

Podizna platforma na bazi Robervalovog mehanizma

Martinčić, Matea

Undergraduate thesis / Završni rad

2024

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:235:367062>

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

Download date / Datum preuzimanja: **2025-03-29**

Repository / Repozitorij:

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



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

ZAVRŠNI RAD

Matea Martinčić

Zagreb, 2024.

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

ZAVRŠNI RAD

Mentor:

prof. dr. sc. Matija Hoić, dipl. ing.

Student:

Matea Martinčić

Zagreb, 2024.

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

Zahvaljujem se prof. dr. sc. Matiji Hoiću na svim korisnim savjetima i mentorstvu, svojoj obitelji, posebno roditeljima za sve što su mi pružili te bratu i prijateljima na svakoj riječi podrške tijekom studiranja.

Matea Martinčić



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE



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

Sveučilište u Zagrebu Fakultet strojarstva i brodogradnje	
Datum	Prilog
Klasa: 602 – 04 / 24 – 06 / 1	
Ur.broj: 15 – 24 –	

ZAVRŠNI ZADATAK

Student: **Matea Martinčić**

JMBAG: **0035230398**

Naslov rada na hrvatskom jeziku: **Podizna platforma na bazi Robervalovog mehanizma**

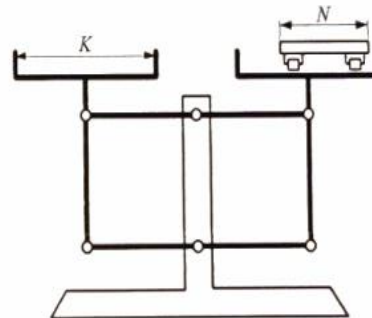
Naslov rada na engleskom jeziku: **Lifting platform based on the Roberval mechanism**

Opis zadatka:

Potrebno je konstruirati dvostruku podiznu platformu za istovremeno podizanje i spuštanje dvaju teretnih vozila temeljenu na mehanizmu Robervalove vage. Vozila se mogu pozicionirati bilo gdje po duljini i širini gornjih ploha. Pogon i nosiva konstrukcija moraju omogućiti podizanje punog vozila na jednoj platformi s praznom drugom platformom.

Ciljano konstrukcijsko rješenje mora imati sljedeće karakteristike:

- 1) Masa praznog vozila: $Q = 4$ t,
- 2) Najveća masa tereta: $G = 500$ kg,
- 3) Visina podizanja: $\Delta H = 1$ m,
- 4) Brzina podizanja: $v_{diz} = 10$ m/min,
- 5) Dimenzije podizne platforme: $L \times K = 3$ m x 2 m,
- 6) Duljina i širina vozila: $M \times N = 2,5$ m x 1,5 m,
- 7) Pogon: hidraulički ili elektromehanički



Rad treba sadržavati:

- 1) Uvodni pregled podiznih platformi za komadni teret,
- 2) Opis razmatranih koncepcija rješenja te obrazloženje odabira rješenja,
- 3) Proračun mehanizma podizanja,
- 4) Proračun nosive konstrukcije,
- 5) Sklopni crtež podizne platforme,
- 6) Radioničku dokumentaciju prema dogovoru s mentorom.

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

Zadatak zadan:

Datum predaje rada:

Predviđeni datumi obrane:

24. 4. 2024.

2. rok (izvanredni): 11. 7. 2024.
3. rok: 19. i 20. 9. 2024.

2. rok (izvanredni): 15. 7. 2024.
3. rok: 23. 9. – 27. 9. 2024.

Zadatak zadao:

Predsjednik Povjerenstva:

izv. prof. dr. sc. Matija Hoić

prof. dr. sc. Vladimir Soldo

SADRŽAJ

SADRŽAJ	I
POPIS SLIKA	III
POPIS TABLICA	V
POPIS TEHNIČKE DOKUMENTACIJE	VI
POPIS OZNAKA	VII
SAŽETAK	XI
SUMMARY	XII
1. UVOD	1
1.1. Dobava i dobavne djelatnosti	1
1.2. Podizne platforme	2
1.3. Podizači za vozila	2
1.3.1. Škaraste dizalice za vozila	3
1.3.2. Dvostupne dizalice za vozila	5
1.3.3. Višestupne dizalice za vozila	6
1.3.4. Ukopane podizne platforme za vozila	7
1.3.5. Dizalice za vozila s mehanizmom zglobnog paralelograma	8
1.3.6. Mobilne stupne dizalice za vozila	10
1.3.7. Dizalice niskog i srednje visokog doseg a	11
1.3.8. Parkirne podizne platforme	11
1.4. Općenito o Robervalovom mehanizmu	13
2. ANALIZA RADNIH PRINCIPA POSTOJEĆIH RJEŠENJA	15
2.1. Škarasta podizna platforma na hidraulički pogon	15
2.2. Ukopana stupna podizna platforma na hidraulički/pneumatski pogon	17
2.3. Stupna podizna platforma na električni pogon	18
2.4. Parkirna podizna platforma na električni pogon	19
3. FUNKCIJSKA DEKOMPOZICIJA	20
4. MORFOLOŠKA MATRICA I GENERIRANJE KONCEPATA	22
4.1. Koncept 1	28
4.2. Koncept 2	30
4.3. Koncept 3	32
4.4. Koncept 4	34
5. OCJENJIVANJE KONCEPATA	36
6. KONAČNI KONCEPT	38
7. KONSTRUKCIJSKA RAZRADA	39
7.1. Proračun potrebne snage pogona	39
7.2. Proračun kritičnih dijelova konstrukcije	43
7.2.1. Nosivi stup	43

7.2.2. Nosač platforme	46
7.2.3. Navozna platforma.....	55
7.2.4. Poluga	64
7.3. Proračun kritičnih zavara	67
7.4. Proračun vijčanih veza, svornjaka i osovina	69
7.4.1. Osovina 1	69
7.4.2. Osovina 2	70
7.4.3. Svornjaci	71
7.4.4. Sidreni vijci temeljne ploče	73
7.5. Kontrola nosivosti ležajeva.....	73
7.6. Dimenzioniranje sigurnosnih rešetaka	74
8. ZAKLJUČAK.....	75
LITERATURA.....	76
PRILOZI.....	77

POPIS SLIKA

Slika 1. a) Škarasta podizna platforma s kontaktom preko kotača vozila; b) škarasta podizna platforma s kontaktom preko ojačanja na pragovima podvozja.....	3
Slika 2. a) jednostruki škarasti podizni mehanizam s manjim dosegom podizanja; b) dvostruki škarasti podizni mehanizam s velikim dosegom podizanja.....	4
Slika 3. a) transportna podizna platforma s jednostrukim škarastim mehanizmom u ukopanoj izvedbi; b) škarasta podizna platforma s višestrukim škarastim mehanizmom	4
Slika 4. Gumeni nastavak za kontakt preko podvozja vozila.....	4
Slika 5. Teleskopske zakretne ručice	5
Slika 6. a) Standardna stupna dizalica sa spojem pri bazi; b) portalna stupna dizalica	6
Slika 7. a) stupna dizalica na četiri stupa; b) stupna podizna platforma	7
Slika 8. Škarasta ukopana podizna platforma	7
Slika 9. Ukopana dizalica na hidraulički pogon.....	8
Slika 10. Primjer ugradbenog bazena za ukopanu podiznu platformu.....	8
Slika 11. Podizna platforma s mehanizmom zglobnog paralelograma s kontaktom preko kotača vozila i mogućnošću navoženja vozila na platformu	9
Slika 12. Podizna platforma s mehanizmom zglobnog paralelograma s kontaktom preko 4 točke na podvozju vozila	9
Slika 13. Mobilne stupne dizalice povezane kablovima u svrhu sinkronizacije.....	10
Slika 14. a) parkirna platforma škarastog mehanizma na dvije etaže; b) parkirna stupna platforma na dva stupa	11
Slika 15. Dupla podizna platforma na pogon preko sajli	12
Slika 16. Parkirna stupna podizna platforma na četiri stupa	12
Slika 17. Primjer vertikalnog parkirališta	12
Slika 18. Komercijalna vaga na bazi Robervalovog principa	13
Slika 19. Shematski prikaz vage na bazi Robervalovog principa	13
Slika 20. Jednostavni polužni mehanizam	13
Slika 21. Sile i momenti na vagi na principu Robervalovog mehanizma	14
Slika 22. Shematski prikaz škaraste podizne platforme	15
Slika 23. Škarasta podizna platforma za teretna vozila.....	16
Slika 24. a) škarasta podizna platforma s velikim škarama za veći doseg podizanja za unutarnju uporabu; b) škarasta podizna platforma s većim brojem škara i velikim dosegom podizanja	16
Slika 25. Shematski prikaz baze ukopane stupne podizne platforme	17
Slika 26. Stupna podizna platforma s primjenom u autopraonicama.....	17
Slika 27. Stupna podizna platforma pogonjena preko hidrauličkog cilindra i lanca.....	18
Slika 28. Jedna od izvedbi patentiranih zadržaca povratnog gibanja platforme	19
Slika 29. Parkirna podizna platforma s električnim pogonom preko sajli	19
Slika 30. Funkcijska dekompozicija.....	21
Slika 31. Kinematska skica završnog koncepta	38
Slika 32. Određivanje potrebnih dimenzija hidrauličnog cilindra	39
Slika 33. Odnos radne sile u cilindru i težine tereta	40
Slika 34. Vrijednosti potrebne sile cilindra izražene u tonama u ovisnosti o kutu nagiba osi cilindra.....	40
Slika 35. Rosi-Teh 70/40-700 dvoradni hidraulični cilindar.....	42
Slika 36. Pojednostavljeni model opterećenja i dijagram uzdužne sile	44
Slika 37. Platforma i nosač platforme - konstrukcija i dimenzije za proračun	46
Slika 38. Proračunski model nosača platforme	47
Slika 39. Proračunski model uzdužne grede nosača prema [6].....	49

Slika 40. Dijagrami sile, momenta, progiba uzduž grede 1 nosača prema [6].....	50
Slika 41. Proračunski model poprečne grede nosača prema [6]	52
Slika 42. Dijagrami sila, momenata i progiba uzduž grede 2 prema [6].....	53
Slika 43. Proračunski model ukrute poprečne grede nosača platforme	54
Slika 44. Proračunski model uzdužne grede platforme - greda 3 [6].....	56
Slika 45. Dijagrami sila, momenata i progiba uzduž grede 3 prema [6].....	57
Slika 46. Proračunski model vanjske uzdužne grede platforme - greda 4 [6].....	58
Slika 47. Dijagrami sila, momenata i progiba uzduž grede 4 prema [6].....	59
Slika 48. Proračunski model poprečne grede platforme - greda 5 [6].....	60
Slika 49. Dijagrami sila, momenata i progiba uzduž grede 5 prema [6].....	61
Slika 50. Proračunski model poprečne grede platforme - greda 6 [6].....	62
Slika 51. Dijagrami sila, momenata i progiba uzduž grede 6 prema [6].....	63
Slika 52. Proračunski model poluge.....	65
Slika 53. Ovisnost reduciranog naprezanja poluge o promjeni kuta nagiba	66
Slika 54. Dimenzije presjeka zavara u ravnini spoja [15].....	67
Slika 55. Reducirano naprezanje u zavaru ovisno o promjeni kuta nagiba ravnine spoja	69
Slika 56. Dijagram poprečnih sila i momenata savijanja osovine 1.....	70
Slika 57. Dijagram spoprečnih sila i momenata savijanja osovine 2	71
Slika 58. Zglobni zatic ili svornjak prema [2]	71
Slika 59. Naležna ploha kliznog ležaja prema [2].....	73

POPIS TABLICA

Tablica 1. Ocjenjivanje koncepata	37
Tablica 2. Potrebne dimenzije pogonskog hidrauličnog cilindra	41
Tablica 3. Nazivni parametri dvoradnog hidrauličnog cilindra Rosi-Teh 70/40-600	42
Tablica 4. Karakteristike nosivog stupa	43
Tablica 5. Karakteristične veličine uzdužne grede nosača	48
Tablica 6. Geometrijske karakteristika poprečne grede nosača	51
Tablica 7. Geometrijske karakteristike ukrute poprečne grede nosača	55
Tablica 8. Geometrijske karakteristike greda platforme	55
Tablica 9. Geometrijske karakteristike poluge	64
Tablica 10. Dimenzije i mjere potrebne za proračun svornjaka prema slici 58.	72
Tablica 11. Usporedna tablica stvarnih i dopuštenih vrijednosti naprezanja i tlakova	72
Tablica 12. Dimenzije i opterećenja kliznih ležajeva	73

POPIS TEHNIČKE DOKUMENTACIJE

BROJ CRTEŽA MM-24-100-00

POPIS OZNAKA

Oznaka	Jedinica	Opis
A	mm^2	površina poprečnog presjeka (općenito)
$A_1 \dots A_6$	mm^2	površina poprečnog presjeka grede 1 do 6
A_{cijev}	mm^2	površina poprečnog presjeka cijevi ukrute poluge
A_{cil}	mm^2	površina poprečnog presjeka klipa pogonskog cilindra
A_j	mm^2	površina poprečnog presjeka jezgre sidrenog vijka
$A_{\text{nosač}}$	mm^2	površina poprečnog presjeka nosača
A_{poluga}	mm^2	površina poprečnog presjeka poluge
A_{stup}	mm^2	površina poprečnog presjeka nosivog stupa
A_{svornjak}	mm^2	površina poprečnog presjeka svornjaka
A_{ukruta}	mm^2	površina poprečnog presjeka ukrute
A_{zav}	mm^2	površina poprečnog presjeka zavara
a	mm	širina stranice poprečnog presjeka
a_{stup}	mm	duljina stranice nosivog stupa
a_v	mm	širina vanjskih vilica
b	mm	visina stranice poprečnog presjeka
b'	mm	visina presjeka u ravnini spoja zavara poluga
d_1, d_2	mm	širina dodirne plohe kliznog ležaja 1, 2
b_u	mm	širina unutarnjih vilica
c	mm	udaljenost središta vijka od središta stupa
D	mm	hod pogonskog cilindra
D_1, D_2	mm	vanjski promjer kliznog ležaja 1, 2
d	mm	debljina stijenke
d_1, d_2	mm	unutarnji promjer kliznog ležaja 1, 2
d_{cil}	mm	proračunski promjer klipa pogonskog cilindra
d_{klip}	mm	stvarni promjer klipa pogonskog cilindra
$d_{\text{klipnjača}}$	mm	promjer klipnjače pogonskog cilindra
$d_{o1} \dots d_{o2}$	mm	promjer osovine 1 do 2
d_{svornjak}	mm	promjer svornjaka

F	kN	pogonska sila
$F_1 \dots F_6$	kN	sila na gredu 1 do 6
F_A	kN	sila u osloncu A nosača platforme
F_{cil}	kN	sila u pogonskom cilindru uzduž osi cilindra
F_{cil_max}	kN	maksimalni iznos potrebne sile u pogonskom cilindru
F_{cil_razv}	kN	proračunska potrebna radna sila razvlačenja
F_{cil_skup}	kN	proračunska potrebna radna sila skupljanja
F_{dop}	kN	dopuštena sila/ dopušteno opterećenje
F_k	kN	najmanja sila pri kojoj se javlja izvijanje
$F_{kotač}$	kN	sila po kotaču vozila
F_{11}, F_{12}	kN	pogonska sila na kliznom ležaju 1, 2
F_{poluga}	kN	sila po poluzi
F_{raz_180}	kN	maksimalna radna sila razvlačenja pri tlaku od 180 bar
F_{raz_250}	kN	maksimalna radna sila razvlačenja pri tlaku od 250 bar
F_{skup_180}	kN	maksimalna radna sila skupljanja pri tlaku od 180 bar
F_{skup_250}	kN	maksimalna radna sila skupljanja pri tlaku od 250 bar
F_{tlak}	kN	tlačna sila
F_{uk}	kN	sila u uklještenju nosivog stupa
F_{vlak_cijev}	kN	vlačna sila u cijevi ukrute poluge
F_x	kN	uzdužna sila
F_{zav}	kN	smična sila u zavaru
g	m/s ²	ubrzanje sile teže
I_{min}	mm ⁴	minimalni aksijalni moment tromosti presjeka
I_x	mm ⁴	aksijalni moment tromosti presjeka (općenito)
$I_{x1} \dots I_{x6}$	mm ⁴	aksijalni moment tromosti presjeka grede 1 do 6
I_{x_poluga}	mm ⁴	aksijalni moment tromosti presjeka poluge
I_{zav}	mm ⁴	aksijalni moment tromosti presjeka zavara
i	mm	polumjer tromosti
k'	/	koeficijent kvalitete zavara
l	mm	duljina (općenito)
l_0	mm	slobodna duljina izvijanja
$l_1 \dots l_6$	mm	duljina grede od 1 do 6
l_{max}	mm	maksimalna duljina pogonskog cilindra
l_{min}	mm	minimalna duljina pogonskog cilindra

l_{poluga}	mm	krak poluge
l_{stup}	mm	visina nosivog stupa
l_{ukruta}	mm	duljina ukrute
M_{max}	Nm	maksimalni moment savijanja (općenito)
$M_{max1} \dots M_{max6}$	Nm	maksimalni moment savijanja u gredi 1 do 6
M_{max_stup}	Nm	maksimalni moment savijanja u nosivom stupu
M_{zav}	Nm	moment savijanja u zavaru
m/l	kg/m	masa po metru
$m_{čov}$	kg	masa prosječnog odraslog čovjeka
m_{nos}	kg	masa konstrukcije nosača platforme
m_{nos_grede}	kg	masa grede nosača
m_{ost}	kg	suma masa ostalih većih dijelova konstrukcije
m_{plat}	kg	masa konstrukcije navozne platforme
m_{pol}	kg	masa zavarene konstrukcije poluge
m_{ter}	kg	masa tereta
m_{voz}	kg	masa teretnog vozila
n	/	broj kotača
n_1, n_2	/	broj ležaja 1, 2
n_{sidro}	/	broj sidrenih vijaka vlačno opterećenih pri savijanju
p	bar	tlak pogonskog cilindra
p_{m1}, p_{m2}	N/mm ²	srednji pritisak na dodirnim ploham ležaja 1, 2
$p_{m,dop}$	N/mm ²	dopušteni srednji pritisak na dodirnim ploham ležaja
$p_{rešetka}$	N/mm ²	pritisak na površinu rešetke
p_u	N/mm ²	površinski tlak unutarnjih vilica
p_v	N/mm ²	površinski tlak vanjskih vilica
Q	kN	ukupna težina koju mora svladati pogonski cilindar
$Q_{maxo1} \dots Q_{maxo2}$	kN	maksimalna poprečna sila na osovini 1 do 2
S	/	faktor sigurnosti
v	m/s	brzina pomaka stapa pogonskog cilindra
v_{diz}	m/s	brzina dizanja platforme
v_{max_cil}	m/s	maksimalna ostvariva brzina pomaka stapa za slučaj minimalnog kuta nagiba pogonskog cilindra
W	mm ³	moment otpora presjeka (općenito)
W_{poluga}	mm ³	moment otpora presjeka poluge
W_{stup}	mm ³	moment otpora presjeka nosivog stupa
$W_{x1} \dots W_{x6}$	mm ³	moment otpora presjeka grede 1 do 6
W_x	mm ³	moment otpora presjeka
W_{zav}	mm ³	moment otpora presjeka zavara
$w_1 \dots w_6$	mm	progib grede 1 do 6
w_{dop}	mm	dopušteni progib
z_{max}	mm	maksimalna udaljenost težišta od ruba presjeka zavara

Grčka oznaka	Jedinica	Opis
α	$^{\circ}$	kut nagiba pogonskog cilindra
η_{hm}	/	hidrauličko mehanički stupanj korisnog djelovanja
η_v	/	koeficijent korisnog djelovanja uz gubitke uslijed brtvljenja
λ	/	vitkost
$\sigma_1 \dots \sigma_6$	N/mm ²	naprezanje na savijanje u gredi 1 do 6
σ_{Df}	N/mm ²	dinamička čvrstoća za savojno opterećenje
σ_{dop}	N/mm ²	dopušteno naprezanje
$\sigma_{dop_vlak-tlak}$	N/mm ²	dopušteno naprezanje na vlak-tlak
σ_{dop_zav}	N/mm ²	dopušteno naprezanje u zavaru
σ_f	N/mm ²	fleksijsko naprezanje, naprezanje na savijanje (općenito)
σ_{fDI}	N/mm ²	dinamička čvrstoća za savijanje istosmjernim ciklusom
$\sigma_{f_o1} \dots \sigma_{f_o2}$	N/mm ²	naprezanje na savijanje u osovini 1 do 2
σ_{f_poluga}	N/mm ²	naprezanje na savijanje u poluzi
σ_{f_stup}	N/mm ²	naprezanje na savijanje u stupu
σ_{f_sv}	N/mm ²	naprezanje na savijanje u svornjaku
σ_{f_zav}	N/mm ²	naprezanje na savijanje u zavaru
σ_k	N/mm ²	naprezanje izvijanja
σ_{red}	N/mm ²	reducirano naprezanje
$\sigma_{red_o1} \dots \sigma_{red_o2}$	N/mm ²	reducirano naprezanje u osovini 1 do 2
σ_{tlak}	N/mm ²	tlačno naprezanje (općenito)
σ_{tlak_poluga}	N/mm ²	tlačno naprezanje u poluzi
σ_{tlak_stup}	N/mm ²	tlačno naprezanje u nosivom stupu
σ_{vlak_cijev}	N/mm ²	vlačno naprezanje u cijevi ukrute poluge
σ_{v_sidro}	N/mm ²	vlačno naprezanje u sidrenom vijku
τ_a	N/mm ²	smično naprezanje u svornjaku
$\tau_{o1} \dots \tau_{o2}$	N/mm ²	naprezanje na smik u osovini 1 do 2
τ_{zav}	N/mm ²	smično naprezanje u zavaru

SAŽETAK

Tema ovog završnog rada je koncipiranje, razvoj i konstruiranje podizne platforme za transport teretnih vozila uz korištenje zadanog mehanizma pri izradi uređaja. Konstrukcija uređaja je potkrijepljena proračunom i konceptualnim rješenjem.

Uvodni dio sadrži općenita razmatranja o transportu, podiznim platformama i uređajima za transport vozila, njihovu podjelu i analizu konvencionalnih rješenja i radnih principa. Zatim slijedi koncipiranje, vrednovanje koncepata, obrazloženja ocjena i odabir završnog koncepta. Nakon odabira najpovoljnijeg koncepta i detaljnije razrade završni je koncept podvrgnut dimenzioniranju glavnih dijelova konstrukcije i proračunu nestandardnih dijelova. Na temelju parametara dobivenih proračunom izrađen je CAD - model i radu je priložen sklopni crtež uređaja koji je, kao i model, napravljen unutar programskog paketa *Solidworks*.

Ključne riječi: podizna platforma, Robervalov mehanizam, transport teretnih vozila

SUMMARY

The subject of this final paper is concept development and design of the cargo vehicle lifting platform by using the assigned mechanism when making the device. The design is made in accordance with calculations and conceptual solution.

The introduction consists of some general descriptions of transport, lifting platforms and vehicle transport devices, their classification as well as analysis of conventional solutions and working principles. This is followed by conceptualization, evaluating of concepts, rationale of evaluation and choosing the best solution for the final concept. After the best concept is selected and detailed, some of the main parts of the device are dimensioned and the non-standard parts are calculated. According to the parameters obtained from the calculation, a CAD model was created. The technical documentation of the lifting platform, made in *Solidworks* software package, is attached at the end of the paper.

Key words: lifting platform, Roberval mechanism, transport of cargo vehicles

1. UVOD

Transportna je tehnika transport robe i ljudi, a može se podijeliti na javni transport ili prometnu tehniku i na unutrašnji transport ili dobavnu tehniku. Javni transport podrazumijeva prometna sredstva čije se kretanje odvija na uređenim i/ili unaprijed određenim putovima (prometnicama), to su uglavnom prometala - cestovna, željeznička, pomorska i zračna prometna sredstva. U dobavnu tehniku spada bilo kakav transport ljudi i robe u određenom smjeru na ograničenim udaljenostima uz pomoć prikladnih dobavnih sredstava. Međusobno povezani postupci koji omogućuju transport robe od početnog do krajnjeg odredišta čine transportni lanac.

1.1. Dobava i dobavne djelatnosti

Dobava ili unutrašnji transport je skup dobavnih djelatnosti koje uključuju utovar, prijenos, pretovar, premetanje, skladištenje i pakiranje materijala, a omogućuju rukovanje robom i materijalom u nekom proizvodnom pogonu.

Prenosila i dizala su tehnička sredstva dobavne tehnike kojima se uspostavlja transportni lanac. Proces premještanja robe i materijala pomoću prenosila i dizala naziva se dobavni postupak. Dobavni postupci mogu biti prekidni ili neprekidni. Prema tom kriteriju prenosila i dizala mogu se podijeliti na:

- sredstva neprekidne dobave
- sredstva prekidne ili povremene dobave.

Sredstva povremene dobave dalje se dijele na:

- granike
- dizalice
- dizala ili liftove
- manipulatore i industrijske robote te
- industrijska vozila.

1.2. Podizne platforme

Podizne platforme spadaju u sredstva povremene ili prekidne dobave, a služe vertikalnom prijenosu tereta, vozila ili osoba na određenu visinu i držanju istih na toj visini. Podizne se platforme obzirom na zadaću mogu podijeliti na:

- podizne stolove - izravnavanje manjih razlika u visini pri posluživanju strojeva,
- pretovarne platforme - podizanje i spuštanje tereta između poda i utovarnog prostora,
- radne platforme - podizanje radnika i opreme na veće visine.

1.3. Podizači za vozila

Podizači/dizalice za vozila uglavnom su većih nosivosti i relativno malih visina dizanja, a koriste za podizanje vozila u svrhe održavanja, premještanja i pohrane. Primjena je ograničena na automehaničarske radionice, luke (podizači za teretna vozila prilikom utovara/istovara tereta), garaže, industrijske postrojenja i slično.

Do 1980-ih godina većina podizača za vozila bila je ukopanog tipa, a danas se sve više koriste dizalice montirane na površini odnosno u razini s podom prvenstveno zbog jednostavnosti montaže i manje pripremnih radova. Što se pogona tiče većina dizalica je na električni, hidraulički ili pneumatski pogon, rjeđe se javljaju one na vijčani pogon.

Obzirom na namjenu i potrebe prostora u kojima se dizalica nalazi postoji nekoliko različitih izvedbi, mehanizmi dizanja također mogu varirati ovisno o konstrukciji prema [12] i [13].

Uzimajući navedene parametre u obzir podizne platforme za vozila mogu se podijeliti na:

- škaraste dizalice
- dvostupne dizalice
- višestupne dizalice
- ukopane platforme
- dizalice s mehanizmom zglobnog paralelograma
- mobilne podizne platforme
- dizalice niskog i srednje visokog dosega
- parkirne podizne platforme.

1.3.1. Škaraste dizalice za vozila

Najčešće korišteni oblik dizalica općenito je škarasti podizni mehanizam pogonjen hidrauličkim ili pneumatskim pogonom. Škaraste dizalice zbog toga dolaze u velikom broju izvedbi; „škare” mogu biti spojene u seriju ili paralelno, jednostrukih ili višestrukih „škara”, mehanizam je moguće ukopati ili izvesti kao pričvršćenog za podlogu u ravnini tla itd. Vozila se mogu navoziti na platformu koja je cjelovita ili sastavljena od dva gazišta s otvorom u sredini, ili se vozila mogu podizati tako da se opterećenje na produžene ručice prenosi preko karakterističnih pojačanih podiznih točaka na podvozju vozila.



Slika 1. a) Škarasta podizna platforma s kontaktom preko kotača vozila; b) škarasta podizna platforma s kontaktom preko ojačanja na pragovima podvozja

Paralelni raspored „škara” dizalice sastoji se od dva ili više škarastih mehanizama raspoređenih jedan do drugoga, takva konstrukcija omogućuje veću nosivost. Serijski raspored „škara” dizalice sadrži dva ili više škarastih mehanizama koji su postavljeni jedan za drugim, također pružaju veću nosivost, ali i veću dužinu vozila.

Jednostruke „škare” pružaju veću stabilnost, ali omogućuju nešto manji doseg podizanja.

Ukoliko se dizalica sastoji od višestrukog škarastog mehanizma stabilnost i krutost konstrukcije su uglavnom manji, ali je zato doseg podizanja znatno veći.



Slika 2. a) jednostruki škarasti podizni mehanizam s manjim dosegom podizanja; b) dvostruki škarasti podizni mehanizam s velikim dosegom podizanja

Osim u svrhe održavanja vozila škarasti se mehanizmi koriste i za podizne platforme s velikim dosegom za vertikalni transport vozila obično pri pretovaru i ukrcaju automobila na brodove.



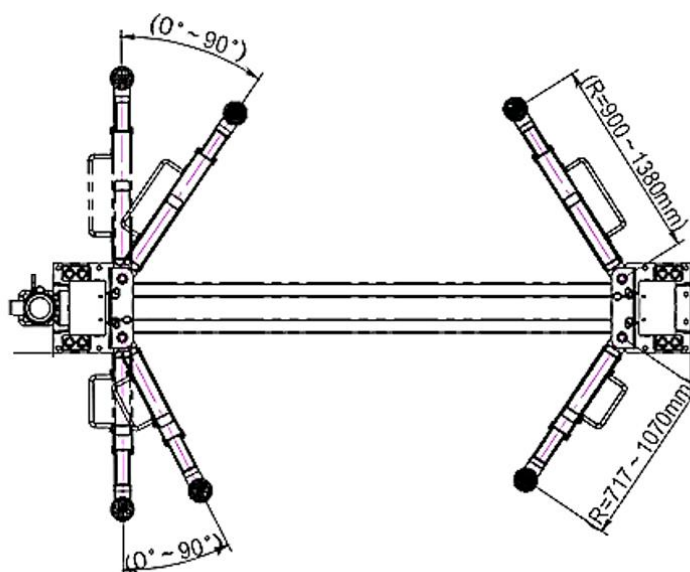
Slika 3. a) transportna podizna platforma s jednostrukim škarastim mehanizmom u ukopanoj izvedbi; b) škarasta podizna platforma s višestrukim škarastim mehanizmom



Slika 4. Gumeni nastavak za kontakt preko podvozja vozila

1.3.2. Dvostupne dizalice za vozila

Ove dizalice sastoje se od dva nasuprotna vertikalna stupa pričvršćena preko prirubnice za pod i najčešće imaju po dva para podesivih ruku u obliku slova „V” koji se sinkronizirano pomiču uzduž stupova uglavnom na električni pogon. Na krajevima ruku nalaze se kontaktni nastavci obično obloženi gumom ili nekim mekanim materijalom. Ti se nastavci prilikom podizanja vozila pozicioniraju na karakteristične točke na podvozju vozila te se time osigurava stabilnost. Ruke za podizanje u većini slučajeva imaju mogućnosti teleskopskog podešavanja duljine kraka, a mogu se i zakretati.



Slika 5. Teleskopske zakretne ručice

Udaljenost između stupova određena je širinom vozila, a visina podizanja obično iznosi oko 2 do 2,5 m - dovoljno da bi odrasli čovjek mogao stajati ispod vozila. Stupovi su obično spojeni horizontalnom gredom koja osigurava stalnu udaljenost između stupova, ali i povećava stabilnost i krutost konstrukcije. Ovisno o tome gdje se nalazi spoj stupova razlikuju se standardne dvostupne dizalice i portalne dvostupne dizalice. Kod standardnih dvostupnih dizalica stupovi su spojeni zajedničkom prirubnicom na dnu dok se kod portalnih taj spoj nalazi na vrhu stupova. Portalna izvedba iako pruža veću krutost konstrukcije, ima manju dozvoljenu visinu podizanja vozila.



