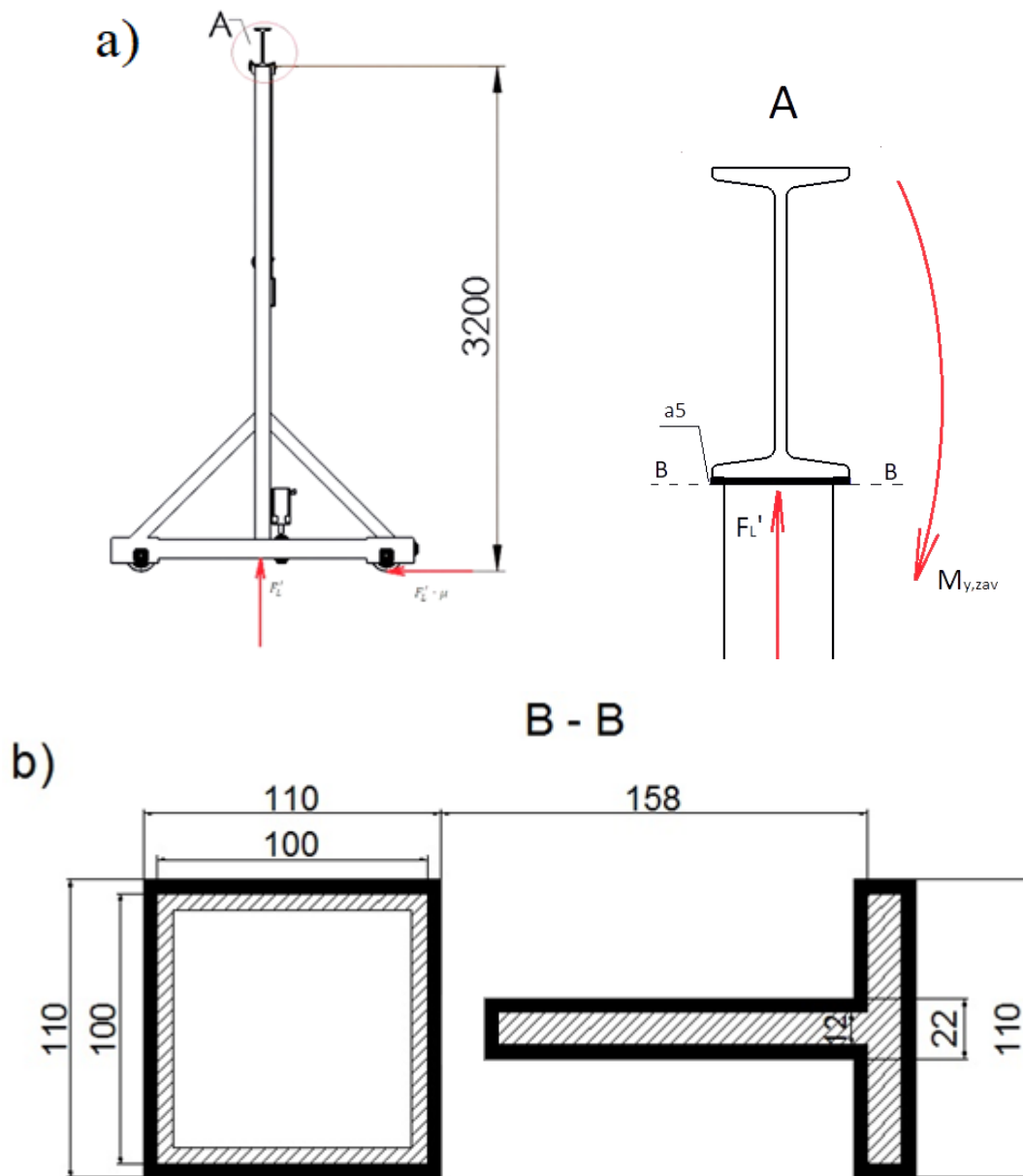


Slika 4.24. Prikaz zavarenog spoja na 3D modelu

Parametri potrebni za proračun zavarenog spoja su:

- debljina zavora:  $a = 5 \text{ mm}$  (220)
- Ukupna površina zavora:  $A_z = 4770 \text{ mm}^2$  (221)
- Površina zavora paralelna sa smičnim naprezanjem:  $A_{par} = 2250 \text{ mm}^2$  (222)
- Faktor trenja:  $\mu = 0.3$  (223)
- Moment tromosti zavora:  $I_{x,zav} = 6825833 \text{ mm}^4$  (224)

Opterećenje zavora uzrokuje moment, a shematski prikaz opterećenja nalazi se na slici 4.25.



Slika 4.25. a) Shematski prikaz opterećenja zavarenog spoja; b) Shematski prikaz zavora

Posljedica sile trenja je moment, koji iznosi:

$$M_{x,zav} = F'_L \cdot \mu \cdot 3200 = 20375,77 \cdot 0,3 \cdot 3200 = 19560739,2 \text{ Nmm} \quad (225)$$

Moment otpora presjeka zavora iznosi:

$$W_{x,zav} = \frac{I_{x,zav}}{z_{max}} = \frac{6825833}{55} = 124106 \text{ mm}^3 \quad (226)$$

Naprezanje uslijed momenta iznosi:

$$\sigma_x = \frac{M_{x,zav}}{W_{x,zav}} = \frac{19560739,2}{124106} = 157,6 \text{ N/mm}^2 \quad (227)$$

Smično naprezanje iznosi:

$$\tau = \frac{F_L'}{A_{par}} = \frac{20375,77}{2000} = 10,19 \text{ N/mm}^2 \quad (228)$$

Ekvivalentno naprezanje iznosi:

$$\sigma_{ekv} = \sqrt{\sigma_x^2 + 3 \cdot \tau^2} = 158,6 \text{ N/mm}^2 \quad (229)$$

Prema [1] dopuštena naprezanja za materijal S355JR iznose:

- $\sigma_{x,dop} = 220 \text{ MPa}$  (230)

- $\tau_{dop} = 191 \text{ MPa}$  (231)

- $\sigma_{ekv,dop} = 270 \text{ Mpa}$  (232)

