

# Modeliranje i numerička analiza škarastog mehanizma ručnih teretnih kolica

---

Čaržavec, Mario

Master's thesis / Diplomski rad

2024

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:190:857700>

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

Download date / Datum preuzimanja: **2025-01-21**



Repository / Repozitorij:

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



SVEUČILIŠTE U RIJECI

TEHNIČKI FAKULTET

Diplomski sveučilišni studij strojarstva

Diplomski rad

**MODELIRANJE I NUMERIČKA ANALIZA ŠKARASTOG  
MEHANIZMA RUČNIH TERETNIH KOLICA**

Rijeka, rujan 2024.

Mario Čaržavec

0069074462

SVEUČILIŠTE U RIJECI

TEHNIČKI FAKULTET

Diplomski sveučilišni studij strojarstva

Diplomski rad

**MODELIRANJE I NUMERIČKA ANALIZA ŠKARASTOG  
MEHANIZMA RUČNIH TERETNIH KOLICA**

Mentor: Prof. dr. sc. Robert Basan

Rijeka, rujan 2024.

Mario Čaržavec

0069074462

Rijeka, 18.07.2024.

Zavod: Zavod za konstruiranje  
Predmet: CAE u razvoju proizvoda

## ZADATAK ZA DIPLOMSKI RAD

Pristupnik: **Mario Čaržavec (0069074462)**  
Studij: Sveučilišni diplomski studij strojarstva (2100)  
Modul: Konstruiranje i mehatronika (2111)

Zadatak: **Modeliranje i numerička analiza škarastog mehanizma ručnih teretnih kolica / Modeling and numerical analysis of the scissor mechanism of a manual cargo trolley**

### Opis zadatka:

Na osnovi postojećih komercijalnih teretnih kolica s podiznom platformom sa škarastim mehanizmom, izraditi računalni model u odabranom softveru za 3D modeliranje. Analizirati funkcioniranje podiznog mehanizma te odrediti mjerodavne slučajeve i vrijednosti opterećenja. Provesti numeričku analizu pojedinih dijelova podiznog škarastog mehanizma i dati kritički osvrt na dobivene rezultate te utvrditi i predložiti moguća poboljšanja konstrukcije. Dokumentirati primijenjene metode i izraditi tehničku dokumentaciju u potrebnom obimu.

Rad mora biti napisan prema Uputama za pisanja diplomskih / završnih radova koje su objavljene na mrežnim stranicama studija.

Zadatak uručen pristupniku: 18.07.2024.

Mentor:  
prof. dr. sc. Robert Basan

Predsjednik povjerenstva za  
diplomski ispit:  
izv. prof. dr. sc. Igor Bonefačić

## IZJAVA O SAMOSTALNOJ IZRADI DIPLOMSKOG RADA

Sukladno čl. 7 st. 1 *Pravilnika o diplomskom radu, diplomskom ispitu i završetku sveučilišnih diplomskih studija* Tehničkog fakulteta Sveučilišta u Rijeci, izjavljujem da sam diplomski rad na temu *Modeliranje i numerička analiza škarastog mehanizma ručnih teretnih kolica* izradio samostalno, koristeći znanja stečena na Fakultetu, savjete mentora i navedenu literaturu.

Rijeka, rujan 2024.

---

Mario Čaržavec

## ZAHVALA

*Zahvaljujem se mentoru, prof. dr. sc. Robertu Basanu, na ukazanom povjerenju, stručnom vodstvu i korisnim savjetima tijekom izrade diplomskog rada.*

*Također, zahvaljujem se obitelji na podršci i razumijevanju tijekom studiranja.*

# Sadržaj

1. UVOD .....	1
2. CAE I POVRATNO (REVERZIBILNO) INŽENJERSTVO .....	2
2.1. CAE .....	2
2.2. Povratno (reverzibilno) inženjerstvo .....	2
3. ANALIZA TERETNIH RUČIH KOLICA .....	4
3.1. Tehničke karakteristike i opis postojećih ručnih kolica .....	4
3.2. Standardni dijelovi kolica.....	9
3.2.1. Hidraulička dizalica.....	9
3.2.2. Kotači .....	12
3.3. Materijali nestandardnih dijelova.....	13
4. IZRADA RAČUNALNIH 3D MODELA .....	15
4.1. Teretna platforma kolica .....	16
4.2. Vanjski i unutarnji par poluga – škarasti mehanizam .....	19
4.3. Hidraulički cilindar i elementi za aktuacija.....	23
4.4. Nosiva konstrukcija.....	26
4.5. Računalni 3D sklop kolica .....	31
5. ANALIZA RADA PODIZNOG MEHANIZMA UZ PODRŠKU SOFTVERA.....	35
6. ANALITIČKI PRORAČUN PODIZNOG MEHANIZMA.....	43
6.1. Inicijalni (spušteni) položaj teretne platforme .....	43
6.2. Krajnje uzdignuti položaj teretne platforme.....	47
6.3. Dijagrami normalnih i poprečnih sila te momenata savijanja.....	51
6.3.1. Dijagrami za poluge u inicijalnom položaju .....	51
6.3.2. Dijagrami za poluge u krajnje uzdignutom položaju .....	57
6.4. Kriterij čvrstoće.....	64
6.4.1. Poluge A-C u inicijalnom položaju .....	65
6.4.2. Poluge B-D u inicijalnom položaju .....	66
6.4.3. Poluge A-C u uzdignutom položaju .....	67
6.4.4. Poluge B-D u uzdignutom položaju .....	68
7. SOFTVERSKI IZRAČUN SILE U CILINDRU I USPOREDBA REZULTATA.....	70
7.1. Usporedba rezultata dobivenih pomoću softvera i analitičkim putem.....	72
8. ANALIZA METODOM KONAČNIH ELEMENATA (AMKE) ŠKARASTOG PODSKLOPA .....	76
8.1. Poluge A-C u inicijalnom položaju .....	77
8.2. Poluge A-C u uzdignutom položaju .....	82
8.3. Poluge B-D u inicijalnom položaju .....	85

8.4. Poluge B-D u uzdignutom položaju .....	88
8.5 Modifikacije parova poluga i prijedlozi za poboljšanje .....	91
8.5.1. Modifikacija para poluga A-C .....	91
8.5.2. Modifikacija para poluga B-D .....	94
8.5.3. Prijedlozi za poboljšanje .....	95
9. ZAKLJUČAK .....	96
10. LITERATURA .....	97
11. POPIS SLIKA .....	99
12. POPIS TABLICA .....	104
13. SAŽETAK I KLJUČNE RIJEČI .....	105
14. PRILOZI .....	106



## 1. UVOD

Konstruiranje je misaoni proces tijekom kojeg se oblikuje ideja o tehničkom proizvodu (konstrukciji), za koju se potom izrađuje tehnička dokumentacija kako bi se moglo pristupiti izradi i eksploataciji iste. Tijekom konstruiranja cilj je da buduća konstrukcija u što većoj mjeri udovoljava tehničkim zahtjevima – funkcionalna i tehnološka ispravnost, zahtjevima ekonomičnosti te zahtjevima tržišta. [1]

Konstantnim razvojem i povećanjem računalnih strojnih i programskih kapaciteta, ali i jakom težnjom za što kraćim vremenom razvoja i proizvodnje novih proizvoda / konstrukcija, praktički svaki konstrukcijski proces danas uključuje široku primjenu raznih računalnih alata. Inženjerski rad sa širokom potporom računalne strojne i programske opreme poznat je pod pojmom „računalom podržano inženjerstvo“ (engl. *Computer-Aided Engineering – CAE*). [1] Posljedica korištenja *CAE* je značajno smanjenje razvojnih, ali i proizvodnih troškova proizvoda. Također, pomoću *CAE*, moguće je provesti analizu postojećih proizvoda u svrhu njihove optimizacije i/ili efikasnije eksploatacije. Postupak analiziranja postojećih proizvoda, na način funkcionalnog shvaćanja rada svakog sastavnog elementa promatranog proizvoda, a u svrhu njegove optimizacije i/ili povećanja efikasnosti, poznat je kao povratno ili reverzibilno inženjerstvo.

Postupak povratnog ili reverzibilnog inženjerstva bit će primijenjen u nastavku ovog rada za pojedine elemente postojećih teretnih ručnih kolica. Nakon dodatnog osvrta na *CAE* i povratno inženjerstvo, analiziran je princip rada teretnih ručnih kolica, te su napravljene bilješke dimenzijskih vrijednosti sklopa i svih sastavnih dijelova kolica. Prema napravljenim bilješkama, napravljeni su računalni 3D modeli svih elemenata i sklopa kolica u *Autodesk Inventor Professionalu* softveru. Koristeći isti softver, određeni su mjerodavni slučajevi i vrijednosti opterećenja, te su numerički analizirani pojedini dijelovi podiznog škarastog mehanizma. Dobiveni rezultati su potom kritički analizirani te su utvrđena i predložena poboljšanja konstrukcije. U konačnici, izrađena je tehnička dokumentacija za postojeću konstrukciju kolica, kao i predloženu poboljšanu verziju konstrukcije.

## **2. CAE I POV RATNO (REVERZIBILNO) INŽENJERSTVO**

### **2.1. CAE**

Kao što je već rečeno prethodno, *CAE* (računalom podržano inženjerstvo) predstavlja inženjerski rad sa širokom potporom računalne strojne i programske opreme. Na osnovi (sve jačih) mogućnosti računalne i strojne opreme, *CAE* kao pojam uključuje i različite nove metode analiza i simulacija u razvoju proizvoda, kao i u proizvodnim procesima. U osnovi, *CAE* znači simulacije, validacije i optimizacije proizvoda i proizvodnih sistema i procesa. Temelj *CAE* analize predstavlja računalni trodimenzionalni (3D) model promatranog objekta, zato što samo 3D model daje pravi geometrijski i matematički opis za različite analize, optimizaciju dizajna proizvoda, računalne simulacije, 3D ispis i računalom podržanu proizvodnju (engl. *Computer-Aided Manufacturing – CAM*). Samo 3D modeliranje daje dobru podlogu za efikasnu upotrebu metoda konačnih elemenata (engl. *Finite Element Method – FEM*) i drugih analitičkih metoda za analize deformacija i naprezanja, analize strujanja fluida (engl. *Computational Fluid Dynamics – CFD*), analize elektro-magnetskih polja i pojava i dr. Danas su u primjeni razni *CAE* alati pomoću kojih se analiziraju komponente i sustavi, poput alata za analizu performansi, alata za analizu robusnosti, alata za analizu nosivosti, alata za analizu vijeka trajanja i dr. Ti alati omogućuju inženjerima da se suoče sa sve oštrijim zahtjevima za povećanom produktivnosti u razvoju i proizvodnji sve sofisticiranijih i pouzdanijih proizvoda. [1]

Osim mogućnosti širokog raspona provođenja raznih analiza, direktne prednosti i vrijednosti *CAE* su što su *CAE* analize opsežne, brze i precizne, dok dobivenim podacima se može brzo i lako pristupiti, s njima upravljati i spremati ih. Zahvaljujući tome, *CAE* ima veliki utjecaj na cijeli konstrukcijski proces jer računala poboljšavaju ljudske mogućnosti. Također, *CAE* sistemi danas nude nezamjenjivu podršku u cjelokupnom životnom vijeku proizvoda (engl. *Product Lifecycle Management – PLM*) i poslu. *PLM* predstavlja strateški pristup poslovanju, koji s različitim alatima podupire suradnju pri kreiranju, upravljanju i diseminaciji informacija u raširenom poduzeću od koncepta proizvoda do kraja životnog ciklusa, pri čemu integrira ljude, procese i informacije. [1]

### **2.2. Povratno (reverzibilno) inženjerstvo**

Povratno ili reverzibilno inženjerstvo predstavlja postupak mjerenja, analize i testiranja već postojećih konstrukcijskih elemenata i sklopova s ciljem njihove rekonstrukcije i reprodukcije, odnosno tehnologija primjene znanosti za očuvanje osnovne funkcije postojećeg objekta, što je uvjetovano samom njegovom konstrukcijom. Postoji nekoliko definicija povratnog inženjerstva prema raznim strukovnim organizacijama. Prema jednoj od njih, povratno inženjerstvo se definira

kao postupak kopiranja odnosno umnožavanja postojećeg objekta fizikalnim ispitivanjem te različitim postupcima mjerenja funkcijskih i dimenzijskih značajki njegovih pojedinačnih elemenata kako bi se razvila pripadna tehnička dokumentacija, čime se ovom definicijom u prvi plan postavlja kompetitivnost na tržištu. [2]

Objekti od interesa se rastavljaju kako bi se dobilo potrebno znanje o objektu ili kako bi se razotkrio dizajn i arhitektura, što je slično znanstvenim istraživanjima. Dodatno, to je postupak otkrivanja osnovnih principa koji nekom objektu, materijalu, strukturi itd. omogućavaju da izvršava određenu funkciju ili operaciju. Uobičajeno taj postupak uključuje rastavljanje konačnog proizvoda te analizu svih njegovih elemenata, podsklopova, podsustava, proučavanja mehanizama i dr. sve dok cijeli sklop ili objekt nije posve analiziran i razumljiv. Time se ispunjava osnovna svrha povratnog inženjerstva, odnosno, razumijevanje proizvoda, uređaja, objekata, materijala, sklopa, sustava i dr. u toj mjeri da se može pristupiti izradi nove konstrukcije sposobne za ispunjavanje iste funkcije ili liste zahtjeva. Ta nova konstrukcija uz zadržavanje iste funkcionalnosti mora imati određena poboljšanja, bilo po pitanju tehnološke izvedbe, korištenja optimalnijih materijala, manjih troškova proizvodnje i/ili nešto drugo. [2]

Kako bi se pravilno proveo postupak povratnog inženjerstva postojećih konstrukcija, inženjeri moraju razumijevati funkcionalnost postojećeg elementa podvrgnutog postupku te poznavati postupke i načine preslikavanja karakterističnih detalja. Nedavna postignuća i razvoj postupaka, povratno inženjerstvo se prometnulo kao jedna od osnovnih metodologija korištenih u nizu industrija, uključujući zrakoplovnu, svemirsku, automobilsku, elektroničku itd. Proizvođači diljem svijeta su povratno inženjerstvo već značajno uvrstili u svoje postupke razvoja proizvoda. Razvoj novih tehnologija poput 3D skeniranja te visoko-razlučive mikroskopije, dodatno olakšavaju postupak povratnog inženjerstva. [2]

Povratno inženjerstvo se u većini područja industrije danas primjenjuje za ispunjavanje sljedećih osnovnih ciljeva [2]:

- kopiranje i umnožavanje konstrukcijskih elemenata čija konstrukcijska dokumentacija nije dostupna,
- popravljavanje ili zamjena oštećenih dijelova bez poznavanja originalne konstrukcijske dokumentacije elemenata,
- generiranje 3D modela ili prototipa temeljenog na postojećem konstrukcijskom elementu za provođenje analiza.

Prema svemu prethodno navedenom, mogu se itekako primijetiti dodirne točke između CAE i povratnog inženjerstva.

### 3. ANALIZA TERETNIH RUČIH KOLICA

Prvi mobilni škarasti podizni mehanizam izumljen je 1925. godine u Sjedinjenim Američkim Državama. Bio je pneumatski upravljani, s niskim tlakom zraka i velikom površinom poprečnog presjeka cilindra te brtvljen kožom. Zbog (prema današnjim standardima) lošeg brtvljenja, te stlačivosti zraka, pri ovoj izvedbi nastajao je ozbiljan fenomen poskakivanja tereta te je sama stabilnost tereta predstavljala veliki problem. [3] S razvojem automobilske industrije i sve većom potrebnom za jednostavnim i mobilnim podiznim teretnim sustavima u proizvodnim pogonima, 1950. teretna ručna kolica sa škarastim podiznim mehanizmom pogonjenim hidrauličnim cilindrom postaju najkorištenija izvedba podizanja tereta u automobilskoj industriji. Prednosti takvih kolica su relativno jednostavna izvedba, te, zbog nestlačivosti fluida, preciznije upravljanje i mogućnost postizanja većih sila (u usporedbi s pneumatikom). S druge strane, kao i kod svake hidraulične izvedbe, kao nedostatak moglo bi se navesti potreba za uljem, potreba za povremenim održavanjem brtvi klipa, te na dužim vremenskim razdobljima pod konstantnim opterećenjem mogućnost malog pada visine tereta (tj. uvlačenja klipnjače zbog popuštanja otpusnog/povratnog ventila ulja). [4]

#### 3.1. Tehničke karakteristike i opis postojećih ručnih kolica

Analizirana postojeća teretna ručna kolica (*Slika 3.1.*) izrađena su od strane Hottinger Brüel & Kjaer tvrtke (do 2019. godine naziv proizvođača je HBM) specijalizirane u područjima mehanike, zvuka i vibracija te elektrike za provođenje integriranih testiranja, mjerenja, kontrola i simulacijskih rješenja i proizvodnje. [5, 6]



*Slika 3.1. Teretna ručna kolica*

Glavne tehničke karakteristike propisane od strane proizvođača prikazane su u *Tablici 3.1.*

*Tablica 3.1. Tehničke karakteristike kolica [7]*

Maksimalna nosivost	500 kg
Dimenzije teretne platforme	855 x 500 x 54 mm
Minimalna visina teretne platforme od poda	34 cm
Maksimalna visina teretne platforme od poda	90 cm
Promjer kotača	12,5 cm
Masa kolica	≈ 85 kg

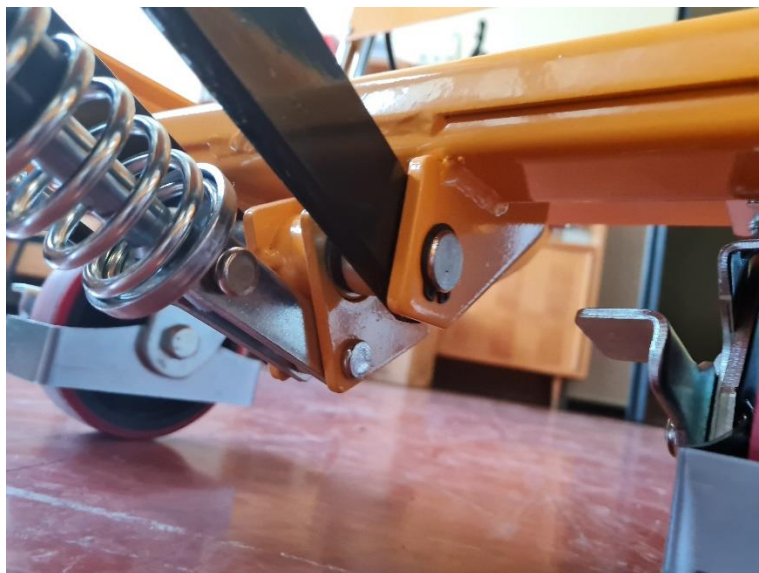
Teretna ručna kolica izrađena su kao praktična naprava koja olakšava učestalu potrebu za manipulacijom tereta maksimalne mase do 500 kg. Za transport, podizanje ili spuštanje tereta (koji se nalazi na kolicima) dovoljna je jedna osoba. Kao što je navedeno u prethodnoj tablici, minimalna visina na koju se teret može spustiti je 34 cm od poda (*Slika 3.2.*), dok maksimalna visina podizanja tereta je 90 cm od poda (*Slika 3.3.*).



