

Podizač s dvostrukim paralelnim polugama

Banožić, Petar

Undergraduate thesis / Završni rad

2021

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

Permanent link / Trajna poveznica: <https://um.nsk.hr/um:nbn:hr:235:701647>

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

Download date / Datum preuzimanja: **2024-08-01**

Repository / Repozitorij:

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



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

ZAVRŠNI RAD

Petar Banožić

Zagreb, 2021.

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

ZAVRŠNI RAD

Mentor:

Doc. dr. sc. Matija Hoić

Student:

Petar Banožić

Zagreb, 2021.

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

Zahvaljujem se mentoru Doc.dr.sc. Matiji Hoiću na savjetima tijekom izrade završnog rada.

Petar Banožić



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE



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

Sveučilište u Zagrebu Fakultet strojarstva i brodogradnje	
Datum	Prilog
Klasa: 602 - 04 / 21 - 6 / 1	
Ur.broj: 15 - 1703 - 21 -	

ZAVRŠNI ZADATAK

Student: **Petar BANOŽIĆ**

Mat. br.: 0035210734

Naslov rada na hrvatskom jeziku: **Podizač s dvostrukim paralelnim polugama**

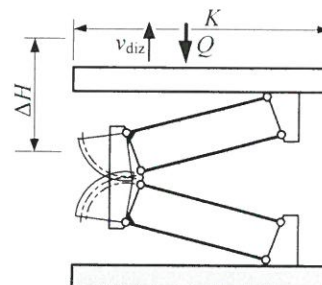
Naslov rada na engleskom jeziku: **Lift platform with double parallel lever system**

Opis zadatka:

Za podizanje tereta potrebno je konstruirati podizač na principu dvostrukih paralelnih poluga. Potrebno je osigurati pomak u okomitoj ravnini bez dodatnih pomaka u vodoravnoj ravnini primjenom ozubljenja između gornjeg i donjeg sustava paralelnih poluga.

Projektne parametre podizača:

- 1) Najveći teret: $Q = 1 \text{ t}$;
- 2) Visina podizanja: $\Delta H = 1 \text{ m}$;
- 3) Dimenzije platforme: $K \times L = 2 \text{ m} \times 1 \text{ m}$;
- 4) Brzina dizanja: $v_{\text{diz}} = 10 \text{ m/min}$;
- 5) Pogon: hidraulički ili elektromehanički.



Rad treba sadržavati:

- 1) Uvodno razmatranje o podizačima,
- 2) Analizu radnih principa postojećih konstrukcijskih rješenja,
- 3) Nekoliko konceptijskih rješenja,
- 4) Izbor optimalne varijante za zadane projektne zahtjeve,
- 5) Proračun nosive konstrukcije i mehanizama za dizanje,
- 6) Sklopni crtež podizača s potrebnim presjecima i detaljima.

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

Zadatak zadan:
30. studenoga 2020.

Datum predaje rada:
1. rok: 18. veljače 2021.
2. rok (izvanredni): 5. srpnja 2021.
3. rok: 23. rujna 2021.

Predviđeni datumi obrane:
1. rok: 22.2. – 26.2.2021.
2. rok (izvanredni): 9.7.2021.
3. rok: 27.9. – 1.10.2021.

Zadatak zadao:

Hoić

Doc. dr. sc. Matija Hoić

Predsjednik Povjerenstva:

V Soldo

Prof. dr. sc. Vladimir Soldo

SADRŽAJ

1. UVODNO RAZMATRANJE O PRENOSILIMA I DIZALIMA.....	1
1.1. Podizne platforme	1
1.1.1. Radna platforma.....	2
1.1.2. Podizni stol.....	3
1.1.3. Pretovarna rampa	4
1.2. Mehanizmi podizanja.....	4
1.2.1. Mehanizam sa zglobnim paralelogramom	5
1.2.2. Škarasti mehanizam	7
1.2.3. Platforme sa teleskopskm dohvatom	8
1.2.4. Stupne podizne platforme	9
2. ANALIZA RADNIH PRINCIPA POSTOJEĆIH KONSTRUKCIJSKIH RJEŠENJA PODIZNIH PLATFORMI.....	11
2.1. Hidraulički pogon	11
2.2. Pneumatski pogon	12
2.3. Elektromotorni pogon	13
2.4. Ručni pogon	15
3. KONCEPCIJSKA RJEŠENJA	16
3.1. Koncept 1	16
3.2. Koncept 2	17
3.3. Koncept 3	18
3.4. Zadani kriteriji vrednovanja.....	19
4. IZBOR OPTIMALNE VARIJANTE	20
5. OPTEREĆENJA NA PODIZAČ.....	21
5.1. Uvod.....	21
5.2. Radno područje podizača	22
5.3. Sila u cilindru	22
5.4. Nosiva platforma.....	25
5.5. Okvir zupčanika	28
5.6. Poluga 1.....	30
6. HIDRAULIČKI CILINDAR ZA PODIZANJE	32
7. ZUPČANI PRIJENOS.....	36
8. PRORAČUN DIJELOVA KONSTRUKCIJE	38

8.1. Poluga 1.....	38
8.1.1. Provjera čvrstoće poluge 1	38
8.1.2. Provjera krutosti poluge 1	39
8.1.3. Provjera zavara poluge 1 i prihvata cilindra	40
8.1.4. Provjera svornjaka u osloncu A	42
8.1.5. Provjera svornjaka u osloncu B	44
8.1.6. Provjera svornjaka u osloncu F.....	46
8.2. Poluga 2.....	47
8.2.1. Provjera čvrstoće poluge 2	47
8.2.2. Provjera krutosti poluge 2	49
8.2.3. Provjera svornjaka u osloncima D i C	49
8.3. Postolje.....	51
8.4. Poluga 11.....	54
8.4.1. Provjera čvrstoće poluge 11	54
8.4.2. Provjera zavara poluge 11	54
8.4.3. Provjera svornjaka u osloncima A' i B'	55
8.5. Poluga 22.....	57
8.5.1. Provjera čvrstoće poluge 22	57
8.5.2. Provjera zavara.....	58
8.5.3. Provjera svornjaka u osloncu D'	58
8.6. Nosiva ploča platforme	60
8.6.1. Provjera zavara nosive konstrukcije	60
9. ZAKLJUČAK.....	63

POPIS SLIKA

Slika 1. Primjeri radnih platformi.....	2
Slika 2. Podizni stol sa škarastim mehanizmom	3
Slika 3. Podizni stol sa zglobnim paralelogramom	3
Slika 4. Pretovarna rampa	4
Slika 5. Kinematička shema platforme sa zglobnim paralelogramom	5
Slika 6. Radionička podizna platforma sa zglobnim paralelogramom za popravak motocikla	5
Slika 7. Mehanizam s više zglobnih paralelograma	6
Slika 8. Jednostruki škarasti mehanizam.....	7
Slika 9. Višestruki škarasti mehanizam.....	7
Slika 10. Dvostruki teleskopski dohvatnik.....	8
Slika 11. Teleskopski dohvatnik	8
Slika 12. Radionička stupna podizna platforma	9
Slika 13. Stupna podizna platforma s hidrauličkim cilindrima	9
Slika 14. Stupna podizna dizalica s elektromotornim pogonom	10
Slika 15. Hidraulički pogon.....	11
Slika 16. Pneumatski pogon	12
Slika 17. Pogon navojnim vretenom	13
Slika 18. Podizna platforma sa spiralnim stupom	14
Slika 19. Podizna platforma pogonjena mehanizmom s lancem	14
Slika 20. Pogon s remenskim prijenosom	15
Slika 21. Podizna platforma s ručnim/nožnim pogonom	15
Slika 22. Koncept 1	16
Slika 23. Koncept 2	17
Slika 24. Koncept 3	18
Slika 25. Skica podizača.....	21
Slika 26. Izometrijski prikaz modela.....	21
Slika 27. Položaj podizača za φ_{min} i φ_{max}	22
Slika 28. Određivanje sile u cilindru	22
Slika 29. Određivanje duljine h.....	24
Slika 30. Ovisnost sile u cilindru F_{cil} o kutu zakreta φ	25
Slika 31. Opterećenja na nosivu platformu	25
Slika 32. Ovisnost sile FD' u osloncu D' o kutu zakreta	26
Slika 33. Ovisnost sile FD , FD_x i FD_y u osloncu D o kutu zakreta φ	27

Slika 34. Određivanje sila u osloncima B i B'	28
Slika 35. Ovisnost sila FB' , FBx , FBy i FBo kutu zakreta φ	29
Slika 36. Opterećenje poluge 1.....	30
Slika 37. Ovisnost sila FA , FAx i FAY o kutu zakreta φ	31
Slika 38. Hidraulički cilindar	32
Slika 39. Određivanje duljine cilindra ovisno o kutu zakreta	33
Slika 40. Ovisnost stupnja vitkosti λ o stupnju zakreta φ	34
Slika 41. Sigurnost izvijanja S u ovisnosti o kutu zakreta φ	35
Slika 42. Poluga 1.....	38
Slika 43. Dijagram unutarnjih sila i momenta na poluzi 1 za kut zakreta $\varphi=0^\circ$	39
Slika 44. Progib poluge 1 u Abaqusu.....	40
Slika 45. Opterećenje i veličine zavora poluge 1 i prihvata cilindra	40
Slika 46. Svornjak u osloncu A.....	43
Slika 47. Svornjak u osloncu B	44
Slika 48. Svornjak u osloncu F.....	46
Slika 49. Poluga 2.....	47
Slika 50. Dijagram unutarnjih sila i momenta na poluzi 2 za kut zakreta $\varphi=0^\circ$	48
Slika 51. Progib poluge 2 u Abaqusu	49
Slika 52. Svornjak u osloncu D	50
Slika 53. Postolje.....	51
Slika 54. Opterećenje postolja.....	52
Slika 55. Moment na dnu podizača	52
Slika 56. Dimenzije i opterećenje zavora	53
Slika 57. Poluga 11.....	54
Slika 58. Zavar poluge 11 i ušice	55
Slika 59. Svornjak u osloncu B'	56
Slika 60. Poluga 22.....	57
Slika 61. Zavar poluge 22 i ušice	58
Slika 62. Svornjak u osloncu D'	59
Slika 63. Nosiva platforma.....	60
Slika 64. Prikaz opterećenja zavora.....	61
Slika 65. Dimenzije zavora.....	61

POPIS TABLICA

Tablica 1. Popis dijelova za koncept 1	17
Tablica 2. Popis dijelova za koncept 2	18
Tablica 3. Popis dijelova za koncept 3	19
Tablica 4. Vrednovanje koncepata	20
Tablica 5. Karakteristike hidrauličkog cilindra	32

POPIS TEHNIČKE DOKUMENTACIJE

ZR-01 Podizač s dvostrukim paralelnim polugama

POPIS OZNAKA

Oznaka	Jedinica	Opis
a	mm	udaljenost tereta
A	mm ²	površina presjeka
A_{zav}	mm ²	površina zavara
A_{klipa}	mm ²	površina presjeka cilindra
b	mm	širina zupčanika
d	mm	diobeni promjer zupčanika
d_a	mm	tjemeni promjer zupčanika
d_b	mm	temeljni promjer zupčanika
d_f	mm	podnožni promjer zupčanika
d_i	mm	promjer svornjaka i
d_k	mm	promjer klipnjače
D	mm	promjer cilindra
e	mm	duljina u geometriji podizača
E	N/mm ²	modul elastičnosti
f	Mm	duljina u geometriji podizača
F_i	N	sila u točki i
G_i	N	težina dijela i
g	m/s ²	ubrzanje zemljine sile teže
h	mm	udaljenost cilindra
i	mm	prijenosni omjer
I	mm ⁴	aksijalni moment tromosti
$K_{H\alpha}, K_{F\alpha}$	-	faktor raspodjele opterećenja na pojedine zube
$K_{H\beta}, K_{F\beta}$	-	faktor raspodjele opterećenja po dužini boka zuba
K_I	-	vanjska dodatna opterećenja
K_V	-	unutarnja dodatna opterećenja
l	mm	duljina poluge
l_1	mm	duljina između poluga
M_i	Nmm	moment u točki i
m	-	modul zupčanika
m_i	kg	masa dijela i
N_i	N	normalna sila u točki i
p	bar	tlak u cilindru
r	mm	duljina cilindra

R_e	N/mm^2	granica tečenja
S	-	faktor sigurnosti
t_1	mm	debljina lima
t_2	mm	širina ležaja
z	-	broj zubi pogonskog i gonjenog zupčanika
Z_H	-	faktor oblika zuba
Z_M	$\sqrt{\text{MPa}}$	faktor materijala
Z_ε	-	faktor prekrivanja
Q_i	N	težia dijela i
Y_F	-	faktor oblika zuba
Y_ε	-	faktor udjela opterećenja
W	mm^3	aksijalni moment otpora
w_i	mm	progib u točki i
φ	°	kut zakreta poluge
φ_{max}	°	maksimalni kut zakreta poluge
φ_{min}	°	minimalni kut zakreta poluge
α	°	kut zahvatne linije
α_1	°	fiksni kut u geometriji podizača
α_2	°	kut zakreta cilindra
γ	°	fiksni kut u geometriji podizača
λ	-	stupanj vitkosti
δ_{lim}	mm	debljina lima
σ_f	N/mm^2	naprezanje na savijanje
$\sigma_{F,lim}$	N/mm^2	dopušteno naprezanje zupčanika na savijanje
$\sigma_{H,lim}$	N/mm^2	dopušteni Herzov pritisak
σ_{dop}	N/mm^2	dopušteno naprezanje
ε_α	-	stupanj prekrivanja
τ	N/mm^2	smično naprezanje
τ_{dop}	N/mm^2	dopušteno smično naprezanje
Δr	mm	hod cilindra

SAŽETAK

Tema ovog završnog rada je konstrukcijska razrada podizača s dvostrukim paralelnim polugama, a namjena podizača je podizanje tereta od 1 tone na visinu od 1 metar. Projektni parametri koji su zadani: dimenzija nosive platforme od 2m x 1m, brzina dizanja od 10 m/min te hidraulički pogon. Neki od zahtjeva koje podizač mora zadovoljiti su da nosiva platforma mora biti horizontalna tijekom dizanja radi sigurnog transporta tereta, da kompaktnost konstrukcije mora biti što bolja i pogonska sila što manja. U uvodu rada je razmatranje o vrstama podizača za različite namjene i uvjete koji se nalaze na tržištu. Nakon uvoda prikazana su konceptijska rješenja različitih podizača, te je na kraju odabrano optimalno rješenje za zadane parametre. U nastavku su izračunata opterećenja na dijelove podizača i s tim izračunatim opterećenjima provjereni su svi kritični dijelovi konstrukcije: hidraulički cilindri, zupčanici, poluge, svornjaci i zavari. Programski paket Excel je korišten za određivanje opterećenja u odnosu na položaj kuta zakreta poluge i s pomoću programa napravljeni su svi grafovi, a 3D model podizača napravljen je u programskom paketu Solidworks te na osnovu njega sklopni crtež.

Ključne riječi: podizač, paralelne poluge, hidraulički cilindar, zupčanici

SUMMARY

The theme of this thesis is a design of a lifter with a double parallel levers. The purpose of the lifter is lifting cargo of 1 tone on the height of 1 meter. Parameters are platform dimensions of 2m x 1m, speed of lifting 10 m/min and hydraulic drive. Some of the requirements are: platform of the lifter must stay horizontal during lifting which allows safe transport of the cargo, then the compactness of the construction need to be as good as possible and hydraulic force as small as possible. The introduction gives consideration of the various types of lifting platforms with different purposes and conditions that are on the market. After introduction conceptual solutions of different lifters are presented and optimal solution for the given parameters is selected. Then the loads on the lifting parts are calculated. With the calculated loads, all critical parts of the structure were checked: hydraulic cylinder, gears, levers, pins and welds. Excel software package were used to define loads in the relation of the position of the angle of levers, all the graphs were made in the Excel. 3D model of the lifter was made in the Solidworks software package and a technical documentation based on it

Key words: platform, parallel levers, hydraulic cylinder, gears

1. UVODNO RAZMATRANJE O PRENOSILIMA I DIZALIMA

Transportna tehnika – transport ljudi i robe može se podijeliti na:

- Prometna tehnika ili javni transport
- Dobavna tehnika ili unutrašnji transport

Dobavna sredstva (transportni uređaji, prenosila, dizala) su tehnička sredstva unutrašnjeg transporta, dok su prometna sredstva (vlak, kamion, brod, avion) tehnička sredstva javnog transporta.

Dobavna tehnika obuhvaća transport ljudi, proučavanje dobavnih sredstava i prijevoz robe u proizvoljnom smjeru i ograničenoj udaljenosti.

Prenosila i dizala u sustavu transportnog lanca omogućuju dizanje, prijenos, skladištenje, pretovar, rukovanje materijalom, rukovanje teretom, prijevoz materijala, ljudi i robe na kraćim udaljenostima. Zbog sve većeg razvoja industrije, povećane proizvodnje dobara i želje da prijenos materijala bude što lakši današnjem čovjeku uvjetovan je sve veći razvoj prenosila i dizala.

Dobavni postupak je premiještanje robe pomoću prenosila i dizala, a sastoji se od zahvata, prijenosa i odlaganja materijala. Prema dobavnom postupku korištena tehnička sredstva mogu se podijeliti na:

- Sredstva prekidne ili povremene dobave
- Sredstva neprekidne dobave

U sredstva prekidne ili povremene dobave uvrštavamo granike (kranove), dizalice, dizala ili liftove, manipulatore, industrijske robote, te industrijska vozila.

1.1. Podizne platforme

Svrha podizne platforme je sigurno i precizno držanje predmeta ili osobe na nekoj željenoj visini. Podjela podiznih platformi:

- Radna platforma
- Podizni stol
- Pretovarna ramppa

1.1.1. Radna platforma

Podizna platforma je mehanički uređaj koji omogućuje pristup ljudima i opreme na određenoj visini gdje je potrebno obaviti privremene radove održavanja, popravka, čišćenja ili manje montažne radove. Nosivost radnih platformi kreće se u granicama od 150 do 500 kg (omogućeno podizanje do 4 radnika s pripadnim alatom), a visina dizanja na koju se podižu radnici i alati je između 3 i 15 m. Radna platforma opremljena je upravljačkom pločom koja se može nalaziti izvan košare ili na samoj košari kako bi radnik osobno mogao bolje pozicionirati košaru. Platforma može biti zasebna jedinica koja ima svoj vlastit pogon ili može biti dio sustava koji se montira na kamion ili neko drugo vozilo koje služi kao pogonsko sredstvo i kao sredstvo transporta. Platforme manjih dimenzija i manje nosivosti podižu se ručno pomoću vijčanog vretena ili hidrauličkog cilindra dok veće imaju motorni pogon s hidrauličkim prijenosom sila na pokretne dijelove. Radne platforme moraju zadovoljiti stroge sigurnosne kriterije te obavezno moraju biti opremljene zaštitnom ogradom i dodatnim osloncima za bolju stabilnost.



Slika 1. Primjeri radnih platformi

1.1.2. Podizni stol

Podizni stolovi služe za podizanje i spuštanje teških tereta ili ljudi na neku željenu visinu. Najčešće se koristi škarasti mehanizam, dok se u manjoj mjeri koristi mehanizam sa zglobnim paralelogramom. Kada tereti imaju veće mase mehanizmi se pogone hidrauličkim cilindrima i električki pogonjenim pumpama, a za manje težine hidraulički cilindri su pokretani ručnim ili nožnim pogonom. Olakšavaju rad ljudi i stvara se sigurnije radno okruženje. Nosivost podiznih stolova je u rasponu od 0,5 do 5 tona, a onih teških i do 50 tona. Uobičajena visina podizanja je do 1,45 m.



Slika 2. Podizni stol sa škarastim mehanizmom



Slika 3. Podizni stol sa zglobnim paralelogramom

1.1.3. Pretovarna rampa

Pretovarna rampa i oprema za pretovarne rampe je ključna za postizanje jednostavnog, lakog, brzog i sigurnog rukovanja robom. Precizno izjednačava razlike između visine kamiona i visine potrebne za utovar i istovar materijala. Nosivost pretovarnih platformi iznosi od 0,5 do 20 tona, a visina dizanja od 1,5 do 2 m. Većinom se ugrađuju u pristaništa (posebno pripremljenoj rupi) kako bi bilo omogućeno nesmetano kretanje preko platforme. Mogu se kretati u samo jednom smjeru, odnosno mogu mijenjati samo visinu podizanja i spuštanja.



Slika 4. Pretovarna rampa

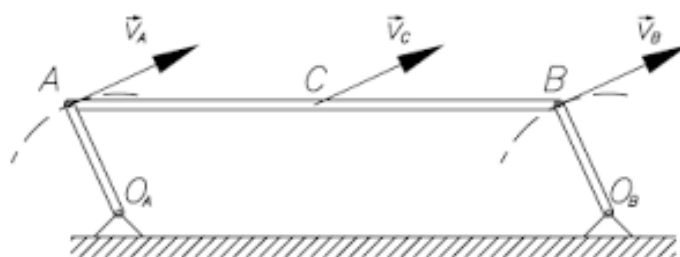
1.2. Mehanizmi podizanja

U današnje vrijeme zbog sve većeg razvoja industrije i sve većih zahtjeva za jednostavnijim, sigurnijim i preciznijim radom na visini razvili su se različiti mehanizmi podiznih platformi. Česti mehanizmi podizanja su zglojni paralelogrami jer omogućuju podizanje radnika preko neke zapreke na velike visine s velikom preciznošću. Cijena takvih uređaja sve više raste zbog većeg broja dijelova i kompleksnosti sustava upravljanja. Osim mehanizma sa zglobnim paralelogramom postoje i neki drugi, prema kojima je izvršena podjela na:

- Mehanizam sa zglobnim paralelogramom
- Škarasti mehanizam
- Platforme sa teleskopskim dohvatnikom
- Stupne podizne platforme

1.2.1. Mehanizam sa zglobnim paralelogramom

Poseban oblik zglobnog četverokuta je zglojni paralelogram kod kojeg se ističe da kada dva člana imaju jednake duljine i prestala dva člana imaju imati jednake duljine. U paralelogramu kutne brzine oba dva koljena imaju jednake kutne brzine i rotiraju jednoliko u istom smjeru, a sprežni član koji spaja koljena (u slučaju na slici 4. nosiva stranica podizne platforme) vrši čisto translacijsko gibanje.



