

# Konstrukcija pokretne transportne platforme

---

Vartušek, Luka

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:235:194302>

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

Download date / Datum preuzimanja: **2024-07-10**

Repository / Repozitorij:

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



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU  
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

# ZAVRŠNI RAD

**Luka Vartušek**

Zagreb, 2024.

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU  
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

**KONSTRUKCIJA POKRETNE  
TRANSPORTNE PLATFORME**

Mentor:  
Izv. prof. dr. sc. Marko Jokić

Student:  
Luka Vartušek

Zagreb, 2024.

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

Ovim putem želim izraziti zahvalnost svima koji su bili temelj u mom procesu stjecanja znanja tijekom preddiplomskog studija, posebno mentoru prof. dr. sc. Marku Jokiću na korisnim savjetima, stručnosti i svojoj ukazanoj pomoći tijekom izrade završnog rada. Također se zahvaljujem svojoj obitelji, djevojci i prijateljima koji su mi bili konstantna podrška tijekom studiranja.

Luka Vartušek



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU  
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE



Središnje povjerenstvo za završne i diplomске ispite  
Povjerenstvo za završne i diplomске 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 / 01	
Ur.broj: 15 – 24 –	

## ZAVRŠNI ZADATAK

Student: **Luka Vartušek** JMBAG: **0035220566**

Naslov rada na hrvatskom jeziku: **Konstrukcija pokretne transportne platforme**

Naslov rada na engleskom jeziku: **Design of mobile scissor lift**

Opis zadatka:

Platforme s mogućnošću podešavanja visine koriste se pri utovaru i istovaru transportnih vozila, te uvelike olakšavaju proces transporta. Njihova osnovna uloga je podizanje tereta u razinu s vozilom radi lakšeg utovara ili istovara i spuštanje tereta radi lakšeg daljnjeg transporta. Izvedene su kao sastavni dio transportnih vozila ili kao samostalne pokretne platforme koje, uz podizanje i spuštanje tereta, omogućuju i prijevoz tereta.

U radu je potrebno konstruirati podiznu platformu namijenjenu utovaru i istovaru transportnih vozila s ručnim horizontalnim pomicanjem i ručnim hidrauličkim sustavom za podizanje i spuštanje. Dati pregled eventualnih postojećih rješenja, te predložiti potencijalna konstrukcijska rješenja. Za odabranu varijantu, provesti sintezu mehanizma za podizanje, odabrati hidraulički sustav podizanja te napraviti detaljnu konstrukcijsku razradu. Proračunati čvrstoću svih relevantnih dijelova. Načiniti svu potrebnu tehničku dokumentaciju.

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

Zadatak zadan:

30. 11. 2023.

Datum predaje rada:

1. rok: 22. i 23. 2. 2024.  
2. rok (izvanredni): 11. 7. 2024.  
3. rok: 19. i 20. 9. 2024.

Predviđeni datumi obrane:

1. rok: 26. 2. – 1. 3. 2024.  
2. rok (izvanredni): 15. 7. 2024.  
3. rok: 23. 9. – 27. 9. 2024.

Zadatak zadao:

Izv. prof. dr. sc. Marko Jokić

Predsjednik Povjerenstva:

Prof. dr. sc. Vladimir Soldo

**SADRŽAJ**

SADRŽAJ .....	I
POPIS SLIKA .....	III
POPIS TABLICA.....	V
POPIS TEHNIČKE DOKUMENTACIJE .....	VI
POPIS OZNAKA .....	VII
SAŽETAK.....	IX
SUMMARY .....	X
1. UVOD .....	1
1.1. Općenito o podiznim platformama.....	1
1.2. Utovarne rampe .....	1
1.3. Sredstva dobavne tehnike.....	2
1.3.1. Viličar.....	2
1.3.2. Pokretna transportna platforma .....	3
2. ANALIZA TRŽIŠTA I PATENATA .....	4
2.1. Analiza tržišta.....	4
2.1.1. SC-300-SM-JCB .....	4
2.1.2. SC-125-DM.....	5
2.1.3. SC-1250-S-M.....	5
2.2. Analiza patenata .....	6
2.2.1. Patent US6431319B1 .....	6
2.2.2. Patent CN210133715U .....	7
3. KONCEPTI .....	8
3.1. Morfološka matrica partikularnih rješenja .....	8
3.2. Koncept 1 .....	8
3.3. Koncept 2 .....	9
4. VREDNOVANJE KONCEPATA.....	10
5. SINTEZA ODABRANOG MEHANIZMA .....	11
6. SILE U SUSTAVU .....	12
6.1. Sile u sustavu – mehanizam u spuštenom položaju .....	12
6.2. Sile u sustavu – mehanizam u uzdignutom položaju .....	15
6.3. Odabir hidrauličkog sustava.....	21

6.3.1. Hidraulički cilindar .....	21
6.3.2. Hidraulička pumpa .....	23
6.4. Odabir kotača postolja.....	24
6.4.1. Odabir stražnjih kotača .....	24
6.4.2. Odabir prednjih kotača.....	25
7. PRORAČUN KRITIČNIH DIJELOVA KONSTRUKCIJE.....	26
7.1. Dugi krak škarastog mehanizma .....	26
7.1.1. Proračun čvrstoće drugog kraka škarastog mehanizma .....	26
7.1.2. Proračun izvijanja kraka škarastog mehanizma .....	27
7.2. Provjera čvrstoće U profila .....	28
7.3. Proračun ležajnog mjesta F .....	30
7.4. Poprečna greda između krakova mehanizma .....	31
7.4.1. Provjera čvrstoće poprečne grede između krakova mehanizma .....	31
7.4.2. Provjera krutosti poprečne grede između krakova mehanizma .....	32
7.4.3. Proračun zavora poprečne grede između krakova mehanizma .....	33
7.5. Proračun zavora ušica za gornji prihvat cilindra .....	34
7.6. Čvrstoća svornjaka za gornji prihvat cilindra.....	35
7.7. Viseća pločica .....	36
7.7.2. Proračun zavora viseće pločice .....	37
7.8. Donja poprečna greda za prihvat cilindra.....	38
7.8.1. Provjera čvrstoće donje poprečne grede za prihvat cilindra .....	38
7.8.2. Provjera krutosti donje poprečne grede za prihvat cilindra.....	39
7.8.3. Proračun zavora donje poprečne grede za prihvat cilindra .....	39
7.9. Proračun zavora donjih ušica za prihvat cilindra.....	40
7.10. Proračun svornjaka za donji prihvat cilindra.....	41
7.11. Proračun čvrstoće donje osovine kotača .....	42
7.12. Proračun čvrstoće gornje osovine kotača .....	43
7.13. Proračun ležajnih mjesta A i E .....	45
7.14. Proračun ležajnog mjesta B.....	46
7.15. Proračun ležajnog mjesta O.....	47
7.16. Dimenzioniranje platforme mehanizma .....	49
ZAKLJUČAK .....	51
LITERATURA.....	52
PRILOZI.....	53

**POPIS SLIKA**

Slika 1. Transportno vozilo sa naknadno ugrađenom utovarnom rampom .....	1
Slika 2. Čeoni viličar .....	2
Slika 3. Pokretna transportna platforma pogonjena elektromotorom.....	3
Slika 4. Primjer pokretne transportne platforme sa dva osnovna škarasta mehanizma.....	3
Slika 5. Maksimalno podignuta platforma SC-300-SM-JCB .....	4
Slika 6. Spuštena platforma SC-300-SM-JCB .....	4
Slika 7. SC-125-DM.....	5
Slika 8. SC-1250-S-M .....	5
Slika 9. Patent US6431319B1.....	6
Slika 10. Patent CN210133715U .....	7
Slika 11. Koncept 1 .....	9
Slika 12. Koncept 2 .....	9
Slika 13. Kut $\alpha$ škarastog mehanizma .....	11
Slika 14. Model škarastog mehanizma u spuštenom položaju .....	12
Slika 15. Komponente sile cilindra .....	12
Slika 16. Prvi krak škarastog mehanizma u spuštenom položaju .....	13
Slika 17. Drugi krak škarastog mehanizma u spuštenom položaju.....	14
Slika 18. Model škarastog mehanizma u uzdignutom položaju.....	15
Slika 19. Platforma oslobođena veza.....	15
Slika 20. Škarasti mehanizam u uzdignutom položaju.....	16
Slika 21. Prvi krak škarastog mehanizma u uzdignutom položaju .....	16
Slika 22. Drugi krak škarastog mehanizma u uzdignutom položaju .....	17
Slika 23. Dijagram uzdužnih i poprečnih sila te momenata savijanja za prvi krak u spuštenom položaju.....	19
Slika 24. Dijagram uzdužnih i poprečnih sila te momenata savijanja za drugi krak u spuštenom položaju.....	19
Slika 25. Dijagram uzdužnih i poprečnih sila te momenata savijanja za prvi krak u uzdignutom položaju.....	20
Slika 26. Dijagram uzdužnih i poprečnih sila te momenata savijanja za drugi krak u uzdignutom položaju .....	20
Slika 27. Hidraulički cilindar 640/2 .....	21
Slika 28. Ovisnost sile cilindra o nagibu mehanizma.....	22
Slika 29. Parametri hidrauličke pumpe.....	23
Slika 30. Stražnji kotači.....	24
Slika 31. Prednji kotači.....	25
Slika 32. U profil.....	28
Slika 33. Proračunski model U profila .....	29
Slika 34. Proračunski model grede za gornji prihvat cilindra.....	31



Slika 35. Proračunski presjek zavara ušica za gornji prihvat cilindra .....	34
Slika 36. Proračunski model zavara viseće pločice.....	37
Slika 37. Proračunski model grede za donji prihvat cilindra .....	38
Slika 38. Proračunski presjek zavara ušica za donji prihvat cilindra .....	40
Slika 39. Proračunski model donje osovine sa priradajućim dijagramima uzdužnih i poprečnih sila te momentima savijanja .....	42
Slika 40. Proračunski model gornje osovine sa priradajućim dijagramima uzdužnih i poprečnih sila te momentima savijanja .....	44
Slika 41. Karakteristike ležaja SKF-305805 C-27 .....	45
Slika 42. Proračunski model ležajnog mjesta O.....	47
Slika 43. Karakteristike brončane čahure SKF – PRMF 303420.....	48
Slika 44. Proračunski model platforme .....	49
Slika 45. Tablica progiba .....	49

**POPIS TABLICA**

Tablica 1. Morfološka matrica partikularnih rješenja .....	8
Tablica 2. Tablica usporedbe koncepata.....	10
Tablica 3. Maksimalna težina tereta i visina podizanja platforme .....	11
Tablica 4. Maksimalna i minimalna visina škarastog mehanizma.....	11
Tablica 5. Iznosi kuta $\beta$ .....	11
Tablica 6. Zahtjevi hidrauličkog cilindra.....	21
Tablica 7. Parametri hidrauličkog cilindra .....	22

**POPIS TEHNIČKE DOKUMENTACIJE**

LV – 01 – 00 – 00	Pokretna transportna platforma
LV – 01 – 01 – 00	Podnica
LV – 01 – 02 – 00	Nosač platforme
LV – 01 – 03 – 00	Platforma
LV – 01 – 04 – 00	Škarasti mehanizam
LV – 01 – 00 – 23	Ručka
LV – 01 – 01 – 02	L profil
LV – 01 – 01 – 03	Rebro
LV – 01 – 01 – 04	Ušica 1
LV – 01 – 01 – 05	Viseća pločica
LV – 01 – 01 – 07	U prihvati
LV – 01 – 01 – 08	Ušica 2
LV – 01 – 01 – 09	Ušica 3
LV – 01 – 01 – 11	Prihvati ručke
LV – 01 – 02 – 02	Ušica 5
LV – 01 – 04 – 01	Poluga
LV – 01 – 04 – 02	Osovina donjih kotača
LV – 01 – 04 – 03	Osovina gornjih kotača
LV – 01 – 04 – 05	Ušica 4
LV – 01 – 04 – 09	Osovina poluga

## POPIS OZNAKA

Oznaka	Jedinica	Opis
$A$	$\text{mm}^2$	Površina presjeka
$A_{zav}$	$\text{mm}^2$	Površina zavara
$C_0$	N	Statička nosivost ležaja
$D$	Nmm	Krutost savijanja ploče
$E$	$\text{N}/\text{mm}^2$	Youngov modul
$F_{Ay}$	N	Sila u smjeru y osi u osloncu A
$F_{By}$	N	Sila u smjeru y osi u osloncu B
$F_C$	N	Sila cilindra
$F_{Cx}$	N	Komponenta sile cilindra u smjeru x osi
$F_{Cy}$	N	Komponenta sile cilindra u smjeru y osi
$F_{Ey}$	N	Sila u smjeru y osi u osloncu E
$F_{Fx}$	N	Sila u smjeru x osi u osloncu F
$F_{Fy}$	N	Sila u smjeru y osi u osloncu F
$F_X$	N	Sila u smjeru x osi u osloncu O
$F_Y$	N	Sila u smjeru y osi u osloncu O
$G$	N	Težina tereta
$G'$	N	Težina poluga krakova škarastog mehanizma
$h$	mm	Debljina ploče
$h_{min}$	mm	Minimalna visina škarastog mehanizma
$h_{max}$	mm	Maksimalna visina škarastog mehanizma
$i$	mm	Polumjer tromosti presjeka
$I$	$\text{mm}^4$	Aksijalni moment presjek
$I_{min}$	$\text{mm}^4$	Najmanji aksijalni moment tromosti presjeka
$L$	mm	Duljina poluge kraka škarastog mehanizma
$l_0$	mm	Slobodna duljina izvijanja
$M$	Nmm	Moment savijanja
$M_{max}$	Nmm	Najveći moment savijanja
$N$	N	Uzdužna sila
$p$	bar	Nominalni operativni tlak
$p_u$	$\text{N}/\text{mm}^2$	Unutarnji površinski tlak
$p_v$	$\text{N}/\text{mm}^2$	Vanjski površinski tlak
$\Delta r$	mm	Hod cilindra
$r_{cil,min}$	mm	Minimalna duljina cilindra
$r_{cil,max}$	mm	Maksimalna duljina cilindra
$R_e$	$\text{N}/\text{mm}^2$	Granica tečenja
$R_m$	$\text{N}/\text{mm}^2$	Vlačna čvrstoća
$S$	—	Faktor sigurnosti

---

$W$	$\text{mm}^3$	Moment otpora presjeka
$w$	$\text{mm}$	Progib
$w_{dop}$	$\text{mm}$	Dopušteni progib
$\alpha_{min}$	$^\circ$	Minimalni kut škarastog mehanizma
$\alpha_{max}$	$^\circ$	Maksimalni kut škarastog mehanizma
$\beta_{min}$	$^\circ$	Minimalni kut djelovanja sile cilindra
$\beta_{max}$	$^\circ$	Maksimalni kut djelovanja sile cilindra
$\lambda$	—	Vitkost
$\lambda_p$	—	Granična vitkost
$\nu$	—	Poissonov koeficijent
$\sigma_{dop}$	$\text{N/mm}^2$	Dopušteno naprezanje
$\sigma_f$	$\text{N/mm}^2$	Naprezanje pri savijanju
$\sigma_{kr}$	$\text{N/mm}^2$	Kritično naprezanje
$\sigma_n$	$\text{N/mm}^2$	Normalno naprezanje
$\sigma_{red}$	$\text{N/mm}^2$	Reducirano naprezanje
$\tau_t$	$\text{N/mm}^2$	Smično naprezanje

## **SAŽETAK**

Platforme s mogućnošću podešavanja visine koriste se pri utovaru i istovaru transportnih vozila i uveike olakšavaju proces transporta. Glavna uloga im je podizanje tereta u razinu s vozilom radi lakšeg utovara, istovara ili daljnjeg transporta.

Cilj ovog rada je konstruirati pokretnu transportnu platformu kojoj će glavna zadaća biti podizanje te spuštanje tereta, kao i daljnji transport istog. Prvo je opisana podjela transportnih platformi te principi podizanja. Analizom tržišta spoznate su glavne karakteristike koje platforma mora ispuniti. Predložena su dva koncepta te je na temelju ocjenjivanja konceptata odabrano jedno rješenje za daljnju razradu. Proračunom kritičnih dijelova konstrukcije uvidjelo se u sigurnost platforme. 3D model je izrađen uz pomoć programskog paketa SolidWorks 2020.

## **SUMMARY**

Height-adjustable platforms are used when loading and unloading transport vehicles and often facilitate the transport process. Their main role is to raise the load to the level of the vehicle for easier loading, unloading or further transport.

The goal of this work is to design a mobile transport platform whose main task will be to raise and lower the load, as well as its further transport. First, the division of transport platforms and the principles of lifting are described. Market analysis revealed the main characteristics that the platform must fulfill. Two concepts were proposed, and based on the evaluation of the concepts, one solution was selected for further elaboration. The safety of the platform was seen through the calculation of the critical parts of the structure. The 3D model was created with the SolidWorks 2020 software package.

## 1. UVOD

### 1.1. Općenito o podiznim platformama

Platforme s mogućnošću podešavanja visine imaju široku primjenu u današnjoj industriji. Spadaju u sredstva dobavne tehnike te im je područje primjene raznoliko: dizanje, spuštanje, prijenos, pretovar, skladištenje, rukovanje materijalom i predmetima, kao i za prijevoz materijala, predmeta i ljudi na kraćim udaljenostima. [1]

U današnjem globalnom tržištu, logistika igra važnu ulogu u osiguravanju efikasnog i brzog protoka robe od proizvođača do krajnjih korisnika. Utovar i istovar tereta iz transportnih vozila predstavlja ključan korak u ovom procesu koji može značajno utjecati na ukupnu učinkovitost, troškove i zadovoljstvo kupaca.

Istovar, tj. utovar robe u transportna vozila može se vršiti pomoću utovarnih rampi koje su sastavni dio transportnog vozila ili uz pomoć sredstava dobavne tehnike koja mogu imati za pogonsko sredstvo sljedeće pogone:

- Hidraulički
- Pneumatski
- Ručni
- Elektromotorni pogon sa mehaničkim prijenosnicima snage

### 1.2. Utovarne rampe

Utovarna rampa može biti sastavni dio transportnog vozila ili naknadno ugrađena na transportno vozilo, a olakšava sam proces utovara i istovara robe. Za pogonsko sredstvo se najčešće koristi hidraulički pogon zbog jednostavnosti upravljanja te dobre i uravnotežene regulacije. Slika ispod prikazuje transportno vozilo sa naknadno ugrađenom utovarnom rampom.



**Slika 1. Transportno vozilo sa naknadno ugrađenom utovarnom rampom**



### 1.3. Sredstva dobavne tehnike

Ako transportno vozilo nema ugrađenu utovarnu rampu, za proces utovara i istovara potrebna je neka od vrsti sredstava dobavne tehnike. Pod dobavnom tehnikom se podrazumijeva premještanje robe u proizvoljnom smjeru i na ograničenim udaljenostima. [1]

#### 1.3.1. Viličar

Viličar pripada skupini manipulacijskih strojeva koji se u praksi koriste u velikom broju. Na današnjem stupnju razvoja tehnologije prometa postoje i koriste se razne vrste i tipovi viličara. Njihova primjena i uloga gotovo je nezamjenjiva u većini proizvodnih procesa, u skladištima i na terminalima. Jedna od glavnih značajki viličara je ta da su to strojevi sa suvremenim ekonomsko-tehničkim rješenjima i značajkama koje im osiguravaju pouzdanosti i ekonomičnost u primjeni. U strukturi zastupljenosti najbrojniji su ručni viličari kojih ima oko 85%, a nosivost im je do 2000kg. S obzirom na konstrukciju i mjesto djelovanja, viličari se mogu razlikovati po skupinama, tako se s obzirom na širinu djelovanja dijele u tri generacije. U prvu generaciju priradaju viličari sa slobodno nošenim teretom, u drugu generaciju spadaju tzv. "hibridni" viličari, a trećoj generaciji pripadaju suvremeni viličari u skladištima. [2]

Slika ispod prikazuje čeonu viličar koji je najzastupljeniji tip viličara. Podizanje i spuštanje tereta se obavlja vilicama vođenim po grani koja je smještena u prednjem dijelu i u smjeru gledanja vozača, zbog čega je i nazvan čeonu. Proizvodi se za sve standardizirane nosivosti od 1.2 tone nadalje. [3]



Slika 2. Čeonu viličar

### 1.3.2. Pokretna transportna platforma

Najrasprostranjeniji pogon koji se koristi u proizvodnji je hidraulički. Osnovne prednosti hidrauličkog pogona su jednostavno upravljanje, kontinuirana regulacija, manje mase u pokretu (inercijske sile), te samopodmazivanje. Osnovni nedostatak je opasnost od istjecanja ulja, buka agregata za napajanje uljem, skupa izrada zbog veoma precizne izrade. Primarna pogonska sredstva hidrauličkog pogona su elektromotor, Dieslov motor i ručni pogon. Pritisak ulja za ostvarivanje željenog pravocrtnog gibanja se ostvaruje sa zupčastom pumpom (do 12 MPa; stupanj djelovanja  $\eta \approx 0.8$ ) ili sa klipnom pumpom (normalni pritisak do 21 MPa, a maksimalni 35 MPa do 45 MPa; stupanj djelovanja  $\eta \approx 0.9$ ). [1]

Kod pokretnih podiznih transportnih platformi za pogonski sustav se najčešće koristi hidraulički pogon preko jednog cilindra. Hidrauličkim cilindrom moguće je ostvariti velike sile na relativno kratkom hodu.

Pokretna transportna platforma se može koristiti u slučajevima kad transportno vozilo nema ugrađenu utovarnu rampu ili u slučajevima kad roba nije paletizirana te razni visokopodizni paletari ili viličari nisu od pomoći. Također platforma može služiti i za transport same robe unutar skladišta ili industrijskog postrojenja što je od velike pomoći.

Na slici desno se nalazi pokretna transportna platforma škarastog mehanizma pogonjena hidrauličkim pogonom preko jednog cilindra.

U ovome slučaju pokretač hidrauličkog pogona je elektromotor.

Osim hidraulički pogonjena pokretna transportna platforma može biti pogonjena i ručni. Kod takvog pogona potreban tlak ulja za podizanje platforme se ostvaruje nogom pokretanom pumpom, dok se spuštanje tereta odvija uslijed djelovanja sile teže, uz otvaranje ventila.



Slika 3. Pokretna transportna platforma pogonjena elektromotorom



Slika 4. Primjer pokretne transportne platforme sa dva osnovna škarasta mehanizma

## 2. ANALIZA TRŽIŠTA I PATENATA

Tema ovog rada je konstruirati pokretnu podiznu platformu namijenjenu za utovar i istovar transportnih vozila s mogućnošću ručnog horizontalnog pomicanja i ručnim hidrauličkim sustavom za podizanje i spuštanje. Prema tome, prvo je potrebno uvidjeti trenutno stanje na tržištu analizom tržišta te pregledom postojećih patenata.

Pokretna transportna platforma, kao ključna inovacija u industriji, igra značajnu ulogu u olakšavanju utovara i istovara transportnih vozila, prijenosu opreme i materijala na različite radne visine te općenito olakšava proces transporta. Analiza patenata i tržišta omogućava dublje razumijevanje dinamičnosti industrije, potrebe korisnika te mogućnosti za inovaciju i rast. Također analiza patenata i tržišta ima važnu ulogu u razumijevanju konkurencije i potencijalnih pravaca budućeg razvoja.

### 2.1. Analiza tržišta

Na tržištu pokretnih podiznih platformi prisutan je konstantni rast zbog povećane potrebe za učinkovitijim i sigurnijim metodama podizanja i spuštanja tereta. Općenito se u industriji sve više prepoznaju prednosti ovih uređaja u pogledu poboljšanja produktivnosti i smanjenju rizika od ozljeda. Pri analizi svakog uređaja u obzir su uzete informacije koje su bitne za razvoj uređaja, kao što su minimalna visina sklopljene platforme, maksimalna visina dizanja, nosivost, dimenzije platforme te vlastita težina platforme.

#### 2.1.1. SC-300-SM-JCB

Radi se o podiznoj platformi Britanskog proizvođača JCB koji je vodeći u proizvodnji građevinske, poljoprivredne te industrijske opreme. Platforma je osnovnog škarastog mehanizma te raspon podiznja od potpuno spuštene platforme do maksimalno podignute iznosi 310 mm do 860 mm. Podizanje platforme pomoću osnovnog škarastog mehanizma je omogućeno hidrauličkim pogonom koji je pogonjen preko poluge nogom. Maksimalna težina tereta koji se može podići platformom je 300 kg. Težina platforme iznosi 80 kg, a dimenzije iznose: 520 x 850. Platforma je visokokvalitetne robusne konstrukcije koja sadržava stražnja dva kotača sa kočnicama koji sprječavaju pomicanje tijekom utovara i istovara tereta. Također, mehanizam hidrauličke pumpe je opremljen ventilom kojim se može upravljati te na taj način omogućiti glatko spuštanje i podizanje platforme. [4]



Slika 6. Spuštena platforma SC-300-SM-JCB



Slika 5. Maksimalno podignuta platforma SC-300-SM-JCB

### 2.1.2. SC-125-DM

Ova podizna platforma je Britanskog proizvođača Elevation. Platforma je izrađena od visokokvalitetne i robusne konstrukcije koja joj osigurava stabilnost pri utovaru i istovaru robe te sigurnost pri vožnji. Idealna je za podizanje tereta na nešto veće visine zbog dvostrukog škarastog mehanizma koji je pogonjen hidrauličkim cilindrom koji se aktivira nogom pokretanom pumpom. Hidraulički pogon je opremljen ventilom za preopterećenje te ventilom kojim se može upravljati pritisak ulja pumpe te se tako omogućiti glatko spuštanje. Maksimalna težina tereta koji se može podizati je 125 kg, dok samostalna platforma ima 100 kg. Visina platforme u potpuno spuštenom stanju iznosi 430 mm, a maksimalna visina na koju se teret može podići iznosi 1420 mm. Platforma je dimenzija 500 x 840 i opremljena sa kotačima od kojih su stražnja dva zakretna te kočnicama na stražnja dva kotača kako bi se teret mogao sigurno utovariti i istovariti. [5]



Slika 7. SC-125-DM

### 2.1.3. SC-1250-S-M

Ova mobilna podizna platforma Britanskog proizvođača Elevation namjenjena je za teške uvjete rada, vlastite težine 230 kg. Dimenzije od samo 840 x 1350 joj omogućavaju da bez problema savladava uske i skućene prostore. Maksimalna težina tereta koji platforma može podizati iznosi 1250 kg. Pošto se platforma koristi u teškim uvjetima rada, primarno se koristi



Slika 8. SC-1250-S-M

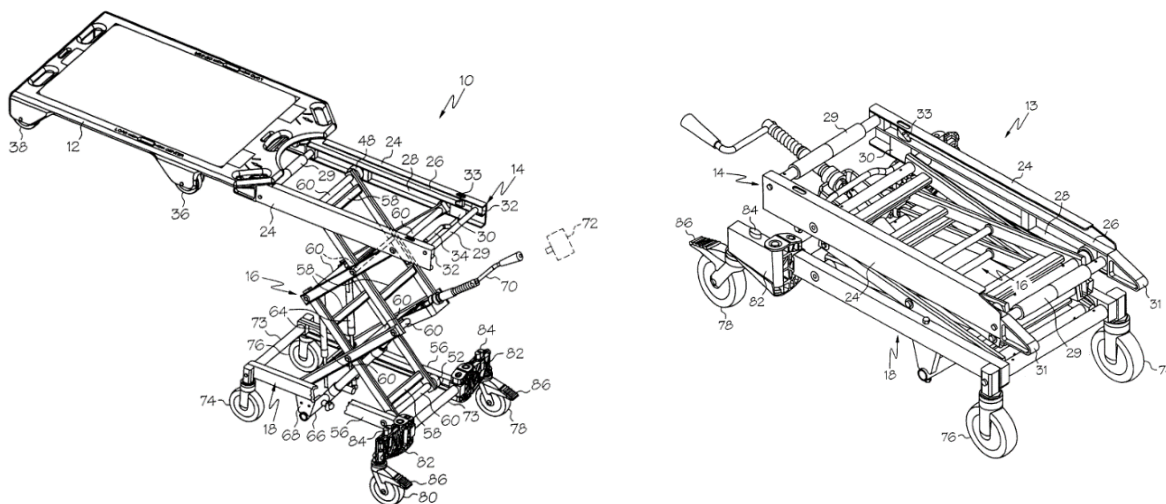
kao pokretni radni stol, ali u osnovi može služiti i kao transportna platforma. Od minimalne visine platforme 360 mm pa do maksimalne visine podizanja tereta od 1050 mm potrebno je 80 puta nogom preko poluge pokrenuti pumpu. Platforma se podiže pomoću osnovnog škarastog mehanizma, a također je opremljena i sa stražnjim zakretnim kotačima koji se mogu zakočiti. [6]

## 2.2. Analiza patenata

Razvoj pokretnih transportnih platformi ostvaruje se kroz inovativna tehnička rješenja koja omogućuju podizanje i spuštanje, kretanje i stabilnost različitih vrsti tereta na različitim radnim visinama. Danas na tržištu postoji niz patenata koji su vezani uz pokretnu transportnu platformu. Oni nam služe kako bi se uvidjelo trenutno stanje na tržištu te kako bi bolje shvatili funkcioniranje.

### 2.2.1. Patent US6431319B1

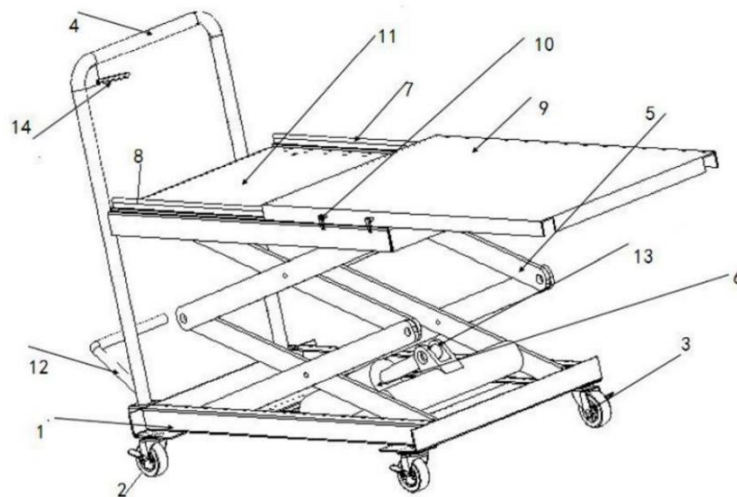
Patent opisuje kolica podesiva po visini s odvojivim stolom za prijevoz tereta. On rješava problem postojećih rješenja za transport opreme tako što ima jedinstven škarasti mehanizam podizanja koji je jednostavan za prijevoz. Kolica se sastoje od okvira sa slobodnim kotačima koji služe kao podvozje, ima stražnje kotače koji se mogu izvući van za stabilniji prijevoz tereta te se vratiti u početnu poziciju radi lakšeg skladištenja. Za paralelno podizanje se koristi dvostruki škarasti mehanizam, koji se sastoji od dva osnovna škarasta mehanizma koji su postavljeni jedan na drugi i krajevi su im zglobno povezani osovinama. Pogon škarastog mehanizma u patentu nije točno specificiran, no on omogućava podizanje stola u odnosu na okvir sa kotačima. Kolica imaju stol koji je odvojiv te ima svoje kotače koji također kao i kolica mogu prevoziti teret. Stol se može fiksirati za potporni okvir kako ne bi skliznuo tijekom prijevoza tereta.



Slika 9. Patent US6431319B1

### 2.2.2. Patent CN210133715U

Ovo je kineski patent koji se odnosi na područje tehnologije utovara i istovara te predstavlja mobilnu podiznu platformu namijenjenu za pomoć pri utovaru i istovaru teških alata i raznih predmeta na određenu visinu. Platforma se sastoji se od čvrstog okvira sa 4 kotača, od čega su prednja dva fiksna dok su zadnja dva okretljiva za 360 stupnjeva čime se osigurava upravljivost i precizno pozicioniranje. Mehanizam podizanja platforme je dvostruki škarasti koji se sastoji od dva osnovna škarasta mehanizma koji su postavljeni jedan na drugi te zglobno povezani. Dvostruki škarasti mehanizam je pogonjen hidrauličkim pogonom koji je odgovoran za podizanje platforme na željenu visinu. Potrebni tlak ulja potreban za podizanje platforme se ostvaruje nogom pokretanom pumpom. Spuštanje platforme se odvija uslijed djelovanja sile teže otvaranjem ventila pomoću ručke koja se nalazi na šipci za vožnju. Donja ploča platforme je montirana na škarasti mehanizam. Ona ima jedinstvenu izvedbu sa paralelno postavljene dvije vodilice koje se protežu uz punu duljinu ploče kako bi omogućile horizontalno kretanje iste. Gornja ploča oslanja se na donjoj ploči preko dvije vodilice. Kopča za zaključavanje osigurava stabilan položaj gornje ploče što omogućuje siguran utovar i istovar. Kotači mobilne podizne platforme imaju i mehaničke kočnice koje se aktiviraju stiskanjem poluge nogom kako bi utovar i istovar tereta bio siguran da ne dođe do neželjenog kretanja platforme.



Slika 10. Patent CN210133715U

### 3. KONCEPTI

Nakon detaljnog pregleda postojećih rješenja na tržištu te uvida u patente vidljivo je koje glavne funkcije pokretna transportna platforma mora izvršiti.