*Sl. 3.2. Minimalna visina teretne platforme [7]*    *Sl. 3.3. Maksimalna visina teretne platforme [7]*

Jednostavan transport omogućuje izvedba u kojoj je paru stražnjih kotača dodan još jedan stupanj slobode uz rotaciju oko horizontalne osi, tj. imaju mogućnost rotacije za 360° oko vertikalne osi, dok je par prednjih kotača fiksiran, odnosno, imaju mogućnost rotacije samo oko horizontalne osi. Nosiva konstrukcija (šasija) kolica napravljena je od zavarenih poluproizvoda, tj. limova. Na stražnji dio nosive konstrukcije vijcima su pričvršćene ručke, koje osim za funkciju transporta tereta, imaju na sebi pričvršćen lim koji služi kao zaštita od ispada tereta na osobu koja upravlja kolicima. Također, na ručkama se nalazi ručna pedala čija je funkcija spuštanje teretne

platforme. Dodatno, na stražnjoj strani šasije nalazi se i nožna pedala koja ima funkciju podizanja tereta. Potom na nosivu konstrukciju dolaze dijelovi koji međusobno sudjeluju u podizanju tereta – hidraulički cilindar/pumpa i škaraste poluge (krakovi). Hidraulički cilindar u svojem podnožju (zavareni bočni nosači) spojen je pomoću svornjaka za nosivu konstrukciju (*Slika 3.4. i Slika 3.5.*).



*Slika 3.4. Spoj hidrauličkog cilindra i nosive konstrukcije*



*Slika 3.5. Spoj hidrauličkog cilindra i nosive konstrukcije*

S druge pak strane, također pomoću svornjaka, vrh cilindra (klipnjača) spojen je na uške unutarnjeg para poluga škara (*Slika 3.6.*).





*Slika 3.6. Spoj cilindra i unutarnjeg para poluga*

Također je vidljivo iz prethodne slike kako unutarnji par poluga je pomoću svornjaka fiksirana na prednji dio nosive konstrukcije, sa samo jednim stupnjem slobode (rotacijom oko horizontalne osi). Na suprotnom kraju unutarnjih poluga nalaze se klizni kotači koji se nalaze u vodilicama teretne platforme (*Slika 3.7.*).



*Slika 3.7. Spoj unutarnjeg para poluga s teretnom platformom*

Vanjski par poluga je spojen identično, na jednoj strani poluge su fiksirane sa svornjacima, dok na drugoj se nalaze klizni kotači u vodilicama. Jedina razlika u odnosu na unutarnji par poluga je što su vanjske poluge pomoću svornjaka spojene na (prednju stranu) teretne platforme, dok se klizni kotači u vodilica nalaze na nosivoj konstrukciji (*Slika 3.8. i Slika 3.9.*).



*Slika 3.8. Spoj vanjskog para polugu i teretne platforme*



*Slika 3.9. Spoj vanjskog para poluga s nosivom konstrukcijom*

Kako je unutarnji par poluga povezan pomoću svornjaka s nosivom konstrukcijom, prilikom djelovanja klipnjače dolazi do zakretanja unutarnjeg para oko svornjaka (tj. horizontalne osi provrta namijenjenog za spajanje s nosivom konstrukcijom). Zakretanje oko svornjaka ima za posljedicu vertikalno podizanje suprotnih krajeva unutarnjeg para poluga. S obzirom da je unutarnji par povezan s vanjskim parom pomoću poprečne šipke, podizanje unutarnjeg para rezultira vertikalnim podizanjem i vanjskog. Kako se krajevi i unutarnjeg i vanjskog para poluga na stražnjoj strani kolica nalaze u vodilicama, na ovaj način prilikom djelovanja klipnjače dolazi do jednolikog pomaka (poluge su identične duljine) po vodilicama. Na ovaj način osigurana je



stabilnost teretne platforme, tj. platforma se ne naginje prilikom podizanja i onemogućena je mogućnost njenog ispadanja.

U konačnici, na škaraste poluge dolazi već spomenuta teretna platforma duljine 855 mm i širine 500 mm, izrađena od lima njegovim savijanjem i zavarivanjem. Generalno gledajući, kolica se mogu podijeliti u tri glavna podsklopa – nosiva konstrukcija (šasija), podizni mehanizam i teretna platforma.

## 3.2. Standardni dijelovi kolica

### 3.2.1. Hidraulička dizalica

Hidraulička dizalica (*Slika 3.10.*) je modifikacija hidrauličkih cilindara koje se često koriste i kao automobilske ili kamionske dizalice (*Slika 3.11.*). S obzirom da u cilindru dolazi do pretvorbe vanjske mehaničke energije u energiju tlaka radnog fluida što je odlika pumpi, te potom ponovne pretvorbe energije tlaka radne tekućine u mehaničku energiju za izvršenje korisnog rada što je odlika cilindara, može se zaključiti da ova hidraulička dizalica ima odlike i pumpe i cilindra.

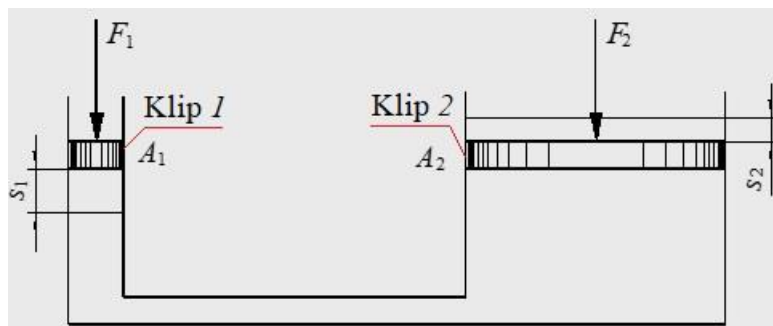


*Slika 3.10. Hidraulička pumpa korištena na teretnim kolicima*



*Slika 3.11. Hidraulička auto-dizalica [8]*

Objekte izvedbe hidrauličkih dizalica djeluju na principu Pascalovog zakona (Slika 3.12.), tj. unutar kućišta praktički postoje dva cilindra (jedan većeg i jedan manjeg poprečnog presjeka) koji su međusobno povezani s U-cijevima u kojima se nalazi ulje. Prema Pascalovom zakonu, prilikom djelovanja sile na klip 1, koliko je puta površina klipa 1 manja u odnosu na površinu klipa 2, toliko će puta biti veća sila na klipu 2 u odnosu na klip 1. [9]



Slika 3.12. Pascalov zakon [9]

Prethodno navedeno može se opisati matematički, ako je poznato da je:

$$p = \frac{F}{A},$$

a kako se zbog nestlačivosti fluida sila jednoliko prenosi kroz fluid i stijenke zatvorenog spremnika fluida, tlak na klipu 1 bit će jednolik onome na klipu 2, odnosno:

$$p_1 = p_2 = p,$$

pa slijedi da je:

$$\frac{F_1}{A_1} = \frac{F_2}{A_2} \rightarrow F_2 = F_1 \frac{A_2}{A_1},$$

gdje je:

$F$  – sila [N],

$F_1$  – sila na klipu 1 [N],

$F_2$  – sila na klipu 2 [N],

$A$  – površina poprečnog presjeka [m<sup>2</sup>],

$A_1$  – površina poprečnog presjeka klipa 1 [m<sup>2</sup>],

$A_2$  – površina poprečnog presjeka klipa 2 [m<sup>2</sup>],

$p$  – tlak [Pa],

$p_1$  – tlak na klipu 1 [Pa],

$p_2$  – tlak na klipu 2 [Pa].

Dakle, između hidrauličkih dizalica sa *Slike 3.10.* i *Slike 3.11.* ne postoje razlike u principu rada. Ipak, postoje razlike u načinu aktucije i ispuštanja ulja iz većeg cilindra. Dok se za slučaj sa *Slike 3.11.* uz pomoć ručne poluge djeluje na manju klipnjaču, a posljedično tome i na porast tlaka u oba klipa i pomaku (hodu) veće klipnjače, te se ispust ulja iz većeg cilindra (i pad tlaka) ostvaruje otpuštanjem ispusnog vijka, aktucija pumpe sa *Slike 3.10.* vrši se nogom. Naime, nožna pedala spojena je na manju klipnjaču hidrauličnog cilindra, te stiskom noge na pedalu dolazi do porasta tlaka na klipovima i hoda veće klipnjače. Opruga na dnu hidraulične pumpe vraća nožnu pedalu u prvobitni položaj te se postupak „pumpanja“ kontinuirano ponavlja dok teretna platforma ne postigne željenu visinu. Uvlačenje klipnjače (i spuštanje teretne platforme) vrši se stiskom ručne pedale. Ručna pedala spojena je čeličnom sajlom do ventila za ispust ulja iz većeg cilindra u spremnik pumpe, te pritiskom na ručnu pedalu dolazi do otvaranja ventila i toka ulja u spremnik. Povratak ulja u spremnik pospješuje djelovanje težine poluga i platforme na klipnjaču (i tereta kada je pod opterećenjem). Otpuštanjem ručne pedale dolazi do zatvaranja ventila i prestanka spuštanja teretne platforme.

Kada bi se po završetku ovog rada krenulo u reprodukciju kolica s određenim preinakama, koristili bi se i određeni standardni dijelovi, za koje stoga nije potrebno raditi tehničku dokumentaciju, tj. dijelovi koji se prethodno naručuju kao već gotovi proizvodi. Osim standardnih dijelova za rastavljive spojeve (vijci, matice, podloške, uskočnici, svornjaci), za potrebe podizanja i spuštanja tereta bila bi korištena hidraulična dizalica sa *Slike 3.13.*, proizvođača specijaliziranog za podizne mehanizme, identičnih dimenzija i radnih karakteristika pumpi na postojećim kolicima.



*Slika 3.13. Hidraulična dizalica [10]*

Uz hidrauličnu dizalicu, standardnim dijelom bi se smatrali i dijelovi koji direktno sudjeluju u spuštanju teretne platforme, tj. kabel sa čeličnom sajlom, ručka/ručna pedala i svornjak na koji dolazi ručka (Slika 3.14.).



Slika 3.14. Set za spuštanje teretne platforme [11]

### 3.2.2. Kotači

Pri reprodukciji standardnim dijelom bi se smatrali i kotači čije su dimenzije jednake dimenzijama na postojećem slučaju. Također, koristio bi se set od dva kotača koji imaju mogućnost zakretanja za 360° oko vertikalne osi (Slika 3.15.), te set od dva kotača čija osovinica direktno naliježe na nosivu konstrukciju te je osigurana uskočnikom protiv ispadanja (Slika 3.16.).



Slika 3.15. Stražnji kotač [12]



Slika 3.16. Osiguranje prednjih kotača

### 3.3. Materijali nestandardnih dijelova

S obzirom da na internetskim stranicama proizvođača nisu navedene vrste materijala od kojih su nestandardni dijelovi kolica proizvedeni, u nastavku je navedena pretpostavka materijala temeljena na vizualnoj inspekciji kolica sa pripadajućim mehaničkim svojstvima materijala.

Pretpostavljeni materijal limova od kojih je izrađena šasija i teretna platforma je toplovaljani lim S235JR. Na kolicima navedeni materijal je premazan žutom bojom s ciljem zaštite od korozije i kao zaštita od oštećenja prilikom manipulacije teretom. Određena fizikalna svojstva materijala prikazana su u *Tablici 3.2.*

*Tablica 3.2. Fizikalna svojstva materijala [13]*

Gustoća	7800 kg/m <sup>3</sup>
Vlačna čvrstoća	360 – 510 MPa
Granica tečenja	235 MPa
Poissonov omjer (koeficijent)	0,3
Modul elastičnosti	210 GPa
Modul smicanja	80 GPa

Pretpostavljeni materijal od kojih su izrađene poluge, tj. škare kolica je toplovaljani i normalizirani čelik S355J2+N. Na kolicima navedeni materijal je premazan crnom bojom s ciljem zaštite od korozije. Određena fizikalna svojstva materijala prikazana su u *Tablici 3.3.*

*Tablica 3.3. Fizikalna svojstva materijala [14]*

Gustoća	7800 kg/m <sup>3</sup>
Vlačna čvrstoća	490 – 630 MPa
Granica tečenja	355 MPa
Poissonov omjer (koeficijent)	0,3
Modul elastičnosti	210 GPa
Modul smicanja	80 GPa

Pretpostavljeni materijal od kojih su izrađeni nestandardni svornjaci, osovinice kliznih kotača, ručke te pojedini standardni dijelovi je nehrđajući čelik X6 Cr17. Određena fizikalna svojstva materijala prikazana su u *Tablici 3.4.*

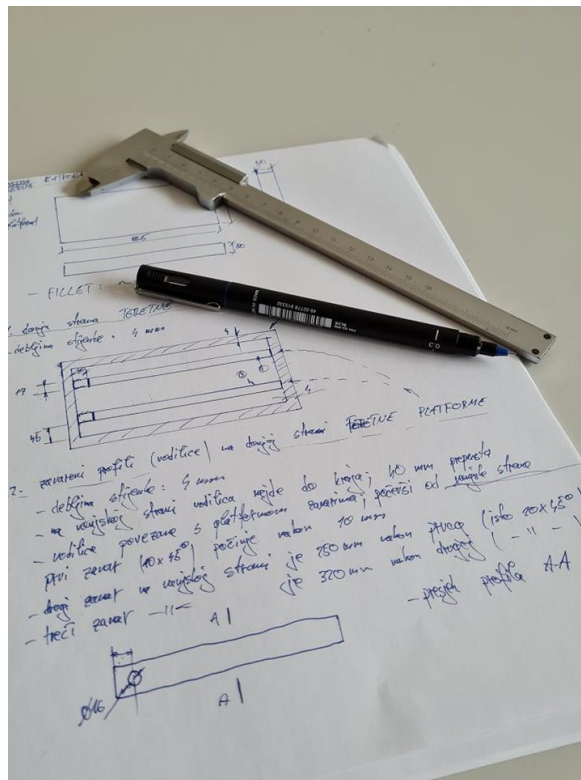
Tablica 3.4. Fizikalna svojstva materijala [15]

Gustoća	7700 kg/m <sup>3</sup>
Vlačna čvrstoća	500 MPa
Granica tečenja	260 MPa
Poissonov omjer (koeficijent)	0,28
Modul elastičnosti	200 GPa
Modul smicanja	77 GPa

## 4. IZRADA RAČUNALNIH 3D MODELA

Kao što je već rečeno prethodno, na postojećim teretnim ručnim kolicima cilj je provesti postupak reverzibilnog inženjerstva. U ovom slučaju, inspekcija i razumijevanje funkcije i načina rada svih dijelova proveden je na sklopu kolica bez rastavljanja na svaki pojedini dio. Razlog tome je što su se svi dijelovi mogli izmjeriti bez potrebe za rastavljanjem kolica.

Prvi korak u izradi ovog rada bilo je napraviti detaljnu inspekciju kolica i shvatiti funkciju i princip rada svakog sastavnog dijela kolica, kao i kompletnog sklopa. U skladu s tim, za svaki dio prilikom inspekcije napravljene su skice, izmjerene njihove dimenzije te napisane kratke bilješke (Slika 4.1.) na temelju čega su kasnije rađeni računalni 3D modeli elemenata i sklopa. Glavni korišteni alati pri inspekciji su bili mjerna traka, pomično mjerilo i fotoaparat.



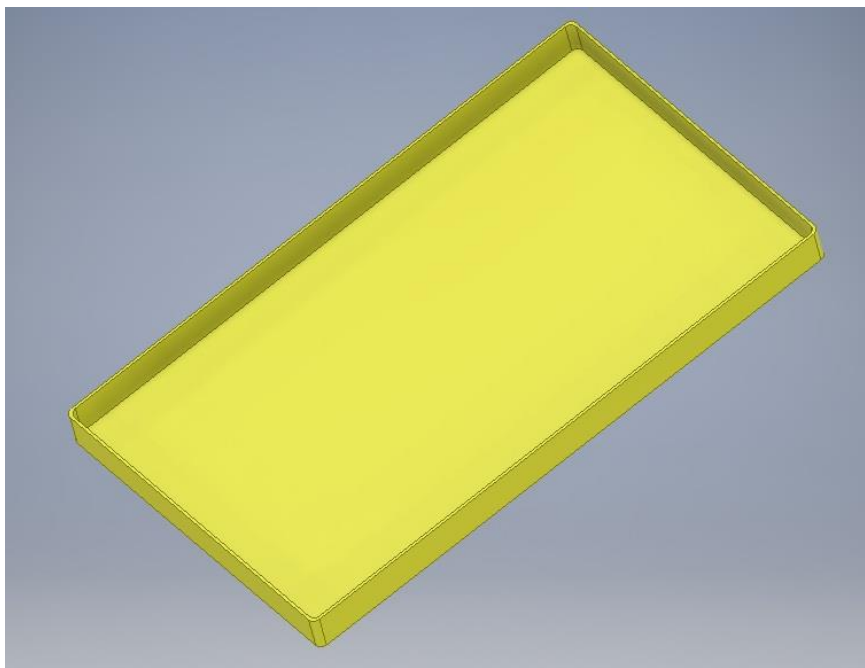
Slika 4.1. Skice i napomene prilikom inspekcije teretne platforme

Nakon inspekcije svih dijelova, preuzetih mjera i bilješka s kolica, pristupa se izradi računalnih 3D modela kolica. Izrada računalnih 3D modela (modeliranje) rađena je u softveru *Autodesk Inventor Professional 2019*. Modeliranje je rađeno u nekoliko faza, prvo su rađeni 3D modeli svakog elementa (engl. *Part*) kolica koji su potom korišteni za izradu podsklopova. Kasnije su podsklopovi korišteni za izradu konačnog računalnog 3D modela sklopa kolica (engl. *Assembly*) sa kinematikom koja odgovara postojećim teretnim ručnim kolicima. Također, standardni dijelovi koji se nalaze na kolicima nisu modelirani, već su izvađeni iz baze standardnih dijelova koju softver posjeduje.