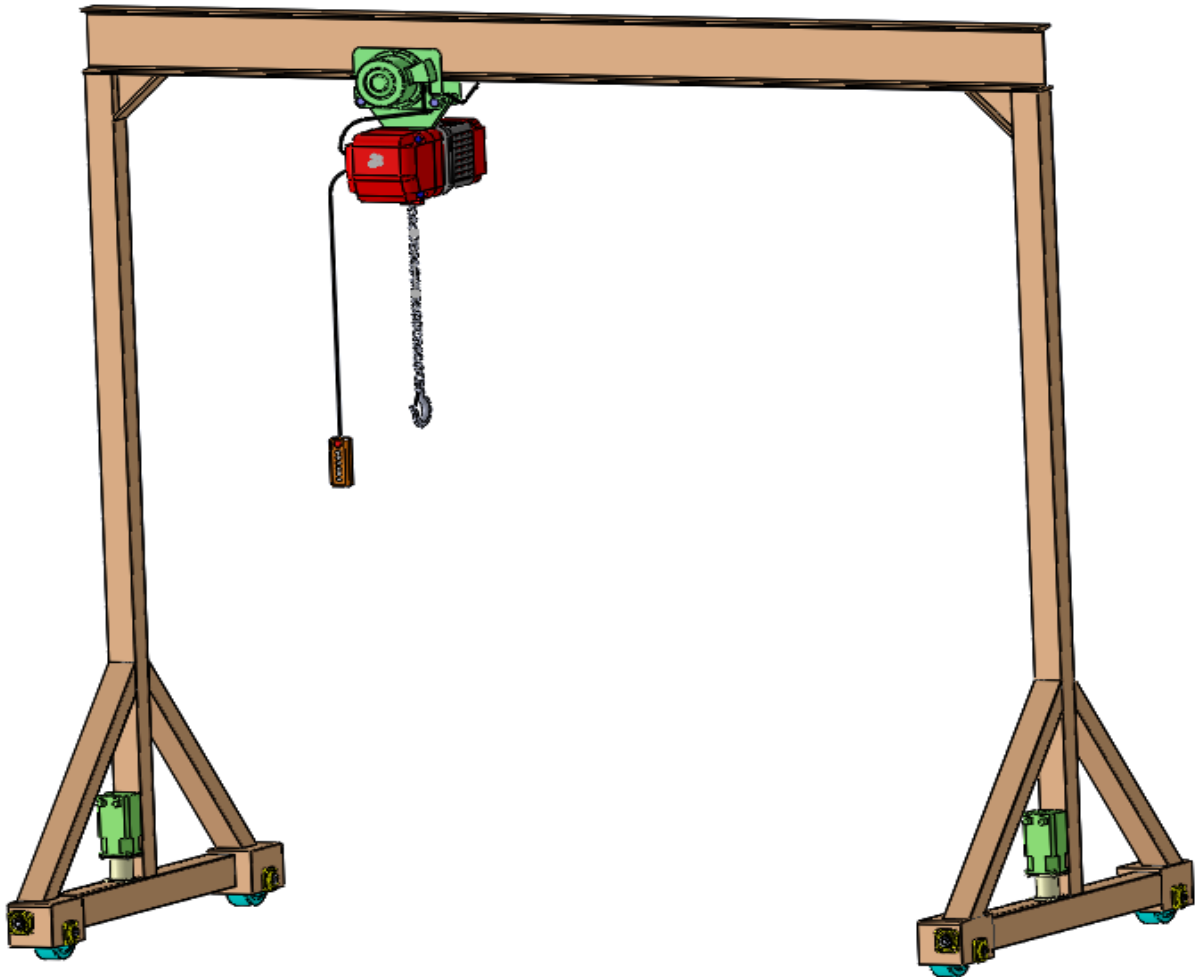
Budući da su dobivena naprezanja manja od dopuštenih, može se konstatirati da zavareni spoj zadovoljava. Koeficijenti sigurnosti iznose:

- $S_x = \frac{\sigma_{x,dop}}{\sigma_x} = 1,47$  (233)

- $S_{smik} = \frac{\tau_{dop}}{\tau} = 18,74$  (234)

- $S_{ekv} = \frac{\sigma_{ekv,dop}}{\sigma_{ekv}} = 1,7$  (235)

Završni izgled cijele portalne dizalice sa zavarenim spojem nalazi se na slici 4.26.



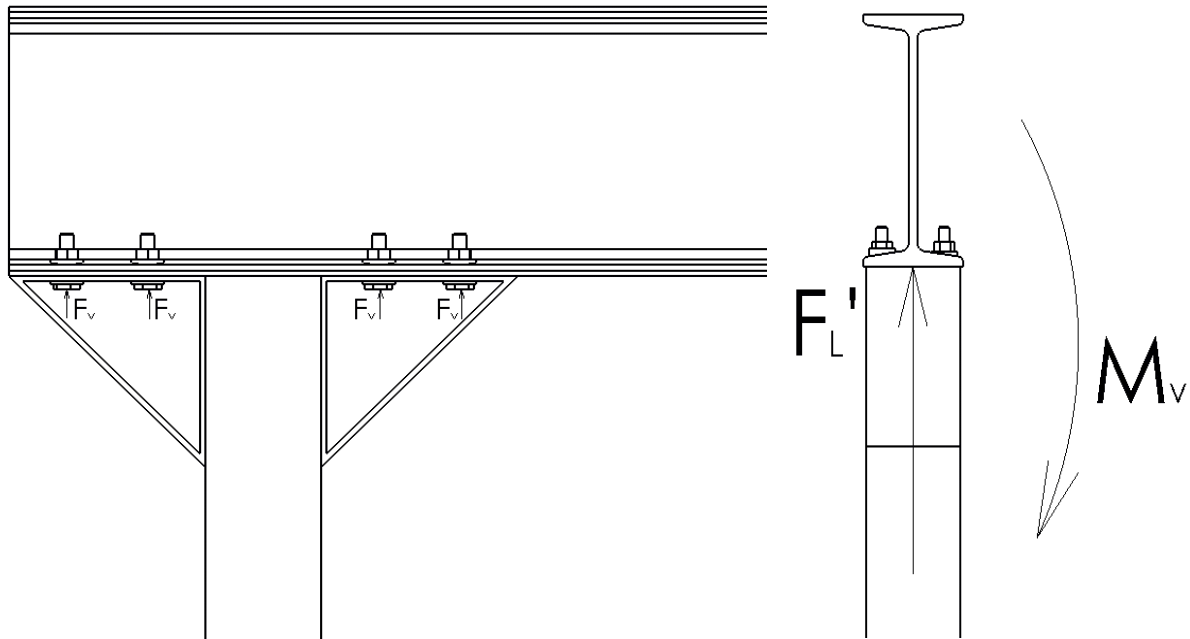
Slika 4.26. Zavarena izvedba portalne dizalice

