

Proračun i modeliranje dvostupanjskog škarastog podiznog mehanizma ručnih teretnih kolica

Modlic, Mario

Undergraduate thesis / Završni rad

2023

Degree Grantor / Ustanova koja je dodijelila akademski / stručni stupanj: **University of Rijeka, Faculty of Engineering / Sveučilište u Rijeci, Tehnički fakultet**

Permanent link / Trajna poveznica: <https://um.nsk.hr/um:nbn:hr:190:188355>

Rights / Prava: [Attribution 4.0 International](#)/[Imenovanje 4.0 međunarodna](#)

Download date / Datum preuzimanja: **2024-07-25**



Repository / Repozitorij:

[Repository of the University of Rijeka, Faculty of Engineering](#)



SVEUČILIŠTE U RIJECI

TEHNIČKI FAKULTET

Preddiplomski sveučilišni studij strojarstva

Završni rad

**PRORAČUN I MODELIRANJE DVOSTUPANJSKOG
ŠKARASTOG PODIZNOG MEHANIZMA RUČNIH TEREJNIH
KOLICA**

Rijeka, rujan 2023.

Mario Modlic
0069083528

SVEUČILIŠTE U RIJECI

TEHNIČKI FAKULTET

Preddiplomski sveučilišni studij strojarstva

Završni rad

**PRORAČUN I MODELIRANJE DVOSTUPANJSKOG
ŠKARASTOG PODIZNOG MEHANIZMA RUČNIH TERETNIH
KOLICA**

Mentor: Prof. dr. sc. Robert Basan

Rijeka, rujan 2023.

Mario Modlic
0069083528

IZJAVA O SAMOSTALNOJ IZRADI ZAVRŠNOG RADA

U skladu s „Pravilnikom o završnom radu, završnom ispitu i završetku preddiplomskih sveučilišnih studija“ izjavljujem da sam samostalno izradio završni rad pod nazivom „Proračun i modeliranje dvostupanjskog škarastog podiznog mehanizma ručnih teretnih kolica“ prema „Uputama za izradu i samoarhiviranje završnog/diplomskog rada“ te koristeći se navedenom literaturom i znanjem stečenim tijekom studiranja i uz vodstvo i savjete mentora prof. dr. sc. Roberta Basana.

Rijeka, rujan 2023.

Mario Modlic

0069083528

ZAHVALA

Ovim se putem zahvaljujem mentoru prof. dr. sc. Robertu Basanu na pomoći, pruženim stručnim savjetima te uloženom vremenu u izradi ovog završnog rada. Također, zahvaljujem se ostalim profesorima, asistentima i prijateljima na pomoći i podršci tijekom studiranja. Najveću zahvalu upućujem svojoj obitelji i svojoj djevojci Sari što su mi omogućili studiranje i na svoj podršci koju su mi pružali.

Sadržaj

1. UVOD.....	1
2. PREGLED STANJA TEHNIKE.....	3
2.1. Pregled stanja tehnike dizalica	3
2.2. Stanje tehnike podiznih platformi	4
3. ANALIZA POSTOJEĆIH RJEŠENJA	6
3.1. Osnovni dijelovi podiznih platformi	6
3.1.1. Platforma.....	7
3.1.2. Škarasti mehanizam.....	8
3.1.3. Podizni mehanizam	9
3.1.4. Postolje	11
3.2. Princip rada podizne platforme	11
4. PROCES KONSTRUIRANJA	13
5. PRORAČUN GLAVNIH DIJELOVA KONSTRUKCIJE	15
5.1. Proračun sila u nosačima	15
5.2. Proračun sile cilindra.....	20
5.3. Proračun izvijanja nosača C.....	23
5.4. Proračun savijanja nosača cilindra	26
5.5. Proračun poprečnog nosača cilindra.....	29
5.6. Odabir hidrauličkog cilindra	31
5.7. Proračun opterećenja svornjaka cilindra na smik.....	34
5.8. Proračun zavarenih dijelova konstrukcije.....	36
5.9. Odabir kotača ručnih kolica s podiznom platformom	38
6. 3D MODELIRANJE RUČNIH KOLICA S PODIZNOM PLATFORMOM	40
6.1. Modeliranje nosača škarastog mehanizma	40
6.2. Modeliranje poprečnog I – profila	41

6.3.	Modeliranje i izbor standardnih dijelova sklopa	42
6.4.	Modeliranje radnog stola i postolja	43
6.5.	Sastavljanje sklopa	44
7.	ZAKLJUČAK	46
8.	LITERATURA.....	47
9.	POPIS SLIKA	48
10.	POPIS TABLICA	50
11.	SAŽETAK I KLJUČNE RIJEČI.....	51
12.	SUMMARY AND KEY WORDS	52
13.	PRILOZI	53

1. UVOD

Ručna teretna kolica s podiznom platformom ubrajaju se u kategoriju tehničkih strojeva i pomagala čiji je osnovni zadatak podizanje i spuštanje tereta. Teret može biti u rasponu mase od nekoliko stotina kilograma kod pomagala kao što su kolica s podiznom platformom ili mehanička ručna autodizalica pa do nekoliko desetaka tona kod strojeva kao što su mosna ili toranjska dizalica. Glavna svrha rada dizalice je podizanje i premještanje tereta veće mase kako bi se olakšao rad čovjeku, a to se ostvaruje pomoću raznih mehaničkih, hidrauličkih ili drugih principa.

Korištenje dizalica može se pratiti sve do drevnih civilizacija kao što su Egipat, Grčka i Rim. Prve dizalice bile su pogonjene pretežito ljudskom snagom ili snagom životinja kako bi se dizali teški predmeti tijekom gradnje građevina ili punjenja i pražnjenja brodova. Jedna od najranijih poznatih dizalica bila je „shaduf“ koja se koristila u starom Egiptu 2000 g. pr. Kr.. Navedena naprava sastojala se od duge okretne drvene grede koja je bila fiksirana na nosivu konstrukciju i s jedne strane grede bila je kanta na užetu, a s druge protutuget i služila je za dizanje vode iz Nila i navodnjavanje polja. U staroj Grčkoj prve dizalice pokretali su ljudi okrećući veliko vitlo koje je namotavalo užu i na taj su način pomicali teško kamenje kojim su izgrađeni monumenti kao što je Partenon u Ateni. Rimljani su dalje razvili ovu tehnologiju koristeći dizalice sa složenim sustavima kolotura i zupčanika za pomicanje i podizanje teških tereta. Tijekom srednjeg vijeka dizalice su još uvijek primarno pokretane ljudskim ili životinjskim radom, ali razvoj korištenja snage vjetra i vode doveo je do stvaranja većih i snažnijih dizalica, no primarni su izvor snage nastavili biti ljudi ili životinje. Industrijska revolucija donijela je značajan napredak u tehnologiji dizalica uvođenjem dizalica na parni pogon u 19. stoljeću. Ovi strojevi bili su sposobni proizvesti veću snagu nego su mogli proizvesti ljudi i životinje. Intenzivno su korišteni u građevinskoj i metaloprerađivačkoj industriji. Danas se dizalice koriste u širokom rasponu primjena, od izgradnje zgrada i infrastruktura do svake industrijske proizvodnje i logistike te dolaze u mnogo različitih veličina i konfiguracija. [1, 2, 3, 4, 5]

Cilj ovog završnog rada je kroz pregled stanja tehnike i analize postojećih rješenja doći do konstrukcijskog rješenja za konstrukciju ručnih kolica s podiznom platformom s potrebnim opisom i proračunom. Na temelju podataka dobivenih iz proračuna slijedi analiza istih te izrada idejnih rješenja.

Potrebno je izraditi popis pozicija i podsklopova koji će se na kraju koristiti kod izgradnje finalnog proizvoda 3D modeliranjem u računalnom software-u programskog paket AUTODESK INVENTOR PROFESSIONAL 2023. Na temelju 3D modela, na kraju se vrši izrada i priprema dokumentacije u obliku tehničkih nacrti i izvještaja.

2. PREGLED STANJA TEHNIKE

2.1. Pregled stanja tehnike dizalica

Za izvršavanje posla dizanja tereta na određenu visinu koriste se različite tehnike i principi. Primjerice, kod ručne autodizalice (Slika 1.) koristi se mehanički princip pretvorbe kružnog gibanja navojnog vretena u vertikalno gibanje platforme te se time sila tereta prenosi na navojno vreteno i nosivu strukturu dizalice i olakšava dizanje tereta okretanjem vretena. Ovakva dizalica koristi se kao prijenosna dizalica u automobilima jer ima tu prednost da ne ovisi o vremenskim uvjetima, već je uvijek spremna za korištenje. Kod podiznih platformi (Slika 2.) koristi se princip pretvorbe energije hidrauličkog fluida u koristan rad. Kao hidraulički fluid koristi se ulje pod talkom koje djeluje na površinu klipa i time izaziva njegovo pravocrtno produljenje koje se koristi za dizanje tereta. Dizalice koje rade pomoću hidrauličkih cilindara koriste se uglavnom u radioničkim uvjetima jer viskoznost ulja ovisi o temperaturi pa tako može utjecati na performanse cilindra. Toranjske dizalice (Slika 3.) koriste električnu energiju i mehaničke principe za olakšavanje dizanja tereta. Koriste se vitlo koje je pogonjeno najčešće elektromotorom i služi za namotavanje čeličnog užeta, i niz kolotura koji smanjuju silu na vitlo. Ovim principom moguće je podizanje tereta velikih masa na velike visine pa se zato toranjske dizalice uglavnom koriste pri gradnji stambenih i drugih objekata. [1, 2, 3]



Slika 1. Ručna autodizalica



Slika 2. Podizna platforma

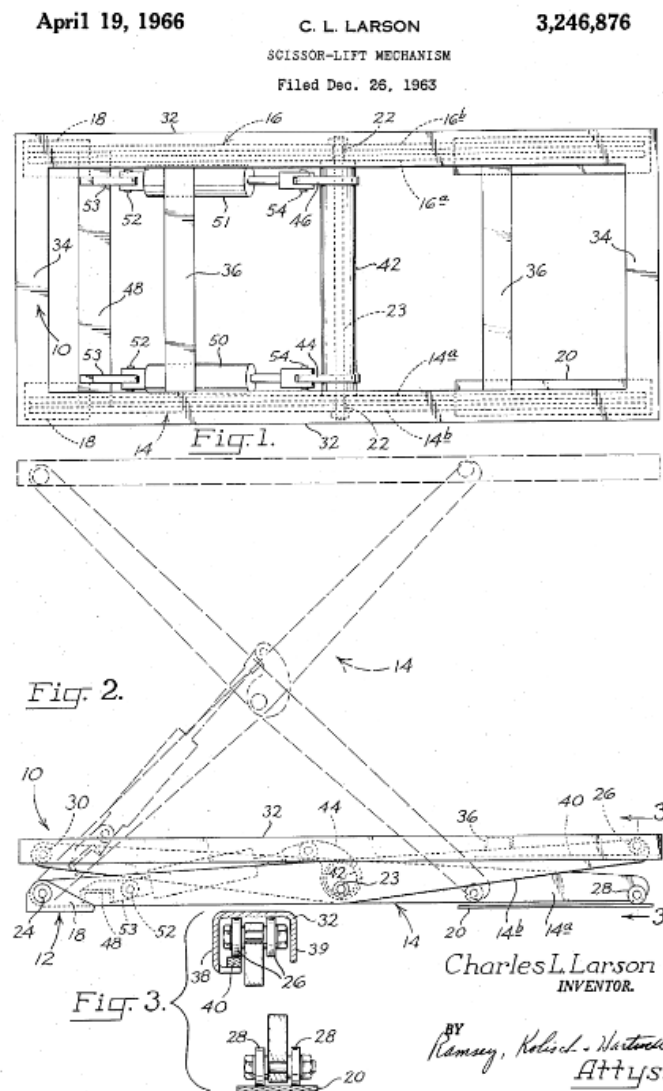


Slika 3. Toranjska dizalica

2.2. Stanje tehnike podiznih platformi

Povijest podiznih platformi sa škarastim mehanizmom proteže se u rano 20. stoljeće kada je postojala očita potreba za sigurnijim i učinkovitijim načinom pristupa većim visinama u različitim industrijama. Prvi dokumentirani patent za podiznu platformu sa škarastim mehanizmom (Slika 4.) podnesen je od strane Charlesa Larsona 1963. godine u SAD-u. Tijekom narednih godina razni izumitelji i tvrtke nastavili su razvoj i usavršavanje konstrukcije te istraživati njene moguće primjene. Postale su popularne u industrijskim pogonima, posebno u proizvodnji, građevinarstvu i održavanju.

Tijekom godina postale su sve više prilagodljive i sigurnije s modelima koji imaju mogućnost produljenja i vertikalno i horizontalno, što im je omogućilo dostizanje teško dostupnih područja. Podizne platforme sa škarastim mehanizmom i danas imaju širok spektar primjene u različitim industrijskim i drugim područjima. S obzirom na primjenu koriste se različite tehničke izvedbe podiznih platformi, a uglavnom se razlikuju po svrsi primjene (npr. podizanje ljudi ili tereta), potrebnoj visini podizanja i vrsti okoline primjene. Koriste se za poslove kao što su održavanje ulične rasvjete, čišćenje prozora na visini, transport i skladištenje robe u skladištu, podizni radni stolovi, drvena industrija... [1, 2, 6]



Slika 4. Prvi patent za podiznu platformu s škarastim mehanizmom Charlesa Larsona

3. ANALIZA POSTOJEĆIH RJEŠENJA

Nakon više od jednog stoljeća razvoja danas postoje mnogobrojne izvedbe podiznih platformi sa škarastim mehanizmom. Fokus analize u ovom radu biti će na podiznim platformama koje se koriste u industrijskim uvjetima, a razmatrat će se s obzirom na funkciju osnovnih dijelova konstrukcije (Slika 5.).



Slika 5. Osnovni dijelovi podizne platforme s škarastim mehanizmom

3.1. Osnovni dijelovi podiznih platformi

Podizne platforme mogu se izvesti na više različitih načina s obzirom na svrhu i okolinu u kojoj će se koristiti, no bez obzira na to mogu se uočiti sličnosti i glavni dijelovi koji su svima zajednički. Kao glavni dijelovi podizne platforme (Slika 5.) s obzirom na korištenje navode se:

1. Platforma
2. Škarasti mehanizam
3. Podizni mehanizam
4. Postolje

3.1.1. Platforma

Platforma se nalazi na vrhu podiznog mehanizma i ona je primarno korištena dio konstrukcije. Ovisno o svrsi uporabe platforme mogu imati različite izvedbe. Jedan od često korištenih izvedbi platforme je izvedba s košarom (Slika 6.) u svrhu podizanja čovjeka na visinu, pri čemu košara služi kao zaštitna od pada s visine. Drugi je način izvedbe platforme bez košare koja služi za podizanje tereta na određenu visinu. Često se koristi u skladištima kako bi se radnicima olakšalo podizanje predmeta na police. Izvedba koja će biti u ovom radu biti će platforma u obliku radnog stola (Slika 7.). Ovakav oblik izvedbe primarno služi za podizanje i spuštanje te rad na predmetu koji se nalazi na stolu.