Slika 6. a) Standardna stupna dizalica sa spojem pri bazi; b) portalna stupna dizalica

Ovakav tip dizalica ostavlja maksimalni dio podvozja vozila otvoren te je time posebno pogodan za korištenje u automehaničarskim radionicama.

1.3.3. Višestupne dizalice za vozila

Najčešće se radi o dizalicama sastavljenim od platforme koja se pomiče po četiri stupa. Od ta četiri stupa uglavnom su samo dva pogonska, ali konstrukcija ovisi o izvedbi. Vozilo se navozi na platformu oblikovanu kao dva odvojena gazišta s otvorenim središnjim prostorom. U odnosu na konstrukciju dizalice s dva stupa ovakva izvedba pruža puno veću stabilnost i manje opterećenje po stupu jer se težina vozila preko kotača ravnomjerno raspodijeli na sve oslonce. Također nosivosti ovakvih dizalica veće su u odnosu na izvedbe s dva stupa, a veća je i krutost same konstrukcije. Nedostatak dizalice na četiri stupa je ograničen pristup kotačima vozila; pošto je vozilo tijekom podizanja oslonjeno na platformu preko kotača, a ne pojačanih točaka na podvozju ova izvedba nije prikladna za radove na kotačima, gumama i kočionim sustavima.



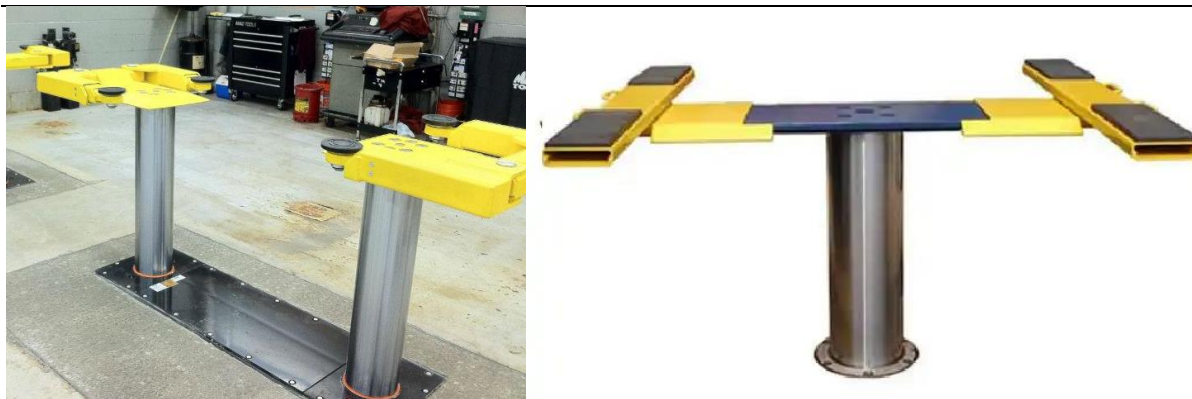
Slika 7. a) stupna dizalica na četiri stupa; b) stupna podizna platforma

1.3.4. Ukopane podizne platforme za vozila

Ovakav tip dizalica posebno je pogodan u uvjetima manjka prostora; mehanizam dizalice je ukopan u pod garaže ili radionice tako da se platforma u svom nultom položaju nalazi u razini s podom što također omogućuju bolju iskoristivost tog prostora kada dizalica nije u pogonu. Mehanizmi ovise o izvedbi, najčešće se ipak koriste škarasti ili teleskopski mehanizmi na hidraulički pogon. Kontakt s vozilom ostvaruje se preko platforme i kotača vozila ili pak preko ojačanih točaka na podvozju vozila, ovisno o konstrukciji. Neki proizvođači isporučuju dizalice s pripadajućim kućištima i zaštitnim podlogama ispod dizalice kako prilikom mogućeg kvara i curenja tekućine za hidrauliku ne bi došlo do zagađenja tla.



Slika 8. Škarasta ukopana podizna platforma



Slika 9. Ukopana dizalica na hidraulički pogon

Ove dizalice odlikuju se velikom izdržljivošću i jednostavnošću upravljanja i navoženja vozila na platformu, ipak cijena im je veća u usporedbi s ostalim tipovima, a potrebno je i pripremiti ugradbeni bazen prije postavljanja dizalice na željenu lokaciju.



Slika 10. Primjer ugradbenog bazena za ukopanu podiznu platformu

1.3.5. Dizalice za vozila s mehanizmom zglobnog paralelograma

Većina dizalica s mehanizmom zglobnog paralelograma ima platformu te se opterećenje vozila na dizalicu prenosi preko kotača vozila. Mehanizam podizanja nalazi se neposredno ispod platforme, a pogon je uglavnom električni i hidraulički. Krutost konstrukcije obično je manja nego na primjer kod škarastih dizalica pa se mogu dodati poprečne ukrute koje ujedno omogućuju i bolju sinkronizaciju lijevog i desnog dijela mehanizma prilikom podizanja.

Prilikom podizanja dolazi do horizontalnog pomaka dizalice, no neke novije izvedbe imaju mogućnost pomicanja isključivo u vertikalnom smjeru. Glavni nedostatak ovakvog tipa dizalica je ograničena visina podizanja vozila.



Slika 11. Podizna platforma s mehanizmom zglobnog paralelograma s kontaktom preko kotača vozila i mogućnošću navoženja vozila na platformu



Slika 12. Podizna platforma s mehanizmom zglobnog paralelograma s kontaktom preko 4 točke na podvozju vozila

1.3.6. Mobilne stupne dizalice za vozila

Ovakve dizalice nisu fiksirane za podlogu već imaju kotačiće koji im omogućuju lako pomicanje po ravnoj podlozi, a za podizanje vozila potrebno je onoliko dizalica koliko vozilo ima kotača (ili više) kako bi se težina vozila čim bolje raspodijelila. Izvedene su kao zasebne stupne dizalice na električni pogon, dizalicama se može upravljati zasebno, a mogu biti i povezane sustavom kablova kako bi se podizanje uskladilo. Uobičajene izvedbe nemaju platformu i ne omogućuju navoženje vozila na dizalicu, sastoje se od „klijesta” koja se u nultom položaju gurnu ispod kotača i kada su sve dizalice postavljene na svoje pozicije klijesta se sinkronizirano podižu. Većina ovakvih dizalica osim osim kotača sadrži i stabilizatore koji učvrste dizalicu na podlozi kako ne bi došlo po pomicanja. Upravljanje ukoliko nije omogućena sinkronizacija može biti otežano, veća je vjerojatnost nesreća, ali je postavljenje dizalica relativno jednostavno i neovisno o prostoru.



Slika 13. Mobilne stupne dizalice povezane kablovima u svrhu sinkronizacije

1.3.7. Dizalice niskog i srednje visokog dosega

Mogu biti na bazi različitih mehanizama, a glavna odlika im je usko ograničeni doseg podizanja. Ovakve dizalice ne omogućuju podizanje do visine pri kojoj bi ispod vozila mogao stajati čovjek već samo dovoljno da se podvozju vozila pristupi iz ležećeg položaja. U ovu skupinu spada većina škarastih dizalica i dizalica s mehanizmom zglobnog paralelograma.

1.3.8. Parkirne podizne platforme

Parkirne podizne platforme prema [11] se najčešće izvode kao platforme na četiri stupa, a ideja je omogućiti parkiranje više vozila jedno iznad drugoga čime se omogućuje bolje iskorištavanje parkirnog prostora. Ovakve su podizne platforme posebno korištene u javnim garažama s velikom koncentracijom vozila ili u osobne svrhe u privatnim garažama gdje je parkirni prostor ograničen, a pošto je platforma izvedena u komadu nisu prikladne za održavanje vozila.



Slika 14. a) parkirna platforma škarastog mehanizma na dvije etaže; b) parkirna stupna platforma na dva stupa



Slika 15. Dupla podizna platforma na pogon preko sajli



Slika 16. Parkirna stupna podizna platforma na četiri stupa



Slika 17. Primjer vertikalnog parkirališta

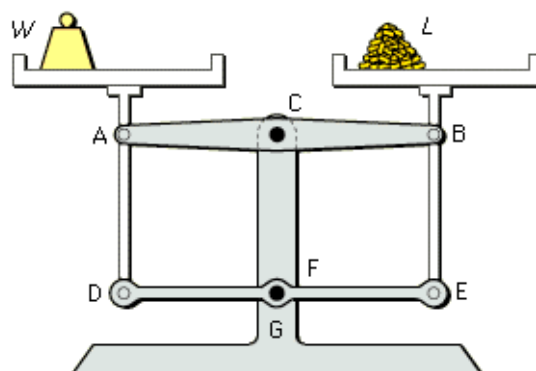
1.4. Općenito o Robervalovom mehanizmu

Gilles Personne de Roberval bio je francuski matematičar i fizičar, a smatra se tvorcem zglobno - polužnog mehanizma u obliku paralelograma kojeg je predložio kao osnovu laboratorijske vage. Ovaj mehanizam vaganja uvelike se koristio (a i danas se koristi) u komercijalnim uređajima za vaganje prvenstveno zbog jednostavnosti izvedbe.



Slika 18. Komercijalna vaga na bazi Robervalovog principa

Mehanizam se sastoji od postolja na kojem se nalaze dvije poluge: poluga AB i poluga DE, one su zglobno vezane u zglobovima F i C na postolje G točno na polovici svoje dužine. Na njima se zglobno vežu dva vertikalna štapa: štap AD i štap BE, po jedan sa svake strane tako da konstrukcija tvori oblik paralelograma; a na štapovima se nalaze mjerne posudice.



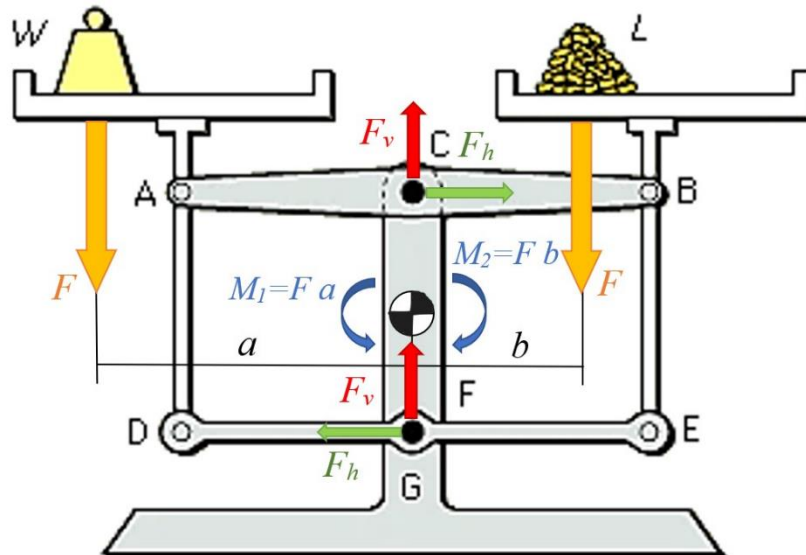
Slika 19. Shematski prikaz vage na bazi Robervalovog principa

Posebnost ovakve konstrukcije je mogućnost smještanja tereta bilo gdje na mjernoj posudici. Kod običnog polužnog mehanizma (poluge smještene na oslonac) pomicanjem tereta F dalje od težišta konstrukcije zbog većeg kraka na kojem djeluje težina tereta dobiva se moment M većeg iznosa. Da bi se takva konstrukcija dovela u stanje ravnoteže potrebno je smjestiti tereta na jednake udaljenosti od težišta kako bi se momenti međusobno poništili.



Slika 20. Jednostavni polužni mehanizam

Ukoliko se tereti istih masa na mjernim posudicama smjeste na različitim udaljenostima od težišta konstrukcije, momenti uzrokovani tim silama biti će različitih iznosa te bi došlo do zakretanja poluge u stranu većeg momenta. Zbog oblika paralelograma u poprečnim stranicama javljaju se aksijalne sile koje kompenziraju taj pomak te će neovisno o položaju tereta istih masa na mjernim posudicama vaga ostati u ravnoteži.



Slika 21. Sile i momenti na vagi na principu Robervalovog mehanizma

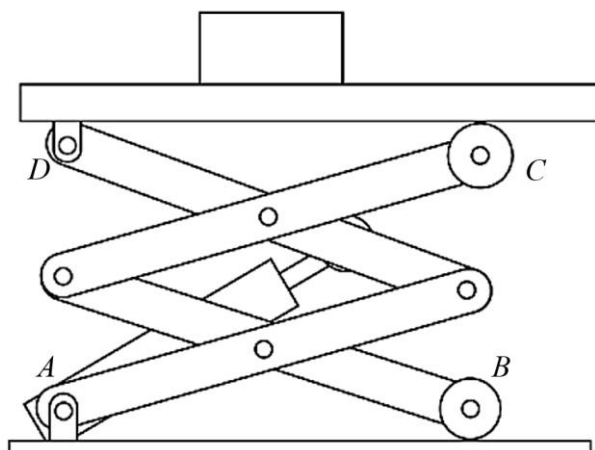
Ovakav mehanizam primjenu ima gotovo isključivo u mehaničkim i električnim mjernim uređajima (za mjerenje mase, sile, gustoće i ostalo), uz nešto manju primjenu u robotici.

2. ANALIZA RADNIH PRINCIPA POSTOJEĆIH RJEŠENJA

Prilikom provođenja analize tržišta naglasak je stavljen na podizne platforme koje omogućuju navoženje vozila na platformu, dakle opterećenje se na platformu prenosi preko svih kotača vozila. Obzirom na namjenu i doseg podizanja u nastavku su navedeni radni principi podiznih platformi koji su se izdvojili kao češće korišteni i primjenjivi u komercijalne svrhe. Podizne se platforme razlikuju po izvedbi mehanizma podizanja, vrsti pogona, nosivosti i drugom.

2.1. Škarasta podizna platforma na hidraulički pogon

Podizna platforma jednostavnog škarastog mehanizma sastoji se od jednih ili više tzv. „škara” - dviju poluga jednakih duljina zglobno povezanih na polovici njihove dužine. Jedan kraj jedne od poluga označen slovom *A* vezan je za podlogu te mu je dozvoljena samo rotacija oko osi zgloba, kraj *B* može se pomicati samo horizontalno po podlozi, kraj *D* vezan je za platformu i dozvoljena mu je rotacija oko osi zgloba, dok se kraj *C* pomiče u horizontalnom smjeru po platformi, a cijela platforma se uslijed djelovanja sile koja pokreće mehanizam pomiče u vertikalnom smjeru te tako podiže ili spušta teret na platformi.



Slika 22. Shematski prikaz škaraste podizne platforme

Obično se horizontalni pomak točaka *B* i *C* po podlozi ili platformi osigurava kotačima na koji se kotrljaju unutar vodilica ili klizačima koji klizu po vodilicama ovisno o izvedbi.

Kao aktuatori kretanja koriste se hidraulički cilindri koji mogu biti zglobno vezani za podlogu ili direktno na jednu od poluga. Hidraulički pogon je posebno pogodan za ovakav mehanizam jer omogućuje precizne i mirne pomake te podizanje tereta velikih masa. Iz tog se razloga škaraste platforme često koriste za podizanje teretnih vozila.



Slika 23. Škarasta podizna platforma za teretna vozila

U uvjetima gdje je potreban veći doseg podizanja koriste se velike „škare” ili se povećava broj škara kako bi se postigla veća visina podizanja. Kod podiznih platformi s više škara koje su postavljene u paralelu ili seriju posljedično se mogu podizati i veći tereti jer su takve platforme većih nosivosti.

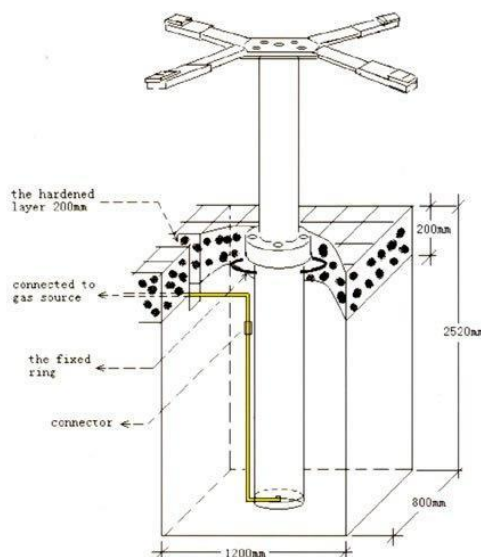


Slika 24. a) škarasta podizna platforma s velikim škarama za veći doseg podizanja za unutarnju uporabu; b) škarasta podizna platforma s većim brojem škara i velikim dosegom podizanja

Međutim škaraste su platforme masivne, teške i u nultoj su poziciji relativno visoke. Kako bi se omogućilo jednostavno navoženje vozila, podizne se platforme izvode kao ukopane ili se dodaju prilazne rampe. Rampe mogu biti i pričvršćene na podiznu platformu pa se po potrebi spuste i pripreme za navoženje vozila bilo ručno, bilo automatski. Ovakve platforme odlikuju se velikom stabilnošću i dugotrajnošću uz redovito podmazivanje dijelova.

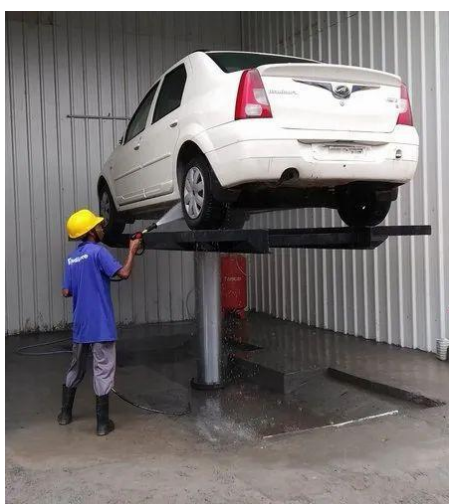
2.2. Ukopana stupna podizna platforma na hidraulički/pneumatski pogon

Ukopana stupna podizna platforma s jednim podiznim cilindrom obično se koristi u uslužnim autopraonicama i mehaničarskim radionicama. Sastoji se od jednog cilindra, pneumatskog ili hidrauličkog s pripadajućim kućištem i sustavom razvoda plina ili tekućine. Mehanizam dizalice ukopan je u tlo tako da u nultom položaju gornja površina platforme bude u ravnini s podom. Pogonske pumpe nalaze se izvan bazena, a razvodni sustav se montira u bazen zajedno s dizalicom i spaja se s pogonom.



Slika 25. Shematski prikaz baze ukopane stupne podizne platforme

Šupljikava konstrukcija platforme osigurava smanjenje mase koja se mora podići, samim time smanjuje opterećenje mehanizma, a ujedno omogućuje i prodiranje vode i sredstva za pranje do podvozja vozila.



Slika 26. Stupna podizna platforma s primjenom u autopraonicama

Prednost ovakve platforme je jednostavnost rukovanja i rada, ali nosivosti su nešto manje nego kod škarastih podiznih platformi, stabilnost konstrukcije je manja te se ne koriste za podizanje teretnih vozila.

2.3. Stupna podizna platforma na električni pogon

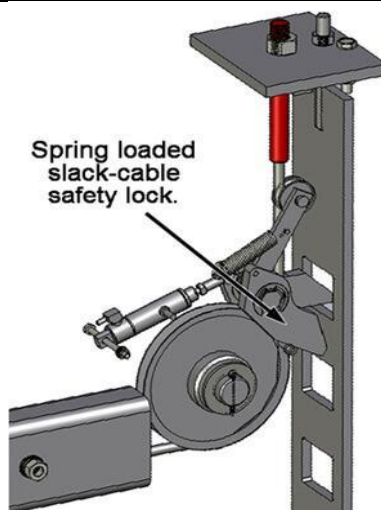
Stupna podizna platforma na četiri nosiva stupa pogonjena električnim pogonom koristi se za podizanje teretnih vozila jer ima veliku nosivost i stabilnost.

Uobičajena je izvedba s elektromotorom i hidrauličkom pumpom koja aktivira hidraulički cilindar, hidraulički cilindar je fiksno vezan jednim svojim krajem za nepomični oslonac, a drugim krajem za pomičnu strukturu s lančanikom. Lanac je zaštićen unutar stupa i prolazi kroz kućište na podiznoj platformi do nasuprotnog stupa, pomakom hidrauličkog cilindra preko lanca se osigurava pomak podizne platforme. Ovakve platforme imaju i kotačiće koji kotrljanjem po stupovima osiguravaju mirno vođenje bez trzanja u horizontalnom smjeru. Ovisno o zahtjevima korisnika hidraulički cilindar može se pozicionirati vertikalno uz stupove ili horizontalno preko portala podizne platforme.



Slika 27. Stupna podizna platforma pogonjena preko hidrauličkog cilindra i lanca

Druga česta izvedba ovakvih podiznih platformi za pokretanje platforme koristi elektromotorni pogon preko užadi i kolotura. Izvedba je slične konstrukcije kao i prethodna, a da se užad ne bi odmotala prilikom zaustavljanja koriste se patentirani zadržaći koji blokiraju kretanje platforme prema dolje dok se preko opruge pri povratu platforme zadržaći ne otvore. Za vrijeme održavanja platforme na jednoj visini opterećenje vozila nose cilindar i lanac te zadržaći.

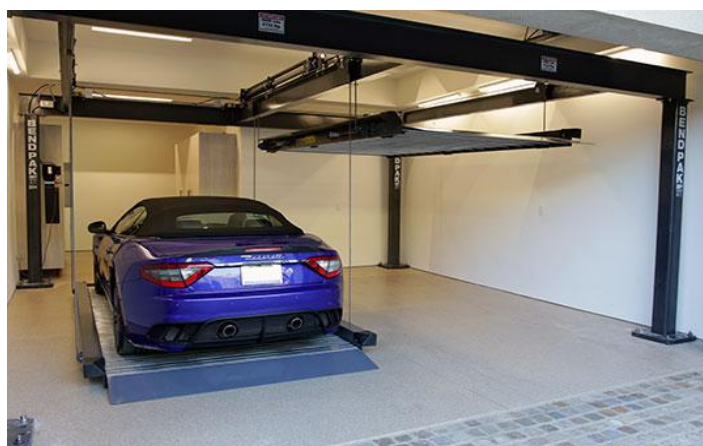


Slika 28. Jedna od izvedbi patentiranih zadržaca povratnog gibanja platforme

Ovakve podizne su platforme sigurne zbog prijenosa opterećenja oblikom i jednostavne za upravljanje, mehanizam općenito nije jednostavan u usporedbi sa škarastim ili stupnim hidrauličkim, ali nosivosti su relativno velike te je prikladan za transport teretnih vozila.

2.4. Parkirna podizna platforma na električni pogon

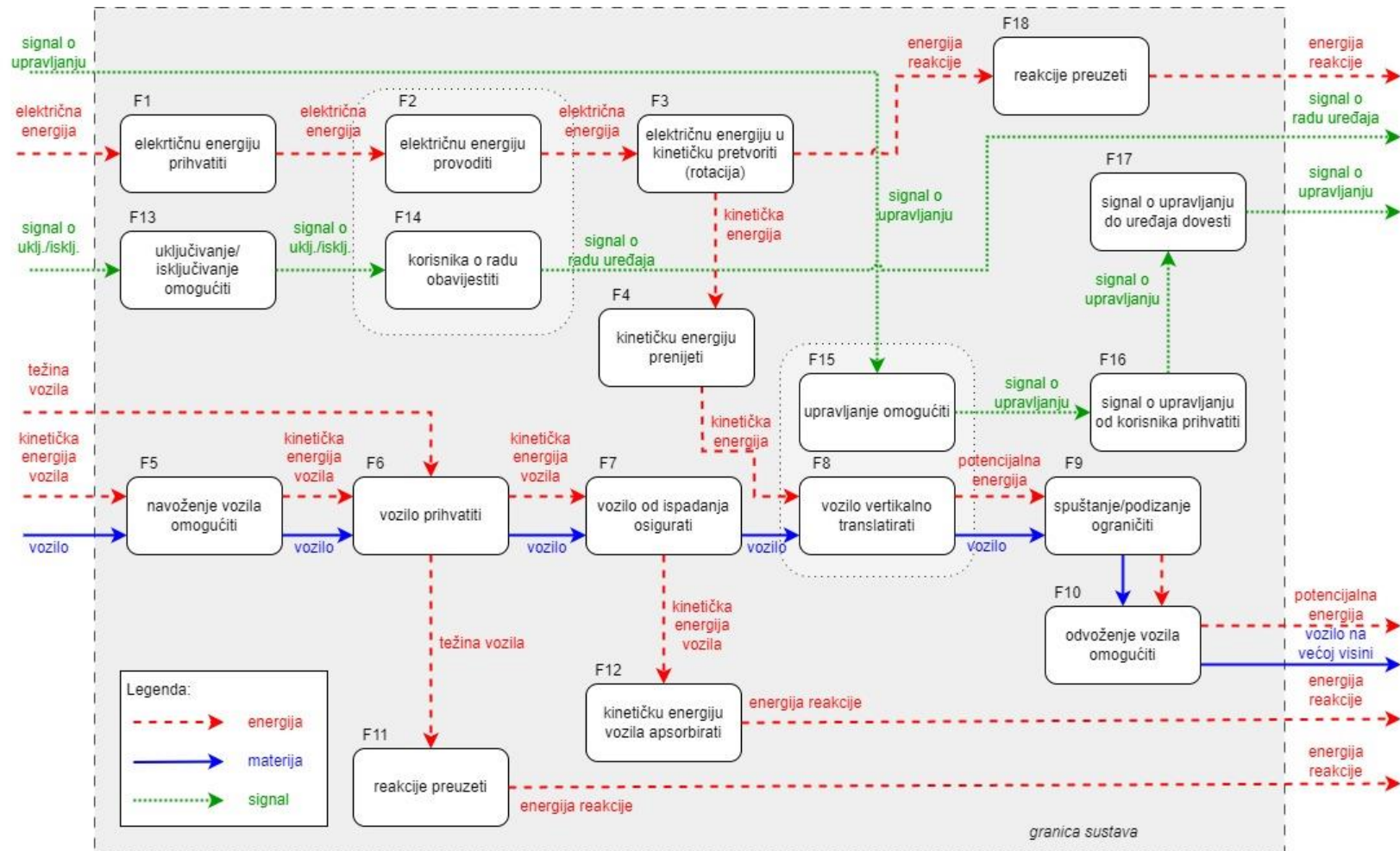
Za razliku od prethodnih podiznih platformi, zadaća parkirne podizne platforme je zadržati vozilo na jednoj visini dulje vrijeme te se time ne može smatrati transportnim sredstvom, ali mehanizam podizanja je vrijedan razmatranja. Prema [11] pogon je elektromotorni, sustav prijenosa uglavnom se sastoji od užadi i kolotura. Uže prelazi preko kolotura s jedne strane platforme do druge, namatanjem istovremeno dva užeta na bubanj s lijevim i desnim žlijebovima za užeta možemo reći da se radi o udvojenom faktorskom koloturniku. Bubanj se pogoni preko elektromotora, a kao zadržać služi trenje u koloturniku (za svaki slučaj se ipak dodaju i mehanički zadržaći). Svo opterećenje vozila visi o užadi i nema pravih potpornih stupova, visine dizanja su nešto manje, a manje su i nosivosti.



Slika 29. Parkirna podizna platforma s električnim pogonom preko sajli

3. FUNKCIJSKA DEKOMPOZICIJA

Korištenjem „black box” modela napravljena je funkcijska dekompozicija podizne platforme. Ukupan rad stroja pojednostavljen je i razložen na nekoliko ključnih funkcija kako bi se lakše uočili tokovi energije, signala i materije - u ovom slučaju vozila koji su potrebni za obavljanje zadaće stroja. Ovakav će pristup analizi rada podizne platforme uvelike koristiti u sljedećim fazama razvoja. Tokovi sustava ulaze na lijevoj strani granice sustava, a izlaze na desnoj strani. Funkcijska dekompozicija prikazana je na slici 30.







Slika 30. Funkcijska dekompozicija


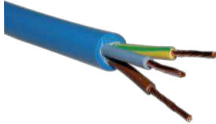










4. MORFOLOŠKA MATRICA I GENERIRANJE KONCEPATA





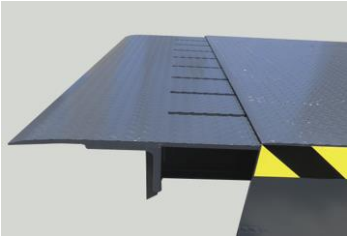



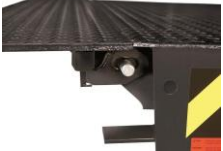



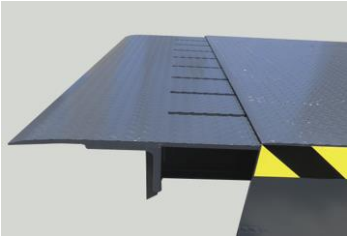



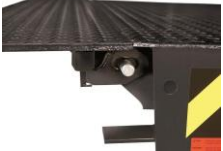



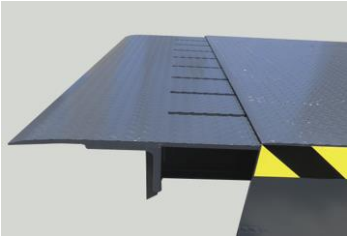



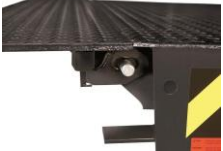

Funkcijama iz funkcijske dekompozicije u ovom su koraku dodijeljena konstrukcijska parcijalna rješenja čijim kombiniranjem u idućoj fazi nastaju koncepti. Pojedinu funkciju može izvršavati veći broj rješenja, a jedno rješenje može se koristiti za obavljanje više funkcija.