#### 4.6.2 Vijčani spoj

Za vijčani spoj glavnog nosača i stupova korišteni su vijci M12. Svaki spoj osigurava 8 vijaka. Dimenzijske karakteristike vijka nalaze se u nastavku:

- Promjer vijka:  $d_v = 12 \text{ mm}$  (236)
- Korak:  $p = 1,75 \text{ mm}$  (237)
- Promjer jezgre:  $d_1 = 10,106 \text{ mm}$  (238)
- Srednji promjer:  $d_2 = 10,863 \text{ mm}$  (239)
- Površina poprečnog presjeka:  $A_v = 76,2 \text{ mm}^2$  (240)

Princip opterećenja jednak je kao kod zavarenog spoja, a shematski prikaz spoja i opterećenja nalaze se na slici 4.27.



Slika 4.27. Prikaz vijčanog spoja i shema opterećenja

Moment izazvan silom trenja iznosi:

$$M_v = F_L' \cdot \mu \cdot 3200 = 20375,77 \cdot 0,3 \cdot 3200 = 19560739,2 \text{ Nmm} \quad (241)$$

Sila koju je potrebno stvoriti vijcima kako bi se održao spoj opterećen momentom iznosi:

$$F_{v,pot} = \frac{M_v}{2 \cdot (R_1 + R_2 + R_3 + R_4)} = 14383 \text{ N} \quad (242)$$

Sila u vijku pritegnutom momentom od 85000 Nmm iznosi:

$$F_v = \frac{85000}{\frac{d_2}{2} \cdot \tan(\rho + \alpha) + \mu \cdot r_p} = 16963,3 \text{ N} \quad (243)$$

Korištene veličine iznose:

- $\rho = 19,1^\circ$  (244)

- $\alpha = 2,935^\circ$  (245)

- $r_p = 9,375 \text{ mm}$  (246)

Kako je dobivena sila veća od potrebne, vijčani spoj može izdržati moment.

Naprezanje u vijku iznosi:

$$\sigma_v = \frac{F_v}{A_v} = \frac{16963,3}{76,2} = 222,61 \text{ N/mm}^2 \quad (247)$$

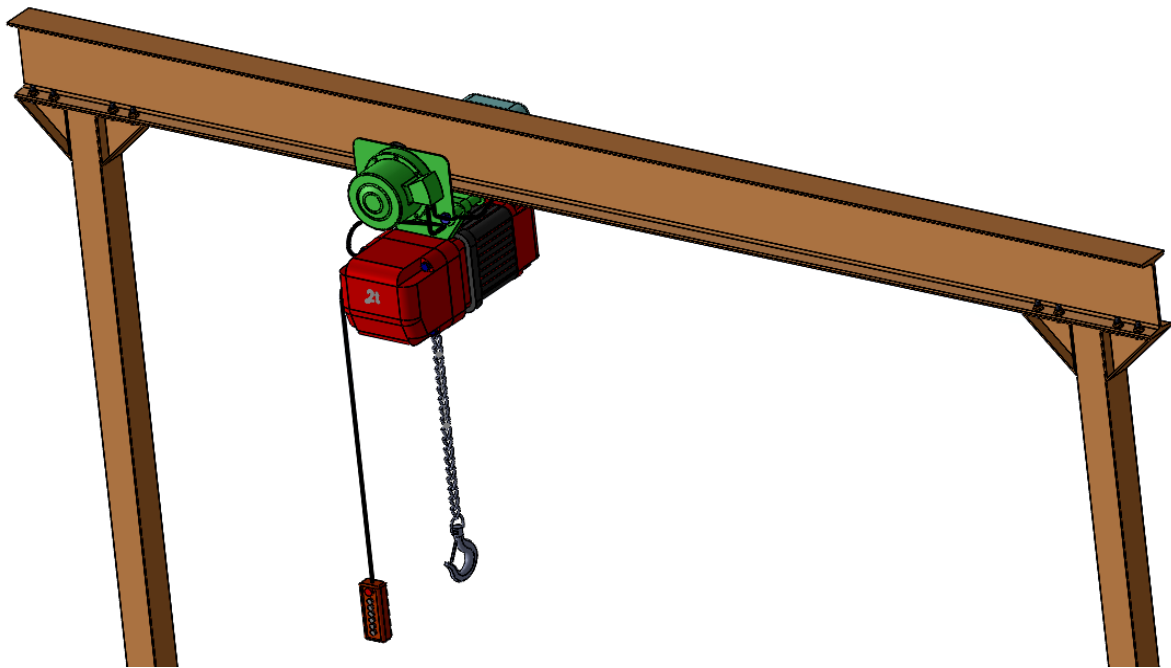
Dopušteno naprezanje u vijku M12 iznosi:

$$\sigma_{v,dop} = 422,4 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (248)$$

Vijčani spoj zadovoljava, uz koeficijent sigurnosti:

$$S_v = \frac{\sigma_{v,dop}}{\sigma_v} = 1,9 \quad (249)$$

3D model završnog izgleda portala s vijčanim spojem nalazi se na slici 4.28.