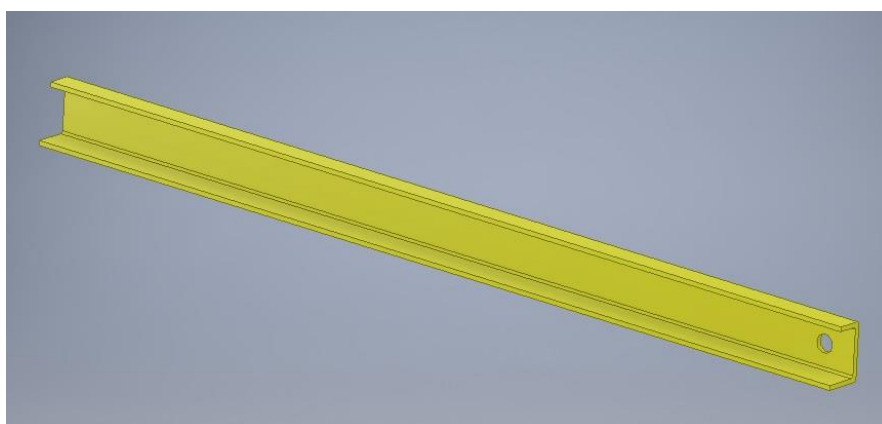
#### 4.1. Teretna platforma kolica

Kao kod svakog početka modeliranja u bilo kojem softveru specijaliziranom za izradu računalnih 3D modela, modeliranje započinje izradom dvodimenzionalne skice (engl. *Sketch*) kojoj se potom dodaje treća dimenzija (engl. *Extrude*). Navedeno je primijenjeno na teretnoj platformi dimenzija 855 x 500 x 54 mm kao što je vidljivo na *Slici 4.2*.



*Slika 4.2. Teretna platforma*

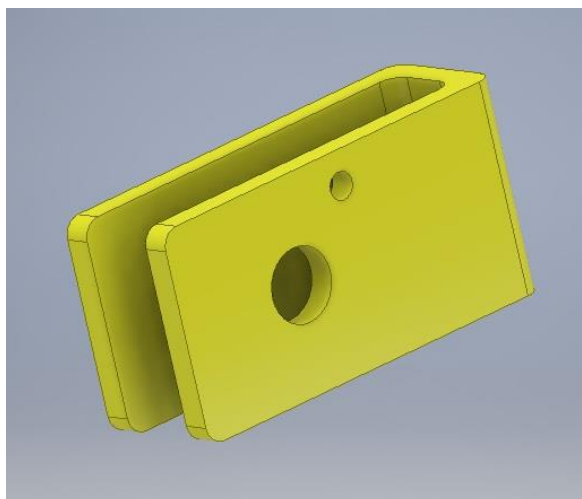
Idući korak je izrada vodilica dimenzija 810 x 32 x 50 mm za klizne kotače unutarnjeg para poluga (*Slika 4.3*), koje su na postojećem slučaju kolica zavarene na teretnu platformu.



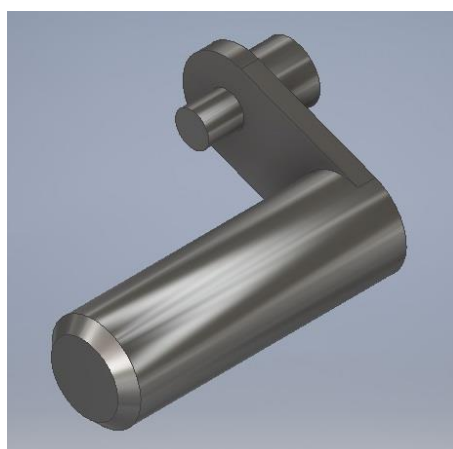
*Slika 4.3. Vodilica*

Na podsklop teretne platforme potom dolaze nosači (*Slika 4.4*) vanjskog para poluga dimenzija 92 x 26 x 46 mm koji se s polugama spajaju pomoću svornjaka (*Sl 4.5*) dimenzija  $\Phi 16$  x 55 mm. Navedeni svornjaci se također koriste za spajanje unutarnjeg para poluga s nosivom konstrukcijom.



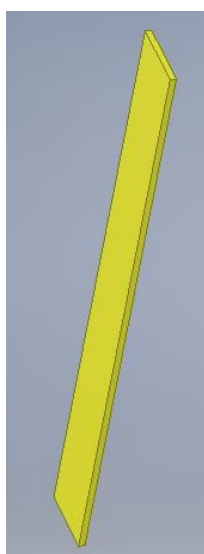


*Slika 4.4. Nosač vanjskog para poluga*



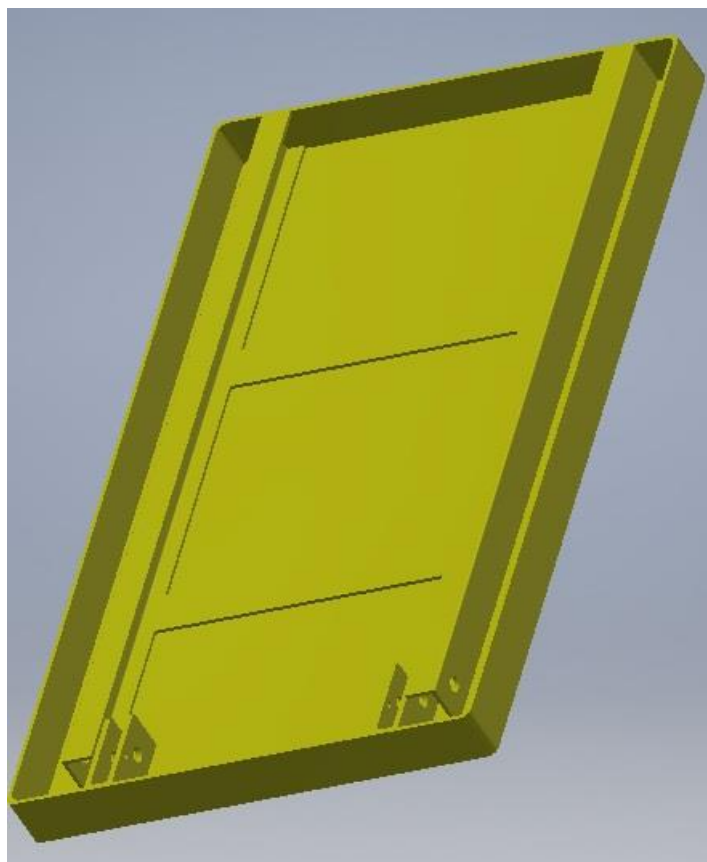
*Slika 4.5. Svornjak za spajanje škarastog mehanizma s teretnom platformom i nosivom konstrukcijom*

Posljednji dio koji se nalazi na podsklopu teretne platforme su dvije ploče dimenzija 338 x 46 x 4 mm koje dolaze poprečno na teretnu platformu i služe kao ojačanja platforme (Slika 4.6.).



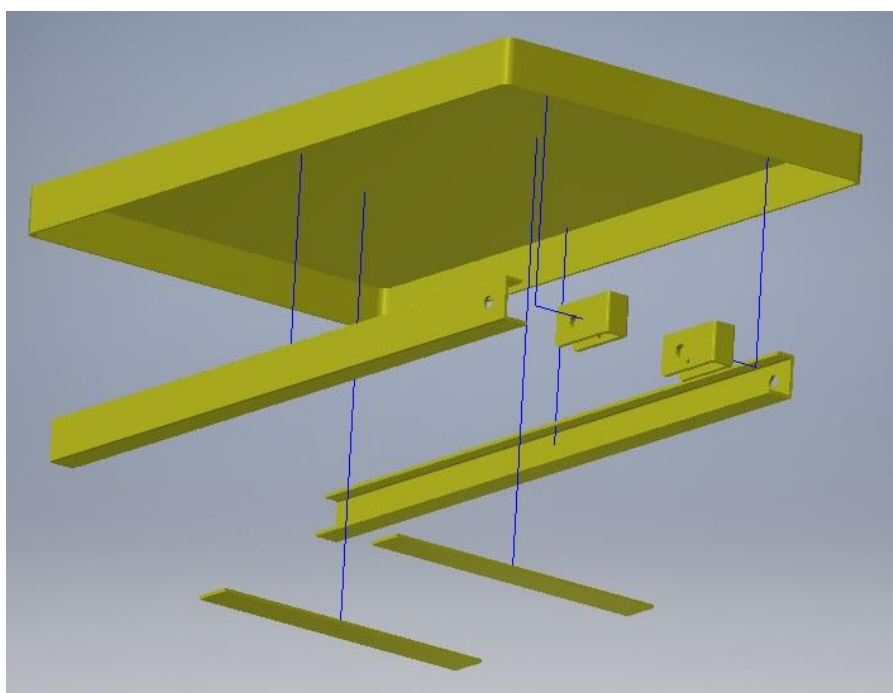
*Slika 4.6. Ploča za povećanje robusnosti platforme*

Time su izrađeni svi sastavni elementi podsklopa teretne platforme, te se je pomoću naredbe *Constraint* pristupilo izradi podsklopa (Slika 4.7.).



Slika 4.7. Računalni 3D model podsklopa teretne platforme

Rastavljeni prikaz (engl. *Exploded View*) podsklopa platforme prikazan je na Slici 4.8.



Slika 4.8. Rastavljeni prikaz podsklopa teretne platforme

## 4.2. Vanjski i unutarnji par poluga – škarasti mehanizam

Škarasti mehanizam se sastoji od dva seta (unutarnjeg i vanjskog) međusobno povezanih poluga/krakova. Unutarnji set (*Slika 4.9.*) sastoji se od dvije poluge dimenzija 772 x 65 x 12 mm. Poluge su međusobno povezane na vrhu pomoću cijevi promjera 16 mm punog poprečnog presjeka na koju naknadno dolaze klizni kotači. Na dnu, postoje dva promjera od također 16 mm koji služe za povezivanje s nosivom konstrukcijom pomoću svornjaka i uskočnih prstenova. Također, u podnožju su poluge povezane pomoću šuplje cijevi vanjskog promjera 65 mm na kojoj se nalaze uške. Uloga uški je direktna povezanost škarastog mehanizma s hidrauličnim cilindrom pomoću svornjaka i uskočnika. Na 366 mm od provrta na podnožju, nalaze se provrti promjera 16 mm koji služe za povezivanje dvaju setova poluga pomoću šipke punog poprečnog presjeka.



*Slika 4.9. Unutarnji par poluga škarastog mehanizma*

Poluge vanjskog seta (*Slika 4.10.*) identičnih su dimenzija polugama unutarnjeg seta. Razlika u odnosu na unutarnji par je u načinu povezivanja, tj. povezane su i pri vrhu i pri dnu sa šipkama punog poprečnog presjeka promjera 16 mm. Dodatno, na 160 mm od donje šipke dolazi plosnato ojačenje dimenzija 300 x 52 mm. Kako se radi o škarastom principu, uklještenje se vrši na vrhu poluga, dok pri dnu dolaze klizni kotači.



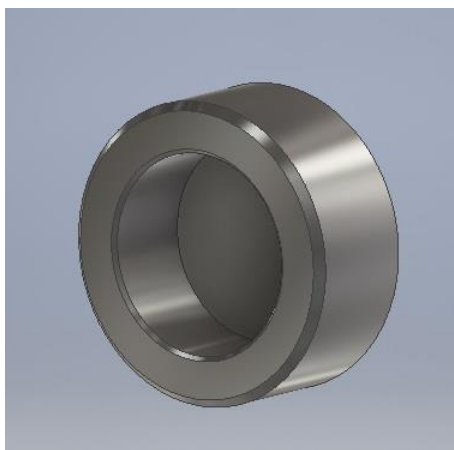
*Slika 4.10. Vanjski par poluga škarastog mehanizma*

Kao što je već rečeno prethodno, vanjski i unutarnji par povezani su međusobno pomoću šipke  $\Phi 16$  mm x 324 mm punog poprečnog presjeka (*Slika 4.11.*). Kada se unutarnji i vanjski par centriraju, šipka se provuče kroz njih te se potom zavaruje za vanjski par. Na ovaj način omogućeno je zakretanje unutarnjeg para oko osi šipke vanjskog i obrnuto za određenu vrijednost.



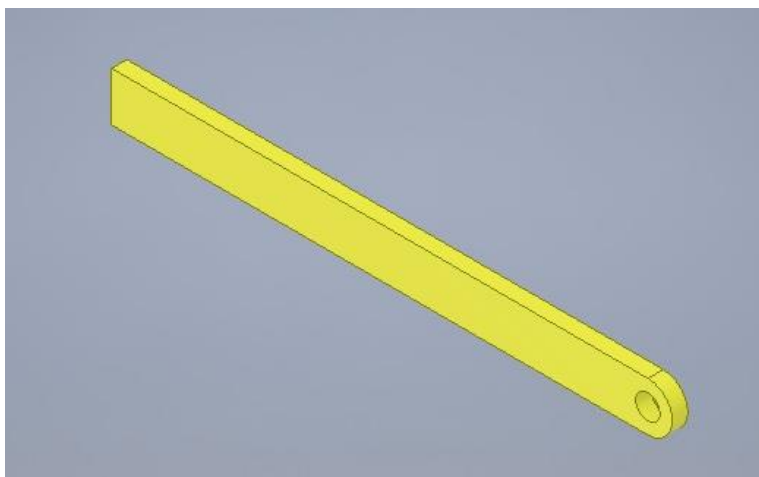
*Slika 4.11. Šipka koja povezuje unutarnji i vanjski par poluga*

Na škarasti mehanizam dolaze i već prethodno spomenuti klizni kotači (*Slika 4.12.*), po dva na svaki par. Njihove vanjski dimenzije su  $\Phi 36$  mm x 16 mm, a ležajevi na koje nasjedaju su izvučeni iz *Inventorove* baze standardnih dijelova.

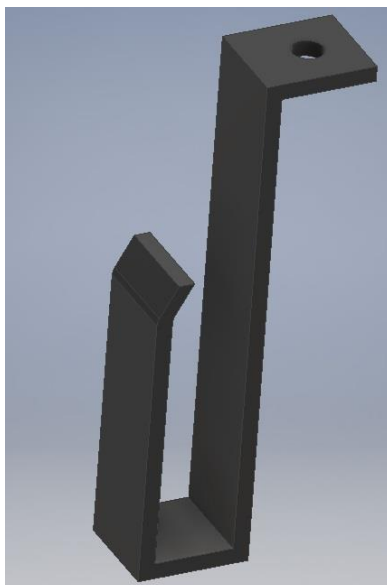


*Slika 4.12. Klizni kotač*

Na vanjski set poluga dolaze još dvije pozicijske pločice (*Slika 4.13.*) dimenzija 350 x 32 x 10 mm te njihovi plastični nosači (*Slika 4.14.*) čija je uloga osiguranje od horizontalnih pomaka, tj. od mogućnosti ispadanja vanjskih poluga iz vodilica prilikom premještanja tereta. Plastični nosači pričvršćeni su na poluge pomoću vijaka izvučenih iz *Inventorove* baze standardnih dijelova.



*Slika 4.13. Pozicijska pločica*



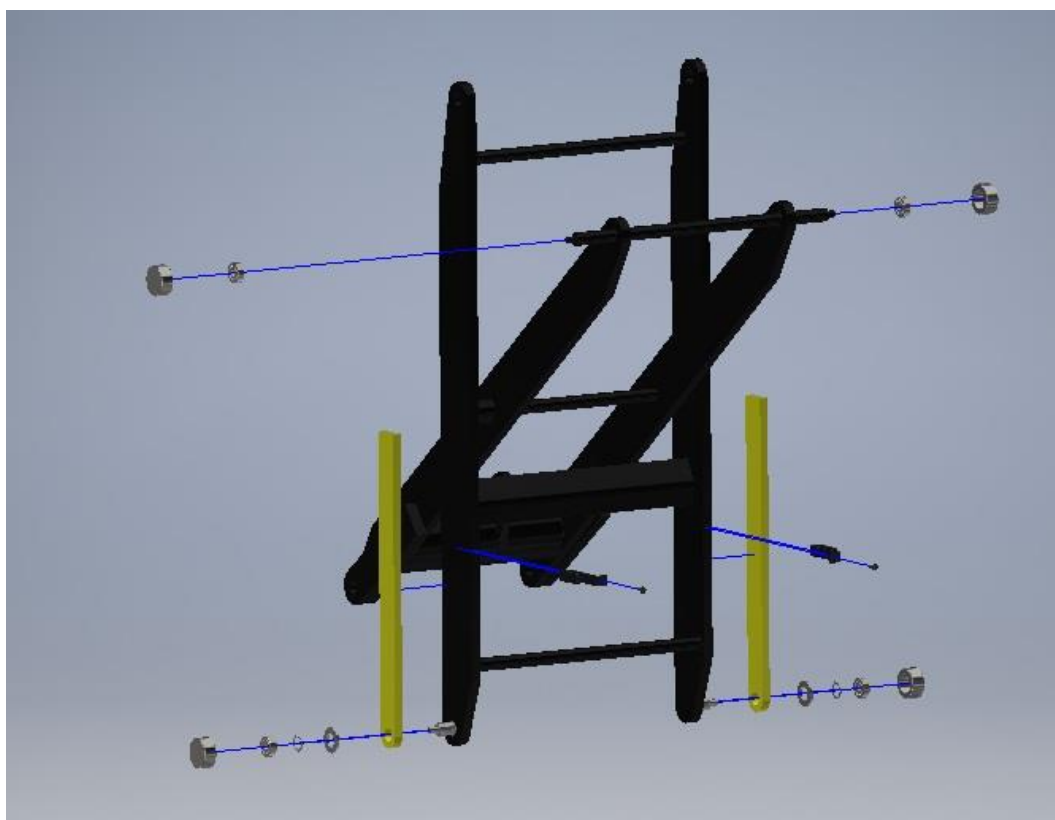
*Slika 4.14. Plastični nosač pozicijske pločice*

Nakon svih izrađenih 3D modela, pristupilo se izradi računalnog 3D modela podsklopa škarastog mehanizma (*Slika 3.15.*).