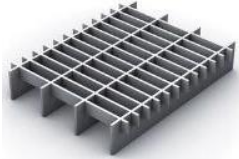






Legenda za generiranje koncepata:

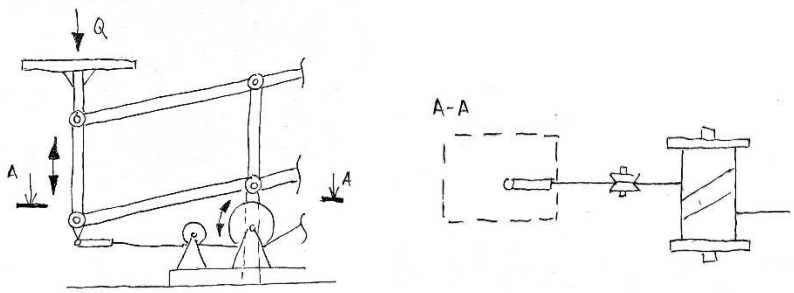
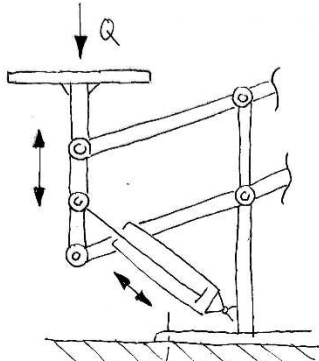
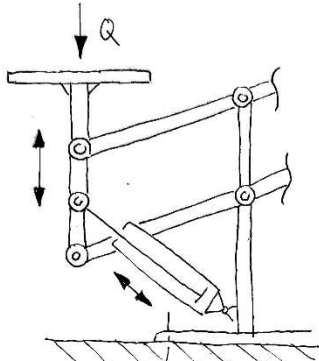
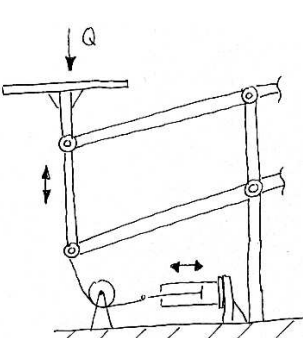
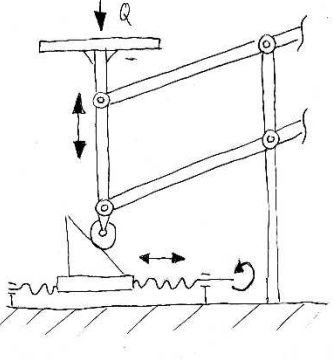
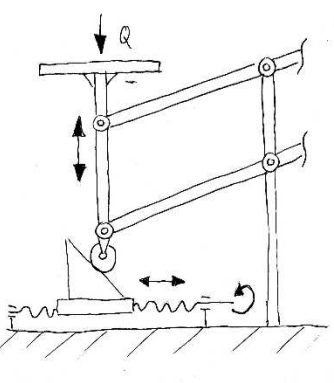
Koncept 1	
Koncept 2	
Koncept 3	
Koncept 4	

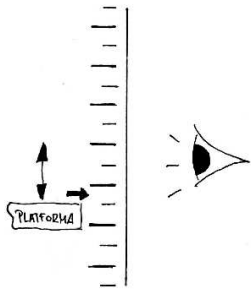

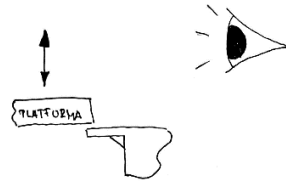

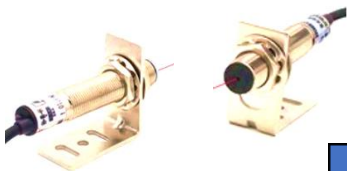








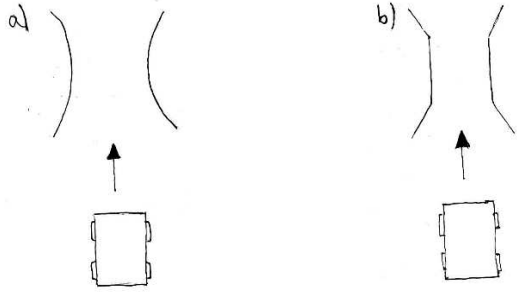


Morfološka matrica:














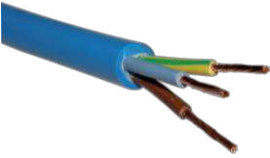

Br.	Funkcija	Parcijalno rješenje		
F1	El. energiju prihvatiti	El. gradska mreža 		
F2	El. energiju provoditi	El. vodiči  		
F3	El. energiju u kin. pretvoriti	Elektromotor  	Električna pumpa 	
F4	Kin. energiju prenijeti	Linearni aktuator  	Hidr. cilindar (dvoradni)  	Hidromotor  

<p>F4 F11</p>	<p>Reakcije preuzeti</p>	<p>Stup + prirubnica + sidreni vijci</p>  							
<p>F5 F10</p>	<p>Navoženje i odvoženje vozila omogućiti</p>	<p>Navozna/odvozna rampa:</p> <table border="1" data-bbox="454 757 1394 1691"> <tr> <td data-bbox="454 757 834 1081"> <p>montirana na podu</p>   </td> <td data-bbox="834 757 1394 1081"> <p>kruto spojena na platformu</p>   </td> </tr> <tr> <td colspan="2" data-bbox="454 1081 1394 1384"> <p>izvlačenje</p>  </td> </tr> <tr> <td data-bbox="454 1384 834 1691"> <p>spuštanje</p>   </td> <td data-bbox="834 1384 1394 1691"> <p>bez rampe</p>  </td> </tr> </table>		<p>montirana na podu</p>  	<p>kruto spojena na platformu</p>  	<p>izvlačenje</p> 		<p>spuštanje</p>  	<p>bez rampe</p> 
<p>montirana na podu</p>  	<p>kruto spojena na platformu</p>  								
<p>izvlačenje</p> 									
<p>spuštanje</p>  	<p>bez rampe</p> 								

F6	Vozilo prihvatiti	Platforma - izvedba: a) puna ili b) podijeljena		
		<p>a)</p>  <p>■ ■</p>	<p>b)</p>  <p>■ ■</p>	
		<p>rešetkasta</p>  <p>■ ■</p>	<p>drvena</p> 	<p>metalne podnice/ limovi</p>  <p>■ ■</p>
F7	Vozilo od ispadanja osigurati	Ograda - izvedba:		
		<p>a) visoka</p>  <p>■ ■</p>	<p>b) niska</p>  <p>■ ■</p>	
		s obzirom na konstrukciju:		
		<p>cijevna konstrukcija</p>  <p>■ ■ ■</p>	<p>mrežasta konstrukcija na okviru</p>  <p>■</p>	

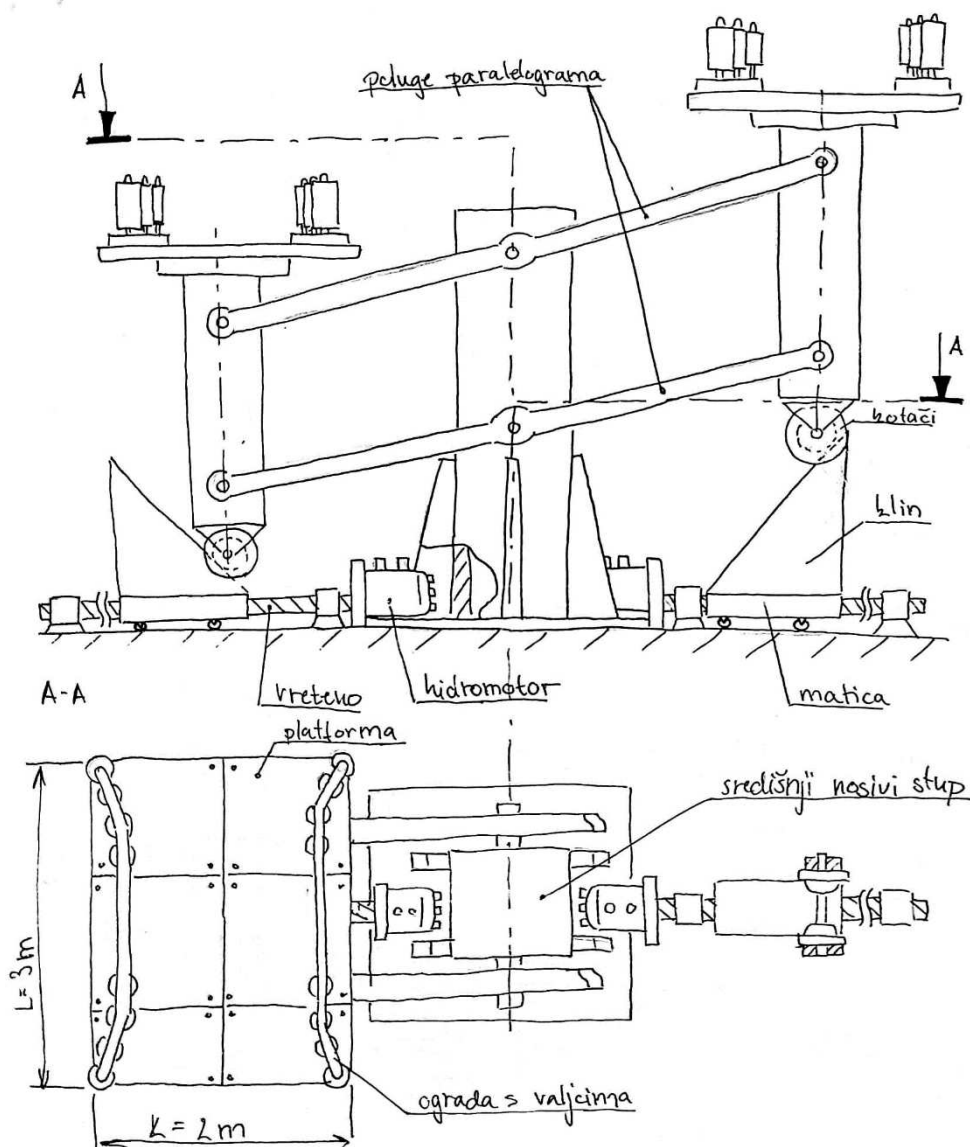
<p>F8</p> <p>Vozilo vertikalno translatirati</p>	<p>bubanj s dva slobodna kraja užeta</p>  	
	<p>podizanje uzdužnim pomakom pogonskog člana</p> 	<p>klin i uzdužni pomak pogonskog člana</p> 
	<p>lanac i uzdužni pomak pogonskog člana</p> 	<p>vreteno, matica i klin</p> 

F9	Spuštanje/ podizanje ograničiti	Graničnik	
		a) mehanički	
		<p>ručno upravljanje i mjerna traka</p>  <p style="text-align: right;"></p>	<p>mehanička prepreka i ručno upravljanje</p>  <p style="text-align: right;"></p>
		b) elektronički	
		<p>bezkontaktni senzor - laserski</p>  <p style="text-align: right;"></p>	<p>kontaktni senzor - taktilni senzor pritiska</p>  <p style="text-align: right;"></p>
F12	Kin. energiju vozila apsorbirati	<p>Valjci</p>  <p style="text-align: right;"></p>	<p>Gumeni odbojnici</p>  <p style="text-align: right;"> </p>
		<p>Oblikom</p>  <p style="text-align: right;"> </p>	

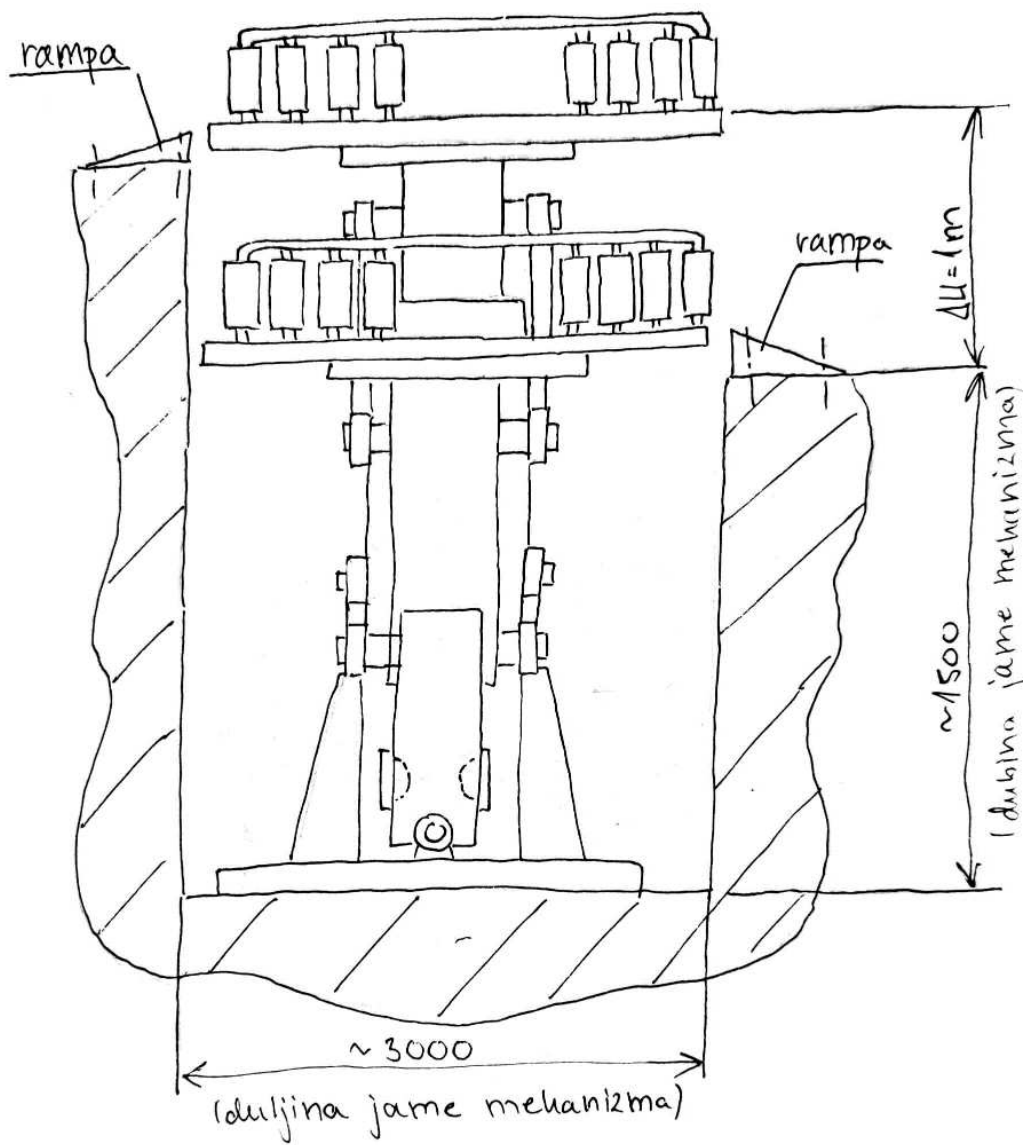
F13	Uklj./isklj. omogućiti	<p style="text-align: center;">Sigurnosna sklopka</p>  			
F14	Korisnika o radu obavijestiti	<p>Intermitirajući zvučni signal</p> 	<p>Rotirajući svjetlosni signal</p>  	<p>Kombinacija zvučnog i svjetlosnog signala</p> 	<p>Spuštanje/podizanje automatske rampe</p>  
F15 F16	<p>Upravljanje omogućiti / Signal o upravljanju od korisnika prihvatiti</p>	<p>Kontrolna ploča</p>  	<p>Zaslon za upravljanje dodirom</p> 	<p>Upravljanje s udaljenosti</p>  	
F17	Signal o upravljanju do uređaja dovesti	<p style="text-align: center;">El. vodiči</p>  			

4.1. Koncept 1

Elektromotor spojen je na gradsku mrežu i pokreće pumpu za hidrauličnu tekućinu. Glavno gibanje vrši vreteno pogonjeno na hidromotor; rotacijom vretena matica s klinom pomiče se lijevo-desno pomoću kotačića u vodilicama na bazi dizalice, a pomoću kotačića na vertikalnom nosaču platforme omogućeno je pomicanje platforme gore-dolje. Platforma je napravljena od punog perforiranog lima (pločevine), na platformu je pričvršćena niska ograda cijevne konstrukcije - visina ograde seže malo iznad visine kotača teretnog vozila. U slučaju krivog navoženja teretnog vozila na platformu dolazi do udaranja vozila u rub ograde; oblik ograde je takav da omogućuje vođenje vozila na sredinu platforme gumenim valjcima pričvršćenima na ogradu. Obje rampe (i za navoženje i za odvoženje) pričvršćene su za pod postrojenja i ne nalaze se na platformi. Upravljanje je omogućeno kontrolnom pločom iz neposredne udaljenosti, a zvučnim i svjetlosnim signalom operatera se upozorava na rad platforme. Podizanje i spuštanje platforme upravlja se automatski, laserski senzor gasi pogon platforme ili okreće smjer rada kada platforma prekine lasersku zraku. Postolje nosivog stupa platforme izvedeno je kao prirubnica i za tlo jame pričvršćeno je sidrenim vijcima.



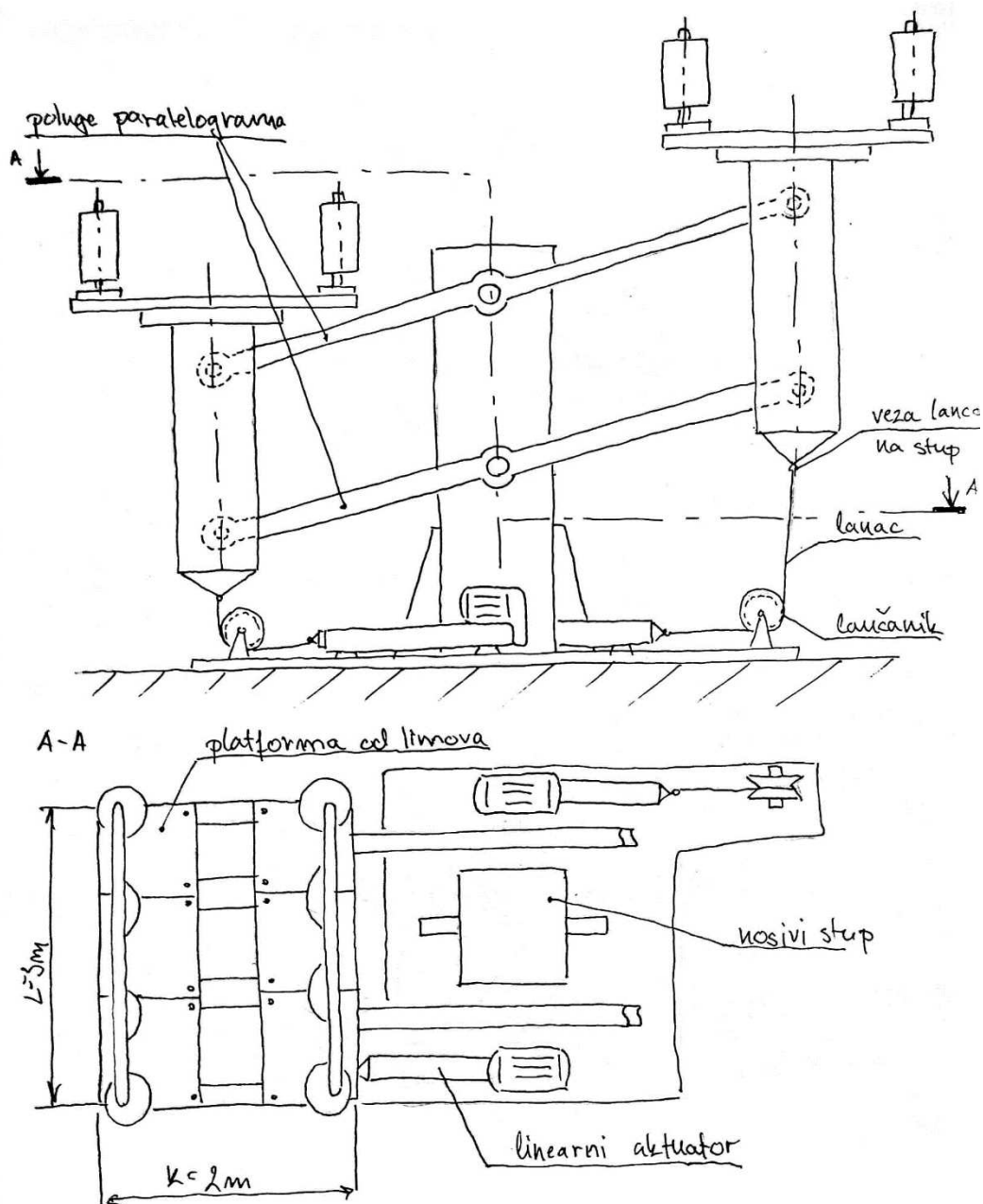
Bokocrt:



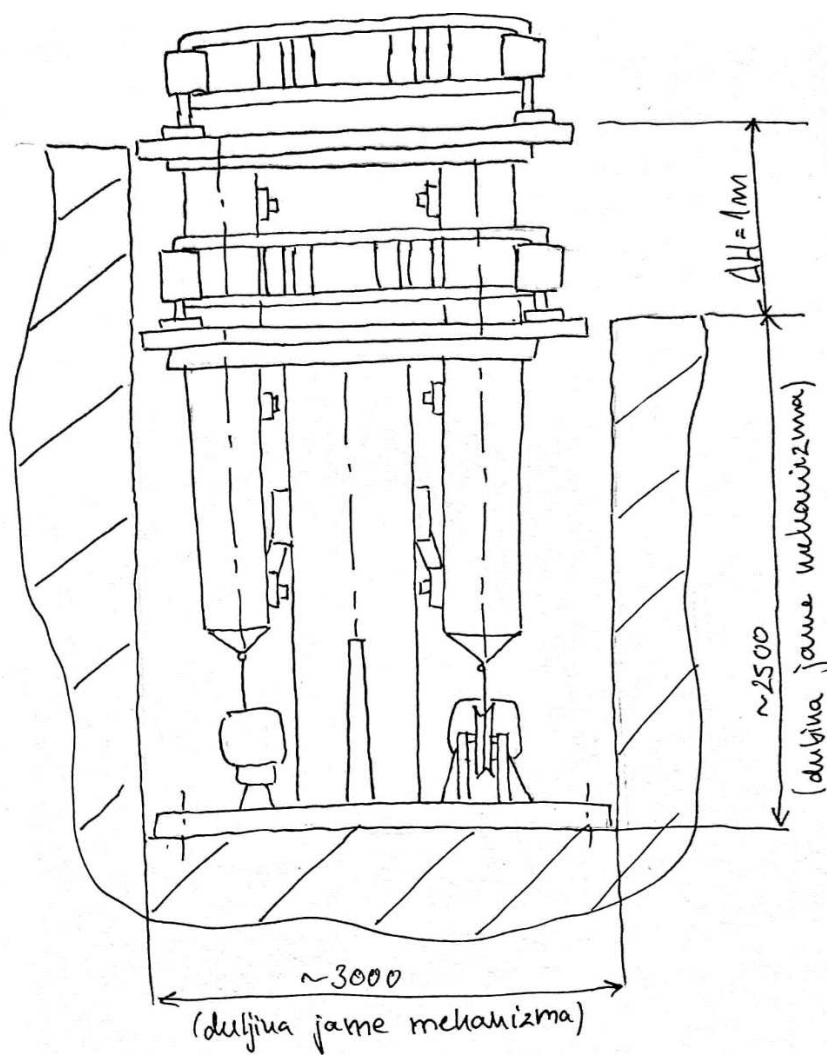
4.2. Koncept 2

Podizna platforma pokreće se preko linearnog aktuatora pogonjenog elektromotorom. Jednim svojim krajem je fiksiran za podlogu, a drugim krajem je slobodno pomičan. Na slobodni kraj učvršćen je lančanik (osiguran od okretanja) unutar zaštitnih limova. Uzdužnim pomakom na aktuatoru pomiče se i lančanik te tako preko lanca povlači za sobom platformu te omogućava spuštanje platforme. Uređaj sadrži dva ovakva mehanizma - svaki za jednu platformu.

Upravljanje je ručno preko daljinskog upravljača, a operater sam regulira podizanje i spuštanje uz vizualno nahođenje mjernom trakom. Pri početku rada platforme spušta se rampa koja tako obavještava operatera, ali i radnike u blizini o radu uređaja. Platforma je napravljena od perforiranog lima, ali u podijeljenoj izvedbi. Na nju je pričvršćena mrežasta ograda koja po cijeloj svojoj dužini ima postavljene gumene odbojnice. U slučaju bilo kakvih udaraca u ogradu ti odbojnici amortiziraju vozilo.

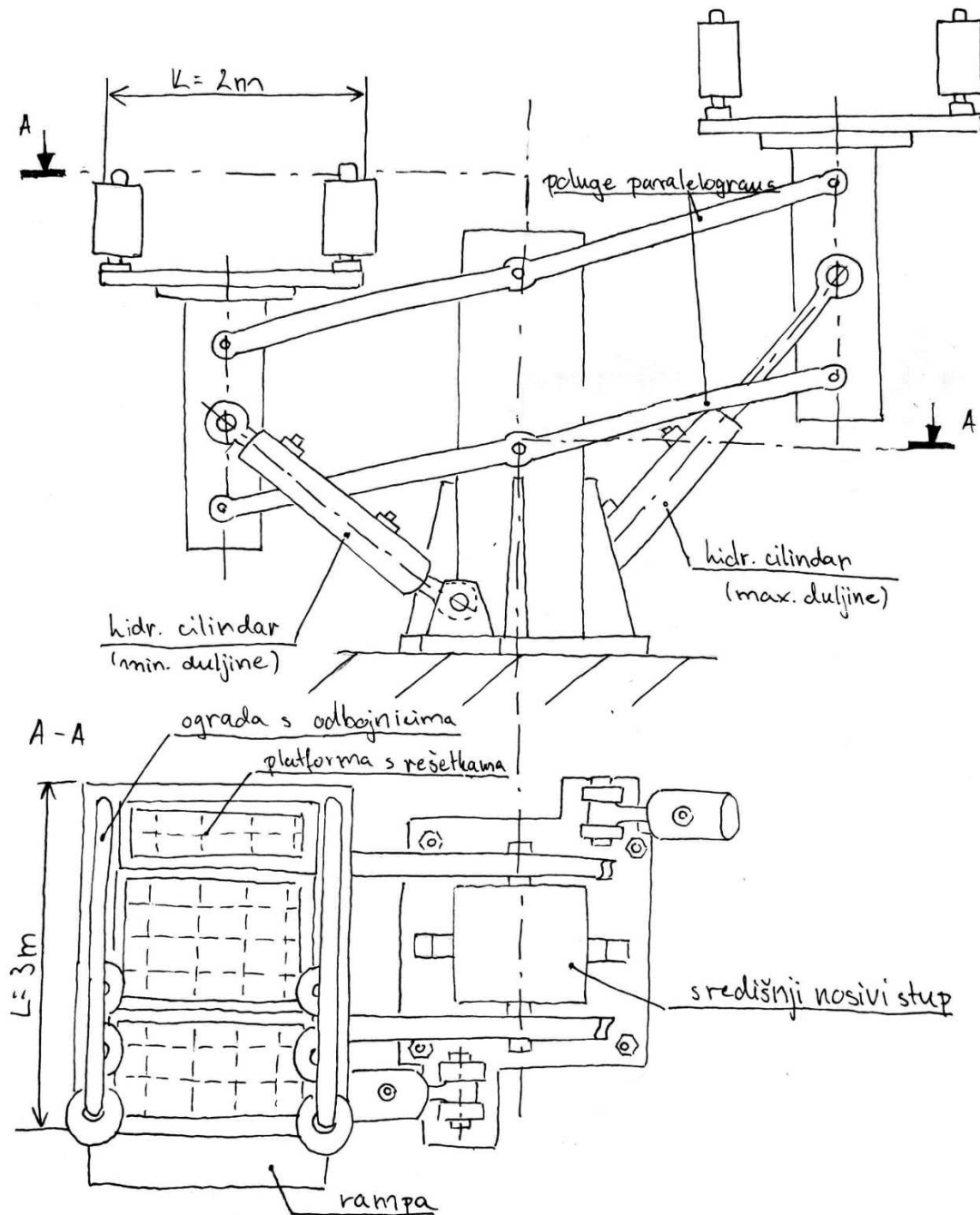


Bokocrt:

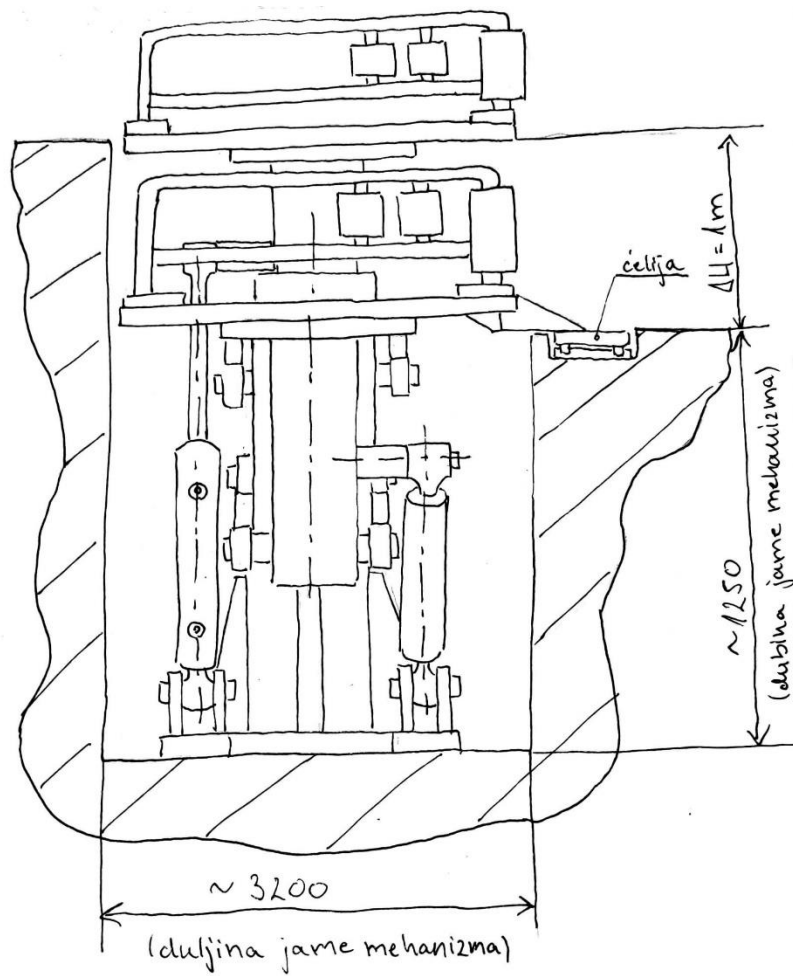


4.3. Koncept 3

Pomakom stapa dvoradnog cilindra dolazi do podizanja platforme, uređaj ima dva takva cilindra - svaki za jednu platformu. Vertikalni pomak platforme ograničen je senzorom pritiska - čelijom za registraciju opterećenja. Kada rampa za navoženje dotakne i opteretni senzor silom dovoljnog iznosa uređaj se gasi ili okreće smjer rada. Upravljanje uređaja omogućeno je kontrolnom pločom u neposrednoj blizini uređaja. Platforma je izvedena u punoj izvedbi s rešetkama, a na nju je pričvršćena ograda od cijevi, na mjestu ulaska teretnog vozila na rampu na ogradi se nalaze gumeni odbojnici koji umanjuju oštećenja platforme i vozila. Odvoženje vozila odvija se bez rampe. O radu uređaja operater je obavješten putem svjetlosnog signala, a upravljanje je omogućeno putem kontrolne ploče.