Slika 4.28. Prikaz portala povezanog vijčanim spojem na 3D modelu



## 5. ZAKLJUČAK

Kroz ovaj rad prikazano je na koji su način i iz kojeg razloga odabrane sve komponente za izradu radioničke portalne dizalice, nosivosti 2 tone. Konstrukcija dizalice je tipa „T“, ojačana dvama rebrima, pravokutnog profila 100 x 80 mm, na svakom vertikalnom stupu portala. Za glavni nosač portala odabran je „I“ profil IPN 240, stupovi su kvadratno profila 100 x 100 mm, a donje su horizontalne grede pravokutnog profila 120 x 100 mm. Debljina stjenke svih profila iznosi 6 mm. Na čeličnu konstrukciju dodatno su zavarena 4 kućišta za potrebe smještaja kotača dizalice. Portal dizalice prikazan je u dvije izvedbe - zavareni spoj glavnog nosača i ostatka konstrukcije te vijčani (rastavljivi) spoj. Obje varijante portala prikazane su u tehničkoj dokumentaciji rada, a za oba slučaja, također je provjerena izdržljivost kritičnog spoja u kritičnoj situaciji. Visina portala dizalice iznosi 3000 mm (fiksno), a širina bočnih stupova je 3500 mm. Osim kritičnog spoja na portalu, proračunom čvrstoće su provjerene i sve ostale moguće opasnosti na konstrukciji dizalice te se sa sigurnošću može tvrditi da je dizalica sigurna za upotrebu, ukoliko se koristi u skladu sa svim proračunima, normama i ostalim međunarodnim i hrvatskim pravilnicima.

Kako bi se korisnicima olakšalo rukovanje dizalicom, izvedena je u skladu sa zahtjevima modernog doba - električni pogon sredstva za dizanje i premještanje tereta te električni pogon kotača. Na glavni je nosač ugrađena električna dizalica s električnim kolicima, dok je pogon dizalice izveden mehanizmom koji spaja oba prednja kotača s vlastitim elektromotorom. Fizički rad korisnika time je sveden na minimum, a svaki pokret dizalice omogućen je pomoću upotrebe daljinskog upravljača. Za sigurnosno kretanje dizalice u trenutku kritičnog opterećenja, izračunat je iznos graničnog dopuštenog ubrzanja/usporavanja.

Sva četiri kotača dizalice imaju promjer Ø200 mm i širinu 80mm, a mehanizam koji spaja elektromotore s prednja dva (pogonska) kotača sastoji se od zupčanih prijenosnika, konkretno jednog para stožnika te puža i pužnog kola. Kako bi korisnik dizalice bio siguran u kvalitetu i izdržljivost mehanizma, svako vratilo i osovina dimenzionirani su da izdrže i znatno veća opterećenja od maksimalno dopuštenih.

IZJAVA O AUTORSTVU  
I  
SUGLASNOST ZA JAVNU OBJAVU

Završni/diplomski rad isključivo je autorsko djelo studenta koji je isti izradio te student odgovara za istinitost, izvornost i ispravnost teksta rada. U radu se ne smiju koristiti dijelovi tuđih radova (knjiga, članaka, doktorskih disertacija, magistarskih radova, izvora s interneta, i drugih izvora) bez navođenja izvora i autora navedenih radova. Svi dijelovi tuđih radova moraju biti pravilno navedeni i citirani. Dijelovi tuđih radova koji nisu pravilno citirani, smatraju se plagijatom, odnosno nezakonitim prisvajanjem tuđeg znanstvenog ili stručnoga rada. Sukladno navedenom studenti su dužni potpisati izjavu o autorstvu rada.

Ja, KARLO ZRINSKI (ime i prezime) pod punom moralnom, materijalnom i kaznenom odgovornošću, izjavljujem da sam isključivi autor/ica završnog/diplomskog (obrisati nepotrebno) rada pod naslovom PORTALNA DIZALICA S ELEKTROPOGOVOM (upisati naslov) te da u navedenom radu nisu na nedozvoljeni način (bez pravilnog citiranja) korišteni dijelovi tuđih radova.

Student/ica:  
(upisati ime i prezime)

Karlo Zrinski  
(vlastoručni potpis)

Sukladno Zakonu o znanstvenoj djelatnosti i visokom obrazovanju završne/diplomske radove sveučilišta su dužna trajno objaviti na javnoj internetskoj bazi sveučilišne knjižnice u sastavu sveučilišta te kopirati u javnu internetsku bazu završnih/diplomskih radova Nacionalne i sveučilišne knjižnice. Završni radovi istovrsnih umjetničkih studija koji se realiziraju kroz umjetnička ostvarenja objavljuju se na odgovarajući način.

Ja, KARLO ZRINSKI (ime i prezime) neopozivo izjavljujem da sam suglasan/na s javnom objavom završnog/diplomskog (obrisati nepotrebno) rada pod naslovom PORTALNA DIZALICA S ELEKTROPOGOVOM (upisati naslov) čiji sam autor/ica.

Student/ica:  
(upisati ime i prezime)

Karlo Zrinski  
(vlastoručni potpis)

## 6. LITERATURA

### KNJIGE:

- [1] D. Šćap: Transportni uređaji (Prenosila i dizala) - Podloge uz predavanja, Zagreb, 2004.
- [2] D. Šćap: Prenosila i dizala - Podloga za konstrukciju i proračun, Zagreb, 1990.
- [3] B. Kraut: Strojarski priručnik, Zagreb, 1988.
- [4] K. H. Decker: Elementi strojeva, Zagreb, 1975.
- [5] I. Alfirević: Nauka o čvrstoći 1, Zagreb, 1995.
- [6] Z. Botak: Tablice - Elementi strojeva 1
- [7] SKF: Priručnik za ležajeve, Zagreb, 1996.

### DOKTORSKI, MAGISTARSKI I DIPLOMSKI RADOVI:

- [1] P.Kosec: Radionička portalna dizalica, Završni rad, FSB, Zagreb, 2018.