*Slika 4.15. Podsklop škarastog mehanizma*

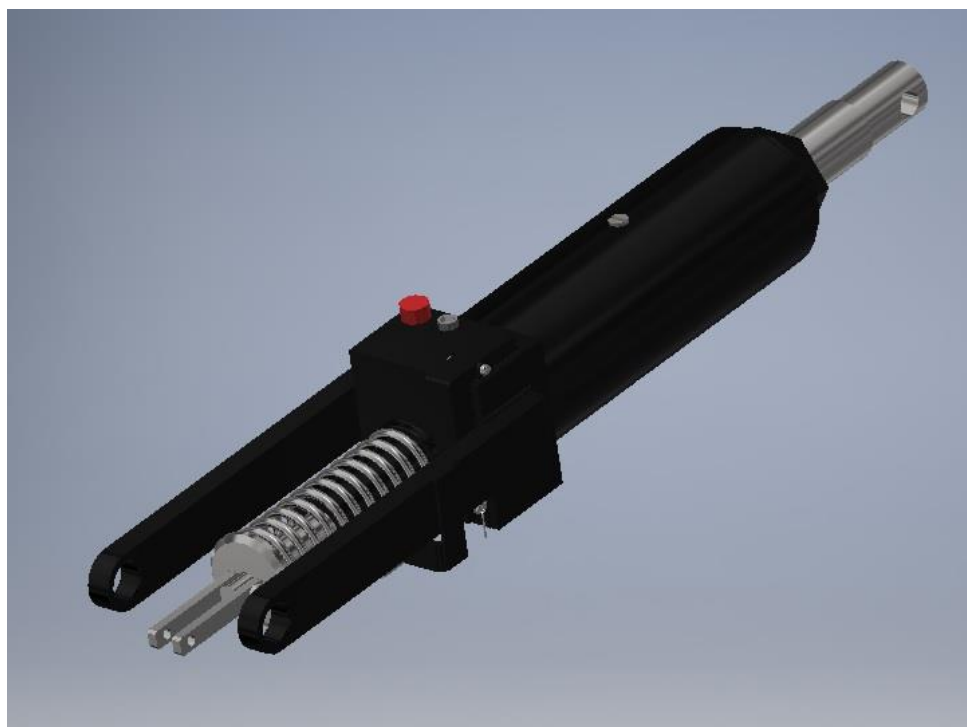
Rastavljeni prikaz podsklopa prikazan je na *Slici 4.16.*



*Slika 4.16. Rastavljeni prikaz podsklopa*

### 4.3. Hidraulički cilindar i elementi za akciju

Hidraulički cilindar/pumpa (Slika 4.17.) je glavni element za podizanje tereta u škarastom podiznom mehanizmu. Spojen je u svojem podnožju na nosivu konstrukciju, dok je klipnjača spojena na unutarnji par poluga. Na nosivu konstrukciju spojen je pomoću svornjaka  $\Phi 20 \times 125$  mm (Slika 4.18.) i uskočnika  $\Phi 19 \times 1,2$  mm. S druge strane, klipnjača je spojena na unutarnji par poluga također pomoću svornjaka (Slika 4.19.) dimenzija  $\Phi 14 \times 65$  mm te uskočnika  $\Phi 12 \times 1$  mm. Klipnjača je promjera 32 mm, masa cilindra približno iznosi 7 kg, a u spremniku sadrži približno 4 dL ulja. Kućište cilindra je promjera 76 mm i visine 210 mm, dok je podnožje cilindra dimenzija 80 x 80 x 50 mm. Cilindra je izveden tako da se u podnožju nalazi manji klip, pa stoga i akcija cilindra i regulacija povratnim ventilom nalaze se u podnožju. Također, na podnožju se nalazi uljni čep, odnosno mjesto gdje je moguće dotočiti ulje ukoliko dođe do popuštanja brtvi. Zavareni nosači nalaze se bočnim stranama podnožja, te su dimenzija 215 x 15 x 12,5 mm. Dodatno, u podnožju cilindra nalazi se tlačna cilindrična zavojna opruga duljine 120 mm čija je uloga vraćanje nožne pedale u prvobitni položaj. Sastoji se od 12 zavoja s promjerom žice od 5 mm te vanjskim promjerom od 50 mm. Progib opruge je 60 mm.



Slika 4.17. Hidraulička pumpa

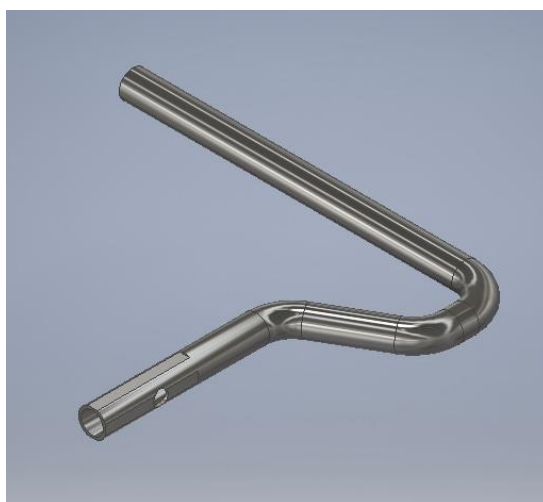


*Slika 4.18. Svornjak  $\Phi 20 \times 125$  mm*



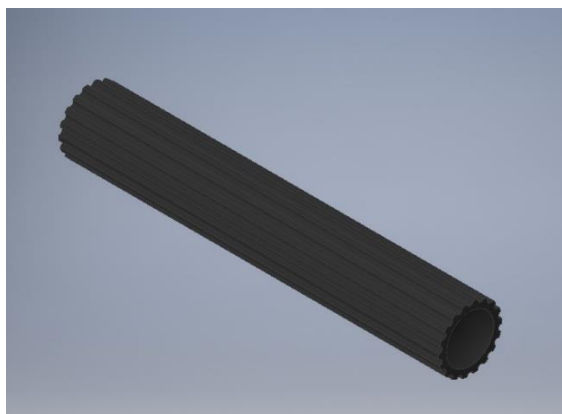
*Slika 4.19. Svornjak  $\Phi 14 \times 65$  mm*

Nožna pedala (Slika 4.20.) pomoću koje se vrši „pumpanje“, tj. ostvaruje hod klipnjače, je savijena šuplja cijev vanjskog promjera od 15 mm i duljine (prije savijanja) od približno 350 mm. Na njoj se nalazi gumena obloga (Slika 4.21.) promjera 20 mm i duljine 120 mm koja služi za povećanje trenja između pedale i obuće operatera kolica.



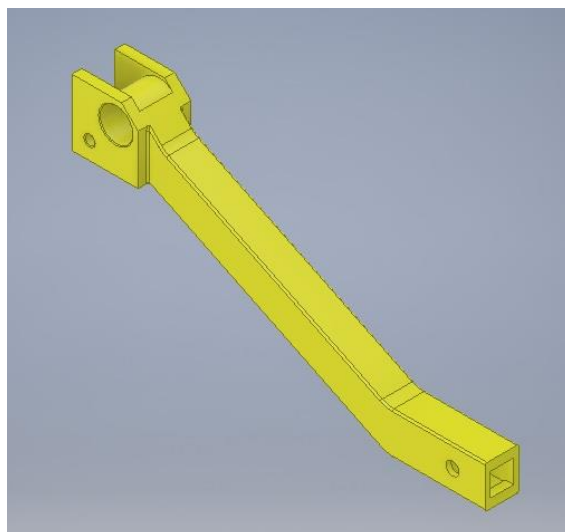
*Slika 4.20. Cijev nožne pedale*



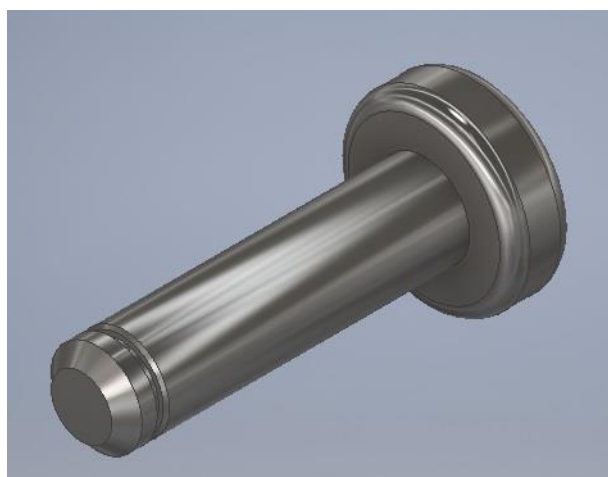


*Slika 4.21. Gumena obloga nožne pedale*

Pomoću vijka i matice, pedala se spaja se na nosač (*Slika 4.22.*) dimenzija 244 x 32 x 25 mm. Nosač je povezan s pumpom pomoću svornjaka (*Slika 4.23.*) na bočne pločice pumpe (gdje su dimenzije svornjaka  $\Phi 6 \times 37,6$  mm). Povezivanje s nosivom konstrukcijom izvedeno je pomoću svoranjaka sa *Slike 4.18.* na koji dolaze i bočni nosači pumpe.



*Slika 4.22. Nosač nožne pedale*



*Slika 4.23. Svornjak  $\Phi 6 \times 37,6$  mm*

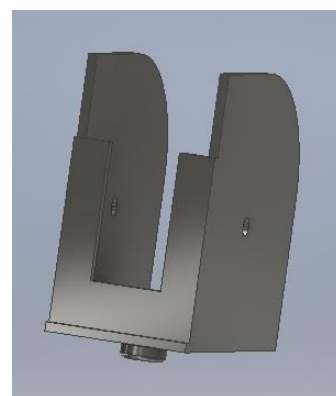
Također, za ispust ulja iz cilindra, odnosno spuštanje teretne platforme, potreban je kabel sa čeličnom sajlom dimenzija  $\Phi 5 \times 1500$  mm (Slika 4.24.), ručna pedala („kvaka“) dimenzija 125 x 23 x 15 mm (Slika 4.25.), te kućište ručne pedale dimenzija 60 x 60 x 32 mm (Slika 4.26.).



Slika 4.24. Kabel



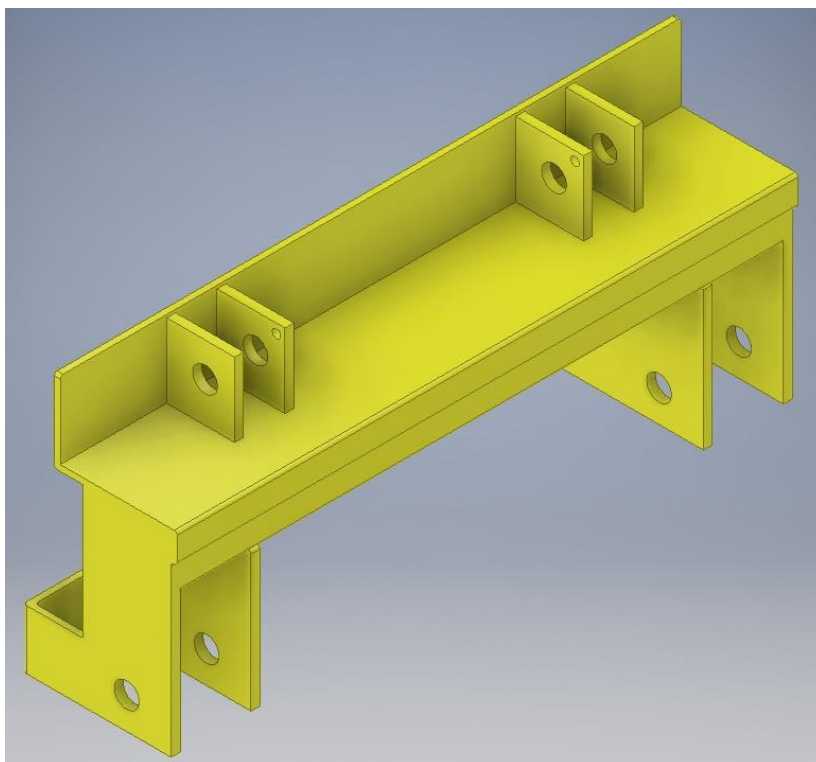
Slika 4.25. Ručna pedala



Slika 4.26. Kućište ručne pedale

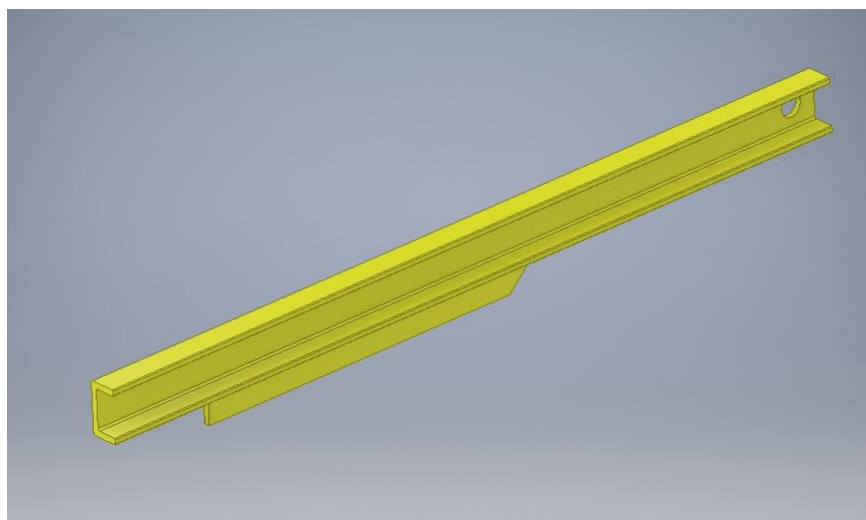
#### 4.4. Nosiva konstrukcija

Kao još jedan podsklop teretnih kolica može se smatrati nosiva konstrukcija kolica. Nosiva konstrukcija (šasija) kolica sastoji se prednjeg, bočnih i stražnjeg profila koji su dobiveni savijanjem i/ili zavarivanjem limova. Prednji profil (Slika 4.27.) dimenzija 420 x 104 x 186 mm. Na profil dolazi set prednjih kotača te se uz pomoć svornjaka pričvršćuje donja strana unutarnjeg para poluga.



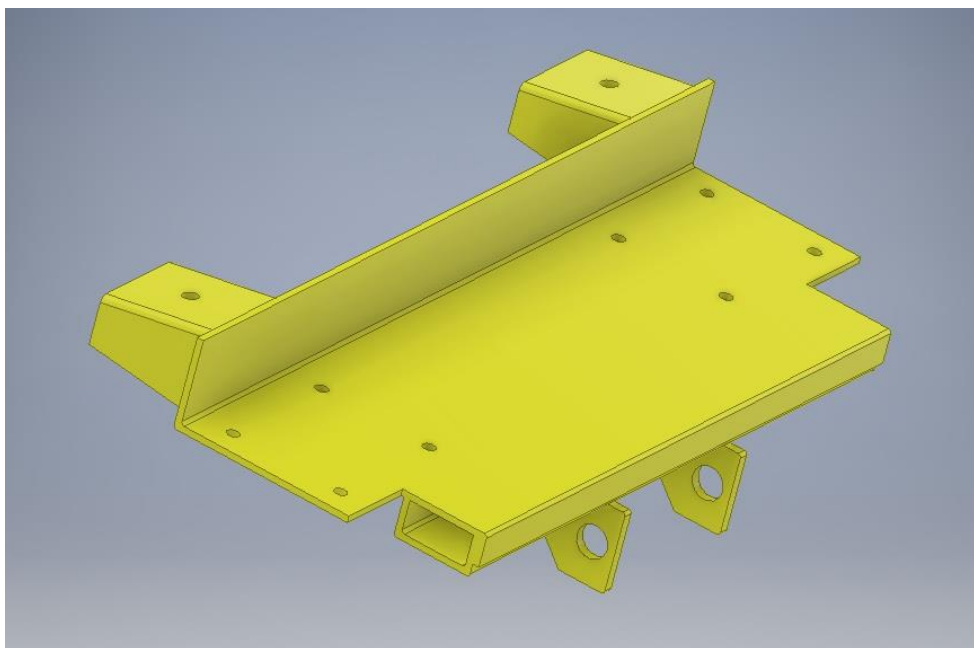
*Slika 4.27. Prednji profil nosive konstrukcije*

Bočni profili koji ujedno imaju funkciju vodilica kliznih kotača, dimenzija su 815 x 28 x 52 mm (*Slika 4.28.*).



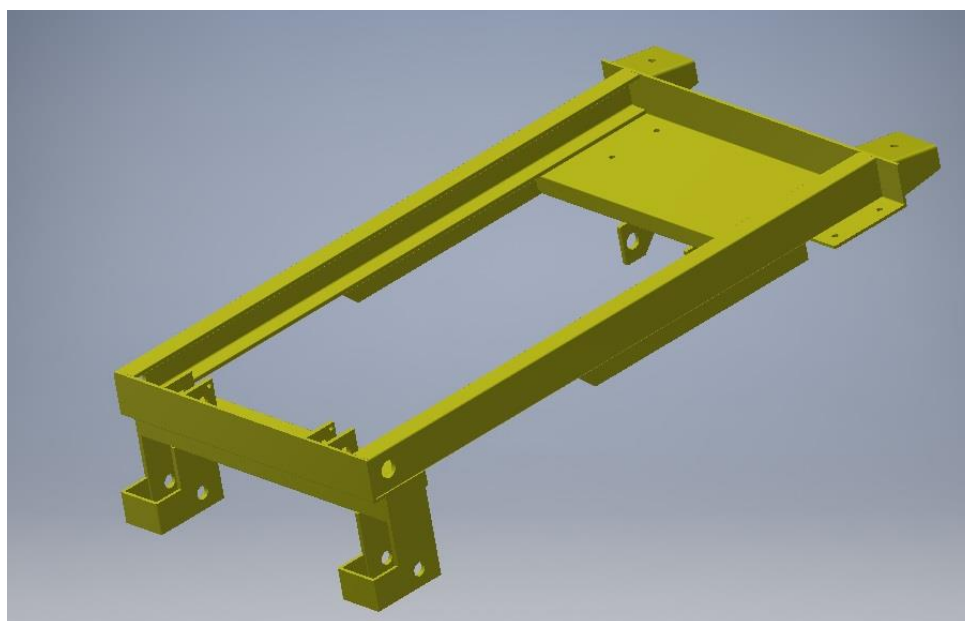
*Slika 4.28. Bočni profil nosive konstrukcije*

Na stražnji profil (*Slika 4.29.*) dimenzija 491 x 269 x 163 mm pričvršćuju se ručke, stražnji par kotača, hidraulička pumpa.