Slika 5. Kinematička shema platforme sa zglobnim paralelogramom

Pogon platforme se ostvaruje djelovanjem jednog ili više hidrauličkih mehanizama. Nosivost mehanizma sa zglobnim paralelogramom može doseći 45 000 kg, a visina podizanja 1,6 m. Platforme mogu biti izvedene s jednim ili više zglobnih paralelograma. Platforme s jednim zglobnim paralelogramom u velikoj se mjeri koriste kao podizne platforme u radionicama za popravak motornih vozila.



Slika 6. Radionička podizna platforma sa zglobnim paralelogramom za popravak motocikla

Platforme s više serijski zglobnih paralelograma se koriste za podizanje radnika i alata za rad na velikim visinama koja su teško dostupna, jer u svakom položaju mehanizam može osigurati precizan i uspravan položaj radnika.



Slika 7. Mehanizam s više zglobnih paralelograma

1.2.2. Škarasti mehanizam

Podizne platforme sa škarastim mehanizmom omogućava horizontalno podizanje platformi, a sastoji se od ukriženih nosača koji su u sredini zglobno povezani osovinom. Kod škarastog mehanizma jedan kraj je zglobno vezan za postolje i platformu dok se druga strana može gibati po vodilicama na postolju i platformi pomoću klizača ili kotača. Podizanje tereta se vrši skupljanjem škarastih nosača, a spuštanje širenjem škarastog mehanizma. Razlikujemo sljedeće vrste škarastog mehanizma:

- Jednostruki škarasti mehanizam
- Višestruki škarasti mehanizam
- Serijski škarasti mehanizam
- Paralelni škarasti mehanizam

Postolje mehanizma može biti pričvrćeno na podlogu, ugrađeno u posebno pripremljenoj udubini ili pokretno. Nosiva ploča platforme koja se nalazi na vrhu podizača i na koju se stavlja teret može biti opremljena napravama za okretanje i nagib tereta ili izvedena kao konvejer sa kuglicama i valjcima. Pogon mehanizam može biti hidraulički, pneumatski, elektromotorni ili ručni pogonom.



Slika 8. Jednostruki škarasti mehanizam



Slika 9. Višestruki škarasti mehanizam

1.2.3. Platforme sa teleskopskim dohvatnikom

Ovaj primjer platforme primjenjuje se kao radna platforma za rad na visini do 14 m. Nosivost dohvatnika za jednu osobu iznosi do 160 kg, a nosivost dohvatnika za dvije osobe iznosi do 350 kg. Izvedba namijenjena jednoj osobi obično ima samo jedan teleskopski dohvatnik dok izvedba za dvije osobe ima dva teleskopska dohvatnika.



Slika 11. Teleskopski dohvatnik



Slika 10. Dvostruki teleskopski dohvatnik

Pokretno postolje platforme je opremljeno kotačima koji su slobodni i mogu se premješati ručno ili pogonskim motorom. Stabilnost platforme je osigurana dodatnim utezima ili stabilizacijskim stopama koje su ugrađeni na postolje. Stabilizacijske stope mogu biti hidraulički pogonjene i opremljene su senzorima za kontrolu položaja. Mehanizam podizanja je vrlo sličan mehanizmu koji se koristi kod vatrogasnih ljestvi, pri čemu se dizanje ostvaruje djelovanjem hidrauličkog cilindra preko lančanika.

1.2.4. Stupne podizne platforme

Stupne podizne platforme najčešće se upotrebljavaju kao teretna dizala u skladištima, kao podizne platforme u radionama za popravak motornih vozila ili kao pretovarne podizne platforme.



Slika 12. Radionička stupna podizna platforma

Načini ostvarivanja podizanja:

- Hidraulički cilindar i prijenos lančanicima / koloturama – kod radioničkih podiznih platformi maksimalna nosivost može iznositi do 5400 kg, a visina dizanja do 2 m, dok kod teretnih dizala s užetnim prijenosom nosivost iznosi 3000 kg, a maksimalna visina dizanja do 8,5 m.
- Izravnim djelovanjem hidrauličkog cilindra – izvode se sa jednim ili više hidrauličkih cilindara zatvorenim u klizno kućište koje se nalazi ispod platforme. Jednocilindrična izvedba ima nosivost do 2700 kg, a visina dizanja iznosi 1,5 m. Višecilindarske izvedbe mogu doseći maksimalnu nosivost od 45000 kg i visinu dizanja od 2 m.



Slika 13. Stupna podizna platforma s hidrauličkim cilindrima

- Elektromotorni pogon i mehanički prijenosnici snage – snaga se može prenositi lančanicima ili vijčanim vretenom. Najčešće se koriste podizne platforme s lančanim stupom i sa spiralnim trakama koje su pogonjene elektromotorima. Prilikom rada mehanizma obavezna je vodilica u obliku stupova, zbog osjetljivosti na veća bočna opterećenja postoji mogućnost do rastavljanja nosivih spiralnih traka. Prednost ovog mehanizma je u kompaktnoj izvedbi, nosivosti do 17500 kg, i postizanja visine podizanja do 12,2 m. Koristi se za podizanje scene u kazalištima.
- Pneumatski teleskopski cilindri – pogonjeni su komprimiranim zrakom ili CO₂ koji je pohranjen u bocama. Primjenjuju se za manje nosivosti do 140 kg i visinu dizanja do 5,6 m.



Slika 14. Stupna podizna dizalica s elektromotornim pogonom

2. ANALIZA RADNIH PRINCIPA POSTOJEĆIH KONSTRUKCIJSKIH RJEŠENJA PODIZNIH PLATFORMI

Pogoni podiznih platformi:

- Hidraulički pogon
- Pneumatski pogon
- Elektromagnetski pogon s mehaničkim prijenosnicima
- Ručni pogon

2.1. Hidraulički pogon

Hidraulički sustav sastoji se od izvora mehaničke energije (elektromotor ili motor s unutarnjim izgaranjem) koji daje okretni moment koji pokreće pumpu. Pumpa hidrauličku tekućinu pumpa kroz cjevovod i ventile do hidrauličkog motora ili cilindra koji daju okretni moment ili silu koja pogoni neki teret (odnosno energija se ponovno pretvara u mehaničku energiju).



Slika 15. Hidraulički pogon

Osnovne prednosti hidraulike su prijenos velike snage pri jednostavnim i laganim upravljanjem, kontinuirana regulacija, manje inercijske sile (manje mase su u pokretu), te imaju sposobnost samopodmazivanja. Hidraulički sustav se može jednostavno osigurati od preopterećenja korištenjem ventila za ograničenje tlaka., a pomoću cjevovoda lagano se prenosi energija na daljinu. Hidraulički motori imaju velike sposobnosti ubrzanja zbog velikog omjera okretnog momenta i momenta tromosti. Velika prednost je odnos mase i snage koji je veći od 1kW/kg, što je deset puta više u odnosu na električni pogon. Nedostaci hidrauličkih pogona su osjetljivost na nečistoće, postoji mogućnosti od istjecanja ulja, agregat za napajanje uljem

stvara buku i pri izradi je potrebna vrlo precizna obrada, što znači da je cijena veća. Imaju i niži stupanj korisnog djelovanja od usporedivih pogona, što znači da troše više energije.

Za ostvarivanje gibanja koristimo pritisak ulja koji se ostvaruje zupčastom ili klipnom pumpom. Maksimalni tlak zupčaste pumpe je 12 MPa, uz stupanj iskoristivosti od 80%, dok se upotrebom klipne pumpe mogu se postići tlakovi od 35 MPa do 45 Pa, uz stupanj djelovanja pumpe od 90%. Hidraulički pogon sastoji se još od ventila koji upravljaju strujom i tlakom ulja, spremnika ulja, razvodnici, prigušni ventili, sigurnosni ventili, cjevovoda i upravljačke elektronike.

2.2. Pneumatski pogon

Pneumatski pogon za ostvarivanje gibanja platforme koristi komprimirani zrak i to kada je postrojenje za komprimirani zrak već izgrađeno u neku drugu svrhu. Većinom se koristi za stacionarne podizne platforme koje imaju manju nosivost. Pretlak zraka za pogon podizne platforme iznosi 0.4 do 0.7 Mpa, a kao radne jedinice se koriste cilindri ili zračni jastuci.



Slika 16. Pneumatski pogon

U odnosu na hidrauličke sustave prednost pneumatskih sustava je u tome što su jednostavniji, ne koriste ulje pa nema opasnosti od istjecanja ulja i sigurni su u eksplozivnoj atmosferi. Zbog manjih tlakova i neistjecanja fluida izrada nije toliko zahtjevna pa su jeftiniji. Nedostaci pneumatskih pogona je što radni tlak zraka mora biti niži od 1.2 MPa, kako propisuju sigurnosni zahtjevi za posude pod tlakom. Drugi nedostatak je što je vrlo teško kontrolirati položaj klipa i regulirati brzinu.

2.3. Elektromotorni pogon

Elektromotorni pogon je najčešća vrsta pogona za prenosila i dizala zbog niza prednosti u odnosu na ostale pogone. Jednostavan je dovod energije zbog sveprisutnosti električne energije oko nas, relativno je male dimenzije i mase. Lagan, siguran i pouzdan za upravljanje, te ima mogućnost preopterećenja u kratkom vremenu. Nedostaci ovog pogona je velika brzina vrtnje pogonskog elektromotora, što dodatno zahtijeva prijenosnike velikih prijenosnih omjera, a time i neželjene gubitke u sustavu. Osim toga nužno je ovakvoj vrsti pogona osigurati izvor napajanja. U elektromotornim pogonima podiznih platformi najčešće se ugrađuju trofazni asinkroni motori jer uglavnom na raspolaganju imamo izmjeničnu struju. Za manje snage (do 20 kW) upotrebljavamo kavezne asinkrone motore, a za srednje (do 60 kW) i velike snage (iznad 60 kW) upotrebljavamo kolutne asinkrone motore.

Načini pretvaranja rotacijskog gibanja elektromotora u translacijsko gibanje koje je potrebno za podizanje platformi (nakon što preko reduktora smanji brzinu vrtnje i poveća okretni moment):

- Navojnim vretenom i maticom s kugličnim ležajem. Izvedbe s ležajem jako pridonosi iskoristivosti, stupanj djelovanja $\eta \approx 0.9$, dok kod izvedbi bez ležaja jako opada stupanj djelovanja ($\eta \approx 0.3$). Koriste se kada se zahtjeva precizno pozicioniranje platforme.



Slika 17. Pogon navojnim vretenom

- Mehanizmom sa spiralnim vođenjem. Glavne prednosti su mu kompaktna izvedba, mogućnost nosivosti do 17500 kg, visina podizanja do 12.2 m, stabilnost nosivog stupa, jednostavno se ugrađuje i ima mogućnost preciznog kontroliranja položaja. Nedostatak su mu manja brzina dizanja, osjetljivost na nečistoće te opasnost od razdvajanja nosivih traka uslijed djelovanja bočnih opterećenja.



Slika 18. Podizna platforma sa spiralnim stupom

- Mehanizam sa lančanim stupom koji omogućuje konstantnu brzinu dizanja i spuštanja. Postoje izvedbe s jednim i s dva lanca. Kod izvedbe s jednim lancem, lanac prolazi kroz vodilicu te se karike lanca spoje i međusobno uklješte, te tvore nosivi stup. Na taj način se sila prenosi preko spojnice, a ne preko svornjaka, što sprječava trošenje svornjaka i nema potrebe za čestim podmazivanjem. Kod izvedbe s dva nasuprotna lanca s zasebno pogonjenim lančanicima. Lanci prolaskom kroz vodilicu dolaze u međusobni zahvat te tvore nosivi stup. Kod obje izvedbe stup može gurati i povlačiti platformu. Mehanizam omogućava velike brzine te precizno pozicioniranje platforme. Nosivost mehanizma može doseći 10 t, a visinu podizanja do 7 m.



Slika 19. Podizna platforma pogonjena mehanizmom s lancem

- Mehanizam s remenskim prijenosom koji pruža visoku sigurnost i malu potrebu za održavanjem sustava, može sadržavati jedan ili više remenja, manja je potreba za snagom električnog motora, ima konstantnu brzinu spuštanja i dizanja.



Slika 20. Pogon s remenskim prijenosom

2.4. Ručni pogon

Najčešće je to mehanizam s hidrauličkim pogonom kod kojega rukom ili nogom pokrećemo pumpu da bi ostvarili tlak ulja potreban za podizanje. Teret se spušta djelovanjem sile teže nakon što ručno otvarimo ventile. Nosivost ručnog hidrauličkog pogona uglavnom se kreće do 2000 kg, a visina dizina do 1,3 m. Očekivana snaga kojom čovjek mora djelovati je oko 250 W.

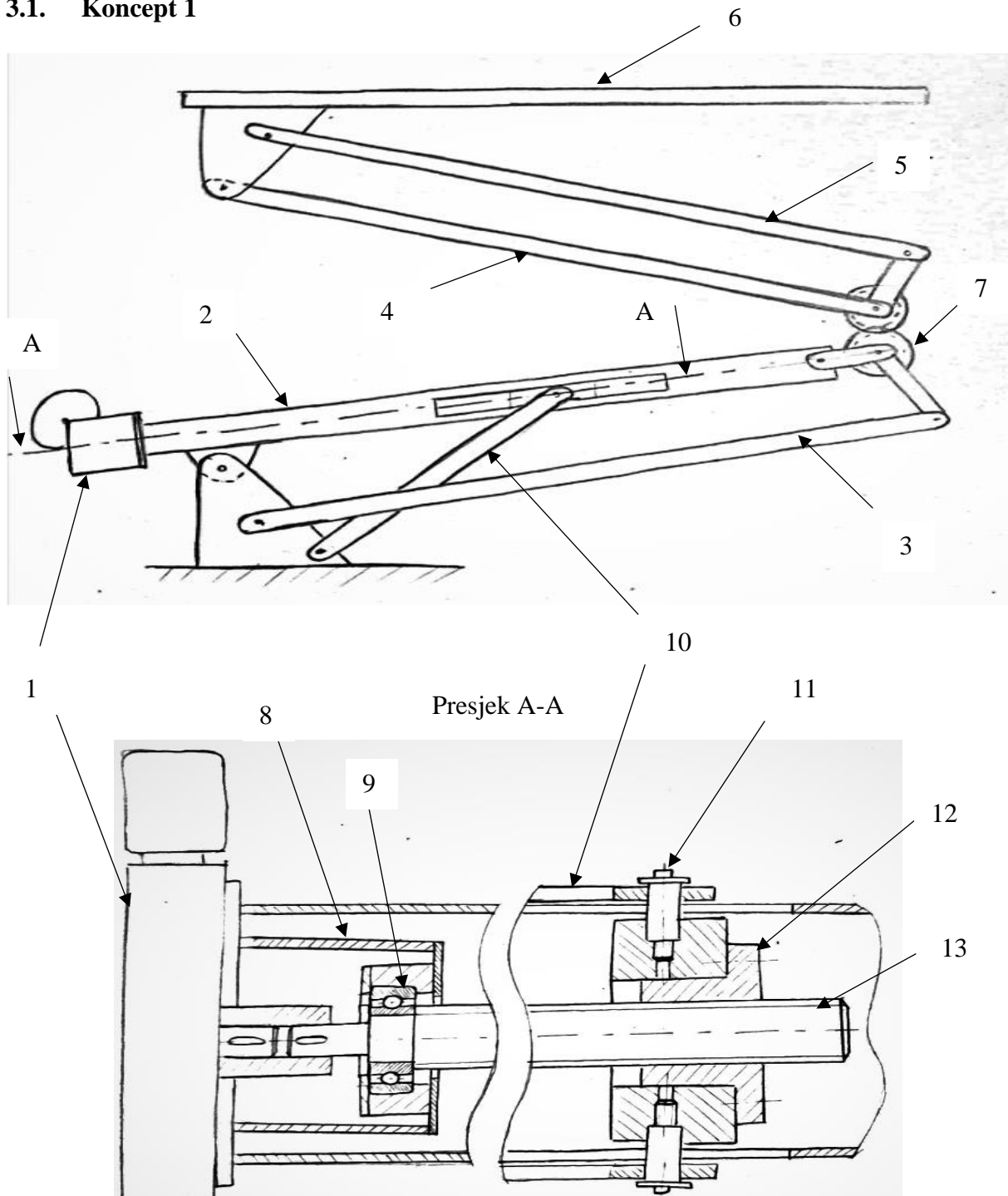


Slika 21. Podizna platforma s ručnim/nožnim pogonom

3. KONCEPCIJSKA RJEŠENJA

U ovom poglavlju prikazano je nekoliko konceptijskih rješenja koji će biti ocjenjivani na temelju kriterija vrednovanja. Primjenom vrednovanja težinskih faktora izabrani koncept će biti podloga za konstruiranje podizača.

3.1. Koncept 1



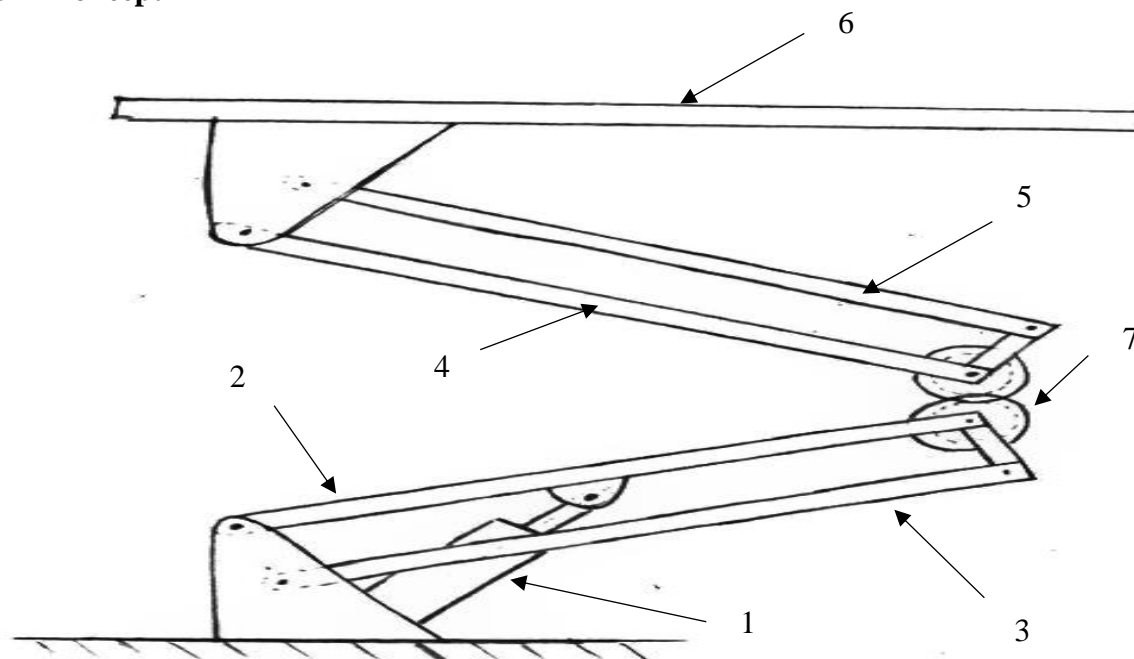
Slika 22. Koncept 1

Tablica 1. Popis dijelova za koncept 1

Poz.	Naziv dijela	Poz.	Naziv dijela
1	EM + reduktor	8	Nosač ležaja
2	Glavni nosač 1	9	Ležaj
3	Pomoćni nosač 1	10	Poluga za dizanje
4	Glavni nosač 2	11	Vijak s čahurom
5	Pomoćni nosač 2	12	Klizač
6	Platforma	13	Navojno vreteno
7	Ozubljenje		

Podizanje poluge (5) ostvaruje se navojnim vretenom (13) koje se nalazi u glavnom nosaču (1). Navojno vreteno pogonjeno je reduktorom (1) koje se nalazi na kraju glavnog nosača 1 (2). Navojno vreteno je uležišteno u nosaču ležaja (8), u koje se montira ležaj (9). Navojno vreteno može biti izvedeno s trapeznim ili pilastim navojem zbog veće korisnosti. Vijak s čahurom (11) s jedne strane je povezan s polugom za dizanje (10), a s druge s klizačem (12) kroz koje prolazi navojno vreteno (13). Primjenom ozubljenja (7) osiguran je istovjetni pomak u okomitoj ravnini, a sustavom paralelnih poluga, glavni nosač 1 (2), pomoćni nosač 1 (3), glavni nosač 2 (4), pomoćni nosač 2 (5) osiguran je okomiti pomak bez dodatnih pomaka u vertikalnoj ravnini. Na kraju se nalazi platforma (6) koja služi za prihvat tereta ili ljudi.

3.2. Koncept 2



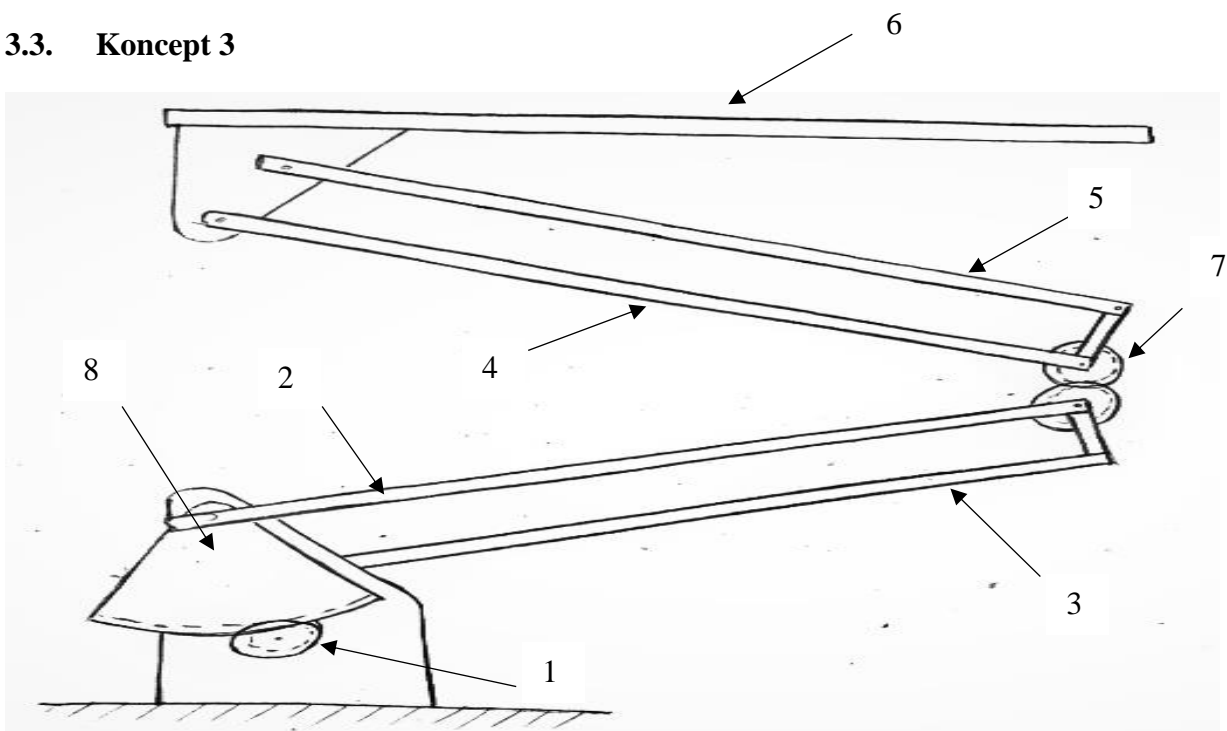
Slika 23. Koncept 2

Tablica 2. Popis dijelova za koncept 2

Poz.	Naziv dijela
1	Hidraulički cilindar
2	Glavni nosač 1
3	Pomoćni nosač 1
4	Glavni nosač 2
5	Pomoćni nosač 2
6	Platforma
7	Ozubljenje

Podizanje glavnog nosača 1 (2) ostvareno je hidrauličkim cilindrom (1). Ovaj način podizanja je najčešći kod podizača i auto-košara zbog jednostavnosti i pouzdanosti. Velika prednost hidrauličkih cilindara je ta što njegov smještaj ne povećava gabarite podizača za razliku od elektromotora.