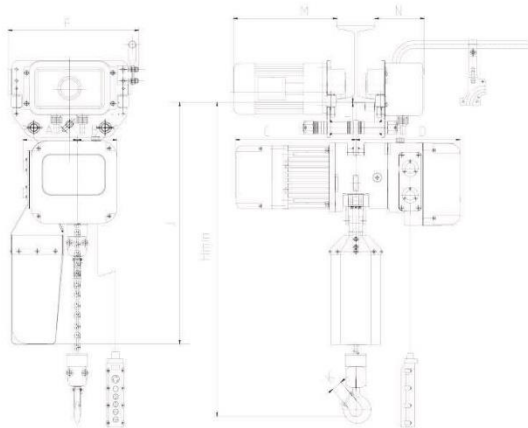
### INTERNET IZVORI:

- [1] Remex [<http://remex.hr/>], dostupno 16. travnja 2018.
- [2] Blickle [<http://www.blickle.com.hr/>], dostupno 19. travnja 2018.
- [3] Astraprom [<http://www.astra-prom.hr/>], dostupno 19. travnja 2018.
- [4] Framo Morat [<https://framo-morat.com/>], dostupno 4. svibnja 2018.
- [5] SKF [<http://www.skf.com/hr/index.html>], dostupno 23. svibnja 2018.
- [6] Centar Alata [<http://centar-alata.hr/>], dostupno 1. srpnja 2018

## **PRILOZI**

- I. Električna lančana dizalica i kolica SHH-AM, Remex d.o.o. - specifikacije
- II. Kotač GSTN 202/35H7, Blickle - specifikacije
- III. Sinkroni servomotor 1FT6 062 – 6AC7, SIEMENS - specifikacije
- IV. Stožnici C30A201, Astraprom - specifikacije
- V. Pužni par A50U6, Framo Morat - specifikacije
- VI. Tehnička Dokumentacija

## Dizalica električna lančana RX-lift **SHH-AM**



Kapacitet (t)	Klasifikacija FEM / ISO	Radni ciklus ED (%)	Brzina dizanja (m/ min)	Brzina puta (m/ min)	Motor dizalice (Kw)	Otvor kolica za profil (mm)	Dimenzije nosivog lanca (mm)	Broj pada lanca	Neto težina sa 3.0 m nosivog lanca (kg)
0.25	2m/M5	40	7.0	13.5	0.9	74-140	5.0X15	1	71
		26.6/ 13.4	7.0/ 2.3	20/ 6.7	0.9/0.3				95
0.5	2m/M5	40	7.6	13.5	0.9	74-140	6.3X19	1	72
		26.6/ 13.4	7.6/ 2.5	20/ 6.7	0.9/0.3				96
1.0	2m/M5	40	5.0	13.5	1.1	<b>74-140</b>	8.0X24	1	76
		26.6/ 13.4	5.0/ 1.7	20/ 6.7	1.1/ 0.37				100
2.0	2m/M5	40	2.5	13.5	1.1	74-140	8.0X24	2	97
		26.6/ 13.4	2.5/ 0.85	20/ 6.7	1.1/ 0.37				111
3.0	2m/M5	40	6.0	13.5	3.0	100-170	11.2X34	1	154
		26.6/ 13.4	6.0/ 2.0	18/ 6	3.0/ 1.0				180
5.0	2m/M5	40	3.0	13.5	3.0	100-170	11.2X34	2	192
		26.6/ 13.4	3.0/ 1.0	18/ 6	3.0/ 1.0				222

Kapacitet (t)	H min (mm)	A (mm)	B (mm)	C (mm)	D (mm)	F (mm)	J (mm)	K (mm)	M (mm)	N (mm)
0.25	398	142	102	319	273	340	650	31	310	135
				329					336	
0.5	398	142	102	319	273	340	650	31	310	135
				329					336	
1.0	460	142	102	319	273	340	650	38	310	135
				349					336	
2.0	650	185	59	319	273	340	650	45	312	135
				349					338	
3.0	525	185	165	358	336	370	810	45	314	140
				471					340	
5.0	860	240	110	358	336	410	850	61	360	142
				471					410	

Remex d.o.o.  
Remetinec 115b  
42220 Novi Marof

T: 385(0)42 601-061  
E: 385(0)42 601-330

W: www.remex.hr  
E: remex@remex.hr

## Specifikacija proizvoda



### GSTN 202/35H7

EAN 4047526113568

ID 754400

**Pogonski kotač za teška opterećenja sa spojem klinom u glavčini, s poliuretanskom oblogom Blickle Softhane®, s ljevanom felgom**

**Kotači:**

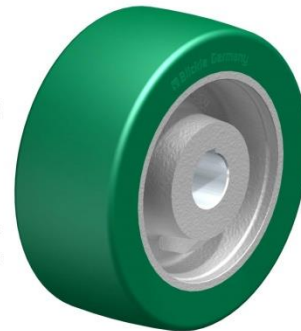
Od visokokvalitetnog poliuretanskog elastomera dobivenog reakcijskim lijevanjem pod nazivom Blickle Softhane®, vrlo visoki komfor vožnje uslijed vrlo debele, elastične obloge, hod bez buke, smanjen otpor u gibanju, vrlo veliko dinamičko opterećenje, ne oštećuje pod, otporno na trošenje, velika otpornost propagaciji pukotine, dobra kemijska povezanost s tijelom kotača.

**Boja podnih površina:** zelena

**Tijelo kotača / naplatak:**

Od sivog lijeva, provrt za osovinu i spoj klinom u glavčini prema DIN 6885, lakirano.

**Boja kotača:** srebrna



**Otpor vožnje**

■■■■■ □ vrlo dobro

**Buka u radu**

■■■■■ □ vrlo dobro

**Nema oštećenja poda**

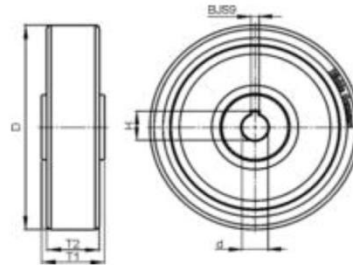
■■■■■ □ vrlo dobro

## Specifikacija proizvoda



### Tehnički podaci

kotač	⊙	200 mm (D)
širina gume	∩	80 mm (T2)
nosivost	⊞	1000 kg
provrt za osovinu	⊙	35 H7 mm (d)
utor za klin	∩	80 mm (T1)
širina utora za klin	∩	10 JS9 mm (B)
visina prihвата za klin	∩	38,3 mm (H)
Težina po komadu	⊞	7 kg
Temperaturno postojano	⊞	-30 ° C
Temperaturno postojano do	⊞	70 ° C
tvrdća gazećeg sloja i gume		75° Shore A
Vrsta ležaja	⊙	spoj klinom u glsvčini