#### 3.1. Morfološka matrica partikularnih rješenja

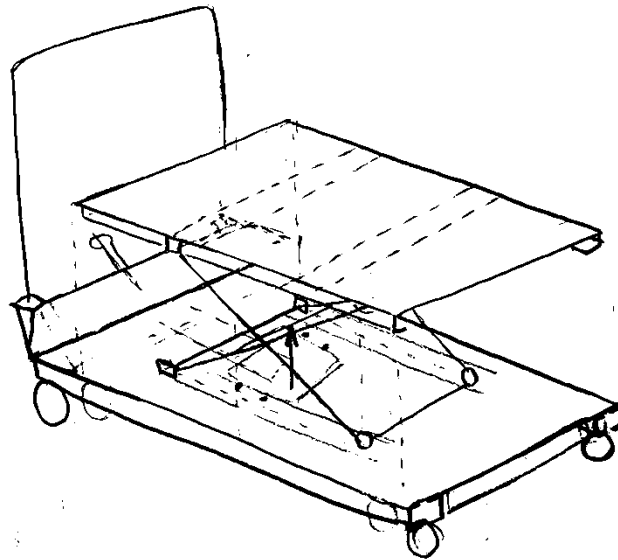
Morfološka matrica daje prikaz partikularnih rješenja pojedinih funkcija koje uređaj mora izvršiti te samim time olakšava izradu koncepta.

**Tablica 1. Morfološka matrica partikularnih rješenja**

<b>Funkcija</b>	<b>Rješenje</b>	
Hidrauličku energiju u mehaničku pretvoriti	Hidraulički cilindar	
Horizontalno gibanje platforme	Kotači, ručka	
Platformu sigurno zaustaviti	Kočnica na kotaču	
Kotače voditi	U profil	Ploča, vodilice
Prihvat hidrauličkog cilindra	Debelostjena cijev	Profil za prihvat
Teret prihvatiti	Slobodno oslonjena platforma	Varena platforma

#### 3.2. Koncept 1

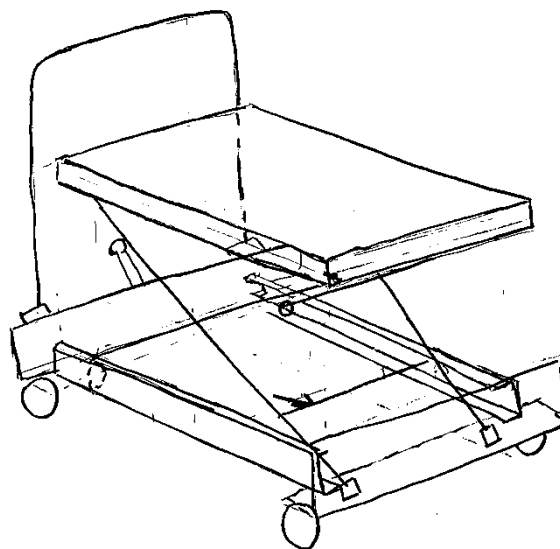
Koncept 1 se sastoji od donje platforme koja je po dužim stranicama ojačana sa po 2 U profila dok je po kraćim stranicama ojačana sa po jednim U profilom. Kotači za vožnju se pričvršćuju na krajeve U profila. Zadnji kotači su okretni te osigurani kočnicom zbog sigurnijeg rukovanja teretom. Ručka za vožnju je izrađena na način da se utakne u trokutasti profil koji je zavaren za donju platformu. Škarasti mehanizam bit će uži od same donje platforme što znači da će gornja platforma biti nešto manjih dimenzija od donje. Ušice za prihvat krakova poluga su zavarene za platforme, gornji kotači vođeni U profilima, a donji kotači vodilicama. Gornja platforma varena je za U profile te dodatno ukrućena pravokutnim profilima. Hidraulički cilindar je uležišten ispod donje platforme te je pogonjen nogom pokretanom hidrauličkom pumpom koja je također smještena ispod platforme. Sila hidrauličkog cilindra na škarasti mehanizam djeluje okomito na debelostjenu cijev koja je zavarena između poluga škarastog mehanizma.



Slika 11. Koncept 1

### 3.3. Koncept 2

Koncept 2 se sastoji od donjih U profila koji su povezani L profilima za koje se vare. Kotači za vožnju su postavljeni na krajeve te su stražnji kotači okretni i osigurani kočnicom zbog sigurnijeg rukovanja teretom. Ušice za prihvat krakova poluga su varene za L profil, dok su kotači vođeni U profilima. Ručka za vožnju je izrađena na način na de utakne u profile koji su zavareni za L profil. Ušice za gornji prihvat krakova poluga su varene za ploču koja povezuje dva gornja U profile. Platforma je ploča koja je slobodno oslonjena na gornje U profile. Hidraulički cilindar zajedno sa hidrauličkom pompom je smješten ispod platforme te djeluje pod održanim kutem na deblostjenu cijev koja je varena između krakova škarastog mehanizma.



Slika 12. Koncept 2



#### 4. VREDNOVANJE KONCEPATA

Kako bi se odabrao bolji koncept, koristi se tablica za usporedbu funkcija i kriterija koje pokretna transportna platforma treba ispuniti. Dodavanjem (+) za koncept koji bolje realizira određenu funkciju te dodavanjem (–) za koncept koji lošije realizira istu funkciju će se doći do koncepta sa kojim se ide u daljnju razradu.

Tablica 2. Tablica usporedbe koncepata

Kriterij	Koncept 1	Koncept 2
Dimenzije	+	+
Masa	–	+
Stabilnost	–	+
Transport	+	–
Pogon	+	+
Jednostavnost izrade	–	+
Maksimalna visina	–	+
Minimalna visina	+	–
Veličina platforme za prihvat tereta	–	+
Funkcionalnost	–	+
Potrebna sila hidrauličkog cilindra	+	–
Masa	+	+
Cijena	–	+
<b>SUMA</b>	<b>6</b>	<b>10</b>

Nakon vrednovanja koncepata za daljnju konstrukcijsku razradu se odabire drugi koncept.

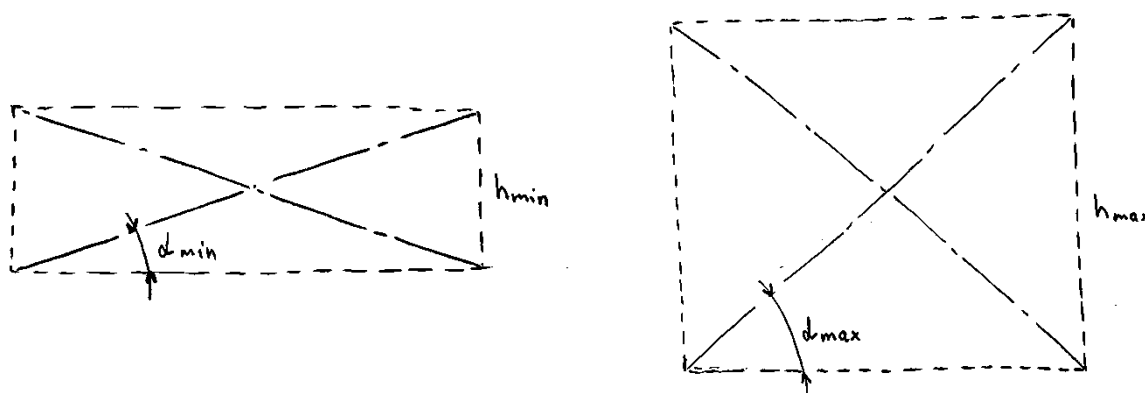
## 5. SINTEZA ODABRANOG MEHANIZMA

Prvo je potrebno odrediti maksimalnu težinu tereta koju platforma mora podići te maksimalnu visinu podizanja istog. Sljedeća tablica to prikazuje.

**Tablica 3. Maksimalna težina tereta i visina podizanja platforme**

Maksimalna težina tereta [kg]	300
Maksimalna visina podizanja [mm]	1100

Za daljnji proračun potrebno je odrediti maksimalan i minimalan kut škarastog mehanizma, u spušenom te uzdignutom položaju što prikazuje slika ispod.



**Slika 13. Kut  $\alpha$  škarastog mehanizma**

Maksimalna i minimalna visina škarastog mehanizma iznose:

**Tablica 4. Maksimalna i minimalna visina škarastog mehanizma**

$h_{\min}$ [mm]	133
$h_{\max}$ [mm]	757

Sila cilindra djeluje pod kutem  $\beta$  s obzirom na horizontalu. Sljedeća tablica prikazuje iznose kuta  $\beta$  u spušenom te uzdignutom položaju:

**Tablica 5. Iznosi kuta  $\beta$**

$\beta_{\min}$ [°]	31.6
$\beta_{\max}$ [°]	41.2

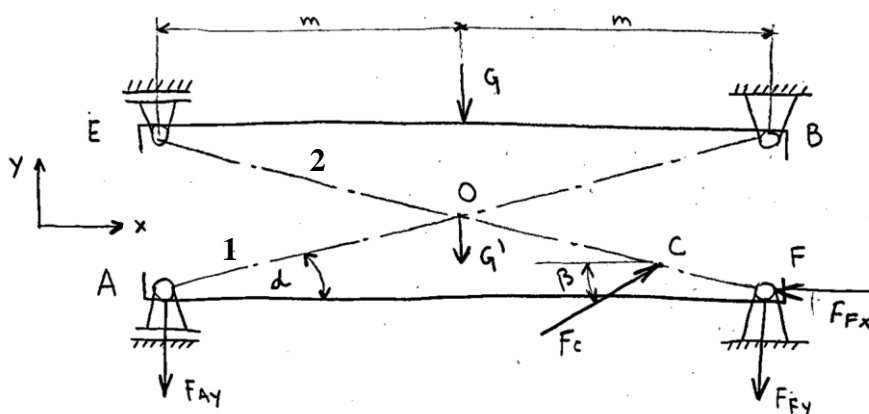
Pojedina poluga škarastog mehanizma duljine je 950 mm te je njezina težina 7,9 kg.

## 6. SILE U SUSTAVU

Za izračun sila u sustavu uzeta je pretpostavka da sila težine tereta  $G$  djeluje u središtu platforme pa sile reakcija koje će biti izračunate, biti će potrebno podijeliti sa 2 kako bi se dobili odgovarajući kvantitativni  $N$ ,  $Q$  i  $M$  dijagrami za svaki krak zasebno.

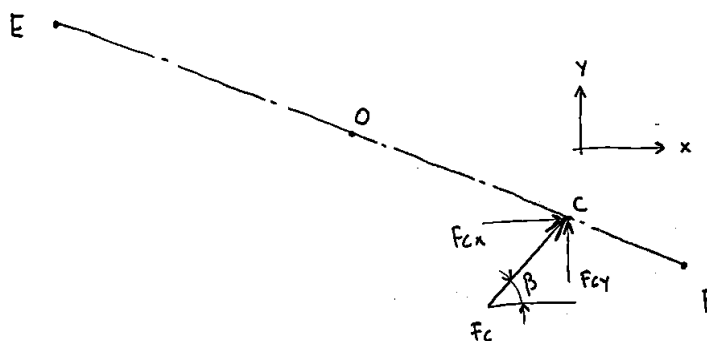
### 6.1. Sile u sustavu – mehanizam u spuštenom položaju

Za dublje razumijevanje dinamike sustava, ključno je proučavanje sila koje djeluju unutar njega. U ovom poglavlju određene su sile u sustavu koje su potrebne za proračun čvrstoće. Slika ispod prikazuje model škarastog mehanizma nosive konstrukcije.



Slika 14. Model škarastog mehanizma u spuštenom položaju

Škarasti mehanizam se sastoji od po dva kraka sa svake strane gdje je svaki krak duljine  $L$ . Sila cilindra  $F_c$  djeluje na krak u točki C, komponente sile cilindra u x i y ravnini na krak iznose:

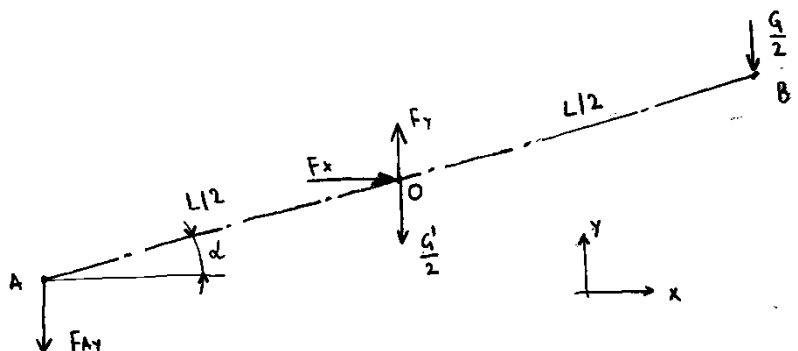


Slika 15. Komponente sile cilindra

$$\sin(\beta) = \frac{F_{Cy}}{F_C} \rightarrow F_{Cy} = F_C \cdot \sin(\beta), \quad (1)$$

$$\cos(\beta) = \frac{F_{Cx}}{F_C} \rightarrow F_{Cx} = F_C \cdot \cos(\beta). \quad (2)$$

Jednadžbe sila u osloncima prvog kraka škarastog mehanizma su određene slikom:



Slika 16. Prvi krak škarastog mehanizma u spuštenom položaju

Jednadžbe ravnoteže:

$$\sum F_x = F_X = 0, \quad (3)$$

$$\sum F_y = -\frac{G}{2} - \frac{G'}{2} + F_Y - F_{A_y} = 0, \quad (4)$$

$$\sum M_A = -\frac{G}{2} \cdot L \cdot \cos(\alpha) - \frac{G'}{2} \cdot \frac{L}{2} \cdot \cos(\alpha) + F_Y \cdot \frac{L}{2} \cdot \cos(\alpha) = 0, \quad (5)$$

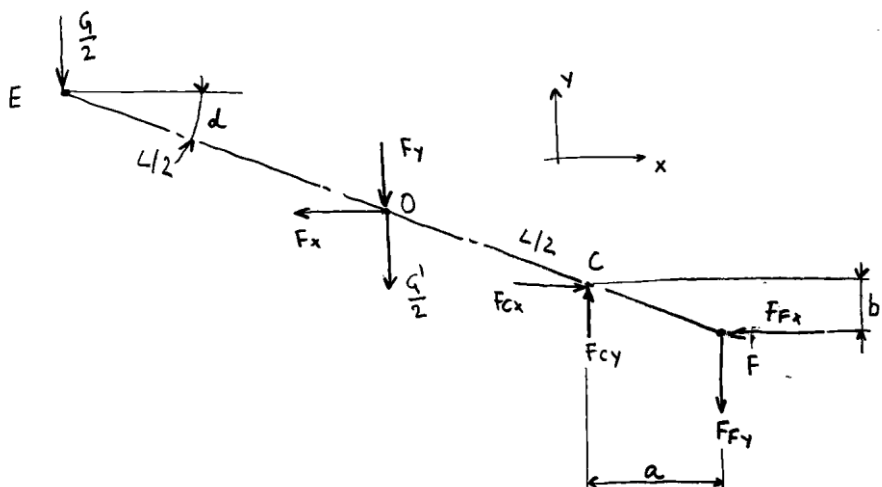
iz čega slijedi:

$$F_X = 0 \text{ N}, \quad (6)$$

$$F_Y = G + \frac{G'}{2} = 3098 \text{ N}, \quad (7)$$

$$F_{A_y} = \frac{G}{2} = 1471,5 \text{ N}. \quad (8)$$

Jednadžbe sila u osloncima te potrebna sila u cilindru drugog kraka škarastog mehanizma su određene slikom:



Slika 17. Drugi krak škarastog mehanizma u spušenom položaju

Jednadžbe ravnoteže:

$$\sum F_x = F_{C_x} - F_{F_x} = 0, \quad (9)$$

$$\sum F_y = -\frac{G}{2} - \frac{G'}{2} - F_Y + F_{C_y} - F_{F_y} = 0, \quad (10)$$

$$\sum M_F = \frac{G}{2} \cdot L \cdot \cos(\alpha) + \frac{G'}{2} \cdot \frac{L}{2} \cdot \cos(\alpha) + F_Y \cdot \frac{L}{2} \cdot \cos(\alpha) - F_{C_y} \cdot a - F_{C_x} \cdot b = 0, \quad (11)$$

iz čega slijedi:

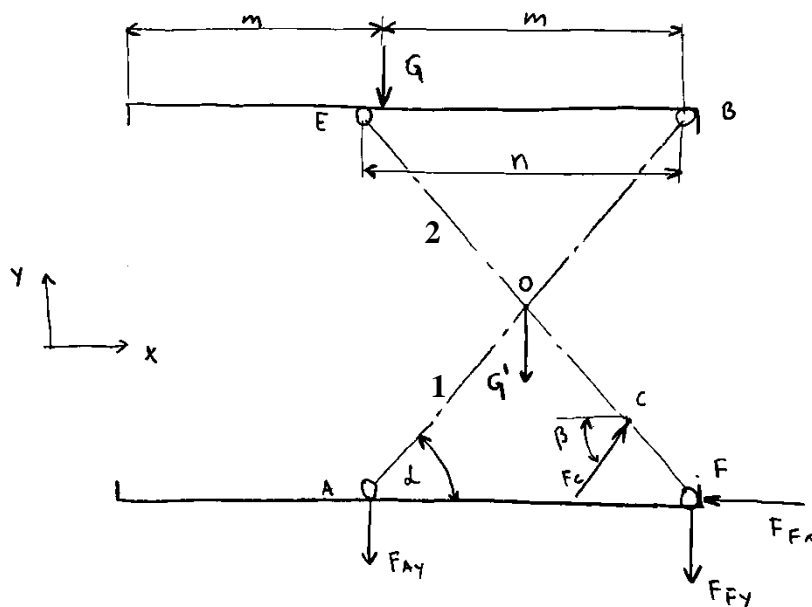
$$F_C = \frac{\frac{1}{2} \cdot L \cdot \cos(\alpha) \cdot \left( G + \frac{G'}{2} + F_Y \right)}{\sin(\beta) \cdot a + \cos(\beta) \cdot b} = 20225 \text{ N}, \quad (12)$$

$$F_{F_y} = -\frac{G}{2} - \frac{G'}{2} - F_Y + F_C \cdot \sin(\beta) = 5925 \text{ N}, \quad (13)$$

$$F_{F_x} = F_C \cdot \cos(\beta) = 17311 \text{ N}. \quad (14)$$

## 6.2. Sile u sustavu – mehanizam u uzdignutom položaju

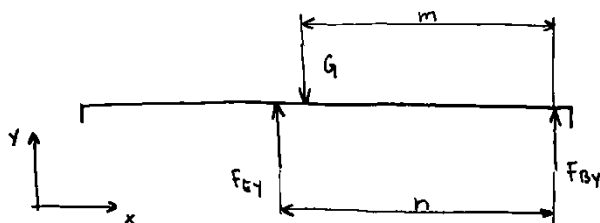
Sljedeća slika prikazuje skicu konstrukcije škarastog mehanizma u uzdignutom položaju.



Slika 18. Model škarastog mehanizma u uzdignutom položaju

Pod pretpostavkom da se teret smjesti u središte platforme, sile reakcija u gornjim osloncima nisu identične kao što je to slučaj dok je platforma u spušenom položaju.

Slika ispod prikazuje platformu oslobođenu veza te iznose reakcija u osloncima.



Slika 19. Platforma oslobođena veza

Jednadžbe ravnoteže:

$$\sum F_y = F_{Ey} + F_{By} - G = 0, \quad (15)$$

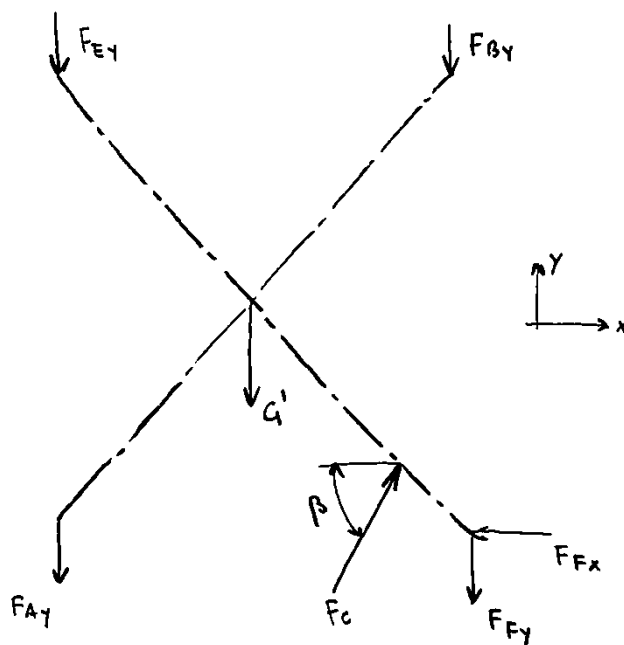
$$\sum M_B = -F_{Ey} \cdot n + G \cdot m = 0, \quad (16)$$

iz čega slijedi:

$$F_{Ey} = G \cdot \frac{m}{n} = 2660 \text{ N}, \quad (17)$$

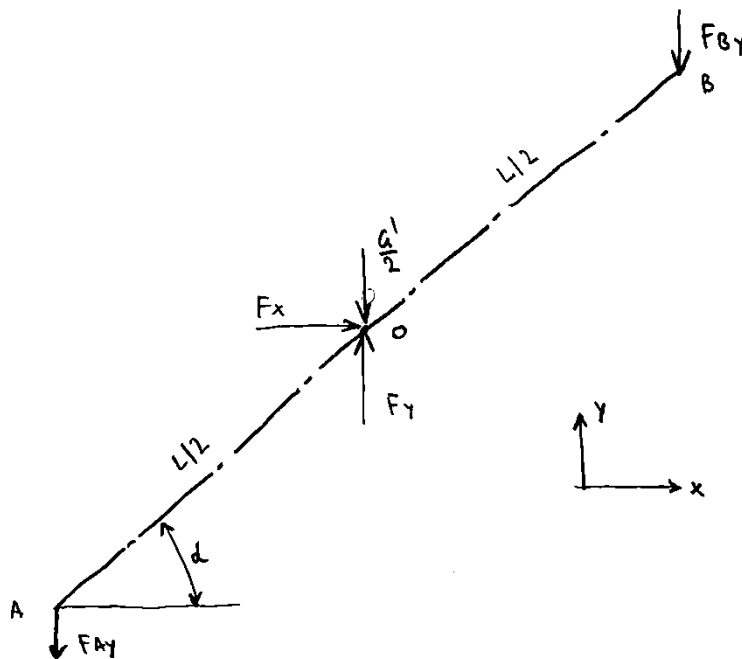
$$F_{By} = G - F_{Ey} = 283 \text{ N}. \quad (18)$$

Nakon određenih reakcija u osloncima, model konstrukcije škarastog mehanizma u uzdignutom položaju izgleda:



Slika 20. Škarasti mehanizam u uzdignutom položaju

Jednadžbe sila u osloncima prvog kraka škarastog mehanizma u uzdignutom položaju su određene slikom:



Slika 21. Prvi krak škarastog mehanizma u uzdignutom položaju

Jednadžbe ravnoteže:

$$\sum F_x = F_X = 0, \quad (19)$$

$$\sum F_y = -F_{By} - \frac{G'}{2} + F_Y - F_{Ay} = 0, \quad (20)$$

$$\sum M_A = -F_{By} \cdot L \cdot \cos(\alpha) - \frac{G'}{2} \cdot \frac{L}{2} \cdot \cos(\alpha) + F_Y \cdot \frac{L}{2} \cdot \cos(\alpha) = 0, \quad (21)$$

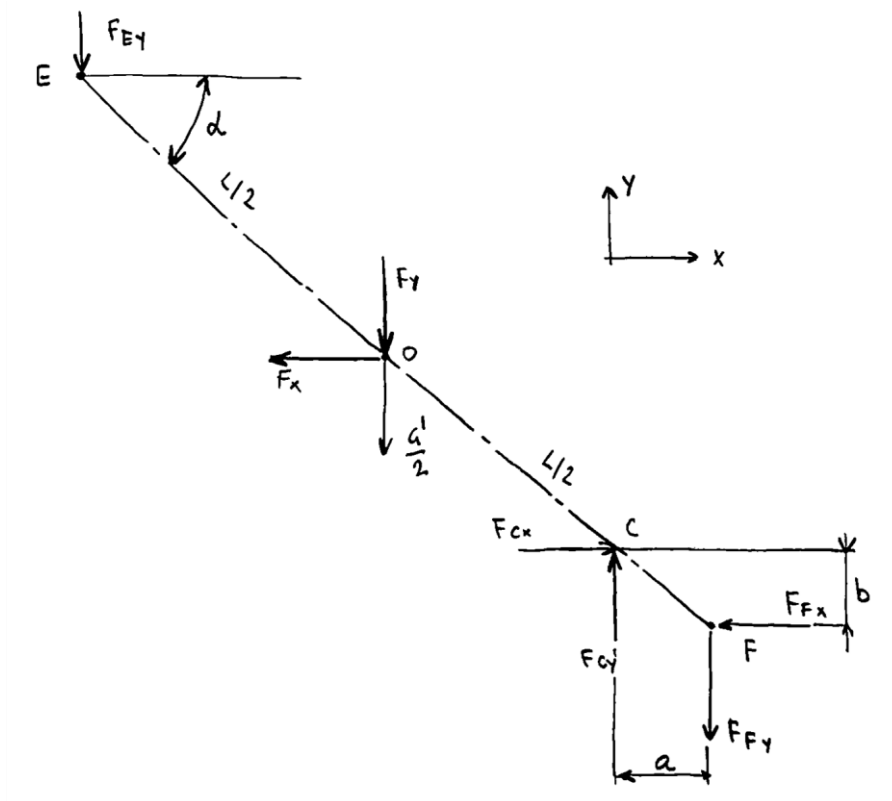
iz čega sledi:

$$F_X = 0 \text{ N}, \quad (22)$$

$$F_Y = 2 \cdot F_{By} + \frac{G'}{2} = 721 \text{ N}, \quad (23)$$

$$F_{Ay} = F_Y - F_{By} - \frac{G'}{2} = 283 \text{ N} \quad (24)$$

Jednadžbe sila u osloncima te sila cilindra drugog kraka škarastog mehanizma u uzdignutom položaju su određene slikom:



Slika 22. Drugi krak škarastog mehanizma u uzdignutom položaju



Jednadžbe ravnoteže:

$$\sum F_x = F_{C_x} - F_{F_x} = 0, \quad (25)$$

$$\sum F_y = -F_{E_y} - \frac{G'}{2} - F_Y + F_{C_y} - F_{F_y} = 0, \quad (26)$$

$$\sum M_F = F_{E_y} \cdot L \cdot \cos(\alpha) + \frac{G'}{2} \cdot \frac{L}{2} \cdot \cos(\alpha) + F_Y \cdot \frac{L}{2} \cdot \cos(\alpha) - F_{C_y} \cdot a - F_{C_x} \cdot b = 0, \quad (27)$$

iz čega slijedi:

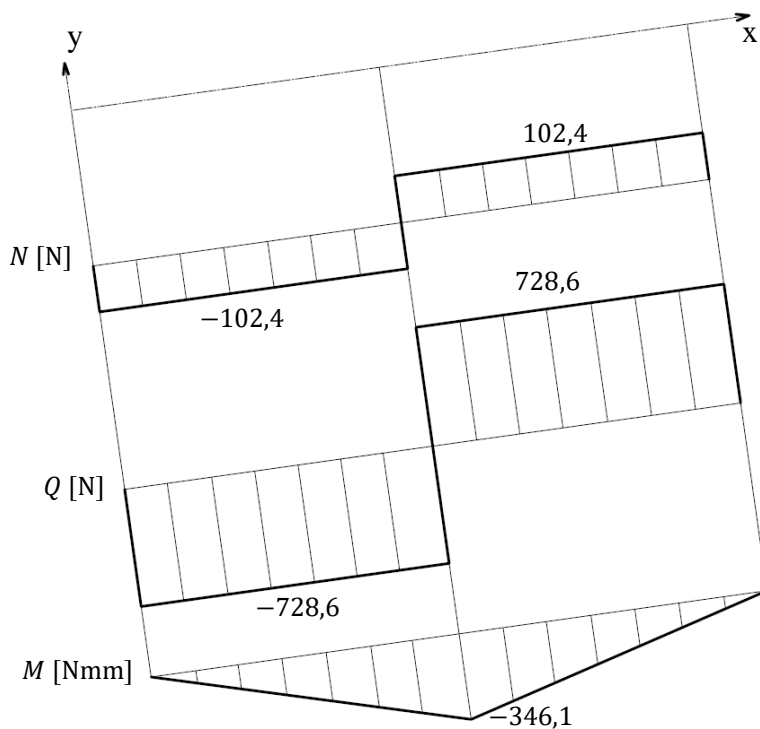
$$F_C = \frac{L \cdot \cos(\alpha) \cdot \left( F_{E_y} + \frac{1}{4} \cdot G' + \frac{1}{2} \cdot F_Y \right)}{\sin(\beta) \cdot a + \cos(\beta) \cdot b} = 7935 \text{ N}, \quad (28)$$

$$F_{F_y} = -F_{E_y} - \frac{G'}{2} - F_Y + F_C \cdot \sin(\beta) = 1691 \text{ N}, \quad (29)$$

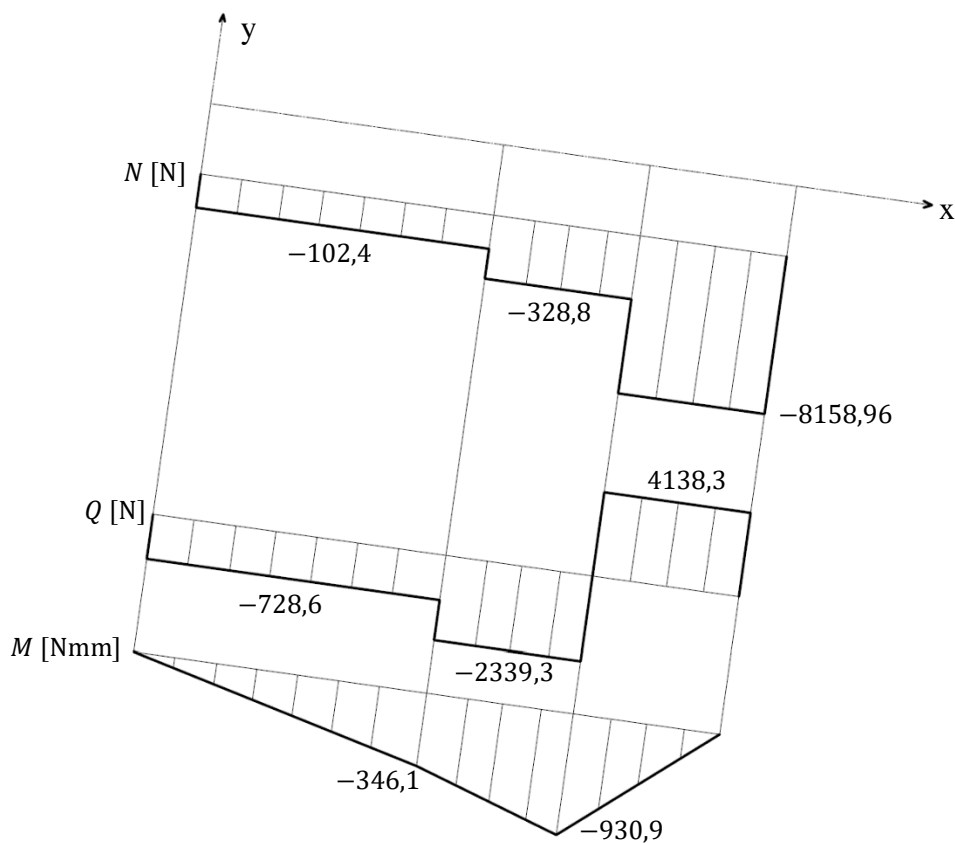
$$F_{F_x} = F_C \cdot \cos(\beta) = 5970 \text{ N}. \quad (30)$$

Nakon dobivenih sila reakcija u osloncima te sile cilindra, sljedeće slike prikazuju kvantitativne  $N$ ,  $Q$  i  $M$  dijagrame za krakove podizne platforme u spušenom i uzdignutom položaju koji nam pomažu pri vizualnoj reprezentaciji raspodjele sila i momenta duž krakova.