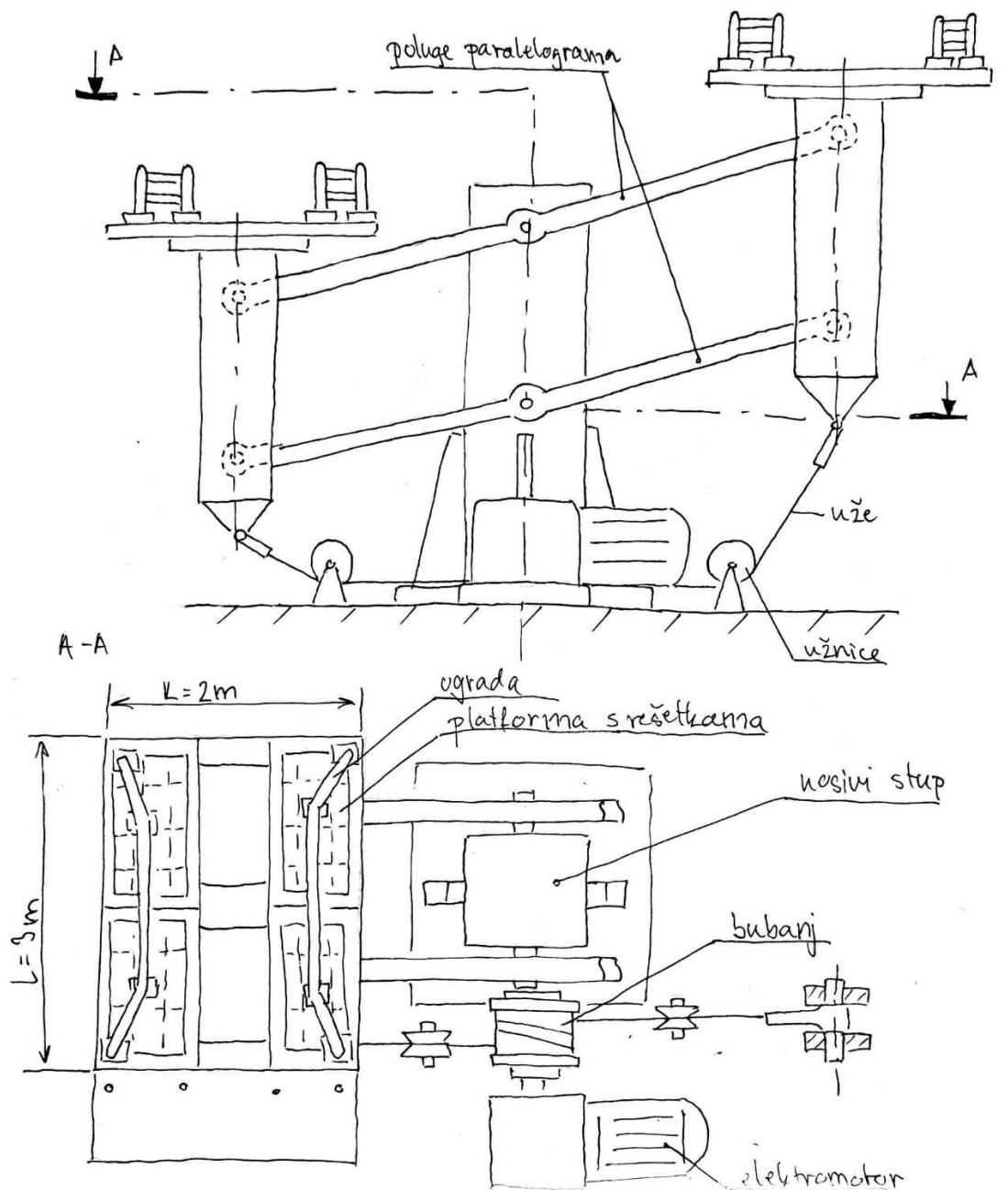


Bokocrt:

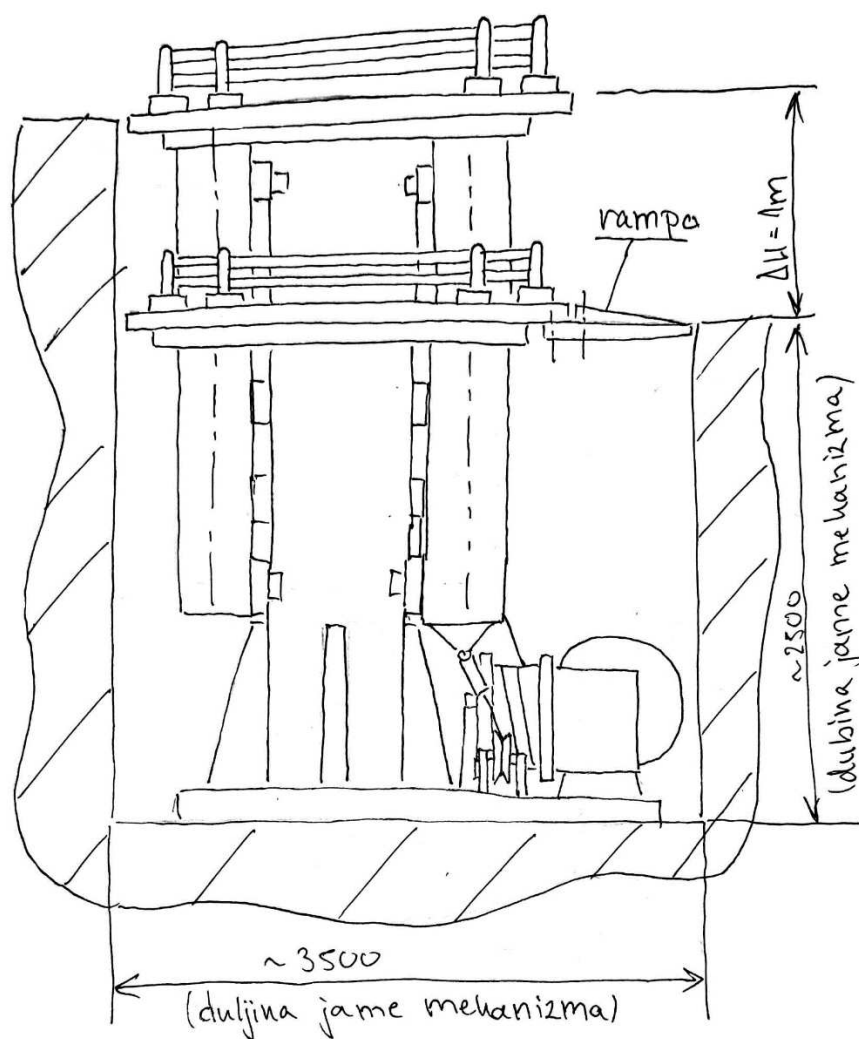


4.4. Koncept 4

Na svaki nosivi stup platformi vezan je po jedan kraj užeta, uže je nekoliko puta omotano oko bubnja koji se nalazi u sredini uređaja pokraj glavnog nosivog stupa podizne platforme. Izravnavajuće užnice pričvršćene su za postolje mehanizma i služe lakšem vođenju užeta pri namatanju na bubanj. Vrtnjom elektromotora okreće se i bubanj te se bubanj ovisno o strani okretanja namata uže na jednu stranu, a odmata s druge strane, na taj se način omogućuje simultano podizanje i spuštanje platformi s teretnim vozilima. Platforma je napravljena u podijeljenoj izvedbi s rešetkama za podnice, ograda koja je pričvršćena za platformu, a svojim oblikom omogućuje ispravno navoženje vozila na platformu. Upravljanje je omogućeno putem daljinskog upravljača, a operatera se o radu obavještava putem zvučnog i svjetlosnog signala.



Bokocrt:



5. OCJENJIVANJE KONCEPATA

Ocjenjivanje koncepata potrebno je provesti kako bi se od navedenih rješenja odabralo ono koje najbolje zadovoljava postavljene kriterije. Kao referentni koncept odabran je Koncept 2 pošto sve kriterije zadovoljava u nekoj mjeri, a opet ostavlja još dovoljno prostora za poboljšanje. Ocjena „+” označava koncept koji je određeni kriterij zadovoljio bolje od referentnog koncepta, a ocjena „-” označava koncept koji je određeni koncept zadovoljio lošije od referentnog koncepta.

Rješenje prvenstveno mora biti sigurno po korisnika koji upravlja i po teret koji se nalazi na platformi, a u slučaju kvara oštećenja bi trebala biti što manja. Pošto svi koncepti imaju omogućeno upravljanje iz sigurne udaljenosti, ocjene su im jednake onoj referentnog koncepta; međutim u slučaju kvara (npr. pada tlaka u cilindru kod koncepta 3 ili puknuća užeta kod koncepta 4) kao najbolje rješenje pokazao se koncept 1. Koncept 1 ima velik broj komponenti te mu je potrebna velika baza koja bi te sve dijelove nosila i zauzima više prostora. Sljedeći važniji zahtjevi su jednostavnost izvedbe i sastavljanja mehanizma, jednostavno priključivanje pogona, jednostavno upravljanje sa sigurne udaljenosti i navoženje teretnog vozila na platformu te u konačnici jednostavno održavanje. Što se tiče priključivanja pogona i izvedbe mehanizma dijelovi pogonjeni hidraulikom zahtijevaju pumpu koja mora biti priključena na elektromotor te samim time sadrže više dijelova koji dodatno kompliciraju sastavljanje. Za sve koncepte većina dijelova je standardna, a koncepti omogućuju da se konstrukcija oblikuje poluproizvodima što pojeftinjuje i pojednostavljuje izradu. Gubitak snage na trenje koji je veći od onoga referentnog koncepta ima ocjenu „-”, a onaj s manjim gubicima snage tj. manje dijelova na kojima se snaga odvodi u obliku gubitaka uslijed trenja ima ocjenu „+”.

Prema Tablici 1. vidi se da su najbolja rješenja Koncepata 3, no Koncept 3 je relativno loše rješenje zbog slabih ocjena na području nekih ključnih kriterija kao što je jednostavnost priključivanja pogona i sigurnost po okoliš. Ipak jednostavnost mehanizma i mogućnost dobave dovoljne snage za pomak vozila su presudni.

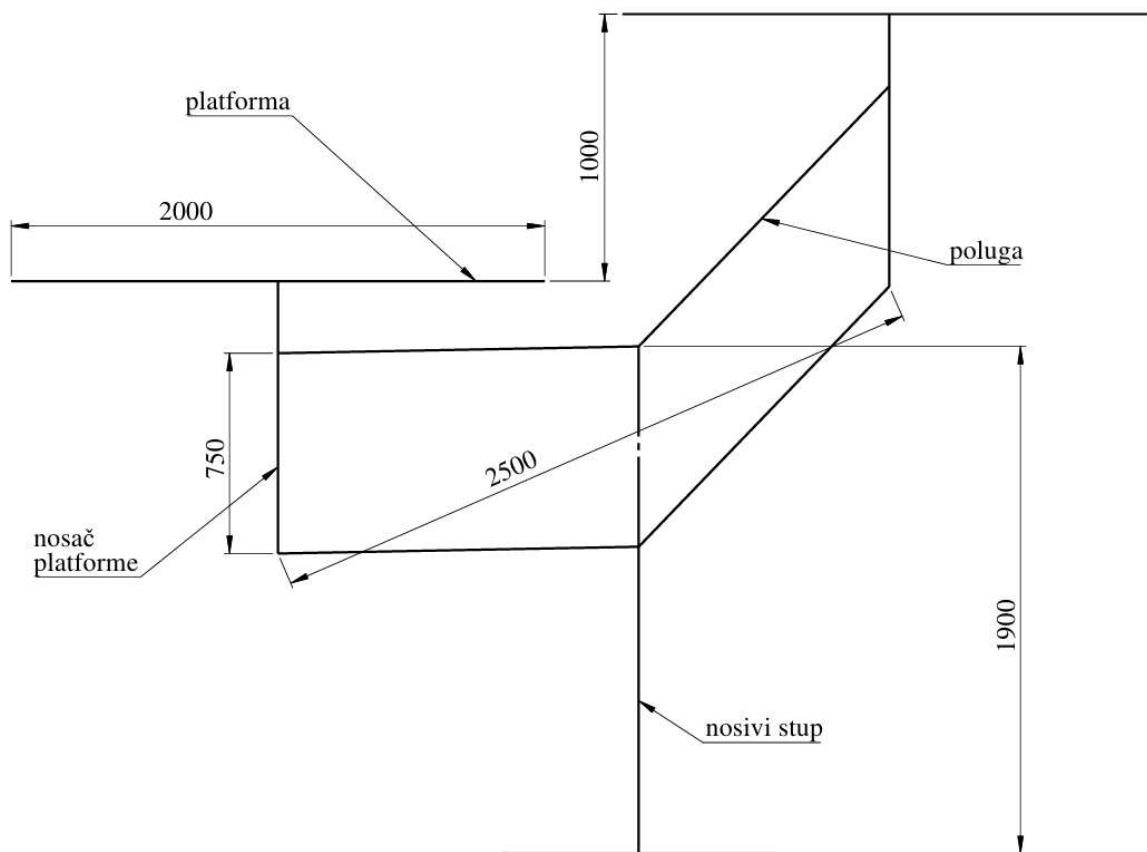
Tablica 1. Ocjenjivanje koncepata

Kriterij:	Koncept 1	Koncept 2	Koncept 3	Koncept 4
Sigurnost upravljanja	0	0	0	0
Sigurnost u slučaju kvara	+	0	-	-
Sigurnost po teret	+	0	0	+
Jednostavnost izvedbe mehanizma	-	0	+	+
Jednostavnost upravljanja	0	0	0	0
Jednostavnost priključivanja pogona	-	0	-	+
Jednostavnost održavanja	-	0	+	+
Jednostavnost parkiranja vozila	+	0	+	0
Vođenje vozila	+	0	0	+
Ublažavanje udaraca	0	0	0	-
Ekološki utisak	-	0	-	0
Broj dijelova	-	0	+	0
Dostupnost standardnih dijelova	0	0	0	0
Kompaktnost mehanizma	0	0	+	0
Potrebni prostor, veličina jame	-	0	+	0
Gubici snage	-	0	+	0
Veličina baze	-	0	+	0
Suma:	-3	0	5	3

6. KONAČNI KONCEPT

Za početak je bilo potrebno napraviti inicijalnu kinematsku skicu kako bi se odredile okvirne dimenzije dijelova sklopa. Tendencija je da dimenzije budu što je moguće manje kako bi potrebna jama za ukopani mehanizam dizalice bila što je moguće manjih gabarita, a da se zadrži funkcionalnost sklopa. Nakon kinematske analize i nekoliko iterativnih postupaka prilagođavanja dimenzija dobiven je model s polugama raspona 2500 mm, što daje jako nepovoljni slučaj opterećenja poluge zbog velikog kraka djelovanja sile.

Kako bi se spriječilo zaglavljivanje mehanizma, a zadržale minimalne dimenzije poluga je zamišljena u V-izvedbi kao što je prikazano na slici 31.



Slika 31. Kinematska skica završnog koncepta

7. KONSTRUKCIJSKA RAZRADA

7.1. Proračun potrebne snage pogona

Maksimalna težina podizanja jednog vozila na jednoj platformi (slučaj opterećenja je simetričan):

$$Q = g \cdot (m_{\text{voz}} + m_{\text{ter}} + m_{\text{plat}} + m_{\text{čov}} + m_{\text{nos}} + m_{\text{ost}}) \quad (1)$$

gdje je:

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

$m_{\text{voz}} = 4000 \text{ kg}$ - masa teretnog vozila;

$m_{\text{ter}} = 500 \text{ kg}$ - masa tereta;

$m_{\text{plat}} = 740 \text{ kg}$ - okvirna masa konstrukcije platforme;

$m_{\text{čov}} = 90 \text{ kg}$ - prosječna masa odraslog čovjeka;

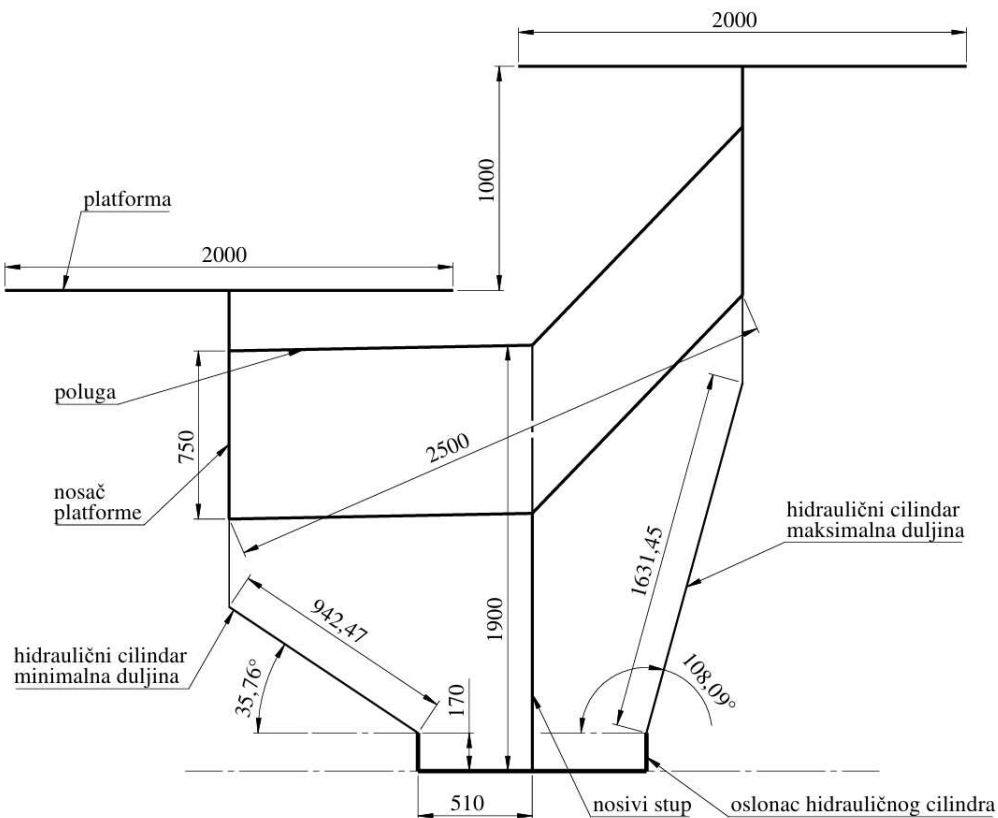
$m_{\text{nos}} = 320 \text{ kg}$ - okvirna masa konstrukcije nosača platforme

$m_{\text{ost}} = 240 \text{ kg}$ - masa ostalih većih dijelova.

Pa jednačba (1) glasi:

$$Q = 9,81 \cdot (4000 + 500 + 740 + 90 + 320 + 240) = 58,66 \text{ kN} .$$

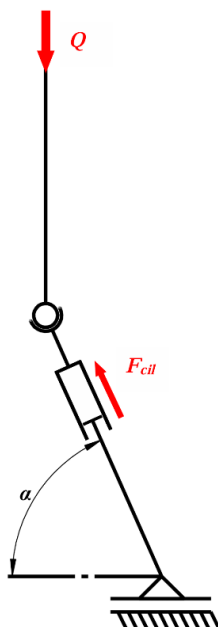
Dimenzije cilindra određene su postupkom iteracije iz kinematske skice kao što je prikazano na slici 32.



Slika 32. Određivanje potrebnih dimenzija hidrauličnog cilindra

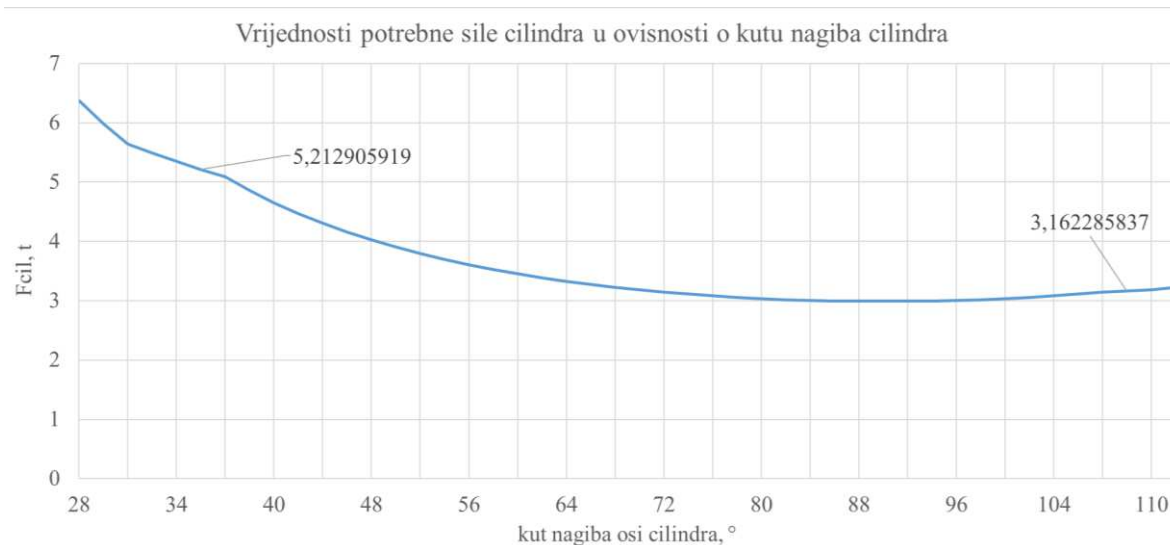
Pri podizanju platforme dolazi do promjene kuta nagiba pogonskog hidrauličnog cilindra α kao što je prikazano na slici 33. Da bi hidraulični cilindar isporučio snagu dovoljnu za svladavanje težine tereta Q mora vrijediti da je:

$$Q < F_{\text{cil}} \cdot \sin(\alpha) \text{ tj. } F_{\text{cil}} > \frac{Q}{\sin(\alpha)} \quad (2)$$



Slika 33. Odnos radne sile u cilindru i težine tereta

Ovisnost sile cilindra potrebne za svladavanje težine tereta o kutu nagiba cilindra prikazan je na slici 34. Pretpostavljeno je da se za podizanje platforme koriste dva hidraulična cilindra, a potrebna sila u cilindru prikazana je u tonama.



Slika 34. Vrijednosti potrebne sile cilindra izražene u tonama u ovisnosti o kutu nagiba osi cilindra

Minimalni promjer klipa hidrauličkog cilindra određuje se prema [7] kao:

$$d_{\text{cil}} = \sqrt{\frac{4 \cdot A_{\text{cil}}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 2,4 \cdot 10^{-3}}{\pi}} = 0,05529 \text{ m} = 55,29 \text{ mm} \quad (3)$$

gdje je:

A_{cil} - površina klipa hidrauličnog cilindra izračunata prema izrazu:

$$A_{\text{cil}} = \frac{F_{\text{cil_max(t)}} \cdot g}{p \cdot \eta_{\text{hm}} \cdot \eta_{\text{v}}} = \frac{5,20 \cdot 10^3 \cdot 9,81}{250 \cdot 10^5 \cdot 0,85 \cdot 1} = 2,40 \cdot 10^{-3} \text{ mm}$$

gdje je:

$F_{\text{cil_max}}$ - maksimalni iznos minimalne potrebne sile u cilindru iščitan iz dijagrama na slici 33. za najgori slučaj tj. kut $\alpha=35^\circ$,

$p = 250 \text{ bar}$ - maksimalni tlak,

$\eta_{\text{hm}} = 0,85 \text{ do } 0,95$ - hidrauličko mehanički stupanj korisnog djelovanja;

$\eta_{\text{v}} = 1,0$ - koeficijent korisnog djelovanja obzirom na gubitke prodora na brtvi.

Parametri za odabir hidrauličnog cilindra:

Minimalni promjer klipa	$d_{\text{cil}} > 55 \text{ mm}$
Minimalna duljina cilindra	$l_{\text{min}} = 940 \text{ mm}$
Maksimalna duljina cilindra	$l_{\text{max}} = 1631 \text{ mm}$
Radna sila u cilindru - razvlačenje	$F_{\text{cil_razv}} > 5,22 \text{ t}$
Radna sila u cilindru - skupljanje	$F_{\text{cil_skup}} > 3,16 \text{ t}$
Minimalni kut nagiba osi	$\alpha_{\text{min}} \approx 35^\circ$
Maksimalni kut nagiba osi	$\alpha_{\text{max}} \approx 108^\circ$

Tablica 2. Potrebne dimenzije pogonskog hidrauličnog cilindra

Prema potrebnim parametrima odabran je sljedeći hidraulični cilindar:
Rosi-Teh [14] dvoradni hidraulični cilindar 70/40-600 nazivnih dimenzija:

Nazivni promjer klipa	$d_{\text{klip}} = 70 \text{ mm}$
Promjer klipnjače	$d_{\text{klipnjača}} = 40 \text{ mm}$
Minimalna nazivna duljina cilindra	$l_{\text{min}} = 935 (810) * \text{ mm}$
Hod	$D = 700 \text{ mm}$
Maksimalna nazivna duljina cilindra	$l_{\text{max}} = 1635 (1510) * \text{ mm}$
Maksimalna radna sila u cilindru - razvlačenje pri 180 bara	$F_{\text{raz}_180} = 6,92 \text{ t}$
Maksimalna radna sila u cilindru - razvlačenje pri 250 bara	$F_{\text{raz}_250} = 9,62 \text{ t}$
Maksimalna radna sila u cilindru - skupljanje pri 180 bara	$F_{\text{skup}_180} = 6,48 \text{ t}$
Maksimalna radna sila u cilindru - skupljanje pri 250 bara	$F_{\text{skup}_250} = 4,66 \text{ t}$
Maksimalni tlak	$p = 250 \text{ bar}$
Maksimalna brzina pomaka stapa	$v = 0,5 \text{ m/s}$

*Napomena: Mjera u zagradi - duljina cilindra od plohe do plohe prije zavarivanja vilica, mjera izvan zagrada - mjera između središta provrta na dodatno zavarenim vilicama.

Tablica 3. Nazivni parametri dvoradnog hidrauličnog cilindra Rosi-Teh 70/40-600



Slika 35. Rosi-Teh 70/40-700 dvoradni hidraulični cilindar

Provjera brzine podizanja:

$$v_{\text{max_cil}} = v \cdot \sin(\alpha_{\text{min}}) \geq v_{\text{diz}}$$

$$v_{\text{max_cil}} = 0,5 \cdot \sin(35^\circ) = 0,2868 \text{ m/s} \geq 0,1667 \text{ m/s} . \quad (4)$$

gdje je:

$$v_{\text{diz}} = 10 \text{ m/min} = 0,1667 \text{ m/s} - \text{ zadana brzina podizanja platforme.}$$

Brzina pomaka stapa cilindra dovoljna je za pomicanje platforme traženom brzinom.

Prihvatne vilice na hidrauličnom cilindru dodatno su zavarene prema konstrukcijskim zahtjevima.

7.2. Proračun kritičnih dijelova konstrukcije

Konstrukcija se sastoji tri glavna dijela: navozne platforme, nosača platforme i nosivog stupa. Potrebno je provjeriti zadovoljavaju li naprezanja i deformacije navedenih dijelova traženu sigurnost.

7.2.1. Nosivi stup

Nosivi stup je postolje mehanizma i sastoji se od šuplje kvadratne cijevi zavarene na ploču s rebrima kao poprečnim ukrutama. Kritični dio tog dijela konstrukcije je stup opterećen na tlak, a moguće je i izvijanje, te prilikom nailaska samo jednog vozila na platformu i na savijanje.

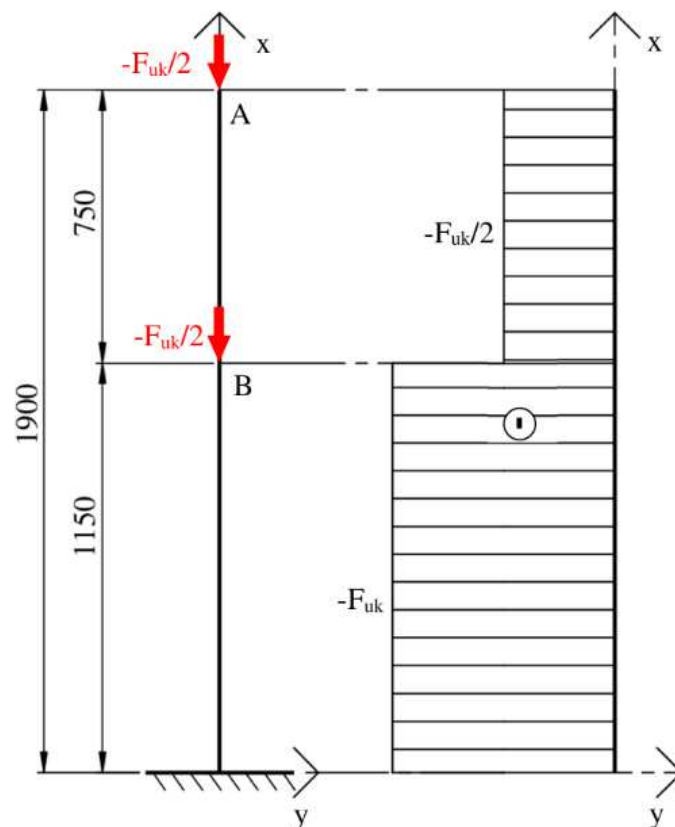
Šuplja kvadratna cijev od koje je stup napravljen zavarena je za ploču sidrenim vijcima učvršćenu za podlogu. Materijal cijevi je opći konstrukcijski čelik S355JR.

Karakteristike poprečnog presjeka i dimenzije cijevi dane su u tablici 4.

Karakteristika	Oznaka	Iznos	Mjerna jedinica
Materijal	-	S355JR	-
Duljina stranice	a_{stup}	220	mm
Debljina stijenke	d	10	mm
Površina poprečnog presjeka	A_{stup}	8400	mm ²
Najmanji aksijalni moment tromosti	I_{min}	33 145 833,30	mm ⁴
Visina nosivog stupa	l_{stup}	1900	mm
Momet otpora presjeka	W	301 325,76	mm ³

Tablica 4. Karakteristike nosivog stupa

Pojednostavljeni model opterećenja prikazan je na slici 36.



Slika 36. Pojednostavljeni model opterećenja i dijagram uzdužne sile

Iz sume sila po uzdužnoj osi nosača dobije se sila u uklještenju F_{uk} :

$$\sum F_x: F_{uk} = 121,37 \text{ kN.} \quad (5)$$

Vrijedi da je:

$$F_{uk} = 2 \cdot g \cdot (m_{voz} + m_{ter} + m_{plat} + 2 \cdot m_{pol} + m_{nos} + m_{čov} + m_{ost}) \quad (6)$$

gdje je:

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

$m_{voz} = 4000 \text{ kg}$ - masa teretnog vozila;

$m_{ter} = 500 \text{ kg}$ - masa tereta;

$m_{plat} = 740 \text{ kg}$ - okvirna masa konstrukcije platforme;

$m_{pol} = 140 \text{ kg}$ - okvirna masa konstrukcije poluge;

$m_{nos} = 320 \text{ kg}$ - okvirna masa konstrukcije nosača platforme;

$m_{čov} = 90 \text{ kg}$ - prosječna masa odraslog čovjeka;

$m_{ost} = 256 \text{ kg}$ - masa ostalih većih dijelova.

Pa jednadžba (5) glasi:

$$F_{uk} = 2 \cdot 9,81 \cdot (4000 + 500 + 740 + 2 \cdot 140 + 320 + 90 + 256) = 121,37 \text{ kN}$$

Naprezanje u nosivom stupu iznosi:

$$\sigma_{\text{tlak_stup}} = \frac{F_{\text{tlak}}}{A} = \frac{F_{\text{uk}}}{A_{\text{stup}}} = \frac{121,37 \cdot 10^3}{8400} = 14,45 \text{ N/mm}^2. \quad (7)$$

Dopušteno naprezanje na tlak u stupu za opći konstrukcijski čelik prema [1] iznosi $\sigma_{\text{dop}} = 100 \text{ N/mm}^2$ te slijedi:

$$\sigma_{\text{tlak_stup}} = 14,45 \text{ N/mm}^2 < \sigma_{\text{dop}} = 100 \text{ N/mm}^2 \quad (8)$$

što znači da stup zadovoljava obzirom na tlačno naprezanje.

Potrebno je provjeriti i je li izvijanje stupa unutar dopuštenih granica.

Prema [1] najmanja sila pri kojoj se javlja izvijanje F_k računa se kao:

$$F_k = \sigma_k \cdot A \quad (9)$$

gdje je:

σ_k - naprezanje izvijanja;

A - površina poprečnog presjeka.