*Slika 4.29. Stražnji profil nosive konstrukcije*

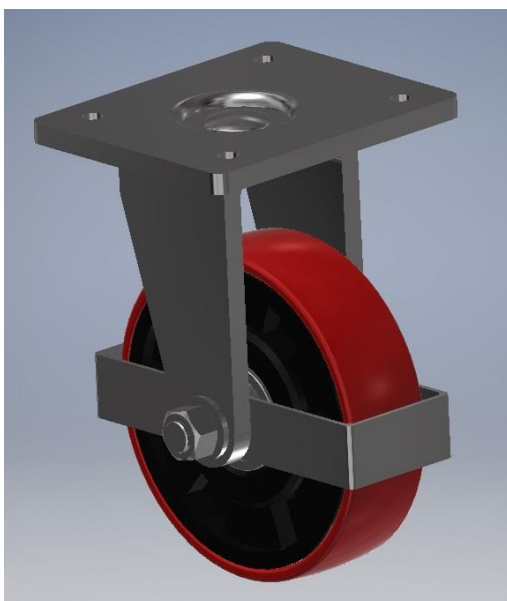
Kada se bočni profili zavare na prednji, odnosno stražnji profil, nastaje nosiva konstrukcija kolica – šasija. Šasija je prikazana na *Slici 4.30*.



*Slika 4.30. Šasija kolica*

Na podsklop nosive konstrukcije dolaze kotači promjera 125 mm sa pripadajućim dijelovima (osovinice, ležajevi). Na prednjem profilu kotači se direktno pričvršćuju na profil, tj. osovina je uležištena direktno na prednji profil te osigurana uskočnikom protiv ispadanja, te ti kotači omogućuju kolicima samo pravocrtno gibanje. Na stražnji profil dolaze kotači identičnih dimenzija koji se nalaze u kućištu koje omogućuje zakretanje kotača za 360° oko vertikalne osi. Na taj način je lakše upravljati kolicima, a stražnji par kotača se pričvršćuje na stražnji profil uz

pomoć vijaka i matica. Kotači se mogu smatrati podsklopom unutar podsklopa s obzirom da pod izrazom kotač se smatra još i osovinica, ležajevi, a na stražnjem paru kotača, i kućište tj. mehanizam za zakretanje oko vertikalne osi. Na *Slici 4.31.* prikazan je podsklop stražnjih kotača.

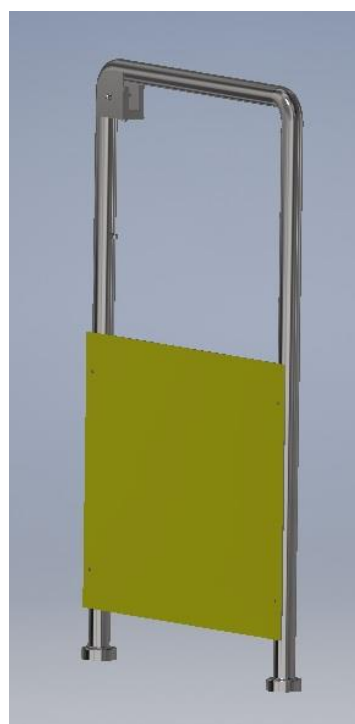


*Slika 4.31. Podsklop stražnjih kotača*

Na podsklop nosive konstrukcije učvršćuju se pomoću vijaka i ručke (*Slika 4.32.*). Ručke su izrađene od savijenih šupljih cijevi vanjskog promjera 28 mm. Kao dodatna zaštita od potencijalnog ispadanja tereta na operatera kolica, na ručke je pričvršćena limena ploča dimenzija 430 x 350 x 2 mm (*Slika 4.33.*).



*Slika 4.32. Ručke kolica*

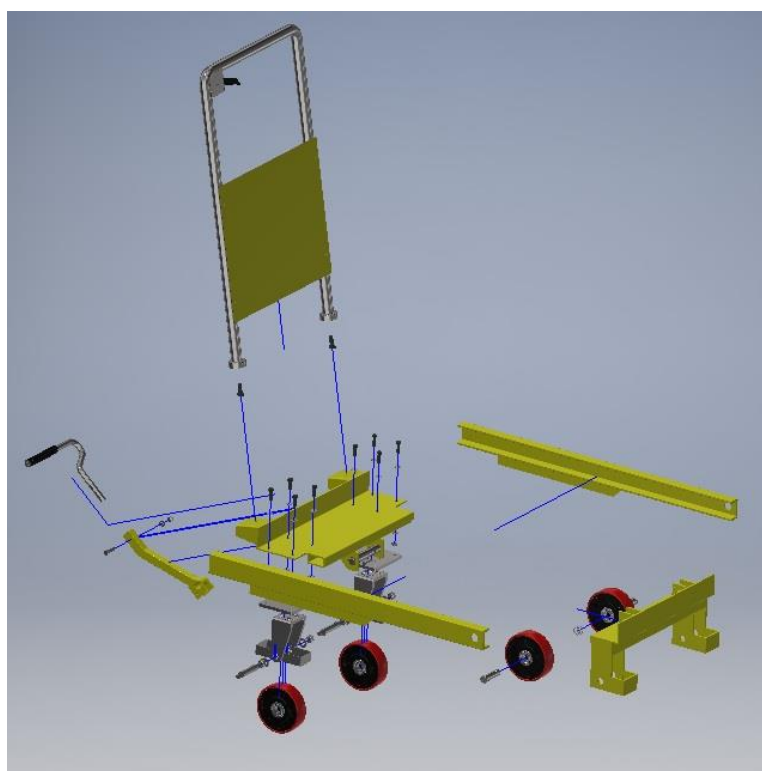


*Slika 4.33. Zaštitni lim na ručkama*

Spajanjem svih dijelova dobije se računalni 3D model podsklopa nosive konstrukcije (Slika 4.34.). U rastavljenom prikazu, podsklop izgleda kao što je prikazano na Slici 4.35.



*Slika 4.34. Podsklop nosive konstrukcije*



*Slika 4.35. Rastavljeni prikaz podsklopa*

#### 4.5. Računalni 3D sklop kolica

Pronalaskom potrebnih standardnih elemenata iz *Inventorove* baze standardnih dijelova, te korištenjem naredbi *Constraint* → *Mate* i *Constraint* → *Tangent* kako bi se dobila željena (realna) kinematika kolica, pristupa se izradi sklopa kolica. Rezultat toga prikazan je na *Slici 4.36.* i *Slici 4.37.* gdje se teretna platforma nalazi u krajnje izdignutom položaju, te na *Slici 4.38.* gdje se teretna platforma nalazi u krajnje spušenom položaju.



*Slika 4.36. Krajnje izdignuti položaj platforme*



*Slika 4.37. Krajnje izdignuti položaj platforme*



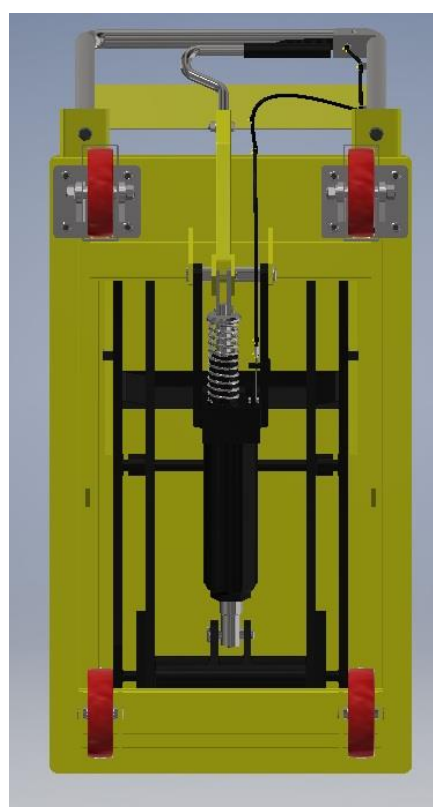


*Slika 4.38. Krajnje spuštenu položaj platforme*

Dodatan prikaz kolica dan je na *Slici 4.39.* i *Slici 4.40.* gdje su kolica prikazana sprijeda i odozdo.



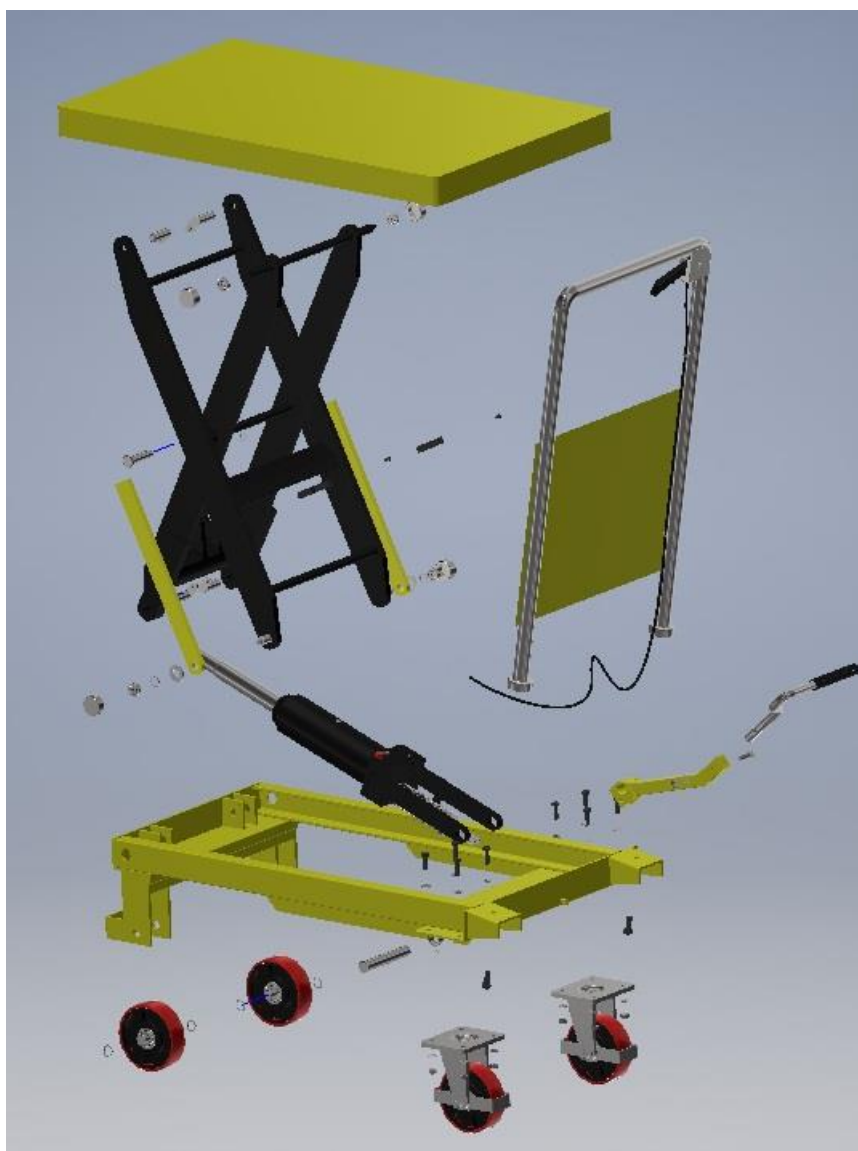
*Slika 4.39. Pogled sprijeda na kolica*



*Slika 4.40. Pogled odozdo na kolica*

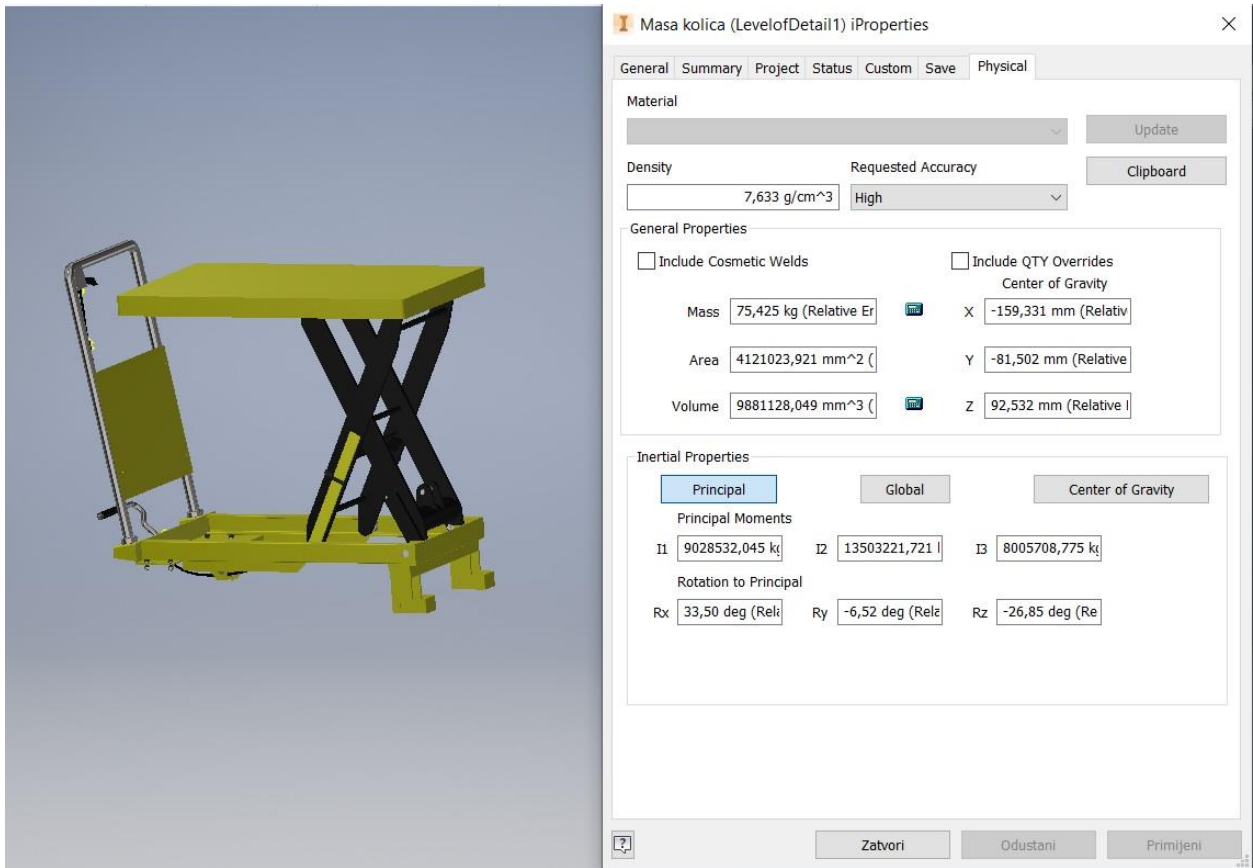
*Slika 4.41.* prikazuje rastavljeni prikaz kolica sa svim njenim pripadajućim dijelovima (podsklopovima i standardnim dijelovima).



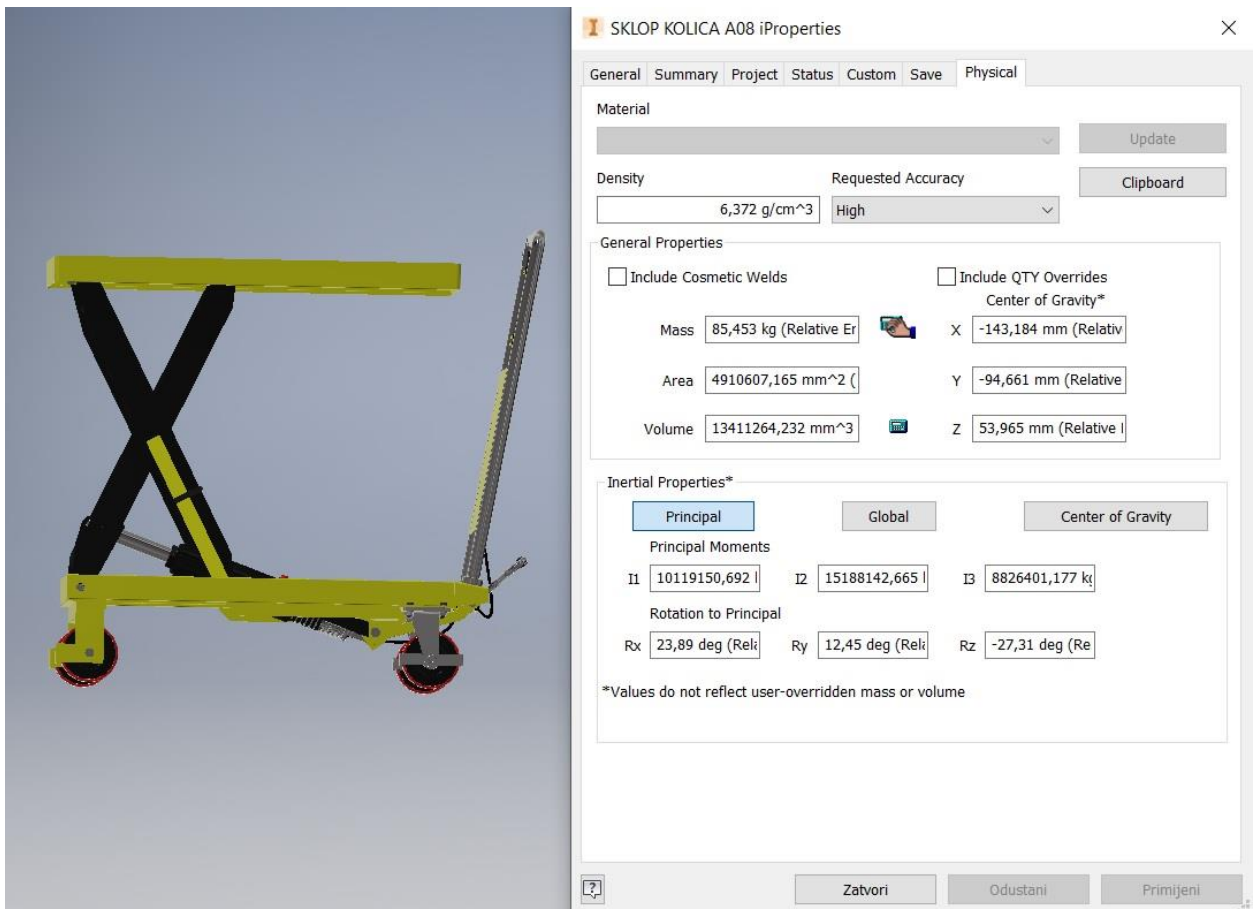


*Slika 4.41. Rastavljeni prikaz kolica*

Masa kolica bez kotača i hidrauličke pumpe prikazana je *Slici 4.42.* i iznosi 75,425 kg. Kada se tome pridodaju još mase seta prednjih kotača (ukupno 0,882 kg), seta stražnjih kotača (ukupno 2,274 kg) te hidrauličke pumpe (6,741 kg), ukupna masa kolica tada iznosi 85,322 kg (*Slika 4.43.*), što je ujedno i vrijednost koju je proizvođač kolica iskazao.