3.3. Koncept 3



Slika 24. Koncept 3

Tablica 3. Popis dijelova za koncept 3

Poz.	Naziv dijela
1	Pogonski zupčanik
2	Glavni nosač 1
3	Pomoćni nosač 1
4	Glavni nosač 2
5	Pomoćni nosač 2
6	Platforma
7	Ozubljenje
8	Gonjeni zupčanik

Reduktor koji treba biti pričvršćen za postolje pogoni pogonski zupčanik koji pogoni gonjeni zupčanik (8). Gonjeni zupčanik je čvrsto spojen na glavni nosač 1 (2). Prednost ovog pristupa je relativno malo dijelova ali nije praktičan način podizanja glavnog nosača.

3.4. Zadani kriteriji vrednovanja

- Jednostavnost upravljanja – zbog zahtjeva za čestim podizanjem i spuštanjem tereta, potrebno je omogućiti operateru brzo, efikasno i jednostavno upravljanje podizačem, sa što manjim zamorom.
- Kompaktnost – uređaj je mora zadovoljiti dimenzije koje su zadane u početnim uvjetima, te omogućiti podizanje platforme na visinu. Kompaktnost se odnosi i na slučaj da se podizač ugrađuje u prethodno oblikovan otvor.
- Jednostavnost izvedbe – podrazumijeva broj dijelova potreban za ostvarivanje funkcija koje se traže od uređaja, kompleksnost tih dijelova i mogućnost što jednostavnijeg sastavljanja, rastavljanja i zamijene tih dijelova.
- Održavanje – odnosi se na vijek trajanja dijelova podizača, kompleksnost njihovog održavanja, dostupnost tih dijelova i slično.
- Masa – podrazumijeva da težina sastavnih dijelova uređaja treba biti što manja pa će i opterećenja na spojevima biti manja i pogonski uređaj će biti manje snage i manjih gabarita.

4. IZBOR OPTIMALNE VARIJANTE

Koncepti će biti vrednovani na temelju zadanih kriterija koji se odnose na ulazne parametre ali i općenito prema funkcijama koje podizač mora zadovoljiti. Vrednovanje će se vršiti metodom težinskih faktora, tako da će kriterij za koji se smatra da ima najveću važnost imati najveći postotak od ukupnih 100%, a kriterij koji ima najmanju važnost će zauzimati najmanji postotak. Koncept koji bude imao najveću sumu bodova će biti izabran i s njim će se ići u daljnu razradu.

Tablica 4. Vrednovanje koncepata

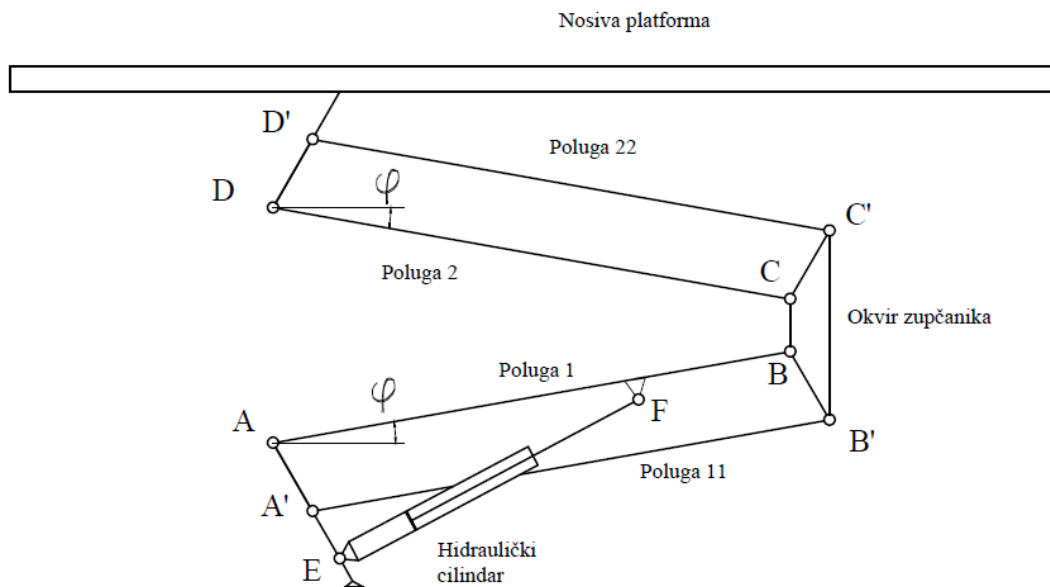
		KONCEPT 1		KONCEPT 2		KONCEPT 3	
Kriteriji vrednovanja	TF (%)	Ocjena	Procijenjena ocjena	Ocjena	Procijenjena ocjena	Ocjena	Procijenjena ocjena
Jednostavnost upravljanja	20	4	0,8	4	0,8	4	0,8
Kompaktnost	25	3	0,75	4	1	4	1
Jednostavnost izvedbe	30	3	0,9	5	1,5	5	1,5
Održavanje	10	3	0,3	4	0,4	4	0,4
Masa	15	3	0,45	5	0,75	4	0,6
Suma			3,2		4,45		4,3

Odabran je koncept 2 s hidrauličkim cilindrom zbog najveće sume bodova.

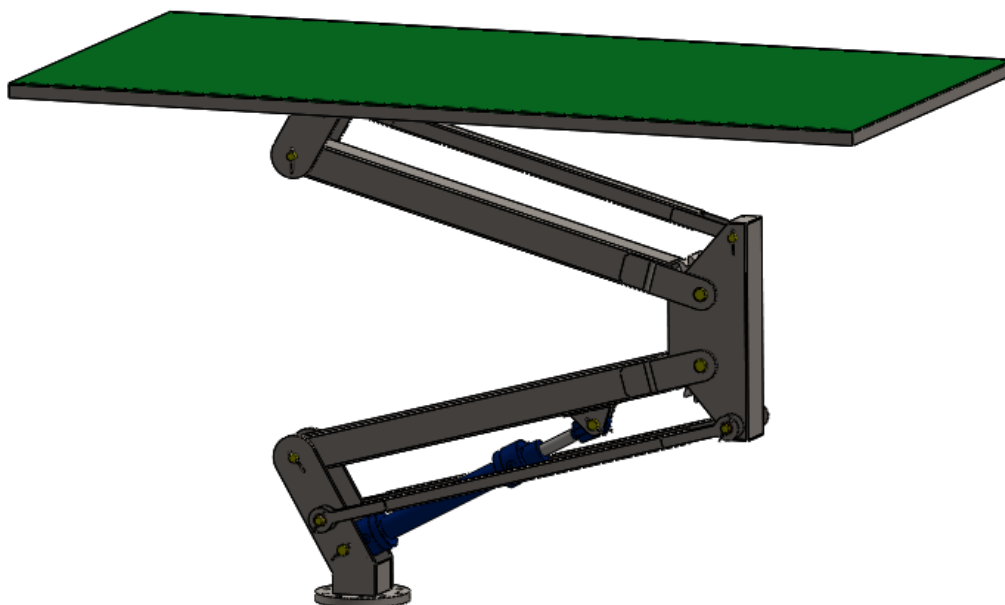
5. OPTEREĆENJA NA PODIZAČ

5.1. Uvod

Na slici 25. prikazana je skica hidrauličkog podizača po kojoj će biti proveden proračun, a na slici 26. je izometrijski prikaz podizača u programskom paketu Solidworks.



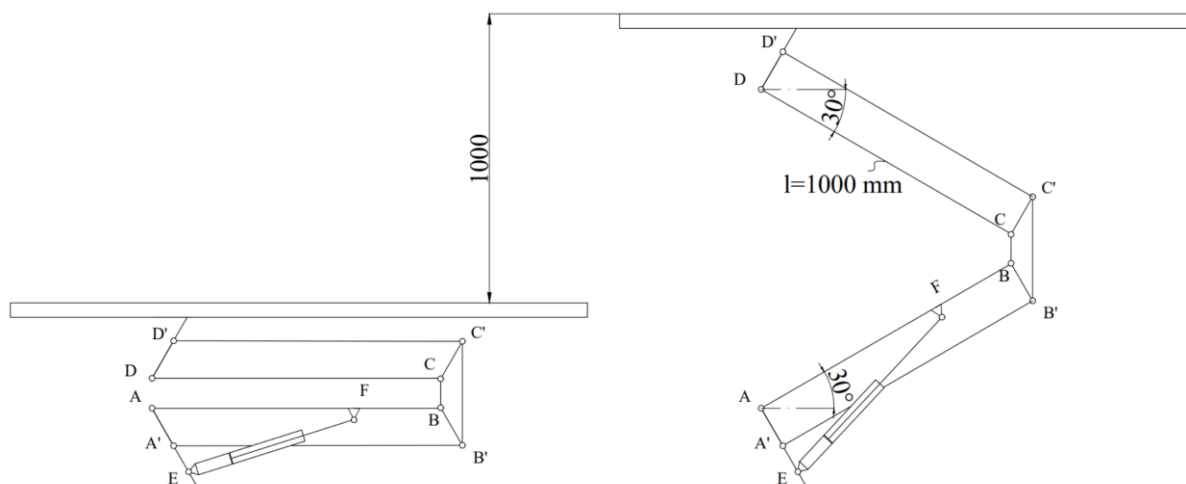
Slika 25. Skica podizača



Slika 26. Izometrijski prikaz modela

5.2. Radno područje podizača

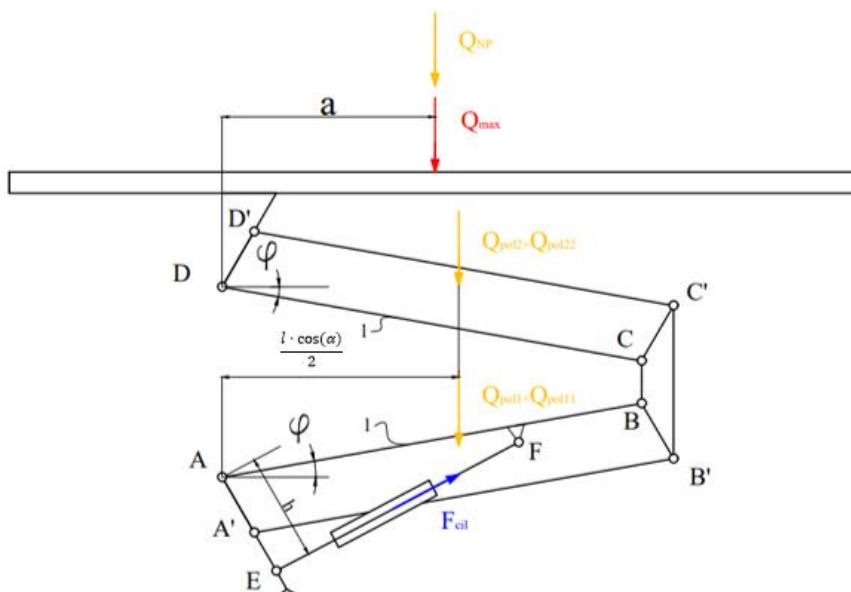
U projektnim parametrima podizača navedena je potrebna visina podizanja tereta od 1 m. U okviru tog parametra određeno je radno područje podizača koje je definirano kutom zakreta poluge 1 (kut φ). Definiranjem duljine poluge određeno je da se hidraulički cilindar zakreće u granicama $0 \leq \varphi \leq 30^\circ$. Na slici 27. prikazan je položaj i visina podizača za najveći kut zakreta poluge 1 $\varphi_{max} = 30^\circ$ i najmanji kut zakreta poluge 1 $\varphi_{min} = 0^\circ$.



Slika 27. Položaj podizača za φ_{min} i φ_{max}

5.3. Sila u cilindru

Za potrebe proračuna potrebno je prvo odrediti silu u cilindru, a zatim reakcije u osloncima.



Slika 28. Određivanje sile u cilindru

Vrijednosti konstanti na slici 28. iz geometrije podizača iznose:

$$a = 500 \text{ mm}; l = 1000 \text{ mm}; 0 \leq \varphi \leq 30^\circ \quad (1)$$

Radi jednostavnijeg proračuna pretpostavljeno je da težina tereta i težina nosive platforme djeluju na sredini platforme. Također pretpostavljamo da težine poluga 11 (potrebne su dvije poluge zbog smještaja cilindra) djeluju na sredini poluge 1 i da težina poluge 22 djeluje na sredini poluge 2. Mase manjih dijelova konstrukcije kao što su svornjaci, ležajevi, vijci, zupčanici i manji limovi će u proračunu biti zanemareni, ali će se korigirati faktorom sigurnosti. Težine konstrukcijskih dijelova iznose:

$$Q_{max} = m_{max} \cdot g = 1000 \cdot 9,81 = 9810 \text{ N} \quad (2)$$

$$Q_{NP} = m_{NP} \cdot g = 86,7 \cdot 9,81 = 850,53 \text{ N} \quad (3)$$

$$Q_{pol1} = m_{pol1} \cdot g = 18,7 \cdot 9,81 = 183,45 \text{ N.} \quad (4)$$

$$Q_{pol11} = 2 \cdot m_{pol11} \cdot g = 2 \cdot 2,67 \cdot 9,81 = 52,39 \text{ N.} \quad (5)$$

$$Q_{pol2} = m_{pol2} \cdot g = 18,7 \cdot 9,81 = 183,45 \text{ N.} \quad (6)$$

$$Q_{pol22} = m_{pol22} \cdot g = 4,4 \cdot 9,81 = 43,16 \text{ N.} \quad (7)$$

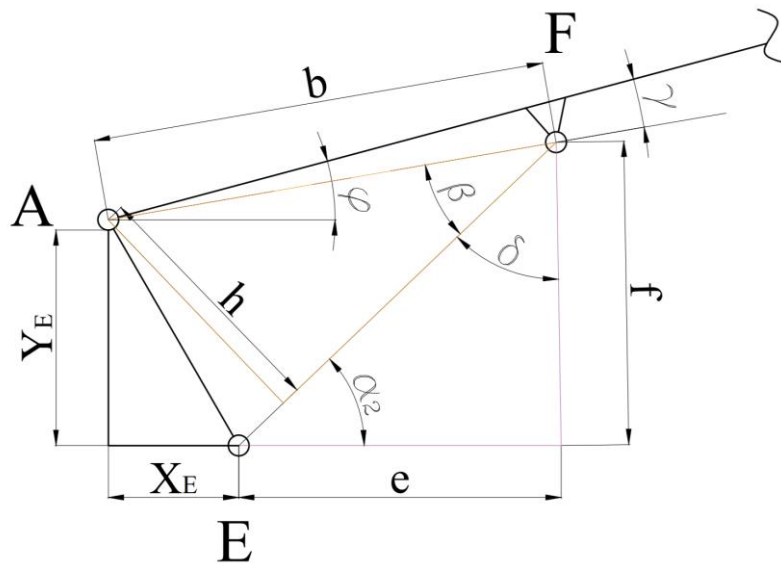
Sumom momenata oko točke A dobivamo silu u cilindru F_{cil} :

$$\sum M_A = 0;$$

$$(Q_{max} + Q_{NP}) \cdot a + (Q_{pol1} + Q_{pol11} + Q_{pol2} + Q_{pol22}) \cdot \frac{l \cdot \cos(\alpha)}{2} = F_{cil} \cdot h, \quad (8)$$

$$F_{cil} = (Q_{max} + Q_{NP}) \cdot \frac{a}{h} + (Q_{pol1} + Q_{pol11} + Q_{pol2} + Q_{pol22}) \cdot \frac{l \cdot \cos(\varphi)}{2 \cdot h}$$

Sila u cilindru F_{cil} ovisi o duljini h koja se mijenja ovisno o kutu zakreta poluge φ , tako da je potrebno prikazati tu ovisnost. Na slici 29. prikazana je skica po kojoj će ta ovisnost biti određena.

Slika 29. Određivanje duljine h

Vrijednosti konstanti na slici 29.

$$X_e = 115,47 \text{ mm}; Y_e = 200 \text{ mm}; b = 700 \text{ mm}; \gamma = 6,8^\circ \quad (9)$$

Duljina h iznosi:

$$h = b \cdot \sin(\beta)$$

$$\beta = 90^\circ - (\varphi - \gamma) - \delta$$

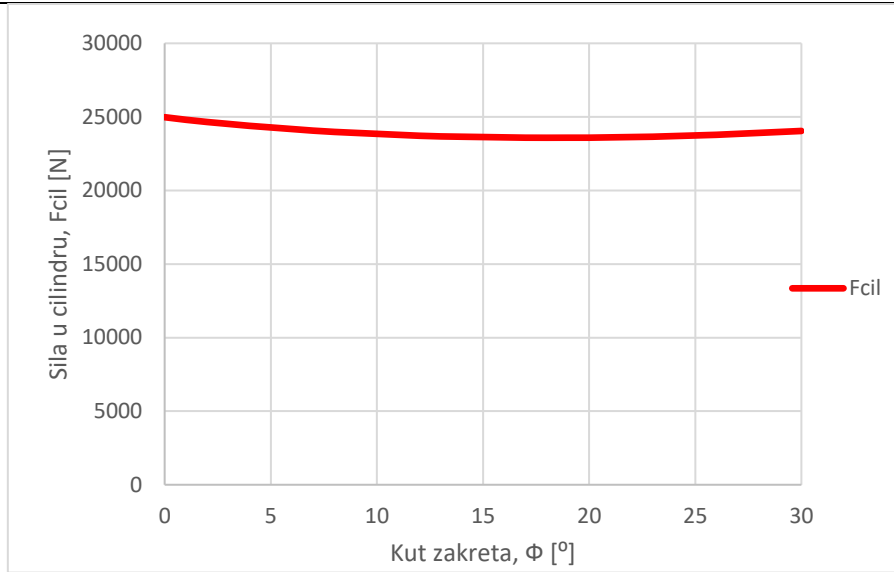
$$\delta = \arctan \frac{e}{f},$$

$$f = b \cdot \sin(\varphi - \gamma) + Y_e, \quad (10)$$

$$e = b \cdot \cos(\varphi - \gamma) - X_e.$$

Na slici 30. prikazana je ovisnost sile u cilindru F_{cil} o kutu zakretanja φ . Najveća sila javlja se kod kuta zakreta $\varphi_{min} = 0^\circ$.

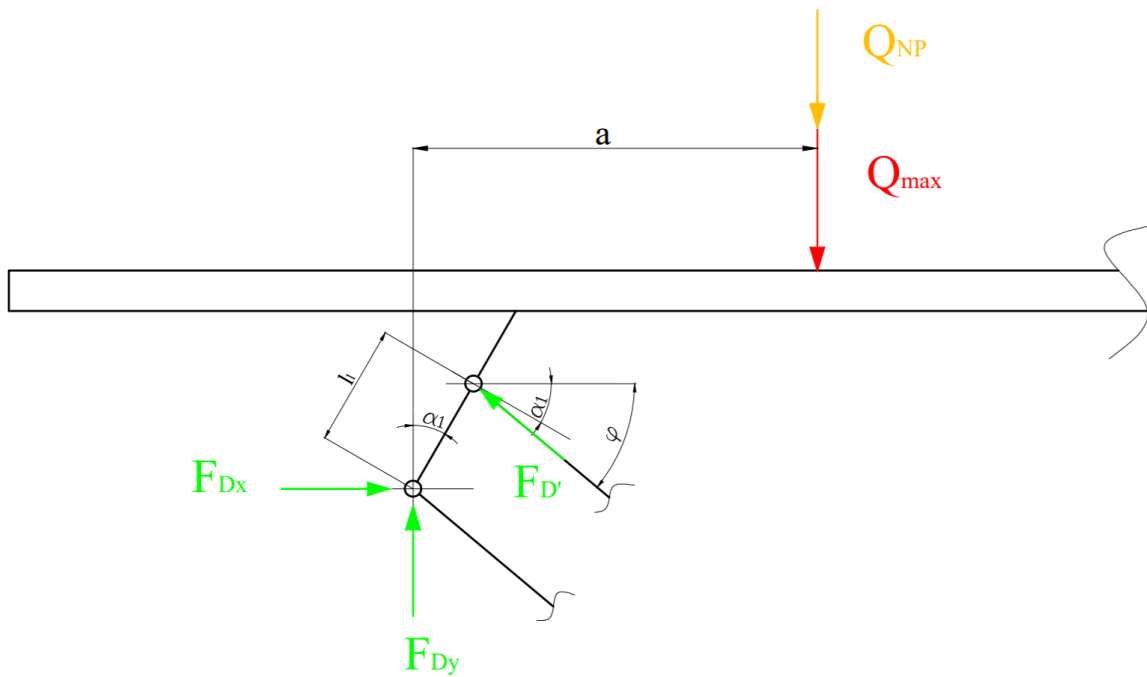
$$F_{cil_max}(\varphi_{min} = 0^\circ) = 24979,39 \text{ N} \quad (11)$$



Slika 30. Ovisnost sile u cilindru F_{cil} o kutu zakreta φ

5.4. Nosiva platforma

Na slici 31. prikazana su opterećenja na nosivu platformu.