## Prilog III: Sinkroni servomotor 1FT6 062 – 6AC7, SIEMENS - specifikacije

### Technical Data and Characteristics

#### Speed-torque diagrams

Table 3-9 1FT6062 natural cooling

1FT6062				
Technical data	Code	Units	-6AC7□	-6AF7□
Engineering data				
Rated speed	$n_N$	rpm	2000	3000
Number of poles	2p		6	6
Rated torque (100 K)	$M_{N(100 K)}$	Nm	5.2	4.7
Rated current (100K)	$I_N$	A	2.6	3.4
Stall torque (60K)	$M_{0(60 K)}$	Nm	5	5
Stall torque (100K)	$M_{0(100 K)}$	Nm	6	6
Stall current (60K)	$I_{0(60 K)}$	A	2.2	3.3
Stall current (100K)	$I_{0(100 K)}$	A	2.7	4.1
Moment of inertia (with brake)	$J_{mot}$	$10^{-4}$ kgm <sup>2</sup>	11.8	11.8
Moment of inertia (without brake)	$J_{mot}$	$10^{-4}$ kgm <sup>2</sup>	8.5	8.5
Optimum operating point				
Optimum speed	$n_{opt}$	rpm	2000	3000
Optimum power	$P_{opt}$	kW	1.09	1.48
Limiting data				
Max. permissible speed (mech.)	$n_{max}$	rpm	9100	9100
Maximum torque	$M_{max}$	Nm	24	24
Maximum current	$I_{max}$	A	15	22
Physical constants				
Torque constant	$k_T$	Nm/A	2.22	1.48
Voltage constant	$k_E$	V/1000 rpm	141	94
Winding resistance at 20 °C	$R_{ph}$	Ohm	5.8	2.57
Rotating field inductance	$L_D$	mH	43	19
Electrical time constant	$T_{el}$	ms	7.4	7.4
Shaft torsional stiffness	$c_t$	Nm/rad	32000	32000
Mechanical time constant	$T_{mech}$	ms	3.0	3.0
Thermal time constant	$T_{th}$	min	30	30
Weight with brake	m	kg	11	11
Weight without brake	m	kg	9.5	9.5





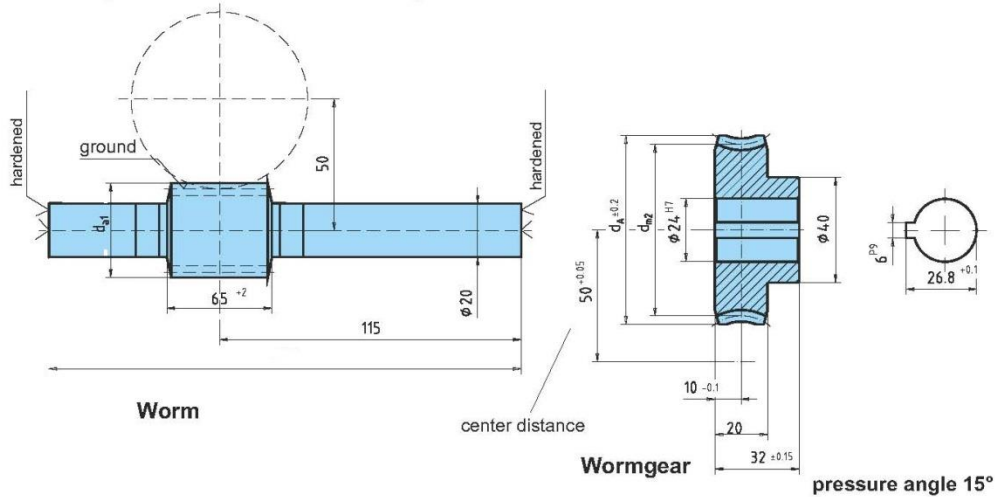
# Prilog V: Pužni par A50U6, Framo Morat - specifikacije

## Worm gear sets



METRIC

### A50 (50 mm center distance)



$i$  = gear ratio  
 $\gamma_m$  = lead angle  
 $m$  = module  
 $z_1$  = number of threads  
 $d_{m1}$  = pitch diameter (worm)

$d_{a1}$  = tip diameter (worm)  
 $z_2$  = No. of teeth  
 $d_{m2}$  = pitch diameter (worm gear)  
 $d_A$  = max. diameter (worm gear)  
 $T_2$  = output torque

MG = mineral grease  
 MO = mineral oil / synthetic grease  
 SO = synthetic oil

Catalog	$i$	$\gamma_m$	$m$	worm			wormgear			$T_2$ [Nm] No. Bronze		
				$z_1$	$d_{m1}$	$d_{a1}$	$z_2$	$d_{m2}$	$d_A$	MG	MO	SO
A50U4	4.25:1	25°51'	3.5	4	32.1	39.1	17	67.9	77	34	40.8	51
A50U6	6:1	19°17'	3.5	3	31.8	38.8	18	68.2	77	52	62.4	78
A50U9	8.66:1	13°52'	2.5	3	31.29	36.29	26	68.71	77	64.3	77.1	96.4
A50U12	12:1	10°23'	2.75	2	30.5	36	24	69.5	77	66.4	79.6	99.6
A50U14	13.5:1	9°38'	2.5	2	29.9	34.9	27	70.1	77	62.8	75.4	94.2
A50U19	19:1	6°17'	3.5	1	32	39	19	68	77	78.2	93.8	117.3
A50U23	23:1	5°38'	3	1	30.58	36.58	23	69.42	77	71.1	85.3	106.6
A50U27	27:1	4°40'	2.5	1	30.73	35.73	27	69.27	77	64.5	77.4	96.7
A50U35	35:1	3°51'	2	1	29.78	33.78	35	70.22	77	56.7	68	85
A50U46	46:1	2°47'	1.5	1	30.85	33.85	46	69.15	74	50.6	60.7	75.9
A50U55	55:1	2°19'	1.25	1	30.9	33.4	55	69.1	74	46.2	55.4	69.3
A50U69	69:1	1°51'	1	1	30.9	32.9	69	69.1	74	41.4	49.6	62.8

All worms and worm gears stocked right hand only, worm made of case hardened and ground steel (HV 620 - 700), shafts not hardened. Worm gear made of CuZn37Mn3Al2PbSi-S40 or at request of plastic or Hgw 2083.