Slika 6. Platforma s zaštitnom košarom



Slika 7. Platforma u obliku radnog stola

3.1.2. Škarasti mehanizam

Škarasti mehanizam služi za vertikalni pomak i stabilnost konstrukcije na visini. Vertikalni pomak platforme postiže se sužavanjem poluga mehanizma međusobno povezanih svornjacima. Konstrukcijska izvedba poluga isto tako i osigurava stabilnost samih kolica na visini. Izvedba s obzirom na svrhu korištenja dijeli se u jednostruki (Slika 8.) i višestruki škarasti mehanizam (Slika 9.). Jednostruki mehanizam koristi samo dvije poluge međusobno spojene u sredini, dok višestruki mehanizam predstavlja dva ili više jednostrukih mehanizma spojenih u seriji. Jednostruki mehanizam koristi se najčešće kod podizanja većih tereta na manje visine jer se, smanjenjem visine i pluga, povećava stabilnost konstrukcije, dok se višestruki mehanizmi koriste za dizanje manjih tereta na veće visine. U ovom radu koristit će se dvostruki škarasti mehanizam jer je svrha konstrukcije dizanje tereta na visinu maksimalnu dostupnu čovjeku, a poželjna je što veća stabilnost kako bi se zaštitilo radnika. Naziv za mehanizam dolazi od sličnosti sa škarama, iako je svrha korištenja drugačija.



Slika 8. Jednostruki škarasti mehanizam s dva cilindra i električnom pumpom



Slika 9. Višestruki škarasti mehanizam

3.1.3. Podizni mehanizam

Podizni mehanizam sastoji se od aktivatora koji upravlja mehanizmom (pumpa) te izvršnog dijela koji vrši silu podizanja (cilindar i klip). Izvedba podiznog mehanizma kod ovakvih kolica uglavnom je hidraulička ili pneumatska te se sastoji od cilindra i mehanizma upravljanja. Aktivator može biti električna pumpa (Slika 10.) koja se aktivira gumbom ili ručica/nožica koja mehanički pumpa hidrauličko fluid u cilindar (Slika 11.). Korištenje ovih mehanizama ovisno je o svrsi uporabe kolica. Kod podizanja većih tereta ili podizanja tereta na veće visine koriste se električne pumpe jer bi mehaničko pumpanje za čovjeka bilo prenaporno ili predugo. Za svrhu podizanja manjih tereta na manje visine koristi se mehanizam s ručicom/nožicom zbog jednostavnosti i uštede prostora, mase i novaca kod izvedbe. Također, pozicija, orijentacija i broj cilindara nije strogo definiran, već ovisi o svrsi uporabe pa tako razlikuju izvedbe s jednim cilindrom montiranim za postolje ili više paralelno montiranih cilindara, izvedbe s dva ili više para vertikalno raspoređenih cilindara montiranih direktno na škarasti mehanizam (Slika 12.)



Slika 10. Podizni mehanizam s dva paralelna cilindra pogonjena električnom pumpom



Slika 11. Podizni mehanizam s nožicom za podizanje i ručicom za spuštanje platforme



Slika 12. Podizni mehanizam s dva para vertikalno raspoređenih cilindara

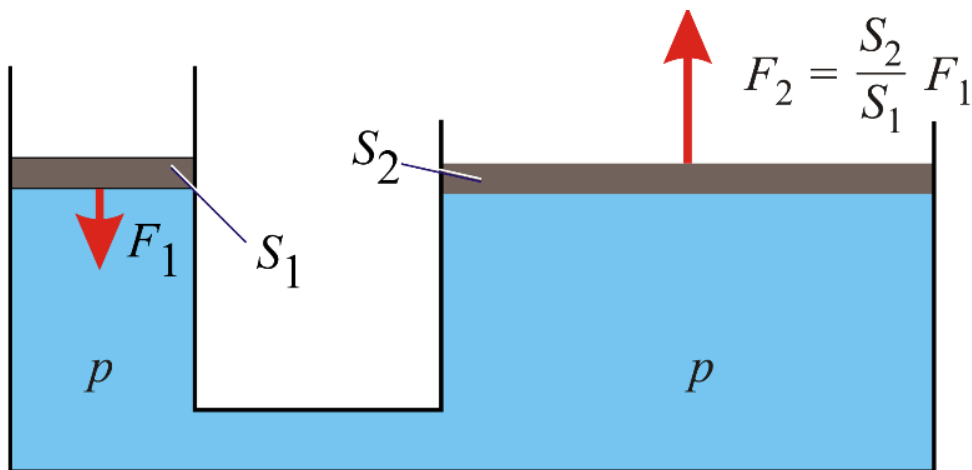
3.1.4. Postolje

Postolje kolica služi za pričvršćivanje i nosivost svih dijelova konstrukcije. Na postolje se montiraju ručica za upravljanje kolicima, podizni mehanizam, škarasti mehanizam te kotači. Postolje mora izdržati silu upiranja cilindra u nju kod dizanja, kao i silu koju prouzrokuje teret na platformi.

3.2. Princip rada podizne platforme

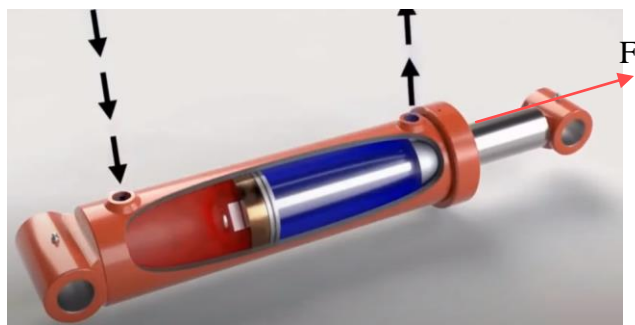
Princip rada hidrauličke podizne platforme, kao što će se koristiti u ovom radu, temelji se na korištenju hidrauličkog sustava kako bi se omogućilo podizanje i spuštanje platforme. Hidraulički sustav koristi tekućinu pod tlakom (hidrauličko ulje) kako bi prenosio silu i pokretao cilindar koji podižu ili spuštaju platformu. Osnovni koraci rada hidrauličke podizne platforme su:

- Hidraulička pumpa stvara pritisak potiskujući hidrauličko ulje kroz sustav cijevi. Ovisno o izvoru energije pumpa može biti pogonjena električnim motorom ili mehaničkim sustavom pomoću ručice/nožice. Za izračun potrebnog pritiska u cilindru koristi se Pascalov zakon (Slika 13.) koji navodi da je pritisak jednak omjeru sile i površine na koju djeluje.



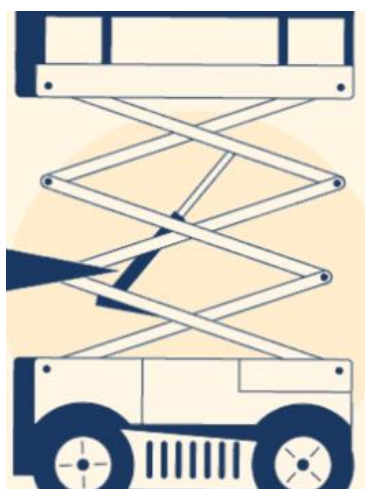
Slika 13. Prikaz Pascalovog zakona

- U hidrauličkom cilindru (Slika 14.) ulje potiskuje klip koji izlazi iz cilindra i stvara silu koja djeluje na škarasti mehanizam i uzrokuje linearno gibanje platforme.



Slika 14. Gibanje hidrauličkog klipa

- Škarasti mehanizam ekspandira (Slika 15.) i podiže platformu do željene visine ili do visine gornjih graničnika.



Slika 15. Ekspandirani škarasti mehanizam

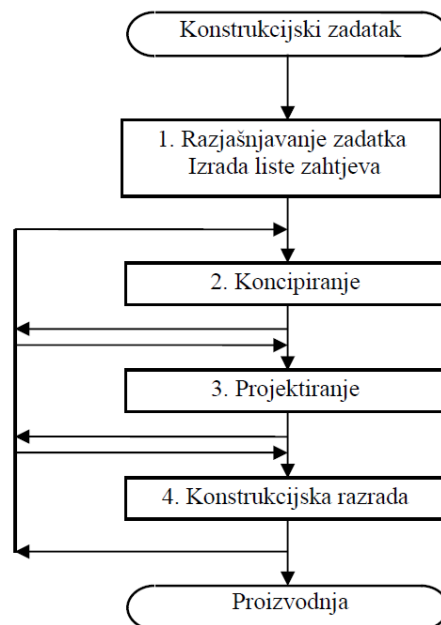
- Kod spuštanja platforme (Slika 16.) pumpa mijenja smjer gibanja hidrauličkog ulja i ovisno o cilindru i cijevima platforma se spušta određenom brzinom i zaustavlja na donjim graničnicima.



Slika 16. Skupljeni škarasti mehanizam

4. PROCES KONSTRUIRANJA

Konstruiranje je misaoni proces tijekom kojega se oblikuje ideja o tehničkom proizvodu – konstrukciji za koju se potom izrađuje tehnička dokumentacija kako bi se moglo pristupiti proizvodnji i korištenju gotovog proizvoda. Pod tehničkom se dokumentacijom podrazumijevaju skice, proračuni i crteži te upute za proizvodnju, montažu, kontrolu, transport, skladištenje, upotrebu, održavanje i recikliranje. Bitna zadaća inženjera je da uz pomoć znanja iz prirodnih i tehničkih znanosti nađe rješenje za tehničke probleme te da ih uz zadana ograničenja materijalne, tehnološke i ekonomske prirode ostvari na optimalan način. Konstruiranje je stvaralačka inženjerska djelatnost koja se sastoji od četiri faze i može se prikazati u obliku dijagrama toka, Slika 17. [7]:



Slika 17. Faze procesa konstruiranja

Zadatak ovog završnog rada je proračun i modeliranje dvostupanjskog škarastog podiznog mehanizma ručnih teretnih kolica. Analizom postojećih rješenja u prijašnjem poglavlju odabrana je izvedba koja odgovara postavljenim zahtjevima. Zahtjevi za konstrukciju su:

- Nosivost kolica: 250 kg
- Visina dizanja: 2 m

Iz analize postojećih rješenja i zadanih zahtjeva bira se željena izvedba konstrukcije. Prema zahtjevima se odabiru osnovni dijelovi konstrukcije. S obzirom na traženu funkciju kolica bira se

platforma bez ograde u obliku radnog stola. Zbog zahtjeva za minimalnu visinu podizanja platforme odabran je dvostruki škarasti mehanizam koji osigurava veću visinu platforme i veću stabilnost pojedinih nosača. Maksimalni kut nosača u odnosu na podlogu odabire se proizvoljno. Kolica će morati biti pokretna i fleksibilna s obzirom na brzo podizanje i spuštanje platforme. Stoga je kao podizni mehanizam odabran hidraulički cilindar s ručicom/nožicom za dizanje i spuštanje platforme. Zbog istog će se razloga na podlogu kolica montirati kotači s kočnim mehanizmom. Na slici (Slika 18.) je prikazana jedna od mogućih izvedbi kolica s podiznom platformom koja zadovoljava postavljene zahtjeve. Točne dimenzije pojedinih dijelova i ostali detalji konstrukcije biti će definirani kroz proračun.

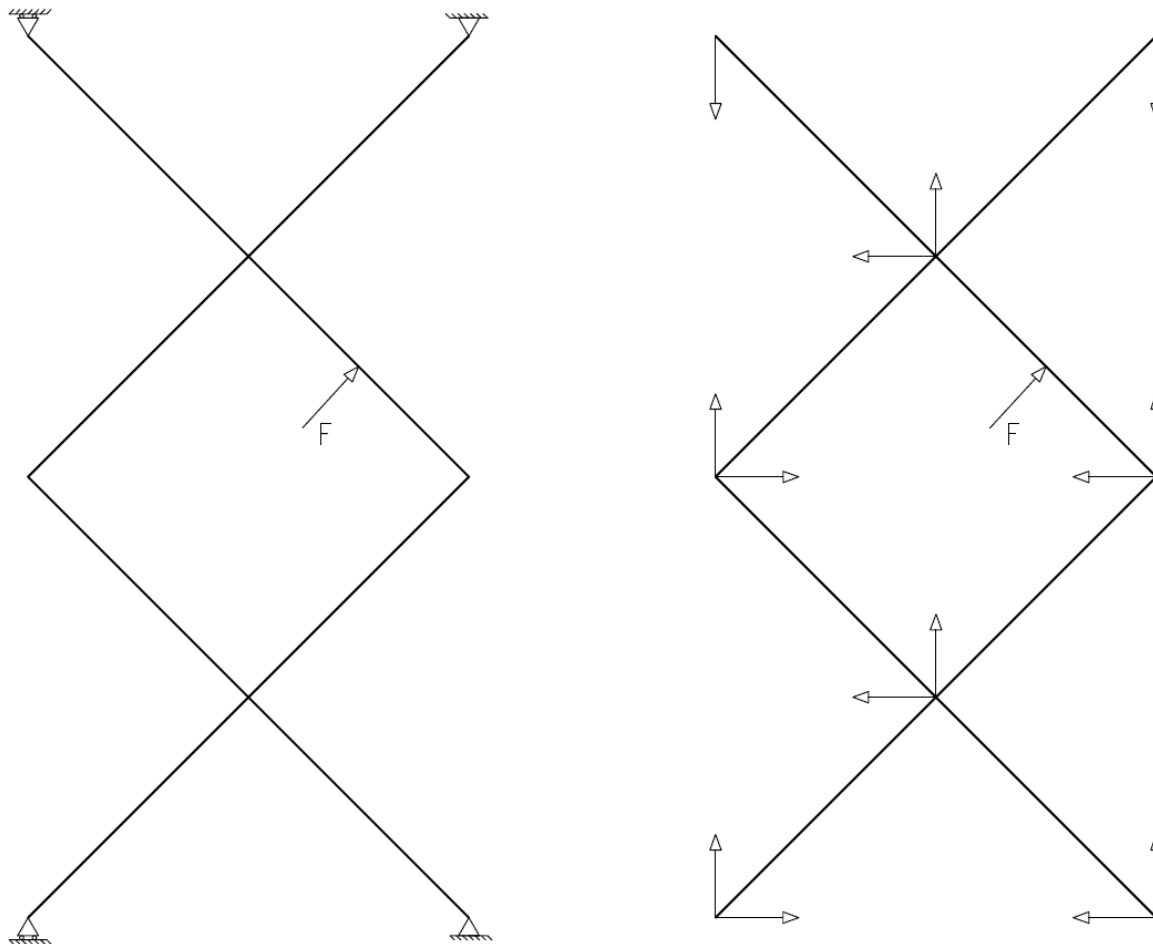


Slika 18. Izvedba podizne platforme u obliku kolica s radnim stolom

5. PRORAČUN GLAVNIH DIJELOVA KONSTRUKCIJE

5.1. Proračun sila u nosačima

U maksimalno ekspaniranom stanju (Slika 19.) nosači stoje pod kutom od 90° jedni u odnosu na druge te na cijeli sklop djeluje vanjska sila podizanja F .