Slika 31. Opterećenja na nosivu platformu

Vrijednosti konstanti na slici 31. iznose:

$$l_1 = 150 \text{ mm}; \alpha_1 = 30^\circ; a = 500 \text{ mm}; \tag{12}$$

Sumom momenata oko točke D dobiva se sila $F_{D'}$ u poluzi 22:

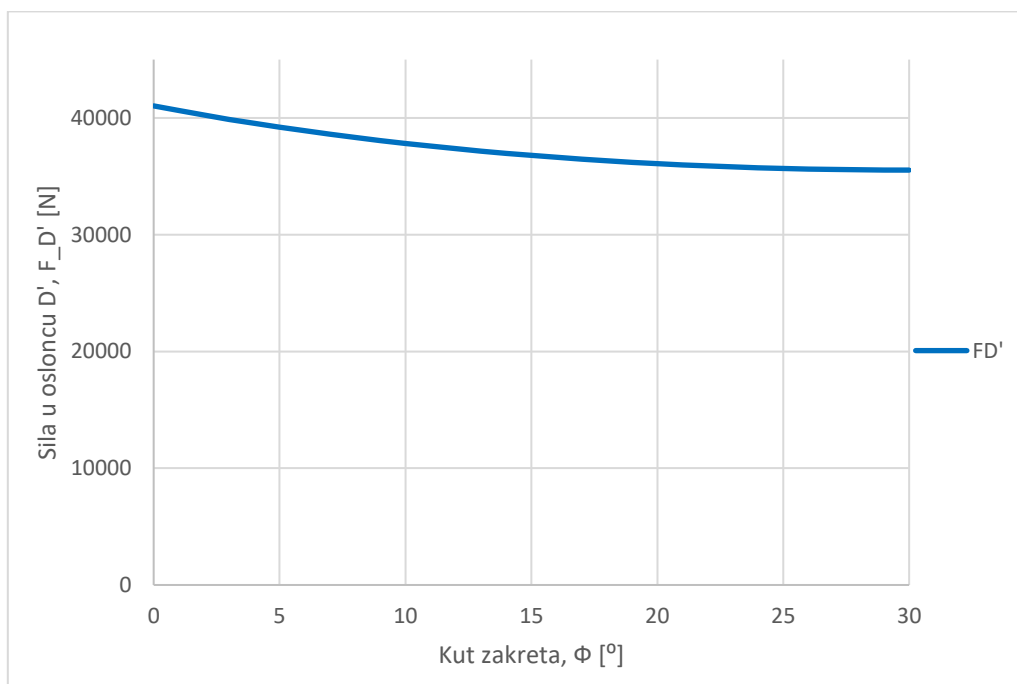
$$\sum M_D = 0;$$

$$Q_{max} \cdot a + Q_{NP} \cdot a = F_{D'} \cdot \cos(\varphi - \alpha_1) \cdot l_1, \quad (13)$$

$$F_{D'} = \frac{Q_{max} \cdot a + Q_{NP} \cdot a}{\cos(\varphi - \alpha_1) \cdot l_1}$$

Na slici 32. prikazana je ovisnost sile $F_{D'}$ u poluzi 22 o kutu zakretanja φ . Najveća sila javlja se kod najmanjeg kuta zakreta $\varphi = 0$.

$$F_{D'_{max}}(\varphi_{min} = 0^\circ) = 39881,96 \text{ N}, \quad (14)$$



Slika 32. Ovisnost sile $F_{D'}$ u osloncu D' o kutu zakreta

Sila F_D u osloncu D dobiva se vektorskim zbrojem sila F_{Dx} i F_{Dy} , koje se dobivaju sumom sila u smjeru x i y osi.

Suma sila u smjeru x osi:

$$\sum F_x = 0;$$

$$F_{Dx} = F_{D'} \cdot \cos(\varphi), \quad (15)$$

Suma sila u smjeru y osi:

$$\sum F_y = 0;$$

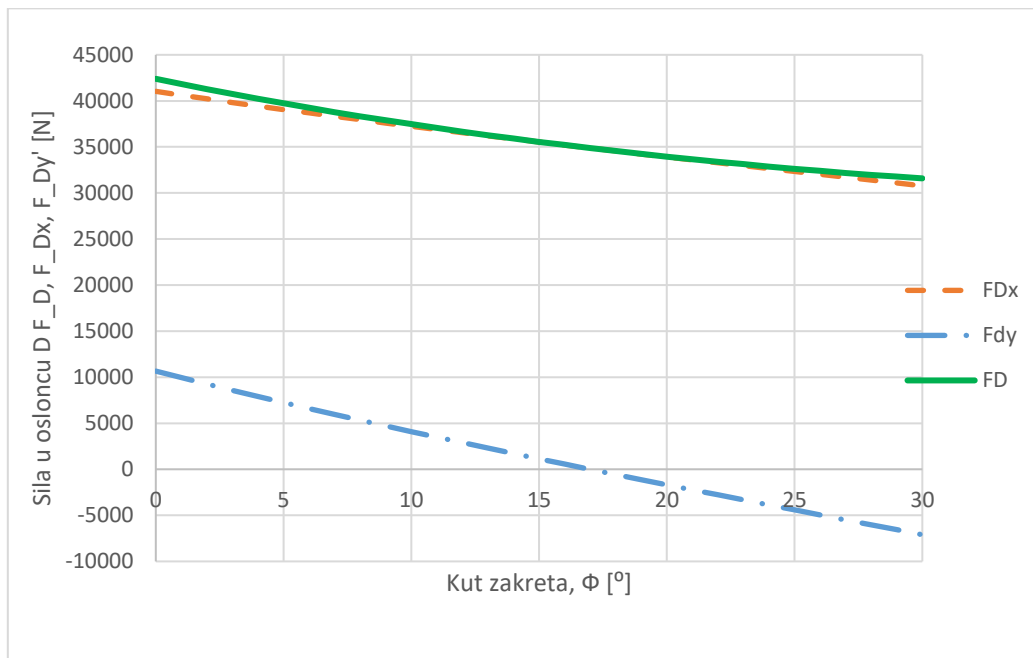
$$F_{Dy} = Q_{max} + Q_{NP} - F_{D'} \cdot \sin(\varphi), \quad (16)$$

Ukupna sila u osloncu D:

$$F_D = \sqrt{F_{Dx}^2 + F_{Dy}^2} \quad (17)$$

Na slici 33. prikazana je ovisnost sile F_D , F_{Dx} i F_{Dy} u osloncu D o kutu zakretanja φ . Najveća sila u osloncu D javlja se pri najmanjem kutu zakreta $\varphi = 0$.

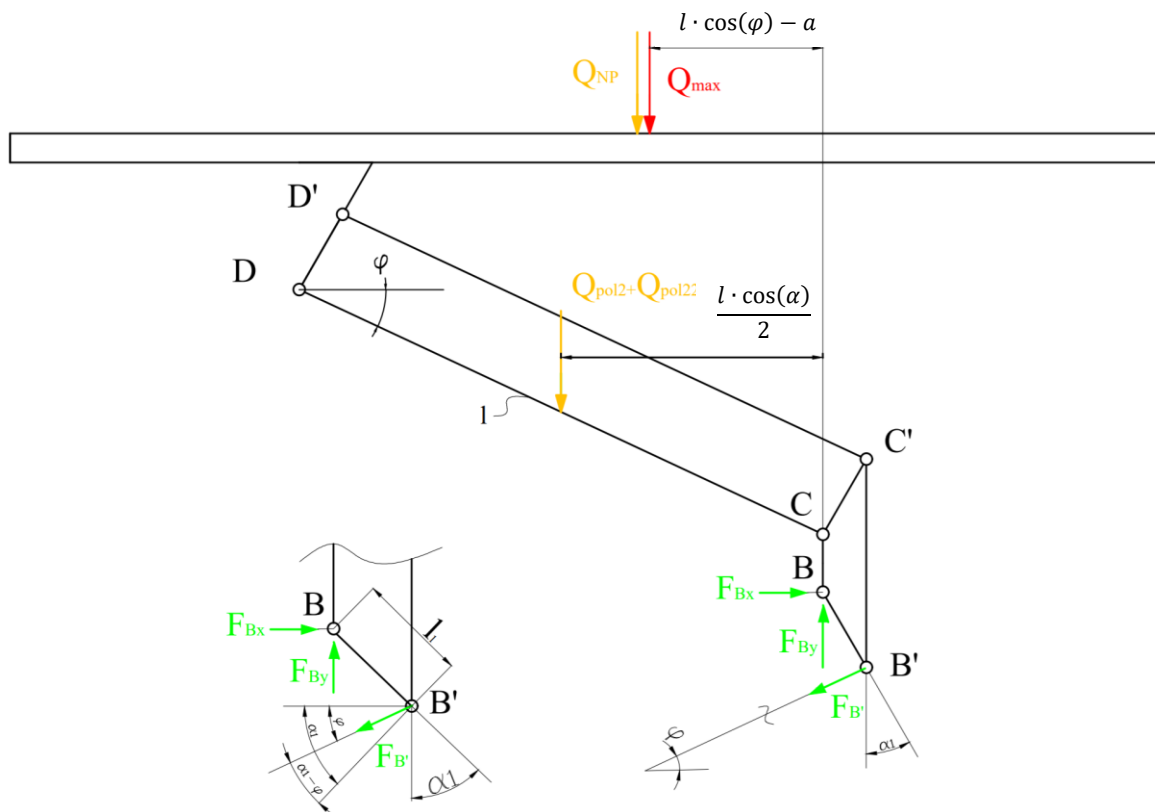
$$F_{D_max}(\varphi_{min} = 0^\circ) = 42394,62 \text{ N}, \quad (18)$$



Slika 33. Ovisnost sile F_D , F_{Dx} i F_{Dy} u osloncu D o kutu zakreta φ

5.5. Okvir zupčanika

Parametri potrebni za određivanje sila u osloncima B i B' prikazani su na slici 34.



Slika 34. Određivanje sila u osloncima B i B'

Sumom momenata oko točke B dobiva se sila $F_{B'}$:

$$\sum M_B = 0;$$

$$(Q_{max} + Q_{NP}) \cdot (l \cdot \cos(\varphi) - a) + (Q_{pol2} + Q_{pol22}) \cdot \frac{l}{2} \cdot \cos(\varphi) = F_{B'} \cdot l_1 \cdot \cos(\varphi - \alpha_1),$$

$$F_{B'} = \frac{(Q_{max} + Q_{NP} + Q_{pol2} + Q_{pol22}) \cdot (l \cdot \cos(\varphi) - a)}{\cos(\varphi - \alpha_1) \cdot l_1}$$

Sila F_B u osloncu B dobiva se vektorskim zbrojem sila F_{Bx} i F_{By} , koje se dobivaju sumom sila u smjeru x i y osi.

Suma sila u smjeru x osi:

$$\sum F_x = 0;$$

$$F_{Bx} = F_{B'} \cdot \cos(\varphi),$$

Suma sila u smjeru y osi:

$$\sum F_y = 0; \quad (21)$$

$$F_{By} = Q_{max} + Q_{NP} + Q_{pol2} + Q_{pol22} - F_{B'} \cdot \sin(\varphi),$$

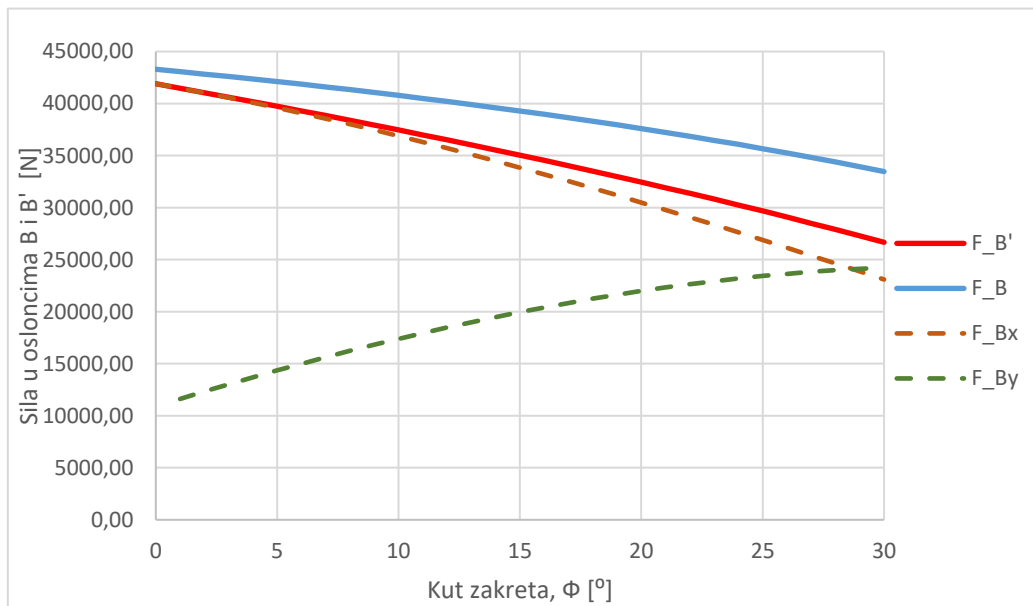
Ukupna sila u osloncu B:

$$F_B = \sqrt{F_{Bx}^2 + F_{By}^2} \quad (22)$$

Na slici 35. prikazana je ovisnost sila $F_{B'}$, F_{Bx} , F_{By} i F_B o kutu zakretanja φ . Najveća sila u osloncima B i B' javlja se pri najmanjem kutu zakreta $\varphi = 0$.

$$F_{B'}(\varphi = 0) = 41051,93 \text{ N}, \quad (23)$$

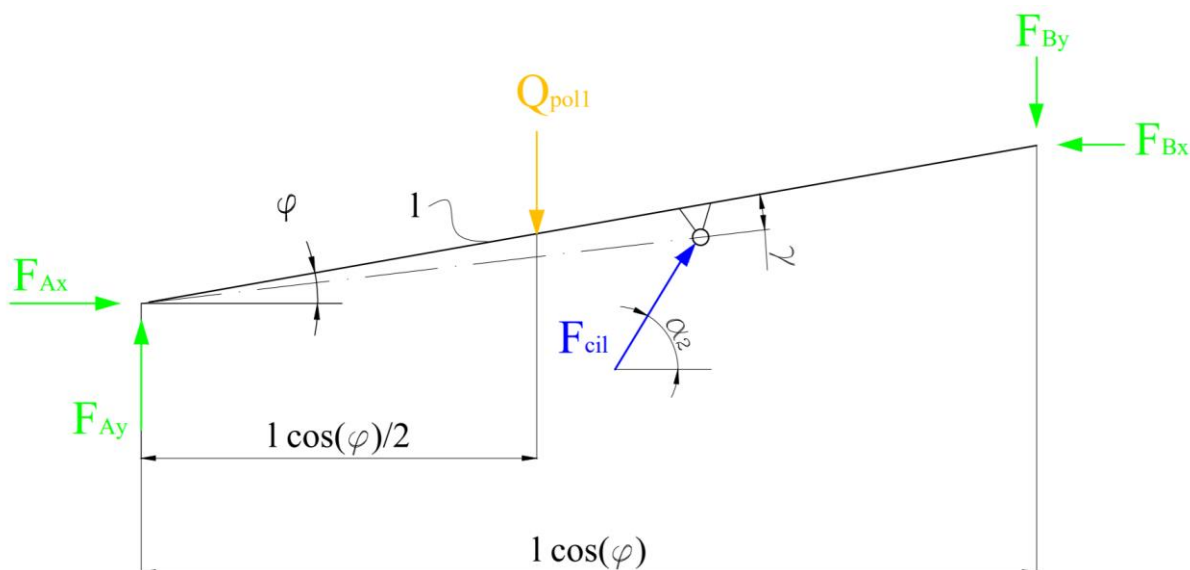
$$F_B(\varphi = 0) = 42836,75 \text{ N},$$



Slika 35. Ovisnost sila $F_{B'}$, F_{Bx} , F_{By} i F_B o kutu zakreta φ

5.6. Poluga 1

Na slici 36. prikazano je opterećenje poluge 1.



Slika 36. Opterećenje poluge 1

Da bi se pojednostavio proračun sile u osloncu A potrebno je odrediti ovisnost kuta koji cilindar zatvara s x osi α_2 o kutu zakretanja φ poluge 1.

Prema slici 29. α_2 slijedi iz tangensa:

$$\begin{aligned}\alpha_2 &= \arctan \frac{f}{e}, \\ f &= b \cdot \sin(\varphi - \gamma) + Y_e, \\ e &= b \cdot \cos(\varphi - \gamma) - X_e.\end{aligned}\tag{24}$$

Sila F_A u osloncu A dobiva se vektorskim zbrojem sila F_{Ax} i F_{Ay} , koje se dobivaju sumom sila u smjeru x i y osi.

Suma sila u smjeru x osi:

$$\begin{aligned}\sum F_x &= 0; \\ F_{Ax} + F_{cil} \cdot \cos(\alpha_2) &= F_{Bx}, \\ F_{Ax} &= F_{Bx} - F_{cil} \cdot \cos(\alpha_2).\end{aligned}\tag{25}$$

Suma sila u smjeru y osi:

$$\sum F_y = 0;$$

$$F_{Ay} + F_{cil} \cdot \cos(\alpha_2) + Q_{pol1} = F_{By}, \quad (26)$$

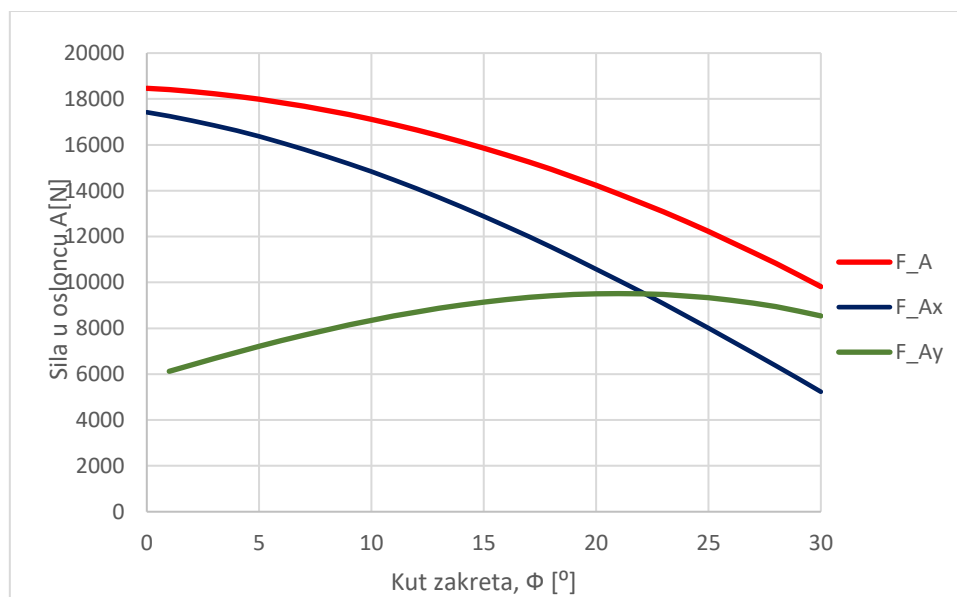
$$F_{Ay} = F_{By} - F_{cil} \cdot \cos(\alpha_2) - Q_{pol1},$$

Ukupna sila u osloncu A iznosi:

$$F_A = \sqrt{F_{Ax}^2 + F_{Ay}^2}. \quad (27)$$

Na slici 37. prikazana je ovisnost sile F_A , F_{Ax} i F_{Ay} u osloncu A o kutu zakretanja φ . Najveća sila u osloncu A javlja se pri najmanjem kutu zakreta $\varphi = 0$.

$$F_A(\varphi = 0) = 18464,88 \text{ N},$$



Slika 37. Ovisnost sila F_A , F_{Ax} i F_{Ay} o kutu zakreta φ

6. HIDRAULIČKI CILINDAR ZA PODIZANJE

Izraz za silu u cilindru napisan je u jednadžbi (8), a ovisnost sile o kutu zakreta je prikazana na slici 30. Kao što se vidi na slici najveća potrebna sila u cilindru iznosi:

$$F_{cil.max}(\varphi = 0^\circ) = 24979,39 \text{ N} \quad (28)$$

Na temelju maksimalne sile u cilindru i ugradbenih dimenzija odabran je hidraulički cilindar proizvođača Bosch Rexroth.

Tablica 5. Karakteristike hidrauličkog cilindra

Naziv cilindra	CDH1MP3/40/28A3X/B11CNUMW
Nazivni tlak p	250 bar (25 N/mm ²)
Duljina u uvučenom položaju r_{min}	575 mm
Hod cilindra Δr	287 mm
Promjer klipa D	40 mm
Promjer klipnjače d_k	28 mm
Modul elastičnosti E	210000 N/mm ²



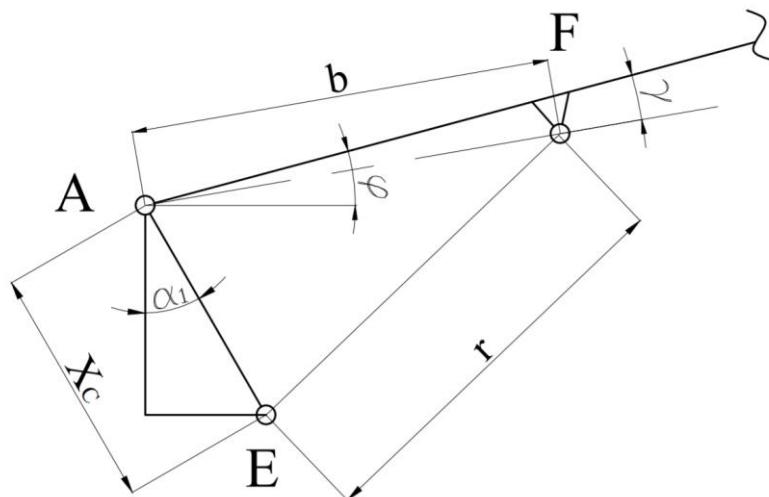
Slika 38. Hidraulički cilindar

Maksimalna sila koju cilindar može ostvariti pri nazivnom tlaku iznosi:

$$F_{cil.naz} = p \cdot A_{klipa} = p \cdot \frac{D^2 \cdot \pi}{4} = 31415,32 \text{ N} \quad (29)$$

$$F_{cil.max} < F_{cil.naz}, \rightarrow \text{Hidraulički cilindar zadovoljava}$$

Usporedbom potrebne i moguće maksimalne sile u cilindru može se zaključiti da cilindar zadovoljava traženu silu. Za cilindar je još potrebno provjeriti izvijanje i može li razviti potrebnu duljinu.