Za naprezanje izvijanja potrebno je odrediti vitkost λ prema formuli:

$$\lambda = \frac{l_0}{i} = \frac{3800}{62,82} = 60,49, \quad (10)$$

gdje je:

l_0 - slobodna duljina izvijanja jednaka:

$$l_0 = 2 \cdot l = 2 \cdot 1900 = 3800 \text{ mm}, \quad (11)$$

i - polumjer tromosti jednak:

$$i = \frac{\sqrt{I_{\text{min}}}}{A_{\text{stup}}} = \frac{\sqrt{33\,145\,833,30}}{8400} = 62,82 \text{ mm}. \quad (12)$$

Za vitkost λ manju od granične vrijednosti 105 za mekani čelik proračun se provodi po

Tetmajeru te se naprezanje izvijanja iznosi:

$$\sigma_k = 310 - 1,14 \cdot \lambda = 310 - 1,14 \cdot 62,82 = 232,04 \text{ N/mm}^2 \quad (13)$$

Minimalna sila kod koje se pojavljuje izvijanje iznosi:

$$F_k = \sigma_k \cdot A_{\text{stup}} = 232,04 \cdot 8400 = 1949,11 \text{ kN}. \quad (14)$$

Dopušteno opterećenje koje stup može podnijeti:

$$F_{\text{dop}} = \frac{F_k}{S} = \frac{1949,11}{8} = 243,64 \text{ kN}. \quad (15)$$

gdje je:

$S = 6 \dots 10$ - faktor sigurnosti za strojeve opterećene na izvijanje.

Stoga slijedi:

$$F_{uk} = 121,37 \text{ kN} < F_{dop} = 243,64 \text{ kN} \quad (16)$$

te stup zadovoljava s obzirom na izvijanje.

Za slučaj najvećeg naprezanja stupa opterećenog na savijanje:

$$\sigma_{f_stup} = \frac{M_{max_stup}}{W_{stup}} = \frac{60,69 \cdot 1250}{301\,325,76} = 251,74 \text{ N/mm}^2 \quad (17)$$

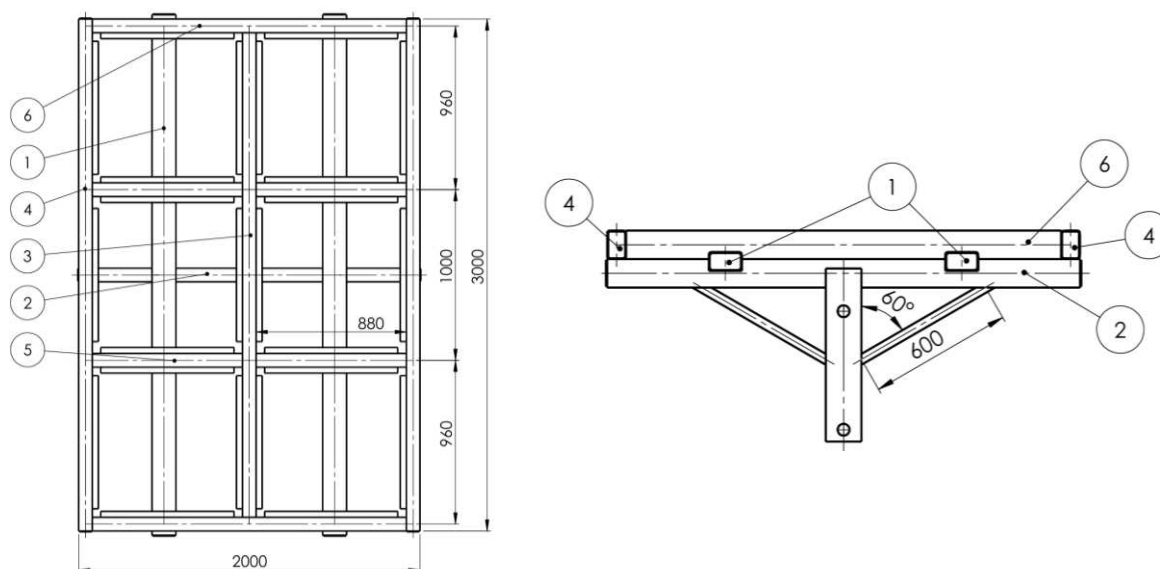
Reducirano naprezanje iznosi prema [1] iznosi:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_{tlak}^2 + \sigma_f^2} = \sqrt{14,45^2 + 251,74^2} = 252,16 \text{ N/mm}^2 \quad (18)$$

što je manje od dopuštenog naprezanja $\sigma_{Df}=300 \text{ N/mm}^2$ te je zaključak da stup zadovoljava obzirom zadano opterećenje.

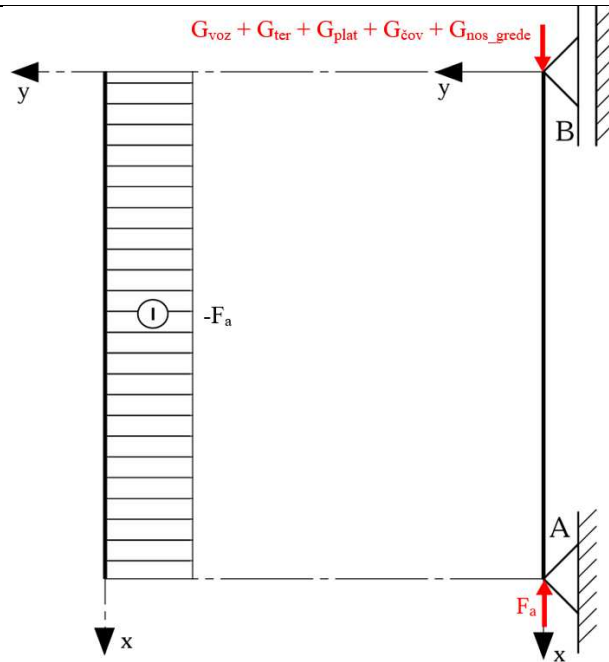
7.2.2. Nosач platforme

Nosač platforme sastoji se od jednog stupa s jednom poprečnom i dvjema uzdužnim gredama na vrhu za vezu s navoznom platformom.



Slika 37. Platforma i nosač platforme - konstrukcija i dimenzije za proračun

Potrebno je provjeriti stup nosača opterećen na tlak, a pojednostavljeni model opterećenja predočen je na slici 38.



Slika 38. Proračunski model nosača platforme

Karakteristike presjeka iz konstrukcijskih razloga ostaju jednake onima nosivog stupa (danima u tablici), a visina stupa za proračunski model iznosi 500 mm.

Iz sume sila po uzdužnoj osi nosača dobije se iznos uzdužne sile:

$$\sum F_x: F_A = g \cdot (m_{voz} + m_{ter} + m_{plat} + m_{čov} + m_{nos_grede}) \quad (19)$$

$$= 9,81 \cdot (4000 + 500 + 740 + 90 + 250) = 54,74 \text{ kN} .$$

gdje je:

$m_{nos_grede} = 250 \text{ kg}$ - okvirna masa konstrukcije nosivih greda koje podupiru platformu, a vezane su na nosač platforme.

Naprezanje u nosaču iznosi:

$$\sigma_{tlak} = \frac{F_{tlak}}{A} = \frac{F_A}{A_{nosač}} = \frac{54,74 \cdot 10^3}{8400} = 6,52 \text{ N/mm}^2 \quad (20)$$

Provjera naprezanja:

$$\sigma_{tlak} = 6,52 \text{ N/mm}^2 < \sigma_{dop} = 110 \text{ N/mm}^2 \quad (21)$$

što znači da stup zadovoljava obzirom na tlačno naprezanje.

Potrebno je provjeriti i je li izvijanje stupa unutar dopuštenih granica.

Za naprezanje izvijanja potrebno je odrediti vitkost λ prema formuli:

$$\lambda = \frac{l_0}{i} = \frac{1000}{62,82} = 15,92 , \quad (22)$$

gdje je:

l_0 - slobodna duljina izvijanja jednaka:

$$l_0 = l = 1000 \text{ mm} , \quad (23)$$

Pošto je vitkost λ manju od granične vrijednosti 105 za mekani čelik proračun se provodi po Tetmajeru te se naprezanje izvijanja iznosi:

$$\sigma_k = 310 - 1,14 \cdot \lambda = 310 - 1,14 \cdot 15,92 = 282,85 \text{ N/mm}^2 \quad (24)$$

Minimalna sila kod koje se pojavljuje izvijanje iznosi:

$$F_k = \sigma_k \cdot A_{\text{nosač}} = 282,85 \cdot 8400 = 2375,96 \text{ kN} . \quad (25)$$

Dopušteno opterećenje koje stup može podnijeti:

$$F_{\text{dop}} = \frac{F_k}{S} = \frac{2375,96}{8} = 297,00 \text{ kN} . \quad (26)$$

Slijedi:

$$F_A = 54,74 \text{ kN} < F_{\text{dop}} = 297,00 \text{ kN} \quad (27)$$

te stup zadovoljava s obzirom na izvijanje.

Sljedeći korak je provjera sigurnosti uzdužnih greda nosača, dalje u tekstu naslovljenih kao greda 1. Geometrijske karakteristike grede 1:

Karakteristika	Oznaka	Iznos	Mjerna jedinica
Materijal	-	S235JR	-
Širina	a	80	mm
Visina	b	140	mm
Debljina stijenke	d	8	mm
Površina poprečnog presjeka	A_1	1696	mm ²
Aksijalni moment tromosti presjeka	I_{x1}	1 867 605	mm ⁴
Moment otpora presjeka	W_{x1}	46 690,13	mm ³
Ukupna duljina grede 1	l_1	3000	mm
Masa po metru	m/l	23,90	kg/m

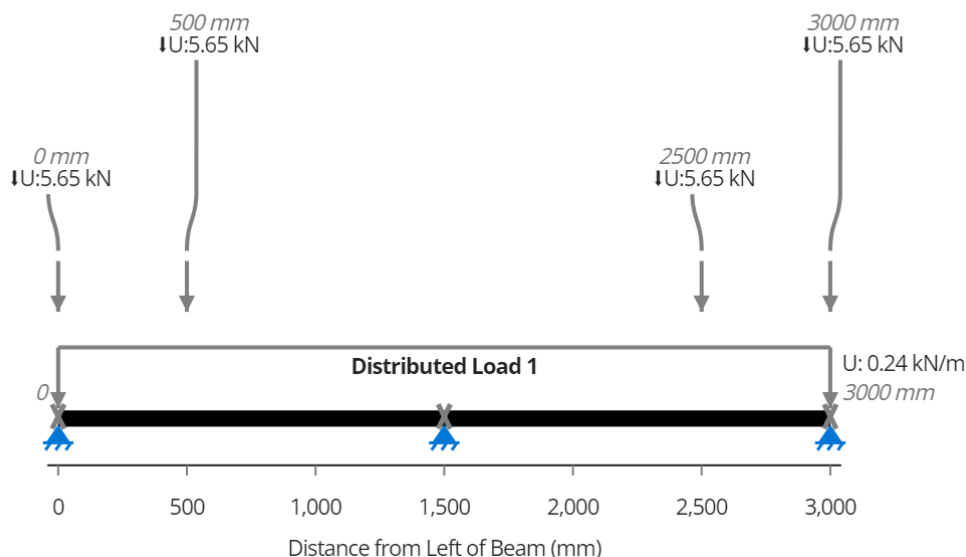
Tablica 5. Karakteristične veličine uzdužne grede nosača

Proračunski model grede 1 prikazan je na slici 39. Greda 1 je opterećena vlastitom težinom te polovinom težine vozila s teretom. Polovina težine tereta i vozila raspoređena je preko dva kotača na 4 točke na gredi. Za ovaj slučaj sila po kotaču iznosi:

$$F_{\text{kotač}} = \frac{1}{n} \cdot g \cdot (m_{\text{voz}} + m_{\text{ter}}) = \frac{1}{4} \cdot 9,81 \cdot (4000 + 500) = 11,31 \text{ kN} , \quad (28)$$

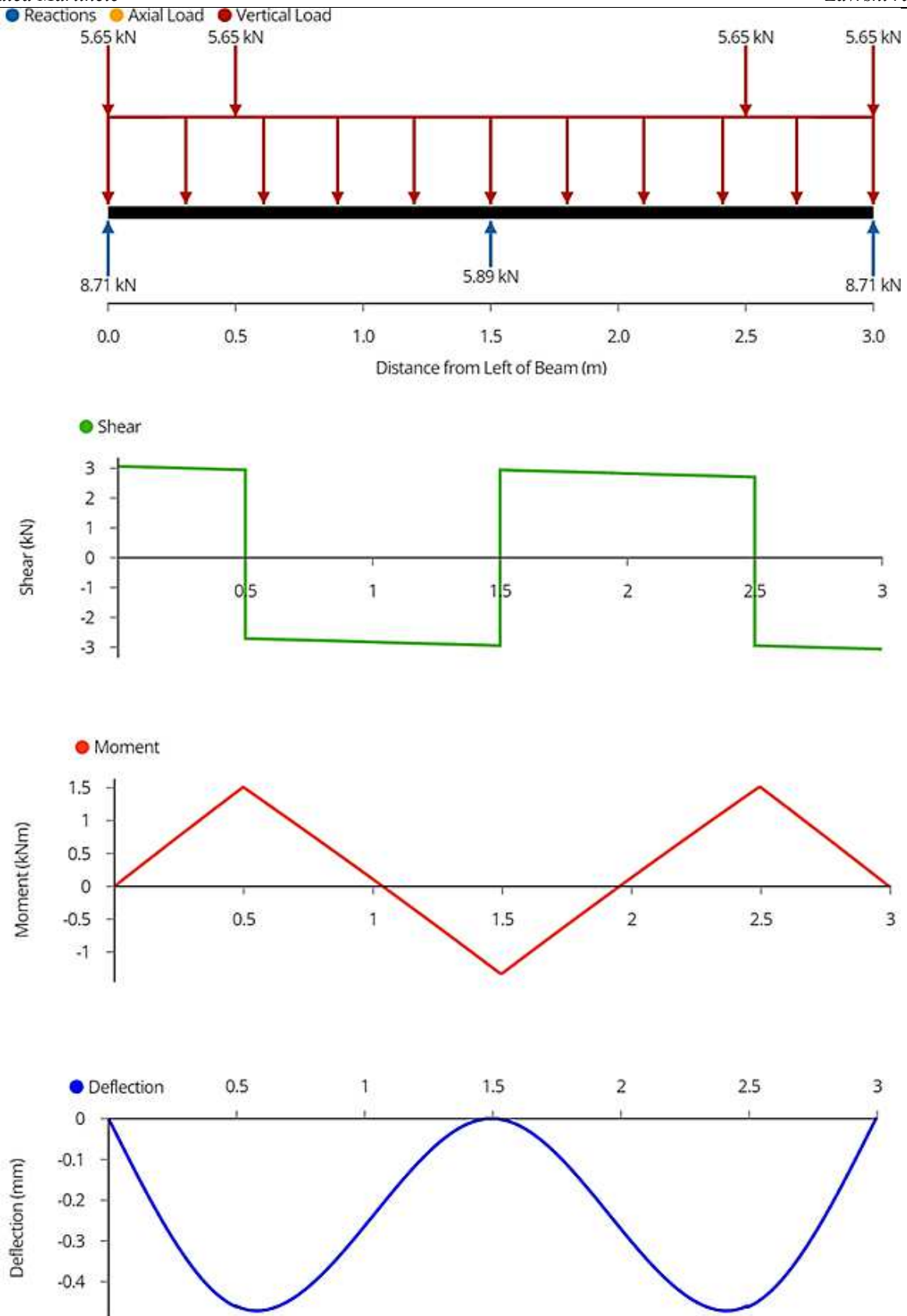
a sila po točki opterećenja na gredi 1 (pretpostavka je da se s jednog kotača opterećenje uniformno raspodijeli na dvije točke):

$$F_1 = \frac{1}{2} \cdot F_{\text{kotač}} = 5,65 \text{ kN} . \quad (29)$$



Slika 39. Proračunski model uzdužne grede nosača prema [6]

Prema proračunskom modelu i pomoću jednadžbama ravnoteže dobiveni su iznosi sila i momenata uzduž grede 1 prikazani u dijagramima na slici 40.



Slika 40. Dijagrami sile, momenta, progiba uzduž grede 1 nosača prema [6]

Iznosi sila, momenata i progiba dobiveni su programskim paketom *ClearCalcs* [6].

Provjera sigurnosti obzirom na savijanje:

$$\sigma_1 = \frac{M_{\max_1}}{W_1} = \frac{1,5 \cdot 10^6}{46\,690,13} = 32,13 \text{ N/mm}^2 \quad (30)$$

Dinamička čvrstoća za savojno opterećenje za čelik S235JR prema [1] iznosi $\sigma_{Df}=170 \text{ N/mm}^2$, pa slijedi da je dopušteno naprezanje jednako:

$$\sigma_{\text{dop}} = \sigma_{Df} = 170 \text{ N/mm}^2. \quad (31)$$

Provjera naprezanja:

$$\sigma_1 = 32,13 \text{ N/mm}^2 < \sigma_{\text{dop}} = 170 \text{ N/mm}^2 \quad (32)$$

te zaključujemo da greda 1 zadovoljava s obzirom na savijanje.

Dopušteni iznos progiba nosača u općem strojarstvu prema [4] određuje se kao:

$$w_{\text{dop}} = \frac{l}{600} \text{ do } \frac{l}{1000} \quad (33)$$

gdje je l udaljenost između oslonaca dijela nosača na kojem se nalazi promatrani progib.

Maksimalni progib grede 1 prema [6] iznosi:

$$w_1 = |-0,471| \text{ mm} \quad (34)$$

te vrijedi:

$$w_1 = |-0,471 \text{ mm}| < w_{\text{dop}} = \frac{l}{600} = \frac{1500}{600} = 2,5 \text{ mm} \quad (35)$$

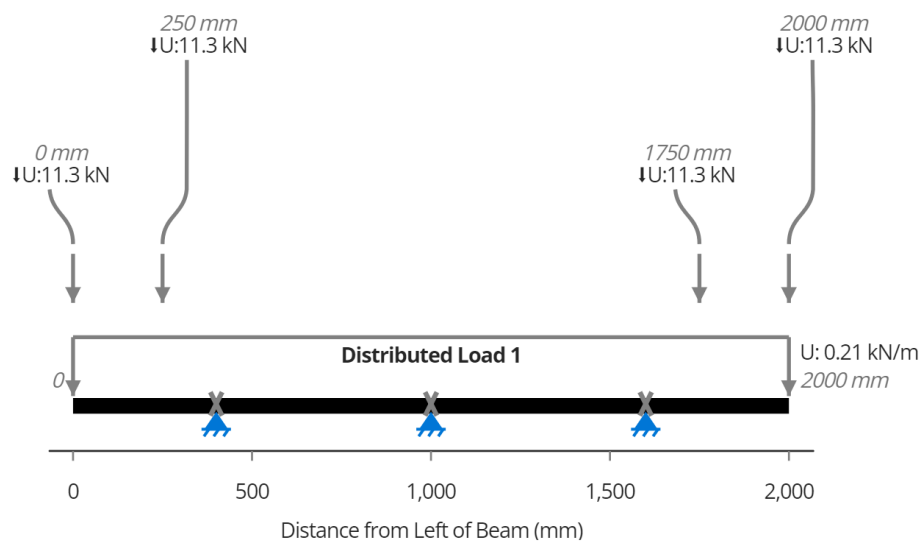
što znači da greda 1 zadovoljava s obzirom na progib.

Sljedeći korak je provjera sigurnosti poprečne grede nosača tj. grede 2. Geometrijske karakteristike grede 2:

Karakteristika	Oznaka	Iznos	Mjerna jedinica
Materijal	-	S235JR	-
Širina	a	120	mm
Visina	b	80	mm
Debljina stijenke	d	8	mm
Površina poprečnog presjeka	A_2	1536	mm ²
Aksijalni moment tromosti presjeka	I_{x2}	3 093 432	mm ⁴
Moment otpora presjeka	W_{x2}	51 507,20	mm ³
Ukupna duljina grede 2	l_2	2000	mm
Masa po metru	m/l	21,40	kg/m

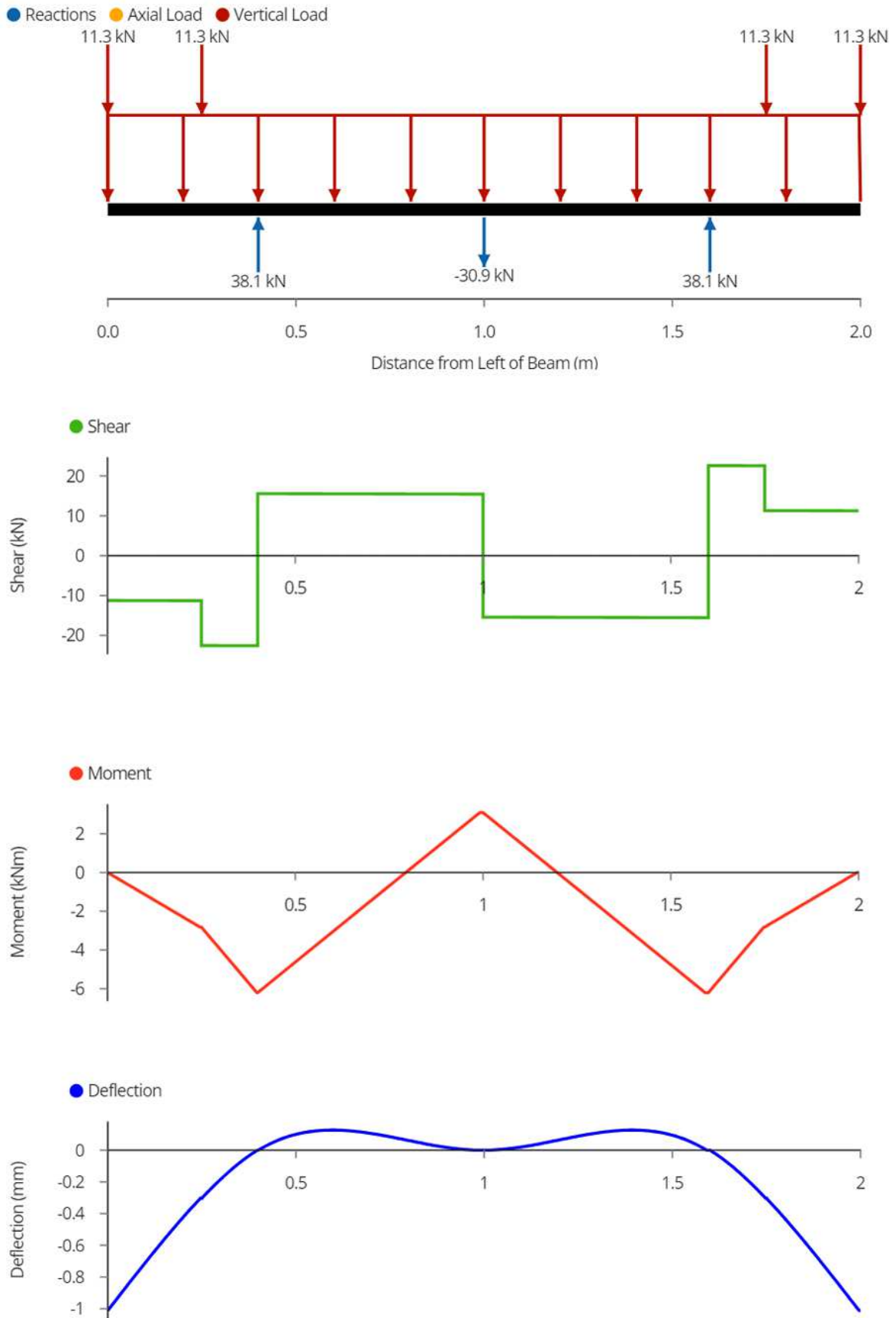
Tablica 6. Geometrijske karakteristika poprečne grede nosača

Proračunski model grede 2 prikazan je na slici 41. Greda 2 je opterećena vlastitom težinom te punom težinom vozila s teretom raspodijeljenog uniformno na 4 točke na gredi.



Slika 41. Proračunski model poprečne grede nosača prema [6]

Prema proračunskom modelu i pomoću jednadžbama ravnoteže dobiveni su iznosi sila i momenata uzduž grede 2 prikazani u dijagramima na slici 42.



Slika 42. Dijagrami sila, momenata i progiba uzduž grede 2 prema [6]

Iznosi sila, momenata i progiba dobiveni su programskim paketom *ClearCalcs* [6].

Provjera sigurnosti obzirom na savijanje:

$$\sigma_2 = \frac{M_{\max,2}}{W_2} = \frac{6,23 \cdot 10^6}{51\,507,20} = 120,95 \text{ N/mm}^2 \quad (36)$$

Provjera naprezanja:

$$\sigma_2 = 120,95 \text{ N/mm}^2 < \sigma_{\text{dop}} = 170 \text{ N/mm}^2 \quad (37)$$

te zaključujemo da gređa 2 zadovoljava s obzirom na savijanje.

Maksimalni progib gređe 2 prema [6] iznosi:

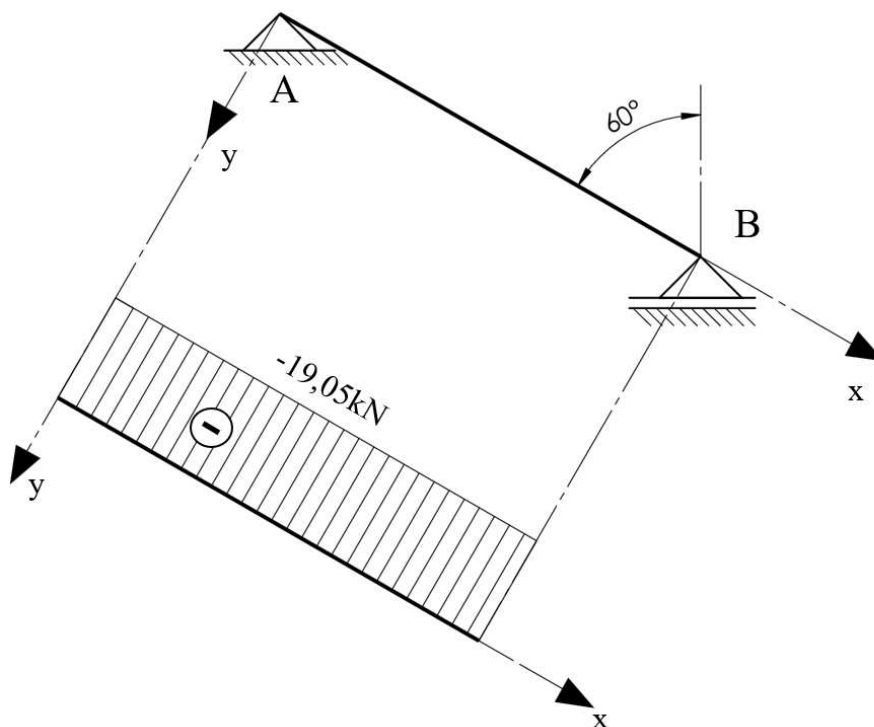
$$w_2 = -1,01 \text{ mm} \quad (38)$$

te vrijedi:

$$w_2 = -1,01 \text{ mm} < w_{\text{dop}} = \frac{l}{600} = \frac{1100}{600} = 1,83 \text{ mm} \quad (39)$$

što znači da gređa 2 zadovoljava s obzirom na progib.

Proračunski model ukrute poprečne gređe (koja sprečava savijanje gređe i pruža dodatnu stabilnost) prikazan je na slici 43.



Slika 43. Proračunski model ukrute poprečne gređe nosača platforme

Ukruta poprečne grede geometrijskih je karakteristika:

Karakteristika	Oznaka	Iznos	Mjerna jedinica
Materijal	-	S235JR	-
Dimenzija	a	40	mm
Debljina stijenke	d	4	mm
Površina poprečnog presjeka	A_{ukruta}	304	mm ²
Duljina	l_{ukruta}	600	mm

Tablica 7. Geometrijske karakteristike ukrute poprečne grede nosača

Ukruta je opterećena tlačno:

$$\sigma_{tlak} = \frac{F_{tlak}}{A} = \frac{F}{A_{ukruta}} = \frac{38,1 \cdot \cos(60^\circ) \cdot 10^3}{304} = 62,67 \text{ N/mm}^2 \quad (40)$$

Provjera naprezanja:

$$\sigma_{tlak} = 62,67 \text{ N/mm}^2 < \sigma_{dop} = 100 \text{ N/mm}^2 \quad (41)$$

što znači da ukruta zadovoljava obzirom na tlačno naprezanje.

Savijanje strojnog dijela je zanemarivo malo, a dio je kratak te se stoga zanemaruje i izvijanje.

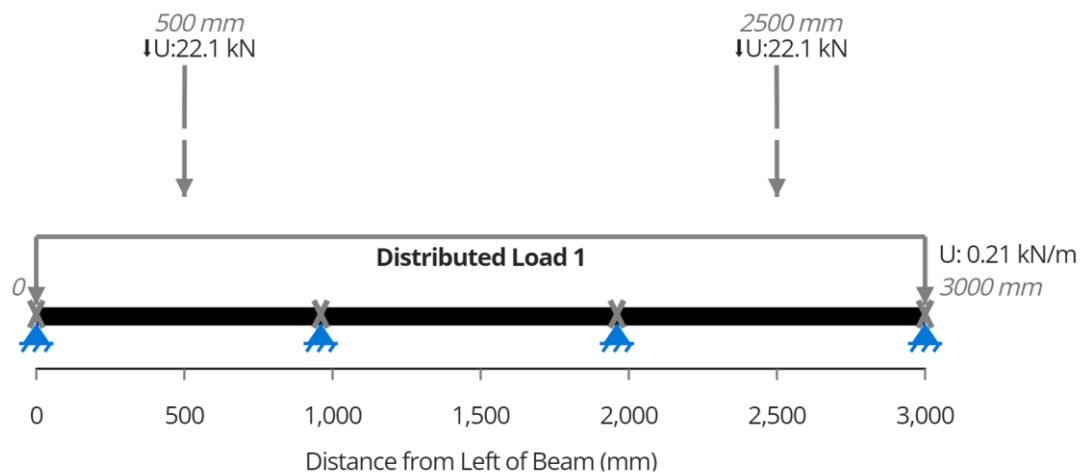
7.2.3. Navozna platforma

Navozna platforma sastoji se od tri uzdužne grede, dvije čelne poprečne grede i još dva para kraćih poprečnih greda. Geometrijske karakteristike greda:

Karakteristika	Oznaka	Iznos	Mjerna jedinica
Materijal	-	S235JR	-
Širina	a	120	mm
Visina	b	80	mm
Debljina stijenke	d	8	mm
Površina poprečnog presjeka	$A_{3...6}$	1536	mm ²
Aksijalni moment tromosti presjeka	$I_{x3...6}$	3 093 432	mm ⁴
Moment otpora presjeka	$W_{x3...6}$	51 507,20	mm ³
Ukupna duljina grede 3	l_3	3000	mm
Ukupna duljina grede 4	l_4	3000	mm
Ukupna duljina grede 5	l_5	880	mm
Ukupna duljina grede 6	l_6	2000	mm
Masa po metru	m/l	21,40	kg/m

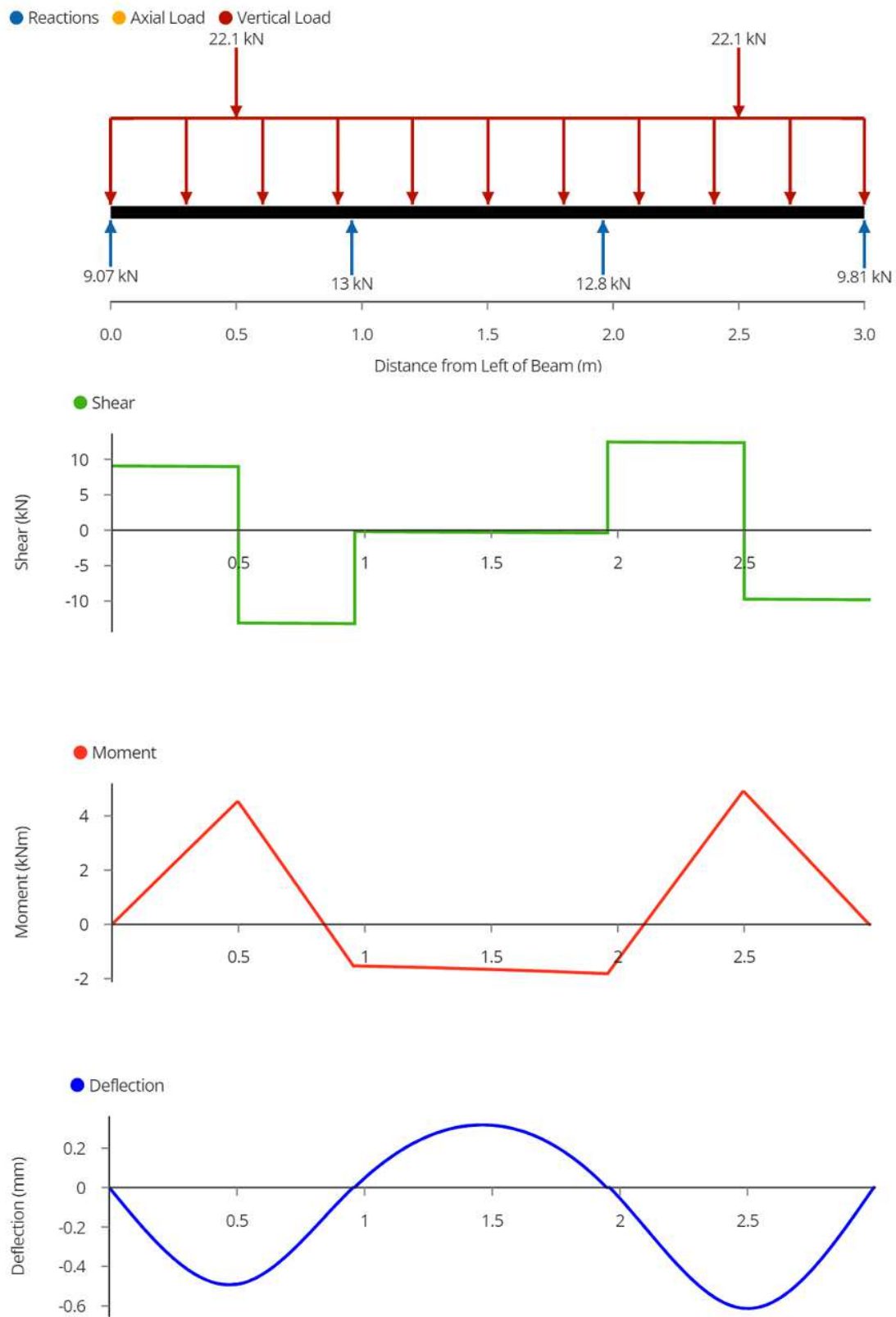
Tablica 8. Geometrijske karakteristike greda platforme

Proračunski model grede 3 prema [6] prikazan je na slici 44.