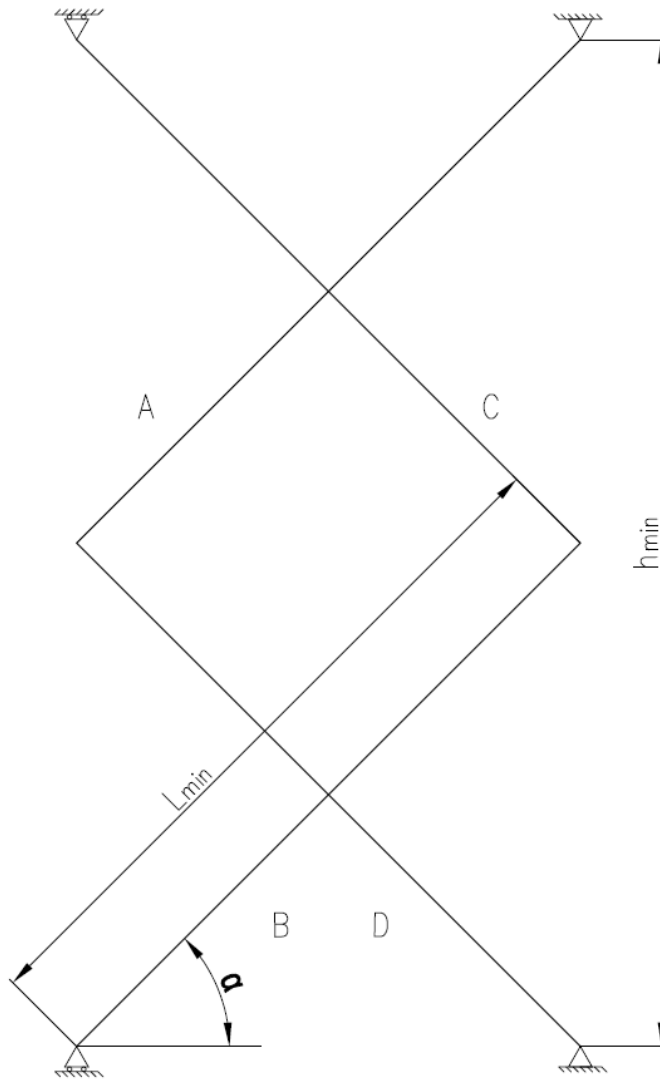
Slika 19. Shematski prikaz mehanizma (lijevo) i dijagram slobodnog tijela (desno)

Prema zahtjevima za konstrukciju slijede zadani podaci:

Masa tereta – $m = 250$ kg

Minimalna visina podizanja – $h_{\min} = 2000$ mm

Kut nosača u odnosu na podlogu – $\alpha = 45^\circ$



Slika 20. Osnovne dimenzije mehanizma

Minimalna duljina nosača L_{\min} računa se prema slici 20.:

$$L_{\min} \geq \frac{h_{\min}}{2 * \sin(\alpha)} \text{ [mm]}$$

$$L_{\min} \geq \frac{2000}{2 * \sin(45^\circ)}$$

$$L_{\min} \geq 1414.2 \text{ mm}$$

Odabiremo $L_{\min} = 1500 \text{ mm}$

Sila kojom teret djeluje na podlogu računa se prema izrazu:

$$G = m * g \text{ [N]}$$

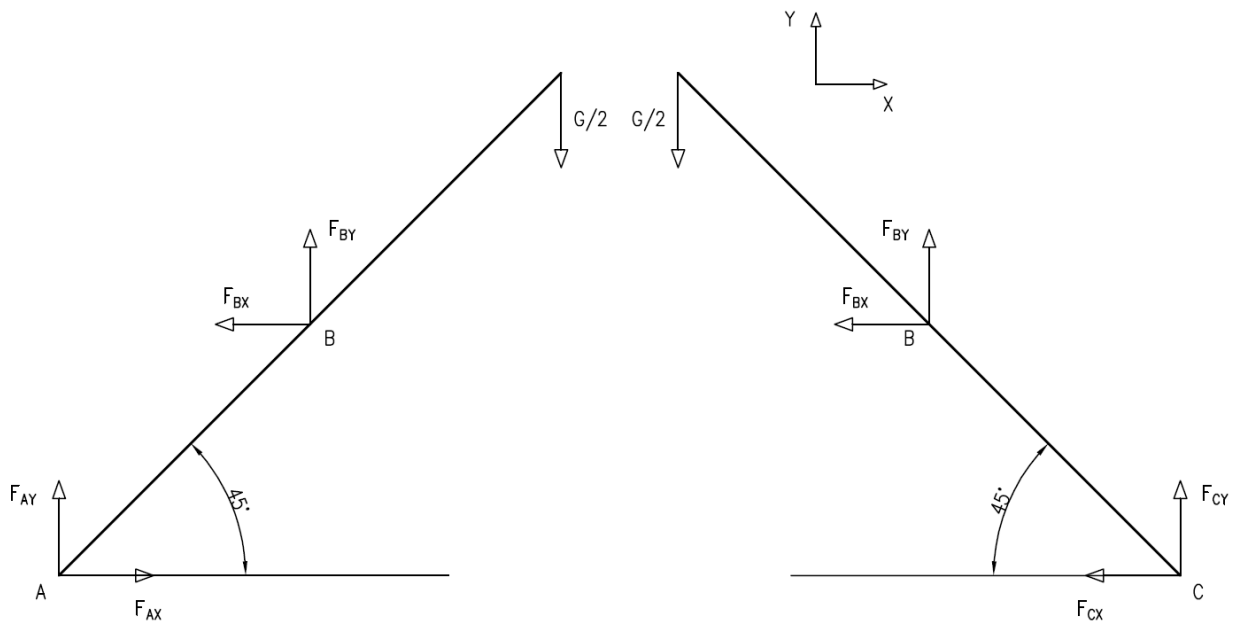
Gdje je:

g – gravitacijska konstanta

$$G = 250 * 10$$

$$G = 2500 \text{ N}$$

Prema zakonima statike sile u nosačima računaju se izjednačavanjem zbroja svih sila na pojedinim osima i momenta oko nosive točke s nulom. Rezultat izjednačavanja biti će 3 jednačbe s tri nepoznanice koje možemo riješiti. U slučaju da teret jednako djeluje na sve 4 dodirne točke platforme s nosačima, raspored sila koje djeluju na svaki pojedini nosač bio bi jednak $G/4$, no pretpostavka je da je u ekstremnom slučaju cijela težina raspoređena na 2 nosača te slijedi raspored sila na pojedini par nosača kao na slici 21.



Slika 21. Dijagram slobodnog tijela pojedinih nosača

Prema slici 21. (lijevo) sile u nosaču A računaju se prema izrazima:

$$\sum F_y = 0 \text{ [N]}$$

$$F_{AY} + F_{BY} = \frac{G}{2} \quad (5.1.1.)$$

$$\sum F_x = 0 \text{ [N]}$$

$$F_{AX} = F_{BX} \quad (5.1.2.)$$

$$\sum M_A = 0 \text{ [Nm]}$$

$$-\frac{G}{2} * \cos(\alpha) * L + F_{BY} * \cos(\alpha) * \frac{L}{2} + F_{BX} * \sin(\alpha) * \frac{L}{2} = 0 \quad (5.1.3.)$$

Prema slici 18 (desno) sile u nosaču C računaju se prema izrazima:

$$\sum F_y = 0 \text{ [N]}$$

$$F_{CY} + F_{BY} = \frac{G}{2} \quad (5.1.4.)$$

$$\sum F_x = 0 \text{ [N]}$$

$$F_{CX} + F_{BX} = 0 \quad (5.1.5.)$$

$$\sum M_C = 0 \text{ [Nm]}$$

$$\frac{G}{2} * \cos(\alpha) * L - F_{BY} * \cos(\alpha) * \frac{L}{2} + F_{BX} * \sin(\alpha) * \frac{L}{2} = 0 \quad (5.1.6.)$$

Nepoznate sile su: $F_{AY}, F_{AX}, F_{BX}, F_{BY}, F_{CX}, F_{CY}$

Iz jednadžbe (5.1.6.) slijedi:

$$F_{BY} = \frac{\frac{G}{2} * \cos(\alpha) * L}{\cos(\alpha) * \frac{L}{2}} + \frac{F_{BX} * \sin(\alpha) * \frac{L}{2}}{\cos(\alpha) * \frac{L}{2}}$$

$$F_{BY} = G + F_{BX} * \tan(\alpha) \quad (5.1.7.)$$

Iz jednadžbe (5.1.3.) slijedi:

$$F_{BX} = \frac{\frac{G}{2} * \cos(\alpha) * L}{\sin(\alpha) * \frac{L}{2}} - \frac{F_{BY} * \cos(\alpha) * \frac{L}{2}}{\sin(\alpha) * \frac{L}{2}}$$

$$F_{BX} = \frac{G}{\tan(\alpha)} - \frac{F_{BY}}{\tan(\alpha)} \quad (5.1.8.)$$

Izjednačavanjem jednadžba (5.1.7.) i (5.1.8.) dobivamo:

$$F_{BY} = G + \frac{G * \tan(\alpha)}{\tan(\alpha)} - \frac{F_{BY} * \tan(\alpha)}{\tan(\alpha)}$$

$$F_{BY} = G = 2500 \text{ N}$$

Uvrštavanjem F_{BY} u jednadžbu (5.1.8.):

$$F_{BX} = \frac{G}{\tan(\alpha)} - \frac{G}{\tan(\alpha)}$$

$$F_{BX} = 0 \text{ N}$$

Iz čega slijedi:

$$F_{AX} = F_{CX} = 0 \text{ N}$$

Iz jednadžbe (5.1.1.) slijedi:

$$F_{AY} = \frac{G}{2} - F_{BY}$$

$$F_{AY} = -\frac{G}{2} = -1250 \text{ N}$$

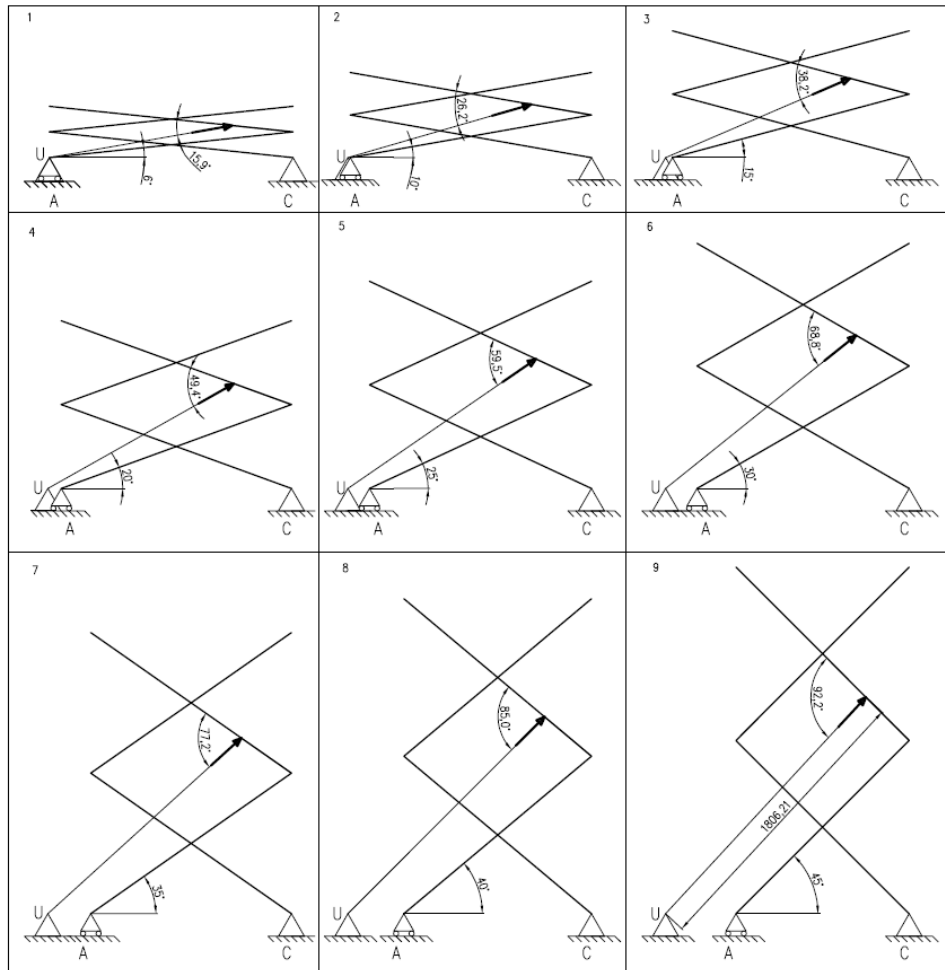
Iz jednadžbe (5.1.4.) slijedi:

$$F_{CY} = \frac{G}{2} - F_{BY}$$

$$F_{CY} = -\frac{G}{2} = -1250 \text{ N}$$

5.2. Proračun sile cilindra

Uz pomoć dosad poznatih podataka može se napraviti grafička analiza nosača te otprilike odrediti kutove nosača i cilindra u maksimalno spuštenom položaju konstrukcije. Cilindar će se postaviti na istu os kao i donji nosač (U – uporište cilindra u podlogu), a prihvat će mu biti na $L/4$ drugog nosača.

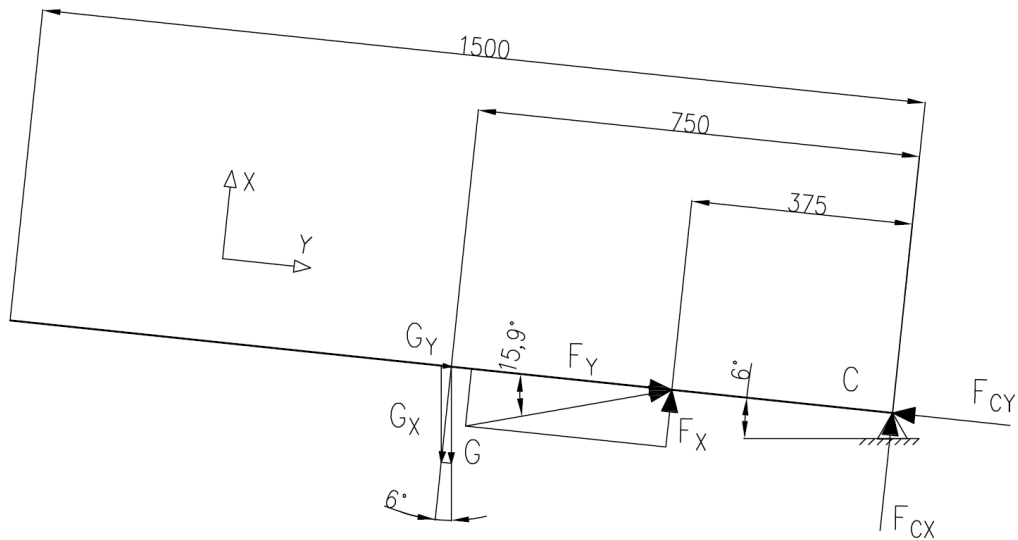


Slika 22. Prikaz kutova djelovanja sile F na konstrukciju

Sila potrebna za dizanje mehanizma biti će najveća kod slučaja kada je mehanizam spušten jer sila djeluje pod najmanjim kutom u odnosu na nosač. Iz grafičke analize (Slika 22.) vidljivo je da u tom slučaju vrijedi:

Kut nosača u odnosu na podlogu – $\alpha = 6^\circ$

Kut cilindra u odnosu na opterećeni nosač – $\beta = 15.9^\circ$



Slika 23. Dijagram slobodnog tijela nosača C u najnižem položaju

Iz dijagrama sila (Slika 23.) koje djeluju na nosač može se izračunati sila potrebna za dizanje mehanizma pomoću momenta oko točke C:

$$\sum M_C = 0 \text{ [Nm]}$$

$$F_x * \frac{L}{4} = G_x * \frac{L}{2} \quad (5.2.1.)$$

Rastavljanjem sila F i $\frac{G}{2}$ na komponente po x i y osi dobiveno je:

$$F_x = F * \sin(\beta)$$

$$G_x = G * \cos(\alpha)$$

Uvrštavanjem u jednadžbu (5.2.1.) dobivena je formula za izračun sile potrebne za dizanje platforme pod najmanjim kutom:

$$F = \frac{G * \cos(\alpha) * \frac{L}{2}}{\sin(\beta) * \frac{L}{4}} \quad (5.2.2.)$$