Slika 39. Određivanje duljine cilindra ovisno o kutu zakreta

Potrebne vrijednosti za računanje:

$$b = 700 \text{ mm}, X_c = 230,94 \text{ mm}, \gamma = 6,8^\circ, \alpha_1 = 30^\circ, \quad (30)$$

Prema slici vidljivo je da će najmanja duljina cilindra biti za kut zakretanja $\varphi = 0^\circ$, a najveća duljina cilindra za maksimalni kut zakretanja $\varphi = 30^\circ$.

$$r_{min}(\varphi = 0^\circ) = \sqrt{b^2 + l_1^2 - 2 \cdot b \cdot l_1 \cdot \cos(\varphi - \gamma + \alpha_1)} = 591,32 \text{ mm}$$

$$r_{max}(\varphi = 30^\circ) = \sqrt{b^2 + l_1^2 - 2 \cdot b \cdot l_1 \cdot \cos(\varphi - \gamma + \alpha_1)} = 710,67 \text{ mm} \quad (31)$$

$$\Delta r_{potr.} = r_{max} - r_{min} = 119,35 \text{ mm}$$

Potreban hod cilindra je manji od hoda koji odabrani cilindar može omogućiti te zaključujemo da cilindar zadovoljava potrebnu duljinu.

Provjera cilindra na izvijanje:

Hidraulički cilindar se promatra kao štap zglobovno oslonjen na oba kraja. Potrebna sigurnost prema [1] $S_{potr} \geq 4,3$. Sigurnost za izvijanje za dugi štap prema Euleru računa se:

$$\frac{F_{cil}}{A_{klipa}} = \frac{\pi^2 \cdot E}{\lambda^2 \cdot S} \rightarrow S = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot A_{klipa}}{F_{cil} \cdot \lambda^2} \quad (32)$$

S – stvarna sigurnost

E – modul elastičnosti

λ – stupanj vitkosti

Stupanj vitkosti λ iznosi:

$$\lambda = \frac{r}{i} \quad (33)$$

i – vitkost šapa

r – duljina cilindra

Vitkosti šapa i iznosi:

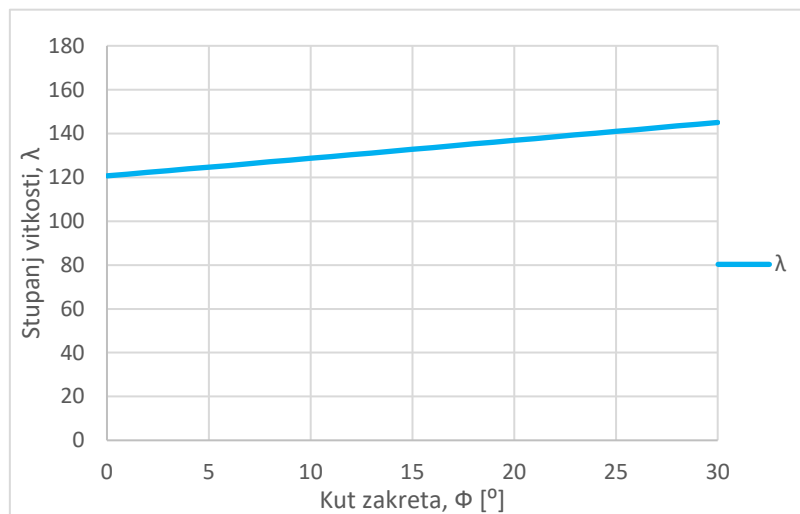
$$i = \sqrt{\frac{I}{A}} \quad (34)$$

I – aksijalni moment tromosti

Aksijalni modul elastičnosti iznosi:

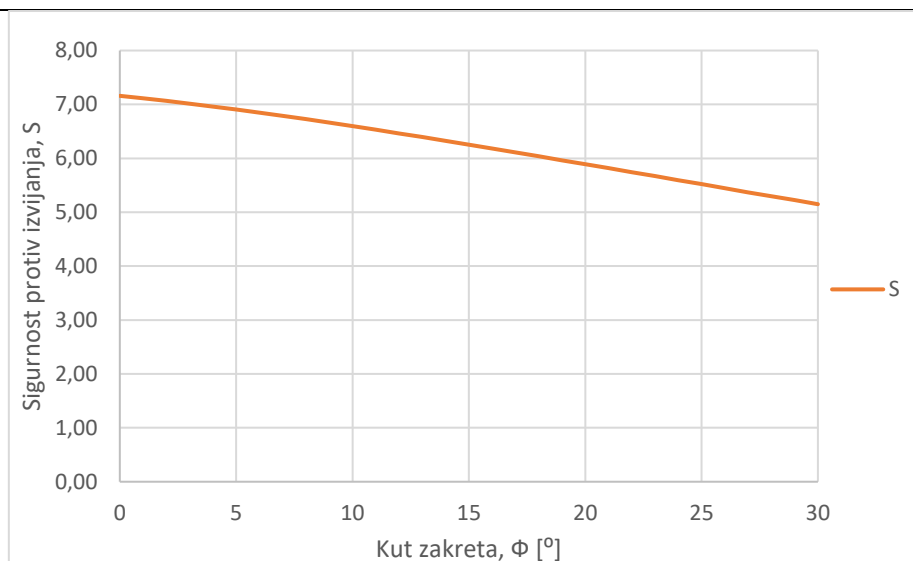
$$I = \frac{d^4 \cdot \pi}{64} = 30171,86 \text{ mm}^4 \quad (35)$$

Ovisnost stupnja vitkosti o duljini cilindra, odnosno stupnju zakreta φ , prikazana je na slici:



Slika 40. Ovisnost stupnja vitkosti λ o stupnju zakreta φ

Potrebna sigurnost je ovisna o sili u cilindru F_{cil} i o duljini cilindra r koji se mijenjaju o kutu zakretanja φ , te je ta ovisnost prikazana na dijagramu (slika 41).



Slika 41. Sigurnost izvijanja S u ovisnosti o kutu zakreta φ

Na dijagramu vidimo da minimalna sigurnost iznosi $S_{min}(\varphi = 30^\circ) = 5,15$ što je veće od $S_{potr.}$ i zaključujemo da hidraulički cilindar zadovoljava uvjet stabilnosti.

7. ZUPČANI PRIJENOS

Zupčani prijenos izveden je kao nulti parovi čelnika s ravnim zubima, a karakteristike zupčanika su sljedeće:

$$\begin{aligned} z_1 = z_2 = z = 20 &\rightarrow \text{broj zubi pogonskog i gonjenog zupčanika} \\ m = 8 &\rightarrow \text{modul zupčanika} \\ i = 1 &\rightarrow \text{prijenosni omjer} \end{aligned} \quad (36)$$

Dimenzije zupčanika:

$$d = m \cdot z = 160 \text{ mm} \rightarrow \text{Diobeni promjer zupčanika} \quad (37)$$

$$d_a = d + 2 \cdot m = 176 \text{ mm} \rightarrow \text{Tjemeni promjer zupčanika} \quad (38)$$

$$d_f = d - 2,4 \cdot m = 140,8 \text{ mm} \rightarrow \text{Podnožni promjer zupčanika} \quad (39)$$

$$d_b = d \cdot \cos(\alpha) = 150,35 \text{ mm} \rightarrow \text{Temeljni promjer zupčanika} \quad (40)$$

$$\alpha = 20^\circ \rightarrow \text{Kut zahvatne linije} \quad (41)$$

$$b = 70 \text{ mm} \rightarrow \text{Širina zupčanika} \quad (42)$$

Stupanj prekrivanja iznosi:

$$\varepsilon_\alpha = \frac{1}{m \cdot \pi \cdot \cos(\alpha)} \cdot \left(\frac{\sqrt{d_a^2 - d_b^2}}{2} + \frac{\sqrt{d_a^2 - d_b^2}}{2} - \frac{a \cdot \sin(\alpha)}{2} \right) = 1,5568 \quad (43)$$

Odabarani materijal čelika je **C15** koji ima sljedeća svojstva:

$$\sigma_{F,lim} = 230 \text{ N/mm}^2 \rightarrow \text{Dopušteno naprezanje na savijanje} \quad (44)$$

$$\sigma_{H,lim} = 1600 \text{ N/mm}^2 \rightarrow \text{Dopušteni Herzov pritisak}$$

Koeficijenti potrebni za proračun:

Faktor materijala Z_M :

$$Z_M = \sqrt{0,175 \cdot \frac{E^2}{2 \cdot E}} = 189,87 \sqrt{\text{MPa}} \quad (45)$$

$$E = 206000 \text{ Mpa} \rightarrow \text{Modul elastičnosti}$$

Faktor prekrivanja Z_ε :

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4-\varepsilon_\alpha}{3}} = 0,902 \quad (46)$$

Faktor oblika zuba Z_H :

$$Z_H = \frac{1}{\cos(\alpha)} \cdot \sqrt{\frac{2}{\tan(\alpha)}} = 2,4946 \quad (47)$$

Faktor udjela opterećenja : Y_ε

$$Y_\varepsilon = \frac{1}{\varepsilon} = 0,6423 \quad (48)$$

Ostali faktori koji su očitani iz tablica prema [4]:

$$Y_F = 2,91 \rightarrow \text{Faktor oblika zuba}$$

$$K_{H\alpha} = K_{F\alpha} = 1 \rightarrow \text{Faktor raspodjele opterećenja na pojedine zube}$$

$$K_{H\beta} = K_{F\beta} = 1 \rightarrow \text{Faktor raspodjele opterećenja po dužini boka zuba} \quad (49)$$

$$K_I = 1,25 \rightarrow \text{Vanjska dodatna opterećenja}$$

$$K_V = 1 \rightarrow \text{Unutarnja dodatna opterećenja}$$

Tangencijalna sila na boku zuba inznosi:

$$F_{t,max} = F_{Bx,max} = 41904,61 \text{ N} \quad (50)$$

Provjera čvrstoće zuba na savijanje:

$$\sigma_F = \frac{F_{t,max}}{b \cdot m} \cdot Y_F \cdot Y_\varepsilon \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_I \cdot K_V = \text{N/mm}^2 \quad (51)$$

$$\sigma_F = 174,84 \text{ N/mm}^2 < \sigma_{F,lim} = 230 \text{ N/mm}^2$$

Provjera čvrstoće zuba na Hertzov pritisak:

$$\sigma_H = Z_M \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{i+1}{i} \cdot \frac{F_{t,max}}{b \cdot d} \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_I \cdot K_V} = \text{N/mm}^2 \quad (52)$$

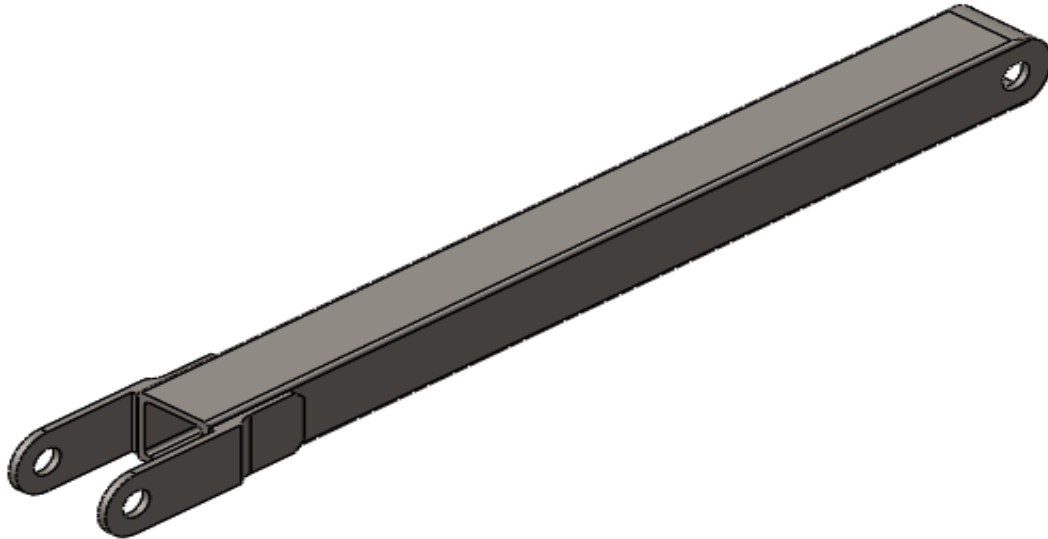
$$\sigma_H = 1307,24 \text{ N/mm}^2 < \sigma_{H,lim} = 1600 \text{ N/mm}^2$$

Proračunate vrijednosti su manje od dopuštenih pa zaključujemo da zupčani par zadovoljava.

8. PRORAČUN DIJELOVA KONSTRUKCIJE

8.1. Poluga 1

Na slici 41. prikazan je konstruirani izgled poluge 1.



Slika 42. Poluga 1

8.1.1. Provjera čvrstoće poluge 1

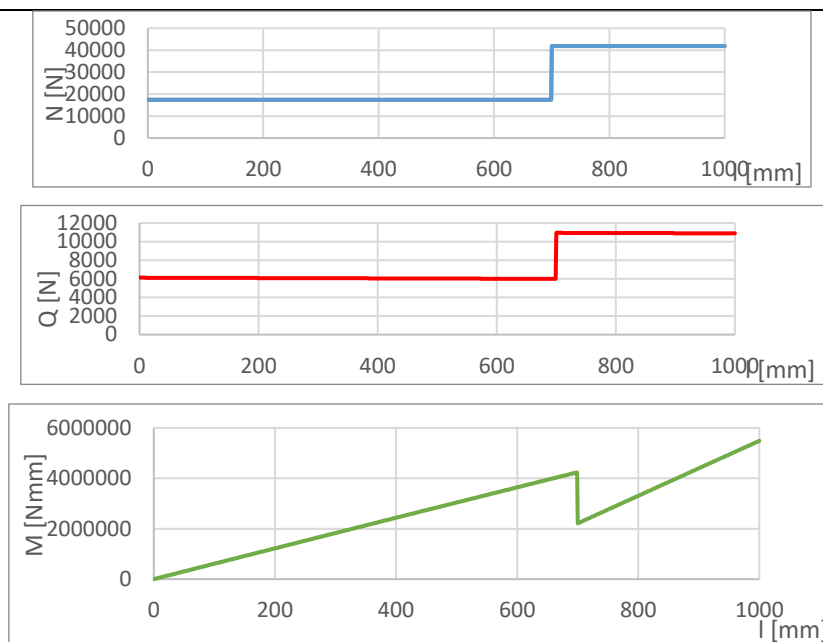
Poluga 1 opterećena je kako je prikazano na slici 36.

Za materijal cijele konstrukcije odabran je konstrukcijski čelik S355, čija granica tečenja iznosi $R_e = 360 \text{ N/mm}^2$, a uzeti faktor sigurnosti je $S = 1,5$.

Dopušteno naprezanje iznosi:

$$\sigma_{dop} = \frac{R_e}{S} = \frac{360}{1,5} = 240 \text{ N/mm}^2 \quad (53)$$

Temeljem dobivenih reakcija u osloncima i sile u cilindru koje su izračunate u ovom proračunu dobiveni su dijagrami unutarnjih naprezanja i momenata za polugu 1. Na slici 43. prikazani su dijagrami za slučaj kada je kut zakreta $\varphi = 0^\circ$, jer su u tom slučaju najveća opterećenja.



Slika 43. Dijagram unutarnjih sila i momenta na poluzi 1 za kut zakreta $\varphi=0^\circ$.

Za profil poluge odabrana je kvadratna cijev 80x80x8 i njene karakteristike iznose:

$$\begin{aligned}
 I_1 &= 1680000 \text{ mm}^4 \\
 W_1 &= 42100 \text{ mm}^3 \\
 A_1 &= 2080 \text{ mm}^2
 \end{aligned}
 \tag{54}$$

Nakon definiranja potrebnih karakteristika poluge 1 mogu se odrediti naprezanja za kut zakreta $\varphi = 0^\circ$.

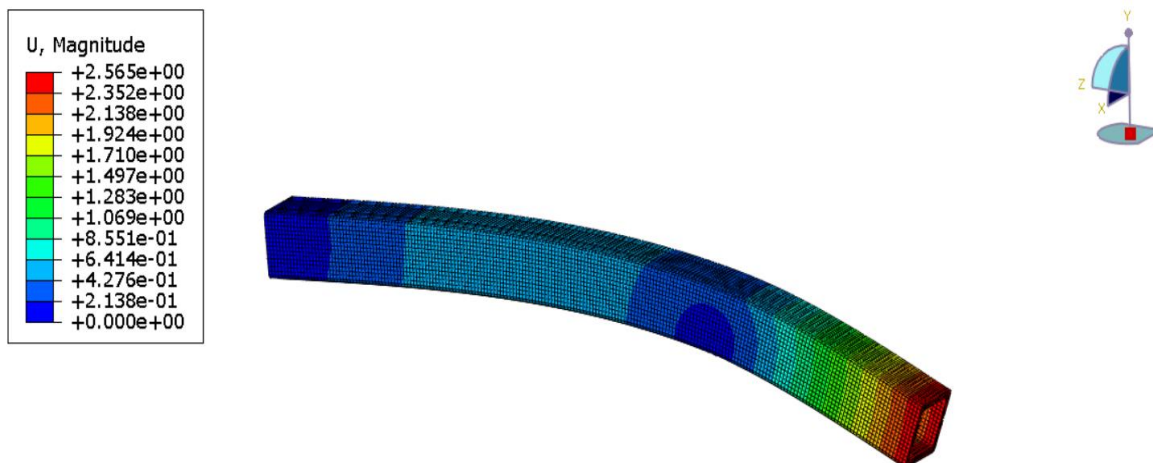
Prema dijagramu najveće naprezanje iznosi:

$$\begin{aligned}
 \sigma_{pol1} &= \frac{M_1}{W_1} + \frac{N_1}{A_1} = 151,45 \text{ N/mm}^2 \\
 M_1 &= 5486311 \text{ N/mm}^2 \\
 N_1 &= 41904,61 \text{ N} \\
 \sigma_{pol1} &= 150,46 \text{ N/mm}^2 < \sigma_{dop} = 240 \text{ N/mm}^2
 \end{aligned}
 \tag{55}$$

Za kut zakreta $\varphi = 0^\circ$ poluga ZADOVOLJAVA kriterij čvrstoće.

8.1.2. Provjera krutosti poluge 1

Proračun progiba je napravljen u programskom paketu Abaqus, jer su dobivena rješenja dovoljno dobra ako ne i točnija od analitičke metode koje je složena za izvesti zbog koncentriranog momenta koji proizvodi cilindar i zbog kontinuiranog opterećenja uslijed težine q_{pol1} . U proračunu u programskom paketu Abaqus su uzeta sva opterećenja.



Slika 44. Progib poluge 1 u Abaqusu

Prema slici maksimalni progib iznosi:

$$w_{Bmax} = 2,565 \text{ mm} \tag{56}$$

Dopušteni progib iznosi:

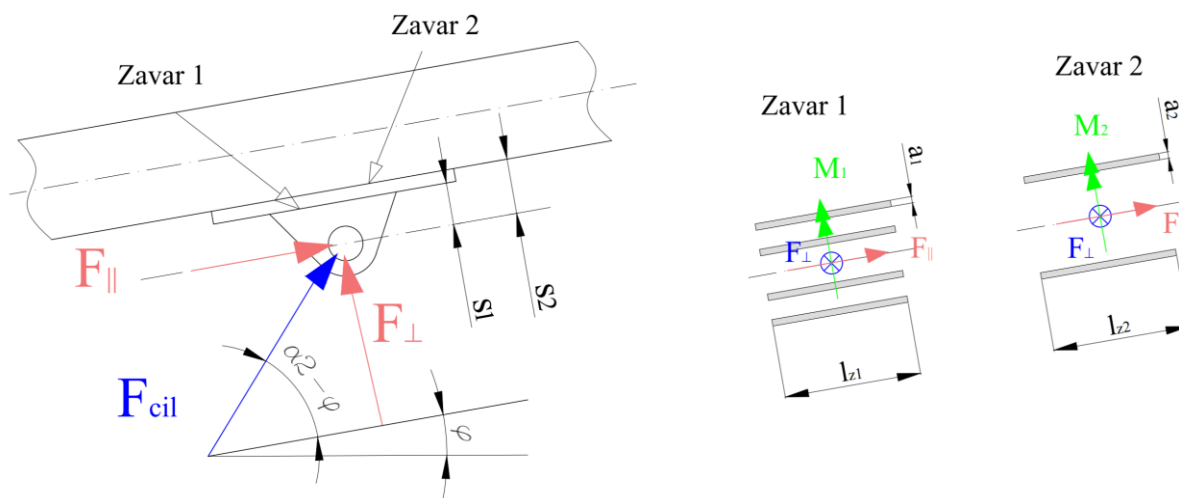
$$w_{Bdop} = \frac{l_1}{200} = 5 \text{ mm} \tag{57}$$

$$w_B = 2,565 \text{ mm} < w_{dop} = 5 \text{ mm} \tag{58}$$

Zadovoljava.

8.1.3. Provjera zavora poluge 1 i prihvata cilindra

Spoj poluge 1 i prihvata cilindra sastoji se od 2 zavora. Prvi se odnosi na zavar ušice i limene ploče, a drugi na zavar ploče i poluge 1. Oblik zavora i opterećenje je prikazano na slici 45.