Slike 23 i 24 prikazuju  $N$ ,  $Q$  i  $M$  dijagrame za prvi i drugi krak podizne platforme u spuštenom položaju:

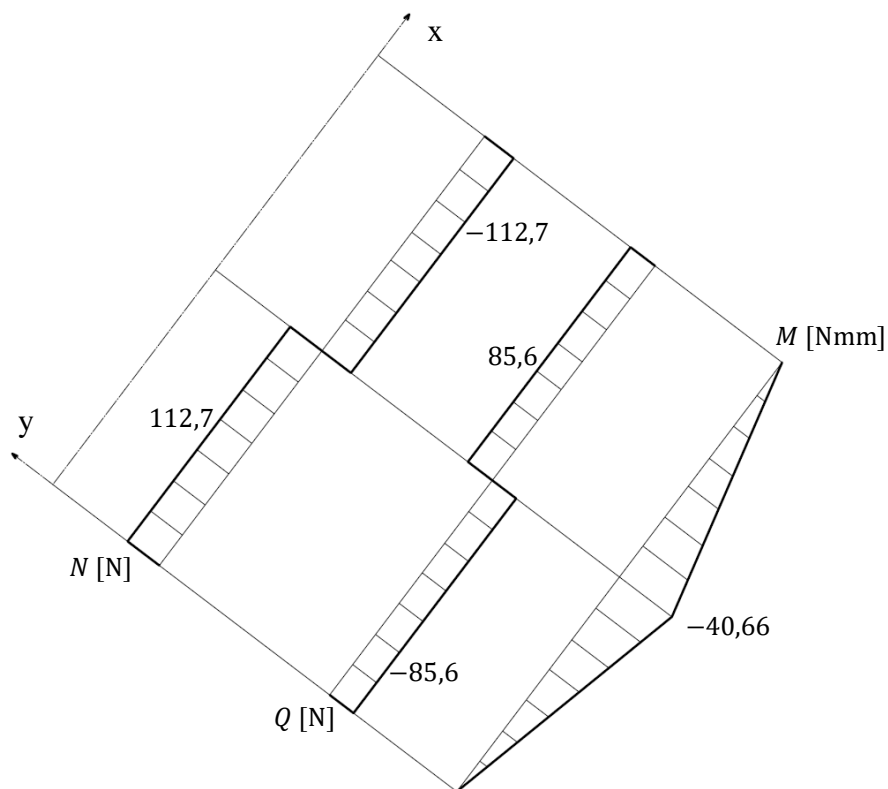


Slika 23. Dijagram uzdužnih i poprečnih sila te momenata savijanja za prvi krak u spuštenom položaju

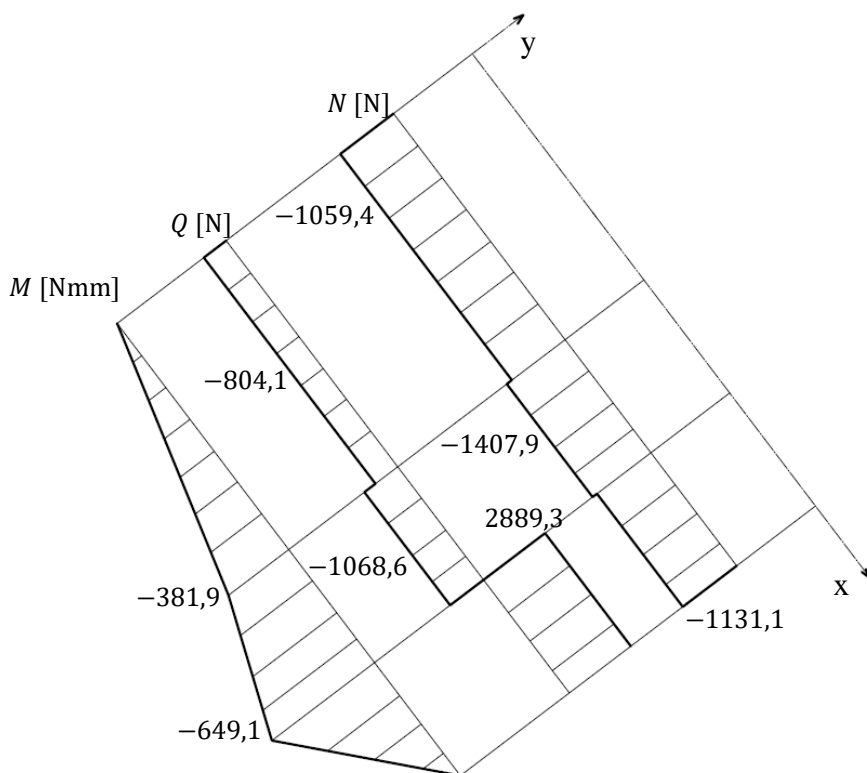


Slika 24. Dijagram uzdužnih i poprečnih sila te momenata savijanja za drugi krak u spuštenom položaju

Slike 25 i 26 prikazuju  $N, Q$  i  $M$  dijagrame za prvi i drugi krak podizne platforme u uzdignutom položaju:



Slika 25. Dijagram uzdužnih i poprečnih sila te momenata savijanja za prvi krak u uzdignutom položaju



Slika 26. Dijagram uzdužnih i poprečnih sila te momenata savijanja za drugi krak u uzdignutom položaju

### 6.3. Odabir hidrauličkog sustava

Sustav pomoću kojeg je omogućeno podizanje platforme je hidraulički sustav koji se sastoji od jednoradnog hidrauličkog cilindra i nogom pokretane hidrauličke pumpe. Hidraulička pumpa je uređaj koji se koristi za stvaranje hidrauličkog pritiska. Kad korisnik preko poluge nogom ostvari silu na hidrauličku pumpu, u hidrauličkoj tekućini se stvara pritisak koji se prenosi crijevom do jednoradnog hidrauličkog cilindra. Cilindar je metalna cijev zatvorena na jednom kraju i opremljena klipom sa unutrašnje strane. Kad se hidraulički pritisak primijeni na jednoj strani klipa, hidraulička tekućina gura klip prema drugom kraju cilindra. Kad se klip pomiče to stvara mehaničku silu na škarasti mehanizam te mu omogućuje podizanje. Nakon postizanja željene ili maksimalno moguće visine, na hidrauličkoj pumpi se otpusti pritisak te se klipu omogući vraćanje u početni položaj gravitacijom.

#### 6.3.1. Hidraulički cilindar

Zahtjevi koje hidraulički cilindar mora ispuniti:

Tablica 6. Zahtjevi hidrauličkog cilindra

Radna sila u cilindru [N]	$F_{cil} > 20225 \text{ N}$
Minimalna duljina cilindra [mm]	$r_{cil,min} < 350 \text{ mm}$
Maksimalna duljina cilindra [mm]	$r_{cil,max} > 500 \text{ mm}$

Temeljem zahtjevanih uvjeta odabire se jednoradni hidraulički cilindar proizvođača **C&C Hydraulics**:

**640 Series – 640/2.** (31)



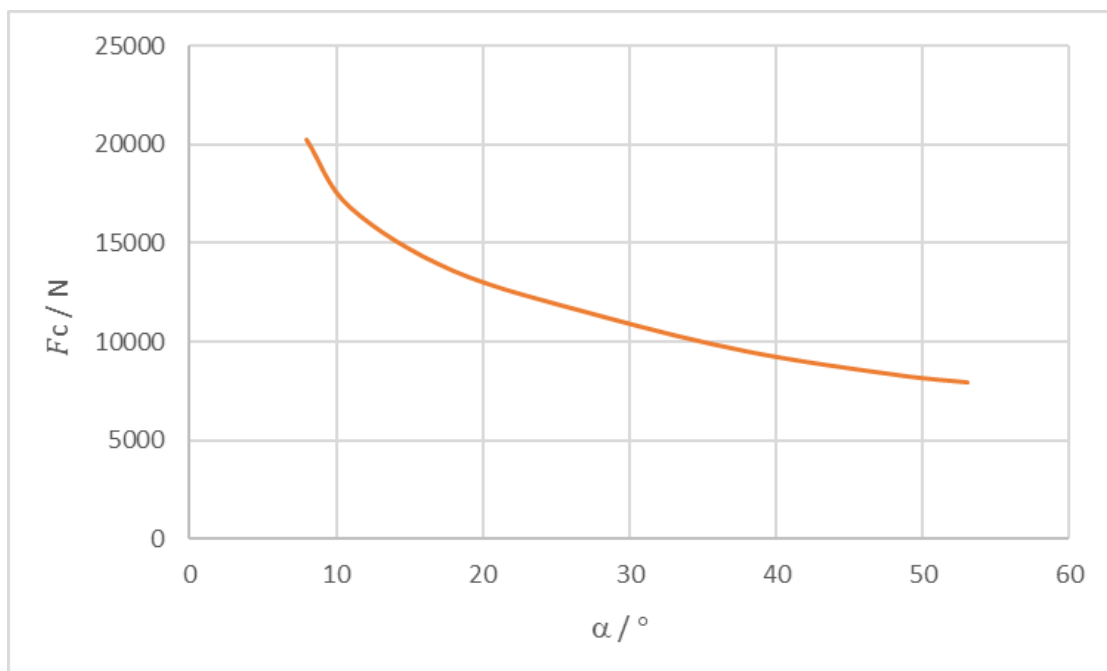
Slika 27. Hidraulički cilindar 640/2

Sljedeća tablica prikazuje karakteristike cilindra:

**Tablica 7. Parametri hidrauličkog cilindra**

Nominalni operativni tlak [bar]	$p = 200 \text{ bar}$
Promjer klipa cilindra [mm]	$D = 40 \text{ mm}$
Radna sila u cilindru [N]	$F_{cil} = 25100 \text{ N}$
Minimalna duljina cilindra [mm]	$r_{cil,min} = 330 \text{ mm}$
Hod cilindra [mm]	$\Delta r = 200 \text{ mm}$

Sljedeći dijagram prikazuje ovisnost kuta  $\alpha$  mehanizma te kuta  $\beta$  hidrauličkog cilindra i sile hidrauličkog cilindra  $F_C$ .



**Slika 28. Ovisnost sile cilindra o nagibu mehanizma**

Iz dijagrama je potvrđena tvrdnja da će maksimalna sila hidrauličkog cilindra biti kod najmanjeg kuta  $\alpha$ , odnosno najmanja kod najvećeg kuta  $\alpha$ .

### 6.3.2. Hidraulička pumpa

Nogom pokretana hidraulička pumpa omogućava korisniku da ručno generira hidraulički tlak koji se prenosi kroz sustav do cilindra. Budući da je pumpa pokretana ljudskom snagom, omogućuje preciznu kontrolu brzine i snage kojom se pokreće hidraulički cilindar. Kod preciznog određivanja visine podizanja mehanizma ovo je vrlo korisno. S obzirom na to da je pumpa pokretana ljudskom snagom, ne zahtijeva vanjske izvore energije poput električne energije ili motora, što je čini mobilnom i neovisnom o vanjskim uvjetima ili izvorima napajanja.

Uvjet koji hidraulička pumpa mora ispuniti je omogućiti nominalni operativni tlak od 200 bar. Odabire se hidraulička pumpa proizvođača “**ENERPAC**”:

P51.

(32)

Hidraulička pumpa je sljedećih karakteristika:



Maximum Operating Pressure (bar)	200
Pressure Rating 1st Stage (bar)	200
Pressure Rating 2nd Stage (bar)	-
Cylinder Compatability	Single-acting
Pump Type	Single Speed
Reservoir Capacity (cm <sup>3</sup> )	819
Usable Oil Capacity (cm <sup>3</sup> )	819
Maximum Flow at Rated Pressure	4,10 cm <sup>3</sup> /stroke
Oil Displacement Per Stroke 1st Stage (cm <sup>3</sup> )	4,10
Oil Displacement Per Stroke 2nd Stage (cm <sup>3</sup> )	-
Maximum Handle Effort (kg)	27
Piston Stroke (mm)	25,4
Valve Operation	Manual
Power Source	Manual
Weight (kg)	5,4

Slika 29. Parametri hidrauličke pumpe

## 6.4. Odabir kotača postolja

Kotači na pokretnoj transportnoj platformi imaju ključnu ulogu u vidu njezine funkcionalnosti i upravljivosti.

### 6.4.1. Odabir stražnjih kotača

Stražnji kotači platforme moraju biti zakretni te opremljeni kočnicom. Zakretanje stražnjih kotača omogućuje platformi veću pokretljivost i okretnost. Kad se stražnji kotači mogu zakretati platforma postaje sposobna za manevriranje i skretanje u različitim smjerovima. Također zakretni kotači platforme korisniku omogućavaju da precizno usmjeri platformu, što je ključna stavka pri sigurnosti i učinkovitosti pri radu.

Kočnica na stražnjim kotačima pruža dodatnu sigurnost tijekom rada. Omogućuje korisniku da stabilizira platformu i sigurno zaustavi njezino kretanje kada je to potrebno. To je od velike važnosti prilikom podizanja i spuštanja platforme, kao i prilikom rada na nagibima i neravnim površinama. Kočnica osigurava da platforma ostane stabilna i sigurna za korištenje, smanjujući rizik od nesreća ili ozljeda.

Odabiru se okretni kotači sa kočnicom proizvođača **“Tellure Rota”** sljedećih karakteristika:



**TR727226**  
**€108.57**

---

Multitrade Malta – Tellure Rota Wheels and Castors – TR727226

SIGMA ELASTIC RUBBER WHEELS, ALUMINIUM CENTRE, SWIVEL TOP PLATE BRACKET TYPE P WITH ADJUSTABLE LOCK

Brand: Tellure Rota  
Wheel / Castor Type: "SIGMA ELASTIC" RUBBER WHEELS, SWIVEL TOP PLATE BRACKET TYPE P WITH ADJUSTABLE BRAKE  
Wheel Diameter: 200mm  
Wheel Width: 50mm  
Height: 250mm  
Top-plate outer dimensions: 140mm x 110mm  
Hole Spacing: 105mm x 80mm  
Hole Width: 11mm  
Offset: 70mm  
Brake swept radius: 126mm  
Load capacity daN 4km/h: 500kg  
Load capacity daN 6km/h: 400kg  
Weight: 6.19kg

**Slika 30. Stražnji kotači**

### 6.4.2. Odabir prednjih kotača

Prednji kotači prvenstveno služe za vođenje i podršku platformi tijekom kretanja. Iako nemaju funkciju zakretanja ili kočnice, oni pridonose stabilnosti platforme i omogućuju joj ravnomjerno kretanje.

Odabiru se kotači proizvođača “*Tellure Rota*” sljedećih karakteristika:



**TR728506**

**€74.43**

Multitrade Malta – Tellure Rota Wheels and Castors – TR728506

SIGMA ELASTIC RUBBER WHEELS, CAST IRON CENTRE, FIXED BRACKET TYPE P

Brand: Tellure Rota

Wheel / Castor Type: "SIGMA ELASTIC" RUBBER WHEELS, FIXED BRACKET TYPE P

Wheel Diameter: 200mm

Wheel Width: 50mm

Height: 250mm

Top-plate outer dimensions: 140mm x 110mm

Hole Spacing: 105mm x 80mm

Hole Width: 11mm

Load capacity daN 4km/h: 500kg

Load capacity daN 6km/h: 400kg

Weight: 4.16kg

**Slika 31. Prednji kotači**



## 7. PRORAČUN KRITIČNIH DIJELOVA KONSTRUKCIJE

### 7.1. Drugi krak škarastog mehanizma

Krakovi poluge škarastog mehanizma izrađeni su od konstrukcijskog čelika S355JR čija su mehanička svojstva prema [7]:

$$R_e = 360 \text{ N/mm}^2, \quad (33)$$

$$R_m = 570 \text{ N/mm}^2, \quad (34)$$

gdje je:

$R_e$  – granica tečenja,

$R_m$  – vlačna čvrstoća.

Zbog pretpostavke da se na mjestima spojeva prenosi samo sila, te uz zanemarivanje koncentriranih naprezanja, općenita vrijednost preporučenog faktora sigurnosti sa vrijednosti 1,5 se uvećava na 2,5. Dopusšteno naprezanje iznosi:

$$\sigma_{\text{dop}} = \frac{R_e}{S} = \frac{360}{2,5} = 144 \text{ N/mm}^2. \quad (35)$$

Debljina kraka je 12 mm, a visina 91 mm. Kritičan presjek je u točki C gdje se upire hidraulički cilindar. Karakteristike presjeka iznose:

$$A = 1092 \text{ mm}^2, \quad (36)$$

$$W_z = 16562 \text{ mm}^3, \quad (37)$$

gdje je:

$A$  – površina poprečnog presjeka u točki C,

$W_z$  – aksijalni moment otpora presjeka s obzirom na os z.

#### 7.1.1. Proračun čvrstoće drugog kraka škarastog mehanizma

Prema dijagramima unutarnjih sila i momenata vidljivo je da će se maksimalno naprezanje javiti u potpuno zatvorenome položaju škarastog mehanizma na drugi krak u točki C i ono iznosi:

$$\sigma = \frac{N}{A} + \frac{M}{W_z} = \frac{-8158,96}{1092} + \frac{-930,9 \cdot 10^3}{16562} = -63,68 \text{ N/mm}^2, \quad (38)$$

gdje je:

$N$  – normalna sila prema dijagramu sa slike 24,

$M$  – moment savijanja prema dijagramu sa slike 24.

$$|\sigma| = 63,68 \text{ N/mm}^2 < \sigma_{\text{dop}} = 144 \text{ N/mm}^2 - \mathbf{ZADOVOLJAVA!} \quad (39)$$

### 7.1.2. Proračun izvijanja kraka škarastog mehanizma

Kritični slučaj izvijanja je onda kada će se u kraku javiti maksimalna uzdužna sila što je prema dijagramu sa slike 24 onda kada je mehanizam u spušenom položaju. Tada najveća uzdužna sila iznosi:

$$|F_n| = 8158,96 \text{ N}, \quad (40)$$

Vitkost kraka poluge iznosi:

$$\lambda = \frac{l_0}{i}, \quad (41)$$

$$I_{\min} = \frac{a \cdot h^3}{12} = \frac{12 \cdot 91^3}{12} = 753571 \text{ mm}^4, \quad (42)$$

$$i = \sqrt{\frac{I_{\min}}{A}} = \sqrt{\frac{753571}{1092}} = 26,27 \text{ mm}, \quad (43)$$

gdje je:

$l_0$  – slobodna duljina izvijanja,

$i = \sqrt{\frac{I_{\min}}{A}}$  – polumjer tromosti presjeka,

$I_{\min}$  – najmanji aksijalni moment tromosti presjeka,

$A$  – površina poprečnog presjeka.

Slobodna duljina izvijanja predstavlja mjeru duljine poluvala sinusoide, odnosno razmak između točaka infleksije elastične linije štapa [8]. Škarasti mehanizam ima krakove koji su zgloбно povezani na oba kraja i sredini, što se podudara sa slobodnom duljinom izvijanja:

$$l_0 = l. \quad (44)$$

Vitkost kraka poluge iznosi:

$$\lambda = \frac{l_0}{i} = \frac{475}{26,27} = 18,08. \quad (45)$$

Granična vitkost iznosi:

$$\lambda_p = \sqrt{\frac{\pi^2 \cdot E}{\sigma_{dop}}} = \sqrt{\frac{\pi^2 \cdot 210000}{144}} = 119,97 > \lambda = 18,08. \quad (46)$$

S obzirom da je  $\lambda_p > \lambda$ , izvijanje se događa u plastičnom području i ne možemo koristiti Eulerov izraz za kritičnu silu. Pomoću Tetmayerovog izraza dobivamo kritično naprezanje:

$$\sigma_{kr} = 310 - 1,14 \cdot \lambda = 310 - 1,14 \cdot 18,08 = 289,39 \text{ N/mm}^2, \quad (47)$$

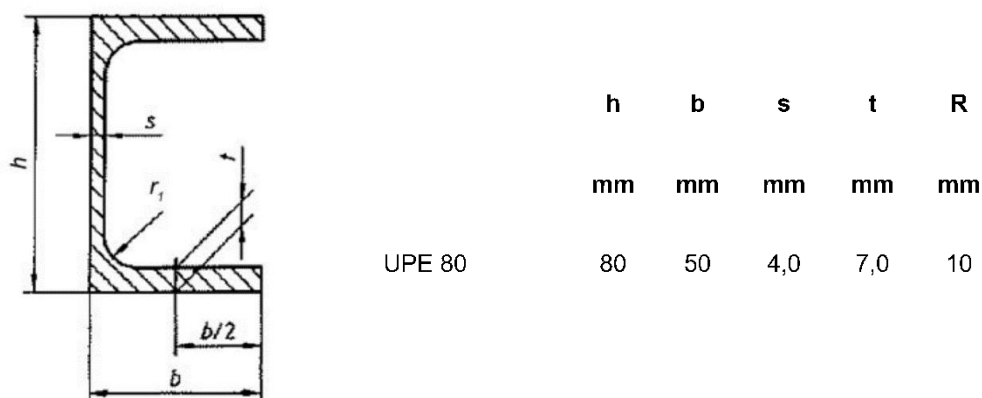
iz kojeg dobivamo kritičnu silu izvijanja:

$$F_{kr} = \sigma_{kr} \cdot A = 289,39 \cdot 1092 = 316014 \text{ N} > F_n = 8158,96 \text{ N}. \quad (48)$$

Krak poluge zadovoljava na izvijanje.

## 7.2. Provjera čvrstoće U profila

U profil je odabran prema normi DIN 1026-2 materijala S355JR. Oznaka U profila je UPE80. Najkritičnije je opterećen kad je mehanizam u spušenom položaju. Sljedeća slika prikazuje karakteristike U profila:



Slika 32. U profil

Geometrijske karakteristike poprečnog presjeka iznose:

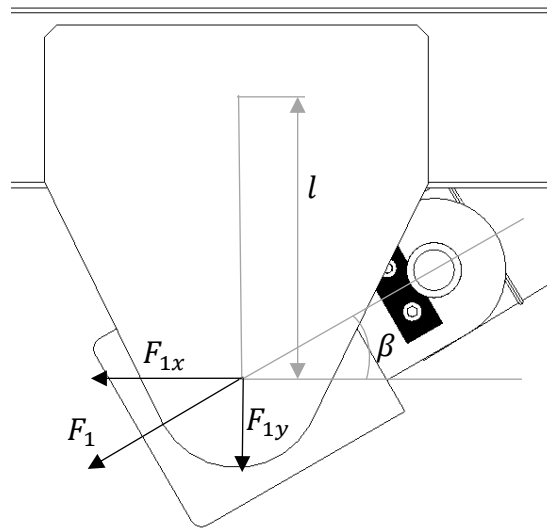
$$\begin{aligned} A &= 1010 \text{ mm}^2, \\ W &= 268000 \text{ mm}^3, \end{aligned} \quad (49)$$

gdje je:

$A$  – površina poprečnog presjeka U profila,

$W$  – aksijalni moment otpora presjeka.

Sljedeća slika prikazuje opterećenje U profila u nepovoljnijem slučaju dok je mehanizam u potpuno spuštenom položaju:



Slika 33. Proračunski model U profila

U profil kritično je opterećen u trenutku kad je mehanizam u spuštenom položaju. Naprezanje pri momentu savijanja koje uzrokuje sila  $F_{1x}$  iznosi:

$$\sigma_{f1} = \frac{M_{max1}}{W} = \frac{\frac{1}{2} \cdot 20225 \cdot \cos(31.6) \cdot 119,5}{268000} = 3,84 \text{ N/mm}^2. \quad (50)$$

Normalno naprezanje uslijed djelovanja sile  $F_{1x}$  iznosi:

$$\sigma_n = \frac{N}{A} = \frac{\frac{1}{2} \cdot 20225 \cdot \cos(31.6)}{1010} = 8,53 \text{ N/mm}^2. \quad (51)$$

Smično naprezanje uslijed djelovanja sile  $F_{1y}$  iznosi:

$$\tau_t = \frac{F_t}{A} = \frac{\frac{1}{2} \cdot 20225 \cdot \sin(31.6)}{1010} = 5,25 \text{ N/mm}^2. \quad (52)$$

Maksimalni moment savijanja koji uzrokuje sila  $F_{1y}$  iznosi:

$$M_{max2} = 971966 \text{ Nmm}. \quad (53)$$

Slijedi naprežanje pri momentu savijanja kojeg uzrokuje sila  $F_{1y}$  :

$$\sigma_{f2} = \frac{M_{max2}}{W} = \frac{971966}{268000} = 3,47 \text{ N/mm}^2. \quad (54)$$

Reducirano naprežanje prema HMH teoriji iznosi:

$$\begin{aligned} \sigma_{red} &= \sqrt{(\sigma_{f1} + \sigma_{f2} + \sigma_n)^2 + 3\tau_t^2} \\ &= \sqrt{(3,84 + 3,47 + 8,53)^2 + 3 \cdot 5,25^2} \\ &= 18,26 \text{ N/mm}^2. \end{aligned} \quad (55)$$

Budući da je  $\sigma_{red} = 18,26 \text{ N/mm}^2 < \sigma_{dop} = 144 \text{ N/mm}^2$ , U profil zadovoljava uvjet čvrstoće.

### 7.3. Proračun ležajnog mjesta F

Čvrsto ležajno mjesto F kritično je opterećeno kad je mehanizam u spušenom položaju. Ukupna sila koja opterećuje čvrsto ležajno mjesto iznosi:

$$F_F = \sqrt{(F_{Fx})^2 + (F_{Fy})^2} = \sqrt{8655,5^2 + 2962,5^2} = 9148,4 \text{ N}. \quad (56)$$

Ležajno mjesto F rastavljivi je spoj poluge kraka mehanizma sa zavarenim ušicama na podlozi. Spoj je izveden pomoću svornjaka promjera 25mm te osiguran distantnim prstenom i rascjepkom sa po svake strane.

Karakteristike iznose:

$$\begin{aligned} a &= 10 \text{ mm} - \text{širina zavarene ušice,} \\ b &= 12 \text{ mm} - \text{širina poluge kraka mehanizma,} \\ d &= 25 \text{ mm} - \text{promjer svornjaka.} \end{aligned} \quad (57)$$

Svornjak je izrađen iz Č0645, iznos dopuštenih naprežanja prema [9] iznosi:

$$\begin{aligned} p_{dop} &= 70 \text{ N/mm}^2, \\ \sigma_{dop} &= 96 \text{ N/mm}^2, \\ \tau_{dop} &= 64 \text{ N/mm}^2. \end{aligned} \quad (58)$$

Površinski tlakovi koji opterećuju spoj iznose:

$$p_v = \frac{F_F}{2 \cdot a \cdot d} = \frac{9148,4}{2 \cdot 10 \cdot 25} = 18,3 \text{ N/mm}^2 < p_{dop} = 70 \text{ N/mm}^2, \quad (59)$$

$$p_u = \frac{F_F}{b \cdot d} = \frac{9148,4}{12 \cdot 25} = 30,5 \text{ N/mm}^2 < p_{dop} = 70 \text{ N/mm}^2. \quad (60)$$

Naprezanje na savijanje određuje se prema izrazu:

$$\sigma_f = \frac{0,5 \cdot F \cdot 0,5 \cdot a}{0,1 \cdot d^3} = \frac{0,5 \cdot 9148,4 \cdot 0,5 \cdot 10}{0,1 \cdot 25^3} = 14,63 \text{ N/mm}^2, \quad (61)$$

$$\sigma_f = 14,63 \text{ N/mm}^2 < \sigma_{dop} = 96 \text{ N/mm}^2.$$

Naprezanje na odrez iznosi:

$$\tau = \frac{F}{2A} = \frac{9148,4}{2 \cdot \frac{25^2 \cdot \pi}{4}} = 9,32 \text{ N/mm}^2, \quad (62)$$

$$\tau = 9,32 \text{ N/mm}^2 < \tau_{dop} = 64 \text{ N/mm}^2.$$

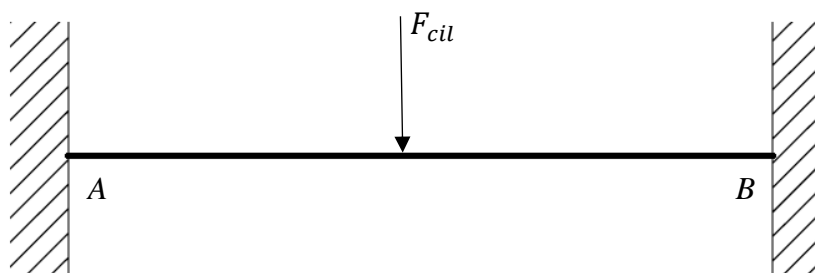
S obzirom na gornje izraze, zaključuje se da spoj **ZADOVOLJAVA!**

#### 7.4. Poprečna greda između krakova mehanizma

Greda je zavarena na krajevima za poluge krakova, model je uzet da je greda uklještena na krajevima te opterećena silom cilindra dok je mehanizam u spuštenom položaju te momentom torzije koji nastaje reduciranjem sile cilindra s ušice na gredu. Greda je debelostjena cijev  $\emptyset 60 \times \emptyset 29$ , debljine stijenke 15.5 mm tvrtke Strojopromet. Materijal grede je S355JR.

##### 7.4.1. Provjera čvrstoće poprečne grede između krakova mehanizma

Proračunski model dan je slikom:



Slika 34. Proračunski model grede za gornji prihvat cilindra

Sila cilindra prema (12) iznosi:

$$F_c = 20225 \text{ N.} \quad (63)$$

Reakcije u osloncima slijede:

$$F_A = F_B = 0,5 \cdot F_c = 0,5 \cdot 20225 = 10112,5 \text{ N.} \quad (64)$$

Maksimalni moment savijanja će se javiti na krajevima grede:

$$M_{max} = \frac{1}{2} \cdot F_c \cdot \frac{1}{2} \cdot l \cdot \frac{1}{2} = \frac{1}{2} \cdot 20225 \cdot \frac{1}{2} \cdot 497,4 \cdot \frac{1}{2} = 1257490 \text{ Nmm.} \quad (65)$$

Naprezanje pri momentu savijanja:

$$\sigma_f = \frac{M_{max}}{W_y} = \frac{1257490}{\frac{\pi}{32} \cdot \frac{60^4 - 29^4}{60}} = 62,72 \text{ N/mm}^2. \quad (66)$$

Moment torzije u uklještenju koji nastaje redukcijom sile cilindra s ušice na gredu:

$$M_t = \frac{F_c}{2} \cdot z = \frac{20225}{2} \cdot 75 = 758437 \text{ Nmm.} \quad (67)$$

Smično naprezanje iznosi:

$$\tau_t = \frac{M_t}{W_p} = \frac{758437}{\frac{\pi}{16} \cdot \frac{60^4 - 29^4}{60}} = 18,92 \text{ N/mm}^2. \quad (68)$$

Reducirano naprezanje prema HMH teoriji iznosi:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_f^2 + 3\tau_t^2} = \sqrt{62,72^2 + 3 \cdot 18,92^2} = 70,77 \text{ N/mm}^2. \quad (69)$$

Dopušteno naprezanje iznosi  $\sigma_{dop} = 144 \text{ N/mm}^2 > \sigma_{red} = 70,77 \text{ N/mm}^2$ , čvrstoća poprečne grede **ZADOVOLJAVA!**

#### 7.4.2. Provjera krutosti poprečne grede između krakova mehanizma

Dopušteni progib iznosi:

$$w_{dop} = \frac{l}{600} = \frac{497,4}{600} = 0,83 \text{ mm.} \quad (70)$$

Progib uslijed djelovanja vanjske sile cilindra iznosi:

$$w = \frac{Fl^3}{192EI_y} = \frac{20225 \cdot 497,4^3}{192 \cdot 210000 \cdot \frac{\pi}{64} \cdot (60^4 - 29^4)} = 0,10 \text{ mm.} \quad (71)$$

Progib uslijed djelovanja vanjske sile cilindra je manji od dopuštenog progiba, poprečna greda **ZADOVOLJAVA** krutost.

### 7.4.3. Proračun zavora poprečne grede između krakova mehanizma

Zavar debljine 5 mm spaja poprečnu gredu između krakova mehanizma s obje strane. Pretpostavljeno je da je djelovane sile okomito na gredu gledano za slučaj mehanizma u spušenom položaju dok je sila cilindra maksimalna.

Moment koji djeluje u presjeku zavora prema (65) iznosi:

$$M_{max} = 1257490 \text{ Nmm.} \quad (72)$$

Proračunski presjek zavora je oblik kružnog vijenca. Njegove karakteristike iznose:

$$\begin{aligned} A_{zav} &= \frac{((d + 2a)^2 - d^2) \cdot \pi}{4} = \frac{((60 + 2 \cdot 5)^2 - 60^2) \cdot \pi}{4} = 1021 \text{ mm}^2, \\ W_x &= \frac{((d + 2a)^4 - d^4) \cdot \pi}{32(d + 2a)} = \frac{((60 + 2 \cdot 5)^4 - 60^4) \cdot \pi}{32(60 + 2 \cdot 5)} = 15497,6 \text{ mm}^3, \\ W_p &= \frac{((d + 2a)^4 - d^4) \cdot \pi}{16(d + 2a)} = \frac{((60 + 2 \cdot 5)^4 - 60^4) \cdot \pi}{16(60 + 2 \cdot 5)} = 30995,2 \text{ mm}^3, \end{aligned} \quad (73)$$

gdje je:

$A_{zav}$  – površina zavora,

$W_x$  – moment otpora zavora,

$W_p$  – torzijski moment otpora zavora.

Savojno naprezanje iznosi:

$$\sigma_s = \frac{M_{max}}{W_x} = \frac{1257490}{15497,6} = 81,14 \text{ N/mm}^2. \quad (74)$$

Tangencijalno naprezanje uslijed momenta torzije (48) iznosi:

$$\tau_t = \frac{M_t}{W_p} = \frac{758437}{30995,2} = 24,47 \text{ N/mm}^2. \quad (75)$$



Tangencijalno naprezanje uslijed djelovanja sile cilindra na odrez:

$$\tau_s = \frac{2 \cdot \frac{1}{2} \cdot F_c}{A} = \frac{2 \cdot \frac{1}{2} \cdot 20225}{1021} = 19,81 \text{ N/mm}^2. \quad (76)$$

Dopušteno naprezanje zavara za kutni spoj prema HRN U.E7.150 za S355JR iznosi:

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

$$\beta = 0,8 \left(1 + \frac{1}{a}\right) = 0,8 \left(1 + \frac{1}{5}\right) = 0,96, \quad (77)$$

$$\sigma_{z,dop} = \beta \cdot \sigma_{dop} = 0,96 \cdot 240 = 230,4 \text{ N/mm}^2.$$

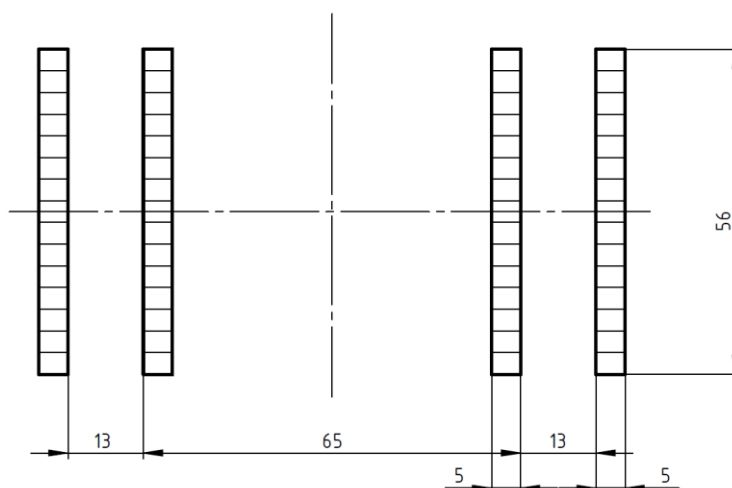
Reducirano naprezanje iznosi:

$$\begin{aligned} \sigma_{red} &= \sqrt{\sigma_s^2 + 3(\tau_t^2 + \tau_s^2)} = \sqrt{81,14^2 + 3(24,47^2 + 19,81^2)} \\ &= 97,76 \text{ N/mm}^2 \end{aligned} \quad (78)$$

Budući da je  $\sigma_{red} = 97,76 \text{ N/mm}^2 < \sigma_{z,dop} = 230,4 \text{ N/mm}^2$ , zavar **ZADOVOLJAVA!**

### 7.5. Proračun zavara ušica za gornji prihvat cilindra

Ušice za gornji prihvat cilindra kritično su opterećene dok je mehanizam u spušenom položaju te je sila cilindra maksimalna. Zavar je debljine 5 mm te je dužina zavara aproksimirana sa 56 mm dok u stvarnosti dužina je kružni luk, ali ovdje će se gledati kritičnije. Slika ispod prikazuje proračunski presjek zavara ušica za gornji prihvat hidrauličkog cilindra.