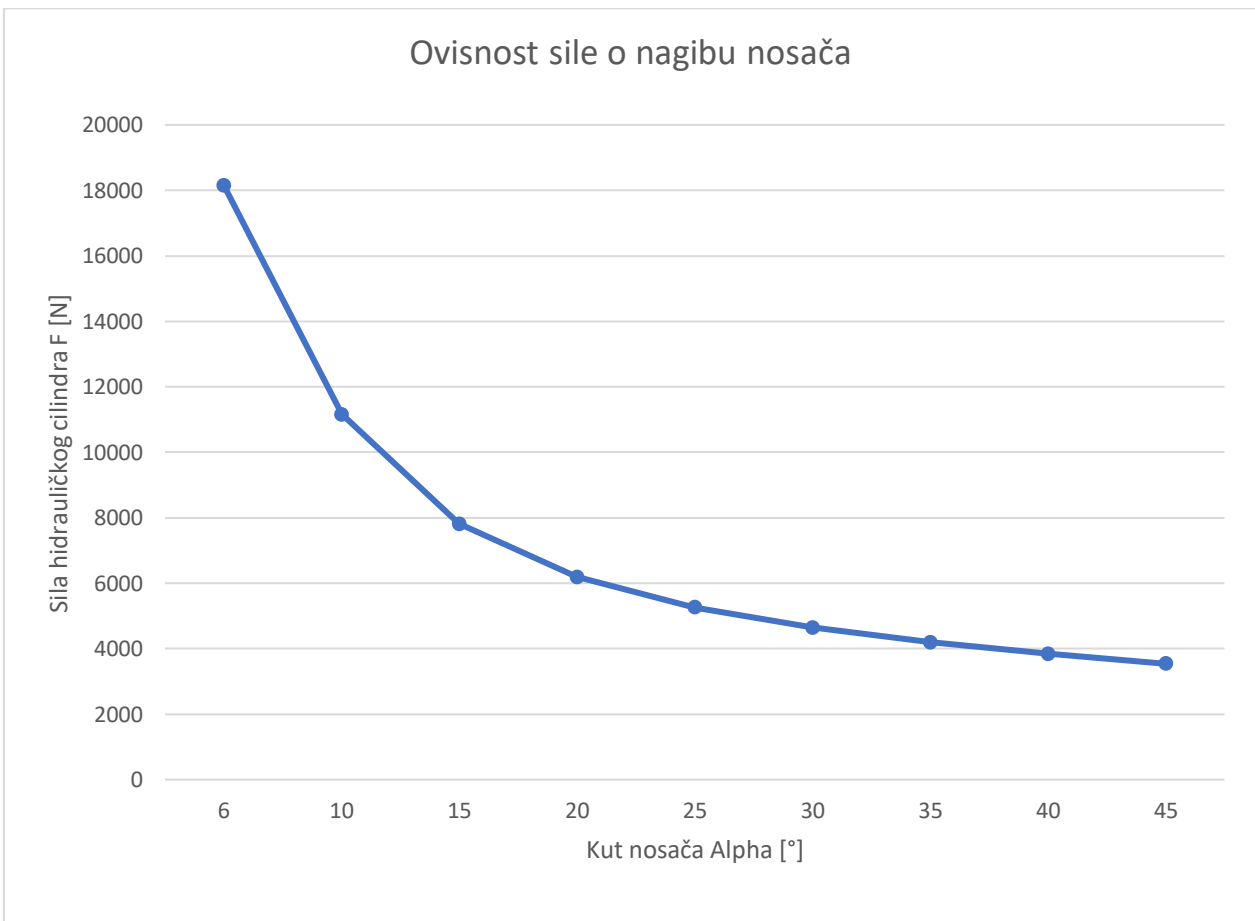
$$F = \frac{2500 * \cos(6) * \frac{1500}{2}}{\sin(15.9) * \frac{1500}{4}}$$

$$F = 18150.91 \text{ N}$$

Uvrštavanjem kutova α i β za pojedina stanja od 1 – 9 (Slika 22.) u jednadžbu (5.2.2.), dobiven je dijagram ovisnosti sile F o kutu nosača α :

Tablica 1. Ovisnost sile F o kutu nosača α

	1	2	3	4	5	6	7	8	9
alpha [°]	6	10	15	20	25	30	35	40	45
beta [°]	15.9	26.2	38.2	49.4	59.5	68.8	77.2	85	92.2
Sila F [N]	18150.9	11152.8	7809.8	6188.1	5259.3	4644.4	4200.1	3844.9	3538.1



Slika 24. Dijagram ovisnosti sile o nagibu nosača

Iz dijagrama ovisnosti sile o nagibu nosača (Slika 24.) potvrđena je tvrdnja da će sila biti najveća kod najmanjeg kuta α , odnosno zaključuje se da će hidraulički cilindar morati moći savladati minimalno silu od $F = 18150.91$ N.

5.3. Proračun izvijanja nosača C

Nosač C će u slučaju statičkog opterećenja najviše biti opterećen silama izvijanja i savijanja te može biti mjerodavan i za ostale nosače konstrukcije zbog razloga da na njega djeluje najveća sila. Izvijanje nosača prema Strojarskom priručniku računa se sa zadanim podacima [8, 9]:

Statičko opterećenje $F_Y = 18150.91 \text{ N}$

Koeficijent sigurnosti: $S = 2$

Granica tečenja materijala: Č.4520: $R_{P0,2} = 800 \text{ N/mm}^2$

Modul elastičnosti: $E = 210 \text{ GPa}$

Duljina nosača: $L = 1500 \text{ mm}$

Kritično naprezanje σ_k nosača C računa se prema izrazu:

$$\sigma_k = \frac{F_k}{A} \leq \sigma_{\text{dop}} [\text{N/mm}^2] \quad (5.3.1.)$$

Dopušteno naprezanje materijala σ_{dop} računa se prema izrazu:

$$\sigma_{\text{dop}} = \frac{R_{P0,2}}{S}$$

$$\sigma_{\text{dop}} = \frac{800}{2}$$

$$\sigma_{\text{dop}} = 400 \text{ N/mm}^2$$

Kritična sila izvijanja F_k koja djeluje na nosač C računa se s proizvoljno odabranim koeficijentom sigurnosti $S = 2$, zbog sigurnosti osoba koje će rukovati s kolicima i prema izrazu:

$$F_k = F_Y * S [\text{N}]$$

$$F_k = 18150.91 * 2$$

$$F_k = 36301.82 \text{ N}$$

Iz jednadžbe (5.3.1.) slijedi da se minimalni potrebni poprečni presjek A nosača C računa prema izrazu:

$$A \geq \frac{F_k}{\sigma_{dop}} [\text{mm}^2]$$

$$A \geq \frac{36301.82}{400}$$

$$A \geq 90.75 \text{ mm}^2$$

Minimalni poprečni presjek nosača mora biti veći od 90.75 mm^2 .

Sila i naprezanje izvijanja ovise o vitkosti nosača λ koja se računa prema izrazu:

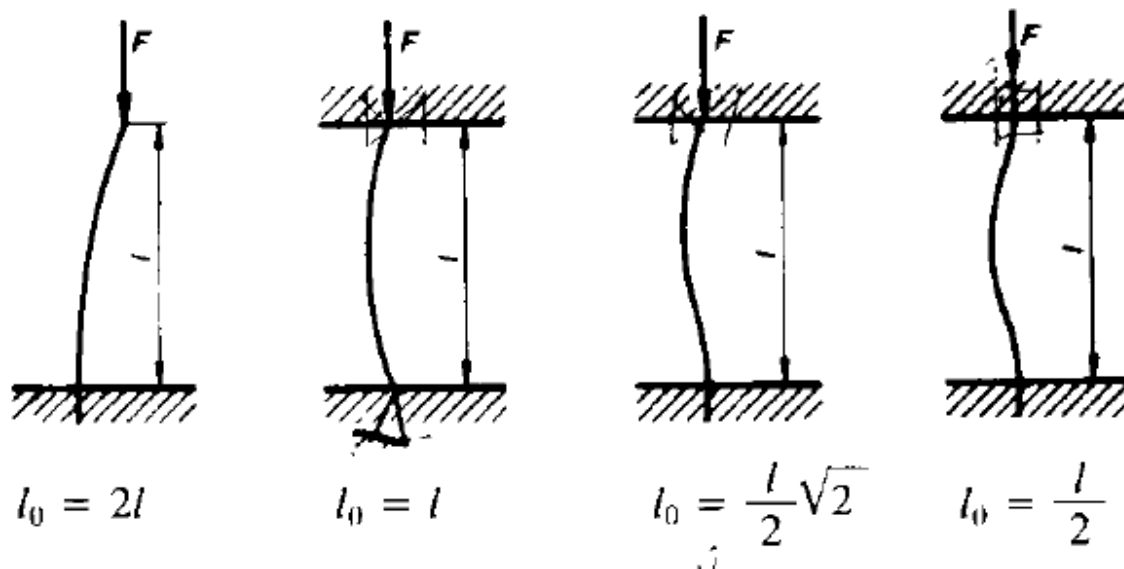
$$\lambda = \frac{l_0}{i} \quad (5.3.2.)$$

Gdje je:

l_0 – Slobodna duljina izvijanja nosača

i – Polumjer tromosti nosača

Slobodna duljina izvijanja l_0 određuje se prema slici:



Slika 25. Slobodna duljina izvijanja za različite slučajeve opterećenja

Nosač C ukliješten je kao u slučaju 2 na slici 25., te vrijedi:

$$l_0 = l$$

$$l_0 = 1500 \text{ mm}$$

Polumjer tromosti i računa se prema izrazu:

$$i = \sqrt{\frac{I_{\min}}{A}} \text{ [mm]} \quad (5.3.3.)$$

$$I_{\min} = \frac{a * h^3}{12} \text{ [mm}^4\text{]}$$

Proizvoljno se odabire nosač dimenzija $a = 20 \text{ mm}$ i $h = 80 \text{ mm}$, pa slijedi:

$$I_{\min} = \frac{20 * 80^3}{12}$$

$$I_{\min} = 853333,33 \text{ mm}^4$$

Iz jednadžbe (5.3.3.) slijedi:

$$i = \sqrt{\frac{853333,33}{400}}$$

$$i = 46.19 \text{ mm}$$

Uvrštavanjem polumjera tromosti u jednadžbu (5.3.2.) slijedi da je vitkost nosača jednaka:

$$\lambda = \frac{1500}{46.19}$$

$$\lambda = 32.47$$

U slučaju da je $\lambda > \lambda_p$ vrijedi Eulerov izraz za kritično naprezanje izvijanja, a ako je $\lambda \leq \lambda_p$ vrijedi Tetmayerov izraz za kritično naprezanje izvijanja.

λ_p – Granična vitkost štapa

$$\lambda_p = \pi * \sqrt{\frac{E}{\sigma_{\text{dop}}}}$$

$$\lambda_p = \pi * \sqrt{\frac{210 * 10^9}{400 * 10^6}}$$

$$\lambda_p = 71.98$$

U ovom slučaju vrijedi da je $\lambda \leq \lambda_p$ te vrijedi Tetmayerov izraz za kritično naprezanje izvijanja koji glasi:

$$\sigma_k = (310 - 1,14 * \lambda) \text{ [MPa]}$$

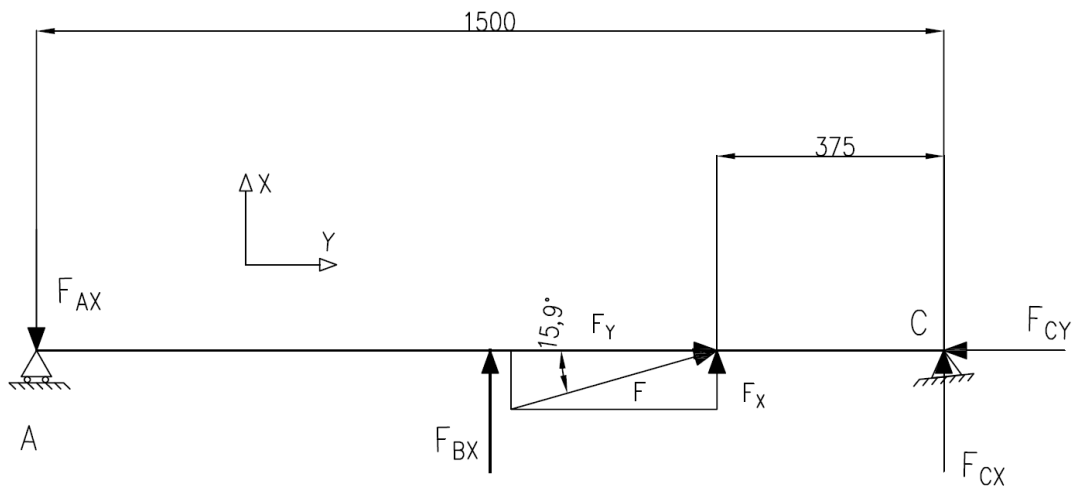
$$\sigma_k = (310 - 1,14 * 32.47)$$

$$\sigma_k = 272.98 \text{ MPa}$$

Možemo zaključiti da je $\sigma_k \leq \sigma_{dop}$ i vrijedi da će nosač izdržati naprezanje na izvijanje.

5.4. Proračun savijanja nosača cilindra

Nosač C opterećen je na savijanje kao što je prikazano na slici 26.:



Slika 26. Dijagram djelovanja sile savijanja

Iz slike 26. vidljivo je da se sile F_{AX} i F_{BX} međusobno poništavaju, odnosno vrijedi da je:

$$F_{AX} = F_{BX} = 0 \text{ N}$$

Može se zaključiti da sila F najviše utječe na savijanje u nosaču. Maksimalno naprezanje na savijanje $\sigma_{s \max}$ pojavljuje se u točki koja je najudaljenija od neutralne osi n , kao što je prikazano na slici 27., i ako je presjek S s obzirom na os n simetričan, ono iznosi:

$$\sigma_{s \max} = \frac{M * e}{I} \leq \sigma_{s \text{ dop}} \text{ [N/mm}^2\text{]} \quad (5.4.1.)$$

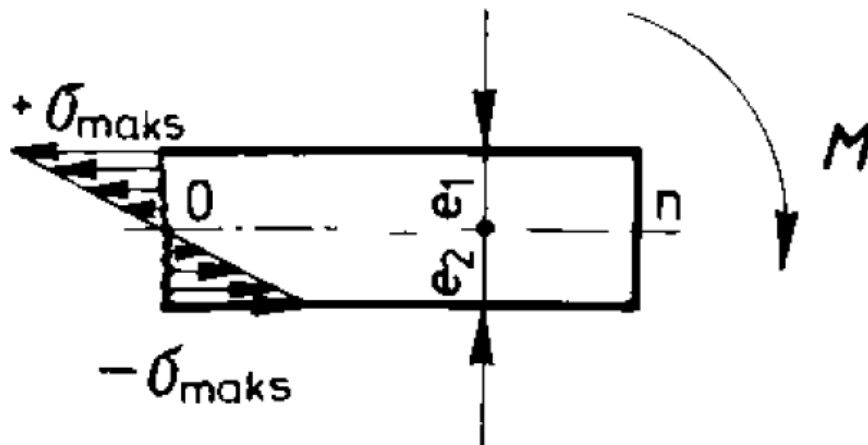
Gdje je:

M – Moment savijanja u kritičnom presjeku

e – Udaljenost najudaljenije točke od neutralne osi n

I – Moment tromosti presjeka S s obzirom na os n

$\sigma_{s \text{ dop}}$ – Dopušteno naprezanje na savijanje



Slika 27. Prikaz djelovanja savijanja na nosač

Dopušteno naprezanje računa se prema izrazu:

$$\sigma_{s \text{ dop}} = \frac{R_{p0,2}}{S}$$

$$\sigma_{s \text{ dop}} = \frac{800}{2}$$

$$\sigma_{s \text{ dop}} = 400 \text{ N/mm}^2$$

Moment savijanja u kritičnom presjeku M računa se prema izrazu:

$$M = F_X * \frac{L}{4} \text{ [Nmm]}$$

$$F_X = F * \sin(\alpha)$$

$$F_X = 18150.91 * \sin(15.9)$$

$$F_X = 4972.61 \text{ N}$$

$$M = 4972.61 * \frac{1500}{4}$$

$$M = 1864728.75 \text{ Nmm} = 1864.73 \text{ Nm}$$

Moment tromosti presjeka nosača s obzirom na neutralnu os n računa se prema izrazu:

$$I = \frac{a * h^3}{12}$$

Za nosač dimenzija $a = 20 \text{ mm}$ i $h = 80 \text{ mm}$ slijedi:

$$I = \frac{20 * 80^3}{12}$$

$$I = 853333,33 \text{ mm}^4$$

Za nosač dimenzije $h = 80 \text{ mm}$ slijedi da je $e = 40 \text{ mm}$

Iz jednadžbe (5.4.1.) slijedi:

$$\sigma_{s \max} = \frac{1864728.75 * 40}{853333,33}$$

$$\sigma_{s \max} = 87.41 \text{ N/mm}^2 \leq \sigma_{s \text{ dop}}$$

Može se zaključiti da je $\sigma_{s \max} \leq \sigma_{s \text{ dop}}$ te vrijedi da će nosač izdržati opterećenje savijanja.