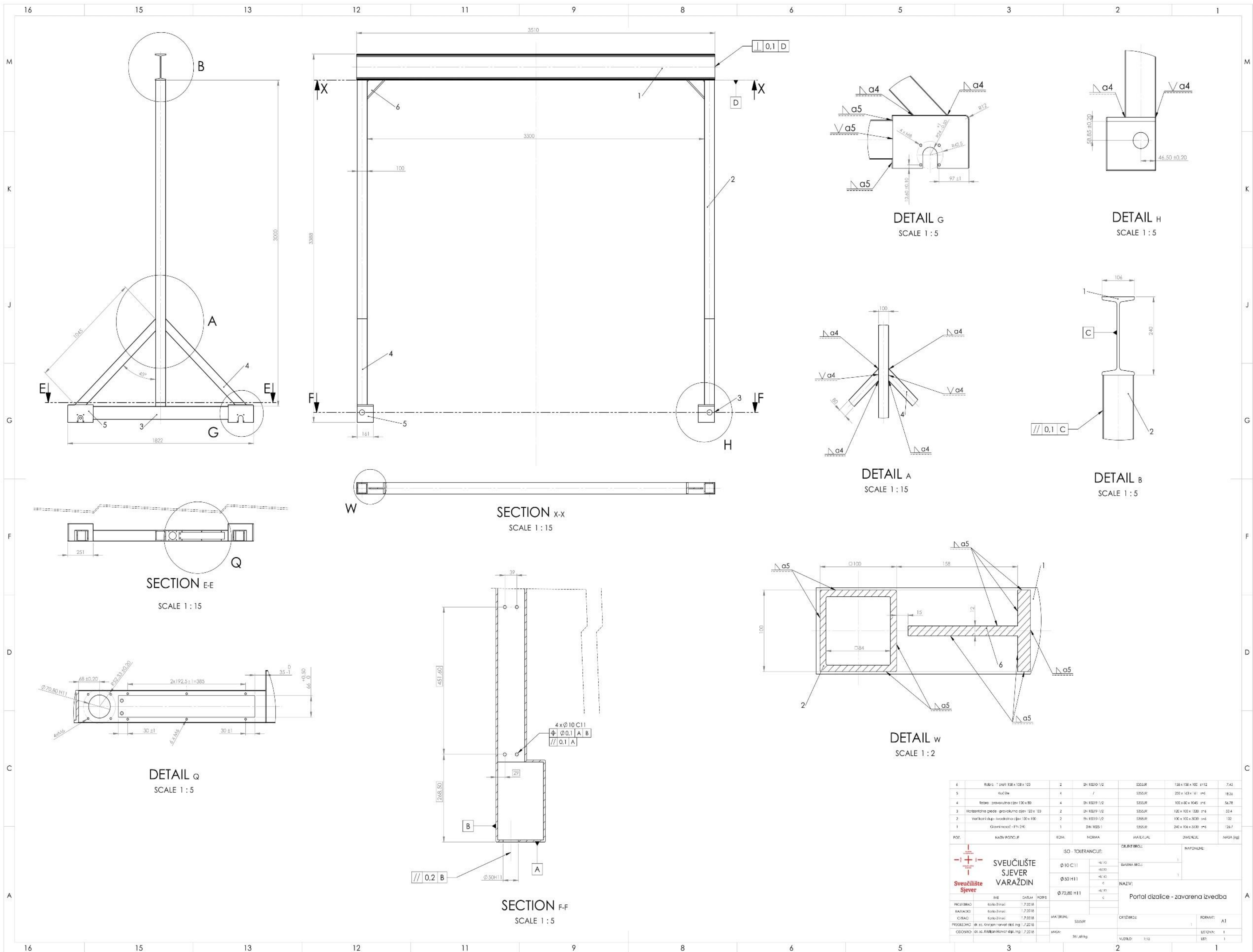
Subject to technical changes

Framo Morat GmbH & Co. KG  
 Franz-Morat-Straße 6 • D-79871 Eisenbach

Tel.: +49 (0) 7657 / 88-0  
 Fax: +49 (0) 7657 / 88-333

www.framo-morat.com  
 info@framo-morat.com





POZ.	NAZIV	POZICIJA	KOD	NORMA	MATERIJAL	DIJELIŠTE	MASA [kg]
6	Rebra - 1 profil 158 x 128 x 103	2	DN 10210 1/2	S355JR	158 x 128 x 103	112	7,43
5	Čačkalice	6	7	S355JR	205 x 143 x 141	116	18,36
4	Rebra - pravokutna cijev 100 x 80	4	DN 10219 1/2	S355JR	100 x 80 x 1045	116	54,78
3	Horizontalna greda - pravokutna cijev 120 x 100	2	DN 10219 1/2	S355JR	120 x 100 x 3330	116	124,4
2	Vertikalni stup - kvadratna cijev 100 x 100	2	DN 10219 1/2	S355JR	100 x 100 x 3030	116	102
1	Glavni nosač - IN 240	1	DN 1025 1	S355JR	240 x 106 x 3330	116	129,7

ISO	TOLERANCIJE	DIJELIŠTE	NAPOMENE
Ø 10 C11	H10	1	
Ø 50 H11	c	1	
Ø 70,80 H11	c		

PROJEKTOVAČ	PROJEKT	PROJEKCIJA	PROJEKTOVANJE	PROJEKTOVANJE
KARAOVIĆ	Čvrsta izvedba	1:7,2518		
ČRAG	Čvrsta izvedba	1:7,2518		
PROJEKTOVANJE	Dr. sc. Krunoslav Horvat dipl.ing.	1:7,2518		
ČELOVANJE	Dr. sc. Krunoslav Horvat dipl.ing.	1:7,2518		