Slika 44. Proračunski model uzdužne grede platforme - greda 3 [6]

Opterećenje se raspodijeli na dva para kotača, a gredu opterećuje i njena vlastita težina. Za zadanu duljinu vozila od 2,5 m pretpostavka je da je razmak osovina 2 m i da se vozilo nalazi na 500 mm udaljenosti od čelnih nosača.



Slika 45. Dijagrami sila, momenata i progiba uzduž grede 3 prema [6]

Iznosi sila, momenata i progiba dobiveni su programskim paketom *ClearCalcs* [6].

Provjera sigurnosti obzirom na savijanje:

$$\sigma_3 = \frac{M_{\max_3}}{W_3} = \frac{4,88 \cdot 10^6}{51\,507,20} = 94,74 \text{ N/mm}^2. \quad (42)$$

Provjera naprezanja:

$$\sigma_3 = 94,74 \text{ N/mm}^2 < \sigma_{\text{dop}} = 170 \text{ N/mm}^2 \quad (43)$$

te zaključujemo da greda 3 zadovoljava s obzirom na savijanje.

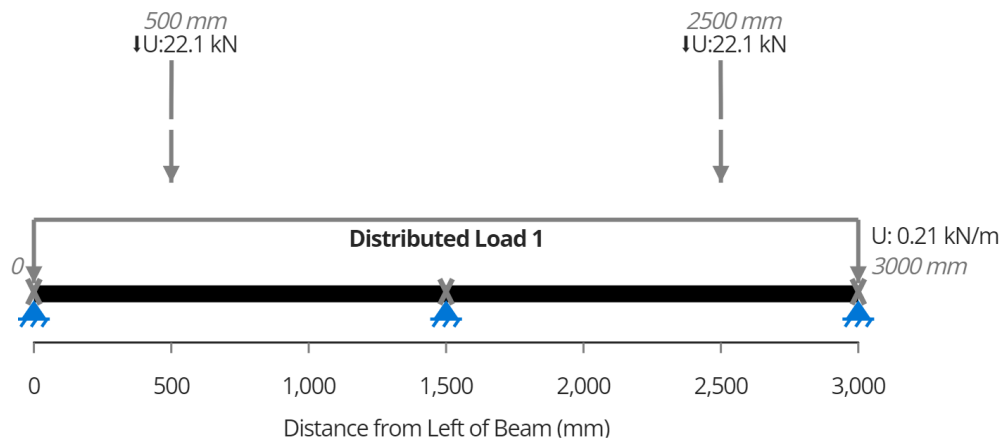
Maksimalni progib grede 3 prema [6] iznosi:

$$w_3 = -0,613 \text{ mm} \quad (44)$$

te vrijedi:

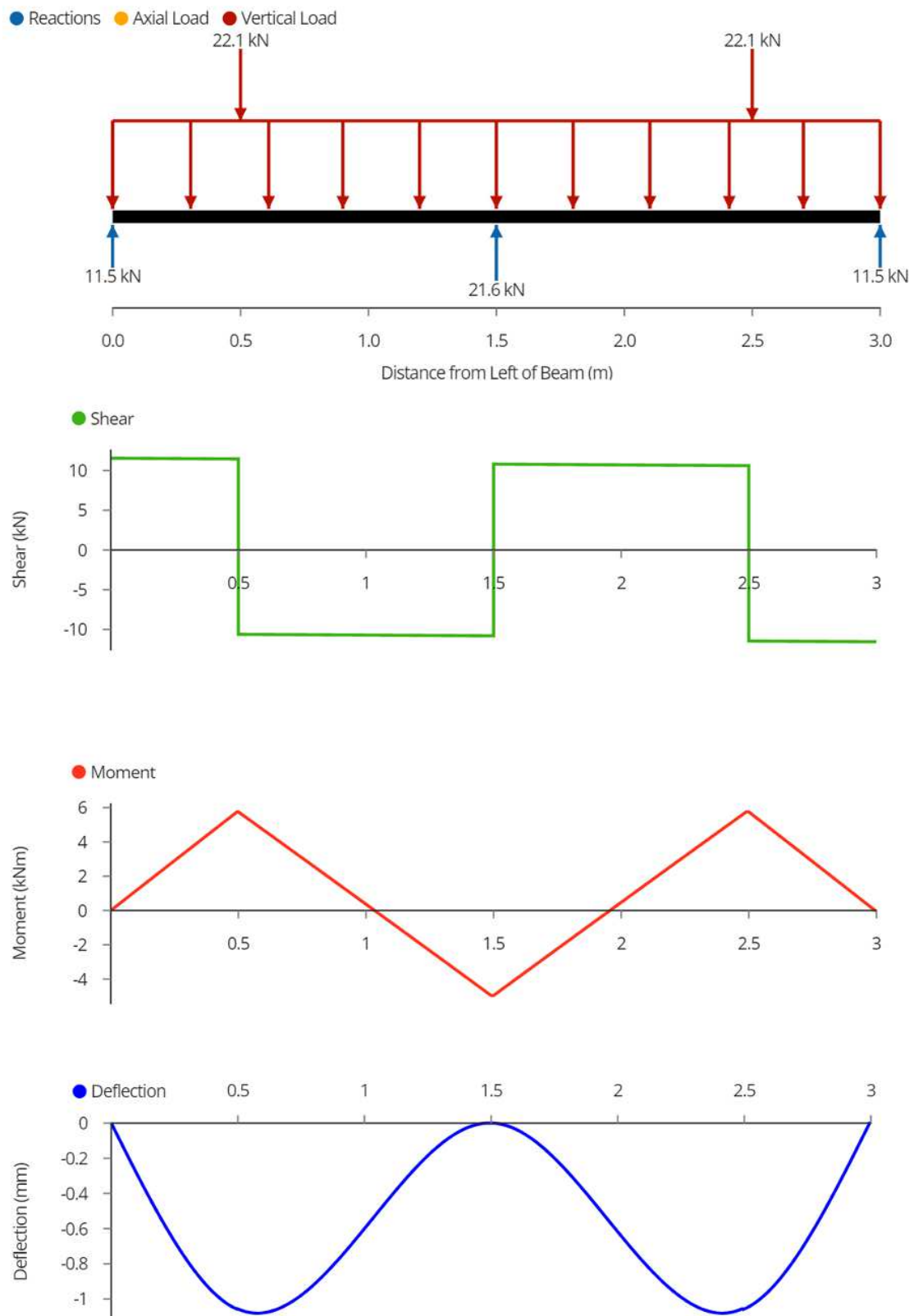
$$w_3 = -0,613 \text{ mm} < w_{\text{dop}} = \frac{l}{600} = \frac{1200}{600} = 2 \text{ mm} \quad (45)$$

što znači da greda 3 zadovoljava s obzirom na progib.



Slika 46. Proračunski model vanjske uzdužne grede platforme - greda 4 [6]

Opterećenje raspodijeljeno na dva para kotača i vlastita težina grede opterećuju gredu 4. Za zadanu duljinu vozila od 2,5 m pretpostavka je da je razmak osovina 2 m i da je na 500 mm udaljenosti od krajnjih nosača.



Slika 47. Dijagrami sila, momenata i progiba uzduž grede 4 prema [6]

Iznosi sila, momenata i progiba dobiveni su programskim paketom *ClearCalcs* [6].

Provjera sigurnosti obzirom na savijanje:

$$\sigma_4 = \frac{M_{\max,4}}{W_4} = \frac{5,75 \cdot 10^6}{51\,507,20} = 111,64 \text{ N/mm}^2. \quad (46)$$

Provjera naprezanja:

$$\sigma_4 = 111,64 \text{ N/mm}^2 < \sigma_{\text{dop}} = 170 \text{ N/mm}^2 \quad (47)$$

te zaključujemo da greda 4 zadovoljava s obzirom na savijanje.

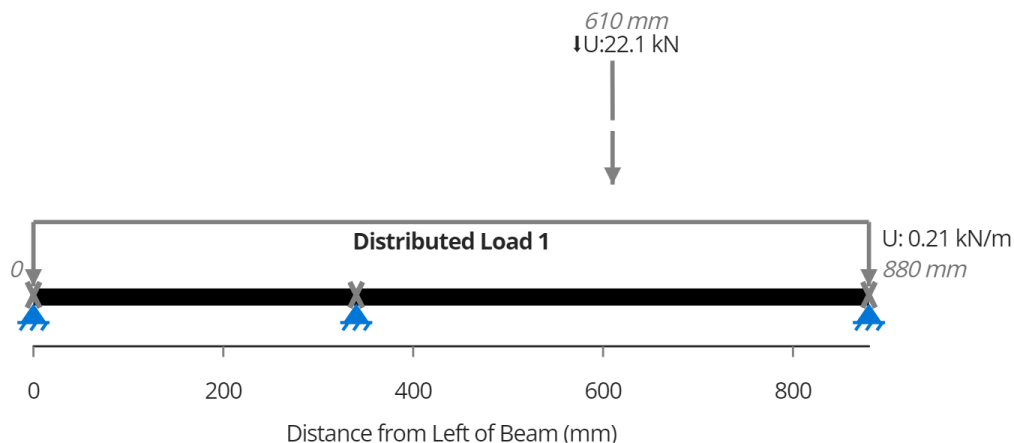
Maksimalni progib grede 4 prema [6] iznosi:

$$w_4 = -1,08 \text{ mm} \quad (48)$$

te vrijedi:

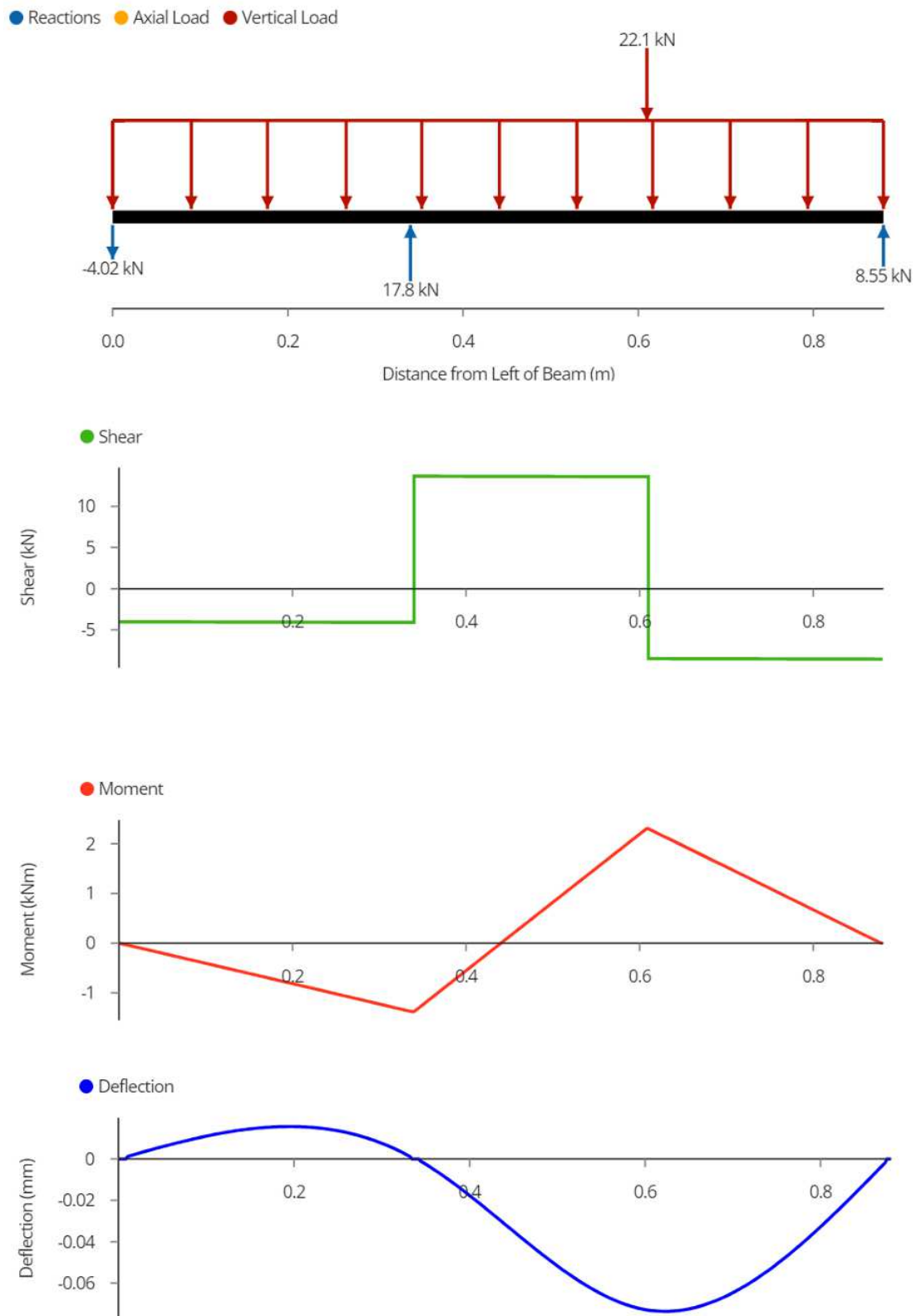
$$w_4 = -1,08 \text{ mm} < w_{\text{dop}} = \frac{l}{600} = \frac{1500}{600} = 2,5 \text{ mm} \quad (49)$$

što znači da greda 4 zadovoljava s obzirom na progib.



Slika 48. Proračunski model poprečne grede platforme - greda 5 [6]

Greda je opterećena vlastitom težinom i silom jednog kotača. Za širinu vozila od 1,5 m pretpostavlja se da je razmak kotača 1,5 m, a jedan od kotača je smješten na sredini udaljenosti između oslonaca poprečne grede čime daje najveći mogući krak za moment.



Slika 49. Dijagrami sila, momenata i progiba uzduž grede 5 prema [6]

Iznosi sila, momenata i progiba dobiveni su programskim paketom *ClearCalcs* [6].

Provjera sigurnosti obzirom na savijanje:

$$\sigma_5 = \frac{M_{\max_5}}{W_5} = \frac{2,3 \cdot 10^6}{51\,507,20} = 44,65 \text{ N/mm}^2 \quad (50)$$

Provjera naprezanja:

$$\sigma_5 = 44,65 \text{ N/mm}^2 < \sigma_{\text{dop}} = 170 \text{ N/mm}^2 \quad (51)$$

te zaključujemo da gređa 5 zadovoljava s obzirom na savijanje.

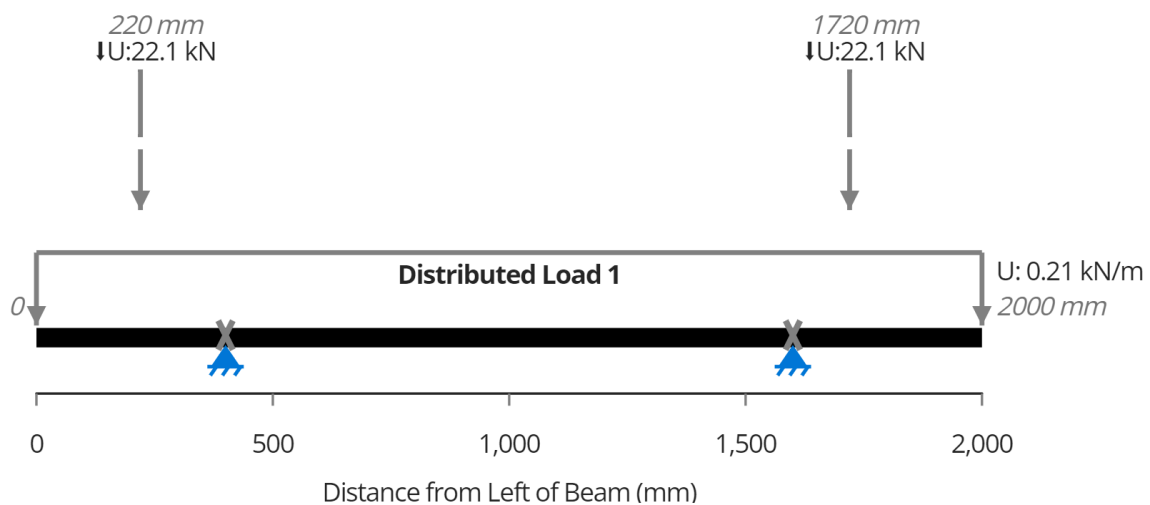
Maksimalni progib gređe 5 prema [6] iznosi:

$$w_5 = -0,07 \text{ mm} \quad (52)$$

te vrijedi:

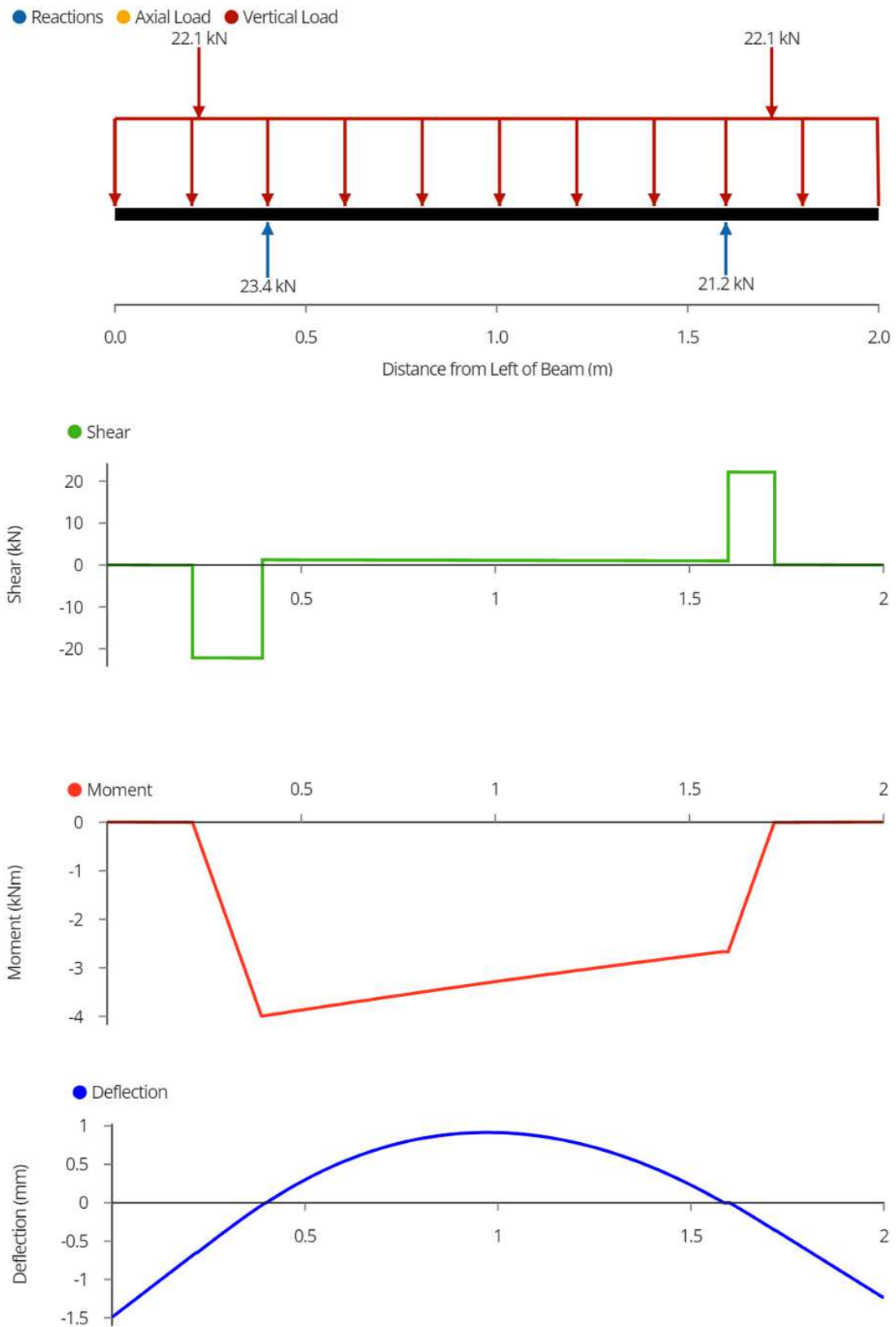
$$w_5 = -0,07 \text{ mm} < w_{\text{dop}} = \frac{l}{600} = \frac{1100}{600} = 1,83 \text{ mm} \quad (53)$$

što znači da gređa 5 zadovoljava s obzirom na progib.



Slika 50. Proračunski model poprečne gređe platforme - gređa 6 [6]

Gređa nosi silu dva kotača i opterećena je vlastitom težinom. Za širinu vozila od 1,5 m pretpostavlja se da je vozilo postavljeno u najgori mogući položaj tj. da se jedan od kotača nalazi na najvećoj mogućoj udaljenosti od oslonca, 220 mm od ruba gređe čime se dobiva najveći krak djelovanja sile, samim time je i moment savijanja najveći.



Slika 51. Dijagrami sila, momenata i progiba uzduž grede 6 prema [6]

Iznosi sila, momenata i progiba dobiveni su programskim paketom *ClearCalcs* [6].

Provjera sigurnosti obzirom na savijanje:

$$\sigma_6 = \frac{M_{\max_6}}{W_6} = \frac{3,99 \cdot 10^6}{51\,507,20} = 77,47 \text{ N/mm}^2 \quad (54)$$

Provjera naprezanja:

$$\sigma_6 = 77,47 \text{ N/mm}^2 < \sigma_{\text{dop}} = 170 \text{ N/mm}^2 \quad (55)$$

te zaključujemo da greda 6 zadovoljava s obzirom na savijanje.

Maksimalni progib grede 6 prema [6] iznosi:

$$w_6 = -1,49 \text{ mm} \quad (56)$$

te vrijedi:

$$w_6 = -1,49 \text{ mm} < w_{\text{dop}} = \frac{l}{600} = \frac{1200}{600} = 2 \text{ mm} \quad (57)$$

što znači da greda 6 zadovoljava s obzirom na progib.

7.2.4. Poluga

Sljedeći korak je provjeriti polugu mehanizma. Poluga je zglobno vezana na nosivi stup i preuzima opterećenje s nosača platforme te je pretežno opterećena na savijanje i eventualno tlak prilikom promjene kuta nagiba.

Geometrijske karakteristike poluge:

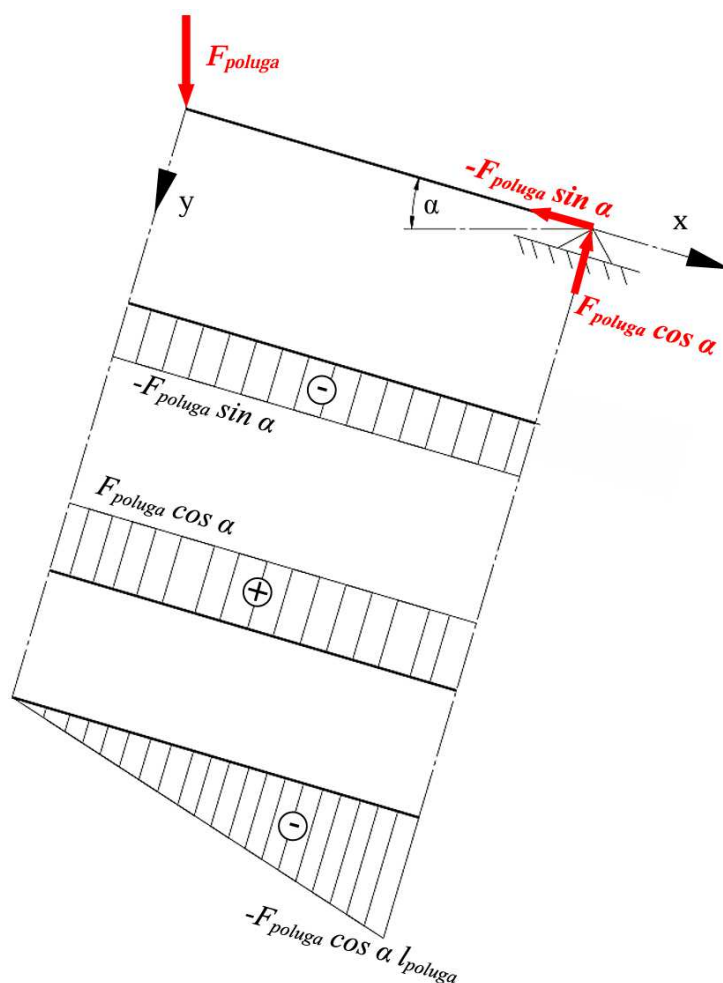
Karakteristika	Oznaka	Iznos	Mjerna jedinica
Materijal	-	S355JR	-
Širina	a	180	mm
Visina	b	100	mm
Debljina stijenke	d	10	mm
Površina poprečnog presjeka	A_{poluga}	2700	mm ²
Aksijalni moment tromosti presjeka	I_{x_poluga}	11 752 500	mm ⁴
Moment otpora presjeka	W_{x_poluga}	130 583,33	mm ³
Krak poluge	l_{poluga}	1250	mm

Tablica 9. Geometrijske karakteristike poluge

Iznosi savojnog i tlačnog naprezanja se mijenjaju se ovisno o promjeni kuta nagiba poluge.

Poluga je kritično opterećena kada se nalazi u horizontalnom položaju, preuzima isključivo poprečnu silu koja uzrokuje savijanje na kraku poluge.

Proračunski model poluge za prvi slučaj prikazan je na slici 52.



Slika 52. Proračunski model poluge

Ukupna sila na kraju poluge kojom je poluga opterećena dijeli se na 4 dijela jer su na nosivi stup pričvršćene 4 poluge, te slijedi:

$$F_{poluga} = \frac{1}{4} \cdot g \cdot (m_{voz} + m_{ter} + m_{plat} + m_{nos} + m_{čov}) \quad (58)$$

$$F_{poluga} = \frac{1}{4} \cdot 9,81 \cdot (4500 + 740 + 320 + 90) = \frac{1}{4} \cdot 55,43 = 13,86 \text{ kN} .$$

Naprezanje uzrokovano opterećenjem na savijanje:

$$\sigma_{f_poluga} = \frac{M_{max}}{W} = \frac{F_{poluga} \cdot l_{poluga}}{W_{poluga}} = \frac{13,86 \cdot 1250}{130\,583,33} = 132,64 \text{ N/mm}^2 . \quad (59)$$

Dinamička čvrstoća za savojno opterećenje za čelik S355JR prema [1] iznosi $\sigma_{Df}=300 \text{ N/mm}^2$, pa slijedi da je dopušteno naprezanje jednako:

$$\sigma_{dop} = \sigma_{Df} = 300 \text{ N/mm}^2 . \quad (60)$$

Provjera naprezanja:

$$\sigma_{f_poluga} = 132,64 \text{ N/mm}^2 < \sigma_{dop} = 300 \text{ N/mm}^2 \quad (61)$$

te zaključujemo da poluga zadovoljava s obzirom na savijanje.

Sljedeći kritični slučaj opterećenja je kada se poluga nalazi pod nagibom od 45° . Dio opterećenja tada preuzima unutarnja aksijalna sila. Proračunski model je prikazan na slici.

Naprezanje uslijed tlačnog opterećenja iznosi:

$$\sigma_{tlak_poluga} = \frac{F_{poluga} \cdot \sin(\alpha)}{A_{poluga}} = \frac{13,86 \cdot \sin(45^\circ)}{2700} = 3,63 \text{ N/mm}^2 . \quad (62)$$

Naprezanje uslijed savijanja iznosi:

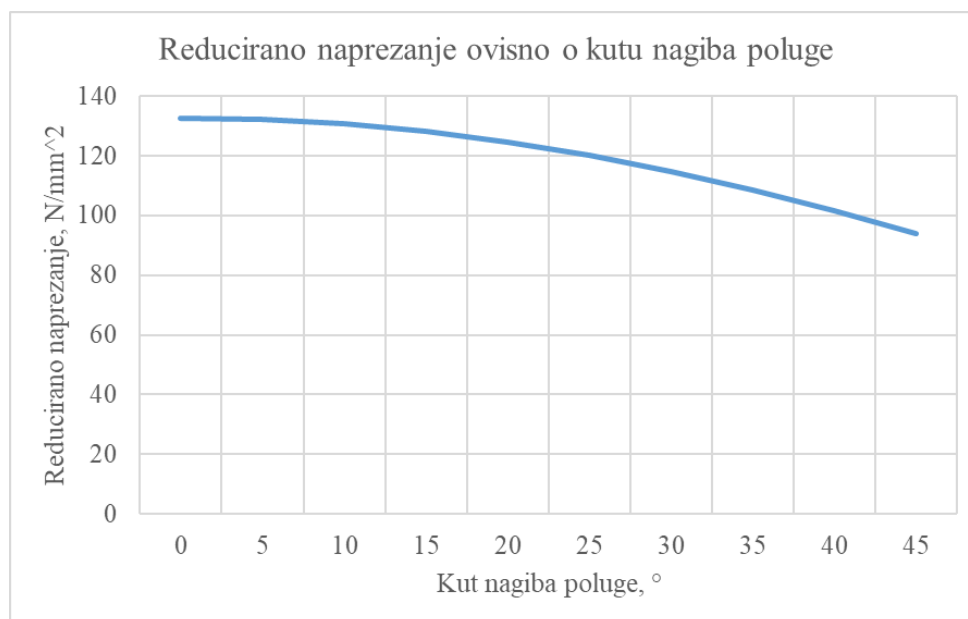
$$\begin{aligned} \sigma_{poluga} &= \frac{F_{poluga} \cdot \cos(\alpha) \cdot l_{poluga}}{W_{poluga}} = \frac{13,86 \cdot \cos(45^\circ) \cdot 1250}{130\,583,33} \\ &= 93,79 \text{ N/mm}^2 . \end{aligned} \quad (63)$$

Reducirano naprezanje iznosi prema [1] iznosi:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_{tlak}^2 + \sigma_f^2} = \sqrt{3,63^2 + 93,79^2} = 93,86 \text{ N/mm}^2 . \quad (64)$$

što je manje od dopuštenog naprezanja $\sigma_{Df}=300 \text{ N/mm}^2$ te je zaključak da poluga zadovoljava obzirom na ovaj slučaj opterećenja.