Slika 45. Opterećenje i veličine zavora poluge 1 i prihvata cilindra

Zavar 1:

Sile koje djeluju na zavar:

$$\begin{aligned}
 F_{\perp} &= F_{cil.max} \cdot \sin(\alpha_2 - \varphi) = 4947,43 \text{ N} \\
 F_{\parallel} &= F_{cil.max} \cdot \cos(\alpha_2 - \varphi) = 24484,54 \text{ N} \\
 M &= F_{\parallel} \cdot s_1 = 795747,6 \text{ Nmm} \\
 \alpha_1 &= 5 \text{ mm}, l_1 = 100 \text{ mm}, s_1 = 32,5 \text{ mm}, \alpha_2 = 11,42^\circ, \varphi = 0^\circ, \\
 F_{cil.max} &= 24979,39 \text{ N}
 \end{aligned}
 \tag{59}$$

Moment otpora tromosti zavara 1:

$$W_1 = 4 \cdot \frac{a_1 \cdot l_1^2}{6} = 33333,33 \text{ mm}^3 \tag{60}$$

Površina zavara 1:

$$A_1 = 4 \cdot a_1 \cdot l_1 = 2000 \text{ mm}^2 \tag{61}$$

Savojno naprezanje iznosi:

$$\sigma_s = \frac{M_1}{W_1} = 23,87 \text{ N/mm}^2 \tag{62}$$

Tlačno naprezanje iznosi:

$$\sigma_{\perp} = \frac{F_{\perp}}{A_1} = 2,47 \text{ N/mm}^2 \tag{63}$$

Posmično naprezanje iznosi:

$$\tau_{\parallel} = \frac{F_{\parallel}}{A_1} = 12,24 \text{ N/mm}^2 \tag{64}$$

Reducirano naprezanje u zavaru:

$$\sigma_{red} = \sqrt{(\sigma_s + \sigma_{\perp})^2 + 3 \cdot \tau_{\parallel}^2} = 33,82 \text{ N/mm}^2 \tag{65}$$

Dopušteno naprezanje zavara za kutni spoj prema HRN U.E7.150 za materijal S355 iznosi:

$$\sigma_{dop} = 240 \text{ N/mm}^2 \tag{66}$$

Budući da je $\sigma_{red} < \sigma_{dop}$, zavar ZADOVOLJAVA.

Zavar 2

Sile koje djeluju na zavar 2:

$$\begin{aligned}
 M &= F_{\parallel} \cdot s_2 = 918170,3 \text{ Nmm} \\
 \alpha_2 &= 5 \text{ mm}, l_2 = 120 \text{ mm}, s_2 = 37,5 \text{ mm},
 \end{aligned}
 \tag{67}$$

Moment otpora tromosti zavora 2:

$$W_2 = 2 \cdot \frac{a_2 \cdot l_2^2}{6} = 48000 \text{ mm}^3 \quad (68)$$

Površina zavora 2:

$$A_2 = 2 \cdot a_2 \cdot l_2 = 2400 \text{ mm}^2 \quad (69)$$

Savojno naprezanje iznosi:

$$\sigma_s = \frac{M_2}{W_2} = 19,12 \text{ N/mm}^2 \quad (70)$$

Tlačno naprezanje iznosi:

$$\sigma_{\perp} = \frac{F_{\perp}}{A_2} = 2,06 \text{ N/mm}^2 \quad (71)$$

Posmično naprezanje iznosi:

$$\tau_{\parallel} = \frac{M_2}{W_2} = 10,20 \text{ N/mm}^2 \quad (72)$$

Reducirano naprezanje u zavaru:

$$\sigma_{red} = \sqrt{(\sigma_s + \sigma_{\perp})^2 + 3 \cdot \tau_{\parallel}^2} = 27,59 \text{ N/mm}^2 \quad (73)$$

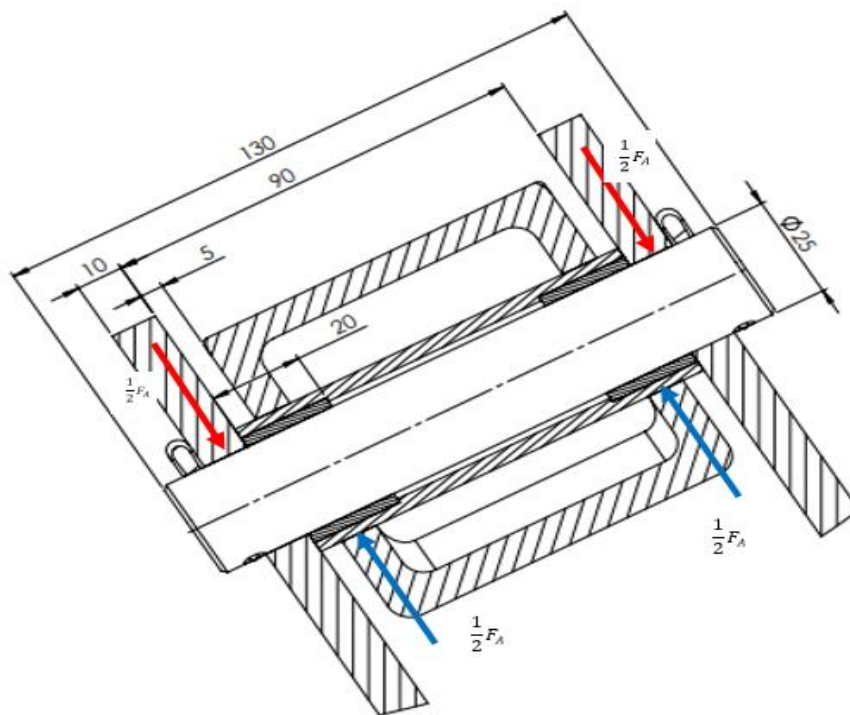
Dopušteno naprezanje zavora 2 za kutni spoj prema HRN U.E7.150 za materijal S355 iznosi:

$$\sigma_{dop} = 240 \text{ N/mm}^2 \quad (74)$$

Budući da je $\sigma_{red} < \sigma_{dop}$, zavar ZADOVOLJAVA.

8.1.4. Provjera svornjaka u osloncu A

Za provjeru svornjaka u osloncu A uzimat će se maksimalna sila koja se pojavljuje u tom osloncu, a ona iznosi $F_{A_{max}} = 18464,88 \text{ N}$, za kut $\varphi = 0^\circ$.



Slika 46. Svornjak u osloncu A

Vrijednosti sa slike potrebne za proračun:

$$d = 25 \text{ mm}, t_1 = 10 \text{ mm}, t_2 = 20 \text{ mm}, \quad (75)$$

Površina presjeka svornjaka:

$$A = \frac{d^2 \cdot \pi}{4} = 490,87 \text{ mm}^2 \quad (76)$$

Moment savijanja iznosi:

$$M_f = \frac{F_{A,max}}{2} \cdot \frac{t_1}{2} = 46162,21 \text{ Nmm} \quad (77)$$

Naprezanje svornjaka uslijed savijanja:

$$\sigma_f = \frac{M_f}{0,1 \cdot d^3} = 29,54 \text{ N/mm}^2 \quad (78)$$

Smično naprezanje svornjaka:

$$\tau = \frac{F_{A,max}}{2 \cdot A} = 18,81 \text{ N/mm}^2 \quad (79)$$

Za materijal svornjaka odabran je čelik E355. Dopusšteno naprezanje na savijanje i odrez za odabrani materijal prema [1] iznosi:

$$\sigma_{f,dop} = 155 \text{ N/mm}^2 \rightarrow \sigma_{f,dop} > \sigma_f \quad (80)$$

$$\tau_{dop} = 87 \text{ N/mm}^2 \rightarrow \tau_{dop} > \tau$$

Svornjak zadovoljava.

Potrebno je još provjeriti površinski pritisak na klizni ležaj i na limove na koje svornjak nasjeda.

Površinski pritisak na klizni ležaj:

$$p_{lež} = \frac{F_{A,max}}{2 \cdot d \cdot t_2} = 36,93 \text{ N/mm}^2 \quad (81)$$

Za materijal kliznog ležaja odabran je kompozitni ležaj PTFE koji se može koristiti bez podmazivanja, a dopušteni dinamički pritisak iznosi 116 N/mm^2 za brzine do $v = 0,02 \text{ m/s}$.

$$p_{lež,dop} = 116 \text{ N/mm}^2 \rightarrow p_{lež,dop} > p_{lež} \quad (82)$$

Ležaj zadovoljava.

Površinski pritisak na limove iznosi:

$$p_{lim} = \frac{F_{A,max}}{2 \cdot d \cdot t_1} = 36,93 \text{ N/mm}^2 \quad (83)$$

Kako je već ranije navedeno materijal lima je konstrukcijski čelik S355, čija granica tečenja iznosi $R_e = 360 \text{ N/mm}^2$, a uzeti faktor sigurnosti je $S = 1,5$.

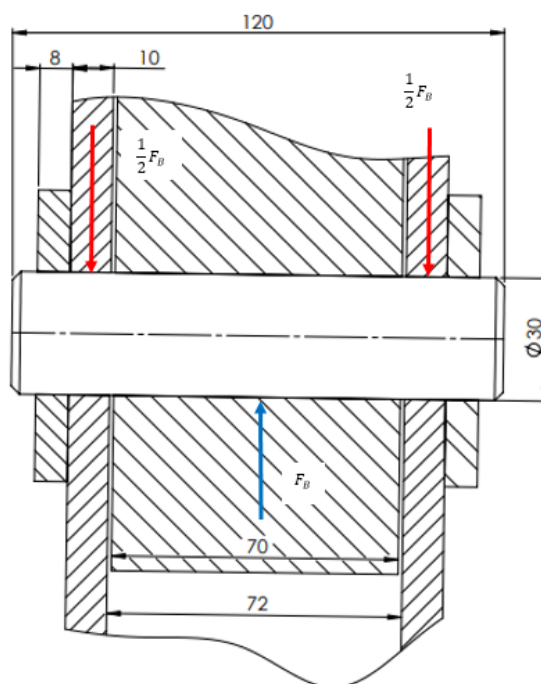
Dopušteno naprezanje iznosi:

$$p_{lim,dop} = \frac{R_e}{S} = \frac{360}{1,5} = 240 \text{ N/mm}^2 \rightarrow p_{lim,dop} > p_{lim} \quad (84)$$

Debljina limova zadovoljava.

8.1.5. Provjera svornjaka u osloncu B

Za provjeru svornjaka u osloncu B uzimat će se maksimalna sila koja se pojavljuje u tom osloncu, a ona iznosi $F_{B,max} = 43295,8 \text{ N}$, za kut $\varphi = 0^\circ$.



Slika 47. Svornjak u osloncu B

Vrijednosti sa slike potrebne za proračun:

$$d = 30 \text{ mm}, t_1 = 8 \text{ mm}, t_2 = 70 \text{ mm}, \quad (85)$$

Površina presjeka svornjaka:

$$A = \frac{d^2 \cdot \pi}{4} = 706,86 \text{ mm}^2 \quad (86)$$

Moment savijanja iznosi:

$$M_f = \frac{F_{B,max}}{2} \cdot \frac{t_1}{2} = 86591,6 \text{ Nmm} \quad (87)$$

Naprezanje svornjaka uslijed savijanja:

$$\sigma_f = \frac{M_f}{0,1 \cdot d^3} = 32,07 \text{ N/mm}^2 \quad (88)$$

Smično naprezanje svornjaka:

$$\tau = \frac{F_{B,max}}{2 \cdot A} = 30,63 \text{ N/mm}^2 \quad (89)$$

Za materijal svornjaka odabran je čelik E355. Dopušteno naprezanje na savijanje i odrez za odabrani materijal prema [1] iznosi:

$$\begin{aligned} \sigma_{f,dop} &= 155 \text{ N/mm}^2 \rightarrow \sigma_{f,dop} > \sigma_f \\ \tau_{dop} &= 87 \text{ N/mm}^2 \rightarrow \tau_{dop} > \tau \end{aligned} \quad (90)$$

Svornjak zadovoljava.

Potrebno je još provjeriti površinski pritisak na zupčanik i na limove na koje svornjak nasjeda.

Površinski pritisak na zupčanik iznosi:

$$p_{zupčanik} = \frac{F_{B,max}}{2 \cdot d \cdot t_2} = 20,62 \text{ N/mm}^2 \quad (91)$$

Za materijal zupčanika smo odabrali C15 čiji dopušteni Hertzov pritisak iznosi 1600 N/mm²

$$p_{zup,dop} = 1600 \text{ N/mm}^2 \rightarrow p_{zup,dop} > p_{zupčanik} \quad (92)$$

Zupčanik zadovoljava.

Površinski pritisak na limove iznosi:

$$p_{lim} = \frac{F_{A,max}}{2 \cdot d \cdot t_1} = 90,20 \text{ N/mm}^2 \quad (93)$$

Materijal lima je konstrukcijski čelik S355, čija granica tečenja iznosi $R_e = 360 \text{ N/mm}^2$, a uzeti faktor sigurnosti je $S = 1,5$.

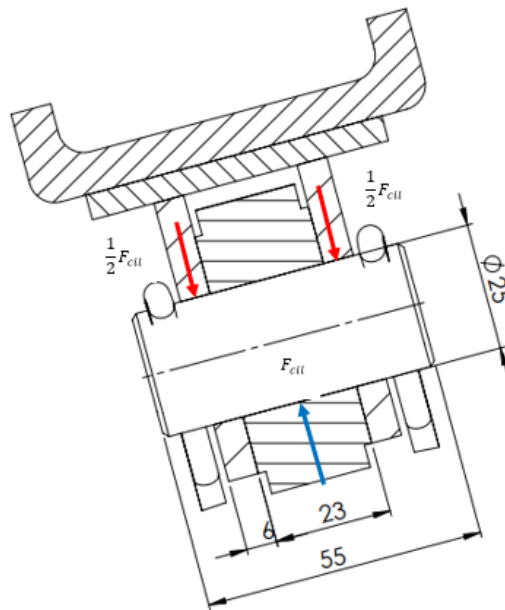
Dopušteno naprezanje iznosi:

$$p_{lim,dop} = \frac{R_e}{S} = \frac{360}{1,5} = 240 \text{ N/mm}^2 \rightarrow p_{lim,dop} > p_{lim} \quad (94)$$

Debljina limova zadovoljava.

8.1.6. Provjera svornjaka u osloncu F

Za provjeru svornjaka u osloncu F uzimat će se maksimalna sila koja se pojavljuje u tom osloncu, a ona iznosi $F_{cil_max} = 24979,39 \text{ N}$, za kut $\varphi = 0^\circ$.



Slika 48. Svornjak u osloncu F

Vrijednosti sa slike potrebne za proračun:

$$d = 25 \text{ mm}, t_1 = 6 \text{ mm}, t_2 = 23 \text{ mm}, \quad (95)$$

Površina presjeka svornjaka:

$$A = \frac{d^2 \cdot \pi}{4} = 490,87 \text{ mm}^2 \quad (96)$$

Moment savijanja iznosi:

$$M_f = \frac{F_{cil_max}}{2} \cdot \frac{t_1}{2} = 62448,47 \text{ Nmm} \quad (97)$$

Naprezanje svornjaka uslijed savijanja:

$$\sigma_f = \frac{M_f}{0,1 \cdot d^3} = 39,97 \text{ N/mm}^2 \quad (98)$$

Smično naprezanje svornjaka:

$$\tau = \frac{F_{cil_max}}{2 \cdot A} = 25,44 \text{ N/mm}^2 \quad (99)$$

Za materijal svornjaka odabran je čelik E355. Dopušteno naprezanje na savijanje i odrez za odabrani materijal prema [1] iznosi:

$$\sigma_{f_dop} = 155 \text{ N/mm}^2 \rightarrow \sigma_{f_dop} > \sigma_f \quad (100)$$

$$\tau_{dop} = 87 \text{ N/mm}^2 \rightarrow \tau_{dop} > \tau$$

Svornjak zadovoljava.

Potrebno je još provjeriti površinski pritisak na klizni ležaj i na limove na koje svornjak nasjeda.

Površinski pritisak na klizni ležaj:

$$p_{lež} = \frac{F_{cil,max}}{2 \cdot d \cdot t_2} = 43,44 \text{ N/mm}^2 \quad (101)$$

$$p_{lež,dop} = 116 \text{ N/mm}^2 \rightarrow p_{lež,dop} > p_{lež} \quad (102)$$

Ležaj zadovoljava.

Površinski pritisak na limove iznosi:

$$p_{lim} = \frac{F_{cil,max}}{2 \cdot d \cdot t_1} = 49,96 \text{ N/mm}^2 \quad (103)$$

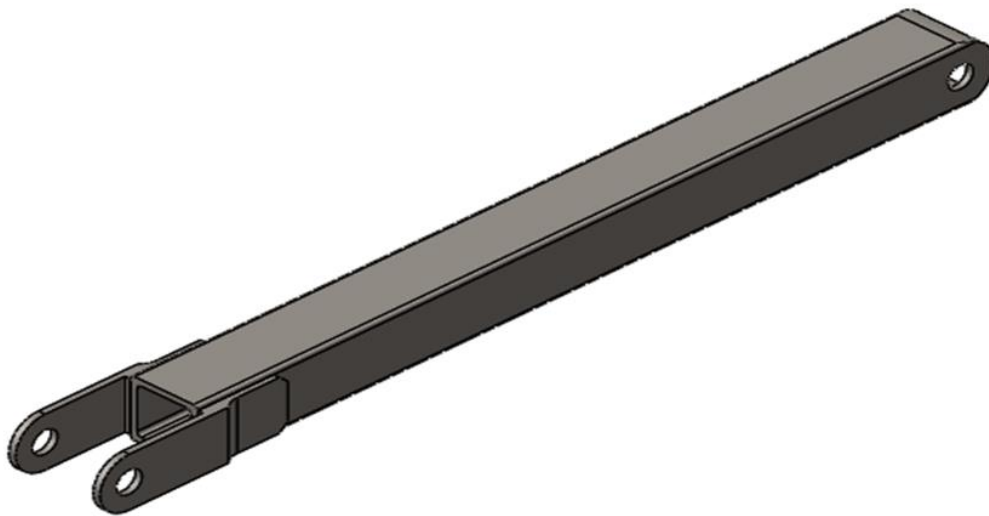
Dopušteno naprezanje iznosi:

$$p_{lim,dop} = \frac{R_e}{S} = \frac{360}{1,5} = 240 \text{ N/mm}^2 \rightarrow p_{lim,dop} > p_{lim} \quad (104)$$

Debljina limova zadovoljava.

8.2. Poluga 2

Na slici 48. prikazan je konstruirani izgled poluge 2.

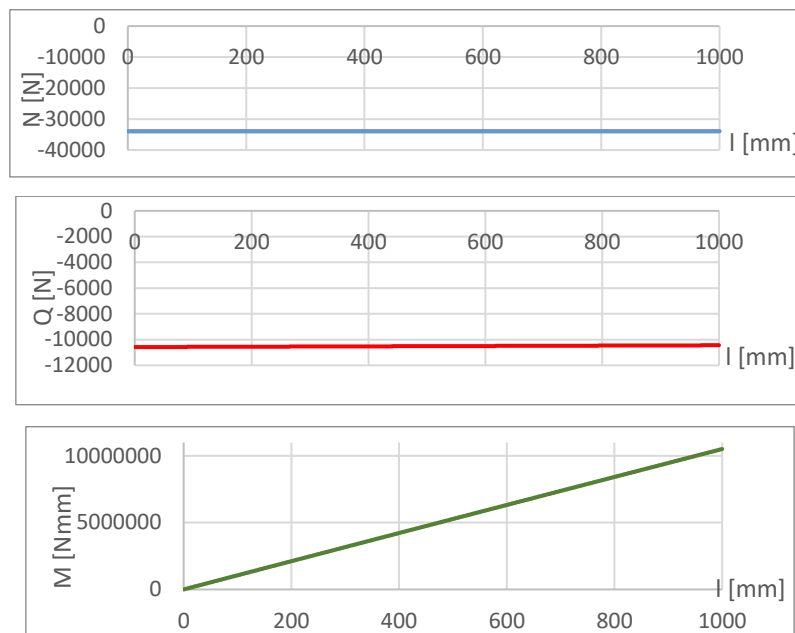


Slika 49. Poluga 2

8.2.1. Provjera čvrstoće poluge 2

Temeljem dobivenih reakcija u osloncima i sile u cilindru koje su izračunate u ovom proračunu dobiveni su dijagrami unutarnjih naprezanja i momenata za polugu 2. Na slici 50. prikazani su

dijagrami unutarnjih sila i momenata za slučaj kada je kut zakreta $\varphi = 0^\circ$, jer su u tom slučaju najveća opterećenja.



Slika 50. Dijagram unutarnjih sila i momenata na poluzi 2 za kut zakreta $\varphi=0^\circ$.

Za profil poluge 2 odabrana je kvadratna cijev 80x80x8 i njene karakteristike iznose:

$$\begin{aligned}
 I_2 &= 1680000 \text{ mm}^4 \\
 W_2 &= 42100 \text{ mm}^3 \\
 A_2 &= 2080 \text{ mm}^2
 \end{aligned}
 \tag{105}$$

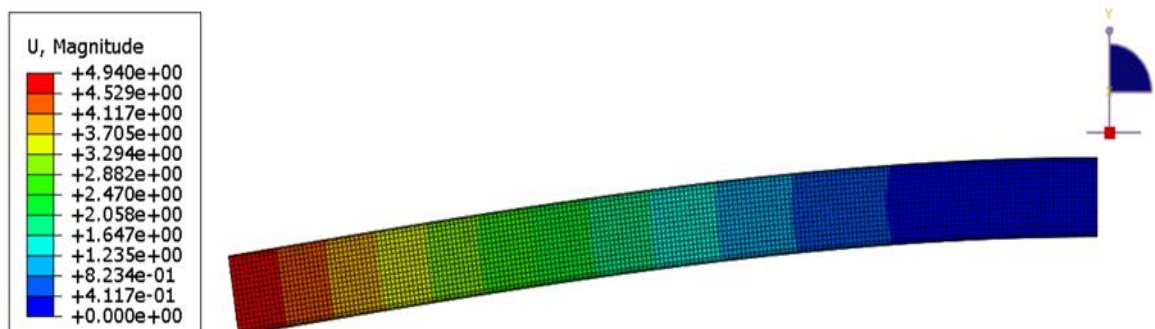
Nakon definiranja potrebnih karakteristika poluge 2 mogu se odrediti naprezanja za kut zakreta $\varphi = 0^\circ$. Prema dijagramu najveće naprezanje iznosi:

$$\begin{aligned}
 \sigma_{pol2} &= \frac{M_2}{W_2} + \frac{N_2}{A_2} = 231,31 \text{ N/mm}^2 \\
 M_2 &= 10568804 \text{ N/mm}^2 \\
 N_2 &= -41032,4 \text{ N} \\
 \sigma_{pol2} &= 231,31 \text{ N/mm}^2 < \sigma_{dop} = 240 \text{ N/mm}^2
 \end{aligned}
 \tag{106}$$

Za kut zakreta $\varphi = 0^\circ$ poluga ZADOVOLJAVA kriterij čvrstoće.

8.2.2. Provjera krutosti poluge 2

Proračun progiba je napravljen u programskom paketu Abaqus, jer su dobivena rješenja dovoljno dobra ako ne i točnija od analitičke metode koje je složena za izvesti zbog kontinuiranog opterećenja uslijed težine q_{pol2} . U proračunu u programskom paketu Abaqus su uzeta sva opterećenja.