Slika 35. Proračunski presjek zavara ušica za gornji prihvat cilindra

Površina zavora iznosi:

$$A_{zav} = 4 \cdot 5 \cdot 56 = 1120 \text{ mm}^2, \quad (79)$$

Moment tromosti površine zavora oko osi  $x$  iznosi:

$$\begin{aligned} I_x &= 2 \cdot \left( \frac{5 \cdot 56^2}{12} + 30^2 \cdot 5 \cdot 56 \right) + 2 \cdot \left( \frac{5 \cdot 56^2}{12} + 48^2 \cdot 5 \cdot 56 \right) = \\ &= 1799467 \text{ mm}^4. \end{aligned} \quad (80)$$

Aksijalni moment otpora zavora s obzirom na os  $x$  iznosi:

$$W_x = \frac{I_x}{z_{max}} = \frac{1799467}{28} = 64266,7 \text{ mm}^3. \quad (81)$$

Savojno naprezanje iznosi:

$$\begin{aligned} \sigma_s &= \frac{M_{max}}{W_x} = \frac{F_c \cdot \cos(31,6) \cdot 75}{64266,7} = \frac{20225 \cdot \cos(31,6) \cdot 75}{64266,7} \\ &= 20,10 \text{ N/mm}^2. \end{aligned} \quad (82)$$

Vlačno naprezanje uslijed djelovanja sile cilindra iznosi:

$$\sigma_v = \frac{F_v}{A} = \frac{F_c \cdot \sin(31,6)}{A} = \frac{20225 \cdot \sin(31,6)}{1120} = 9,46 \text{ N/mm}^2. \quad (83)$$

Tangencijalno naprezanje uslijed djelovanja sile cilindra na odrez iznosi:

$$\tau_s = \frac{F_s}{A} = \frac{F_c \cdot \cos(31,6)}{A} = \frac{20225 \cdot \cos(31,6)}{A} = 19,81 \text{ N/mm}^2 \quad (84)$$

Reducirano naprezanje iznosi:

$$\begin{aligned} \sigma_{red} &= \sqrt{(\sigma_s + \sigma_v)^2 + 3(\tau_s^2)} = \sqrt{(20,10 + 9,46)^2 + 3(19,81^2)} \\ &= 45,29 \text{ N/mm}^2 \end{aligned} \quad (85)$$

Budući da je  $\sigma_{red} = 45,29 \text{ N/mm}^2 < \sigma_{z,dop} = 230,4 \text{ N/mm}^2$ , zavar **ZADOVOLJAVA!**

## 7.6. Čvrstoća svornjaka za gornji prihvat cilindra

Svornjak za gornji prihvat cilindra kritično je opterećen kad je mehanizam u spuštenom položaju. Sila kojom je opterećen je maksimalna sila cilindra i ona iznosi prema (12):

$$F_c = 20225 \text{ N}. \quad (86)$$

Gornji prihvat cilindra je rastavljivi spoj koji se sastoji od dvije ušice zavarene za gredu koja spaja krakove mehanizma. Između ušica i samog cilindra se nalaze distantni prstenovi kako bi se onemogućilo pomicanje cilindra. Svornjak je promjera 23 mm i osiguran je distantnim prstenom te rascjepkom.

Karakteristike iznose:

$$\begin{aligned} a &= 13 \text{ mm} - \text{širina zavarene ušice,} \\ b &= 37 \text{ mm} - \text{promjer prihvata hidrauličkog cilindra,} \\ d &= 23 \text{ mm} - \text{promjer svornjaka.} \end{aligned} \quad (87)$$

Svornjak je izrađen iz Č0645, iznosi dopuštenih naprezanja isto kao i u (58).

Površinski tlakovi koji opterećuju spoj:

$$p_v = \frac{F_c}{2 \cdot a \cdot d} = \frac{20225}{2 \cdot 13 \cdot 23} = 33,82 \text{ N/mm}^2 < p_{dop} = 70 \text{ N/mm}^2 \quad (88)$$

$$p_u = \frac{F_c}{b \cdot d} = \frac{20225}{37 \cdot 23} = 23,77 \text{ N/mm}^2 < p_{dop} = 70 \text{ N/mm}^2. \quad (89)$$

Naprezanje na savijanje određuje se prema izrazu:

$$\begin{aligned} \sigma_f &= \frac{0,5 \cdot F \cdot 0,5 \cdot a}{0,1 \cdot d^3} = \frac{0,5 \cdot 20225 \cdot 0,5 \cdot 13}{0,1 \cdot 23^3} = 54,02 \text{ N/mm}^2, \\ \sigma_f &= 54,02 \text{ N/mm}^2 < \sigma_{dop} = 96 \text{ N/mm}^2 \end{aligned} \quad (90)$$

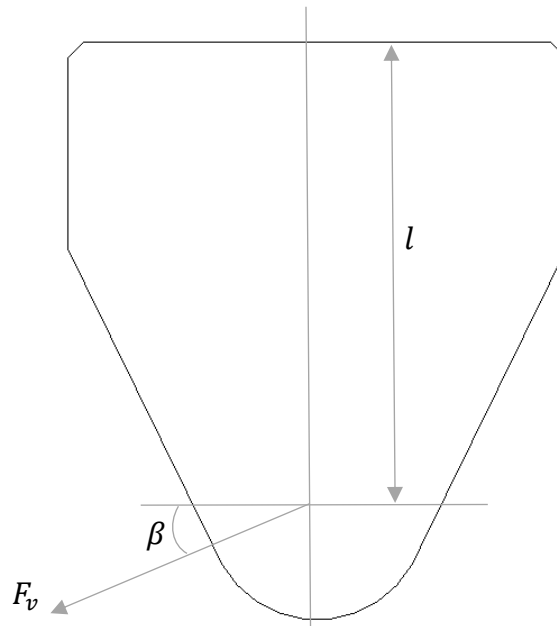
Naprezanje na odrez iznosi:

$$\begin{aligned} \tau &= \frac{F}{2A} = \frac{20225}{2 \cdot \frac{23^2 \cdot \pi}{4}} = 24,34 \text{ N/mm}^2, \\ \tau &= 24,34 \text{ N/mm}^2 < \tau_{dop} = 64 \text{ N/mm}^2 \end{aligned} \quad (91)$$

S obzirom na gornje izraze, zaključuje se da spoj **ZADOVOLJAVA!**

## 7.7. Viseća pločica

Viseća pločica zavaruje se zavarom debljine 3 mm za U profil sa tri strane. Po duljem bridu zavar duljine 150 mm te po dvije kraće stranice duljine 60 mm. U proračunu zavara u obzir će se uzet samo gornji brid što je kritičniji slučaj. Materijal pločice je konstrukcijski čelik S355JR. Kritični slučaj opterećenja zavara pločice je kad je mehanizam u spuštenom položaju. Slika ispod prikazuje proračunski model zavara viseće pločice.



Slika 36. Proračunski model zavora viseće pločice

### 7.7.2. Proračun zavora viseće pločice

Maksimalni moment koji opterećuje zavar iznosi:

$$M_{max} = F_v \cdot \cos \beta \cdot l = \frac{20225}{2} \cdot \cos(31.6) \cdot 150 = 1291963,3 \text{ Nmm.} \quad (92)$$

Karakteristike proračunskog presjeka zavora:

$$A_{zav} = 150 \cdot 3 = 450 \text{ mm}^2,$$

$$W_x = \frac{3 \cdot 150^2}{6} = 11250 \text{ mm}^3. \quad (93)$$

Savojno naprezanje iznosi:

$$\sigma_s = \frac{M_{max}}{W_x} = \frac{1291963,3}{11250} = 114,84 \text{ N/mm}^2. \quad (94)$$

Vlačno naprezanje iznosi:

$$\sigma_v = \frac{F_{vy}}{A} = \frac{\frac{20225}{2} \cdot \sin(31.6)}{450} = 11,78 \text{ N/mm}^2 \quad (95)$$

Tangencijalno naprezanje iznosi:

$$\tau_s = \frac{F_{vx}}{A} = \frac{\frac{20225}{2} \cdot \cos(31.6)}{450} = 19,14 \text{ N/mm}^2 \quad (96)$$

Reducirano naprežanje zavaravice viseće ušice iznosi:

$$\begin{aligned}\sigma_{red} &= \sqrt{(\sigma_s + \sigma_v)^2 + 3(\tau_s^2)} = \sqrt{(114,84 + 11,78)^2 + 3(19,14^2)} \\ &= 130,89 \text{ N/mm}^2\end{aligned}\quad (97)$$

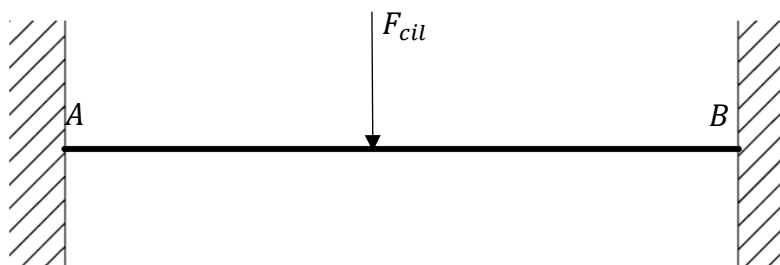
Budući da je  $\sigma_{red} = 130,89 \text{ N/mm}^2 < \sigma_{z,dop} = 230,4 \text{ N/mm}^2$ , zaključuje se da zavar u ovome kritičnijem slučaju zadovoljava, što znači da sve ukupno zavar **ZADOVOLJAVA!**

## 7.8. Donja poprečna greda za prihvat cilindra

Greda je zavarena na krajevima za poluge krakova, model je uzet da je greda uklještena na krajevima te opterećena silom cilindra dok je mehanizam u spuštenom. Greda je debelostjena cijev promjera  $\varnothing 60 \times \varnothing 29$  debljine stijenke 15,5 mm tvrtke Strojopromet i materijala S355JR.

### 7.8.1. Provjera čvrstoće donje poprečne grede za prihvat cilindra

Poprečna greda duljine je 700 mm. Slika ispod prikazuje proračunski model:



Slika 37. Proračunski model grede za donji prihvat cilindra

Sila cilindra prema (12) iznosi:

$$F_c = 20225 \text{ N.} \quad (98)$$

Reakcije u osloncima slijede:

$$F_A = F_B = 0,5 \cdot F_c = 0,5 \cdot 20225 = 10112,5 \text{ N.} \quad (99)$$

Maksimalni moment savijanja će se javiti na krajevima grede:

$$M_{max} = \frac{1}{2} \cdot F_c \cdot \frac{1}{2} \cdot l \cdot \frac{1}{2} = \frac{1}{2} \cdot 20225 \cdot \frac{1}{2} \cdot 700 \cdot \frac{1}{2} = 1769687,5 \text{ Nmm.} \quad (100)$$

Naprežanje pri momentu savijanja:

$$\sigma_f = \frac{M_{max}}{W_y} = \frac{1769687,5}{\frac{\pi}{32} \cdot \frac{60^4 - 29^4}{60}} = 88,27 \text{ N/mm}^2. \quad (101)$$

Reducirano naprezanje iznosi:

$$\sigma_{red} = \sigma_f = 88,27 \text{ N/mm}^2. \quad (102)$$

Dopušteno naprezanje iznosi  $\sigma_{dop} = 144 \text{ N/mm}^2 > \sigma_{red} = 88,27 \text{ N/mm}^2$ , čvrstoća donje poprečne grede **ZADOVOLJAVA!**

### 7.8.2. Provjera krutosti donje poprečne grede za prihvat cilindra

Dopušteni progib iznosi:

$$w_{dop} = \frac{l}{600} = \frac{700}{600} = 1.17 \text{ mm}. \quad (103)$$

Progib uslijed djelovanja vanjske sile cilindra iznosi:

$$w = \frac{Fl^3}{192EI_y} = \frac{20225 \cdot 700^3}{192 \cdot 210000 \cdot \frac{\pi}{64} \cdot (60^4 - 29^4)} = 0,29 \text{ mm}. \quad (104)$$

Progib uslijed djelovanja vanjske sile cilindra je manji od dopuštenog progiba, donja poprečna greda za prihvat cilindra **ZADOVOLJAVA** krutost.

### 7.8.3. Proračun zavora donje poprečne grede za prihvat cilindra

Zavar debljine 5 mm spaja donju poprečnu gredu i viseće ušice. Na donju poprečnu gredu se vari sa vanjske strane U profil na koje se vare dvije ušice te preko svornjaka, ušica i U profila sila cilindra se se oblikom prenosi na poprečnu gredu.

Moment koji djeluje u presjeku zavora iznosi prema (100):

$$M_{max} = 1769687,5 \text{ Nmm}. \quad (105)$$

Proračunski presjek zavora je oblik kružnog vijenca. Njegove karakteristike iznose:

$$A_{zav} = \frac{((d + 2a)^2 - d^2) \cdot \pi}{4} = \frac{((60 + 2 \cdot 5)^2 - 60^2) \cdot \pi}{4} = 1021 \text{ mm}^2, \quad (106)$$

$$W_x = \frac{((d + 2a)^4 - d^4) \cdot \pi}{32(d + 2a)} = \frac{((60 + 2 \cdot 5)^4 - 60^4) \cdot \pi}{32(60 + 2 \cdot 5)} = 15497,6 \text{ mm}^3,$$

gdje je:

$A_{zav}$  – površina zavora,

$W_x$  – moment otpora zavora,

$W_p$  – torzijski moment otpora zavora.

Savojno naprezanje iznosi:

$$\sigma_s = \frac{M_{max}}{W_x} = \frac{1769687,5}{15497,6} = 114,19 \text{ N/mm}^2. \quad (107)$$

Tangencijalno naprezanje uslijed djelovanja sile cilindra na odrez:

$$\tau_s = \frac{2 \cdot \frac{1}{2} \cdot F_c}{A} = \frac{2 \cdot \frac{1}{2} \cdot 20225}{1021} = 19,81 \text{ N/mm}^2. \quad (108)$$

Dopušteno naprezanje zavora za kutni spoj prema HRN U.E7.150 za S355JR iznosi:

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

$$\beta = 0,8 \left(1 + \frac{1}{a}\right) = 0,8 \left(1 + \frac{1}{4}\right) = 0,96, \quad (109)$$

$$\sigma_{z,dop} = \beta \cdot \sigma_{dop} = 0,96 \cdot 240 = 230,4 \text{ N/mm}^2.$$

Reducirano naprezanje iznosi:

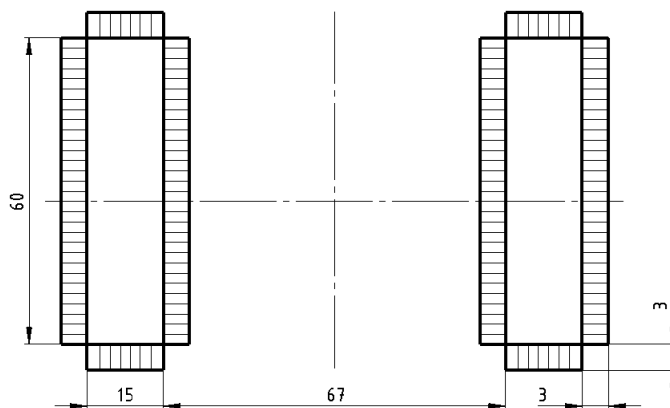
$$\begin{aligned} \sigma_{red} &= \sqrt{\sigma_s^2 + 3(\tau_s^2)} = \sqrt{114,19^2 + 3(19,81^2)} \\ &= 119,23 \text{ N/mm}^2. \end{aligned} \quad (110)$$

Budući da je  $\sigma_{red} = 119,23 \text{ N/mm}^2 < \sigma_{z,dop} = 230,4 \text{ N/mm}^2$ , zavar **ZADOVOLJAVA!**

## 7.9. Proračun zavora donjih ušica za prihvat cilindra

Ušice za donji prihvat cilindra kritično su opterećene dok je mehanizam u spuštenom položaju te je sila cilindra maksimalna. Zavar je debljine 3 mm.

Slika ispod prikazuje proračunski presjek zavora ušica za donji prihvat hidrauličkog cilindra.



Slika 38. Proračunski presjek zavora ušica za donji prihvat cilindra

Površina zavora iznosi:

$$A_{zav} = 4(3 \cdot 15 + 3 \cdot 60) = 900 \text{ mm}^2, \quad (111)$$

Vlačno naprežanje uslijed djelovanja sile cilindra iznosi:

$$\sigma_v = \frac{F_c}{A} = \frac{20225}{900} = 22,47 \text{ N/mm}^2. \quad (112)$$

Reducirano naprežanje iznosi:

$$\sigma_{red} = \sigma_v = 22,47 \text{ N/mm}^2. \quad (113)$$

Budući da je  $\sigma_{red} = 22,47 \text{ N/mm}^2 < \sigma_{z,dop} = 230,4 \text{ N/mm}^2$ , zavar **ZADOVOLJAVA!**

### 7.10. Proračun svornjaka za donji prihvat cilindra

Svornjak za donji prihvat cilindra kritično je opterećen kad je mehanizam u spušenom položaju. Sila kojom je opterećen je maksimalna sila cilindra i ona iznosi:

$$F_c = 20225 \text{ N}. \quad (114)$$

Gornji prihvat cilindra je rastavljivi spoj koji se sastoji od dvije ušice zavarene za gredu koja spaja krakove mehanizma. Između ušica i samog cilindra se nalaze gumeni O prsteni ISO 3601 kako cilindar ne bi strugao o ušice. Svornjak je promjera 23 mm i osiguran je distantnim prstenom i rascjepkom od ispadanja.

Karakteristike iznose:

$a = 15 \text{ mm}$  – širina zavarene ušice,

$b = 60 \text{ mm}$  – promjer hidrauličkog cilindra, (115)

$d = 23 \text{ mm}$  – promjer svornjaka.

Svornjak je izrađen iz Č0645, iznosi dopuštenih naprežanja isto kao i u (58).

Površinski tlakovi koji opterećuju spoj:

$$p_v = \frac{F_c}{2 \cdot a \cdot d} = \frac{20225}{2 \cdot 15 \cdot 23} = 29,31 \text{ N/mm}^2 < p_{dop} = 70 \text{ N/mm}^2, \quad (116)$$

$$p_u = \frac{F_c}{b \cdot d} = \frac{20225}{60 \cdot 23} = 14,67 \text{ N/mm}^2 < p_{dop} = 70 \text{ N/mm}^2. \quad (117)$$

Naprežanje na savijanje određuje se prema izrazu:



$$\sigma_f = \frac{0,5 \cdot F \cdot 0,5 \cdot a}{0,1 \cdot d^3} = \frac{0,5 \cdot 20225 \cdot 0,5 \cdot 15}{0,1 \cdot 23^3} = 62,34 \text{ N/mm}^2, \quad (118)$$

$$\sigma_f = 62,34 \text{ N/mm}^2 < \sigma_{dop} = 96 \text{ N/mm}^2.$$

Naprezanje na odrez iznosi:

$$\tau = \frac{F}{2A} = \frac{20225}{2 \cdot \frac{23^2 \cdot \pi}{4}} = 24,34 \text{ N/mm}^2, \quad (119)$$

$$\tau = 24,34 \text{ N/mm}^2 < \tau_{dop} = 64 \text{ N/mm}^2.$$

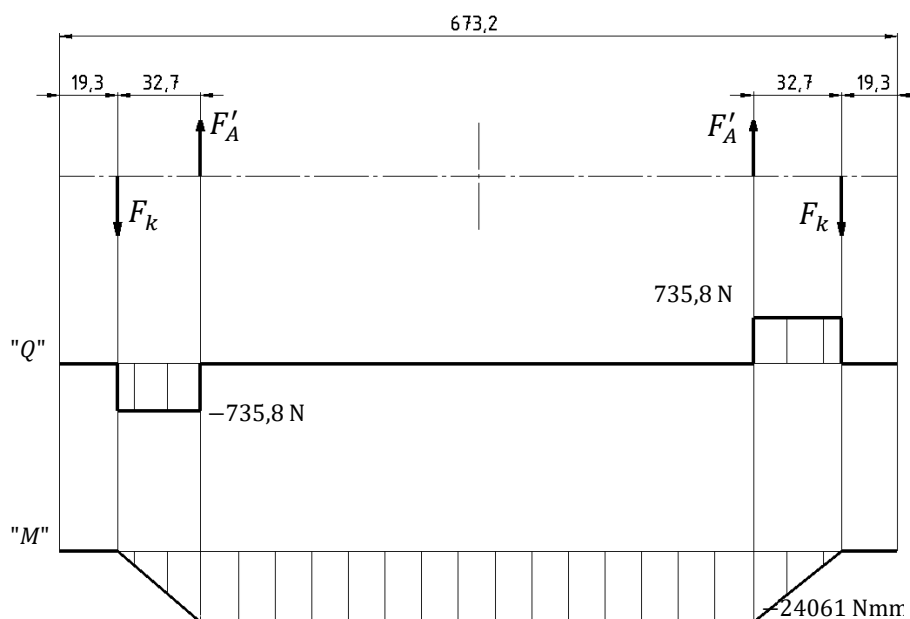
S obzirom na gornje izraze, zaključuje se da spoj **ZADOVOLJAVA!**

### 7.11. Proračun čvrstoće donje osovine kotača

Osovina donjih kotača izrađena je iz konstrukcijskog čelika S355JR i najkritičnije je opterećena kad je mehanizam u spušenom položaju te sila koja se prenosi sa kraka mehanizma na osovinu iznosi prema (8):

$$F'_A = \frac{F_{Ay}}{2} = \frac{1471,5}{2} = 735,8 \text{ N}. \quad (120)$$

Sljedeća slika prikazuje proračunski model donje osovine sa prikazom Q i M dijagrama prema kojoj će se proračunati čvrstoća.



Slika 39. Proračunski model donje osovine sa priradajućim dijagramima uzdužnih i poprečnih sila te momentima savijanja

U kritičnom presjeku promjer osovine iznosi 25 mm.

Prema dijagramu sa slike 39 maksimalni moment savijanja iznosi:

$$|M_{max}| = 24061 \text{ mm.} \quad (121)$$

Aksijalni moment otpora presjeka iznosi:

$$W_y = \frac{d^3 \cdot \pi}{32} = \frac{25^3 \cdot \pi}{32} = 1533,98 \text{ mm}^3, \quad (122)$$

Naprezanje pri savijanju u kritičnom presjeku iznosi:

$$\sigma_f = \frac{|M_{max}|}{W_y} = \frac{24061}{1533,98} = 15,69 \text{ N/mm}^2 \quad (123)$$

Dopušteno naprezanje uslijed momenta savijanja za mirujuću osovinu prema Haberhaueru i Bodensteinu iznosi:

$$\sigma_{f,dop} = \frac{\sigma_{fDI}}{S} = \frac{370}{3,5} = 105,7 \text{ N/mm}^2, \quad (124)$$

gdje je:

$\sigma_{fDI}$  – trajna dinamička čvrstoća za čisti istosmjerni ciklus prema [7]

$S$  – faktor sigurnosti, 3...5 – odabrano 3,5.

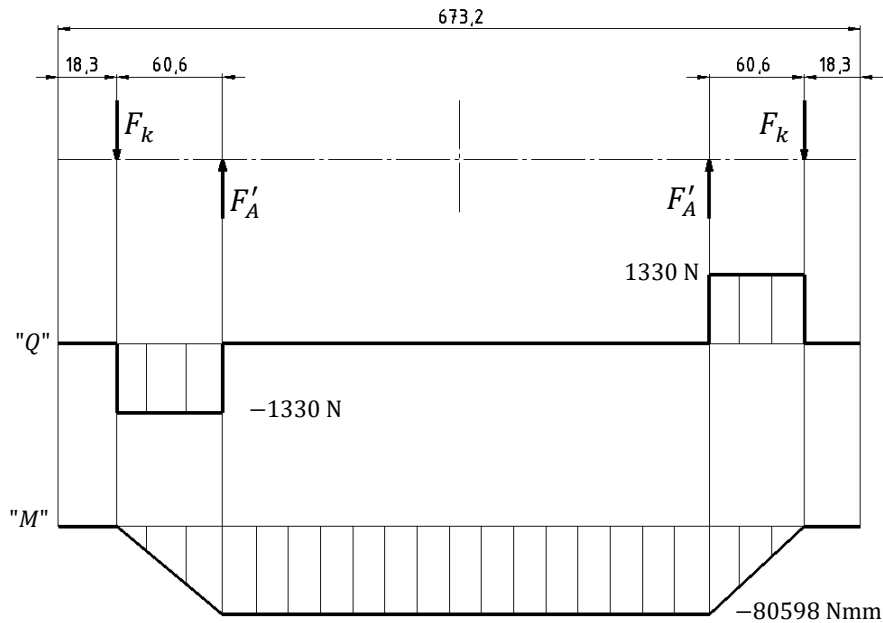
Budući da je  $\sigma_{f,dop} = 105,7 \text{ N/mm}^2 > \sigma_f = 15,69 \text{ N/mm}^2$ , naprezanje uslijed momenta savijanja **ZADOVOLJAVA!**

## 7.12. Proračun čvrstoće gornje osovine kotača

Osovina gornjih kotača izrađena je iz konstrukcijskog čelika S355JR i najkritičnije je opterećena kad je mehanizam u uzdignutom položaju te sila koja se prenosi sa kraka mehanizma na osovinu iznosi prema (17):

$$F'_A = \frac{F_{Ey}}{2} = \frac{2660}{2} = 1330 \text{ N.} \quad (2)$$

Sljedeća slika prikazuje proračunski model donje osovine sa prikazom Q i M dijagrama prema kojoj će se proračunati čvrstoća.



Slika 40. Proračunski model gornje osovine sa priradajućim dijagramima uzdužnih i poprečnih sila te momentima savijanja

U kritičnom presjeku promjer osovine iznosi 25 mm.

Prema dijagramu sa slike 40 maksimalni moment savijanja iznosi:

$$|M_{max}| = 80598 \text{ mm.} \quad (126)$$

Aksijalni moment otpora presjeka iznosi:

$$W_y = \frac{d^3 \cdot \pi}{32} = \frac{25^3 \cdot \pi}{32} = 1533,98 \text{ mm}^3, \quad (127)$$

Naprezanje pri savijanju u kritičnom presjeku iznosi:

$$\sigma_f = \frac{M_{max}}{W_y} = \frac{80598}{1533,98} = 52,54 \text{ N/mm}^2 \quad (128)$$

Dopušteno naprezanje uslijed momenta savijanja za mirujuću osovinu prema Haberhaueru i Bodensteinu iznosi:

$$\sigma_{f,dop} = \frac{\sigma_{fDI}}{S} = \frac{370}{3,5} = 105,7 \text{ N/mm}^2, \quad (129)$$

gdje je:

$\sigma_{fDI}$  – trajna dinamička čvrstoća za čisti istosmjerni ciklus prema [7]

$S$  – faktor sigurnosti, 3...5 – odabrano 3,5.

Budući da je  $\sigma_{f,dop} = 105,7 \text{ N/mm}^2 > \sigma_f = 52,54 \text{ N/mm}^2$ , naprezanje uslijed momenta savijanja **ZADOVOLJAVA!**

### 7.13. Proračun ležajnih mjesta A i E

Ležajna mjesta A i E su kotači koji omogućavaju podizanje škarastog mehanizma. Temeljem gore izračunatih napreznja jasno je da će oni biti najkritičnije opterećeni kad je mehanizam u uzdignutom položaju za ležajno mjesto E. Opterećenje na pojedini kotač mehanizma djeluje okomito i iznosi prema (17):

$$F_k = F'_A = 1330 \text{ N.} \quad (130)$$

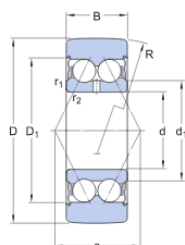
Kotač je odabran na temelju statičke nosivosti zbog malih brzina. Mora vrijediti:

$$C_0 > F_k = 1330 \text{ N.} \quad (131)$$

Odabran je kotač, tj ležaj sa zadebljanim vanjskim prstenom **SKF-305805 C-27** čija statička nosivost iznosi:

$$C_0 = 12200 \text{ N} > F_k = 1330 \text{ N.} \quad (132)$$

Razlog odabira kotača puno veće statičke nosivosti je konstrukcijske prirode. Slika ispod prikazuje karakteristike ležaja.



Dimensions

D	62 mm	Outside diameter
d	25 mm	Bore diameter
B	20.6 mm	Width
d <sub>1</sub>	≈ 32.7 mm	Shoulder/recess diameter inner ring
D <sub>1</sub>	≈ 45.9 mm	Recess diameter outer ring
R	400 mm	Profile running surface (crown) outer ring
r <sub>1,2</sub>	min. 1 mm	Chamfer dimension
a	30 mm	Distance pressure points

Calculation data

Basic dynamic load rating	C	19.9 kN
Basic static load rating	C <sub>0</sub>	12.2 kN
Fatigue load limit	P <sub>0</sub>	0.56 kN
Maximum dynamic radial load	F <sub>r</sub>	max. 15.3 kN
Maximum static radial load	F <sub>0r</sub>	max. 21.6 kN
Limiting speed		6 000 r/min

Mass

Mass cam roller	0.32 kg
-----------------	---------

**Slika 41. Karakteristike ležaja SKF-305805 C-27**

### 7.14. Proračun ležajnog mjesta B

Čvrsto ležajno mjesto B kritično je opterećeno kad je mehanizam u spušenom položaju. Ukupna sila koja opterećuje čvrsto ležajno mjesto iznosi prema slici 16:

$$F_B = \frac{G}{2} = \frac{2943}{2} = 1471,5 \text{ N.} \quad (133)$$

Ležajno mjesto B rastavljivi je spoj poluge kraka mehanizma sa zavarenim ušicama za poprečnu ploču. Spoj je izveden pomoću svornjaka promjera 25mm te osiguran distantnim prstenom i rascjepkom sa po svake strane.

Karakteristike iznose:

$$\begin{aligned} a &= 10 \text{ mm} - \text{širina zavarene ušice,} \\ b &= 12 \text{ mm} - \text{širina poluge kraka mehanizma,} \\ d &= 25 \text{ mm} - \text{promjer svornjaka} \end{aligned} \quad (134)$$

Svornjak je izrađen iz Č0645, iznos dopuštenih naprezanja prema [9] iznosi:

$$\begin{aligned} p_{dop} &= 70 \text{ N/mm}^2, \\ \sigma_{dop} &= 96 \text{ N/mm}^2, \\ \tau_{dop} &= 64 \text{ N/mm}^2. \end{aligned} \quad (135)$$

Površinski tlakovi koji opterećuju spoj iznose:

$$p_v = \frac{F_F}{2 \cdot a \cdot d} = \frac{1471,5}{2 \cdot 10 \cdot 25} = 2,94 \text{ N/mm}^2 < p_{dop} = 70 \text{ N/mm}^2, \quad (136)$$

$$p_u = \frac{F_F}{b \cdot d} = \frac{1471,5}{12 \cdot 25} = 4,91 \text{ N/mm}^2 < p_{dop} = 70 \text{ N/mm}^2. \quad (137)$$

Naprezanje na savijanje određuje se prema izrazu:

$$\begin{aligned} \sigma_f &= \frac{0,5 \cdot F \cdot 0,5 \cdot a}{0,1 \cdot d^3} = \frac{0,5 \cdot 1471,5 \cdot 0,5 \cdot 10}{0,1 \cdot 25^3} = 2,35 \text{ N/mm}^2, \\ \sigma_f &= 2,35 \text{ N/mm}^2 < \sigma_{dop} = 96 \text{ N/mm}^2. \end{aligned} \quad (138)$$

Naprezanje na odrez iznosi:

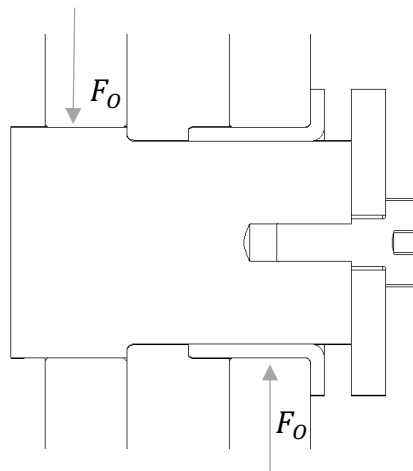
$$\tau = \frac{F}{2A} = \frac{1471,5}{2 \cdot \frac{25^2 \cdot \pi}{4}} = 1,50 \text{ N/mm}^2, \quad (139)$$

$$\tau = 1,50 \text{ N/mm}^2 < \tau_{dop} = 64 \text{ N/mm}^2.$$

S obzirom na gornje izraze, zaključuje se da spoj **ZADOVOLJAVA!**

### 7.15. Proračun ležajnog mjesta O

Ležajno mjesto O predstavlja mjesto spoja vanjske i unutarnje poluge kraka škarastog mehanizma. Krakovi poluga su udaljeni 15 mm. Spoj je izveden pomoću kratke osovine koja je zavarena za vanjsku polugu kutnim zavarom debljine 4 mm. Osovina je većeg promjera 34 mm te manjeg promjera 30 mm. Unutarnjem kraku poluge mehanizma omogućimo je okretanje pomoću brončane čahure sa prirubnicom. Slika ispod prikazuje ležajno mjesto O.