5.5. Proračun poprečnog nosača cilindra

Nosač cilindra opterećen je samo na savijanje u jednom smjeru pa se kao poprečni presjek profila nosača odabire I – profil jer zbog svog oblika ima veliki moment inercije i malu masu s obzirom na poprečni presjek drugih profila. Maksimalno naprezanje na savijanje $\sigma_{s \max}$ pojavljuje na sredini poprečnog nosača cilindra i u točki koja je najudaljenija od neutralne osi x i ako je presjek s obzirom na os x simetričan iznosi:

$$\sigma_{s \max} = \frac{M * e}{I} \leq \sigma_{s \text{ dop}} \text{ [N/mm}^2\text{]} \quad (5.5.1.)$$

Gdje je:

M – Moment savijanja u kritičnom presjeku

e – Udaljenost najudaljenije točke od neutralne osi n

I – Moment tromosti presjeka S s obzirom

$\sigma_{s \text{ dop}}$ – Dopušteno naprezanje na savijanje

Dopušteno naprezanje $\sigma_{s \text{ dop}}$ računa se prema izrazu:

$$\sigma_{s \text{ dop}} = \frac{R_{P0,2}}{S}$$

$$\sigma_{s \text{ dop}} = \frac{800}{2}$$

$$\sigma_{s \text{ dop}} = 400 \text{ N/mm}^2$$

Moment savijanja u kritičnom presjeku M računa se prema izrazu:

$$M = F * \frac{L_1}{2} \text{ [Nmm]}$$

Gdje je:

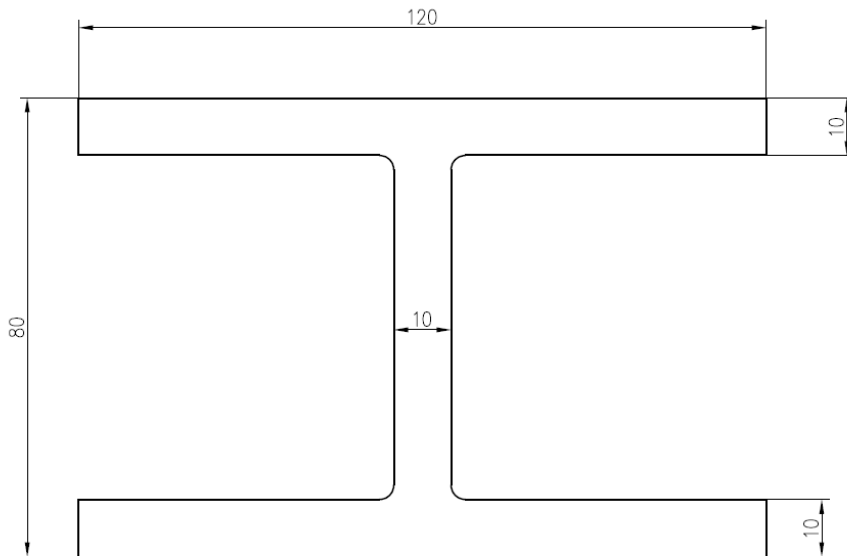
F – Maksimalna sila koja djeluje na nosač

L_1 – Duljina I – profila

$$M = 18150.91 * \frac{690}{2}$$

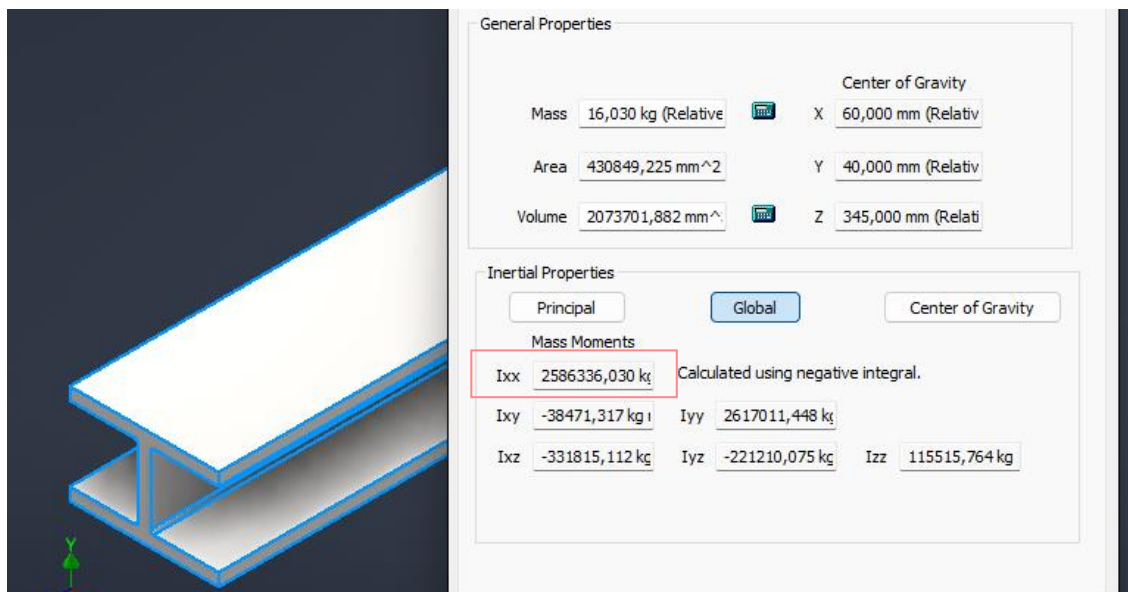
$$M = 6262063.95 \text{ Nmm} = 6262.06 \text{ Nm}$$

Za I – profil nosač sa slike 28. simetričnog presjeka, s obzirom na os x, vrijedi da je $e = \frac{h}{2}$.



Slika 28. Poprečni presjek I - nosača

Moment tromosti ili moment inercije I – profila duljine 690 mm prema tablici generiranoj u programu Autodesk Inventor 2024 (slika 29.) iznosi:



Slika 29. Tablica vrijednosti momenta inercije oko osi x

Iz tablice je vidljiv moment inercije oko osi x:

$$I = 2586336.03 \text{ mm}^4$$

Iz jednadžbe (5.5.1.) slijedi:

$$\sigma_{s \max} = \frac{6262063.95 * 40}{2586336.03} \leq \sigma_{s \text{ dop}}$$

$$\sigma_{s \max} = 96.85 \text{ N/mm}^2 \leq \sigma_{s \text{ dop}}$$

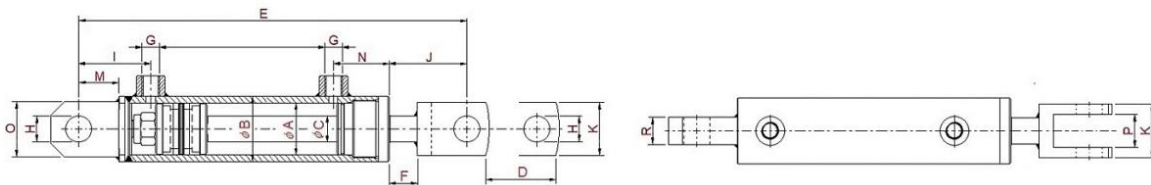
Može se zaključiti da je $\sigma_{s \max} \leq \sigma_{s \text{ dop}}$ te vrijedi da će nosač izdržati opterećenje savijanja.

5.6. Odabir hidrauličkog cilindra

Na temelju svih proračunatih elemenata konstrukcije može se odabrati hidraulički cilindar iz postojećeg kataloga (Tablica 2.). Podaci koji su potrebni za odabir hidrauličkog cilindra:

- Maksimalno potrebno produljenje cilindra
- Sila koju je potrebno ostvariti za podizanje platforme

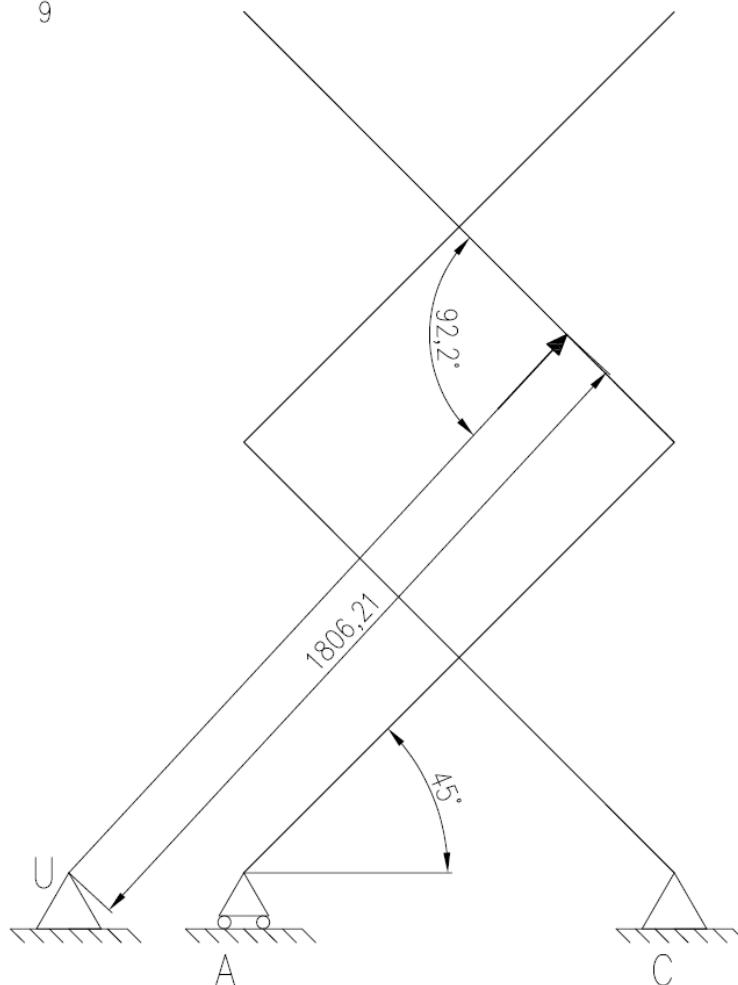
Tablica 2. Katalog hidrauličkih cilindara proizvođača ROSI Teh



CILINDER FORK	A [mm]	B [mm]	C [mm]	H [mm]	E [mm]	D (hod) [mm]	G [mm]	I [mm]	N [mm]	K [mm]	P [mm]	O [mm]	F [mm]	J [mm]	R [mm]	M [mm]
50/30-100	50	60	30	25	320	100	3/8"	70	43	50	25	50	17	62	30	35
50/30-150	50	60	30	25	370	150	3/8"	70	43	50	25	50	17	62	30	35
50/30-200	50	60	30	25	420	200	3/8"	70	43	50	25	50	17	62	30	35
50/30-250	50	60	30	25	470	250	3/8"	70	43	50	25	50	17	62	30	35
50/30-300	50	60	30	25	520	300	3/8"	70	43	50	25	50	17	62	30	35
50/30-350	50	60	30	25	570	350	3/8"	70	43	50	25	50	17	62	30	35
50/30-400	50	60	30	25	620	400	3/8"	70	43	50	25	50	17	62	30	35
50/30-450	50	60	30	25	670	450	3/8"	70	43	50	25	50	17	62	30	35
50/30-500	50	60	30	25	720	500	3/8"	70	43	50	25	50	17	62	30	35
50/30-550	50	60	30	25	770	550	3/8"	70	43	50	25	50	17	62	30	35
50/30-600	50	60	30	25	820	600	3/8"	70	43	50	25	50	17	62	30	35
50/30-700	50	60	30	25	920	700	3/8"	70	43	50	25	50	17	62	30	35
50/30-800	50	60	30	25	1020	800	3/8"	70	43	50	25	50	17	62	30	35
50/30-900	50	60	30	25	1120	900	3/8"	70	43	50	25	50	17	62	30	35
50/30-1000	50	60	30	25	1220	1000	3/8"	70	43	50	25	50	17	62	30	35

FORK 50/30-xxx

Iz graničnog slučaja visine platforme iz grafičke analize mehanizma (Slika 22. – Slučaj 9.) može se očitati maksimalna duljina cilindra (Slika 30.)