Slika 51. Progib poluge 2 u Abaqusu

Prema slici maksimalni progib iznosi:

$$w_{Dmax} = 4,94 \text{ mm} \quad (107)$$

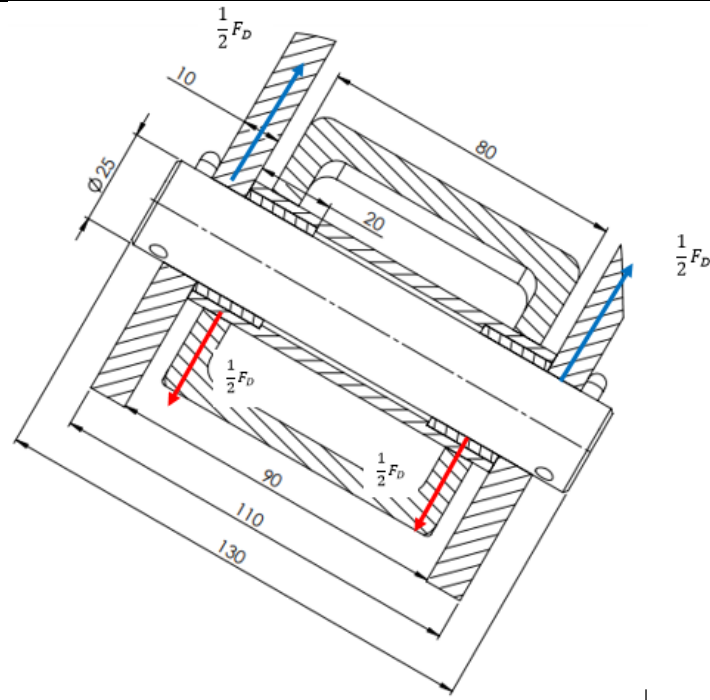
Dopušteni progib iznosi:

$$w_{Ddop} = \frac{l_1}{200} = 5 \text{ mm} \quad (108)$$

$$w_D = 4,94 \text{ mm} < w_{dop} = 5 \text{ mm} \quad (109)$$

8.2.3. Provjera svornjaka u osloncima D i C

Za svornjak u osloncu C ne moramo vršiti proračun jer je na isti način uležišten kao i B, a za njega smo već zaključili da zadovoljava. Za provjeru svornjaka u osloncu D uzimat će se maksimalna sila koja se pojavljuje u tom osloncu, a ona iznosi $F_{D_max} = 42394,62 \text{ N}$, za kut $\varphi = 0^\circ$.



Slika 52. Svornjak u osloncu D

Vrijednosti sa slike potrebne za proračun:

$$d = 25 \text{ mm}, t_1 = 10 \text{ mm}, t_2 = 20 \text{ mm}, \quad (110)$$

Površina presjeka svornjaka:

$$A = \frac{d^2 \cdot \pi}{4} = 490,87 \text{ mm}^2 \quad (111)$$

Moment savijanja iznosi:

$$M_f = \frac{F_{D_max}}{2} \cdot \frac{t_1}{2} = 105986,55 \text{ Nmm} \quad (112)$$

Naprezanje svornjaka uslijed savijanja:

$$\sigma_f = \frac{M_f}{0,1 \cdot d^3} = 67,83 \text{ N/mm}^2 \quad (113)$$

Smično naprezanje svornjaka:

$$\tau = \frac{F_{D_max}}{2 \cdot A} = 43,18 \text{ N/mm}^2 \quad (114)$$

Za materijal svornjaka odabran je čelik E355. Dopusšteno naprezanje na savijanje i odrez za odabrani materijal prema [1] iznosi:

$$\begin{aligned} \sigma_{f_dop} &= 155 \text{ N/mm}^2 \rightarrow \sigma_{f_dop} > \sigma_f \\ \tau_{dop} &= 87 \text{ N/mm}^2 \rightarrow \tau_{dop} > \tau \end{aligned} \quad (115)$$

Svornjak zadovoljava.

Potrebno je još provjeriti površinski pritisak na klizni ležaj i na limove na koje svornjak nasjeda.

Površinski pritisak na klizni ležaj:

$$p_{lež} = \frac{F_{D_max}}{2 \cdot d \cdot t_2} = 84,79 \text{ N/mm}^2 \quad (116)$$

$$p_{lež_dop} = 116 \text{ N/mm}^2 \rightarrow p_{lež_dop} > p_{lež} \quad (117)$$

Ležaj zadovoljava.

Površinski pritisak na limove iznosi:

$$p_{lim} = \frac{F_{D_max}}{2 \cdot d \cdot t_1} = 84,79 / \text{mm}^2 \quad (118)$$

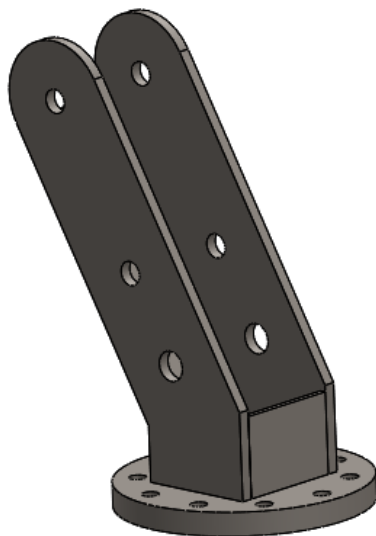
Dopušteno naprežanje iznosi:

$$p_{lim_dop} = \frac{R_e}{S} = \frac{360}{1,5} = 240 \text{ N/mm}^2 \rightarrow p_{lim_dop} > p_{lim} \quad (119)$$

Debljina limova zadovoljava.

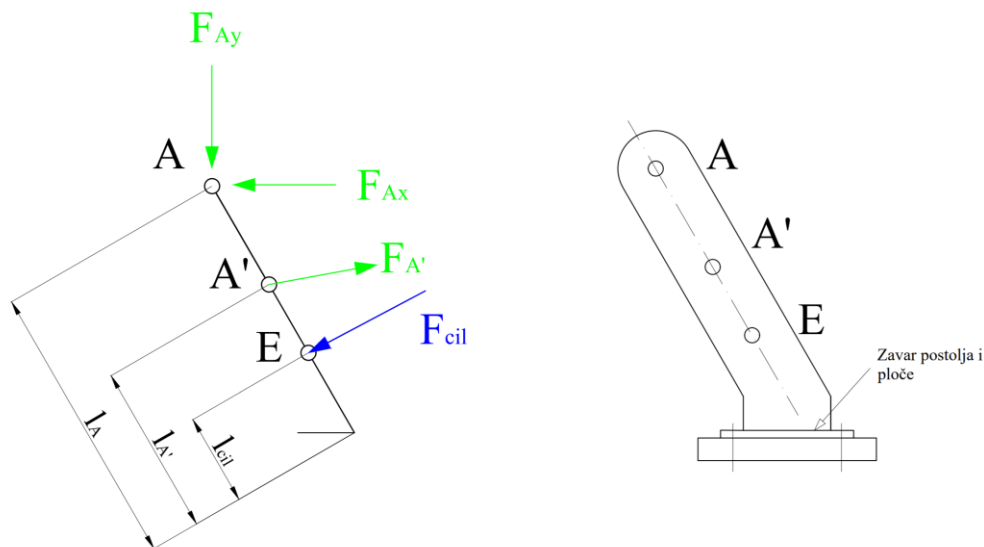
8.3. Postolje

Na slici je prikazan izmodelirani oblik postolja.



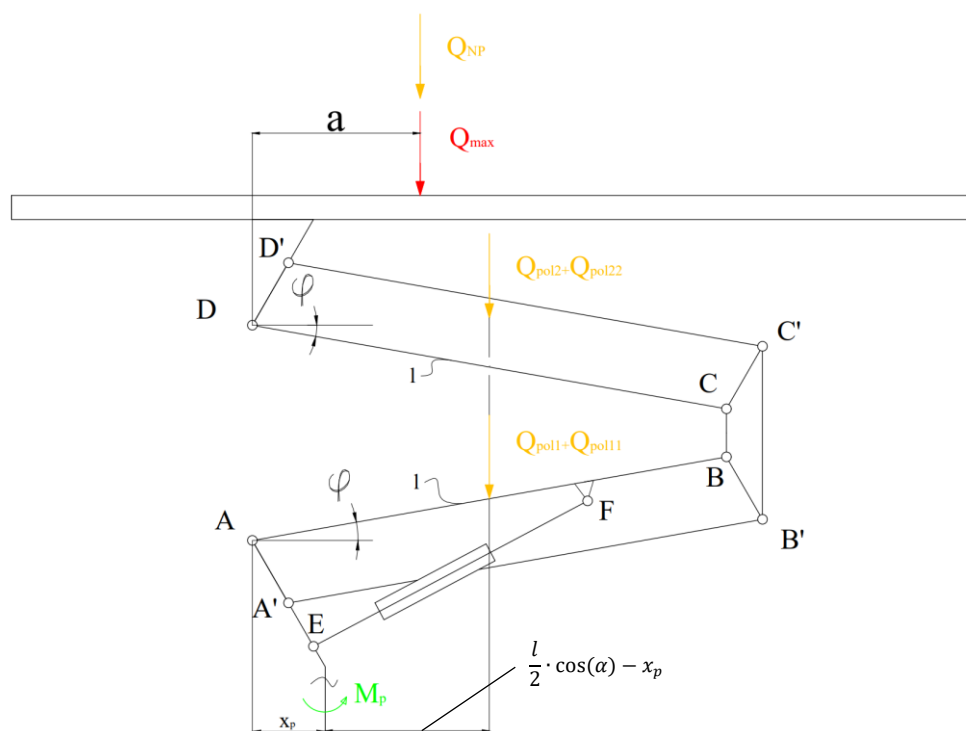
Slika 53. Postolje

Potrebno je provjeriti zavar postolja i ploče. Opterećenje postolja prikazano je na slici:



Slika 54. Opterećenje postolja

Za potrebe proračuna potrebno je izračunati moment na dnu postolja prema slici. Moment će biti najveći kada je kut zakreta $\varphi = 0^\circ$, jer je tada najveća udaljenost težina od dna postolja. Jednaki moment na dnu postolja treba dati i proračun prema slici 55., koji je jednostavnije računati jer već imamo sve potrebne vrijednosti.



Slika 55. Moment na dnu podizača

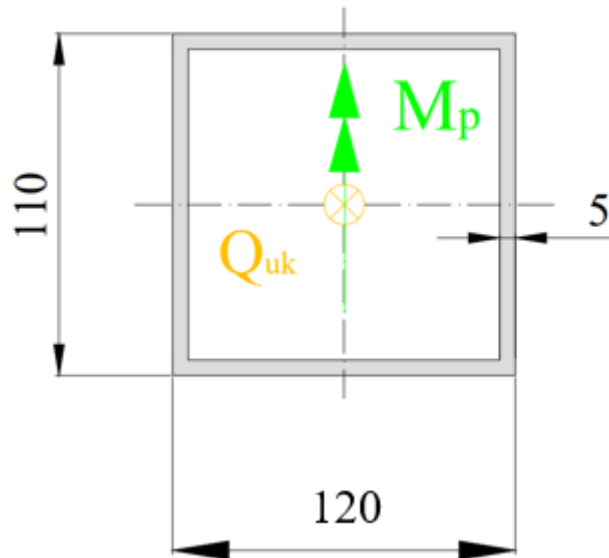
Moment savijanja M_p prema slici iznosi:

$$M_p = Q_{max} \cdot (a - x_p) + (Q_{pol1} + Q_{pol11} + Q_{pol2} + Q_{pol22} + Q_{NP}) \cdot \left(\frac{l}{2} \cdot \cos(\alpha) - x_p\right) = \quad (120)$$

$$M_p = 4020286 \text{ Nmm}$$

$$x_p = 138,56 \text{ mm}$$

Na slici prikazan je zavar postolja i ploče.



Slika 56. Dimenzije i opterećenje zavara

Aksijalni moment tromosti I iznosi:

$$I = \frac{c \cdot b^3}{12} - \frac{(c-2 \cdot a) \cdot (b-2 \cdot a)^3}{12} = 4143333 \text{ mm}^3 \quad (121)$$

$$b = 120, c = 110 \text{ mm}$$

Povšina zavara iznosi:

$$A = 2 \cdot (b \cdot a + c \cdot a) = 2300 \text{ mm} \quad (122)$$

Savojno naprezanje iznosi:

$$\sigma_s = \frac{M}{W} = \frac{M}{I} \cdot 60 = 50,8 \text{ N/mm}^2 \quad (123)$$

Tlačno naprezanje iznosi:

$$\sigma_{\perp} = \frac{Q_{uk}}{A} = 4,83 \text{ N/mm}^2 \quad (124)$$

Reducirano naprezanje u zavaru:

$$\sigma_{red} = \sqrt{(\sigma_s + \sigma_{\perp})^2} = 55,64 \text{ N/mm}^2 \quad (125)$$

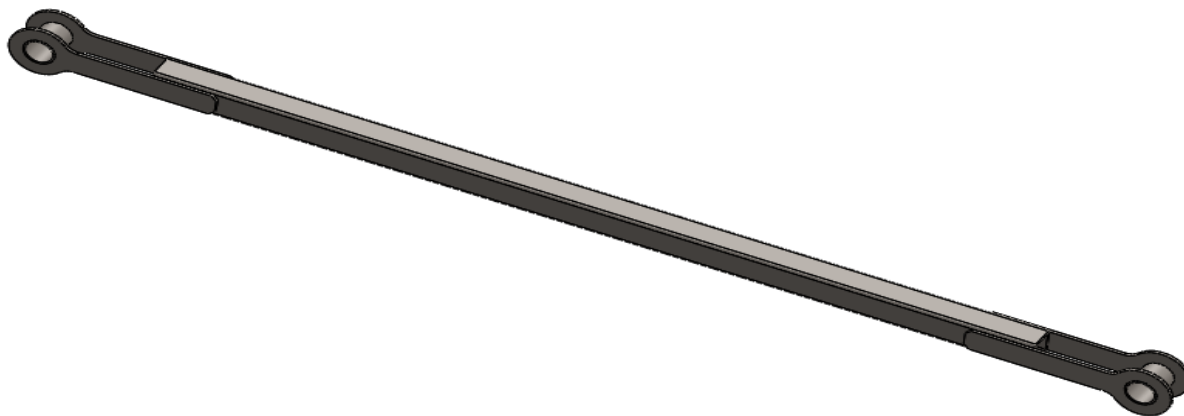
Dopušteno naprezanje zavara za kutni spoj prema HRN U.E7.150 za materijal S355 iznosi:

$$\sigma_{dop} = 240 \text{ N/mm}^2 \quad (126)$$

Budući da je $\sigma_{red} < \sigma_{dop}$, zavar ZADOVOLJAVA.

8.4. Poluga 11

Prikaz poluge 11.



Slika 57. Poluga 11

8.4.1. Provjera čvrstoće poluge 11

Potrebno je provjeriti i čvrstoću pomoćnih poluga.

Kako bi se mogao smjestiti hidraulički cilindar potrebne su dvije poluge 11, zbog toga se maksimalna sila $F_{B1,max} = 41904,61$ N dijeli na pola. Opterećenje jedne poluge iznosi $\frac{1}{2} F_{B1,max} = 20952,31$ N

Za profil poluge 11 izabrana je kvadratna cijev 30x30x3, a površina presjeka kvadratne cijevi iznosi $A = 301$ mm².

Naprezanje u poluzi 11 iznosi:

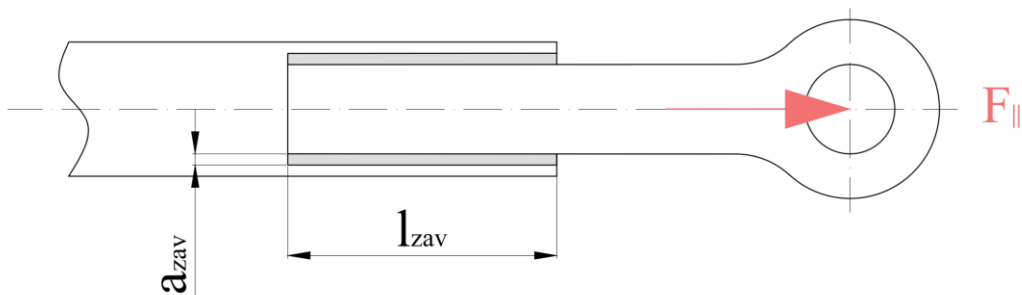
$$\sigma = \frac{F_{B1}}{2A} = 69,61 \text{ N/mm}^2 \quad (127)$$

$$\sigma = 69,61 \text{ N/mm}^2 < \sigma_{dop} = 240 \text{ N/mm}^2$$

ZADOVOLJAVA.

8.4.2. Provjera zavarar poluge 11

Potrebno je provjeriti zavar poluge 11 s nastavcima (ušicama) koji služe za vezanje poluge s postoljem. Sila F_{B1} se dijeli na 4 dijela jer imamo 4 zavarar i pretpostavlja se da je svaki zavarar jednoliko opterećen.



Slika 58. Zavar poluge 11 i ušice

Karakteristike zavara:

$$l_{zav} = 50 \text{ mm} \quad (128)$$

$$a_{zav} = 4 \text{ mm}$$

Zavar je opterećen samo na smik, a površina zavara iznosi:

$$A_{zav} = 2 \cdot l_{zav} \cdot a_{zav} = 480 \text{ mm}^2 \quad (129)$$

Posmično naprezanje iznosi:

$$\tau = \frac{F_{B'}}{4 \cdot A} = 21,83 \text{ N/mm}^2 \quad (130)$$

Reducirano naprezanje u zavaru:

$$\sigma_{red} = \sqrt{3 \cdot \tau^2} = 37,8 \text{ N/mm}^2 \quad (131)$$

Dopušteno naprezanje zavara za kutni spoj prema HRN U.E7.150 za materijal S355 iznosi:

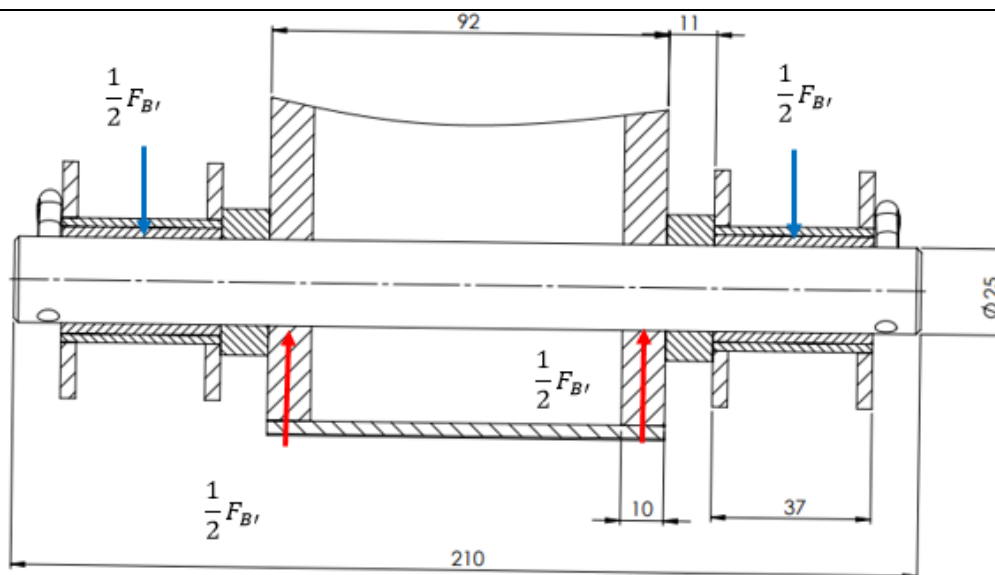
$$\sigma_{dop} = 240 \text{ N/mm}^2 \quad (132)$$

Budući da je $\sigma_{red} < \sigma_{dop}$, zavar ZADOVOLJAVA

Zavari na obje strane poluge su isti.

8.4.3. Provjera svornjaka u osloncima A' i B'

Svornjaci u osloncima A' i B' su opterećeni istom silom, pa nema potrebe da provjeravamo oba dva tako da će biti provjeren samo svornjak u osloncu B'. Za provjeru svornjaka u osloncu B' uzimat će se maksimalna sila koja se pojavljuje u tom osloncu, a ona iznosi $F_{B',max} = 41904$ N, za kut $\varphi = 0^\circ$.



Slika 59. Svornjak u osloncu B'

Vrijednosti sa slike potrebne za proračun:

$$d = 25 \text{ mm}, t_1 = 10 \text{ mm}, t_2 = 37 \text{ mm}, \quad (133)$$

Površina presjeka svornjaka:

$$A = \frac{d^2 \cdot \pi}{4} = 490,86 \text{ mm}^2 \quad (134)$$

Moment savijanja iznosi:

$$M_f = \frac{F_{B'_{max}}}{2} \cdot \frac{t_1}{2} = 104761,53 \text{ Nmm} \quad (135)$$

Naprezanje svornjaka uslijed savijanja:

$$\sigma_f = \frac{M_f}{0,1 \cdot d^3} = 67,05 \text{ N/mm}^2 \quad (136)$$

Smično naprezanje svornjaka:

$$\tau = \frac{F_{B'_{max}}}{2 \cdot A} = 42,68 \text{ N/mm}^2 \quad (137)$$

Za materijal svornjaka odabran je čelik E355. Dopusšteno naprezanje na savijanje i odrez za odabrani materijal prema [1] iznosi:

$$\sigma_{f_{dop}} = 155 \text{ N/mm}^2 \rightarrow \sigma_{f_{dop}} > \sigma_f \quad (138)$$

$$\tau_{dop} = 87 \text{ N/mm}^2 \rightarrow \tau_{dop} > \tau$$

Svornjak zadovoljava.

Potrebno je još provjeriti površinski pritisak na klizni ležaj i na limove na koje svornjak nasjeda.

Površinski pritisak na klizni ležaj:

$$p_{lež} = \frac{F_{B'_{max}}}{2 \cdot d \cdot t_2} = 45,30 \text{ N/mm}^2 \quad (139)$$

$$p_{lež_dop} = 116 \text{ N/mm}^2 \rightarrow p_{lež_dop} > p_{lež} \quad (140)$$

Ležaj zadovoljava.