Na slici 53. je prikazan dijagram ovisnosti iznosa reduciranog naprezanja o promjeni kuta nagiba poluge.



Slika 53. Ovisnost reduciranog naprezanja poluge o promjeni kuta nagiba

Iz konstrukcijskih je razloga te zbog bolje stabilnosti, smanjenja deformacija i rasterećenja poluge, na sredinu poluge dodana kvadratna cijev čije bi opterećenje bilo pretežno vlačno, Cijev djeluje kao pojačanje i ukruta konstrukcije, a dimenzija je 40x40 uz debljinu stijenke 4 mm, materijal cijevi je S235JR.

Vlačna sila koja opterećuje ojačanje:

$$F_{\text{vlak_cijev}} = F_{\text{poluga}} \cdot \cos(22,5^\circ) = 13,68 \cdot \cos(22,5^\circ) = 12,64 \text{ kN} . \quad (65)$$

Provjera cijevi pri opterećenju na vlak:

$$\sigma_{\text{vlak_cijev}} = \frac{F_{\text{cijev_vlak}}}{A_{\text{cijev}}} = \frac{12,64}{80^2 - (80 - 10)^2} = 8,43 \text{ N/mm}^2 . \quad (66)$$

Dopušteno naprezanje za vlačno-tlačno opterećenje prema [1] iznosi $\sigma_{\text{dop_vlak-tlak}}=80 \text{ N/mm}^2$ pa vrijedi:

$$\sigma_{\text{vlak_cijev}} = 8,43 \text{ N/mm}^2 < \sigma_{\text{dop_vlak-tlak}} = 80 \text{ N/mm}^2 \quad (67)$$

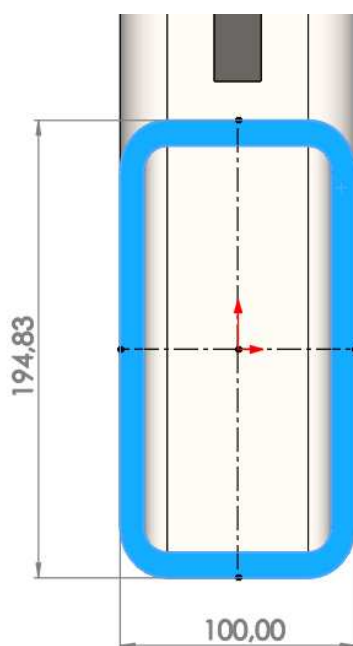
te zaključujemo da ojačanje zadovoljava obzirom na opterećenje.

7.3. Proračun kritičnih zavora

Jedini nosivi zavar koji je kritično opterećen nalazi se na spoju dviju pravokutnih cijevi poluge tj. točno na središnjem presjeku poluge.

Zavar je opterećen vlačno i na savijanje, a poprečni presjek cijevi na spoju prikazan je na slici 54. te je to ujedno i presjek zavora u ravnini spoja pošto je zavar izveden kao sučeoni.

Za najgori mogući slučaj opterećenja na obje platforme nalazi se maksimalni mogući teret.



Slika 54. Dimenzije presjeka zavora u ravnini spoja [15]

Površina presjeka zavara u ravnini spoja:

$$A_{zav} = a \cdot b' - (a - 2d) \cdot (b' - 2d) \quad (68)$$

$$A_{zav} = 100 \cdot 194,83 - (100 - 20) \cdot (194,83 - 20) = 5496,6 \text{ mm}^2$$

gdje je:

$b' = 194,83 \text{ mm}$ - dimenzija visine presjeka u ravnini spoja prema slici 54.

Moment tromosti presjeka u ravnini spoja:

$$I_{zav} = \frac{b'^3 \cdot a}{12} - \frac{(b' - 2d)^3 \cdot (a - 2d)}{12} \quad (69)$$

$$I_{zav} = \frac{194,83^3 \cdot 100}{12} - \frac{(194,83 - 20)^3 \cdot (100 - 20)}{12} = 26 \cdot 10^6 \text{ mm}^4 .$$

Prema tome moment otpora jednak je:

$$W_{zav} = \frac{I}{z_{\max}} = \frac{I}{b'/2} = \frac{26004016}{194,83/2} = 266\,940 \text{ mm}^3 . \quad (70)$$

Smična sila koja djeluje na presjek jednaka je:

$$F_{zav} = 2 \cdot 55,43 = 110,85 \text{ kN} . \quad (71)$$

Moment savijanja u ravnini spoja jednak je:

$$M_{zav} = F_{zav} \cdot 1250 = 110,85 \cdot 1250 = 138\,562,5 \text{ kN/mm} . \quad (72)$$

Naprezanje na smik u ravnini spoja:

$$\tau_{zav} = \frac{F_{zav}}{4 \cdot A_{zav}} = \frac{110\,850}{4 \cdot 5496,6} = 5,04 \text{ N/mm}^2 . \quad (73)$$

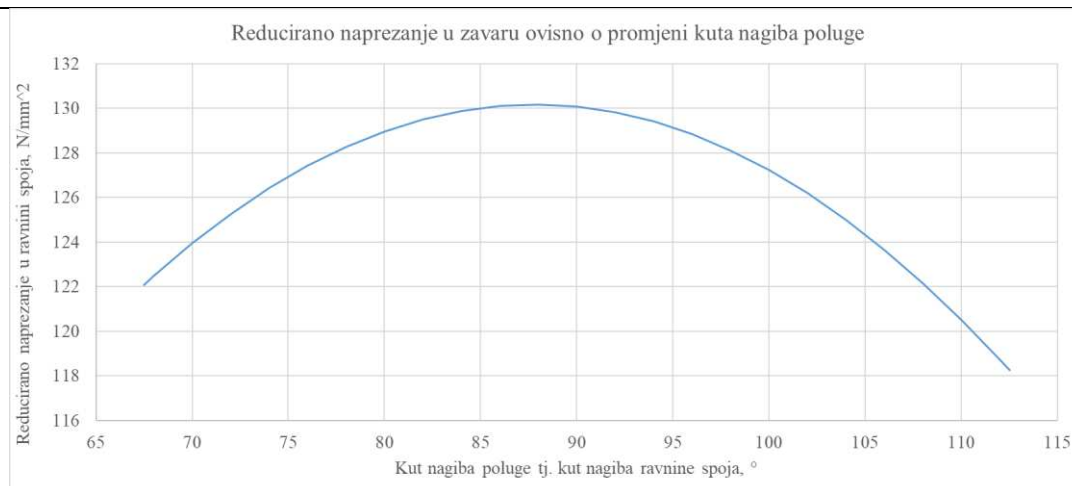
Naprezanje na savijanje u ravnini spoja:

$$\sigma_{f_{zav}} = \frac{M_{zav}}{4 \cdot W_{zav}} = \frac{138\,562,5 \cdot 10^3}{4 \cdot 266\,940} = 129,77 \text{ N/mm}^2 . \quad (74)$$

Reducirano naprezanje računa se izrazom:

$$\sigma_{\text{red}} = \sqrt{\sigma_{f_{zav}}^2 + 3\tau_{zav}^2} = \sqrt{129,77^2 + 3 \cdot 5,04^2} = 130,06 \text{ N/mm}^2 . \quad (75)$$

Pri promjeni kuta nagiba poluge mijenja se i kut nagiba ravnine spoja, na dijagramu na slici 55. prikazana je promjena iznosa reduciranog naprezanja u ovisnosti o promjeni kuta nagiba ravnine spoja.



Slika 55. Reducirano naprezanje u zavaru ovisno o promjeni kuta nagiba ravnine spoja

Dopušteno naprezanje za sučeoni zavar kvalitete II za materijal S355JR (materijal poluge) prema normi HRN U.E7.150 iznosi $\sigma_{\text{dop}} = 240 \text{ N/mm}^2$. Dopušteno naprezanje za slučaj ravninskog stanja naprezanja (kombinacija savijanja i smicanja) određuje se kao:

$$\sigma_{\text{dop}_{\text{zav}}} = k' \sigma_{\text{dop}} = 0,65 \cdot 240 = 156 \text{ N/mm}^2 . \quad (76)$$

Vrijedi da je:

$$\sigma_{\text{red}} = 129,77 \text{ N/mm}^2 < \sigma_{\text{dop}} = 156 \text{ N/mm}^2 . \quad (77)$$

i zaključak je da zavar zadovoljava.

7.4. Proračun vijčanih veza, svornjaka i osovina

Zglobne veze na konstrukciji omogućuju pokretljivost i promjenu nagiba i položaja određenih strojnih dijelova. Svornjaci se nalaze na spoju cilindra s postoljem i konstrukcijom, osovine su veći strojni dijelovi koji omogućuju rotiranje poluga u odnosu na nepomični nosivi stup - osovina 1; i rotiranje poluge u odnosu na pomični nosač platforme - osovina 2.

7.4.1. Osovina 1

Opterećenja osovine 1 i dijagrami sila i momenata prikazani su na slici 56. Poprečna sila koja djeluje na osovina jednaka je polovini iznosa sile na nosivom stupu. Materijal osovine je S235JR.

Naprezanje osovine na savijanje:

$$\sigma_{f_{o1}} = \frac{Q_{\text{max}_{o1}}/2 \cdot 65}{0,1 \cdot d_{o1}^3} = \frac{60,685/2 \cdot 65}{0,1 \cdot 60^3} = 91,31 \text{ N/mm}^2 . \quad (78)$$

Naprezanje osovine na smik:

$$\tau_{o1} = \frac{Q_{\text{max}_{o1}}/2}{d_{o1}^2/4} = \frac{60,685/2}{60^2/4} = 33,71 \text{ N/mm}^2 . \quad (79)$$

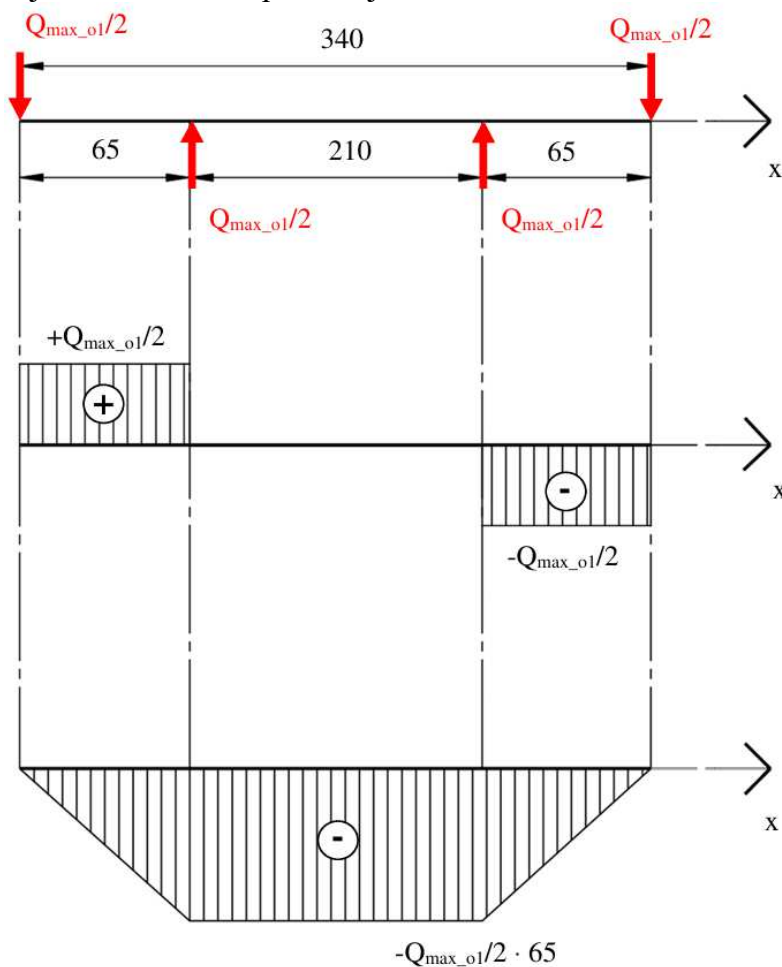
Reducirano naprezanje:

$$\sigma_{\text{red}_{o1}} = \sqrt{\sigma_{f_{o1}}^2 + 3\tau_{o1}^2} = \sqrt{91,31^2 + 3 \cdot 33,71^2} = 108,38 \text{ N/mm}^2 . \quad (80)$$

Provjera reduciranog naprezanja:

$$\sigma_{\text{red}_{o1}} = 108,38 \text{ N/mm}^2 < \sigma_{\text{dop}} = \frac{\sigma_{\text{fDI}}}{S} = \frac{260}{1,5} = 173,33 \text{ N/mm}^2 . \quad (81)$$

Osovina 1 zadovoljava obzirom na opterećenje.



Slika 56. Dijagram poprečnih sila i momenata savijanja osovine 1

7.4.2. Osovina 2

Opterećenja osovine 2 i dijagrami sila i momenata prikazani su na slici 57. Poprečna sila koja djeluje na osovinu jednaka je polovini iznosa sile na polugi. Materijal osovine je S235JR.

Naprezanje osovine na savijanje:

$$\sigma_{f_{o2}} = \frac{Q_{\max_{o2}}/2 \cdot 135}{0,1 \cdot d_{o2}^3} = \frac{53,56/2 \cdot 135}{0,1 \cdot 70^3} = 105,40 \text{ N/mm}^2. \quad (82)$$

Naprezanje osovine na smik:

$$\tau_{o2} = \frac{Q_{\max_{o2}}/2}{d_{o2}^2/4} = \frac{53,56/2}{70^2/4} = 21,86 \text{ N/mm}^2. \quad (83)$$

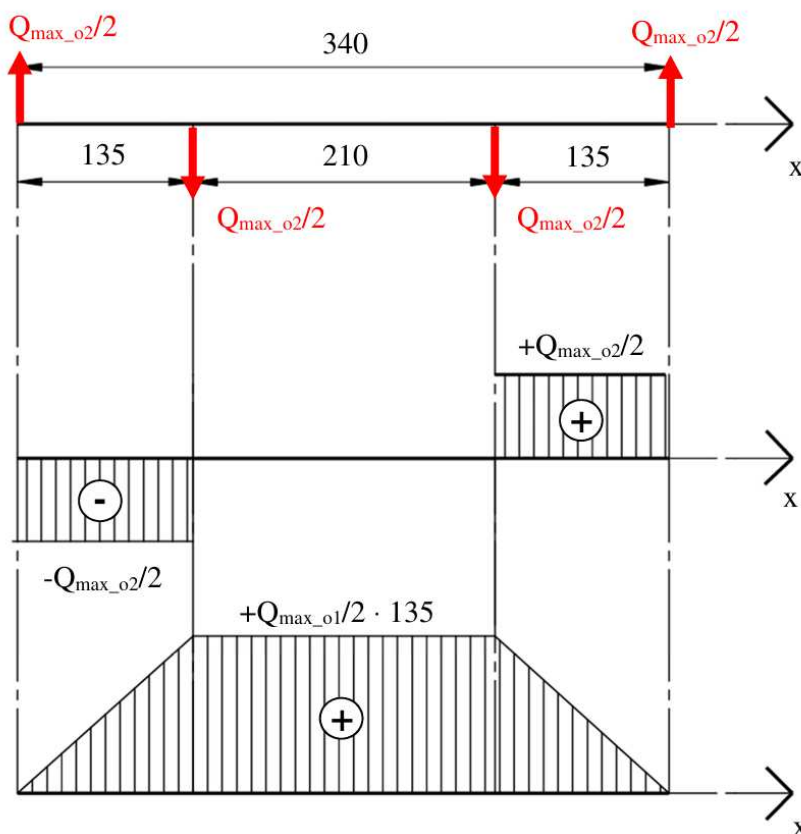
Reducirano naprezanje:

$$\sigma_{\text{red}_{o2}} = \sqrt{\sigma_{f_{o1}}^2 + 3\tau_{o1}^2} = \sqrt{105,40^2 + 3 \cdot 21,86^2} = 111,99 \text{ N/mm}^2. \quad (84)$$

Provjera:

$$\sigma_{\text{red}_{o2}} = 111,99 \text{ N/mm}^2 < \sigma_{\text{dop}} = \frac{\sigma_{fDI}}{S} = \frac{260}{1,5} = 173,33 \text{ N/mm}^2. \quad (85)$$

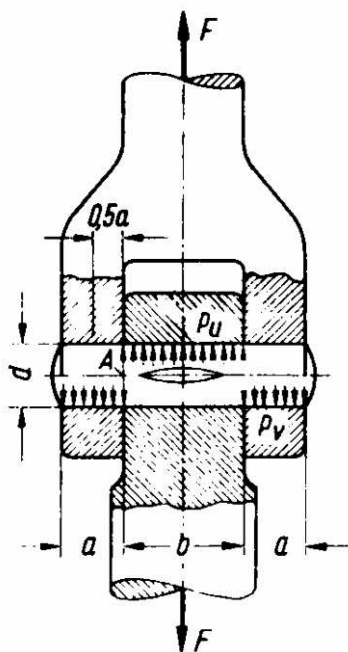
Osovina 2 zadovoljava obzirom na opterećenje.



Slika 57. Dijagram spoprečnih sila i momenata savijanja osovine 2

7.4.3. Svornjaci

Hidraulični cilindar zglobno je vezan na postolje konstrukcije i samu konstrukciju svornjacima. Zglobne veze su dimenzijski iste prema tablici 10. te je dovoljan jedan proračun za obje zglobne veze.



Slika 58. Zglobni zatik ili svornjak prema [2]

Mjera	Oznaka	Iznos	Mjerna jedinica
Promjer zatika/svornjaka	d_{svornjak}	45	mm
Širina vanjskih vilica	a_v	20	mm
Širina unutarnje vilice	b_u	35	mm
Površina presjeka svornjaka	A_{svornjak}	506,25	mm ²
Pogonska sila	F	53,96	kN

Tablica 10. Dimenzije i mjere potrebne za proračun svornjaka prema slici 58.

Odabran je svornjak DIN 1436 dimenzija $\phi 45 \times 95$ mm čvrstoće $R_m = 500$ N/mm², galvanizirane površine. Zbog male brzine podizanja, ujedno i manje brzine promjene ciklusa opterećenja, opterećenje se može smatrati mirnim ili pretežno mirnim. Prihvatne vilice cilindra napravljene su od materijala S235JR. Prema [2] slijedi proračun svornjaka na savijanje i odrez i proračun svih naležnih površina na površinski tlak.

Površinski tlak vanjskih vilica:

$$p_v = \frac{F}{2 \cdot a_v \cdot d_{\text{svornjak}}} = \frac{53,96 \cdot 10^3}{2 \cdot 20 \cdot 45} = 29,96 \text{ N/mm}^2. \quad (86)$$

Površinski tlak unutarnjih vilica:

$$p_u = \frac{F}{b_u \cdot d_{\text{svornjak}}} = \frac{53,96 \cdot 10^3}{35 \cdot 45} = 34,26 \text{ N/mm}^2. \quad (87)$$

Naprezanje na savijanje:

$$\sigma_{f_{sv}} = \frac{\frac{1}{4} \cdot F \cdot a_v}{0,1 \cdot d_{\text{svornjak}}^3} = \frac{0,25 \cdot 53,96 \cdot 10^3 \cdot 20}{0,1 \cdot 45^3} = 29,61 \text{ N/mm}^2. \quad (88)$$

Naprezanje na odrez:

$$\tau_a = \frac{F}{2 \cdot A_{\text{svornjak}}} = \frac{53,96 \cdot 10^3}{2 \cdot 506,25} = 53,29 \text{ N/mm}^2. \quad (89)$$

Iznosi dopuštenih vrijednosti naprezanja i naležnih tlakova prema [2] i usporedba sa stvarnim vrijednostima dani su u tablici 11.

Naprezanje	Oznaka	Iznos naprezanja, N/mm ²		Stvarno ≤ dopušteno
		Stvarno	Dopušteno	
Površinski tlak vanjskih vilica	p_v	29,96	98	DA
Površinski tlak unutarnjih vilica	p_u	34,26	98	DA
Naprezanje na savijanje	$\sigma_{f_{sv}}$	29,61	105	DA
Naprezanje na odrez	τ_a	53,29	72	DA
Zaključak:				Zadovoljava

Tablica 11. Usporedna tablica stvarnih i dopuštenih vrijednosti naprezanja i tlakova

7.4.4. Sidreni vijci temeljne ploče

Pri progibanju nosivog stupa uslijed savijanja vijci jedne strane temeljne ploče biti će opterećeni na vlak, a druge strane na tlak. Potrebno je provjeriti sigurnost spoja temeljne ploče s podlogom.

Provjera sidrenih vijaka:

$$\sigma_{v_sidr} = \frac{M_{\max_stup}}{c \cdot A_j \cdot n} = \frac{75,86 \cdot 10^6}{600 \cdot 225 \cdot 5} = 112,39 \text{ N/mm}^2. \quad (90)$$

gdje je:

$M_{\max_stup} = 75,86 \text{ kNm}$, moment savijanja stupa uslijed maksimalnog opterećenja;

$c = 600 \text{ mm}$, udaljenost središta vijka od središta nosivog stupa;

$A_j = 225$, promjer jezgre vijka M20 [1];

$n_{sidro} = 5$, broj vijaka vlačno opterećenih prilikom savijanja.

Dopušteno naprezanje za vijke čvrstoće 8.8 iznosi $\sigma_{dop} = 215 \text{ N/mm}^2$ te vrijedi:

$$\sigma_{v_sidr} = 112,39 \text{ N/mm}^2 < \sigma_{dop} = \frac{R_m}{S} = \frac{800}{3} = 215 \text{ N/mm}^2. \quad (91)$$

što znači da sidreni vijci zadovoljavaju s obzirom na opterećenje.

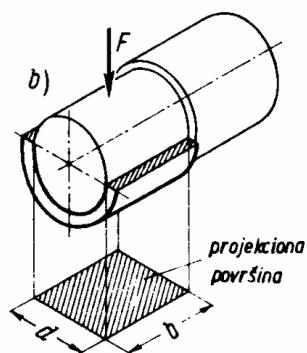
7.5. Kontrola nosivosti ležajeva

Na mjestima gdje je potrebna rotacija strojnih dijelova nalaze se klizni ležajevi.

Klizni ležajevi napravljeni su od bronce CuSn 14, a brzina klizanja je manja od 1 m/s. Klizni ležaj 1 omogućuje rotaciju poluge u odnosu na nosivi stup, a rotacija poluge u odnosu na pomični nosač odvija se preko kliznog ležaja 2. Dimenzije i opterećenja dani su u tablici 12.

Mjera	Oznaka	Iznos		Mjerna jedinica
		Klizni ležaj 1	Klizni ležaj 2	
Promjer kliznog ležaja - vanjski	D_1, D_2	70	80	mm
Promjer kliznog ležaja - unutarnji	d_1, d_2	60	70	mm
Širina dodirne plohe	b_1, b_2	80	100	mm
Pogonska sila	F_{11}, F_{12}	121,37	53,56	kN
Broj ležaja	n_1, n_2	4	4	/

Tablica 12. Dimenzije i opterećenja kliznih ležajeva



Slika 59. Naležna ploha kliznog ležaja prema [2]

Stvarni srednji pritisak na dodirnim plohama ležaja 1 prema [2]:

$$p_{m,1} = \frac{F_{11}/n_1}{d_1 \cdot b_1} = \frac{121,37/4}{60 \cdot 80} = 6,32 \text{ N/mm}^2. \quad (92)$$

Stvarni srednji pritisak na dodirnim plohama ležaja 2:

$$p_{m,2} = \frac{F_{12}/n_2}{d_2 \cdot b_2} = \frac{53,56/4}{70 \cdot 100} = 1,91 \text{ N/mm}^2. \quad (93)$$

Dopušteni srednji pritisak za CuSn legure prema [9] iznosi $p_{m,dop} = 7 \text{ N/mm}^2$.

Provjera nosivosti kliznog ležaja 1:

$$p_{m,1} = 6,32 \text{ N/mm}^2 < p_{m,dop} = 7 \text{ N/mm}^2. \quad (94)$$

Provjera nosivosti kliznog ležaja 2:

$$p_{m,2} = 1,91 \text{ N/mm}^2 < p_{m,dop} = 7 \text{ N/mm}^2. \quad (95)$$

Oba ležaja zadovoljavaju s obzirom na nosivost.

7.6. Dimenzioniranje sigurnosnih rešetaka

Nosive prešane rešetke za platformu proizvođača *Prometall* debljine su lima 3 mm, a visina profila iznosi 40 mm, dimenzije rešetke u jednom slučaju iznose 870x870 mm, a u drugom 870x905 mm. Za proračunsku širinu gume na teretnom vozilu uzeto je $b=200 \text{ mm}$ (stvarna širina veća od 200 mm). Proizvođač garantira izdržljivost pri maksimalnom naprežanju od $\sigma_{max} = 160 \text{ N/mm}^2$ [10].

Ukupno opterećenje po kotaču iznosi:

$$F_{kodač} = \frac{(m_{voz} + m_{ter}) \cdot 9,81}{4} = \frac{4500 \cdot 9,81}{4} = 11036 \text{ N} = 11,04 \text{ kN}. \quad (96)$$

Na pojedinačnoj površini od 200 x 200 mm iznosi:

$$p_{rešetka} = \frac{F_{kodač}}{200 \cdot 200} = \frac{11036}{200 \cdot 200} = 0,276 \text{ N/mm}^2. \quad (97)$$

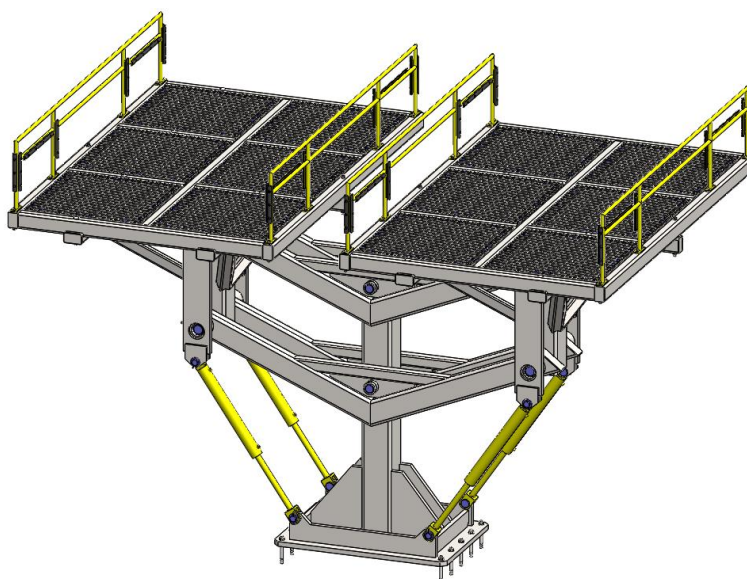
što je manje od dopuštenog dakle rešetka zadovoljava.

8. ZAKLJUČAK

Prema zahtjevima postavljenima zadatkom napravljena je konstrukcija podizne platforme s glavnim gibanjem na bazi Robervalovog mehanizma.

Nakon uvodnog razmatranja transporta kao djelatnosti i podjele podizača za vozila istraženi su češće korišteni radni principi podiznih platformi za male visine podizanja i parkirnih platformi za osobna vozila. Uz ograničenje na korištenje Robervalovog mehanizma dani su koncepti podizne platforme, uspoređeni su, ocijenjeni te je odabran koncept s najvišom sumom ocjena. Taj koncept uzet je za daljnju konstrukcijsku razradu, poboljšanje, dimenzioniranje i proračun. Na temelju proračuna izrađen je 3D CAD model uređaja i sklopni crtež kao pripadajuća tehnička dokumentacija. Prilikom proračuna i odabira komponenti vodilo se računa o kritičnim mjestima konstrukcije, dodana su potrebna ojačanja i osiguranja, a konačni 3D model prikazan je na slici ispod zaključka.

Primjena ovakvog mehanizma ima nekoliko većih nedostataka u usporedbi s npr. podiznim platformama škarastog mehanizma. Kao jedan od nedostataka izdvaja se veliki iznos momenta savijanja na polužju čime rastu i dimenzije poluga, pa i masa konstrukcije. Osim toga baza podizne platforme velikih je dimenzija što znači da je potrebno pripremiti veći ugradbeni bazen. Problem također predstavlja i dodatni horizontalni pomak (ulijevo ili udesno) pri podizanju i spuštanju platforme jer je potrebno izvesti konstrukciju na način da se izbjegne kolizija između dvije navozne platforme. Glavna prednost ovakve konstrukcije je iskorištavanje mase tereta i teretnog vozila te oblika polužja mehanizma pri povratnim gibanjima pošto podizanje jedne navozne platforme uređaja ujedno znači i spuštanje druge. Ipak konstrukcija svakako ostavlja prostora za dodatna poboljšanja i dorade.