Slika 30. Duljina cilindra kod maksimalnog produljenja

Maksimalna potrebna duljina hidrauličkog cilindra biti će 1810 mm te prema njoj odabiremo cilindar iz kataloga (Tablica 2.) FORK 50/30 – 800 kojem je maksimalno produljenje 1820 mm. Sila koju je potrebno ostvariti za podizanje platforme je sila kod najmanjeg kuta nosača u odnosu na podlogu i izračunata je jednadžbom (5.2.2.) te iznosi $F = 18150.91$ N. Potrebni pritisak koji cilindar mora ostvariti računa se prema Pascalovom zakonu:

$$p = \frac{F}{A} \leq p_{\max} [\text{MPa}] \quad (5.6.1.)$$

Gdje je:

F – maksimalna sila

A – površina poprečnog presjeka cilindra

Površina poprečnog presjeka cilindra računa se prema izrazu za površinu kruga:

$$A = \frac{d^2 * \pi}{4} \text{ [mm}^2\text{]} \quad (5.6.2.)$$

Iz kataloga slijedi da je unutarnji promjer hidrauličkog cilindra $d = 50 \text{ mm}$ pa iz jednadžbe (5.6.2.) slijedi:

$$A = \frac{50^2 * \pi}{4}$$

$$A = 1963.50 \text{ mm}^2$$

Iz jednadžbe (5.6.1.) slijedi:

$$p = \frac{18150.91}{1963.50}$$

$$p = 9.25 \text{ MPa} = 92.5 \text{ bar}$$

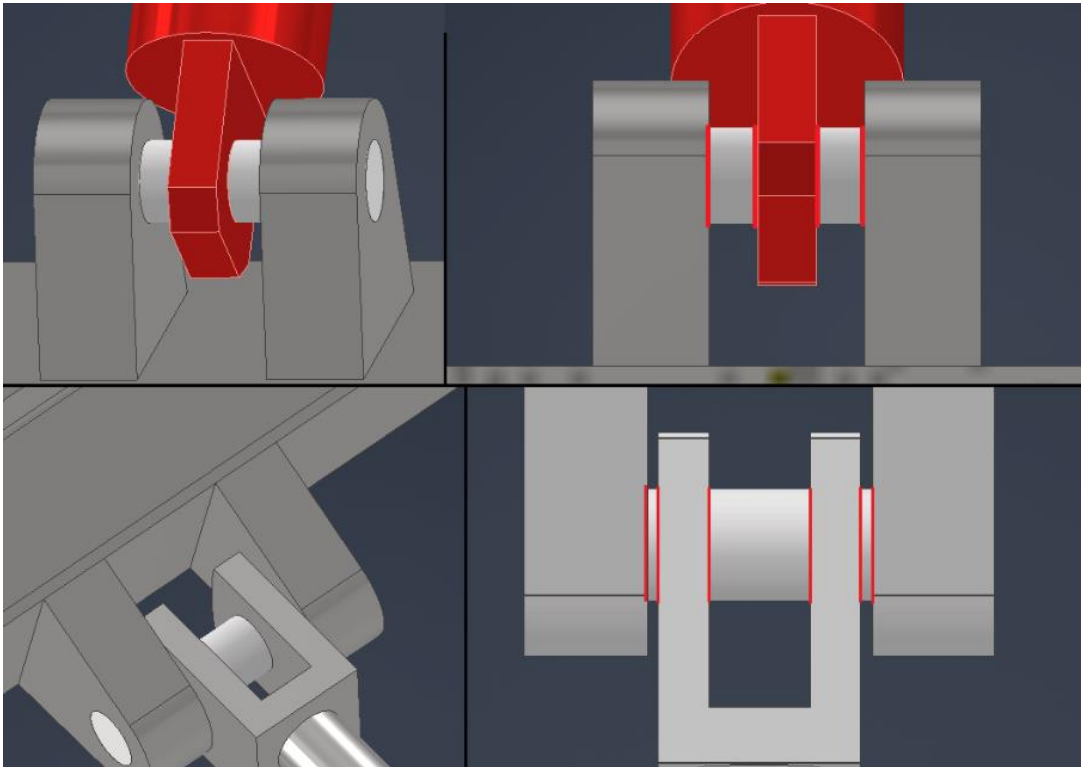
Iz kataloga za hidraulički cilindar 50/30 – 800 (Tablica 3.) uzimaju se vrijednosti za maksimalni pritisak $p_{\max} = 250 \text{ bar}$ što zadovoljava potrebe proračuna.

Tablica 3. Tablica maksimalnih pritisaka za hidraulički cilindar 50/30 - 800

Snaga skupljanja cilindra (kod 250 bar)	3.14 t
Minimalni pritisak	250 bar
Snaga razvlačenja cilindra (kod 250 bar)	4.91 t
Maksimalna brzina	0.5 m/s
Snaga skupljanja cilindra (kod 180 bar)	2.26 t
Snaga razvlačenja cilindra (kod 180 bar)	3.53 t

5.7. Proračun opterećenja svornjaka cilindra na smik

Na svornjak cilindra djeluje sila smicanja na smičnim površinama kao što je prikazano na slici 31. (Desno gore i dolje). Svornjaci su istih dimenzija na spoju cilindra s I – profilom (Slika 31. – Lijevo dolje) kao i na spoju cilindra s podlogom (Slika 31. – Lijevo gore), a spoj s podlogom ima 4 smične površine pa se taj slučaj uzima kao mjerodavan. Materijal svornjaka je Č.0545.



Slika 31. Svornjaci kod spoja hidrauličkog cilindra s mehanizmom

Zadano specifikacije materijala su:

Dopušteno tangencijalno naprezanje: $\tau_{s \text{ dop}} = 54 \text{ N/mm}^2$

Dopušteni pritisak na površinu: $p_{\text{dop}} = 30 \text{ N/mm}^2$

Naprezanje na smik računa se prema izrazu:

$$\tau_s = \frac{F}{A_s} \leq \tau_{s \text{ dop}} [\text{N/mm}^2] \quad (5.7.1.)$$

$$A_s = m * n * \frac{d^2 \pi}{4} [\text{mm}^2] \quad (5.7.2.)$$

Gdje je:

τ_s – Smično naprezanje

F_Y – Smična sila

A_s – Smična površina

m – Broj rezova po svornjaku

n – Broj svornjaka

d – Promjer osovine

Promjer svornjaka iz jednadžbi (5.7.1.) i (5.7.2.):

$$d \geq \sqrt{\frac{F_Y * 4}{\tau_{s \text{ dop}} * m * n * \pi}}$$

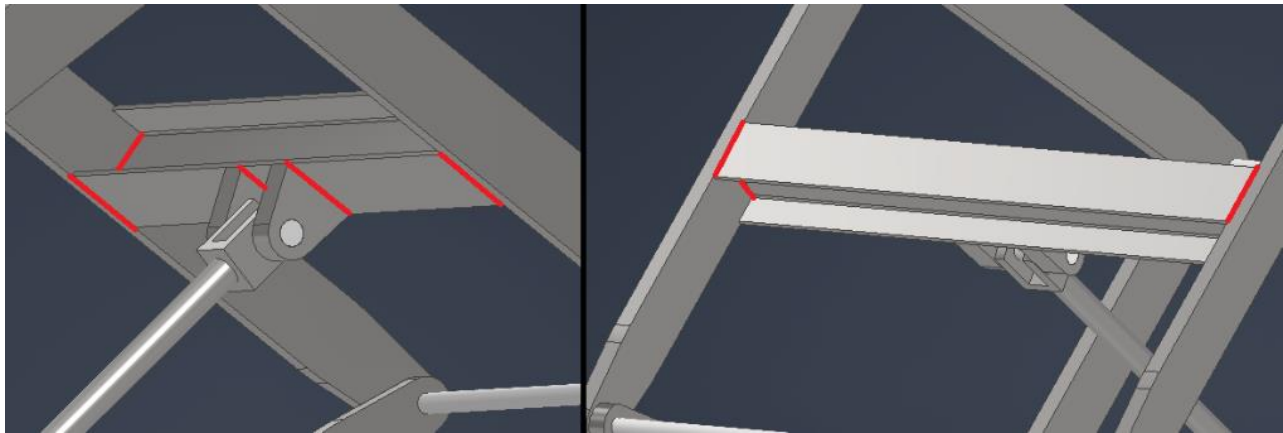
$$d \geq \sqrt{\frac{18150.91 * 4}{54 * 4 * 1 * \pi}}$$

$$d \geq 10.34 \text{ mm}$$

Promjer rupe prihvata cilindra mora biti veći od svornjaka cilindra koji iznosi $d \geq 10.34$ mm. Iz kataloga (Tablica 2.) se vidi da je promjer rupe za prihvata cilindra $H = 25$ mm što zadovoljava potrebe proračuna.

5.8. Proračun zavarenih dijelova konstrukcije

Kod konstruiranja ručnih kolica s podiznom platformom neke dijelove konstrukcije potrebno je permanentno spojiti kako bi se mogla sila prenositi na škarasti mehanizam. Time se podrazumijeva zavarivanje poprečnog nosača cilindra na nosače konstrukcije (Slika 32. - Desno) te zavarivanje pločica za prihvat cilindra na poprečni nosač (Slika 32. - Lijevo). Na slici 32. crvenom su bojom prikazani pojedini zavari.



Slika 32. Zavareni dijelovi konstrukcije

Sa slike 32. može se uočiti da će poprečni nosač biti zavaren s dva V – šava i dva kutna šava na svakoj strani konstrukcije dok će pločice biti zavarene kutnim šavom. Djelovanje sile F uzrokuje naprezanje šavova na savijanje. [8, 9]

Naprezanje zavarenih spojeva na savijanje $\sigma_{s\text{ zav}}$ računa se prema izrazu (Slika 33.):

$$\sigma_{s\text{ zav}} = \frac{6 * M}{a^2 * l} \leq \sigma_{sz\text{ dop}} \text{ [N/mm}^2\text{]} \quad (5.8.1)$$

Gdje je:

M – Moment koji djeluje na zavareni spoj

a – Dubina zavora

l – Duljina zavora

$\sigma_{sz\text{ dop}}$ – Dopušteno naprezanje zavora na savijanje



Slika 33. Djelovanje sile i momenta na zavarene spojeve

Moment koji djeluje na zavareni spoj rezultat je djelovanja sile cilindra F. Pošto sila djeluje na 8 jednakih zavara, moment se računa prema izrazu:

$$M = \frac{F}{8} * \frac{L_I}{2} \text{ [Nmm]}$$

Gdje je:

F – Maksimalna sila koja djeluje na nosač

L_I – Duljina I – profila

$$M = \frac{18150.91}{8} * \frac{690}{2}$$

$$M = 782757.99 \text{ Nmm}$$

Dopušteno naprezanje zavara na savijanje računa se prema izrazu i tablici 4.:

$$\sigma_{sz \text{ dop}} = \sigma_s \text{ dop} * \alpha$$

Tablica 4. Tablica koeficijenta smanjenja dopuštenog naprezanja α

		Vlak (Tlak)	Savijanje	Smik
Statičko opterećenje	Suočeni spoj	0.7...1.0	0.8...1.0	0.65
	T – spoj	0.6...0.7	0.6...0.7	0.65
Dinamičko opterećenje	Suočeni spoj	0.5...0.9	0.6...0.9	0.6
	T – spoj - jednostrani	0.2...0.6	0.1...0.3	0.4
	T – spoj - dvostrani	0.3...0.7	0.6...0.8	0.6

Odabire se:

$$\alpha = 1$$

$$\sigma_{sz \text{ dop}} = 400 * 1$$

$$\sigma_{sz \text{ dop}} = 400 \text{ N/mm}^2$$

Iz jednadžbe (5.8.1) slijedi:

$$a \geq \sqrt{\frac{6 * M}{\sigma_{sz \text{ dop}} * l}} \text{ [mm]}$$

$$a \geq \sqrt{\frac{6 * 782757.99}{400 * 120}}$$

$$a \geq 9.89 \text{ mm}$$

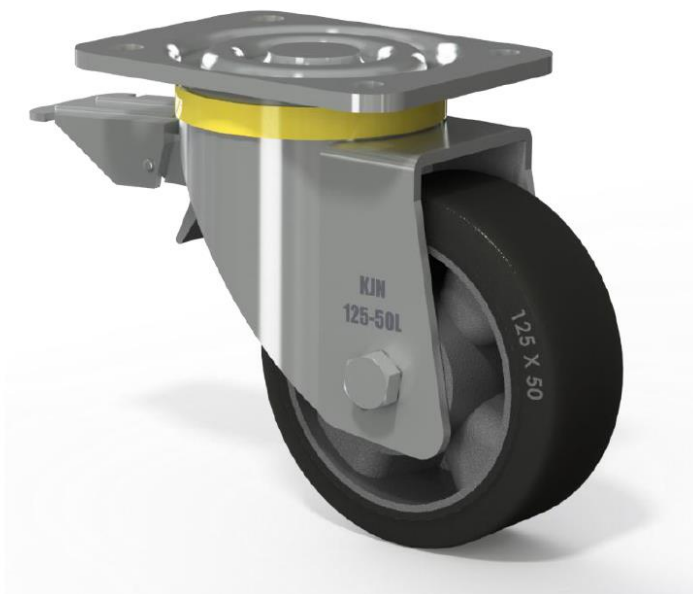
Može se zaključiti da će svi zavari biti dubine $a = 10 \text{ mm}$.

5.9. Odabir kotača ručnih kolica s podiznom platformom

Zbog mobilnosti ručnih kolica s podiznom platformom potrebno je odabrati kotače iz postojećeg kataloga koji će se montirati na podlogu konstrukcije. Zbog svrhe i uvjeta u kojima će se koristiti, kolica moraju imati mehanizam koćenja na kotačima. Ukupna nosivost kotača mora biti veća od mase konstrukcije i tereta. Masa konstrukcije može se aproksimirati na 200 kg dok je maksimalna masa tereta 250 kg. Iz kataloga proizvođača KJN ALUMINIUM PROFILE (Slika 34.) odabiru se dva kotača s kočnim mehanizmom i dva bez kočnog mehanizma (Tablica 5.). Nosivost svakog kotača iznosi 300 kg što znači da će biti pouzdani za konstrukciju pa se prema tome odabiru kotači KJN 125-50S i KJN 125-50B

Tablica 5. Izvadak iz kataloga kotača proizvođača KJN ALUMINIUM PROFILE

Broj artikla	Promjer kotača	Širina kotača	Ukupna visina	Dimenzije pločice	Rupa za vijak	Nosivost	Materijal kotača	Kočivost
KJN 125 - 50F	125 mm	50 mm	164 mm	140 x 110 mm	M8	300 kg	Guma	Fiksna
KJN 125 - 50S	125 mm	50 mm	164 mm	140 x 110 mm	M8	300 kg	Guma	Ne
KJN 125 - 50B	125 mm	50 mm	164 mm	140 x 110 mm	M8	300 kg	Guma	Da
KJN 125 - 50D	125 mm	50 mm	164 mm	140 x 110 mm	M8	300 kg	Guma	Smjerna
KJN 125 - 50L	125 mm	50 mm	164 mm	140 x 110 mm	M8	300 kg	Guma	Vođena



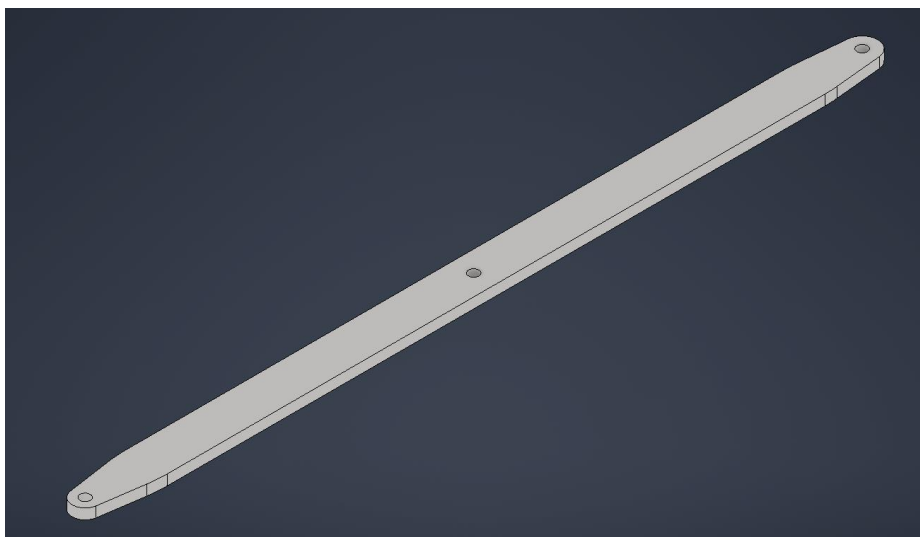
Slika 34. 3D model kotača iz kataloga proizvođača KJN ALUMINIUM PROFILE

6. 3D MODELIRANJE RUČNIH KOLICA S PODIZNOM PLATFORMOM

3D model ručnih kolica izrađuje se na temelju podataka dobivenih proračunom glavnih dijelova konstrukcije te se njima prilagođavaju ostali dijelovi. U vidu modeliranja je i tehnološkičnost proizvoda te mogućnost proizvodnje konstrukcije. Program koji je korišten za izradu 3D modela i pojedinih sklopnih i radioničkih nacrti je AutoDesk Inventor Professional 2024. Kako bi se olakšalo modeliranje pojedinih dijelova, potrebno je početi od crtanja i sklapanja proračunatih dijelova kao što su škarasti mehanizam i cilindar te naknadno crtati ostale dijelove kao što su postolje i radni stol.