Slika 4.42. Masa kolica bez kotača i hidrauličke pumpe



Slika 4.43. Ukupna masa kolica

## 5. ANALIZA RADA PODIZNOG MEHANIZMA UZ PODRŠKU SOFTVERA

Koristeći računalni 3D model sklopa, na *Slici 5.1.* i *Slici 5.2.* prikazane su dimenzije pri krajnje izdignutom i krajnje spuštenom položaju teretne platforme. Na *Slici 5.1.* vidljivo je da kada je platforma u krajnje izdignutom položaju, vertikalna udaljenost platforme do centra (horizontalne osi) osovinice iznosi 837,5 mm. Kada se toj mjeri pridoda još polumjer kotača od 62,5 mm, dobije se da je pri krajnje uzdignutom položaju udaljenost platforme od poda 900 mm. S druge strane, Na *Slici 5.2.* vidljivo je da kada je platforma u krajnje spuštenom položaju, vertikalna udaljenost platforme do centra (horizontalne osi) osovinice iznosi 277,5 mm. Kada se toj mjeri pridoda još polumjer kotača od 62,5 mm, dobije se da je pri krajnje uzdignutom položaju udaljenost platforme od poda 340 mm. Na ovaj način dobivena je potvrda da su dimenzije i spajanje 3D modela dobro odrađeni, te da kinematika podiznog mehanizma odgovara realnom modelu.

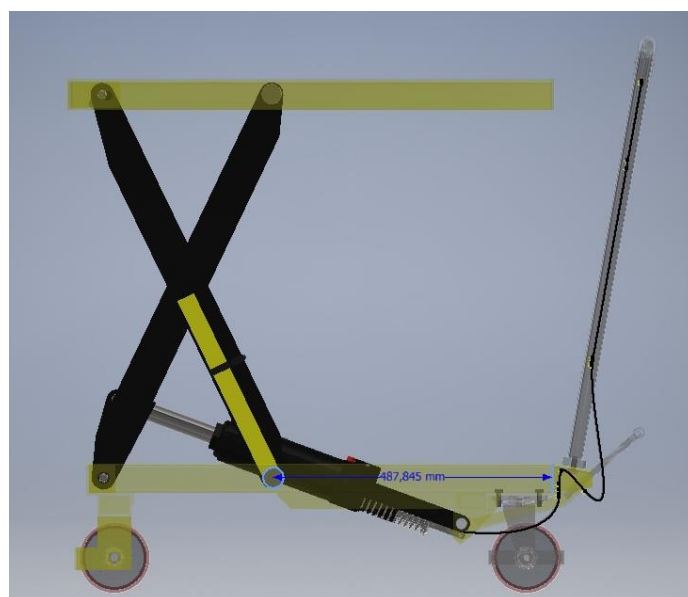


*Slika 5.1. Visina platforme pri krajnje izdignutom položaju*



*Slika 5.2. Visina platforme pri krajnje spušenom položaju*

Nakon dobivene potvrde točnosti kinematike 3D modela, sada se mogu iščitati pojedine relevantne dimenzije pri različitim pozicijama škarastog podiznog mehanizma. Tako je vidljivo na *Slici 5.3.* udaljenost (središta) kliznog kotača od stražnjeg profila kada je teretna platforma u krajnje izdignutom položaju, a udaljenost iznosi 487,85 mm. *Slika 5.4.* prikazuje slučaj kada je teretna platforma u krajnje spušenom položaju te udaljenost iznosi 59,27 mm. Dakle, klizni kotač prevali udaljenost od 428,58 mm prilikom pomicanja platforme iz krajnje spušenog u kranje izdignuti položaj.

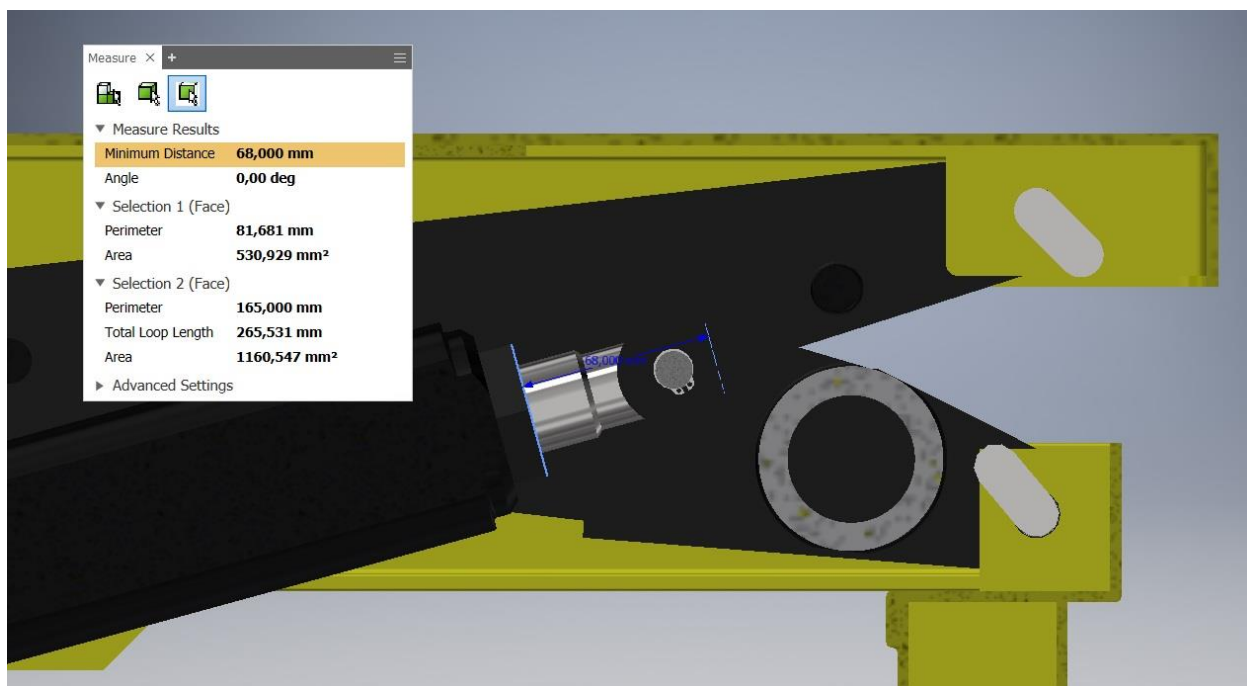


*Slika 5.3. Udaljenost kliznog kotača od stražnjeg profila pri izdignutom položaju platforme*

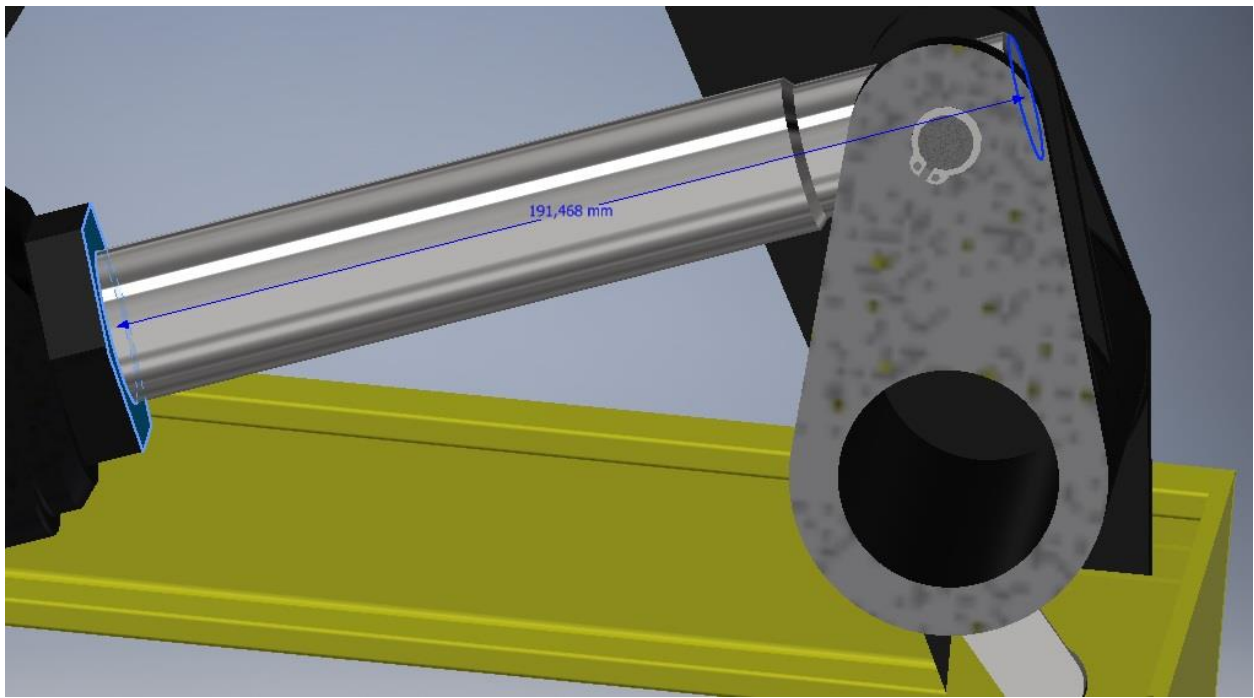


*Slika 5.4. Udaljenost kliznog kotača od stražnjeg profila pri spuštеноm položaju platforme*

Pomoću *Slike 5.5.* i *Slike 5.6.* moguće je izračunati hod klipnjače. Dok pri spuštеноm položaju platforme klipnjača je za 68 mm izvan cilindra, pri izdignutom položaju klipnjača je 191,5 mm izvan cilindra, što znači da hod klipnjače između dva slučaja iznosi 123,5 mm.

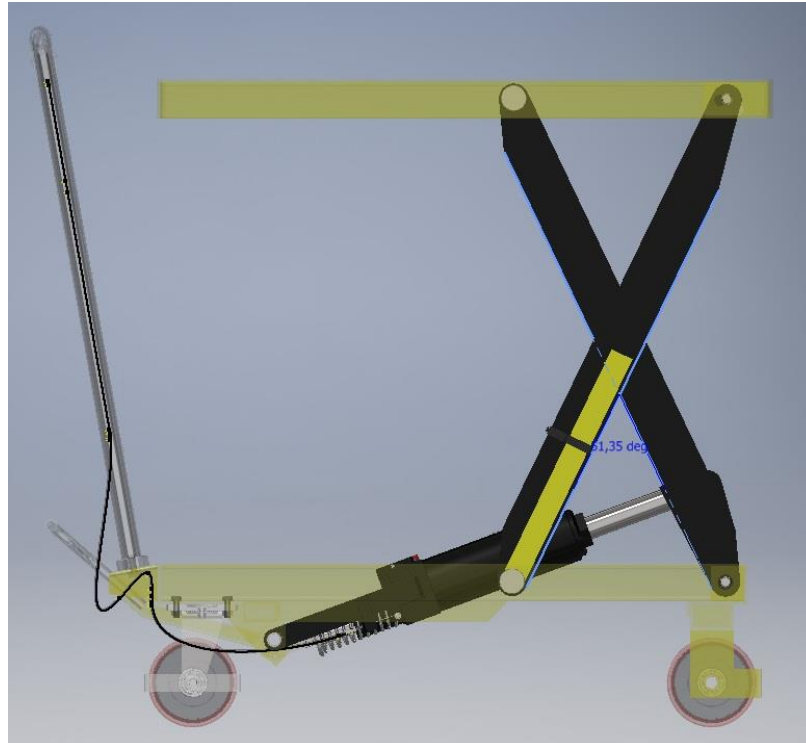


*Slika 5.5. Klipnjača pri spuštеноm položaju platforme*



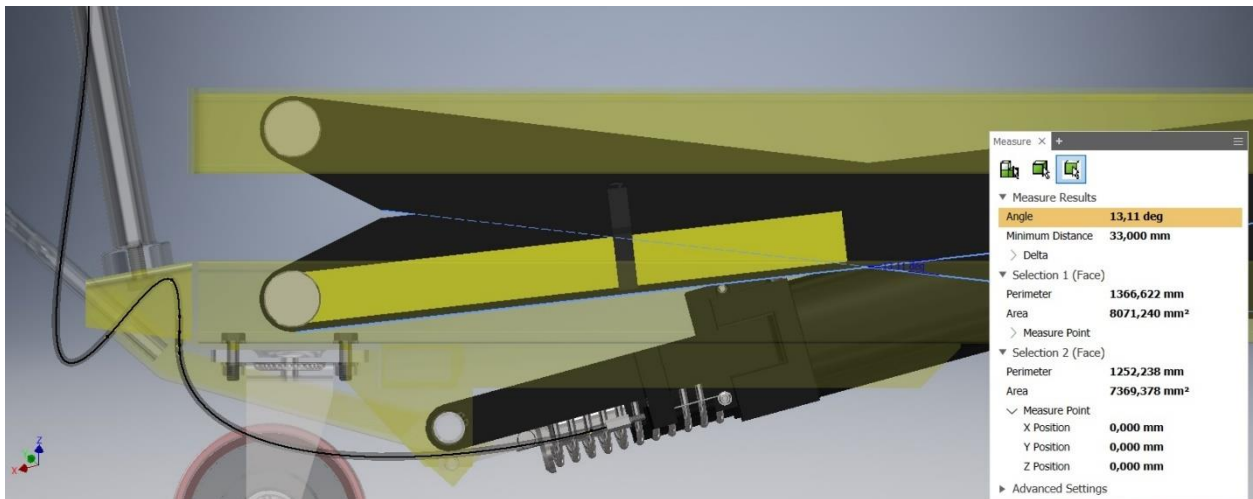
*Slika 5.6. Klipnjača pri izdignutom položaju platforme*

*Slika 5.7.* i *Slika 5.8.* prikazuju kut između dva para poluga u izdignutom i spušenom položaju platforme. U izdignutom položaju kut između poluga iznosi  $51,35^\circ$ , dok u spušenom položaju platforme iznosi  $166,89^\circ$  ( $180^\circ - 13,11^\circ = 166,89^\circ$ ).



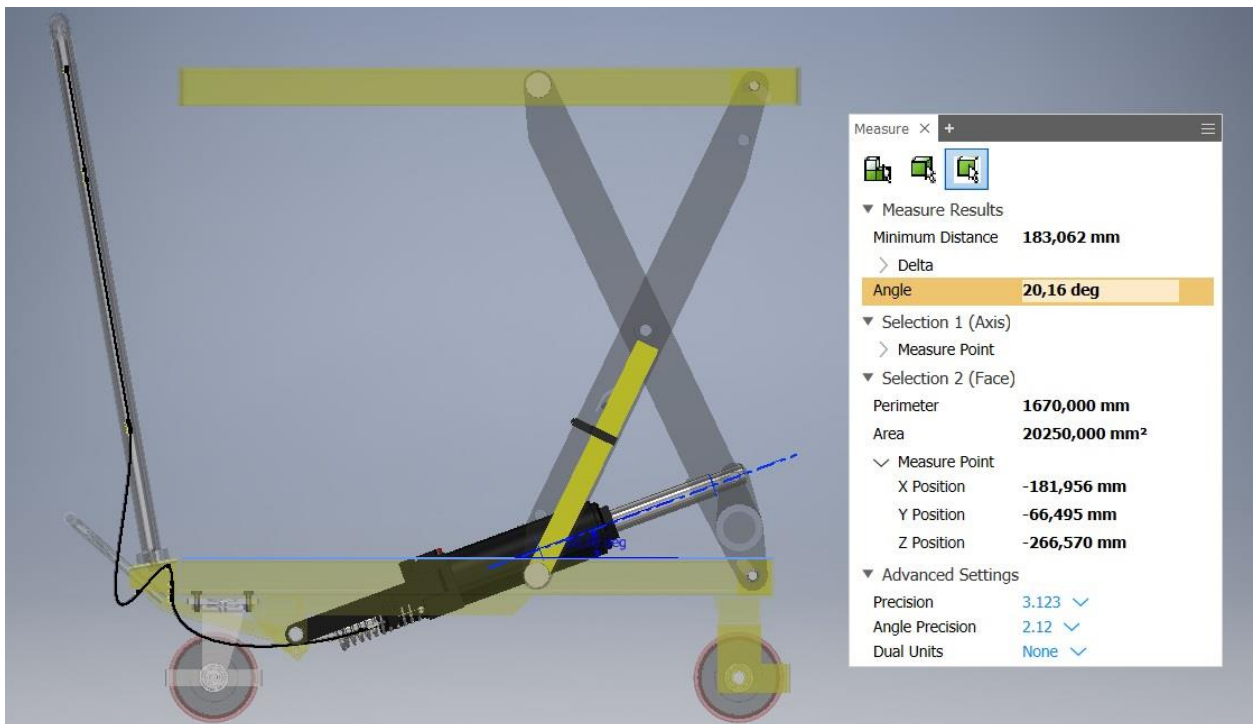
*Slika 5.7. Kut između poluga pri izdignutom položaju platforme*