Slika 42. Proračunski model ležajnog mjesta O

Ležajno mjesto kritično je opterećeno kad je škarasti mehanizam u spušenom položaju (7) te sila koja opterećuje oslonac iznosi:

$$F_O = \frac{F_Y}{2} = \frac{3098}{2} = 1549 \text{ N} \quad (140)$$

Maksimalni moment savijanja koji se javlja u osloncu O iznosi:

$$M_{max} = F_O \cdot 27 = 41823 \text{ Nmm}. \quad (141)$$

Naprezanje uslijed momenta savijanja iznosi:

$$\sigma_f = \frac{M_{max}}{W_y} = \frac{M_{max}}{\frac{d^3 \cdot \pi}{32}} = \frac{41823}{\frac{30^3 \cdot \pi}{32}} = 15,78 \text{ N/mm}^2. \quad (142)$$

Dopušteno naprezanje uslijed momenta savijanja za mirujuću osovinu prema Haberhaueru i Bodensteinu iznosi:

$$\sigma_{f,dop} = \frac{\sigma_{fDI}}{S} = \frac{370}{3,5} = 105,7 \text{ N/mm}^2, \quad (143)$$

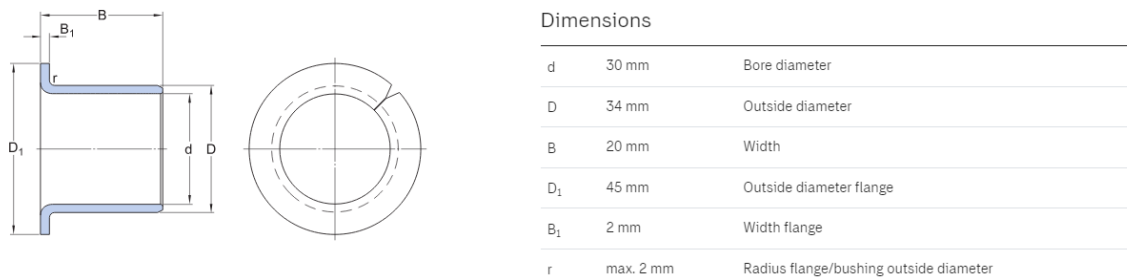
gdje je:

$\sigma_{fDI}$  – trajna dinamička čvrstoća za čisti istosmjerni ciklus prema [7]

$S$  – faktor sigurnosti, 3...5 – odabrano 3,5.

Budući da je  $\sigma_{f,dop} = 105,7 \text{ N/mm}^2 > \sigma_f = 15,78 \text{ N/mm}^2$ , naprezanje uslijed momenta savijanja **ZADOVOLJAVA!**

Odabrana je brončana čahura sa prirubnicom proizvođača **SKF – PRMF 303420**, čije su karakteristike dane slikom 43.



Slika 43. Karakteristike brončane čahure SKF – PRMF 303420

Površinski pritisak se određuje izrazom:

$$p_L = \frac{F_O}{b \cdot d} = \frac{1549}{20 \cdot 30} = 2,58 \text{ N/mm}^2. \quad (144)$$

gdje je:

$F_O$  – sila koja opterećuje čahuru,

$b$  – duljina čahure,

$d$  – unutarnji promjer čahure,

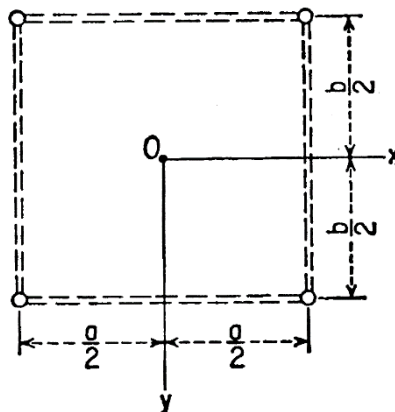
$p_{dop} = 120 \text{ N/mm}^2$  – dopušten pritisak čahure prema katalogu proizvođača.

Budući da je  $p_{dop} = 120 \text{ N/mm}^2 > p_L = 2,58 \text{ N/mm}^2$ , čahura **ZADOVOLJAVA!**

### 7.16. Dimenzioniranje platforme mehanizma

Platforma će biti izvedena kao ravna ploča koja je sa svih strana zavarena za pravokutne ploče te slobodno oslonjena na U profile. Platforma je sa po dva vijka osigurana za poprečne ploče. Proračun će se provesti prema [10]. Ploča je najkritičnije opterećena kad je mehanizam u potpuno spuštenom položaju jer je tada progib ploče najveći.

Model za proračun je izabrana pravokutna ploča s potporama elastično duž kontura, tj. slobodno oslonjena dok opterećenje  $q$  djeluje koncentrirano u sredini prema slici:



Slika 44. Proračunski model platforme

U ploči se javljaju momenti i progibi te su prikazani slikom:

$\gamma = \frac{EI}{aD}$	$x = 0, y = 0$		$x = 0, y = b/2$
	$w = \alpha \frac{qa^4}{D}$	$M_x = M_y = \beta_1 qa^2$	$M_x = \beta_2 qa^2$
	$\alpha$	$\beta_1$	$\beta_2$
$\infty$	0.00406	0.0460	0
100	0.00412	0.0462	
50	0.00418	0.0463	
25	0.00429	0.0467	0.0002
10	0.00464	0.0477	0.0024
5	0.00519	0.0494	0.0065
4	0.00546	0.0502	0.0085
3	0.00588	0.0515	0.0117
2	0.00668	0.0539	0.0177
1	0.00873	0.0601	0.0332
0.5	0.01174	0.0691	0.0559
0	0.0257	0.1109	0.1527

Slika 45. Tablica progiba



U slučaju kad je  $EI = 0$ , ploča je jednoliko opterećena sa potporama samo u kutevima [10].  
Odabrana je formula sa slike 45 za  $EI = 0$ :

$$w_p = 0,0257 \cdot \frac{q \cdot a^4}{D} \quad (145)$$

gdje je:

$q = \frac{Qg}{ab}$  – kontinuirano opterećenje ploče,

$D = \frac{Eh^3}{12(1-\nu^2)}$  – krutost prema savijanju ploče,

$E$  – modul elastičnosti materijala ploče,

$h$  – debljina ploče,

$\nu$  – poissonov koeficijent.

Minimalno potrebna debljina ploče odredit će se prema ograničenju tankih ploča:

$$\frac{w_{max}}{h} < \frac{1}{5} \quad (146)$$

Uvrštavanjem izraza (145) u (146) te nakon sređivanja dobije se izraz za debljinu ploče koji glasi:

$$\begin{aligned} h &> \sqrt[4]{\frac{1,542 \cdot Q \cdot g \cdot a^3 \cdot (1 - \nu^2)}{E \cdot b}} = \\ &= \sqrt[4]{\frac{1,524 \cdot 300 \cdot 9,81 \cdot 710^3 \cdot (1 - 0,3^2)}{210000 \cdot 1125}} = \\ &= 8,8 \text{ mm} \end{aligned} \quad (147)$$

Odabrana je debljina ploče  $h = 9 \text{ mm}$ .

Uvjet tankih ploča glasi:

$$\frac{h}{l_{min}} = \frac{9}{710} = 0,0127 < \frac{1}{20} = 0,05. \quad (148)$$

Ploča **ZADOVOLJAVA!**

## **ZAKLJUČAK**

U završnome radu konstruirana je pokretna transportna platforma sa ručnim hidrauličkim pogonom sukladno odabranim parametrima. U uvodnom dijelu rada opisana je podjela transportnih platformi prema namjeni te mehanizmima podizanja. Nakon dane podjele provedena je analiza tržišta već postojećih rješenja te analiza патената koji su od velike pomoći pri shvaćanju funkcioniranja mehanizma.

Izradom koncepata te vrednovanjem istih, odabran je drugi koncept za daljnju konstrukcijsku razradu na temelju jednostavnije izrade, veće stabilnosti te manje mase konstrukcije.

Sintezom odabranog mehanizma te zadavajnem glavnih parametara konstrukcije, provedena je analiza sila u sustavu te na temelju njih odabrane komponente hidrauličkog sustava.

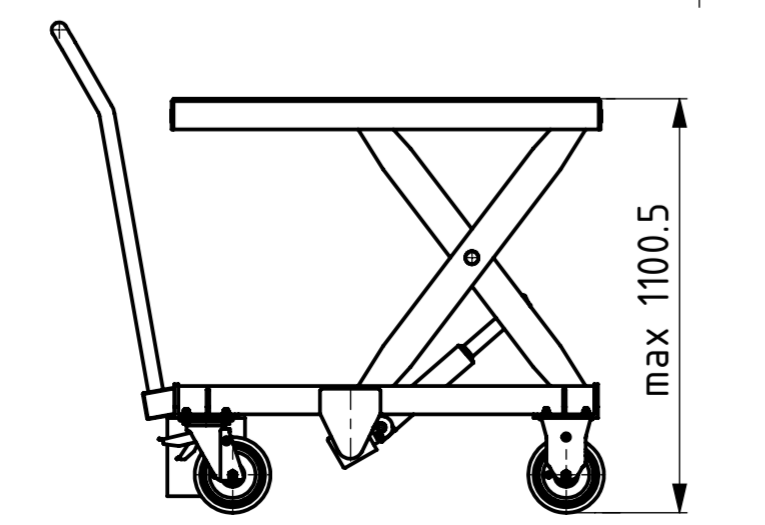
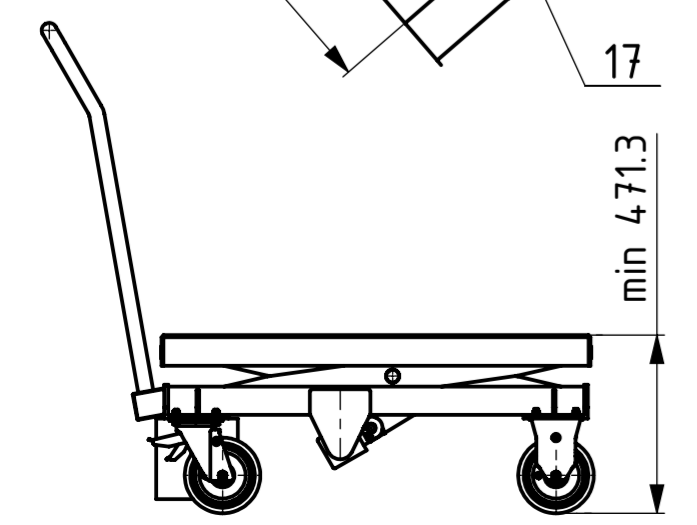
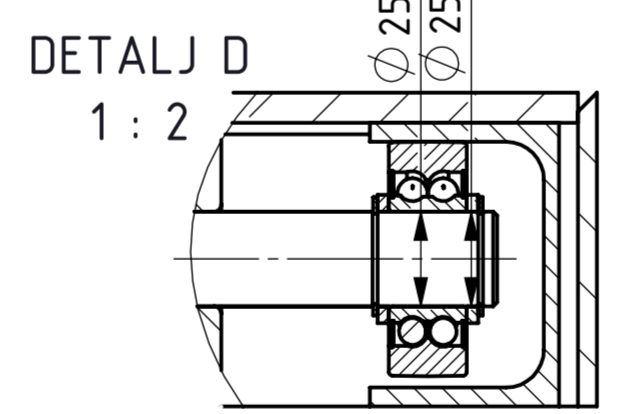
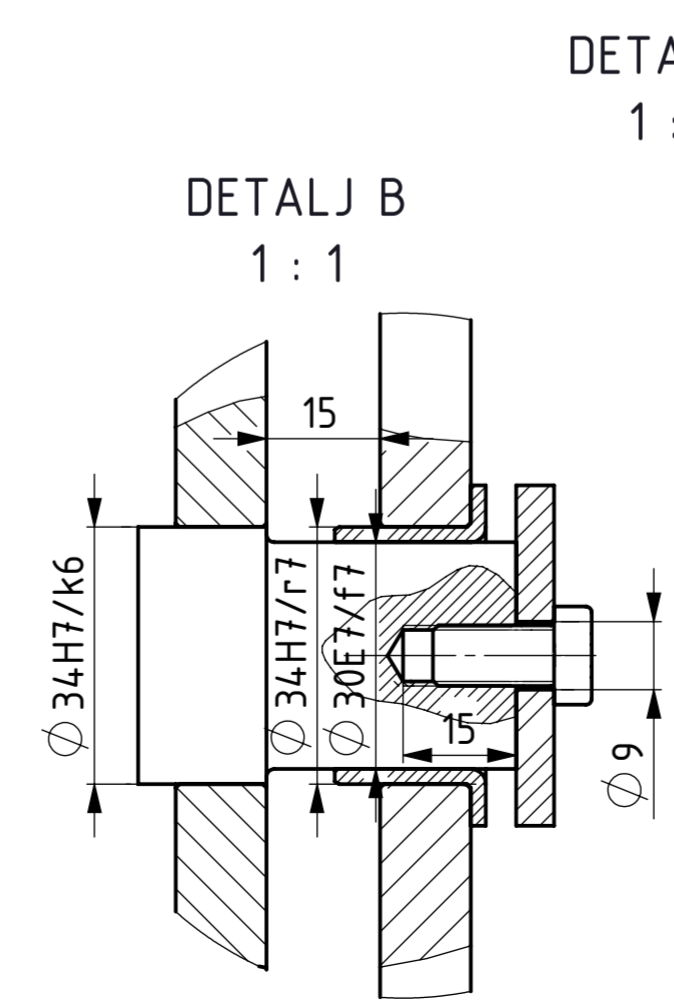
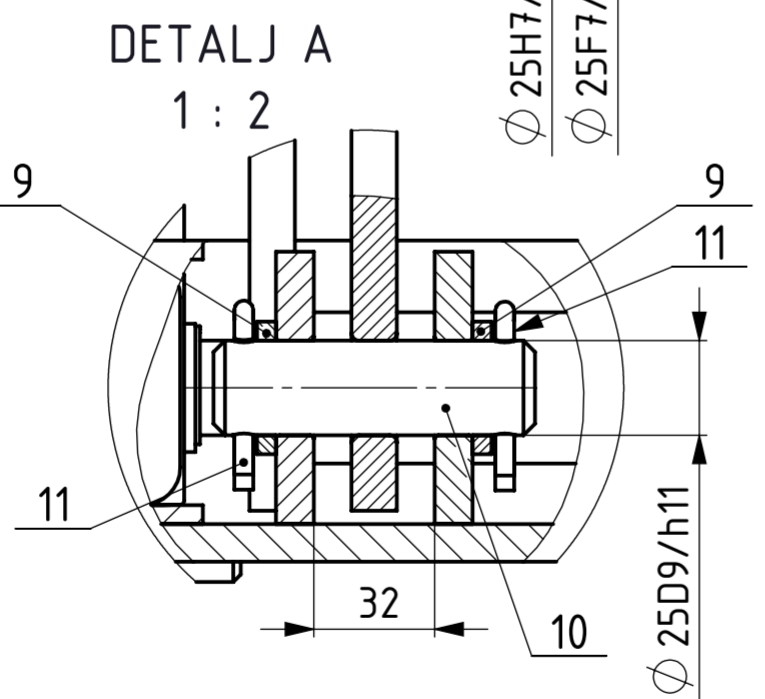
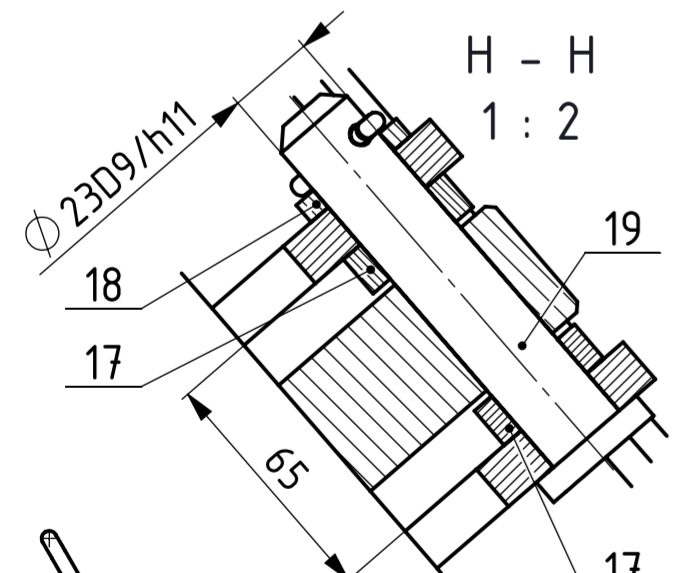
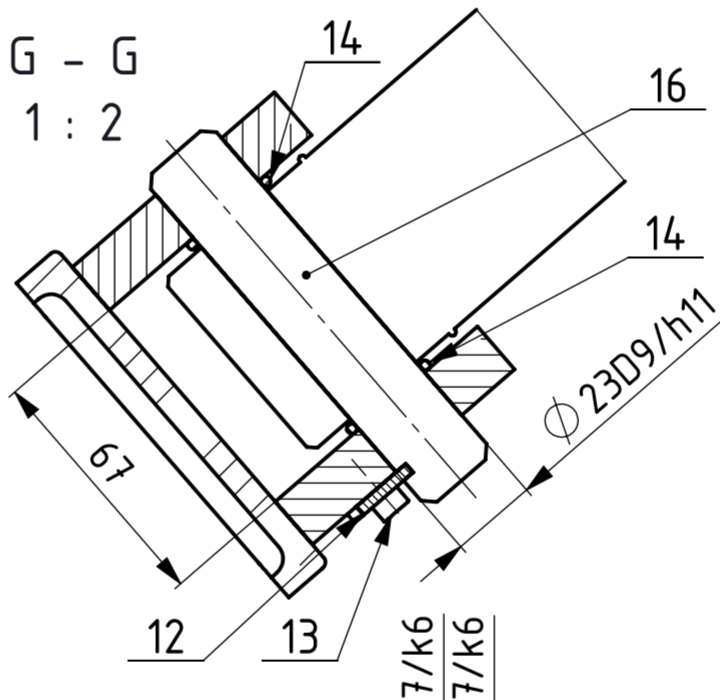
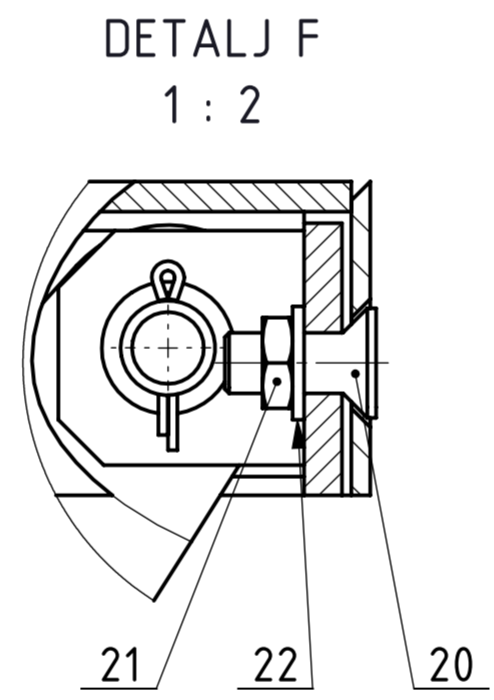
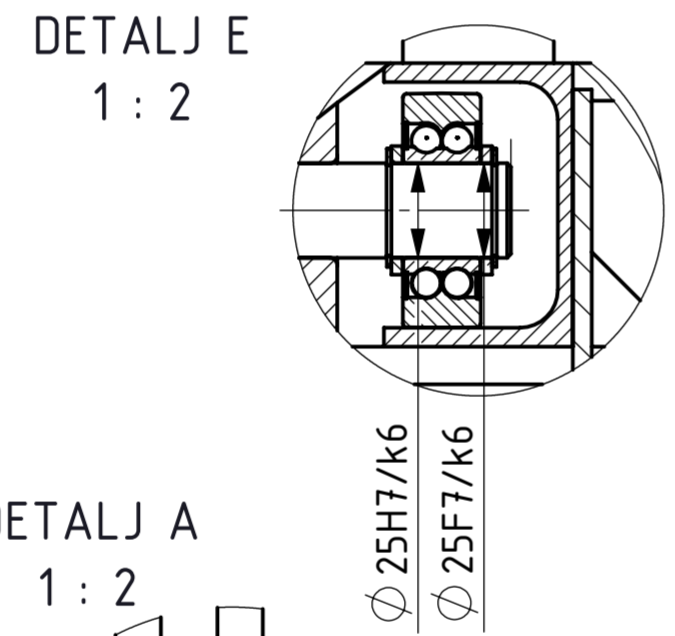
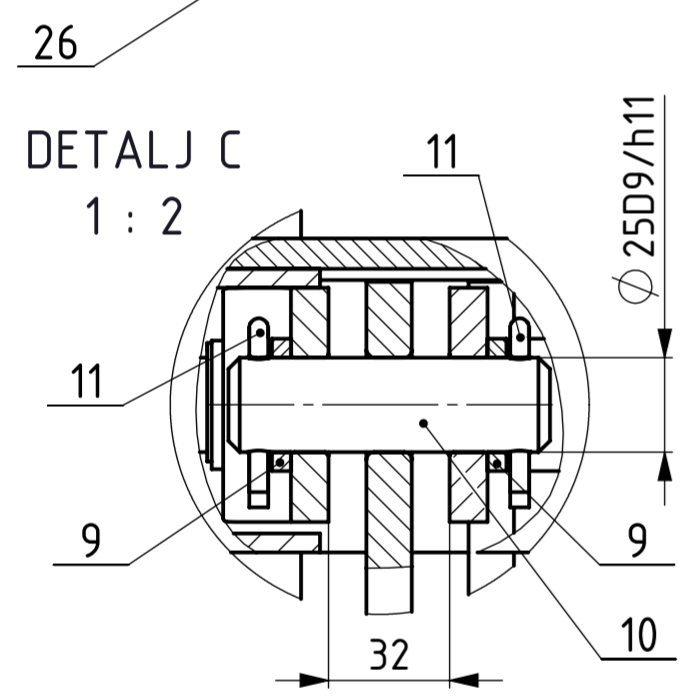
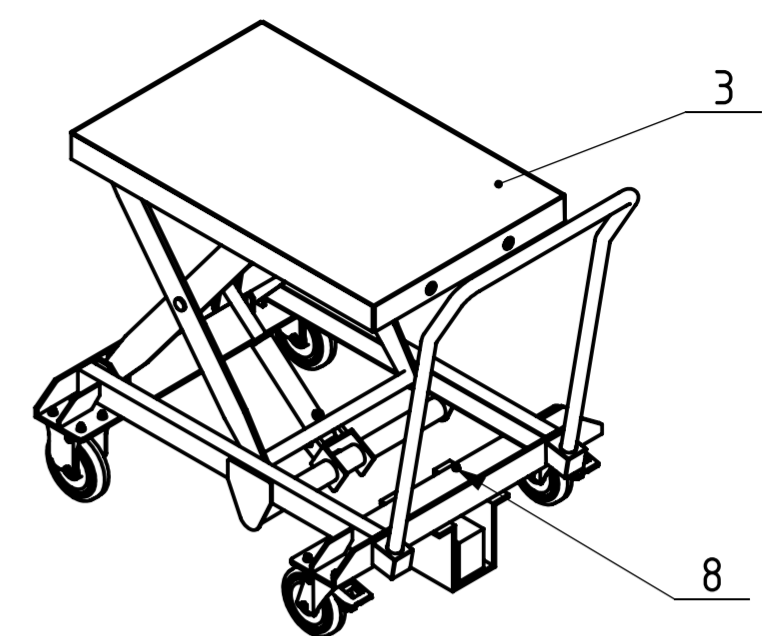
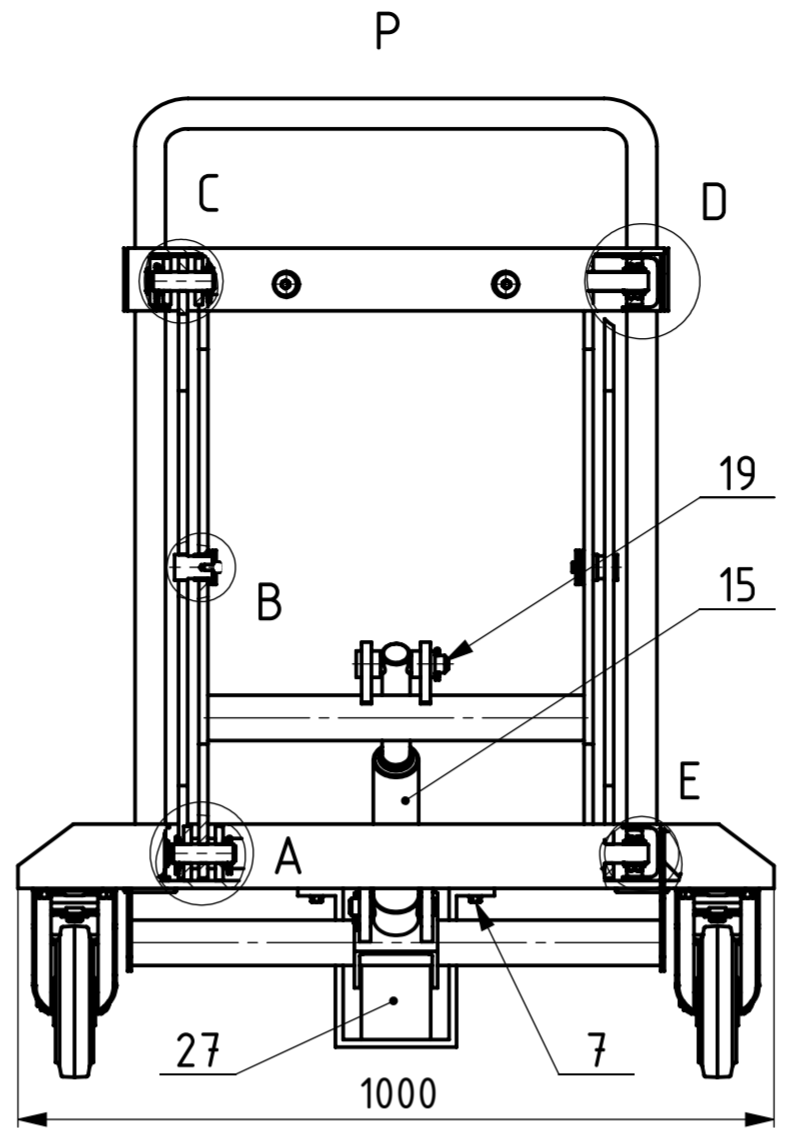
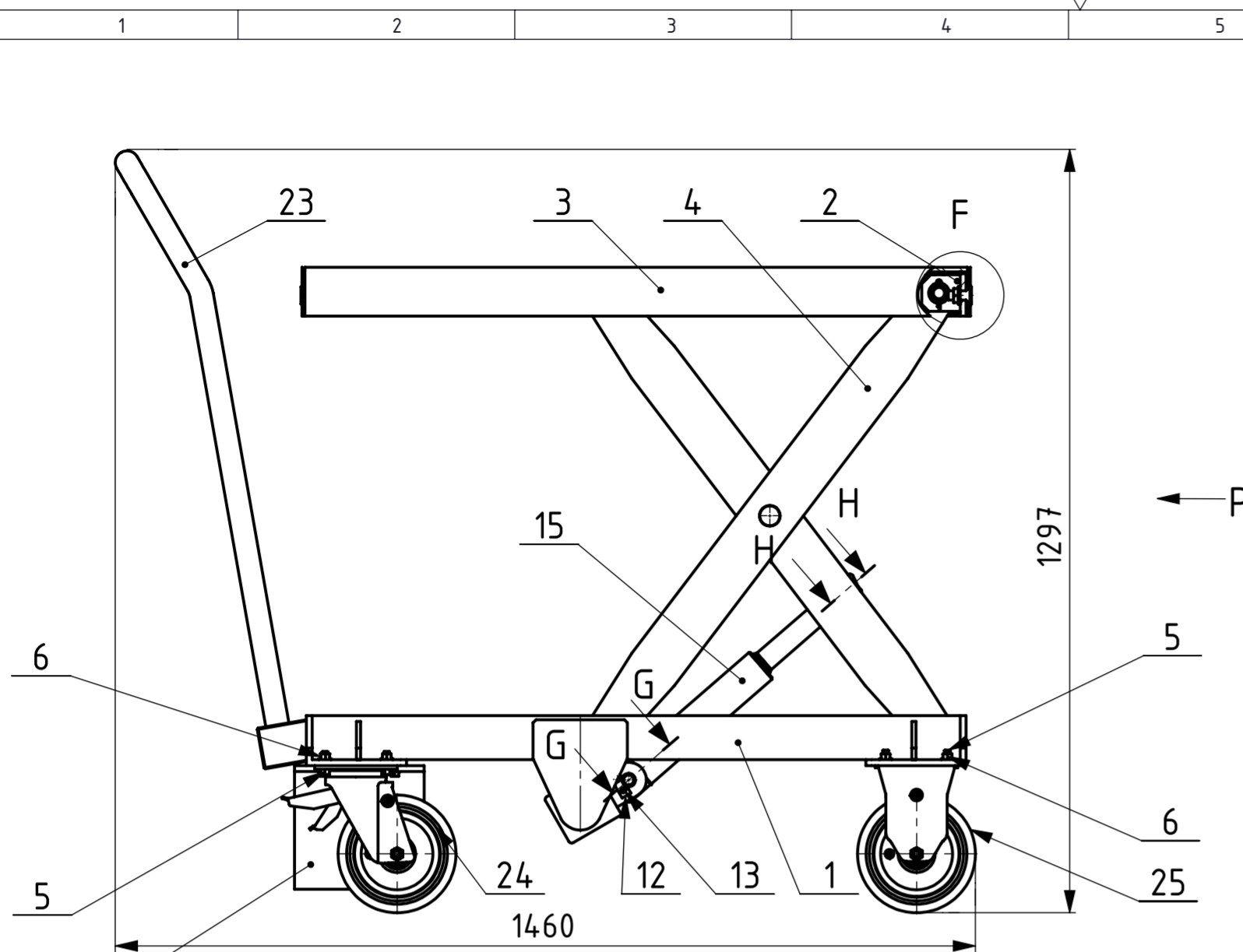
Daljnjom analizom te proračunom kritičnih dijelova konstrukcije provjereni su svi kritično opterećeni dijelovi konstrukcije.

**LITERATURA**

- [1] Ščap, D.: Transportni uređaji (Prenosila i dizala), FSB, Zagreb, 2004.
- [2] <https://www.prometna-zona.com/vilicari/>
- [3] Habus, J., Zlonoga, D.: Viličari, Nakladništvo & Marketing, Samobor, 1998.
- [4] <https://www.mobile-scissor-tables.co.uk/item/scissor-table-300kg/>
- [5] <https://www.mobile-scissor-tables.co.uk/item/hydraulic-high-lift-table-cart-125kg/>
- [6] <https://www.llmhandling.co.uk/item/1250kg-mobile-scissor-lift-platform/>
- [7] Kraut, B.: Strojarski priručnik, Sajema Zagreb, 2009.
- [8] Krolo, J.: Izvijanje, gubitak elastične stabilnosti, Zagreb, 2013.
- [9] Decker, K. H.: Elementi strojeva, Tehnička knjiga Zagreb, 2006.
- [10] Timoshenko, S., Woinowsky-Krieger, S.: Theory of plates and shells, 1959.