Površinski pritisak na limove iznosi:

$$p_{lim} = \frac{F_{Bl_max}}{2 \cdot d \cdot t_1} = 42,68 \text{ N/mm}^2 \quad (141)$$

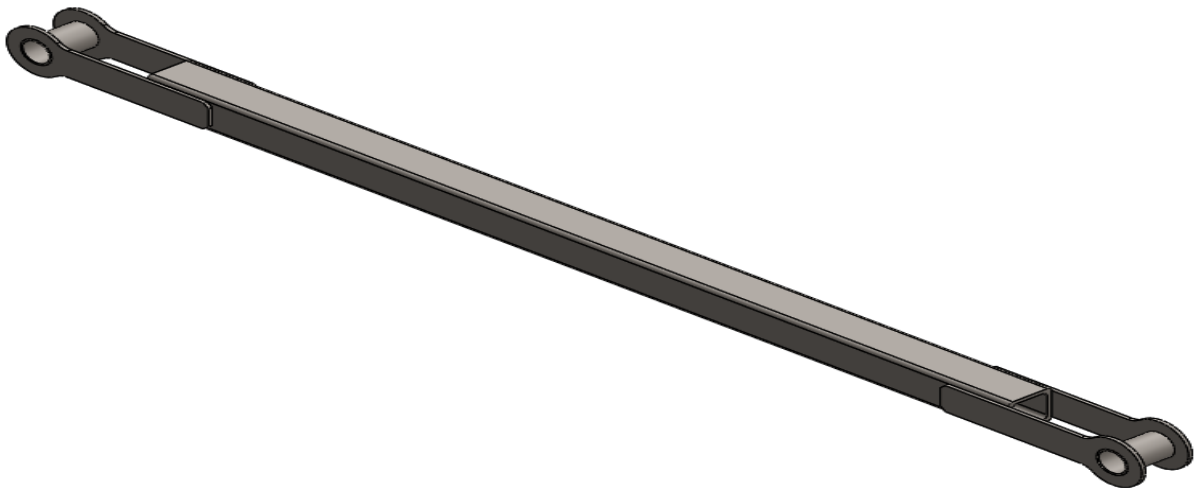
Dopušteno naprežanje iznosi:

$$p_{lim_dop} = \frac{R_e}{S} = \frac{360}{1,5} = 240 \text{ N/mm}^2 \rightarrow p_{lim_dop} > p_{lim} \quad (142)$$

Debljina limova zadovoljava.

8.5. Poluga 22

Prikaz izmodeliranog oblika poluge 22:



Slika 60. Poluga 22

8.5.1. Provjera čvrstoće poluge 22

Poluga 22 se provjerava za maksimalnu silu $F_{Dl_max} = 41032,39 \text{ N}$.

Za profil poluge 22 izabrana je kvadratna cijev 40x40x4, a površina presjeka kvadratne cijevi iznosi $A = 420 \text{ mm}^2$.

Naprežanje u poluzi 22 iznosi:

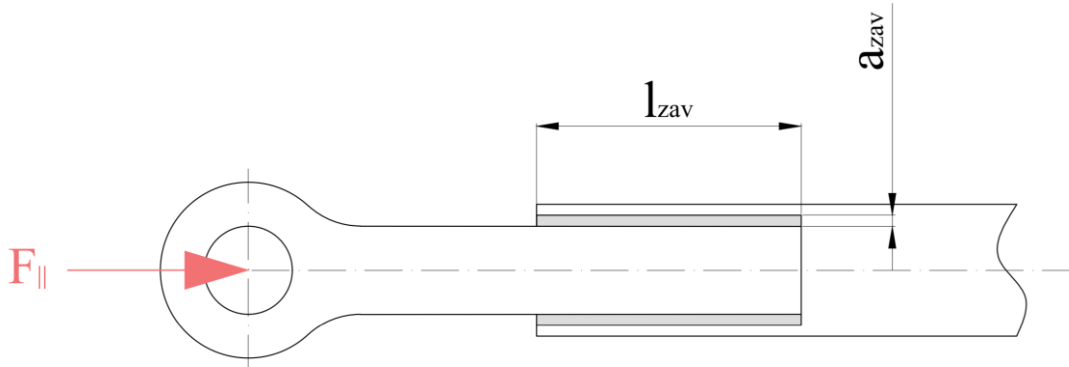
$$\sigma = \frac{F_{Dl}}{A} = 48,85 \text{ N/mm}^2 \quad (143)$$

$$\sigma = 40,40 \text{ N/mm}^2 < \sigma_{dop} = 240 \text{ N/mm}^2$$

ZADOVOLJAVA.

8.5.2. Provjera zavora

Potrebno je provjeriti zavar poluge 22 s nastavcima (ušicama) koje služe za vezanje poluge s dijelovima konstrukcije. Sila $F_{D'}$ se dijeli na 2 dijela jer imamo 2 zavora i pretpostavlja se da je svaki zavar jednoliko opterećen.



Slika 61. Zavar poluge 22 i ušice

Karakteristike zavora:

$$\begin{aligned} l_{zav} &= 60 \text{ mm} \\ a_{zav} &= 4 \text{ mm} \end{aligned} \quad (144)$$

Zavar je opterećen samo na smik, a površina zavora iznosi:

$$A = 2 \cdot l_{zav} \cdot a_{zav} = 480 \text{ mm}^2 \quad (145)$$

Posmično naprezanje iznosi:

$$\tau = \frac{F_{D'}}{2 \cdot A} = 42,74 \text{ N/mm}^2 \quad (146)$$

Reducirano naprezanje u zavaru:

$$\sigma_{red} = \sqrt{3 \cdot \tau^2} = 74,03 \text{ N/mm}^2 \quad (147)$$

Dopušteno naprezanje zavora za kutni spoj prema HRN U.E7.150 za materijal S355 iznosi:

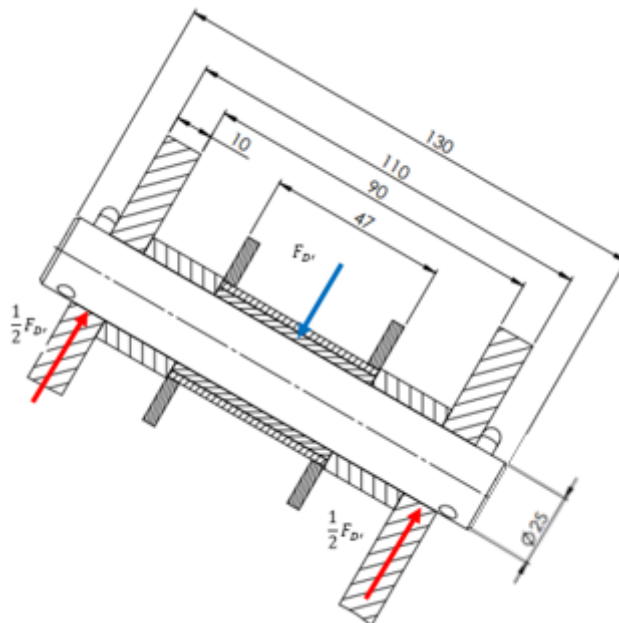
$$\sigma_{dop} = 240 \text{ N/mm}^2 \quad (148)$$

Budući da je $\sigma_{red} < \sigma_{dop}$, zavar ZADOVOLJAVA

Zavari na obje strane poluge su isti.

8.5.3. Provjera svornjaka u osloncu D'

Za provjeru svornjaka u osloncu D' uzimat će se maksimalna sila koja se pojavljuje u tom osloncu, a ona iznosi $F_{D',max} = 41032,39 \text{ N}$, za kut $\varphi = 0^\circ$.



Slika 62. Svornjak u osloncu D'

Vrijednosti sa slike potrebne za proračun:

$$d = 25 \text{ mm}, t_1 = 10 \text{ mm}, t_2 = 47 \text{ mm}, \quad (149)$$

Površina presjeka svornjaka:

$$A = \frac{d^2 \cdot \pi}{4} = 490,87 \text{ mm}^2 \quad (150)$$

Moment savijanja iznosi:

$$M_f = \frac{F_{D'_{max}}}{2} \cdot \frac{t_1}{2} = 46162,21 \text{ Nmm} \quad (151)$$

Naprezanje svornjaka uslijed savijanja:

$$\sigma_f = \frac{M_f}{0,1 \cdot d^3} = 65,65 \text{ N/mm}^2 \quad (152)$$

Smično naprezanje svornjaka:

$$\tau = \frac{F_{D'_{max}}}{2 \cdot A} = 41,80 \text{ N/mm}^2 \quad (153)$$

Za materijal svornjaka odabran je čelik E355. Dopusšteno naprezanje na savijanje i odrez za odabrani materijal prema [1] iznosi:

$$\sigma_{f_{dop}} = 155 \text{ N/mm}^2 \rightarrow \sigma_{f_{dop}} > \sigma_f \quad (154)$$

$$\tau_{dop} = 87 \text{ N/mm}^2 \rightarrow \tau_{dop} > \tau$$

Svornjak zadovoljava.

Potrebno je još provjeriti površinski pritisak na klizni ležaj i na limove na koje svornjak nasjeda.

Površinski pritisak na klizni ležaj:

$$p_{lež} = \frac{F_{Dl,max}}{2 \cdot d \cdot t_2} = 34,92 \text{ N/mm}^2 \quad (155)$$

$$p_{lež,dop} = 116 \text{ N/mm}^2 \rightarrow p_{lež,dop} > p_{lež} \quad (156)$$

Ležaj zadovoljava.

Površinski pritisak na limove iznosi:

$$p_{lim} = \frac{F_{Bl,max}}{2 \cdot d \cdot t_1} = 82,06 \text{ N/mm}^2 \quad (157)$$

Materijal lima je konstrukcijski čelik S355, čija granica tečenja iznosi $R_e = 360 \text{ N/mm}^2$, a uzeti faktor sigurnosti je $S = 1,5$.

Dopušteno naprezanje iznosi:

$$p_{lim,dop} = \frac{R_e}{S} = \frac{360}{1,5} = 240 \text{ N/mm}^2 \rightarrow p_{lim,dop} > p_{lim} \quad (158)$$

Debljina limova zadovoljava.

8.6. Nosiva ploča platforme



Slika 63. Nosiva platforma

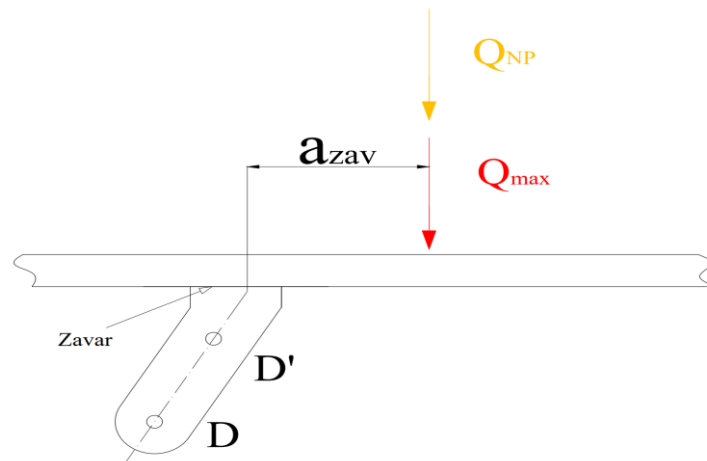
Za kraj potrebno je još provjeriti čvrstoću nosive platforme i njene zavare s ostatkom konstrukcije. Za nosivi lim na vrhu platforme odabran je čelični lim srednje debljine prema [2].

Karakteristike:

$$\delta_{lim} = 3 \text{ mm} \rightarrow \text{debljina lima} \quad (159)$$

8.6.1. Provjera zavar nosive konstrukcije

Potrebno je provjeriti zavar platforme i nosača. Opterećenje postolja prikazano je na slici 64.

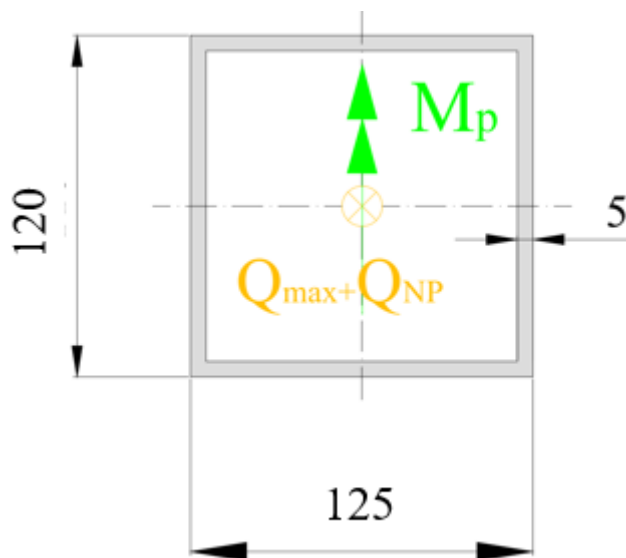


Slika 64. Prikaz opterećenja zavara

Moment savijanja zavara M_{NP} prema slici iznosi:

$$M_{NP} = (Q_{max} + Q_{NP}) \cdot a_p = 3492197 \text{ Nmm} \quad (160)$$

$$x_p = 400 \text{ mm}$$



Slika 65. Dimenzije zavara

Na slici 65. prikazan je zavar postolja i ploče.

Aksijalni moment tromosti I iznosi:

$$I = \frac{c \cdot b^3}{12} - \frac{(c-2 \cdot a) \cdot (b-2 \cdot a)^3}{12} = 3867500 \text{ mm}^3 \quad (161)$$

$$b = 125 \text{ mm}$$

$$c = 120 \text{ mm}$$

Povšina zavara iznosi:

$$A = 2 \cdot (b \cdot a + c \cdot a) = 2450 \text{ mm} \quad (162)$$

Savojno naprezanje iznosi:

$$\sigma_s = \frac{M}{W} = \frac{M}{I} \cdot 62,5 = 47,68 \text{ N/mm}^2 \quad (163)$$

Tlačno naprezanje iznosi:

$$\sigma_{\perp} = \frac{Q_{uk}}{A} = 4,35 \text{ N/mm}^2 \quad (164)$$

Reducirano naprezanje u zavaru:

$$\sigma_{red} = \sqrt{(\sigma_s + \sigma_{\perp})^2} = 52 \text{ N/mm}^2 \quad (165)$$

Dopušteno naprezanje zavara za kutni spoj prema HRN U.E7.150 za materijal S355 iznosi:

$$\sigma_{dop} = 240 \text{ N/mm}^2 \quad (166)$$

Budući da je $\sigma_{red} < \sigma_{dop}$, zavar ZADOVOLJAVA.

9. ZAKLJUČAK

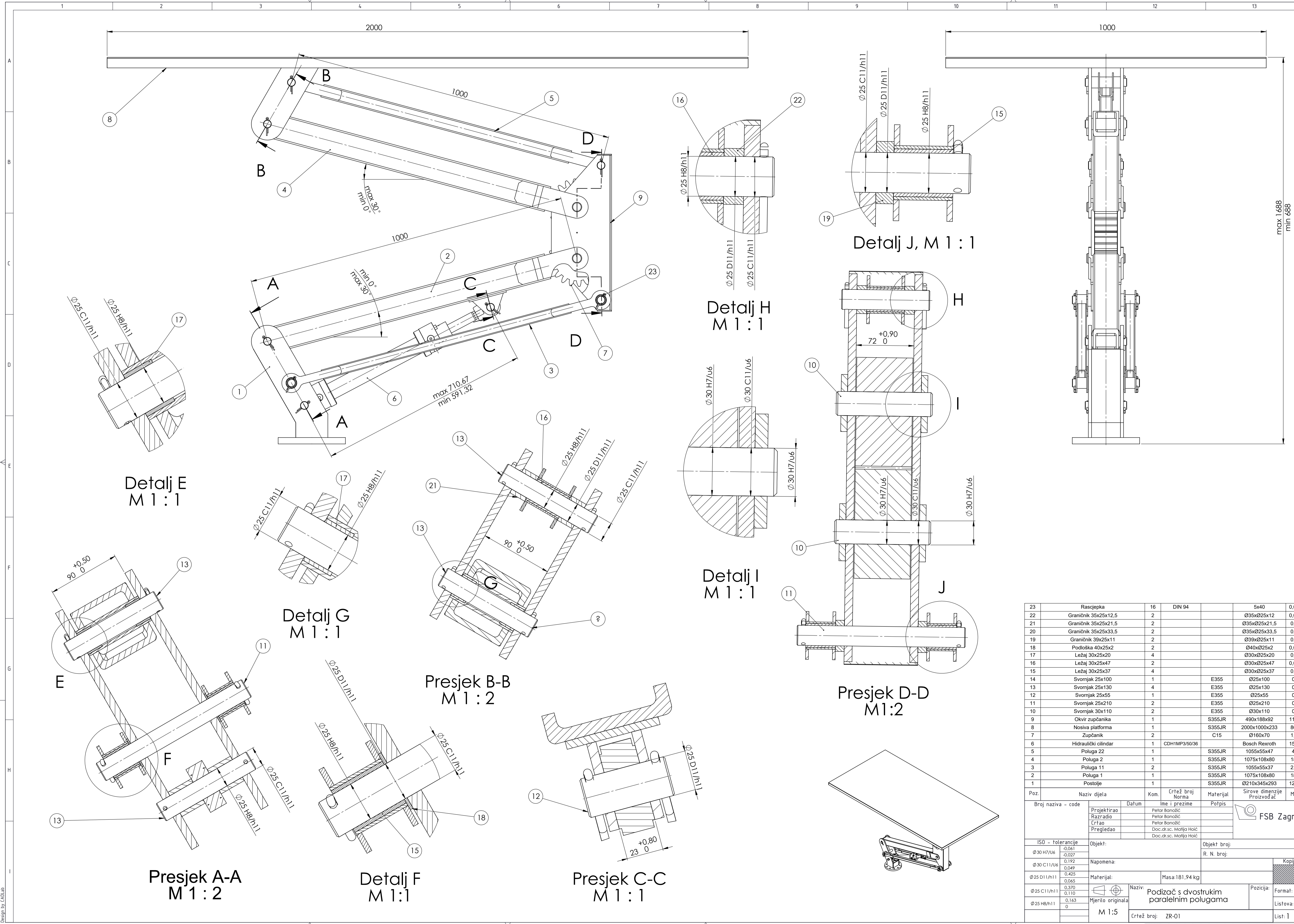
U sklopu završnog rada konstruiran je podizač s dvostrukim paralelnim polugama sukladno zadanim projektnim parametrima. Nakon uvodnog razmatranja o podizačima odabran je konačni koncept s kojim se išlo u daljnju razradu. Glavni dijelovi odabranog koncepta su postolje, poluge 1, 11, 2, 22, hidraulički cilindar, zupčanici i nosiva platforma. Tijekom analize sustava i izrade dijagrama sile u cilindru u ovisnosti o kutu zakreta poluge uočeno je da se maksimalna opterećenja javljaju za najniži položaj platforme te je za taj slučaj proveden proračun. Provjerena je čvrstoća kritičnih dijelova poput čvrstoće profila, zavara, svornjaka, ležajeva, zupčanika i hidrauličkog cilindra, te svi dijelovi zadovoljavaju. Zbog male visine dizanja podizač bi trebalo montirati u unaprijed udubljenu rupu u temelju kako bi nosiva platforma bila u razini tla te ne bi bila potrebna rampa za prilaz. Ovaj rad može poslužiti za daljnju detaljnu konstrukcijsku razradu podizača.

LITERATURA

- [1] Decker, K. H.: Elementi strojeva, Tehnička knjiga Zagreb, 1975.
- [2] Kraut, B.: Strojarski priručnik, Tehnička knjiga Zagreb, 1970.
- [3] Šćap, D.: Transportni uređaji (Prenosila i dizala)-podloge uz predavanja, Zagreb, 2004.
- [4] Eugen Oberšmit: Ozubljenja i zupčanici, Zagreb, 1993
- [5] Herold, Z.: Računalna i inženjerska grafika, Zagreb, 2003.
- [6] <https://www.boschrexroth.com/en/dc/>
- [7] SKF katalog proizvođača
- [8] Noseći profili, <http://www.b2bmetal.eu/en/default>,

PRILOZI

I. Tehnička dokumentacija



23	Rascjepka	16	DIN 94	5x40	0.001
22	Graničnik 35x25x12,5	2		$\phi 35 \times \phi 25 \times 12$	0.022
21	Graničnik 35x25x21,5	2		$\phi 35 \times \phi 25 \times 21,5$	0.02
20	Graničnik 35x25x33,5	2		$\phi 35 \times \phi 25 \times 33,5$	0.03
19	Graničnik 39x25x11	2		$\phi 39 \times \phi 25 \times 11$	0.02
18	Podloška 40x25x2	2		$\phi 40 \times \phi 25 \times 2$	0.001
17	Ležaj 30x25x20	4		$\phi 30 \times \phi 25 \times 20$	0.04
16	Ležaj 30x25x47	2		$\phi 30 \times \phi 25 \times 47$	0.063
15	Ležaj 30x25x37	4		$\phi 30 \times \phi 25 \times 37$	0.05
14	Svornjak 25x100	1	E355	$\phi 25 \times 100$	0.3
13	Svornjak 25x130	4	E355	$\phi 25 \times 130$	0.4
12	Svornjak 25x55	1	E355	$\phi 25 \times 55$	0.2
11	Svornjak 25x210	2	E355	$\phi 25 \times 210$	0.5
10	Svornjak 30x110	2	E355	$\phi 30 \times 110$	0.6
9	Okvir zupčanika	1	S355JR	490x188x92	11.87
8	Nosiva platforma	1	S355JR	2000x1000x233	86.7
7	Zupčanik	2	C15	$\phi 160 \times 70$	1.31
6	Hidraulički cilindar	1	CDH1MP3/50/36	Bosch Rexroth	15.46
5	Poluga 22	1	S355JR	1055x55x47	4.4
4	Poluga 2	1	S355JR	1075x108x80	18.7
3	Poluga 11	2	S355JR	1055x55x37	2.67
2	Poluga 1	1	S355JR	1075x108x80	18.7
1	Postolje	1	S355JR	$\phi 210 \times 345 \times 293$	12.27

Poz.	Naziv dijela	Kom.	Crtež broj Norma	Materijal	Sirove dimenzije	Masa
Broj naziva - code		Datum	Ime i prezime	Potpis		
ISO - tolerancije		Objekt:	Objekt broj:		R. N. broj:	
$\phi 30\text{ H}7/\text{u}6$		Napomena:			Kopija	
$\phi 30\text{ C}11/\text{u}6$		Materijal:	Masa: 181,94 kg			
$\phi 25\text{ D}11/\text{h}11$		Mjerilo originala	Naziv: Podizač s dvostrukim paralelnim polugama		Format: A1	
$\phi 25\text{ C}11/\text{h}11$		M 1:5	Crtež broj: ZR-01		Lista: 1	
$\phi 25\text{ H}8/\text{h}11$						