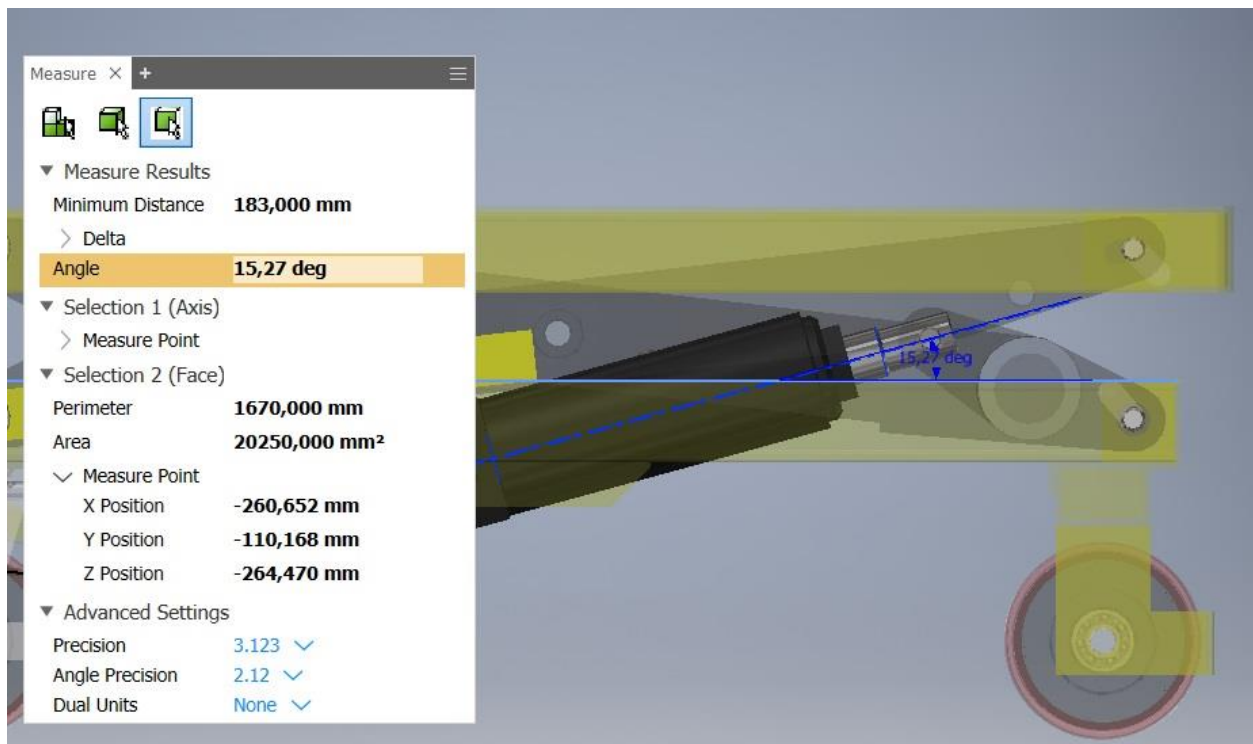


Slika 5.8. Kut između poluga pri spuštenom položaju platforme

Kako je već navedeno prethodno, prilikom podizanja platforme dolazi do određenog zakretanja i samog cilindra. Na *Slici 5.9.* vidljivo je da pri izdignutom položaju cilindar se nalazi pod kutom od  $20,16^\circ$  u odnosu na horizontalnu ravninu, dok na *Slici 5.10.* vidljivo je da taj kut iznosi  $15,27^\circ$  pri krajnje spušenom položaju platforme. Time se može zaključiti da se cilindar zakrene za  $4,89^\circ$  između dva krajnja položaja platforme.

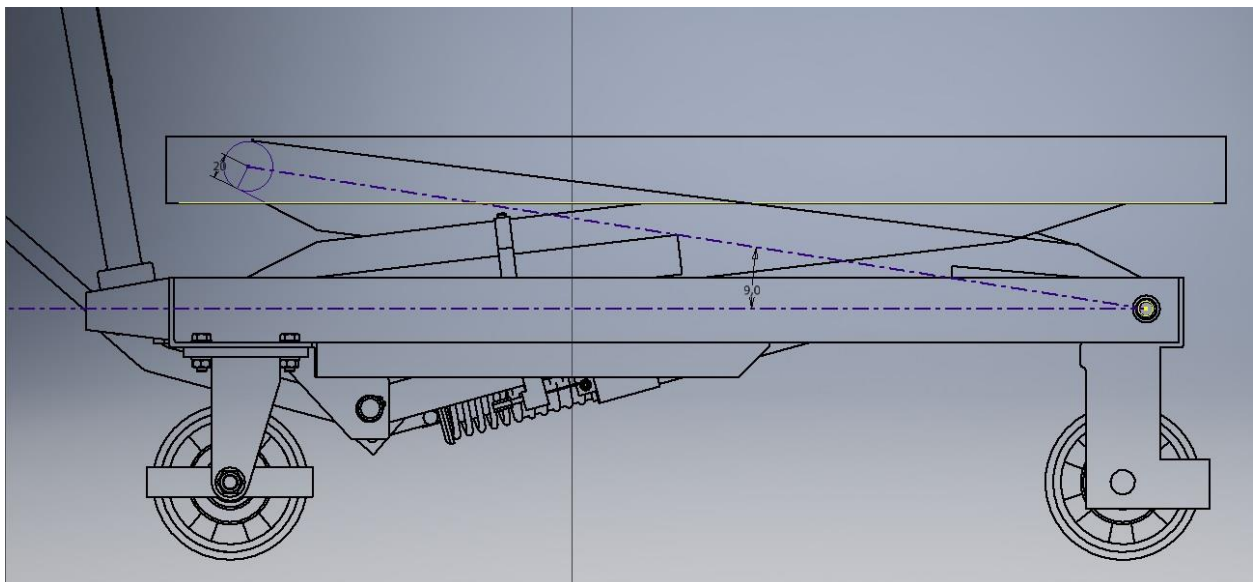


Slika 5.9. Kut cilindra u odnosu na horizontalnu površinu u izdignutom položaju platforme



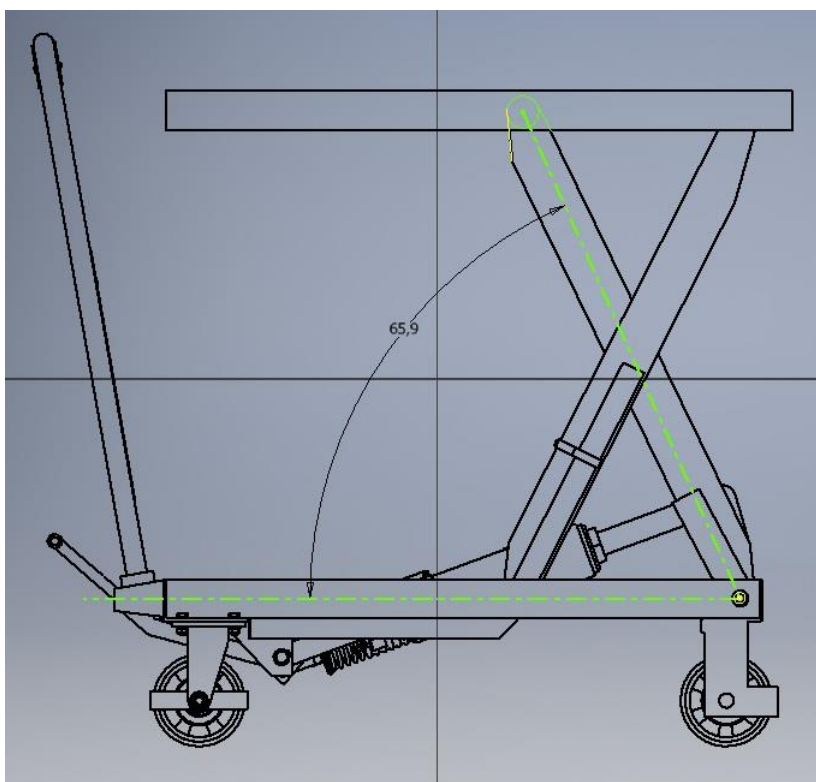
*Slika 5.10. Kut cilindra u odnosu na horizontalnu površinu u spušenom položaju platforme*

Na *Slici 5.11.* vidljivo je da pri inicijalnom položaju kut između simetrale poluge i horizontalne ravnine iznosi  $9^\circ$ , dok *Slika 5.10.* prikazuje da taj kut iznosi  $66^\circ$  pri krajnje uzdignutom položaju platforme.



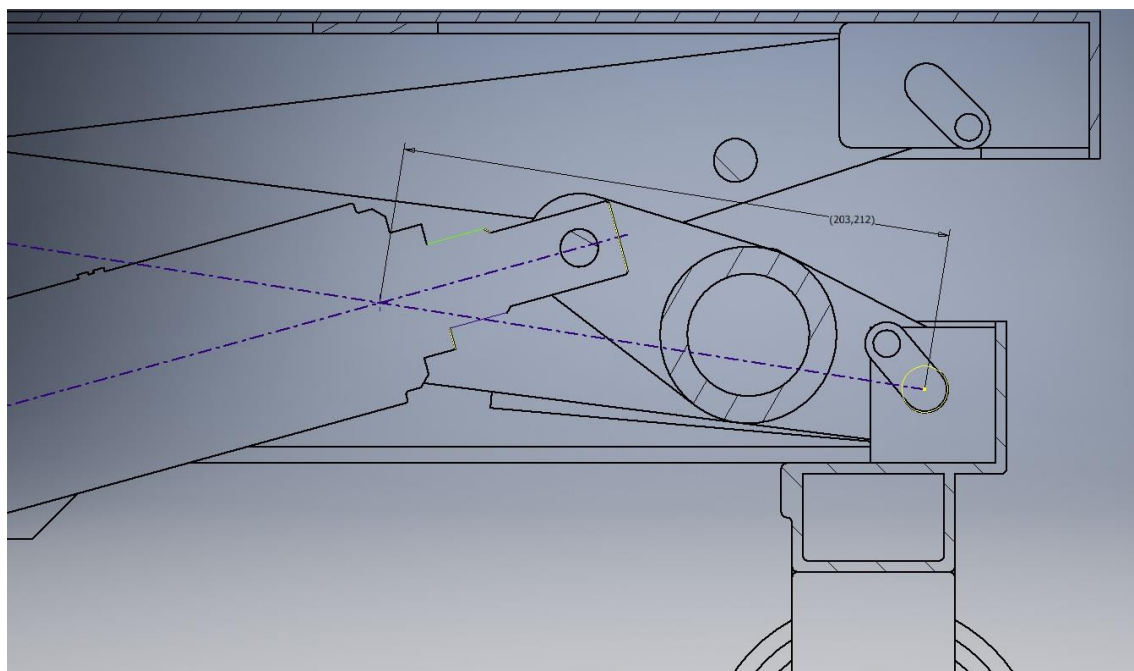
*Slika 5.11. Kut između poluge i horizontalne ravnine u inicijalnom položaju*



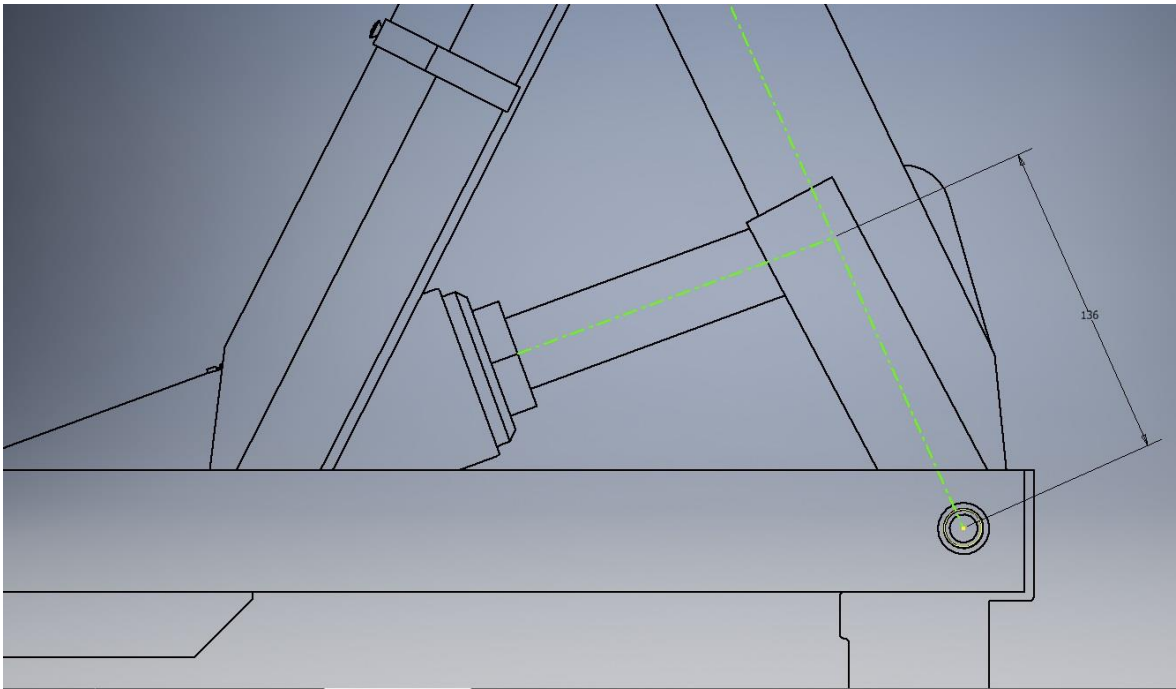


*Slika 5.12. Kut između poluge i horizontalne ravnine u krajnje uzdignutom položaju*

Također, radi proračuna u daljnjem radu potrebne su dimenzije sjecišta simetrala poluge i cilindra te oslonca poluge. Na *Slici 5.13.* vidljivo je da navedena udaljenost u inicijalnom položaju iznosi 203,21 mm, dok *Slika 5.14.* prikazuje da navedena udaljenost u krajnje uzdignutom položaju iznosi 136 mm.

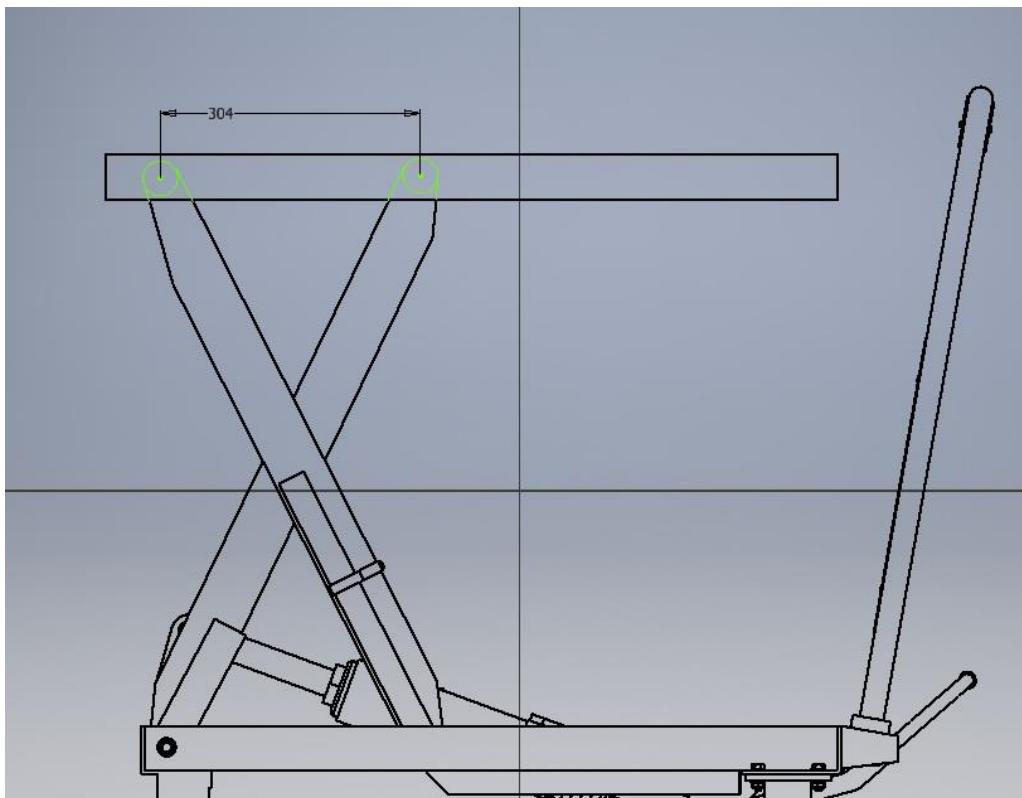


*Slika 5.13. Udaljenost između oslonca poluge i sjecišta simetrala poluge i cilindra u inicijalnom položaju*



*Slika 5.14. Udaljenost između oslonca poluge i sjecišta simetrala poluge i cilindra u krajnje uzdignutom položaju*

Konačno, posljednja dimenzija potrebna za proračun podiznog mehanizma u daljnjem radu je udaljenost dvaju oslonaca pologa u horizontalnoj ravnini pri krajnje uzdignutom položaju. Iz *Slike 5.15.* vidljivo je da navedena udaljenost iznosi 304 mm.



*Slika 5.15. Udaljenost između oslonaca pri krajnje uzdignutom položaju*

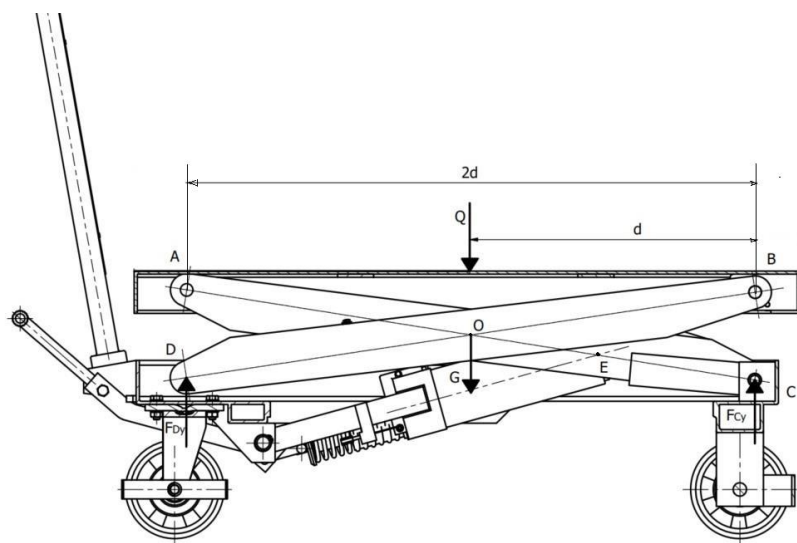
## 6. ANALITIČKI PRORAČUN PODIZNOG MEHANIZMA

Najvažnija stavka pri konstruiranju svakog mehanizma ili konstrukcije je izračun reakcijskih sila i naprezanja pojedinih elemenata i sklopa pri njenom opterećenju. Na taj način može se predvidjeti ponašanje konstrukcije pri opterećenju, a točnost proračuna ovisi o stabilnosti, sigurnosti i uspješnoj eksploataciji mehanizma ili konstrukcije.