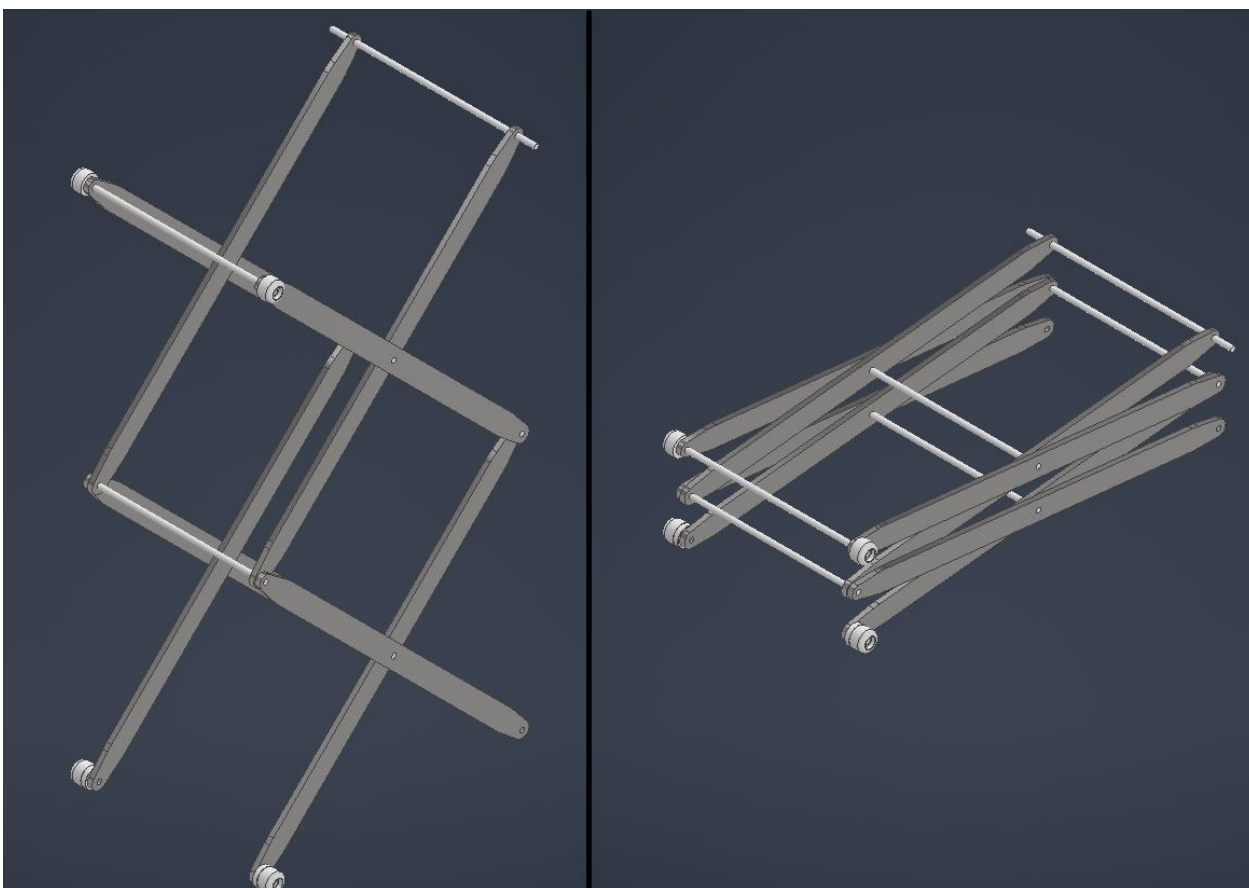
6.1. Modeliranje nosača škarastog mehanizma

Za modeliranje pojedinih nosača škarastog mehanizma (Slika 35.) proračunate su dimenzije poprečnog presjeka $a * b = 20 * 80$ mm, ukupna udaljenost osi spajanja nosača $L = 1500$ mm i zbog međusobnog spajanja nosača postavljene su rupe $d = 20$ mm na početku, sredini i kraju nosača. Iz estetskih razloga i uklanjanja oštih bridova, nosač je na krajevima skošen i ima radijus. Svih 8 nosača izrađeno je od čelika Č.4520.



Slika 35. Nosač škarastog mehanizma (1/8)

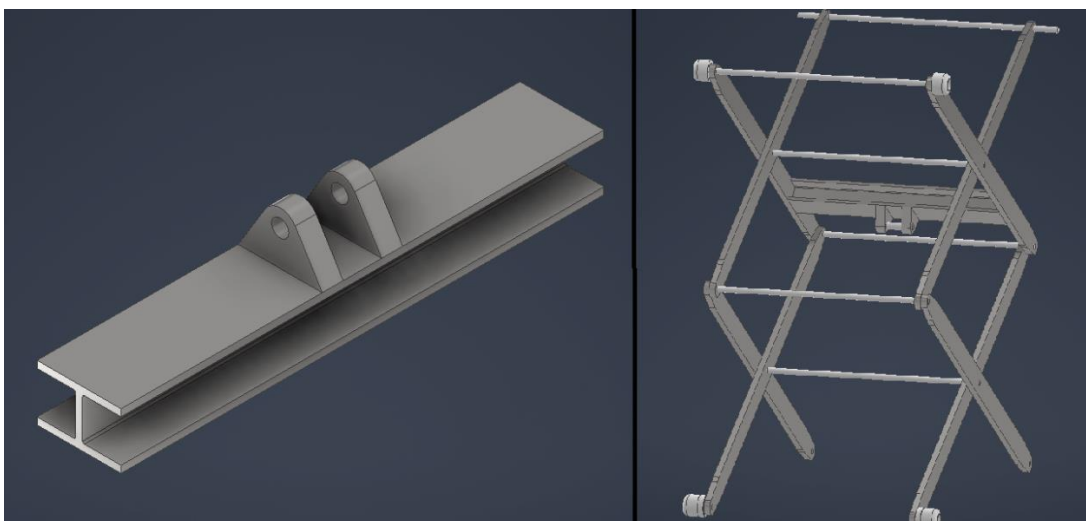
Spajanjem svih 8 nosača pomoću svornjaka koji prolaze kroz cijelu konstrukciju dobije se funkcionalni škarasti mehanizam za podizanje i spuštanje (Slika 36.). Na pomične oslonce mehanizma postavljeni su PVC klizači pričvršćeni M18 vijcima.



Slika 36. Sklopljeni škarasti mehanizam u maksimalno podignutom i spuštenom stanju

6.2. Modeliranje poprečnog I – profila

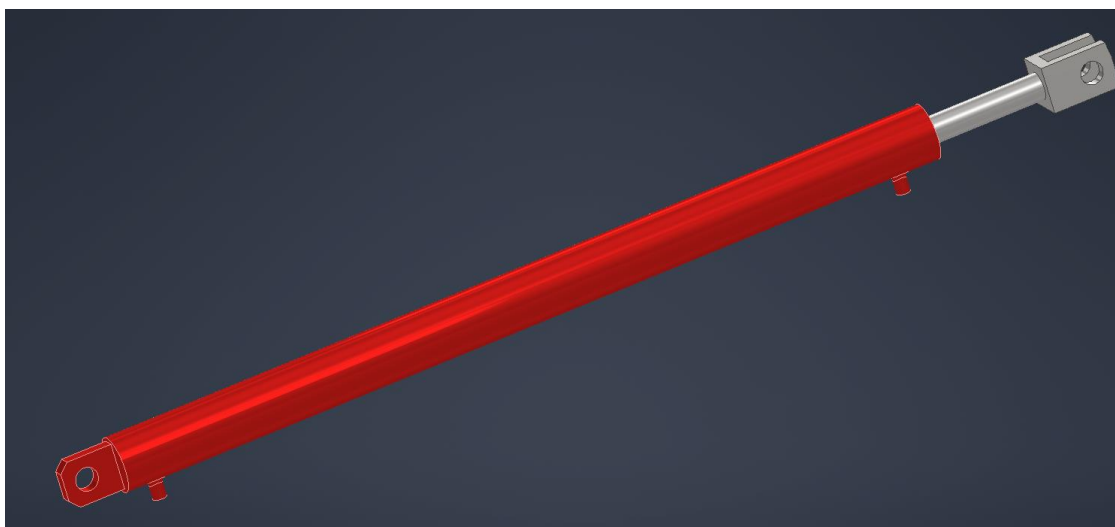
Sve dimenzije poprečnog I – profila (nosača cilindra) (Slika 37. - Lijevo) zadane su u proračunu u poglavlju 5.5. Proračun poprečnog nosača cilindra. Kao što je prikazano na slici 31. (lijevo gore) i proračunato, na I – Profil se zavaruju pločice koje služe za prihvat i rotaciju hidrauličkog cilindra. I – profil zavaruje se na škarasti mehanizam na gornjem nosaču na udaljenosti od osi $L/4 = 375$ mm kao što je prikazano na slici 37. (desno).



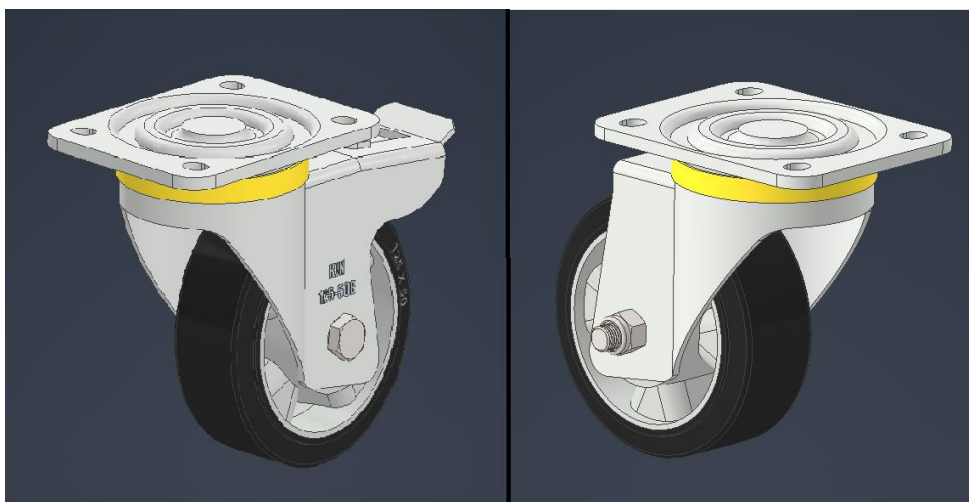
Slika 37. Poprečni I - profil zasebno (lijevo) i u sklopu s škarastim mehanizmom (desno)

6.3. Modeliranje i izbor standardnih dijelova sklopa

Kao standardni dijelovi podrazumijevaju se dijelovi koji su uzeti iz postojećih kataloga od različitih proizvođača, a to su hidraulički cilindar i kotači. Proračunom je određena potrebna potisna sila, pritisak i duljina hidrauličkog cilindra, te se odabire cilindar FORK 50/30 – 800 proizvođača ROSI Teh i modelira prema dimenzijama zadanim u katalogu. Odabrani su kotači model KJN 125-50S (Slika 39. - Lijevo) i KJN 125-50B (Slika 39. - Desno) iz kataloga proizvođača KJN ALUMINIUM PROFILE i pričvršćeni su za podlogu, svaki s 4 M8 vijka.



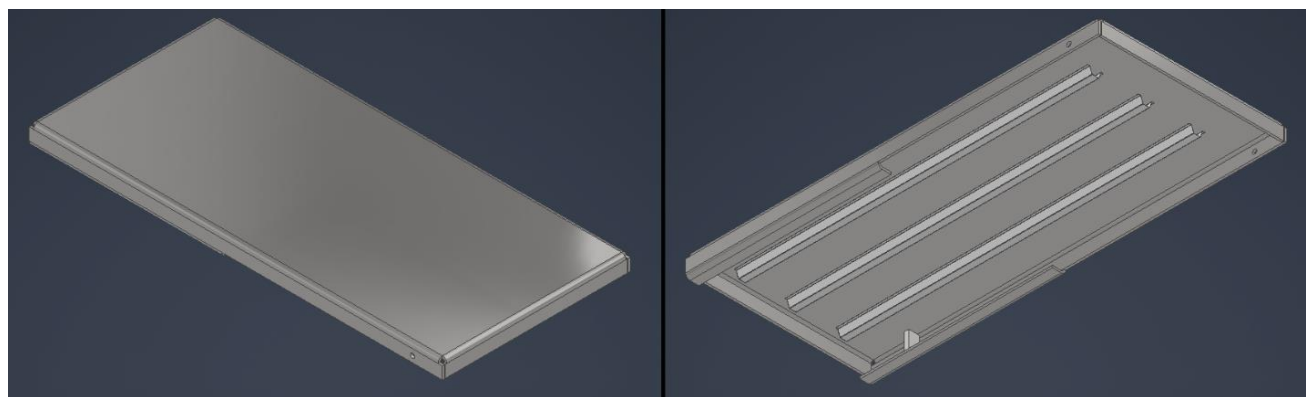
Slika 38. 3D model cilindra FORK 50/30 - 800



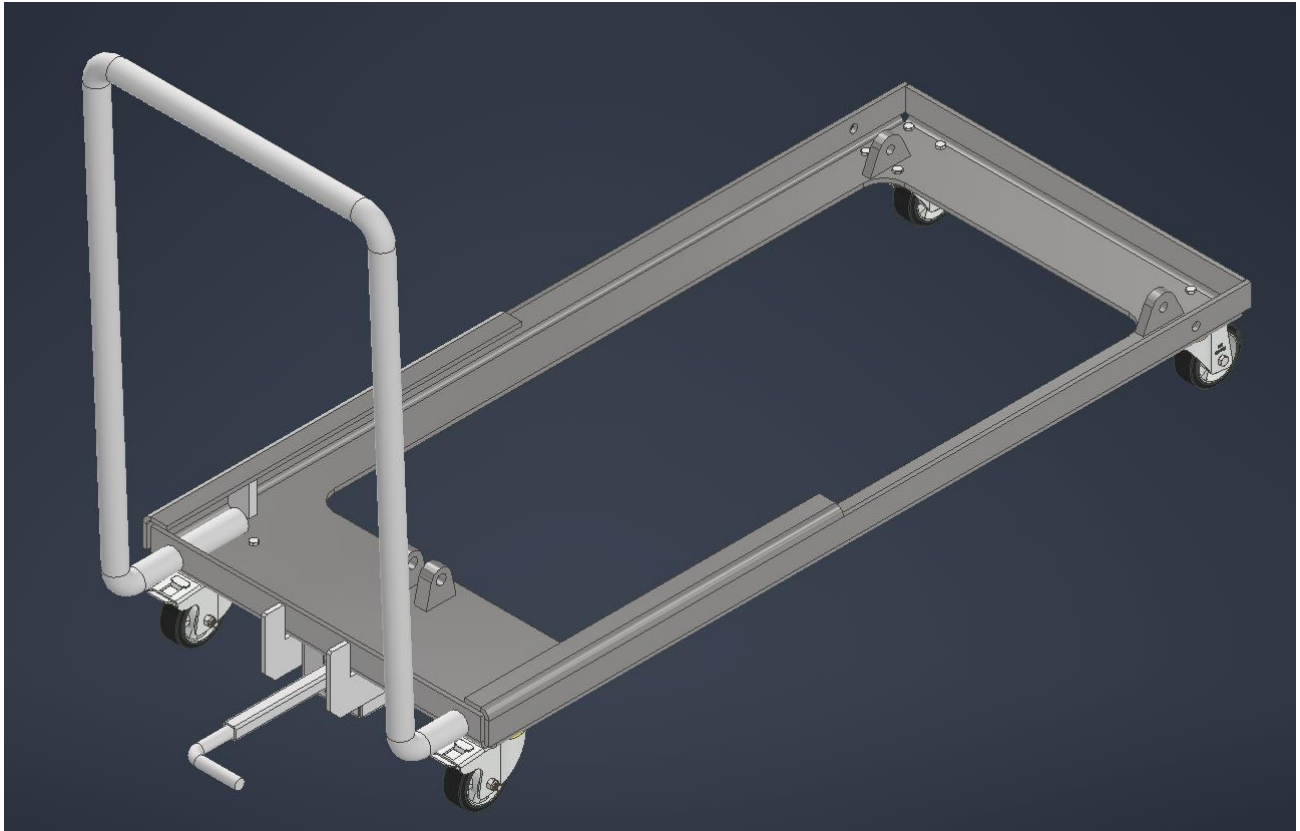
Slika 39. Kotači s kočnim (lijevo) i bez kočnog mehanizma (desno)

6.4. Modeliranje radnog stola i postolja

Radni stol (Slika 40.) i postolje dimenzijski su slični dijelovi, no razlikuju se u funkciji za konstrukciju. Izrađeni su u obliku savinute limene konstrukcije debljine lima 10 mm. I radni stol i postolje imaju savijene rubove koji sliže kao vodilice za klizače na pomičnim osloncima škarastog mehanizma i zavarene pločice u tim kanalima koje služe kao graničnici. Na stražnji dio radnog stola zavaruju se ojačanja kako bi stol i pod utjecajem maksimalne sile tereta ostao stabilan u svim dijelovima. Postolje služi za montiranje donjeg dijela škarastog mehanizma, prihвата hidrauličkog cilindra, kotača, mehanizma nožica/ručica i ručke za manipulaciju. Kako bi se smanjila masa konstrukcije, postolje na sredini ima veliki izrez.