## **PRILOZI**

### I. Tehnička dokumentacija



Poz.	Naziv dijela	Kom.	Crtež broj	Norma	Materijal	Sirove dimenzije	Proizvođač	Masa
27	Hidraulička pumpa P51	1	-	-	Enerpac	5,4		kg
26	Držač hidrauličke pumpe	1	LV-01-00-26	S355JR	540x220x10g	10,1		kg
25	Kotač TR728506	2	-	-	Tellure Rota	4,16		kg
24	Kotač TR727226	2	-	-	Tellure Rota	6,19		kg
23	Ručka	1	LV-01-00-23	S355JR	$\varnothing 40 \times \varnothing 30 \times 2900$	10,1		kg
22	Podloška 16	4	ISO 7091	-	16	-		
21	Matica M16	4	ISO 4035	8	M16	-		
20	Vijak M16	4	ISO 10642	8.8	M16x40	-		
19	Svornjak $\varnothing 23$	1	LV-01-00-19	Č.0645	$\varnothing 23 \times 120$	0,35		kg
18	Distantni prsten 3	1	LV-01-00-18	S355JR	$\varnothing 35 \times \varnothing 23 \times 6$	0,02		kg
17	Distantni prsten 2	2	LV-01-00-17	S355JR	$\varnothing 35 \times \varnothing 23 \times 12$	0,03		kg
16	Svornjak $\varnothing 23$	1	LV-01-00-16	Č.0645	$\varnothing 23 \times 115$	0,32		kg
15	Hidraulički cilindar 640/2	1	-	-	C&C Hydraulics	-		
14	Gumeni prsten	2	ISO 3601	-	23x2,65	-		
13	Vijak M5	2	ISO 4762	8.8	M5x10	-		
12	Pločica	1	LV-01-00-12	S355JR	42x17x3	0,11		kg
11	Rascjepka	9	DIN 94	S355JR	$\varnothing 5 \times 36$	-		
10	Svornjak $\varnothing 25$	4	DIN 1433	Č.0645	$\varnothing 25 \times 85$	0,3		kg
9	Distantni prsten 1	8	LV-01-00-09	S355JR	$\varnothing 35 \times \varnothing 25 \times 5$	0,02		kg
8	Matica M8	4	DIN 6923	8	M8	-		
7	Vijak M8	4	DIN 6921	8.8	M8x35	-		
6	Matica M10	16	DIN 6923	8	M10	-		
5	Vijak M10	16	DIN 6921	8.8	M10x35	-		
4	Škarasti mehanizam	1	LV-01-04-00	S355JR	640x820x673,2	53,36		kg
3	Platforma	1	LV-01-03-00	S355JR	1135x720x89	60		kg
2	Nosač platforme	1	LV-01-02-00	S355JR	1120x700x80	20,8		kg
1	Podnica	1	LV-01-01-00	S355JR	1000x1203x221,6	67,23		kg

Broj naziva - code		Datum	Ime i prezime	Potpis
Projektirao		16.02.2024	Luka Vartušek	
Razradio		16.02.2024	Luka Vartušek	
Crtao		16.02.2024	Luka Vartušek	
Pregledao			Dr. sc. Marko Jokić	

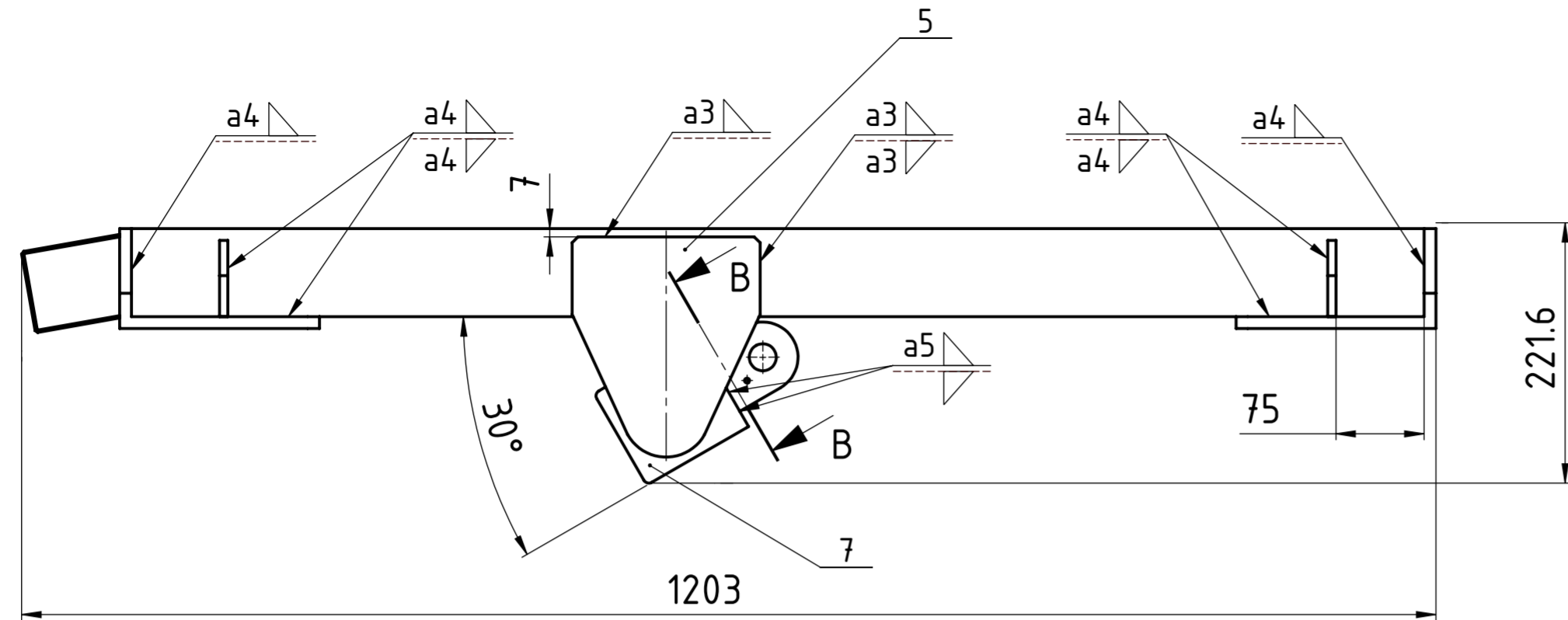
ISO - tolerancije		Objekt:	Objekt broj:
$\varnothing 34H7/k6$	+0,023 -0,027		
$\varnothing 34H7/r7$	-0,059 -0,009		
$\varnothing 30E7/f7$	+0,102 +0,060		
$\varnothing 25H7/k6$	+0,019 -0,015		
$\varnothing 25F7/k6$	+0,039 +0,005		
$\varnothing 25D9/h11$	+0,247 +0,065		

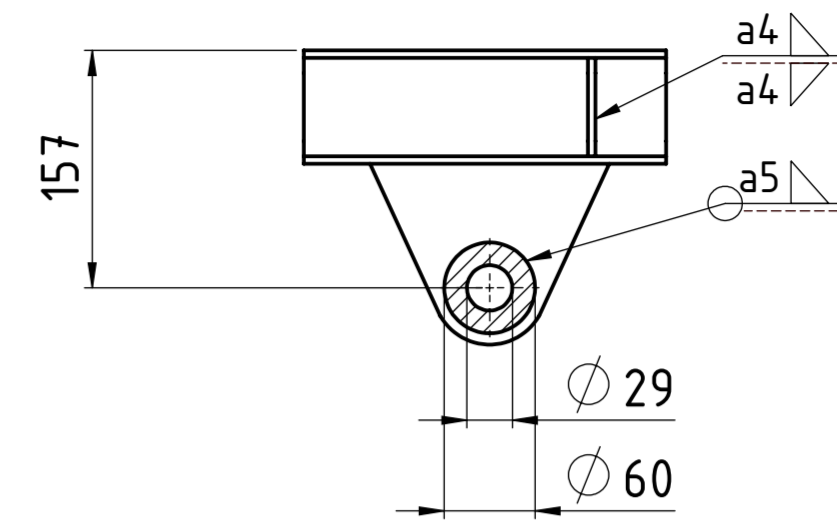
Napomena:		Materijal:	Masa: 245,21 kg
Mjerilo originala			
1:10			

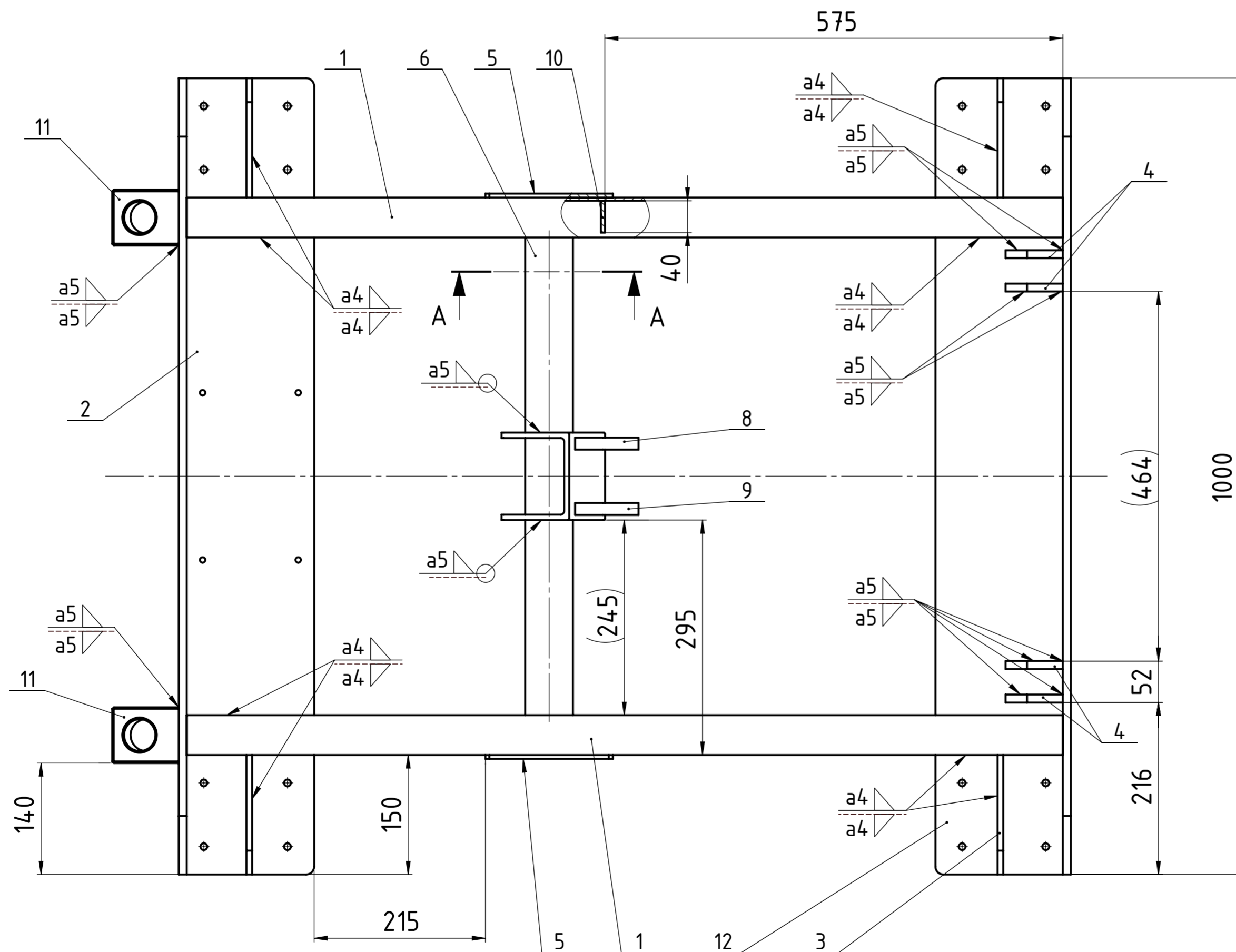
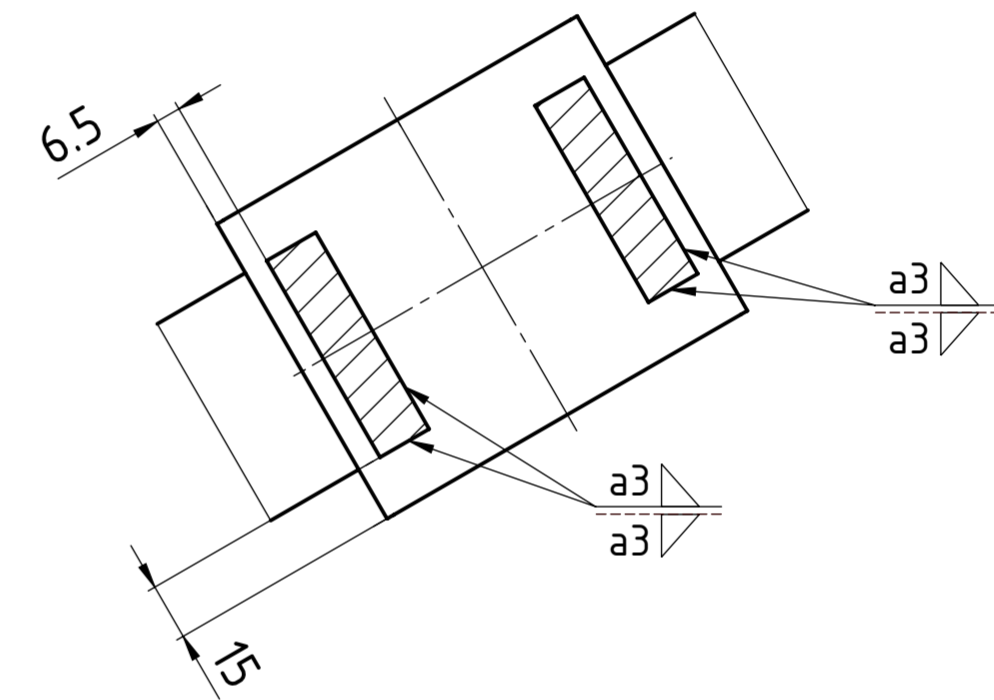
Naziv:		Pozicija:
Pokretna transportna platforma		Format: A2
Crtež broj: LV-01-00-00		Listova: 1
		List: 1



PRESJEK A-A  
1 : 5



PRESJEK B-B  
1 : 2



Napomena: pri montaži, U profili moraju biti udaljeni 3 mm od savijenih L profila

Poz.	Naziv dijela	Kom.	Crtež broj Norma	Materijal	Sirove dimenzije Proizvođač	Masa
12	L profil bez prihvaća za pumpu	1	LV-01-01-12	S355JR	250x1000x10	17,3 kg
11	Prihvat ručke	2	LV-01-01-11	S355JR	85x70x70	2,4 kg
10	Štoper	1	LV-01-01-10	S355JR	40x65x5	0,1 kg
9	Ušica 3	1	LV-01-01-09	S355JR	60x70x15	0,52 kg
8	Ušica 2	1	LV-01-01-08	S355JR	60x70x15	0,55 kg
7	U prihvat	1	LV-01-01-07	S355JR	390x90x7	1,1 kg
6	Donja greda	1	EN 10305-1	S355JR	$\varnothing_{\text{un.}} \varnothing_{\text{izv.}} 219/100$ Štraganje	9,8 kg
5	Viseća pločica	2	LV-01-01-05	S355JR	160x185x5	0,8 kg
4	Ušica 1	4	LV-01-01-04	S355JR	72x72x10	0,34 kg
3	Rebro	4	LV-01-01-03	S355JR	150x65x7	0,4 kg
2	L profil	1	LV-01-01-02	S355JR	250x1000x10	17,3 kg
1	U profil	2	DIN 1026-2	S355JR	80x50x1100	8 kg

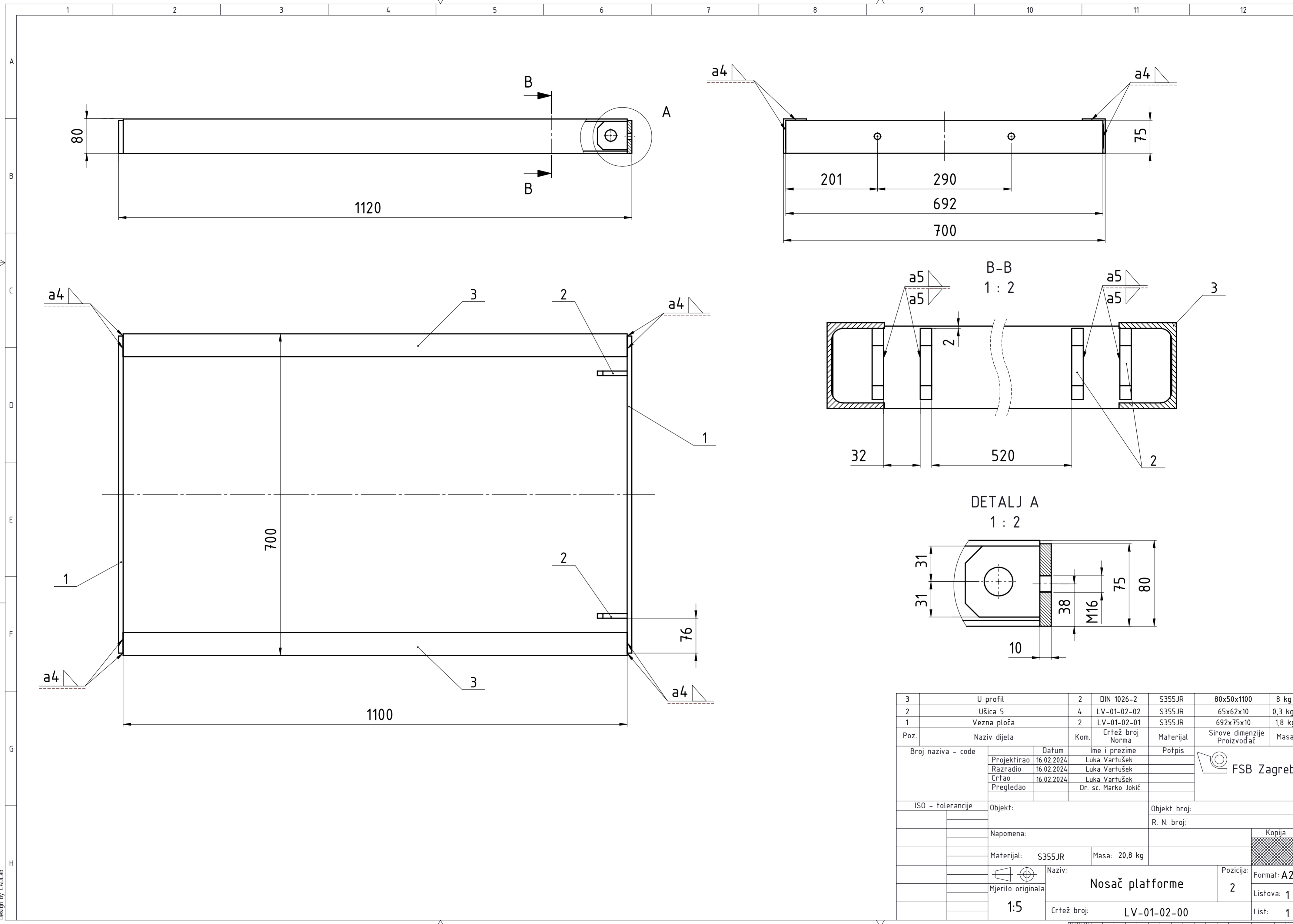
  

Broj naziva - code	Datum	Ime i prezime	Potpis
Projektirao	16.02.2024	Luka Vartušek	
Razradio	16.02.2024	Luka Vartušek	
Crtao	16.02.2024	Luka Vartušek	
Pregledao		Dr. sc. Marko Jokić	

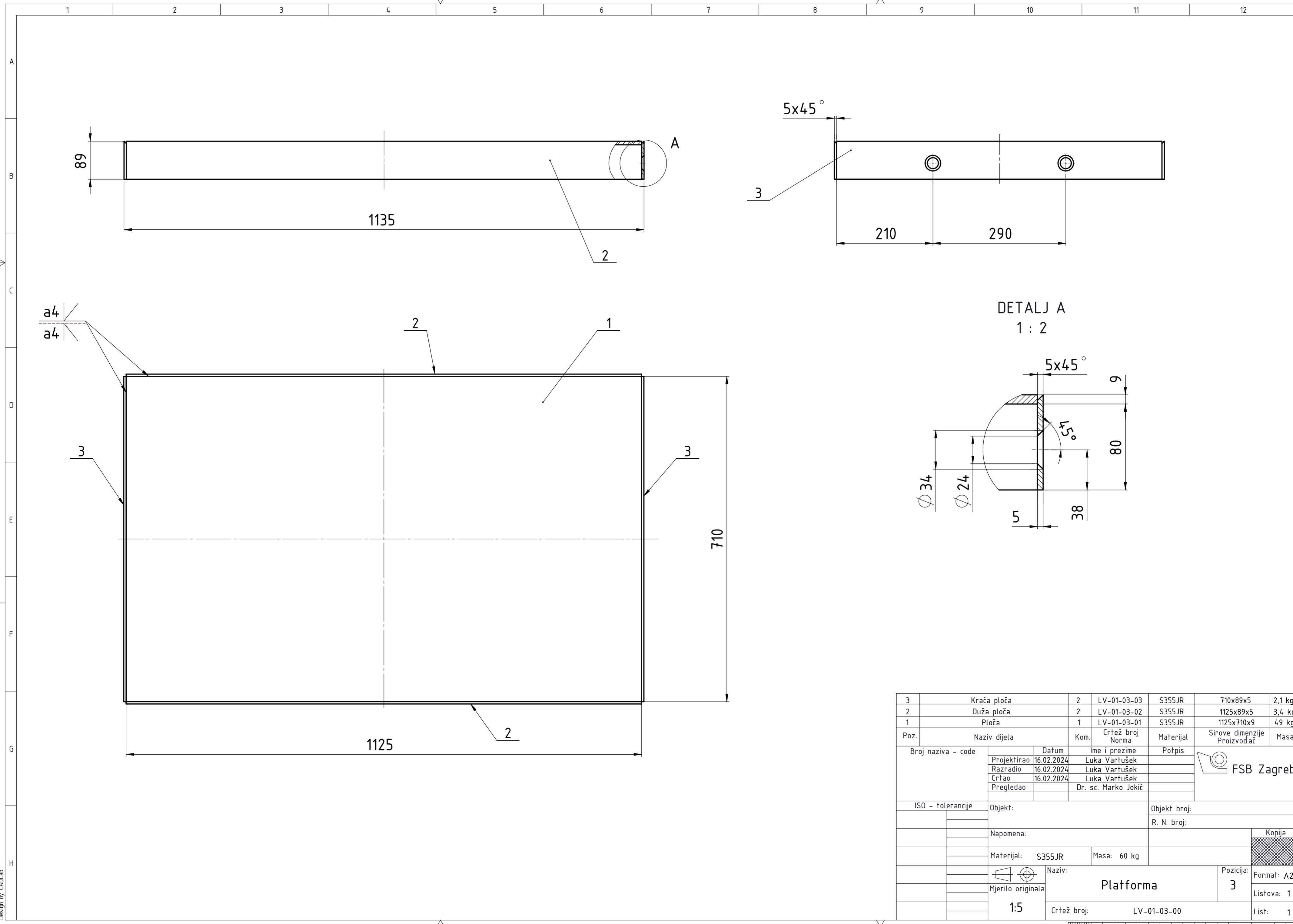
ISO - tolerancije	Objekt:	Objekt broj:
		R. N. broj:
Napomena:		Kopija
Materijal: S355JR	Masa: 72,03 kg	
Mjerilo originala	Naziv: Podnica	Pozicija: 1
1:5	Crtež broj: LV-01-01-00	Format: A2
		Listova: 1
		List: 1





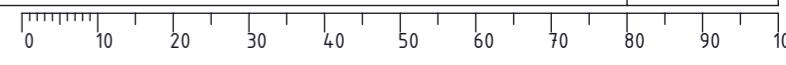
3	U profil	2	DIN 1026-2	S355JR	80x50x1100	8 kg
2	Ušica 5	4	LV-01-02-02	S355JR	65x62x10	0,3 kg
1	Vezna ploča	2	LV-01-02-01	S355JR	692x75x10	1,8 kg
Poz.	Naziv dijela	Kom.	Crtež broj Norma	Materijal	Sirove dimenzije Proizvođač	Masa
Broj naziva - code		Datum	Ime i prezime	Potpis		
Projektirao		16.02.2024	Luka Vartušek			
Razradio		16.02.2024	Luka Vartušek			
Crtao		16.02.2024	Luka Vartušek			
Pregledao			Dr. sc. Marko Jokić			
ISO - tolerancije		Objekt:	Objekt broj:			
			R. N. broj:			
Napomena:						Kopija
Materijal:		S355JR	Masa:	20,8 kg		
Mjerilo originala		Naziv: Nosač platforme			Pozicija: 2	Format: A2
1:5		Crtež broj: LV-01-02-00			Listova: 1	List: 1



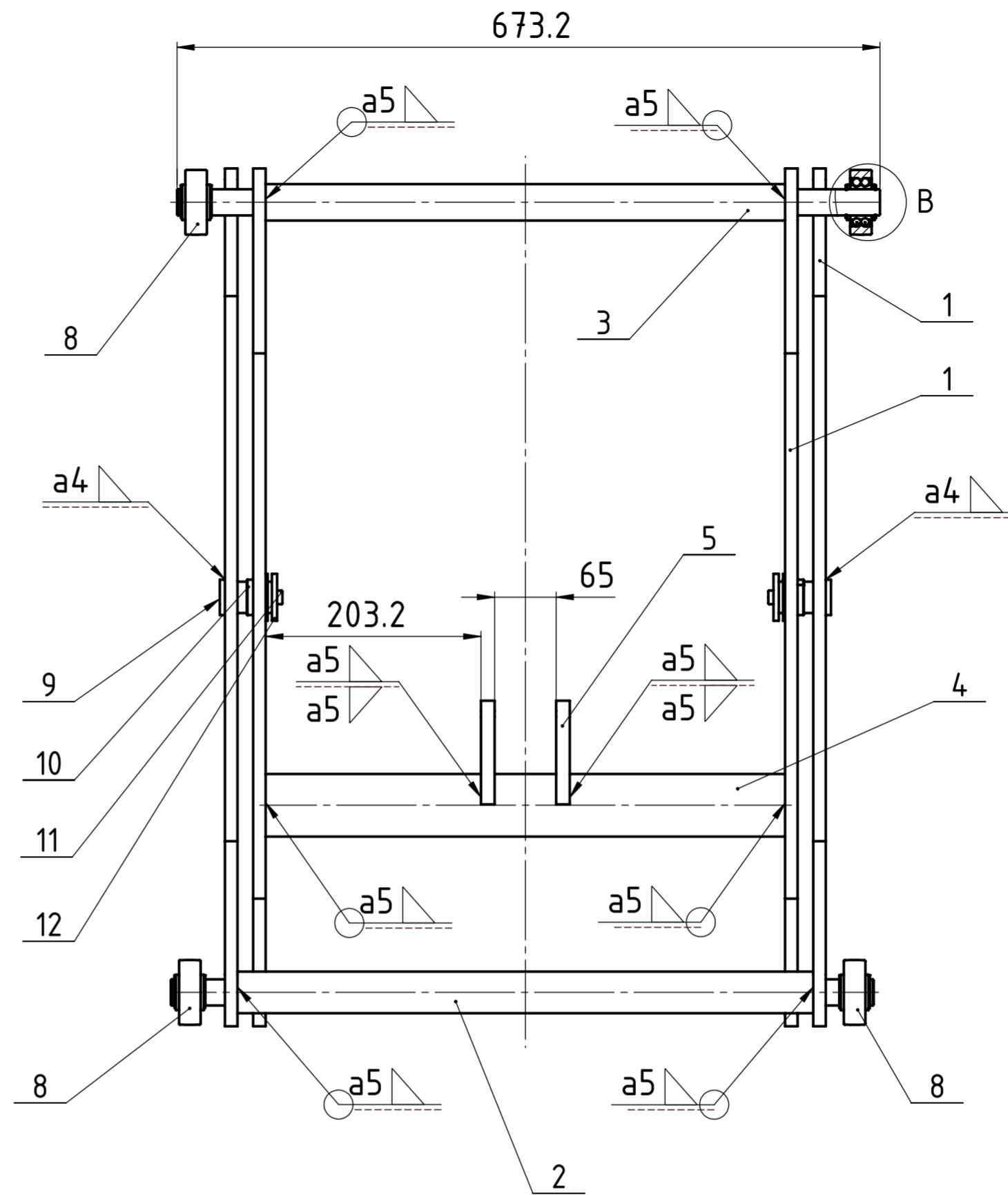
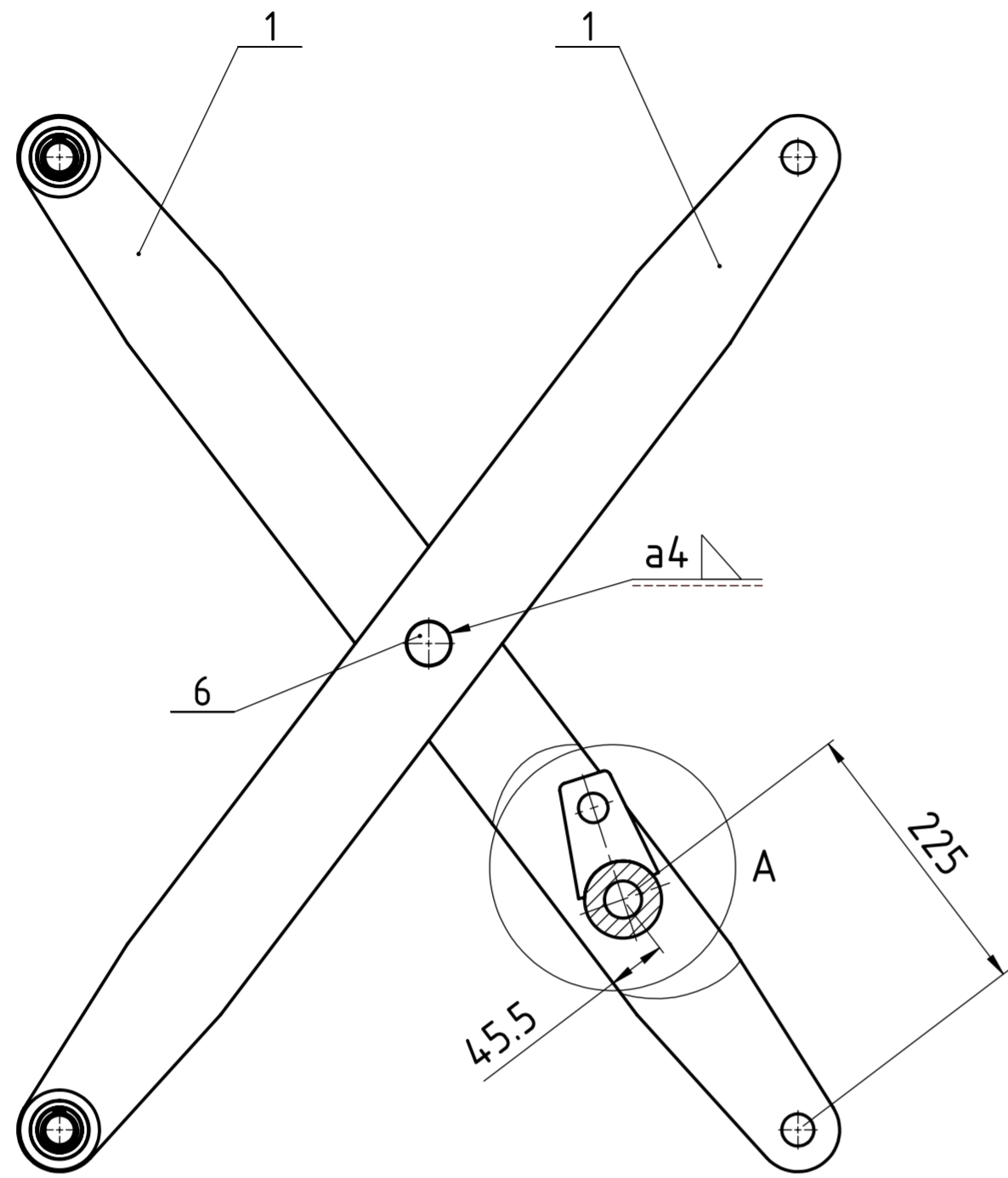


DETALJ A  
1 : 2

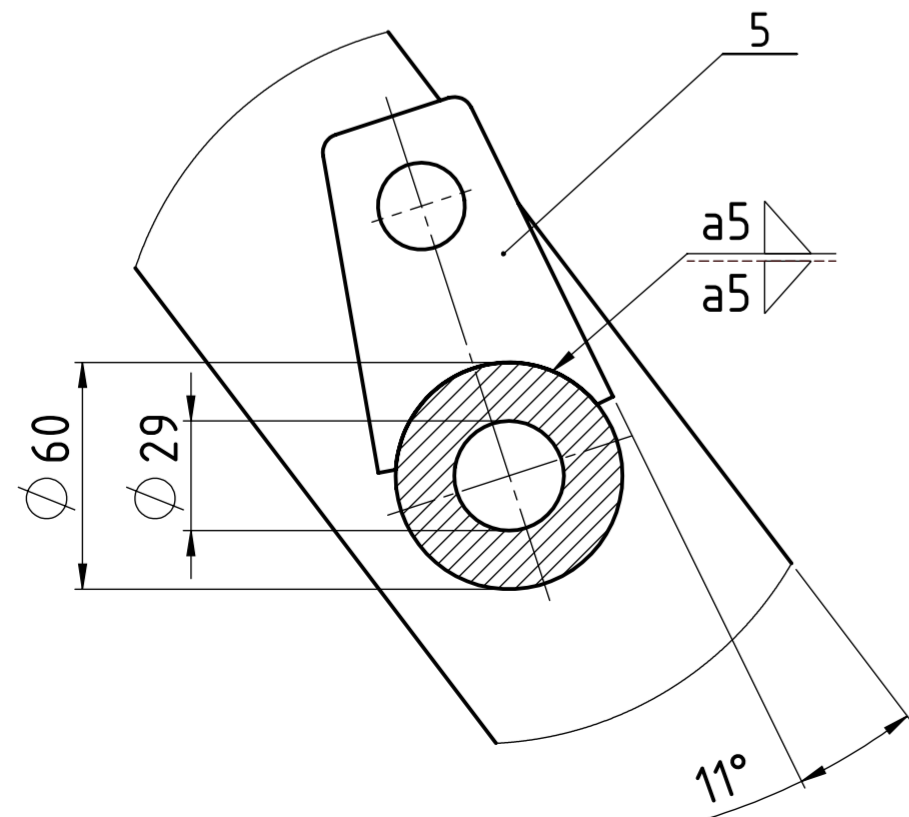
3	Kraća ploča	2	LV-01-03-03	S355JR	710x89x5	2,1 kg
2	Duža ploča	2	LV-01-03-02	S355JR	1125x89x5	3,4 kg
1	Ploča	1	LV-01-03-01	S355JR	1125x710x9	49 kg
Poz.	Naziv dijela	Kom.	Crtež broj Norma	Materijal	Sirove dimenzije Proizvođač	Masa
Broj naziva - code		Datum	Ime i prezime	Potpis		
		Projektirao	16.02.2024	Luka Vartušek		
		Razradio	16.02.2024	Luka Vartušek		
		Crtao	16.02.2024	Luka Vartušek		
		Pregledao		Dr. sc. Marko Jokić		
ISO - tolerancije		Objekt:	Objekt broj:			
				R. N. broj:		
Napomena:						Kopija
Materijal: S355JR		Masa: 60 kg				
Mjerilo originala		Naziv: Platforma		Pozicija: 3	Format: A2	
1:5		Crtež broj: LV-01-03-00		Listova: 1		List: 1