PROJEKTOVAČ	PROJEKT	PROJEKCIJA	PROJEKTOVANJE	PROJEKTOVANJE
KARAOVIĆ	Čvrsta izvedba	1:7,2518		
ČRAG	Čvrsta izvedba	1:7,2518		
PROJEKTOVANJE	Dr. sc. Krunoslav Horvat dipl.ing.	1:7,2518		
ČELOVANJE	Dr. sc. Krunoslav Horvat dipl.ing.	1:7,2518		

PROJEKTOVAČ	PROJEKT	PROJEKCIJA	PROJEKTOVANJE	PROJEKTOVANJE
KARAOVIĆ	Čvrsta izvedba	1:7,2518		
ČRAG	Čvrsta izvedba	1:7,2518		
PROJEKTOVANJE	Dr. sc. Krunoslav Horvat dipl.ing.	1:7,2518		
ČELOVANJE	Dr. sc. Krunoslav Horvat dipl.ing.	1:7,2518		



4

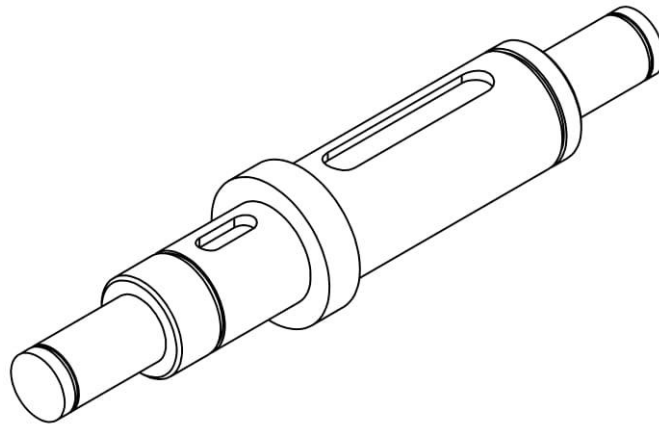
3

2

1

F

F

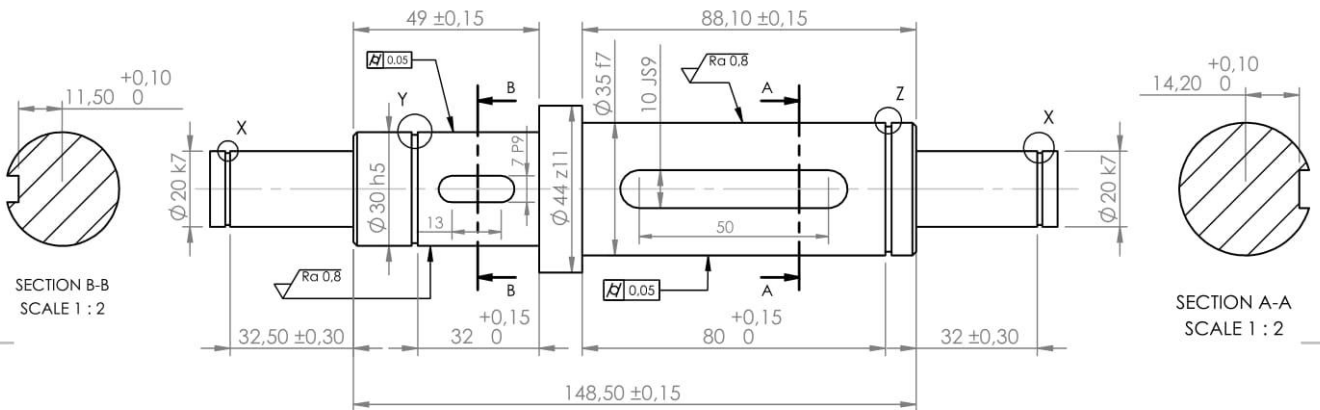


E

E

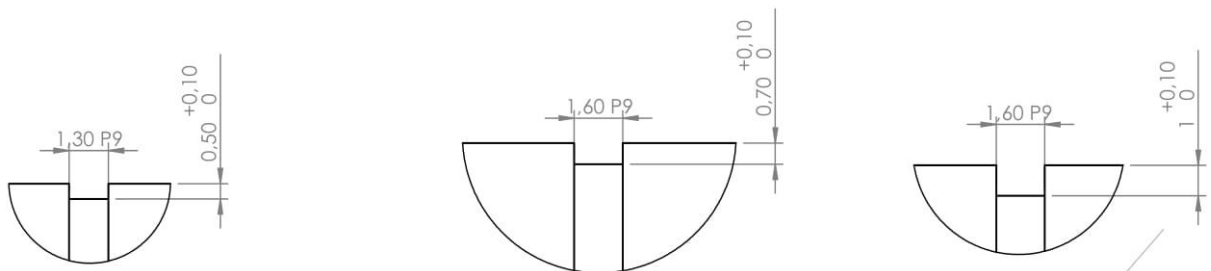
D

D



C

C



B

B



SVEUČILIŠTE  
SJEVER  
VARAŽDIN

ISO - TOLERANCIJE:

Ø 44 z1	+0,272
	+0,112
Ø 35 f7	-0,025
	-0,050
Ø 30 j8	+0,013
	-0,020
Ø 20 k7	+0,015
	-0,006
10 JS9	+0,018
	-0,018
7 P9	-0,015
	-0,051
1,6 P9	-0,006
	-0,031
1,3 P9	-0,006
	-0,031

OBJEKT BROJ:

IZMJENA BROJ:

NAZIV:

Vratilo pogonskog kotača

CRTEŽ BROJ:

MJERILO:

NAPOMENE:

Kvaliteta svih površije koje nisu posebno naznačene iznosi N8 (Ra 3.2).

Svi neoznačeni prijelazi na vratilu iznose 1x45°.

A

A

	IME	DATUM	POTPIS
PROJEKTIRAO	Karlo Zrinski	1.7.2018	
RAZRADIO	Karlo Zrinski	1.7.2018	
CRTAO	Karlo Zrinski	1.7.2018	
PREGLEDAO	dr. sc. Kristijan Horvat dipl. ing	1.7.2018	
ODOBRIO	dr. sc. Kristijan Horvat dipl. ing	1.7.2018	

MATERIJAL: C 45  
MASA: 1 kg

1:2

FORMAT: A4  
LISTOVA: 1

4

3

2

1