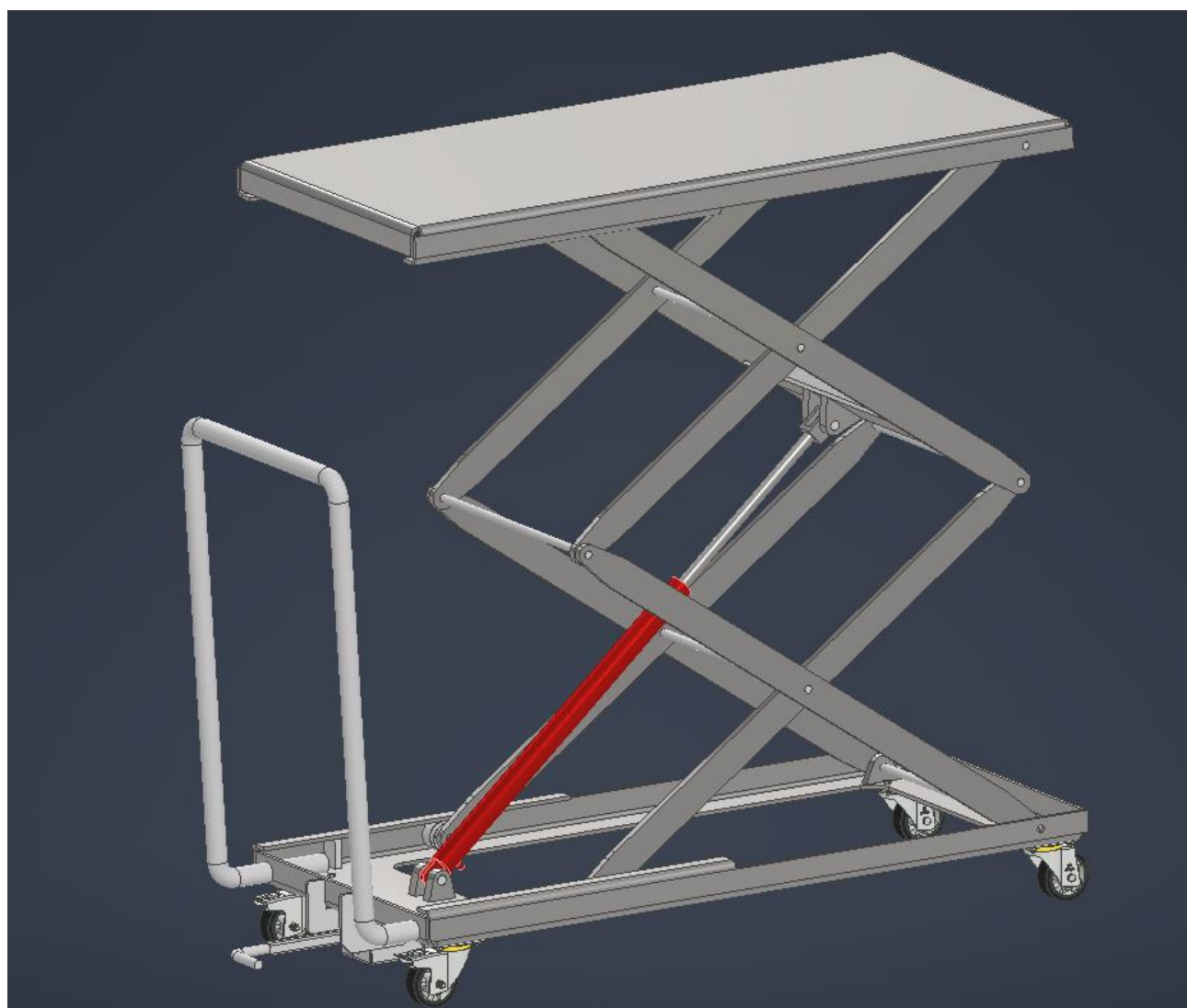
Slika 40. Radni stol s ojačanjima i graničnicima



Slika 41. Postolje konstrukcije s mehanizmom nožica/ručica, ručkom i graničnicima

6.5. Sastavljanje sklopa

Nakon 3D modeliranja svih proračunatih, standardnih i proizvoljnih dijelova, sastavlja se sklop od svih dijelova i podsklopova u cjelinu pomoću vijaka ili postupkom zavarivanja (Slika 42.). Kod modeliranja dijelova pazilo se na sklopivost konstrukcije kako bi se osigurala laka montaža ručnih teretnih kolica s podiznom platformom.



Slika 42. Sklop ručnih kolica s podiznom platformom

7. ZAKLJUČAK

Cilj ovog završnog rada bio je proračun i modeliranje dvostupanjskog škarastog podiznog mehanizma ručnih teretnih kolica s hidrauličkim pogonom. Proces konstruiranja predstavljen je u nekoliko poglavlja, a prikazuje izradu proizvoda od početne ideje, kroz pojedine faze procesa, do gotovog proizvoda.

Početna faza procesa bila je pregled stanja tehnike i analiza postojećih rješenja. Kroz pregled stanja tehnike uočile su se moguće izvedbe konstrukcije, dok su se kroz analizu postojećih rješenja razjasnili glavni dijelovi te princip rada konstrukcije. Analizom konstrukcije uočavaju se dijelovi za koje je potreban proračun kako bi se ostvarili zahtjevi za nosivost, stabilnost i funkcionalnost sklopa. Pomoću knjiga „Strojarski priručnik“ B. Krauta i „Elementi strojeva“ K.H. Deckera izvele su se formule potrebne za proračun te se dobile sve potrebne dimenzije pojedinih dijelova. Pomoću dobivenih dimenzija, počelo je 3D modeliranje, prvo glavnih dijelova, a prilagodbom prema glavnim dijelovima i ostalih dijelova konstrukcije. Nakon što su svi dijelovi bili nacrtani, počinje sastavljanje svih pojedinih dijelova i podsklopova u cjelinu te se time dobiva gotov proizvod – Ručna teretna kolica s podiznom platformom.

Zaključno, izradom ovog završnog rada prikazan je proces konstruiranja jednostavne naprave za podizanje tereta te je prikazana sama kompleksnost procesa čak i za jednostavnu konstrukciju dok konstruiranje kompliciranijih proizvoda zahtjeva još detaljnije pojedine faze procesa i cjelokupnu razradu.

8. LITERATURA

- [1] Strakosch, G. R.; Caporale, R. S.: „The vertical transportation handbook“, John Wiley Sons Inc., Hoboken, New Jersey, 2010.
- [2] Požar, H.: „Tehnička enciklopedija 1963-97.“, Grafički zavod Hrvatske, Zagreb, 2001.
- [3] Leksikografski zavod Miroslava Krlež: „Hrvatska enciklopedija (Dizalice i dizala)“, s Interneta, <https://www.enciklopedija.hr/natuknica.aspx?id=15546>, 14.8.2023.
- [4] Mirti, T. H.; Wallender, W. W.; Chancellor, W. J.; Grismer, M. E.: „Applied Engineering in Agriculture. VOL. 15“, American Society of Agricultural and Biological Engineers, St. Joseph, Michigan, 1999.
- [5] Yannopoulos, S.I.; Lyberatos, G.; Theodosiou, N.; „Evolution of Water Lifting Devices (Pumps) over the Centuries Worldwide“, s Interneta, <https://www.mdpi.com/2073-4441/7/9/5031>, 17.9.2015.
- [6] Hy-Brid Lifts, „The History of Scissor Lifts“, s Interneta, <https://www.hybridlifts.com/ansi/GoHyer/2021/History-of-Scissor-Lifts.htm>, 11.12.2021.
- [7] Basan, R.: predavanja iz kolegija Konstruiranje i oblikovanje, Tehnički fakultet u Rijeci, ak. godina 2020./2021.
- [8] Decker, K. H.: „Elementi strojeva“, Tehnička knjiga, Zagreb, 2006.
- [9] Kraut, B.: „Strojarski priručnik“, Tehnička knjiga, Zagreb, 1988.

9. POPIS SLIKA

Slika 1. Ručna autodizalica	3
Slika 2. Podizna platforma	4
Slika 3. Toranjska dizalica	4
Slika 4. Prvi patent za podiznu platformu s škarastim mehanizmom Charlesa Larsona	5
Slika 5. Osnovni dijelovi podizne platforme s škarastim mehanizmom	6
Slika 6. Platforma s zaštitnom košarom	7
Slika 7. Platforma u obliku radnog stola	7
Slika 8. Jednostruki škarasti mehanizam s dva cilindra i električnom pumpom	8
Slika 9. Višestruki škarasti mehanizam	9
Slika 10. Podizni mehanizam s dva paralelna cilindra pogonjena električnom pumpom	10
Slika 11. Podizni mehanizam s nožicom za podizanje i ručicom za spuštanje platforme	10
Slika 12. Podizni mehanizam s dva para vertikalno raspoređenih cilindara	10
Slika 13. Prikaz Pascalovog zakona	11
Slika 14. Gibanje hidrauličkog klipa	12
Slika 15. Ekspandirani škarasti mehanizam	12
Slika 16. Skupljeni škarasti mehanizam	12
Slika 17. Faze procesa konstruiranja	13
Slika 18. Izvedba podizne platforme u obliku kolica s radnim stolom	14
Slika 19. Shematski prikaz mehanizma (lijevo) i dijagram slobodnog tijela (desno)	15
Slika 20. Osnovne dimenzije mehanizma	16
Slika 21. Dijagram slobodnog tijela pojedinih nosača	17
Slika 22. Prikaz kutova djelovanja sile F na konstrukciju	20
Slika 23. Dijagram slobodnog tijela nosača C u najnižem položaju	21
Slika 24. Dijagram ovisnosti sile o nagibu nosača	22
Slika 25. Slobodna duljina izvijanja za različite slučajeve opterećenja	24
Slika 26. Dijagram djelovanja sile savijanja	26
Slika 27. Prikaz djelovanja savijanja na nosač	27
Slika 28. Poprečni presjek I - nosača	30
Slika 29. Tablica vrijednosti momenta inercije oko osi x	30
Slika 30. Duljina cilindra kod maksimalnog produljenja	32

Slika 31. Svornjaci kod spoja hidrauličkog cilindra s mehanizmom	34
Slika 32. Zavareni dijelovi konstrukcije	36
Slika 33. Djelovanje sile i momenta na zavarene spojeve	37
Slika 34. 3D model kotača iz kataloga proizvođača KJN ALUMINIUM PROFILE	39
Slika 35. Nosač škarastog mehanizma (1/8)	40
Slika 36. Sklopljeni škarasti mehanizam u maksimalno podignutom i spuštenom stanju	41
Slika 37. Poprečni I - profil zasebno (lijevo) i u sklopu s škarastim mehanizmom (desno)	42
Slika 38. 3D model cilindra FORK 50/30 - 800	42
Slika 39. Kotači s kočnim (lijevo) i bez kočnog mehanizma (desno)	43
Slika 40. Radni stol s ojačanjima i graničnicima	43
Slika 41. Postolje konstrukcije s mehanizmom nožica/ručica, ručkom i graničnicima	44
Slika 42. Sklop ručnih kolica s podiznom platformom	45

10.POPIS TABLICA

Tablica 1. Ovisnost sile F o kutu nosača α	22
Tablica 2. Katalog hidrauličkih cilindara proizvođača ROSI Teh	31
Tablica 3. Tablica maksimalnih pritisaka za hidraulički cilindar 50/30 - 800.....	33
Tablica 4. Tablica koeficijenta smanjenja dopuštenog naprezanja α	37
Tablica 5. Izvadak iz kataloga kotača proizvođača KJN ALUMINIUM PROFILE	38

11.SAŽETAK I KLJUČNE RIJEČI

U ovom je završnom radu prikazan proces konstruiranja i modeliranje dvostupanjskog škarastog podiznog mehanizma ručnih teretnih kolica. Kroz fazu pregleda stanja tehnike razjasnile su se moguće izvedbe podizne konstrukcije, dok se je kroz analizu postojećih rješenja razjasnio zadatak kojim su postavljeni osnovni zahtjevi da mehanizam mora podići teret od 250 kg na visinu do 2 m te su se pojasnili glavni dijelovi konstrukcije za koje će biti potreban proračun nosivosti i stabilnosti. Proračunom su se izvele glavne dimenzije konstrukcije kao što su npr. dimenzije pojedinih nosača, potrebna ostvarena sila hidrauličkog cilindra te nosivost kotača. Na temelju svih dobivenih dimenzija iz proračuna, izrađen je 3D model pojedinih dijelova i sklapanjem tih dijelova izrađen je sklop ručnih teretnih kolica s podiznom platformom.

Ključne riječi: podizna platforma, dvostupanjski škarasti mehanizam, hidraulički cilindar, 3D model

12. SUMMARY AND KEY WORDS

In this final paper, the process of constructing and modeling a two-stage scissor lifting mechanism of a manual cargo cart is presented. Through the phase of reviewing the state of the art, the possible versions of the lifting structure were clarified, while through the analysis of the existing solutions, the task was clarified, which set the basic requirements that the mechanism must lift a load of 250 kg to a height of up to 2 m, and the main parts of the structure for which the load capacity and stability calculations will be required. The main dimensions of the structure were calculated, such as the dimensions of individual supports, the necessary realized force of the hydraulic cylinder and the load capacity of the wheels. Based on all the obtained dimensions from the calculation, a 3D model of the individual parts was created and by assembling these parts, an assembly of a manual cargo cart with a lifting platform was created.

Keywords: lifting platform, two-stage scissor mechanism, hydraulic cylinder, 3D model

13. PRILOZI

1. Sklopni nacrt ručnih teretnih kolica
2. Radionički nacrt nosača škarastog mehanizma
3. Radionički nacrt poprečnog nosača
4. Radionički nacrt radnog stola
5. Radionički nacrt postolja