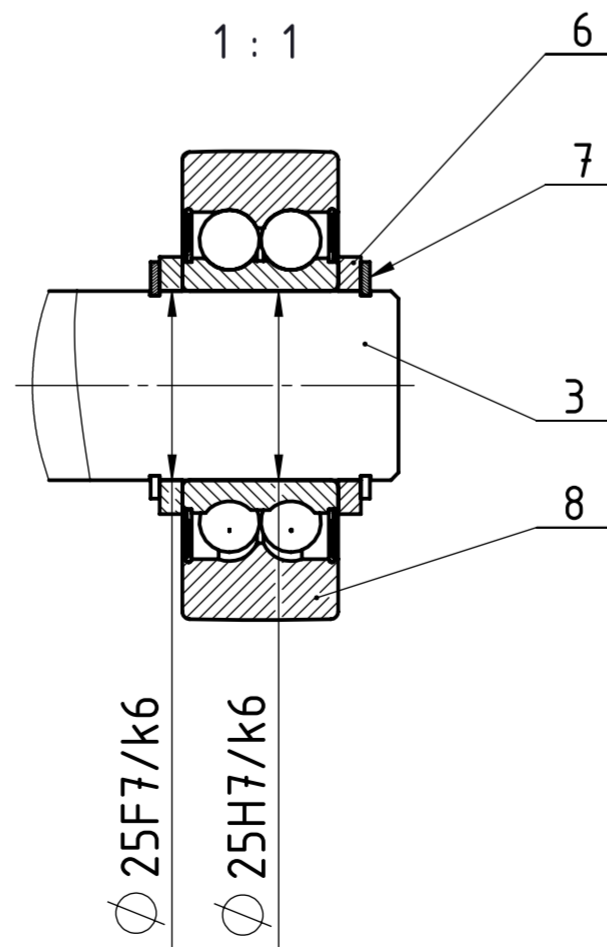




DETALJ A  
1 : 2



DETALJ B  
1 : 1

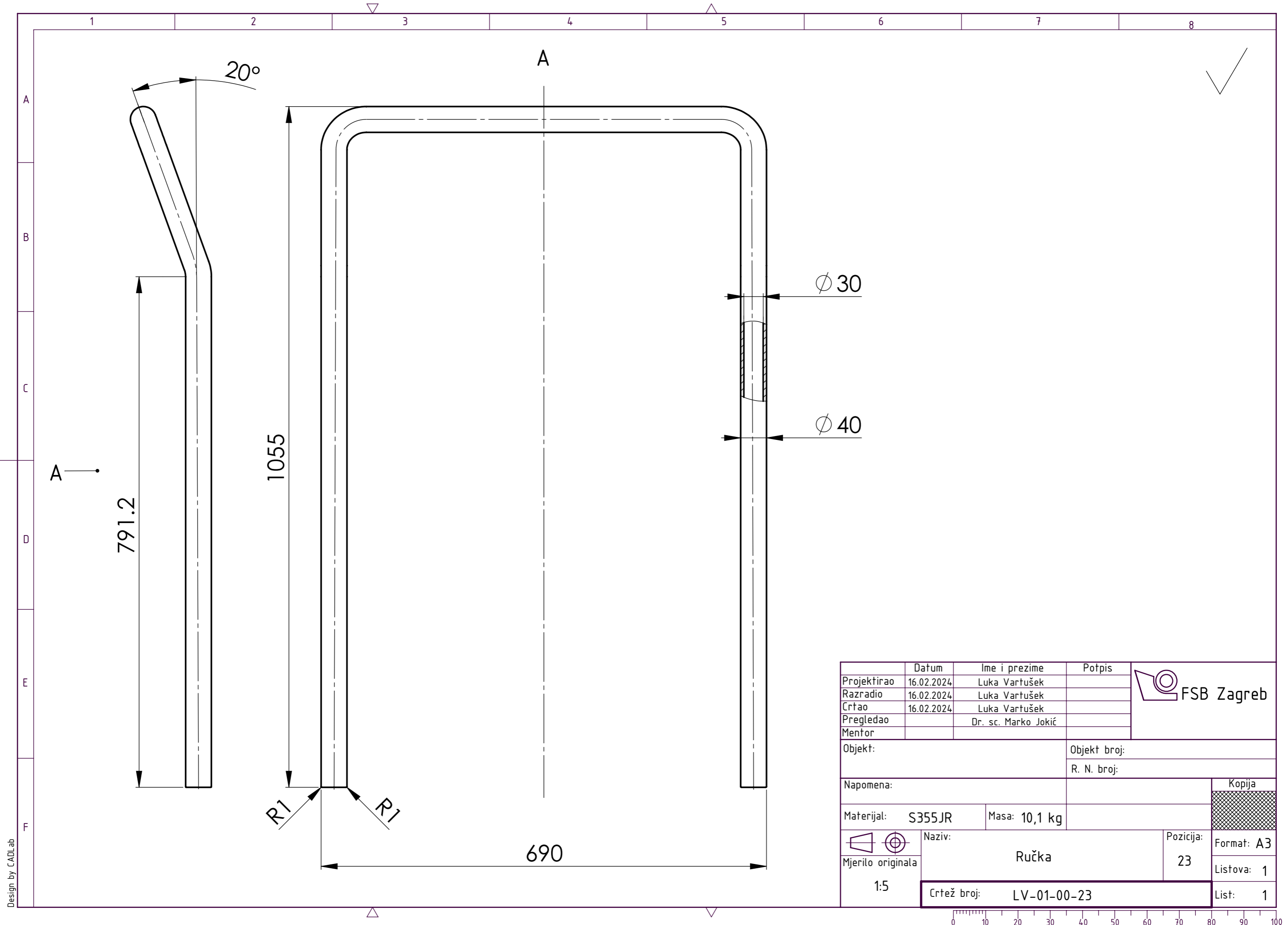


Poz.	Naziv dijela	Kom.	Crtež broj Norma	Materijal	Sirove dimenzije Proizvođač	Masa
12	Podloška	2	LV-01-04-12	S355JR	Ø 45x Ø 9x5	0,3 kg
11	Vijak M8	2	DIN 7984	8.8	M8x16	-
10	Brončana čahura PRMF 303420	2	-	-	SKF	-
9	Osovina poluga	2	LV-01-04-09	S355JR	Ø 34x Ø 50	0,31 kg
8	Ležaj SKF 305805	4	-	-	SKF	0,32 kg
7	Zeger 25x1,2	8	DIN 471	-	25x1,2	-
6	Distantni prsten 4	8	LV-01-04-06	S355JR	Ø 34x Ø 25x3	0,02 kg
5	Ušica 4	2	LV-01-04-05	S355JR	66x90x13	0,45 kg
4	Gornja greda	1	LV-01-04-04	S355JR	Ø 34x Ø 29x4,4 Strogopremat	6,8 kg
3	Osovina gornjih kotača	1	LV-01-04-03	S355JR	Ø 40x673,2	5,6 kg
2	Osovina donjih kotača	1	LV-01-04-02	S355JR	Ø 40x673,2	5,8 kg
1	Poluga	4	LV-01-04-01	S355JR	1015x91x12	7,9 kg

Broj naziva - code	Datum	Ime i prezime	Potpis
Projektirao	16.02.2024	Luka Vartušek	
Razradio	16.02.2024	Luka Vartušek	
Crtao	16.02.2024	Luka Vartušek	
Pregledao		Dr. sc. Marko Jokić	

ISO - tolerancije		Objekt:	Objekt broj:
Ø 25F7/k6	+0,039 +0,005		R. N. broj:
Ø 25H7/k6	+0,019 -0,015		
Materijal:	Masa: 53,36 kg		Kopija
Mjerilo originala	Naziv: Škarasti mehanizam	Pozicija: 4	Format: A2
1:5	Crtež broj: LV-01-04-00		Listova: 1
			List: 1

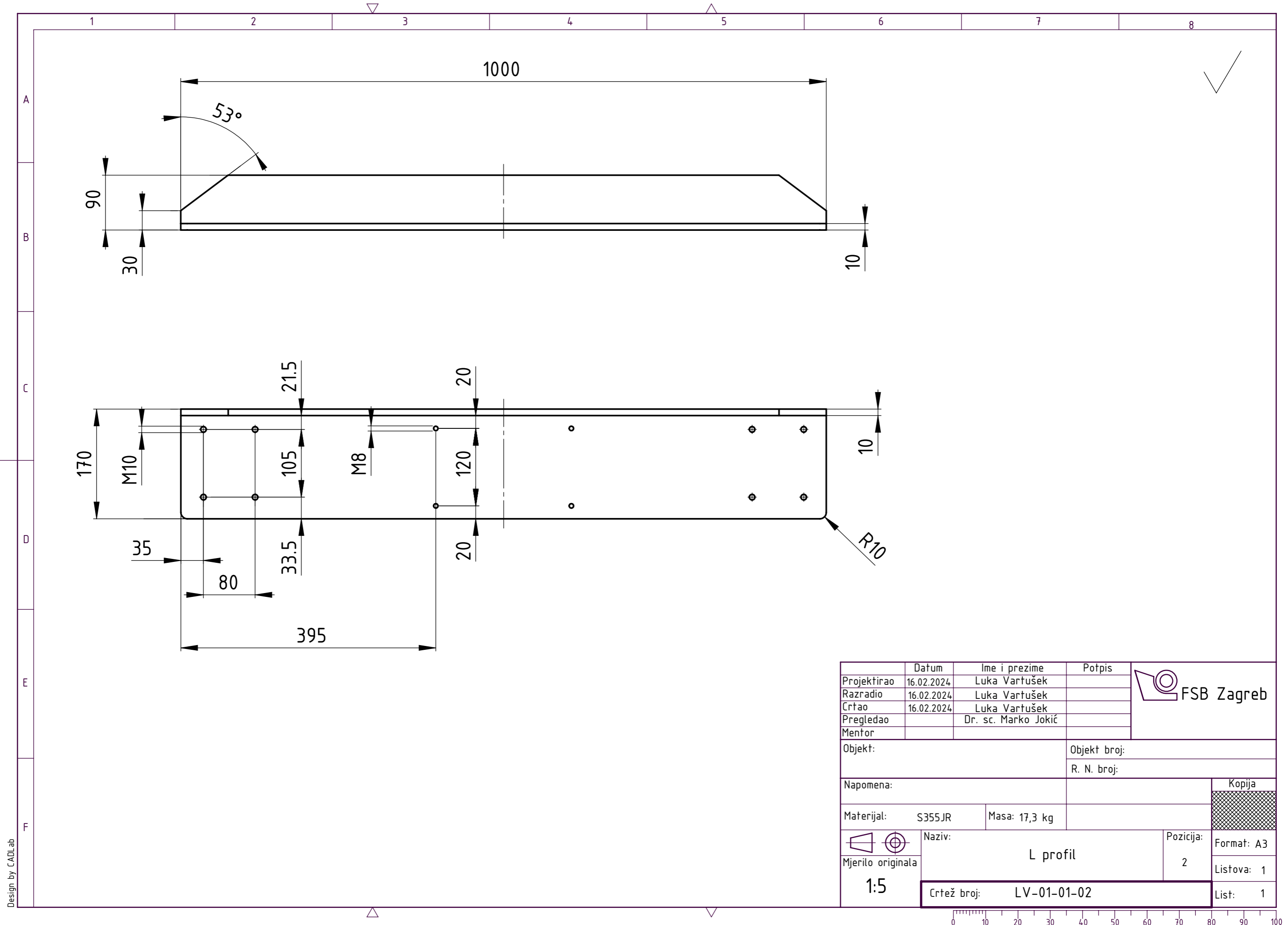




	Datum	Ime i prezime	Potpis	
Projektirao	16.02.2024	Luka Vartušek		
Razradio	16.02.2024	Luka Vartušek		
Crtao	16.02.2024	Luka Vartušek		
Pregledao		Dr. sc. Marko Jokić		
Mentor				
Objekt:			Objekt broj:	
			R. N. broj:	
Napomena:				Kopija
Materijal: S355JR		Masa: 10,1 kg		
Naziv: Ručka			Pozicija: 23	
Mjerilo originala: 1:5			Format: A3	
Crtež broj: LV-01-00-23			Listova: 1	List: 1



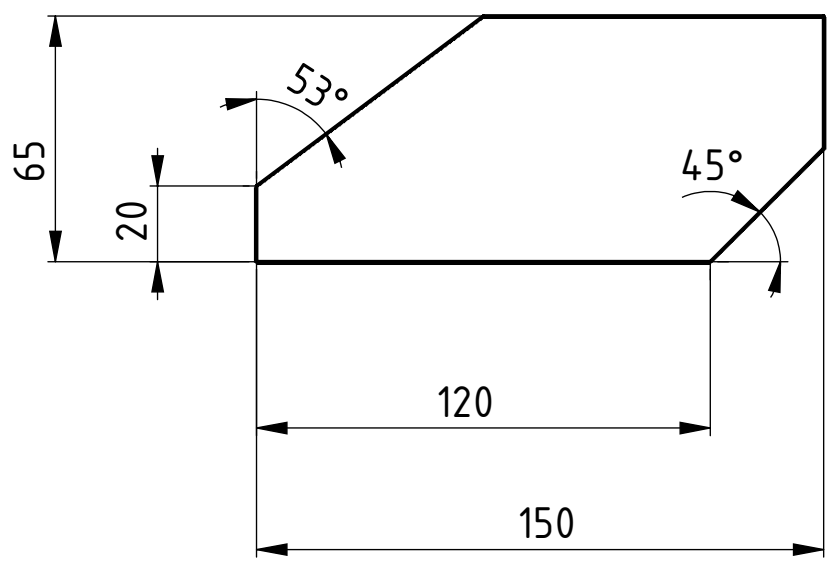
Design by CADLab



Design by CADLab

	Datum	Ime i prezime	Potpis	
Projektirao	16.02.2024	Luka Vartušek		
Razradio	16.02.2024	Luka Vartušek		
Crtao	16.02.2024	Luka Vartušek		
Pregledao		Dr. sc. Marko Jokić		
Mentor				
Objekt:			Objekt broj:	
			R. N. broj:	
Napomena:				Kopija
Materijal: S355JR		Masa: 17,3 kg		
Naziv: L profil			Pozicija: 2	
Mjerilo originala: 1:5			Format: A3	
Crtež broj: LV-01-01-02			Listova: 1	List: 1

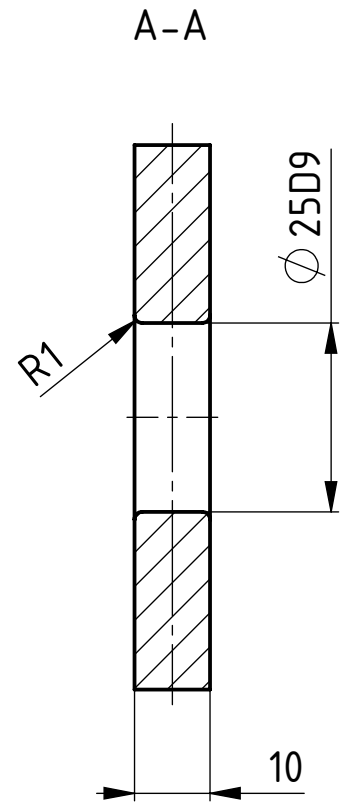
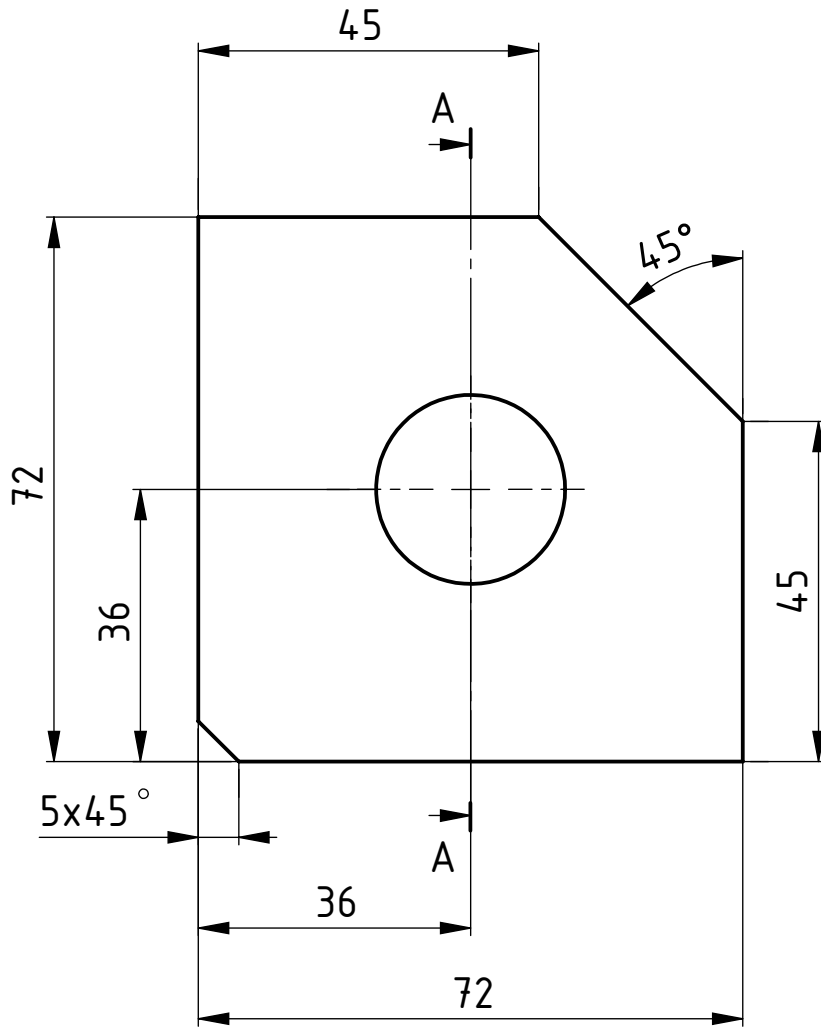
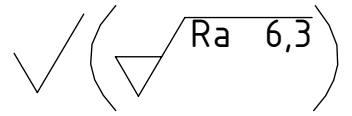




t = 7 mm

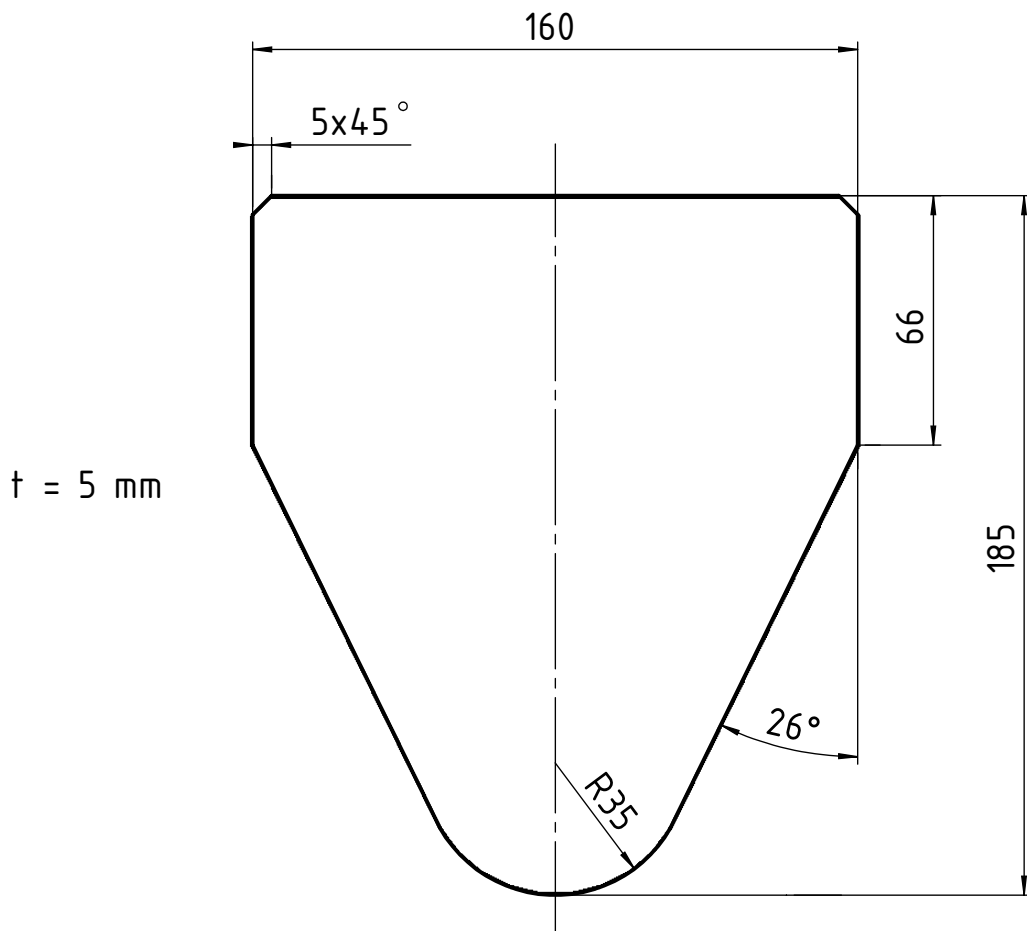
	Datum	Ime i prezime	Potpis	
Projektirao	16.02.2024	Luka Vartušek		
Razradio	16.02.2024	Luka Vartušek		
Crtao	16.02.2024	Luka Vartušek		
Pregledao		Dr. sc. Marko Jokić		
Objekt:		Objekt broj:		
		R. N. broj:		
Napomena:				Kopija
Materijal:	S355JR	Masa:	0,4 kg	
	Naziv:		Pozicija:	Format: A4
Mjerilo originala	Rebro		3	Listova: 1
1:2	Crtež broj: LV-01-01-03			List: 1

Design by CADLab



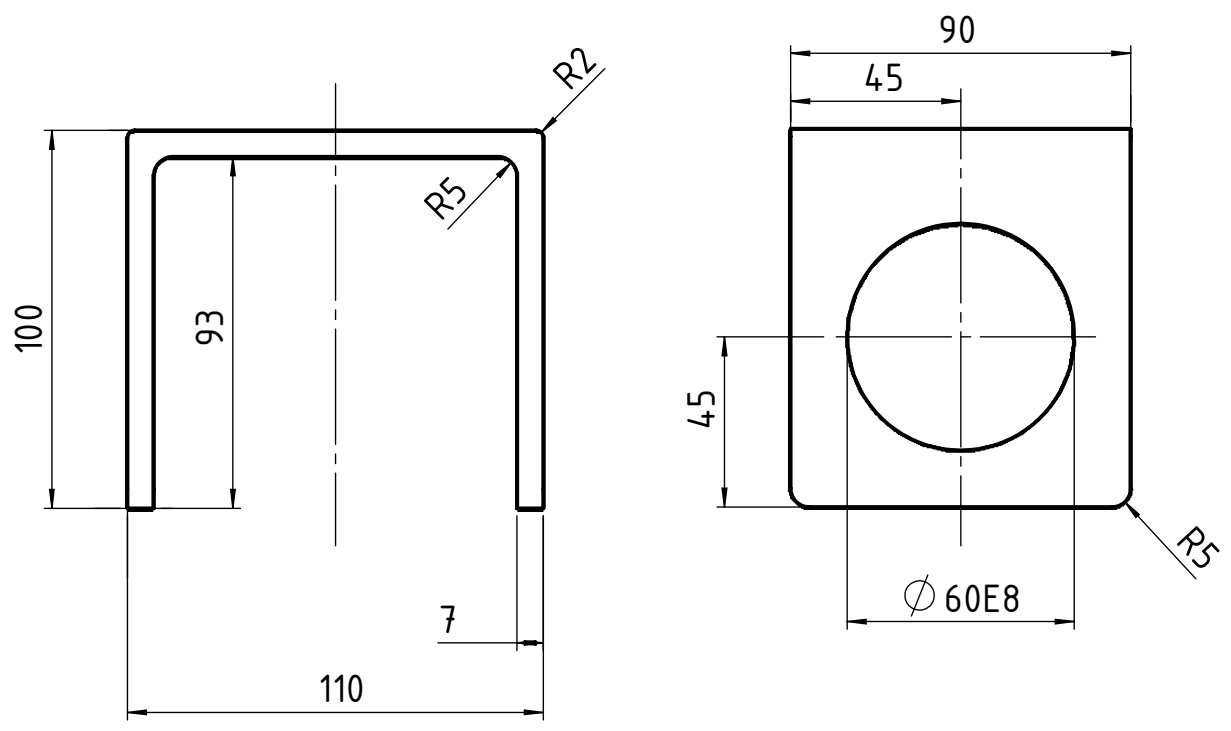
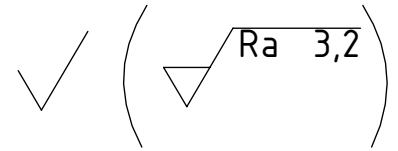
Broj naziva - code		Projektirao	Datum	Ime i prezime	Potpis	
		Razradio	16.02.2024	Luka Vartušek		
		Crtao	16.02.2024	Luka Vartušek		
		Pregledao		Dr. sc. Marko Jokić		
ISO - tolerancije		Objekt:			Objekt broj:	
Ø 25D9	+0,117				R. N. broj:	
	+0,065					
		Napomena:				Kopija
		Materijal: S355JR	Masa: 0,34 kg			
		Naziv: Ušica 1				
		Mjerilo originala 1:1			Format: A4	
		Crtež broj: LV-01-01-04			Listova: 1	
					List: 1	

Design by CADL.ab



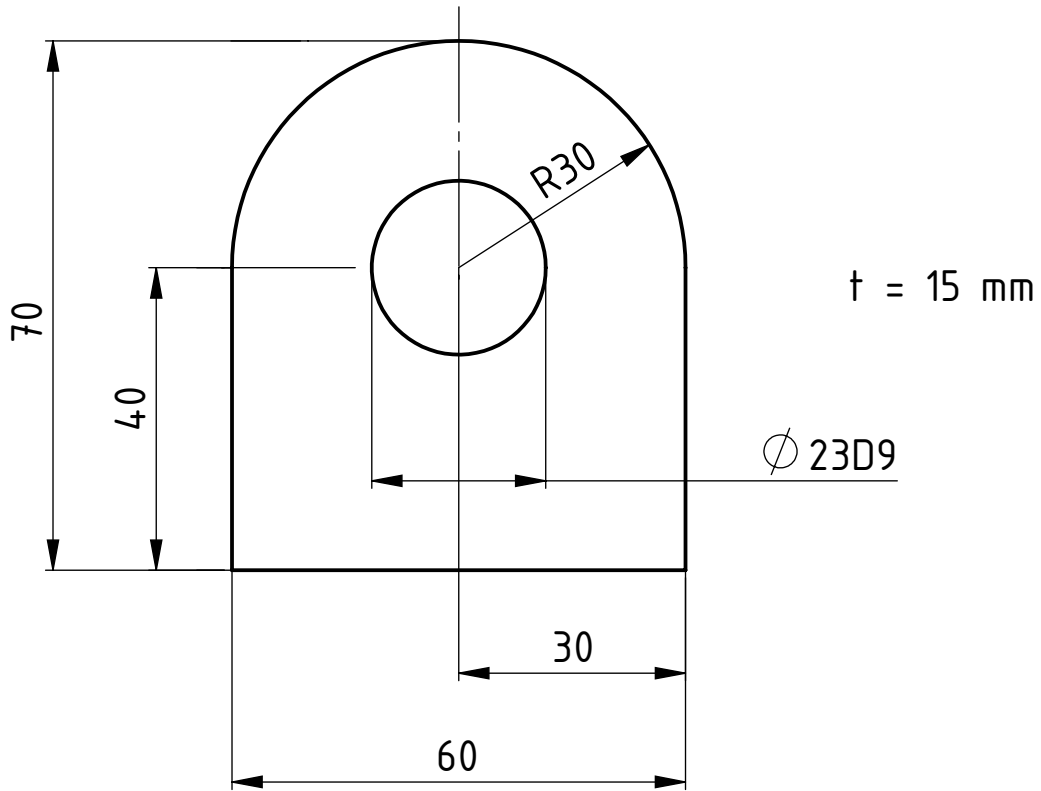
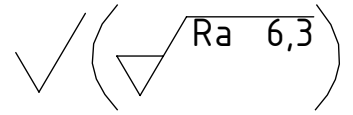
	Datum	Ime i prezime	Potpis	
Projektirao	16.02.2024	Luka Vartušek		
Razradio	16.02.2024	Luka Vartušek		
Crtao	16.02.2024	Luka Vartušek		
Pregledao		Dr. sc. Marko Jokić		
Objekt:			Objekt broj:	
			R. N. broj:	
Napomena:				Kopija
Materijal: S355JR			Masa: 0,8 kg	
	Naziv:		Pozicija:	Format: A4
Mjerilo originala	Viseća pločica		5	Listova: 1
1:2	Crtež broj: LV-01-01-05			List: 1

Design by CADLab



		Datum	Ime i prezime	Potpis	
		Projektirao	Luka Vartušek		
		Razradio	Luka Vartušek		
		Crtao	Luka Vartušek		
		Pregledao	Dr. sc. Marko Jokić		
		Objekt:		Objekt broj:	
$\phi 60E8$ +0.106 +0.06				R. N. broj:	
		Napomena:			Kopija
		Materijal: S355JR	Masa: 1,1 kg		
		 Mjerilo originala	Naziv: U prihvāt		Pozicija: 7
		1:2	Crtež broj: LV-01-01-07		Format: A4
					Listova: 1
					List: 1

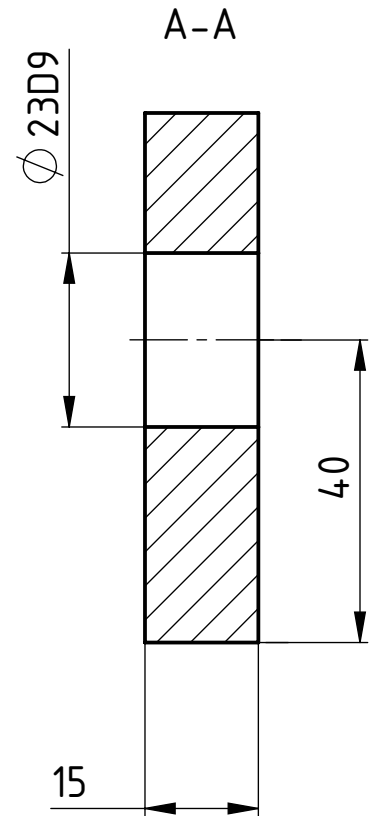
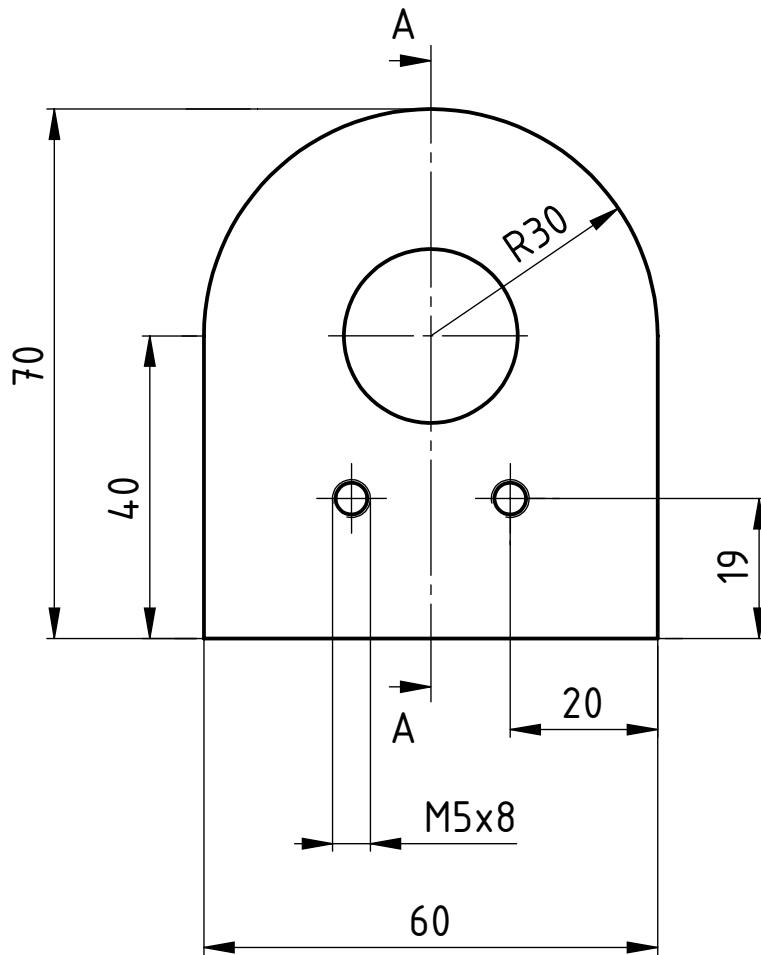
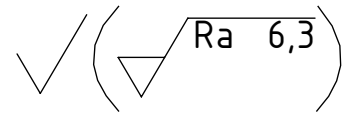
Design by CADLab



Broj naziva - code	Projektirao	Datum	Ime i prezime	Potpis	
	Razradio	16.02.2024	Luka Vartušek		
	Crtao	16.02.2024	Luka Vartušek		
	Pregledao		Dr. sc. Marko Jokić		
ISO - tolerancije		Objekt:		Objekt broj:	
$\phi 23D9$	+0,117			R. N. broj:	
	+0,065				
Napomena:					Kopija
Materijal: S355JR			Masa: 0,55 kg		
		Naziv:			
Mjerilo originala		Ušica 2		8	Format: A4
1:1		Crtež broj: LV-01-01-08			Listova: 1
					List: 1