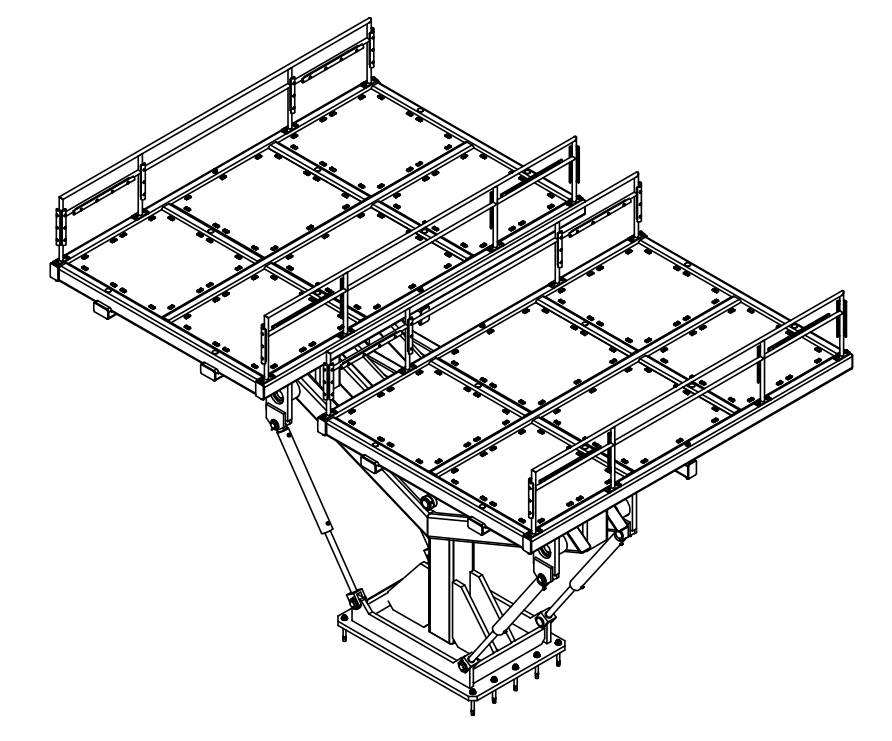
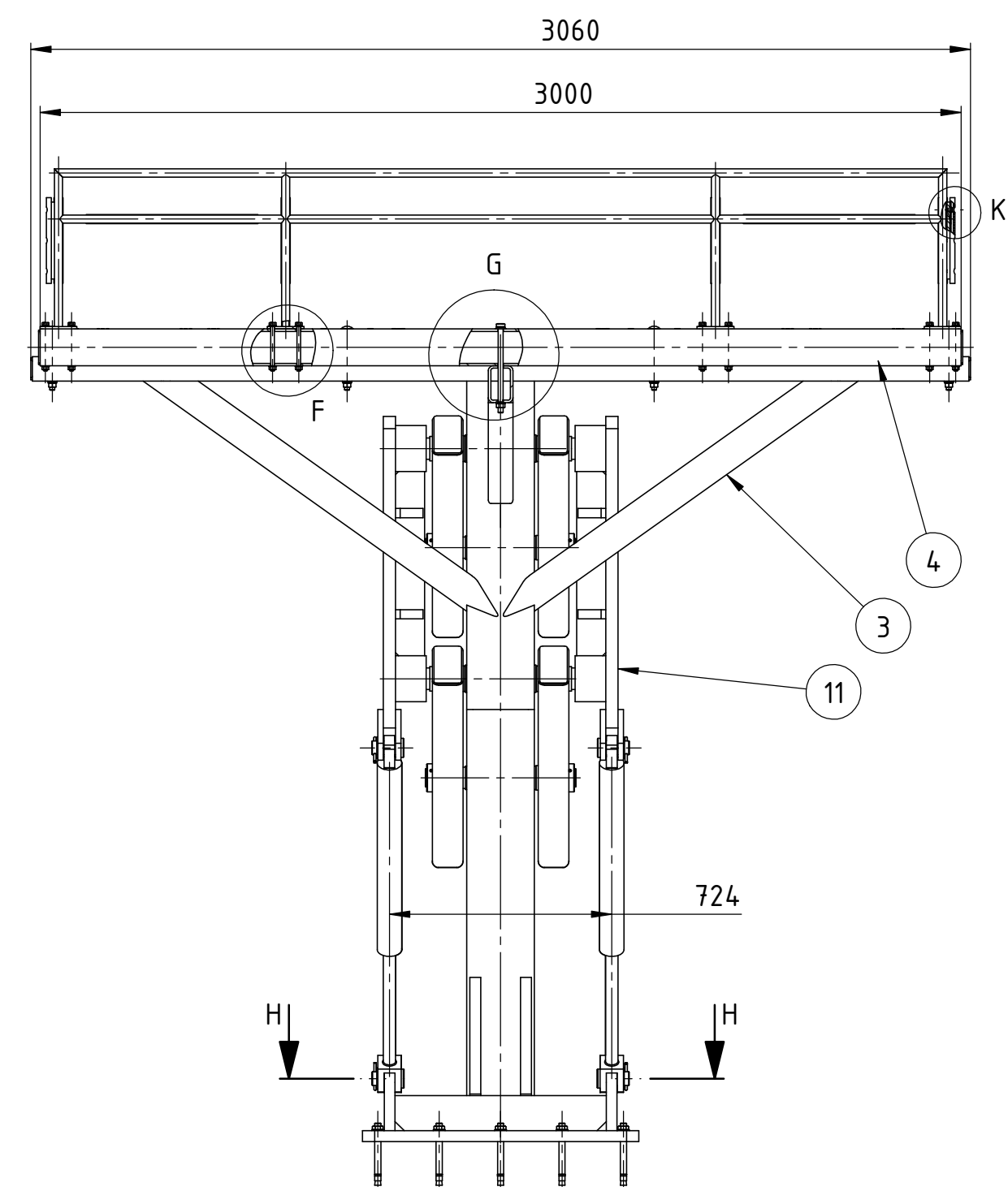
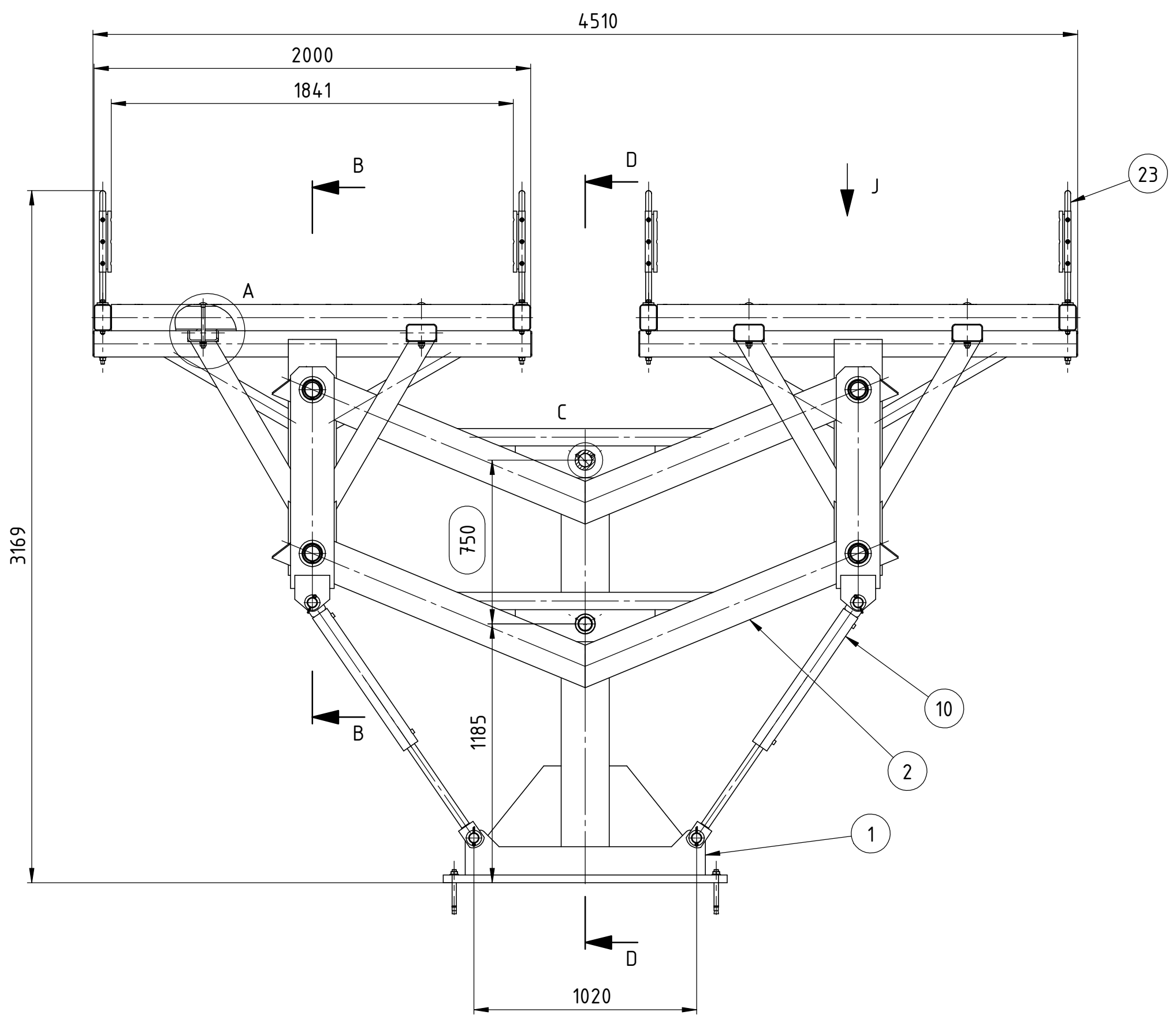


LITERATURA

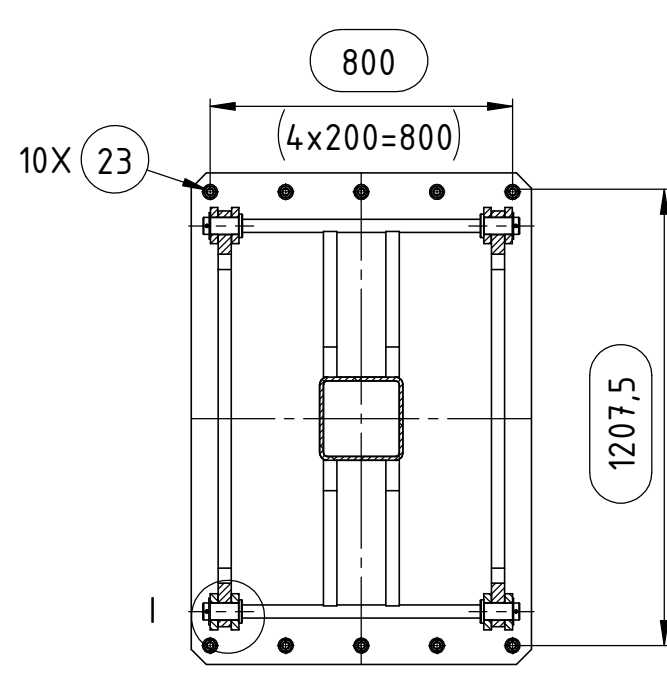
- [1] Kraut, B.: Strojarski priručnik, Tehnička knjiga Zagreb, 1970.
- [2] Decker, K. H.: Elementi strojeva, Tehnička knjiga Zagreb, 1975.
- [3] Herold, Z.: Računalna i inženjerska grafika, Zagreb, 2003.
- [4] Ščap, D.: Transportni uređaji, Prenosila i dizala (podloge uz predavanja), Zagreb, 2004.
- [5] Herold, Z., Ščap, D., Hoić, M.: Prenosila i dizala, Zagreb, 2020.
- [6] clearcalcs.com (13.09.2024.)
- [7] Nikolić, G., Novaković, J.: Hidraulika, Zagreb, 2020.
- [8] Horvat, Z. i suradnici: Predložak Vratilo, Zagreb
- [9] Vučković K.: Ležajevi (podloge uz predavanja), Zagreb, 2022.
- [10] prometall.hr (16.09.2024.)
- [11] bendpak.com_parking-lifts_features (10.09.2024.)
- [12] lemonbin.com_types-of-car-lifts (10.09.2024.)
- [13] autolift.org (11.09.2024.)
- [14] rositeh.hr (28.08.2024.)
- [15] Programski paket Solidworks

PRILOZI

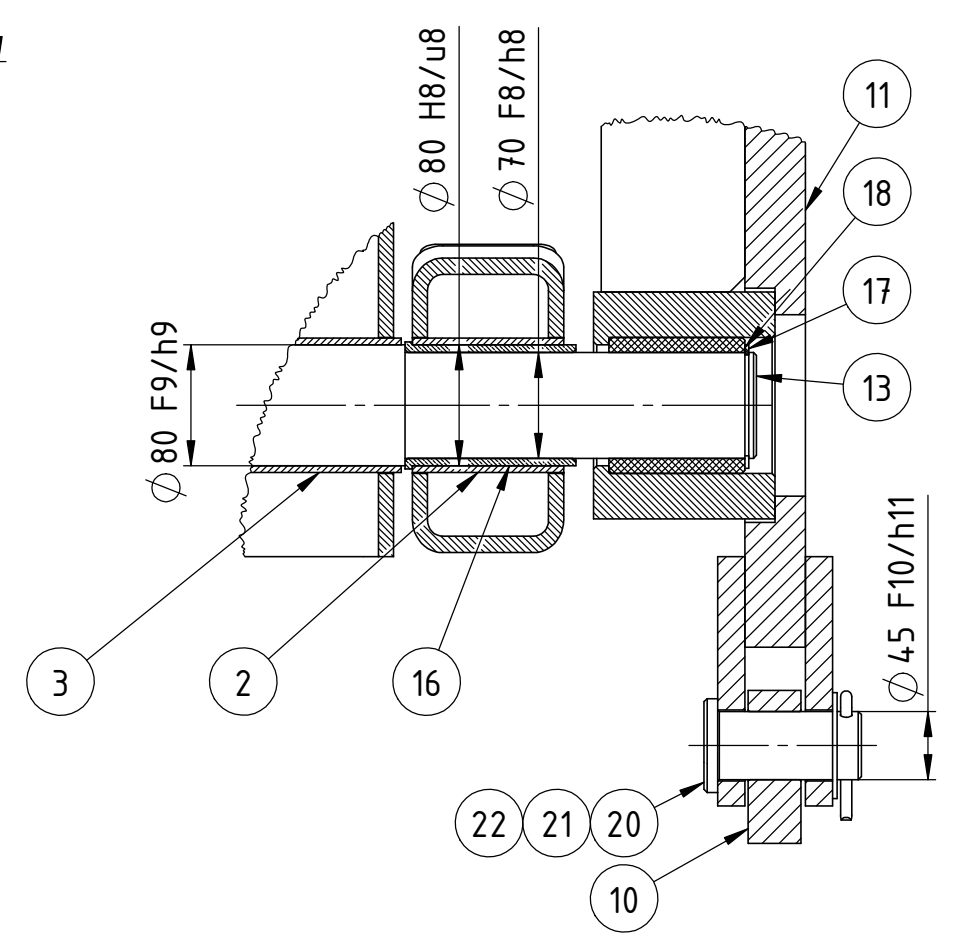
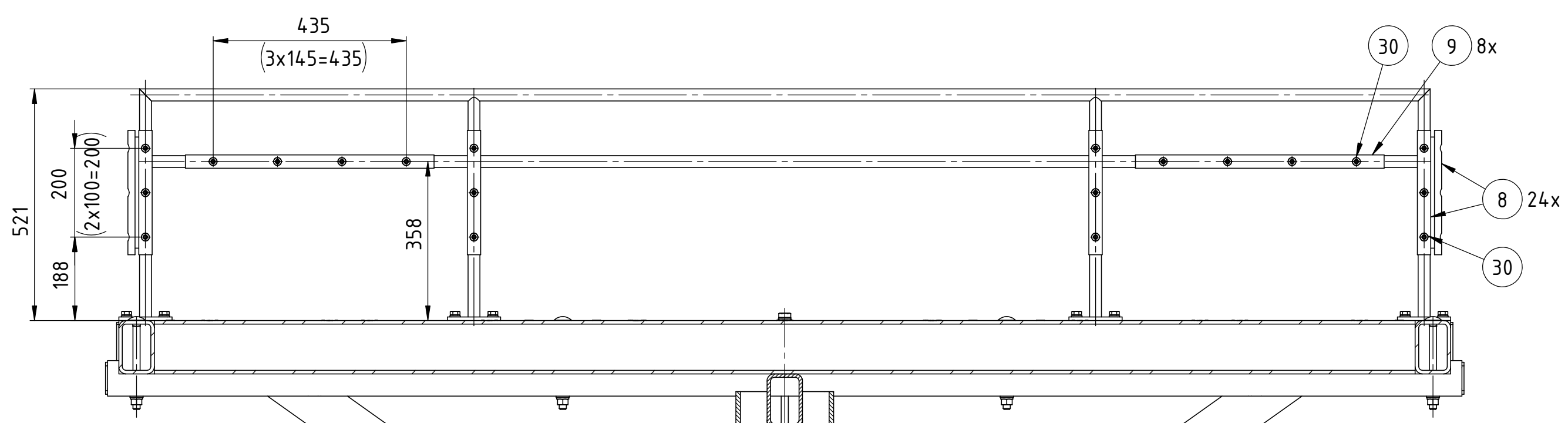
- I. CD-R disc
- II. Tehnička dokumentacija



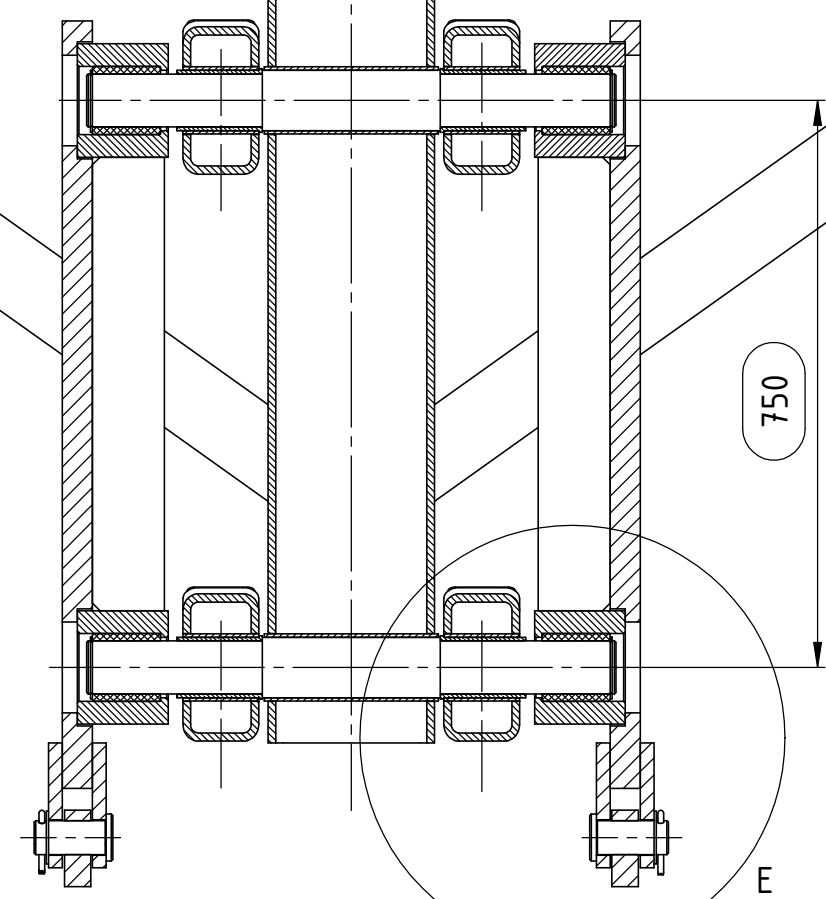
Izometrijski prikaz
M 1:50



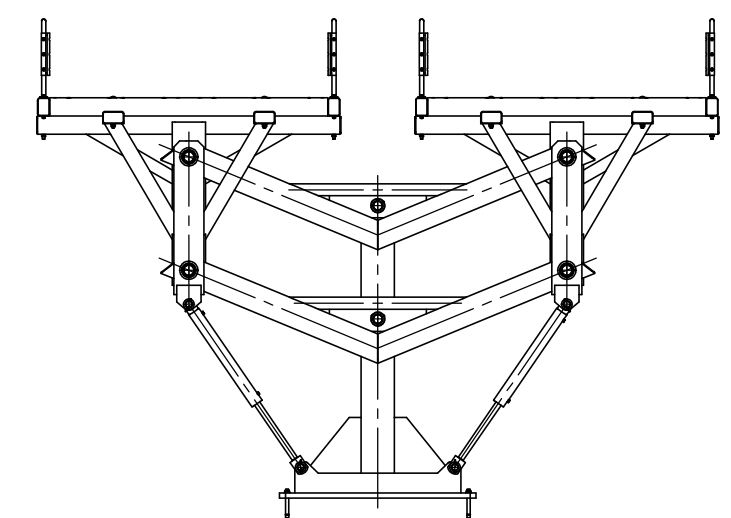
Presjek H-H



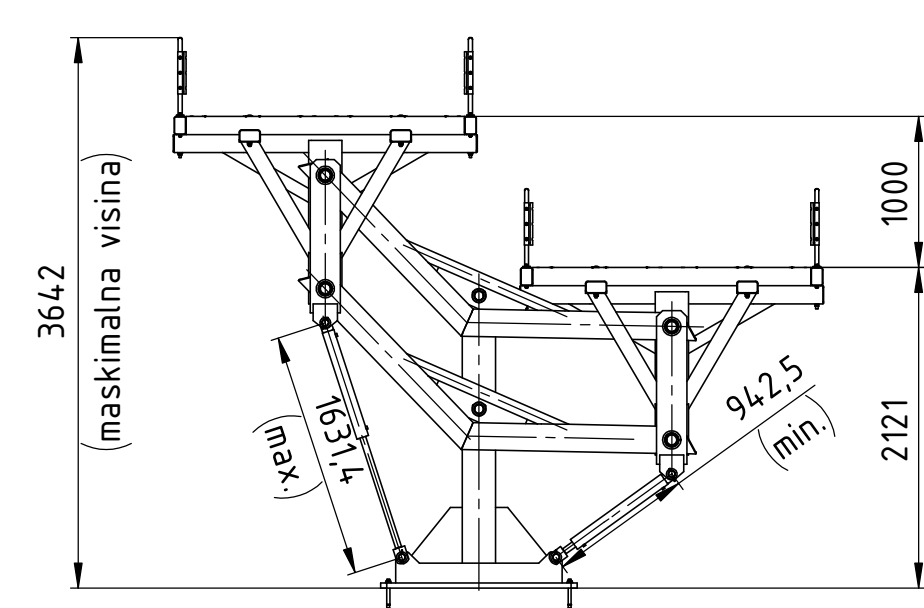
Detalj E
M 1:5



Presjek B-B
M 1:10

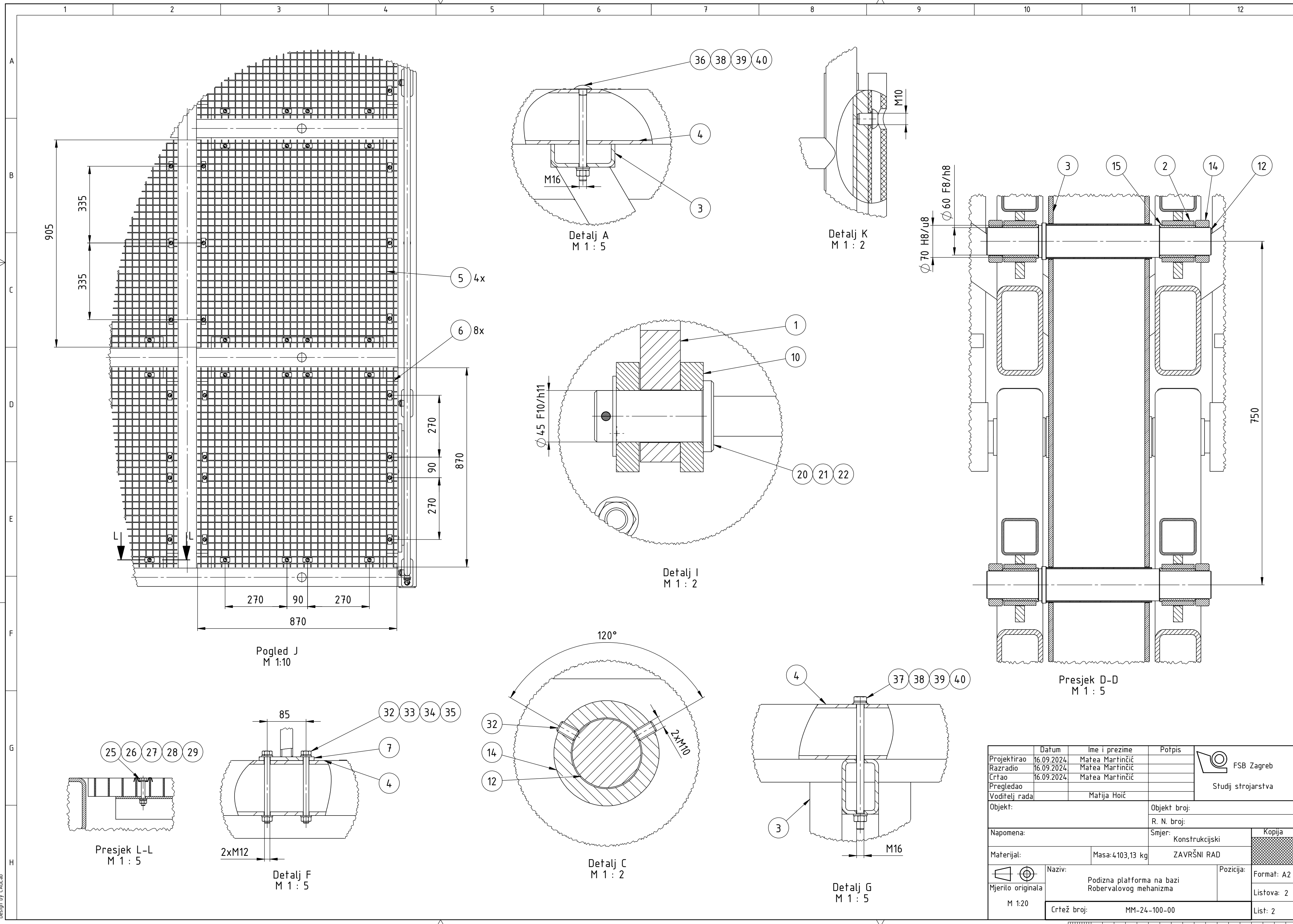


Platforme u istoj razini
M 1:50

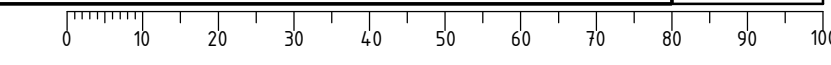


Maksimalna visinska udaljenost platformi
M 1:50

38	Matica M16	20	DIN 934	8.8	M16, h=13	0,04	
37	Podloška 16	32	DIN 125 - A	200HV	Ø30/Ø17x3,3	0,01	
36	Elastična podloška 16	20	DIN 127 - B	Opružni čelik	Ø27,4/Ø17x3,5	0,01	
35	Vijak M16x280	4	DIN 931	8.8	M16x280	0,48	
34	Torban vijak M16x200	16	DIN 603	8.8	M16x200	0,37	
33	Matica M12	32	DIN 934	8.8	M12, h=10	0,02	
32	Podloška 12	64	DIN 125 - A	200HV	Ø24/Ø13x2,7	0,01	
31	Elastična podloška 12	32	DIN 127 - B	Opružni čelik	Ø21,1/Ø12,7x2,5	0,01	
30	Vijak M12x150	32	DIN 931	8.8	M12x150	0,15	
29	Vijak M10x18	8	DIN 913	45H	M10x18	0,01	
28	Matica M8	184	DIN 934	8.8	M8, h=6,5	0,01	
27	Klema 8	184	Prometall	S235JR	18x4x9, d=1	0,01	
26	Podloška 8	368	DIN 125 - A	200HV	Ø16/Ø8,4x1,8	0,01	
25	Elastična podloška 8	184	DIN 127 - B	Opružni čelik	Ø14,8/Ø8,5x2	0,01	
24	Vijak M8x55	184	DIN 933	8.8	M8x55	0,03	
23	Vijak M8x20	24	DIN 85	4.8	M8x20	0,01	
22	Sidreni vijak FWA	10	Fisher	10.9	M20x200	0,55	
21	Rassjepka Ø8x71	8	DIN 94	čelik	Ø8x71	0,03	
20	Specijalna podloška	8	MM-24-90-00	S235JR	Ø70/Ø4,7x3	0,05	
19	Svornjak Ø45x95	8	DIN 1436 - B	11SMnPb30	Ø45x95	1,37	
18	Gumeni umetak	8	MM-24-80-20	EPDM guma	Ø90/Ø70x108	0,27	
17	Uskočnik Ø70	12	DIN 417	Opružni čelik	Ø70x2,5	0,02	
16	Brončana čahura 2	8	MM-24-80-10	P. CuSn14	Ø80/Ø70x113	1,13	
15	Brončana čahura 1	4	MM-24-70-20	P. CuSn14	Ø74/Ø60x78	0,67	
14	Sigurnosni prsten	4	MM-24-70-10	S235JR	Ø92/Ø62x30	0,82	
13	Osovina 2	4	MM-24-80-00	S235JR	Ø80x700	23,12	
12	Osovina 1	2	MM-24-70-00	S235JR	Ø70x490	12,86	
11	Vežna poluga - zav. kon.	4	MM-24-60-00	S355JR	158x200x1120	93	
10	Hidr. cilindar 70/40 H=700 (dod. zav.)	4	ROSI-TEH	/	70/40 L=810, H=700	/	
9	Gumeni obojnik L=560, EXD30X16	8	PAR	EPDM guma	30x16x560	0,12	
8	Gumeni obojnik L=280, EXD30X16	16	PAR	EPDM guma	30x16x280	0,06	
7	Zaštitna ograda - zav. kon.	4	MM-24-50-00	S235JR	3000x50x522	20,37	
6	Rešetka Prometall 40/3 oka 30x30 - 2	8	Prometall		905x870x40	46,55	
5	Rešetka Prometall 40/3 oka 30x30 - 1	4	Prometall		870x870x40	44,89	
4	Podnica - zavarena konstrukcija	2	MM-24-40-00	S235JR	3010x2000x120	414,05	
3	Nosač platforme - zav. kon.	2	MM-24-30-00	S235JR	3060x2010x1150	322,83	
2	Glavna poluga - zav. kon.	4	MM-24-20-00	S355JR	2870x722x120	134,97	
1	Postolja s nosivim stupom - zav. kon.	1	MM-24-10-00	S355JR	1300x900x1985	837,43	
Poz.	Naziv dijela		Kom.	Crtež broj	Matrijal	Sirove dimenzije	Masa,kg
Broj naziva - code		Datum		Ime i prezime		Potpis	
Projekcija		16.09.2024.		Matea Martinić		[Signature]	
Razradio		16.09.2024.		Matea Martinić		[Signature]	
Crtao		16.09.2024.		Matea Martinić		[Signature]	
Pregledao				Matea Martinić		[Signature]	
Voditelj rada				Matija Hoić		[Signature]	
ISO - tolerancije		0,285		Objekt:		Objekt broj:	
Ø 45 F10/h11		0,025		Ø 60 F8/h8		0,122	
Ø 60 F8/h8		0,030		Ø 70 H8/u8		-0,056	
Ø 70 H8/u8		-0,148		Ø 70 F8/h8		0,122	
Ø 70 F8/h8		0,030		Ø 70 F9/h9		0,178	
Ø 70 F9/h9		0,030		Ø 80 H8/u8		-0,056	
Ø 80 H8/u8		-0,148		Ø 80 F9/h9		0,178	
Ø 80 F9/h9		0,030		Mjerilo originala		M 1:20	
Naziv:		Podizna platforma na bazi		Pozicija:		Format: A1	
Mjerilo originala		Robervalovog mehanizma		ZAVRŠNI RAD		Listova: 2	
Crtež broj:		MM-24-100-00		Masa: 4.103,13 kg		List: 1	



Projektirao	Datum	Ime i prezime	Potpis	 Studij strojarstva
Razradio	16.09.2024.	Mateja Martinčić		
Crtao	16.09.2024.	Mateja Martinčić		
Pregledao				
Voditelj rada		Matija Hoić		
Objekt:		Objekt broj:		
		R. N. broj:		
Napomena:		Smjer: Konstrukcijski		Kopija
Materijal:		Masa: 4,103,13 kg	ZAVRŠNI RAD	
 Mjerilo originala M 1:20	Naziv: Podizna platforma na bazi Robervalovog mehanizma		Pozicija:	Format: A2
	Crtež broj: MM-24-100-00			Listova: 2
				List: 2



Design by CADLab