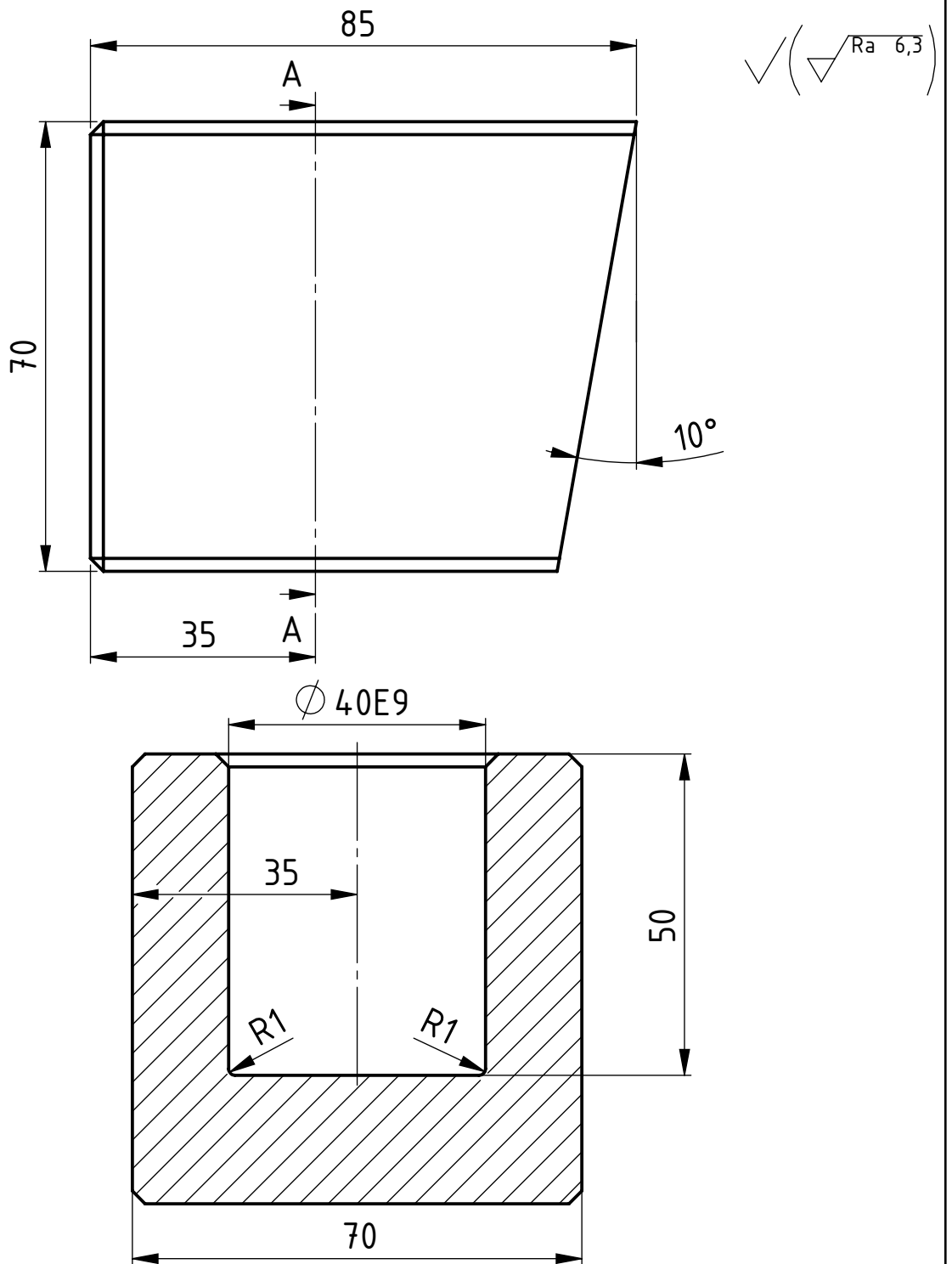
Design by CADL.ab

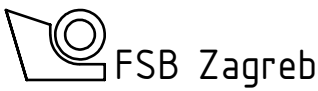
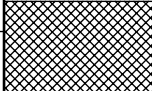
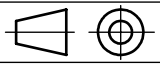




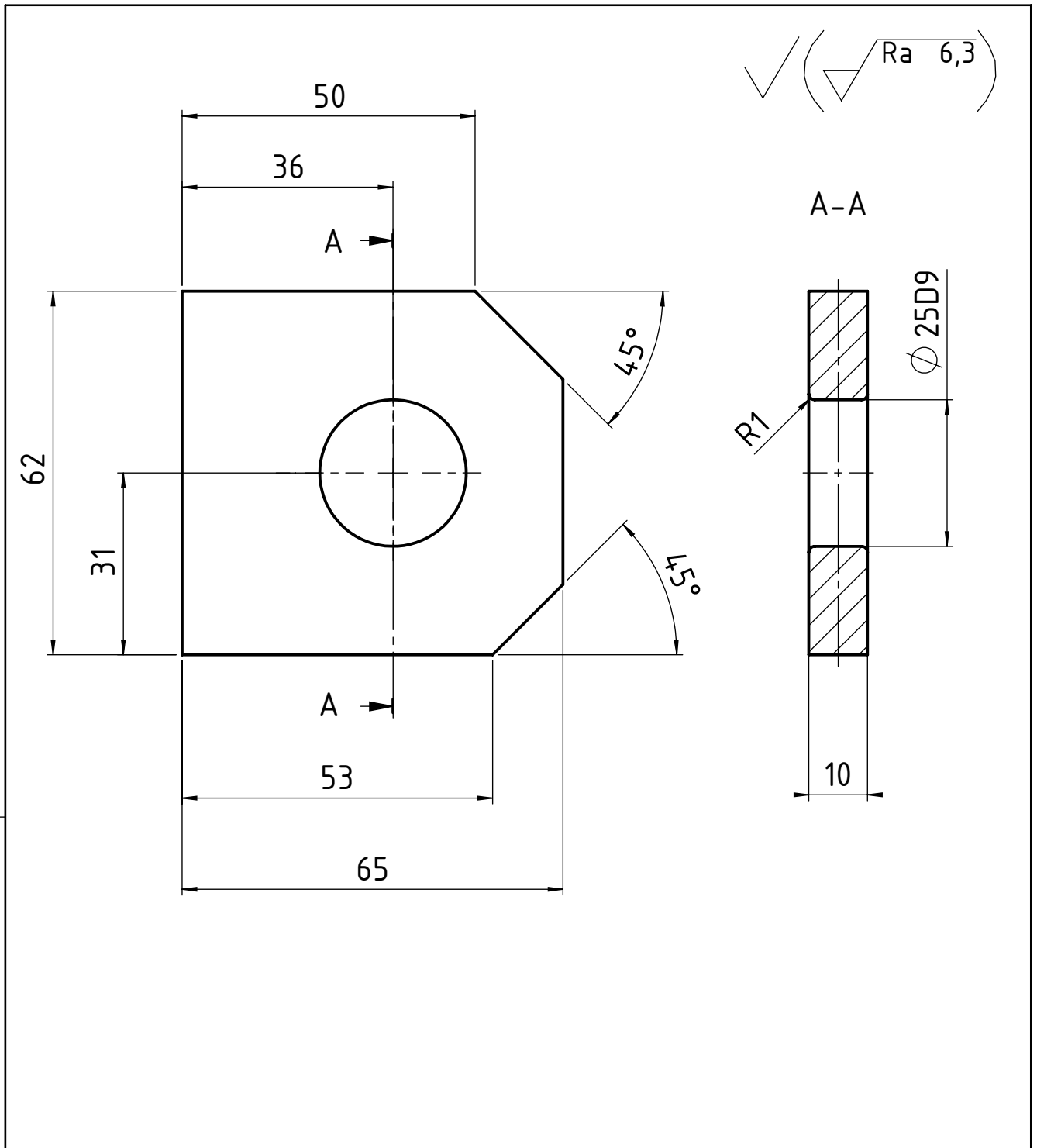
Broj naziva - code	Projektirao	Datum	Ime i prezime	Potpis	
	Razradio	16.02.2024	Luka Vartušek		
	Crtao	16.02.2024	Luka Vartušek		
	Pregledao		Dr. sc. Marko Jokić		
ISO - tolerancije		Objekt:		Objekt broj:	
$\phi 23D9$	+0,117			R. N. broj:	
	+0,065				
		Napomena:			Kopija
		Materijal:	S355JR	Masa:	0,52 kg
				Naziv:	
		Mjerilo originala		Ušica 3	
		1:1		Pozicija:	
		Crtež broj:		9	
		LV-01-01-09		Format: A4	
				Listova: 1	
				List: 1	


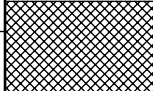
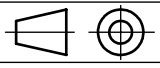
Design by CADL.ab



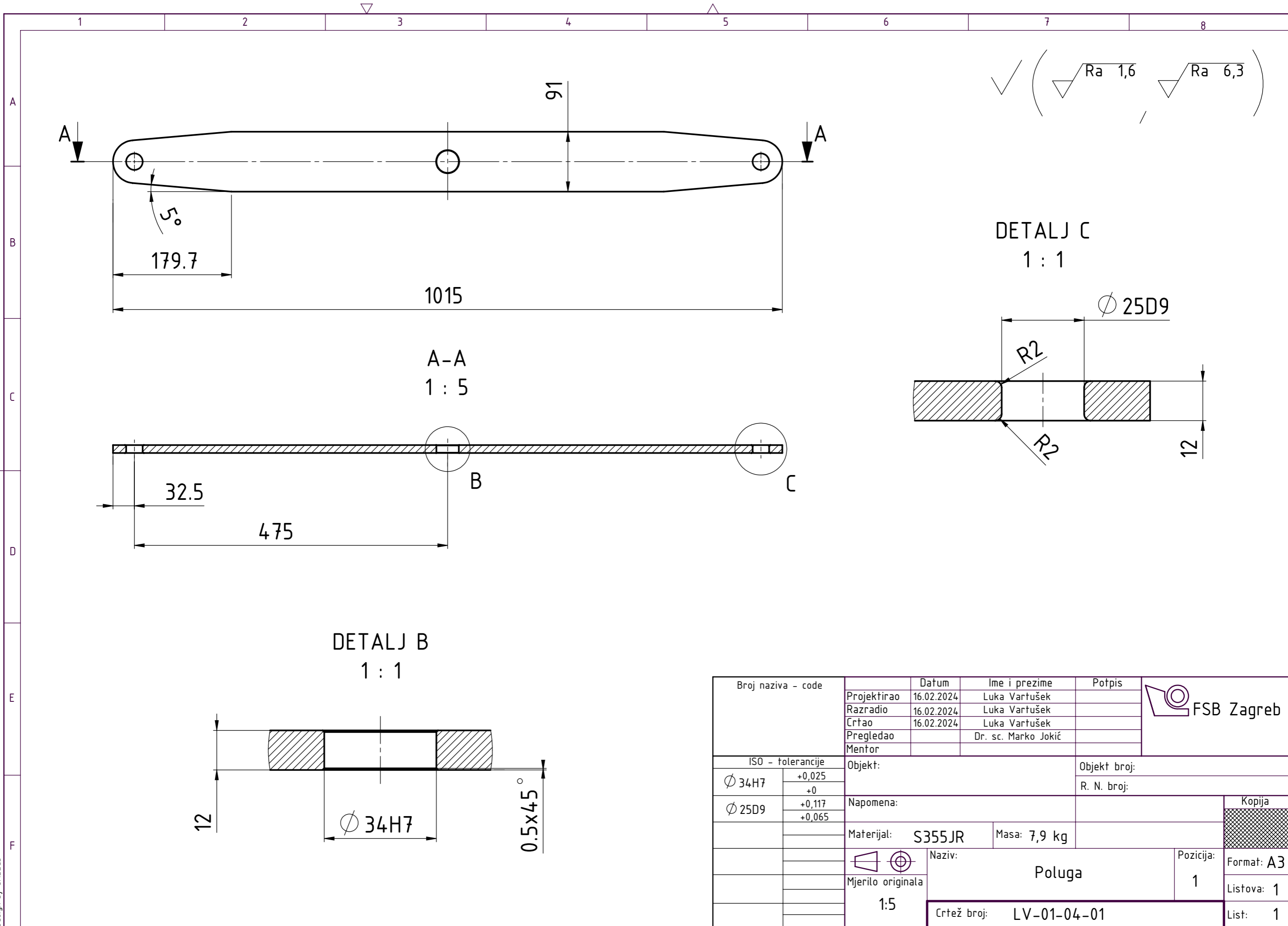
Broj naziva - code		Datum	Ime i prezime	Potpis		
		Projektirao	16.02.2024	Luka Vartušek		
		Razradio	16.02.2024	Luka Vartušek		
		Crtao	16.02.2024	Luka Vartušek		
		Pregledao	Dr. sc. Marko Jokić			
ISO - tolerancije		Objekt:		Objekt broj:		
Ø 40E9	+0,112					
	+0,05			R. N. broj:		
		Napomena: Sva nekotirana skošenja iznose 2x45°			Kopija	
		Materijal: S355JR	Masa: 2,4 kg			
			Naziv: Prihvat ručke		Pozicija: 11	
		Mjerilo originala			Format: A4	
		1:1	Crtež broj: LV-01-01-11		Listova: 1	
					List: 1	

Design by CADL.ab



Broj naziva - code	Projektirao	Datum	Ime i prezime	Potpis	
	Razradio	16.02.2024	Luka Vartušek		
	Crtao	16.02.2024	Luka Vartušek		
	Pregledao		Dr. sc. Marko Jokić		
ISO - tolerancije	Objekt:			Objekt broj:	
$\phi 25D9$ $+0,117$ $+0,065$				R. N. broj:	
	Napomena:				Kopija
	Materijal:	S355JR	Masa:	0,3 kg	
		Naziv:			Pozicija:
	Mjerilo originala	Ušica 5			2
	1:1	Crtež broj:			Format: A4
		LV-01-02-02			Listova: 1
					List: 1

Design by CADL.ab



✓ ( Ra 1,6 / Ra 6,3 )

DETALJ C  
1 : 1

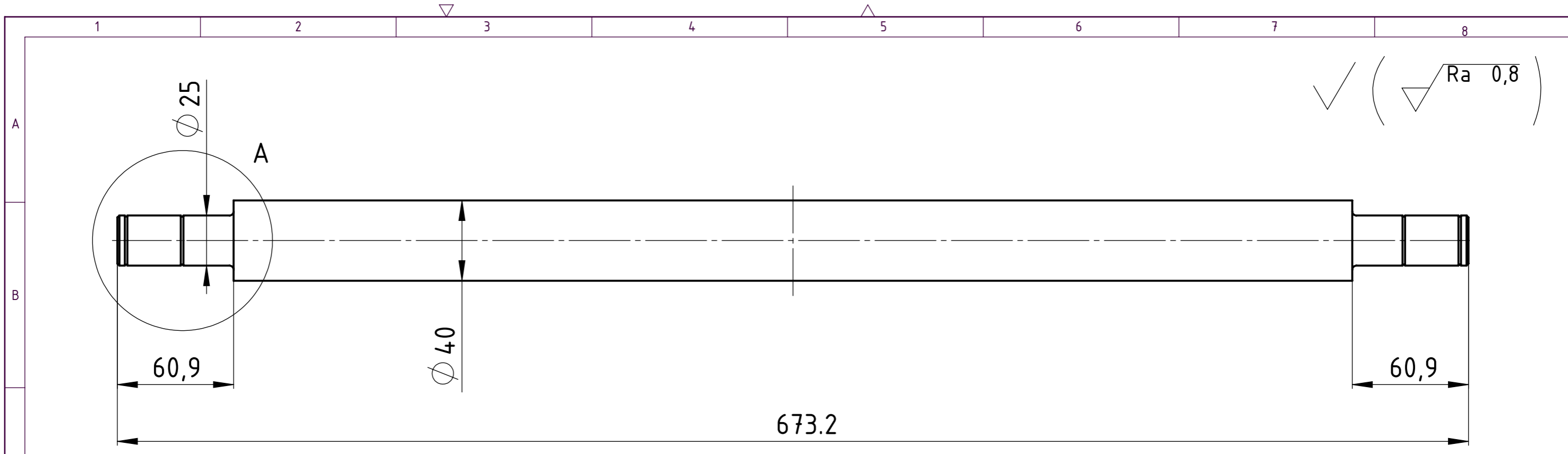
A-A  
1 : 5

DETALJ B  
1 : 1

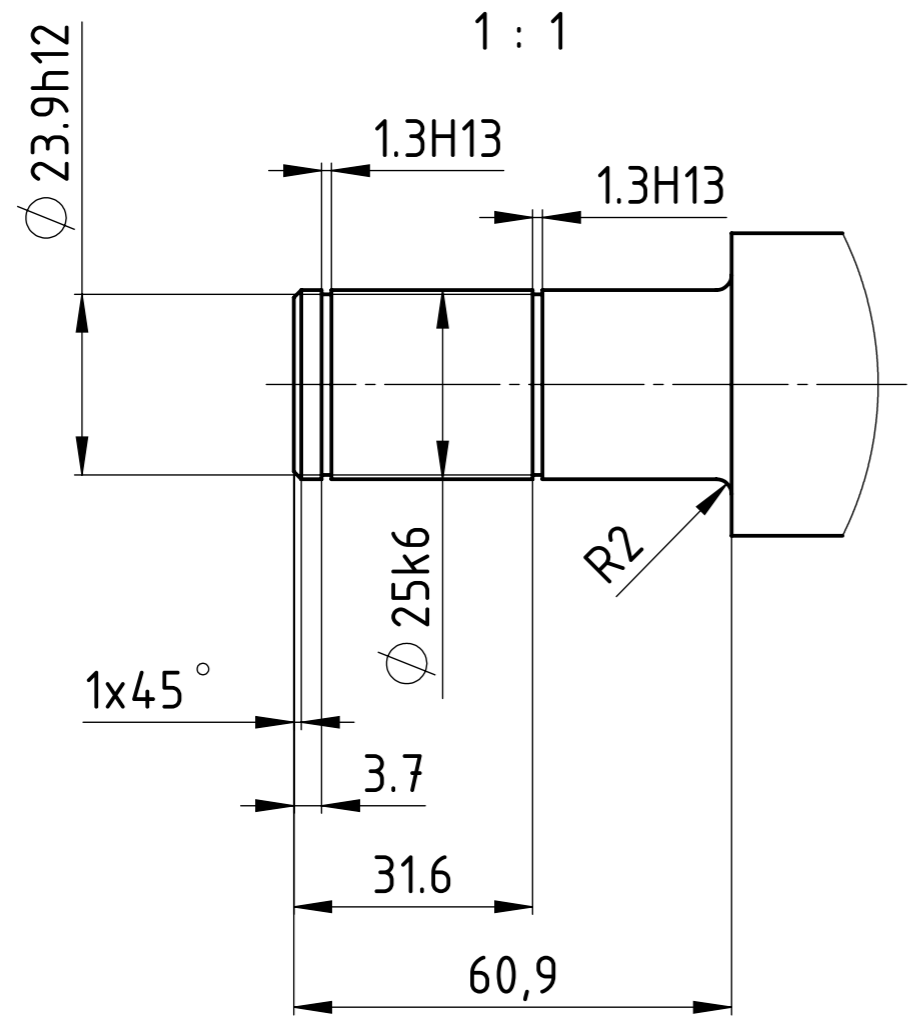
Broj naziva - code	Projektirao	16.02.2024	Ime i prezime	Luka Vartušek	Potpis	
	Razradio	16.02.2024	Luka Vartušek			
	Crtao	16.02.2024	Luka Vartušek			
	Pregledao		Dr. sc. Marko Jokić			
	Mentor					
ISO - tolerancije		Objekt:		Objekt broj:		
Ø 34H7	+0,025 +0			R. N. broj:		
Ø 25D9	+0,117 +0,065	Napomena:				
		Materijal:	S355JR	Masa:	7,9 kg	
		Mjerilo originala	Naziv:		Poluga	
		1:5	Pozicija:		1	
		Crtež broj:			LV-01-04-01	

Kopija
Format: A3
Listova: 1
List: 1



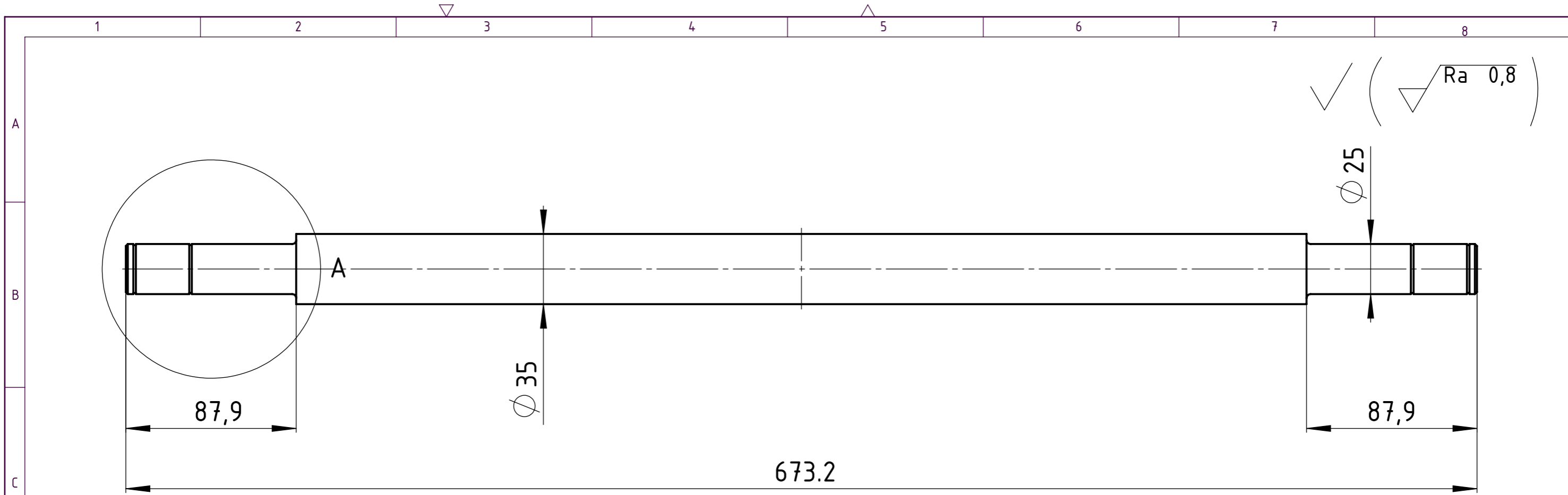


DETALJ A  
1 : 1

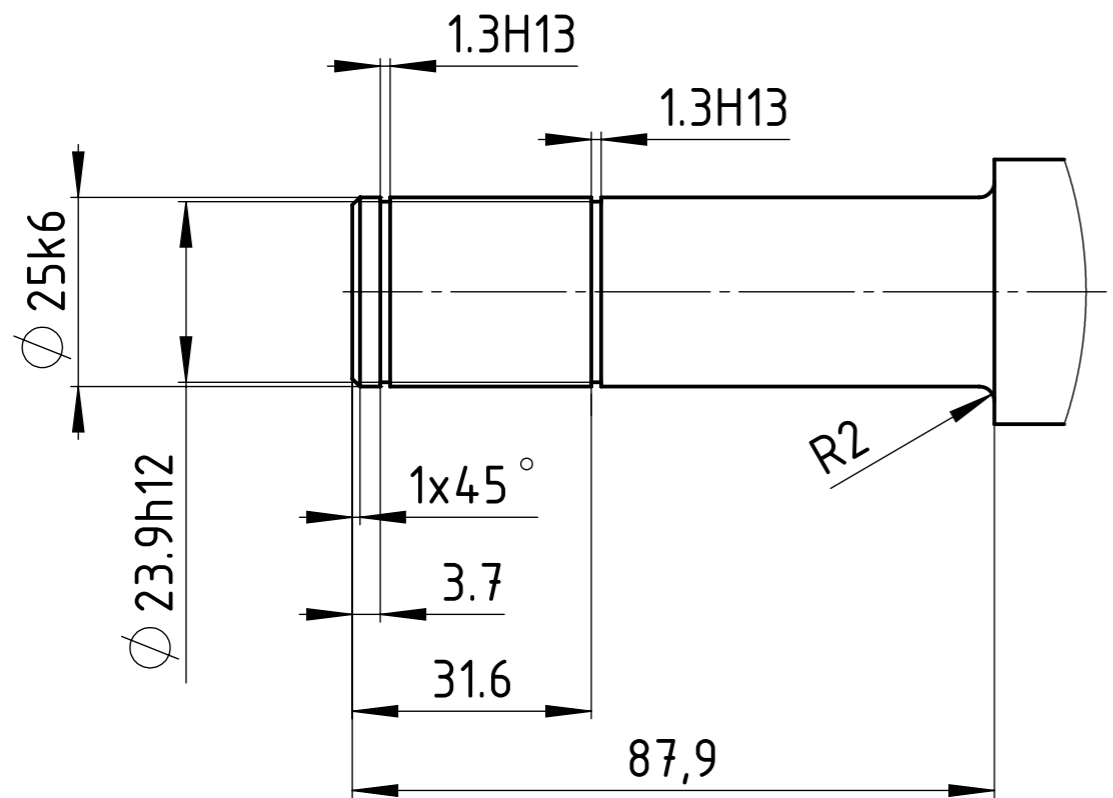


Broj naziva - code	Projektirao	Datum	Ime i prezime	Potpis	
	Razradio	16.02.2024	Luka Vartušek		
	Crtao	16.02.2024	Luka Vartušek		
	Pregledao		Dr. sc. Marko Jokić		
	Mentor				
ISO - tolerancije		Objekt:		Objekt broj:	
$\phi 25k6$	+0,015 +0,002			R. N. broj:	
$\phi 23,9h12$	+0 -0,21	Napomena:			
1,3H13	+0,14 +0	Materijal:	S355JR	Masa:	5,8 kg
		Naziv:		Pozicija:	Kopija
		Osovina donjih kotača		2	Format: A3
		Mjerilo originala			Listova: 1
		1:2	Crtež broj:	LV-01-04-02	List: 1





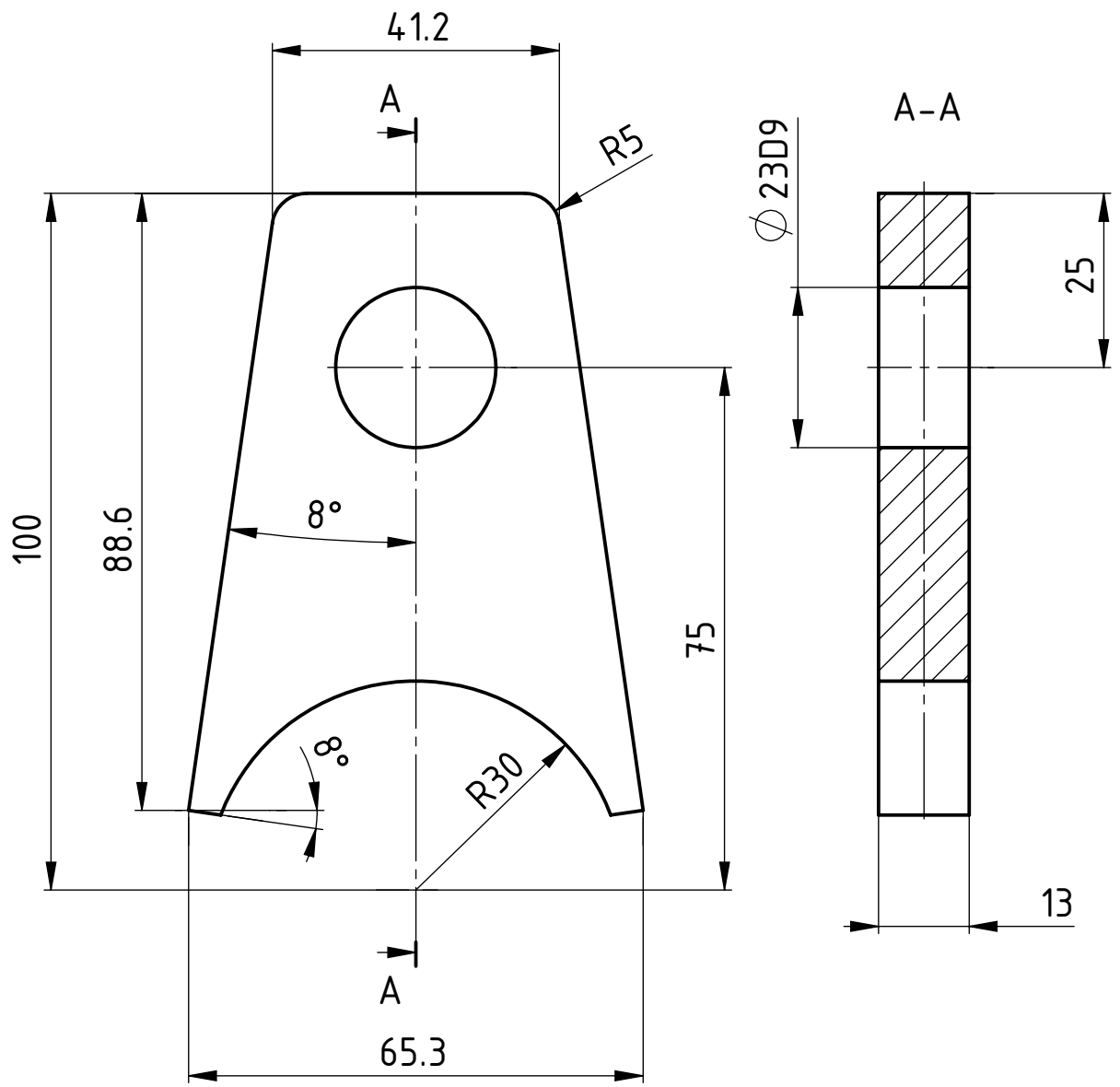
DETALJ A  
1 : 1



Broj naziva - code	Projektirao	16.02.2024	Luka Vartušek	Potpis	
	Razradio	16.02.2024	Luka Vartušek		
	Crtao	16.02.2024	Luka Vartušek		
	Pregledao		Dr. sc. Marko Jokić		
	Mentor				
ISO - tolerancije		Objekt:		Objekt broj:	
Ø 25k6	+0,015			R. N. broj:	
	+0,002				
Ø 23,9h12	+0	Napomena:			
	-0,21				
1,3H13	+0,14	Materijal:	S355JR	Masa:	5,6 kg
	+0				
		Naziv:		Pozicija:	
		Osovina gornjih kotača		3	
		Mjerilo originala		Format: A3	
		1:2		Listova: 1	
		Crtež broj: LV-01-04-03		List: 1	

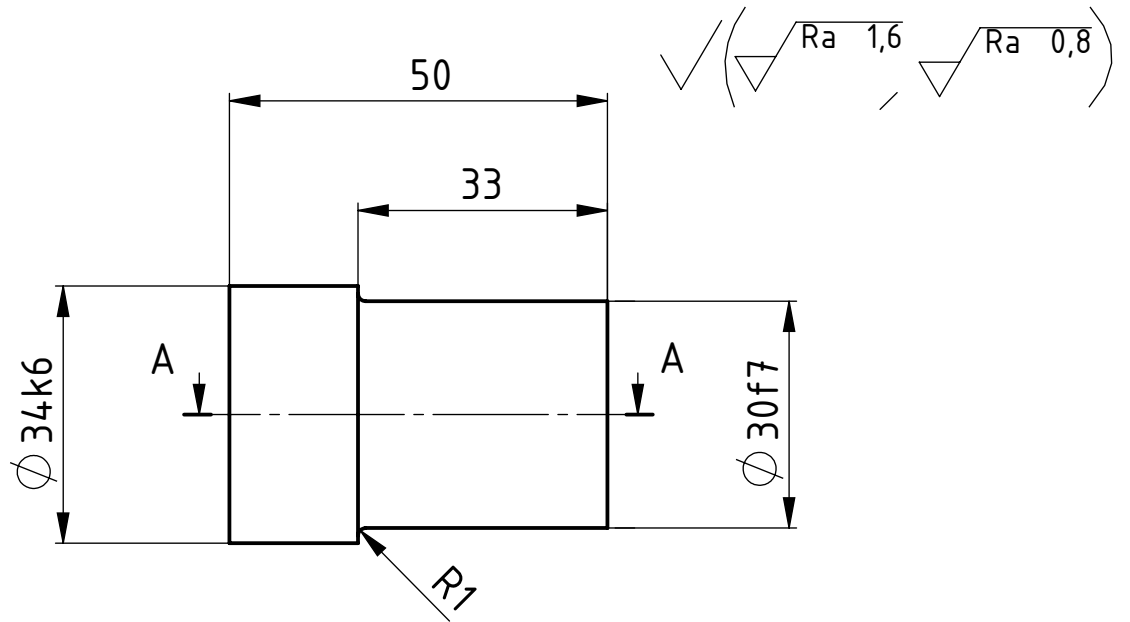


✓ (Ra 6,3)

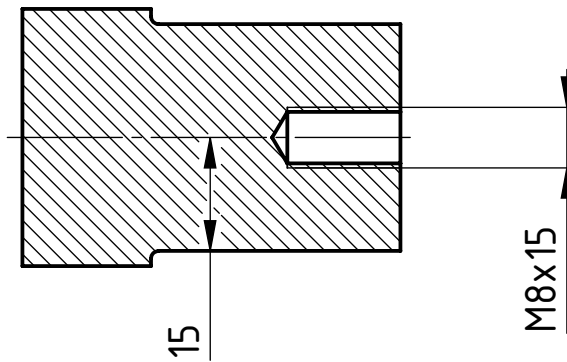


Broj naziva - code		Projektirao	Datum	Ime i prezime	Potpis	
		Razradio	16.02.2024	Luka Vartušek		
		Crtao	16.02.2024	Luka Vartušek		
		Pregledao		Dr. sc. Marko Jokić		
ISO - tolerancije		Objekt:			Objekt broj:	
$\varnothing 23D9$	+0,117	Napomena:			R. N. broj:	
	+0,065					
		Materijal:	S355JR	Masa:	0,45 kg	
		Naziv:			Pozicija:	
				<b>Ušica 4</b>		<b>5</b>
		Mjerilo originala				
		1:1		Crtež broj: LV-01-04-05		Listova: 1
						List: 1

Design by CADL.ab



A-A



Broj naziva - code		Datum	Ime i prezime	Potpis		
		Projektirao	16.02.2024	Luka Vartušek		
		Razradio	16.02.2024	Luka Vartušek		
		Crtao	16.02.2024	Luka Vartušek		
		Pregledao	Dr. sc. Marko Jokić			
ISO - tolerancije		Objekt:		Objekt broj:		
Ø 34k6	+0,018			R. N. broj:		
	+0,002					
Ø 30f7	-0,02	Napomena:		<div style="background-color: #cccccc; width: 100%; height: 100%;"></div>		
	-0,033					
		Materijal:	S355JR	Masa: 0,31 kg		
			Naziv:		Pozicija:	
		Mjerilo originala	Osovina poluga		9	
		1:1	Crtež broj: LV-01-04-09		Format: A4	
					Listova: 1	
					List: 1	

Design by CADL.ab