S obzirom da se radi analiza za već izrađenu izvedbu kolica za podizanje tereta, za postojeći slučaj analizirat će se sile i naprezanja u polugama za podizanje tereta, kao i potrebna sila u cilindru da savlada definirano maksimalno opterećenje kolica. Iako ovakav mehanizam je dinamički, zbog relativno spore aktuacije cilindra može se pojednostaviti i pojedinim slučajevima promatrati kao statički. Tako u daljnjem radu će se analizirati inicijalni (spušteni) i krajnje uzdignuti položaj teretne platforme pri maksimalnom opterećenju, kao dva krajnja položaja u kojima se javljaju najveće sile i naprezanja. U svim ostalim položajima te vrijednosti se nalaze između dva prethodno spomenuta položaja. Analitički proračun je vršen prema [16], uz pojedine modifikacije zbog drugačijeg položaja i vrste aktuacije.

### 6.1. Inicijalni (spušteni) položaj teretne platforme

Početno, na inicijalnom modelu kolica izrađuje se pojednostavljeni plan sila (*Slika 6.1.*) u svrhu izračuna reakcijskih sila u točkama *C* i *D* koje su potrebne u daljnjem radu za izračun sile cilindra. Na pojednostavljenom planu sila, sila *Q* predstavlja maksimalno definirano opterećenje kolica koje djeluje u središtu platforme, dok sila *G* u točki *O* predstavlja vlastitu težinu poluga, svornjaka i ostalih rastavljivih elemenata koji djeluju na oslonce. Također, vidljivo je da u točkama *B* i *D* polugama je omogućeno samo rotacijsko zakretanja, dok u točkama *A* i *C* omogućeno je aksijalno kretanje poluga preko kliznih kotača uz istovremeno podizanje sustava.



*Slika 6.1. Pojednostavljeni plan sila u inicijalnom položaju*

Dakle, sumom svih sila po vertikalnoj ( $y$ ) osi, te sumom momenata oko točke  $D$  (uzet pozitivan smjer u smjeru obrnutom od kazaljke na satu), dobiju se sljedeći izrazi za reakcije u osloncima  $F_{Cy}$  i  $F_{Dy}$ :

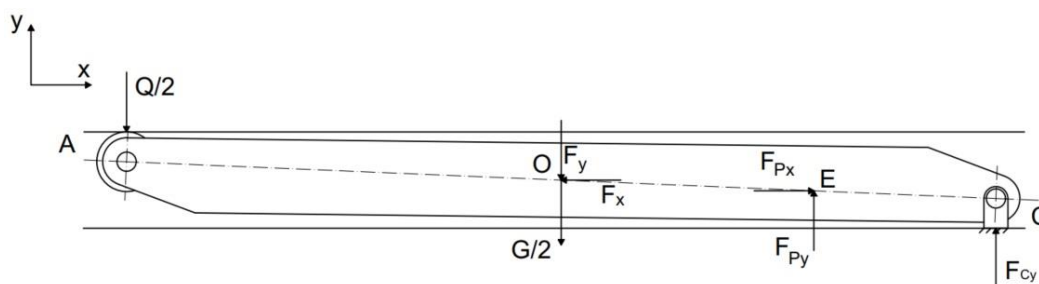
$$\sum Y = 0 \rightarrow Q + G = F_{Dy} + F_{Cy},$$

$$\sum M_D = 0 \rightarrow F_{Cy} \cdot 2d = Q \cdot d + G \cdot d / : 2d$$

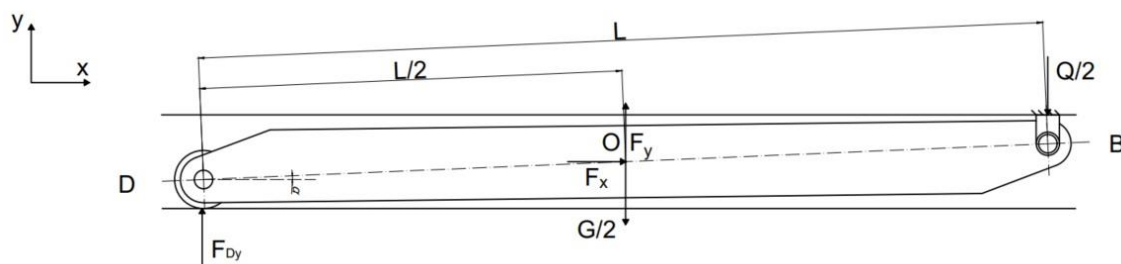
$$F_{Cy} = \frac{Q + G}{2}$$

$$F_{Dy} = Q + G - F_{Cy} = \frac{Q + G}{2}.$$

Potom je moguće napraviti plan sila koje djeluju na svaku polugu zasebno, kao što je prikazano na *Slici 6.2.* i *Slici 6.3.* S obzirom da su poluge zasebno prikazane, u točkama  $A$  i  $B$  djeluje pola maksimalnog opterećenja, tj.  $Q/2$ . Također, u točki  $O$  iz istog razloga djeluje pola sile  $G$  (sila  $G$  dobivena je zbrojem masa pojedinih elemenata u računalnom 3D modelu i umnoškom s ubrzanjem sile teže  $g$ , te iznosi 498,2 N). Dodatno, u točki  $O$  je vanjski par poluga povezan međusobno pomoću zavarene šuplje cijevi. Za unutarnji par poluga koje naliježu na cijev te im je omogućeno zakretanje oko nj, cijev ima funkciju osovine. Stoga se u točki  $O$  javlja sila  $F$  koja djeluje na poluge. S obzirom na trenutno nepoznati smjer, orijentaciju i magnitudu sile  $F$ , napravljena je njena dekompozicija na komponente  $F_x$  i  $F_y$  čiji je smjer na unutarnjim polugama predviđen jednakom smjeru na vanjskom paru poluga, no suprotne orijentacije. Konačno, u točki  $E$  djeluje sila cilindra  $F_P$  čije su komponente prikazane na *Slici 6.2.*

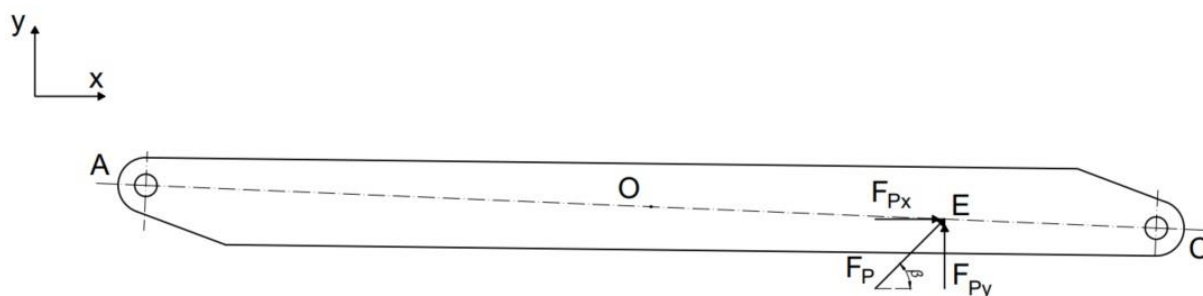


*Slika 6.2. Plan sila za polugu A-C u inicijalnom položaju*



*Slika 6.3. Plan sila za polugu B-D u inicijalnom položaju*

Kao što je vidljivo na *Slici 6.4.*, sila  $F_P$  u inicijalnom položaju djeluje na polugu A-C pod kutom  $\beta$  ( $15,27^\circ$ , prikazano u prethodnom poglavlju), stoga komponente  $F_{Py}$  i  $F_{Px}$  poprimaju sljedeće izraze:

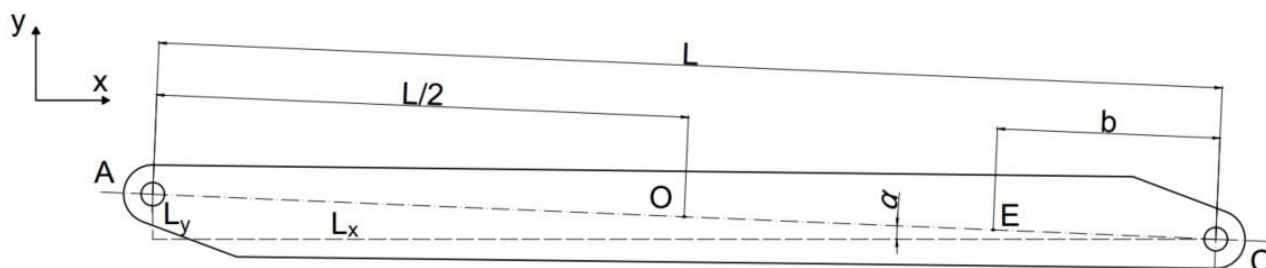


*Slika 6.4. Komponente sile  $F_P$*

$$\sin \beta = \frac{F_{Py}}{F_P} \rightarrow F_{Py} = F_P \cdot \sin \beta$$

$$\cos \beta = \frac{F_{Px}}{F_P} \rightarrow F_{Px} = F_P \cdot \cos \beta.$$

Također, pošto u inicijalnom položaju poluga se nalazi pod kutom  $\alpha$  ( $9^\circ$ , također prikazano u prethodnom poglavlju), projekcije duljine po x i y osi poprimaju sljedeće izraze (*Slika 6.5.*):



*Slika 6.5. Projekcije duljine L po x i y osi*

$$\cos \alpha = \frac{L_x}{L} \rightarrow L_x = L \cdot \cos \alpha$$

$$\sin \alpha = \frac{L_y}{L} \rightarrow L_y = L \cdot \sin \alpha.$$

Uz sada sve prethodno potrebno dobivene izraze, promatrajući *Sliku 6.2.*, suma sila po x osi za polugu A-C u inicijalnom položaju jednaka je:

$$\sum X = 0 \rightarrow F_x = F_{Px}$$

$$F_x = F_P \cdot \cos \beta,$$

dok suma sila po y osi jednaka je:

$$\begin{aligned}\sum Y = 0 &\rightarrow F_{Cy} + F_{Py} = F_y + \frac{G}{2} + \frac{Q}{2} \\ \frac{G}{2} + \frac{Q}{2} + F_p \cdot \sin \beta &= F_y + \frac{G}{2} + \frac{Q}{2} \\ F_y &= F_p \cdot \sin \beta.\end{aligned}$$

Na poluzi A-C u inicijalnom položaju, uzevši pozitivan smjer u smjeru kazaljke na satu, moment oko točke C jednak je:

$$\begin{aligned}\sum M_C = 0 \\ -\frac{G}{2} \cdot \frac{L}{2} \cdot \cos \alpha - F_y \cdot \frac{L}{2} \cdot \cos \alpha - \frac{Q}{2} \cdot L \cdot \cos \alpha - F_x \cdot \frac{L}{2} \cdot \sin \alpha + F_{Px} \cdot b \cdot \sin \alpha + F_{Py} \cdot b \cdot \cos \alpha = 0.\end{aligned}$$

Iz *Slike 5.10.* u prethodnom poglavlju, vidljivo je da kut  $\beta$  u inicijalnom položaju iznosi  $15,27^\circ$ , *Slika 5.11.* prikazuje da kut  $\alpha$  u inicijalnom položaju iznosi  $9^\circ$ , dok *Slika 5.13.* prikazuje da udaljenost  $b$  u inicijalnom položaju je 203,21 mm. Poznato je da duljina teretne platforme  $L$  iznosi 732 mm, dok sile  $Q$  i  $G$ , dobivene množenjem mase i ubrzanja sile teže  $g$ , iznose:  $G = 498,2$  N i  $Q = 4905$  N. Matematičkim sređivanjem prethodnog izraza te uvrštavanjem navedenih vrijednosti, slijedi da sila potrebna u cilindru  $F_p$  pri inicijalnom položaju teretne platforma uz maksimalno opterećenje iznosi:

$$\begin{aligned}-F_p \cdot \sin \beta \cdot \frac{L}{2} \cdot \cos \alpha - F_p \cdot \cos \beta \cdot \frac{L}{2} \cdot \sin \alpha + F_p \cdot \cos \beta \cdot b \cdot \sin \alpha + F_p \cdot \sin \beta \cdot b \cdot \cos \alpha &= \frac{GL}{4} \cdot \cos \alpha + \\ + \frac{QL}{2} \cdot \cos \alpha \\ F_p \left( -\sin \beta \cdot \frac{L}{2} \cdot \cos \alpha - \cos \beta \cdot \frac{L}{2} \cdot \sin \alpha + \cos \beta \cdot b \cdot \sin \alpha + \sin \beta \cdot b \cdot \cos \alpha \right) &= \cos \alpha \cdot L \cdot \left( \frac{G}{4} + \frac{Q}{2} \right) \\ F_p &= \frac{\cos \alpha \cdot L \cdot \left( \frac{G}{4} + \frac{Q}{2} \right)}{-\frac{L}{2} (\sin \beta \cdot \cos \alpha - \cos \beta \cdot \sin \alpha) + b (\cos \beta \cdot \sin \alpha + \sin \beta \cdot \cos \alpha)} \\ F_p &= \frac{\cos(9^\circ) \cdot 0,732 \cdot \left( \frac{498,2}{4} + \frac{4905}{2} \right)}{-\frac{0,732}{2} (\sin(15,27^\circ) \cdot \cos(9^\circ) - \cos(15,27^\circ) \cdot \sin(9^\circ)) + \\ + 0,20321 \cdot (\cos(15,27^\circ) \cdot \sin(9^\circ) + \sin(15,27^\circ) \cdot \cos(9^\circ))} \\ F_p &= 42777,96 \text{ N.}\end{aligned}$$

Nakon izračunate sile cilindra u inicijalnom položaju, sada je moguće odrediti preostale vrijednosti sila koje djeluju na poluzi A-C:

$$F_{Cy} = \frac{Q + G}{2} = \frac{4905 + 498,2}{2} = 2701,6 \text{ N},$$

$$F_{Dy} = Q + G - F_{Cy} = 4905 + 498,2 - 2701,6 = 2701,6 \text{ N},$$

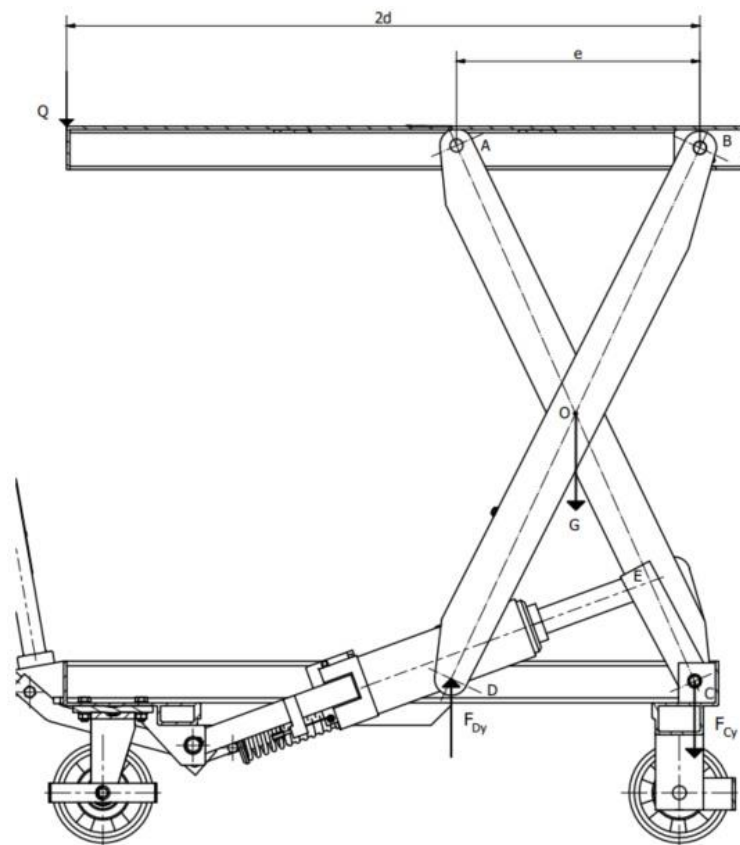
$$F = F_p = 42777,96 \text{ N},$$

$$F_x = F_{Px} = F_p \cdot \cos \beta = 42777,96 \cdot \cos(15,27^\circ) = 41267,70 \text{ N},$$

$$F_y = F_{Py} = F_p \cdot \sin \beta = 42777,96 \cdot \sin(15,27^\circ) = 11266,34 \text{ N}.$$

## 6.2. Krajnje uzdignuti položaj teretne platforme

Sličan je postupak izračuna pri krajnje uzdignutom položaju platforme pri maksimalnom opterećenju. Izrađuje se pojednostavljeni plan sila (Slika 6.6.) u svrhu izračuna reakcijskih sila u točkama C i D koje su potrebne u daljnjem radu za izračun sile cilindra. Kao i kod inicijalnog položaja na Slici 6.1., na pojednostavljenom planu sila, sila  $Q$  predstavlja maksimalno definirano opterećenje kolica. U ovom slučaju, proračun se vrši na način da sila  $Q$  djeluje na krajnjem položaju platforme, što rezultira maksimalnim momentom, ujedno i najnepovoljnijem slučajem. Kao i prethodno, sila  $G$  u točki  $O$  predstavlja vlastitu težinu poluga, svornjaka i ostalih rastavljivih elemenata koji djeluju na oslonce. Također, vidljivo je da u točkama  $B$  i  $D$  polugama je omogućeno samo rotacijsko zakretanja, dok u točkama  $A$  i  $C$  omogućeno je aksijalno kretanje poluga preko kliznih kotača uz istovremeno podizanje sustava.



Slika 6.6. Plan sila za krajnje uzdignut položaj teretne platforme

Sumom svih sila po vertikalnoj ( $y$ ) osi, te sumom momenata oko točke  $C$  (uzet pozitivan smjer u smjeru obrnutom kazaljke na satu), dobiju se sljedeći izrazi za reakcije u osloncima  $F_{Cy}$  i  $F_{Dy}$ :

$$\sum Y = 0 \rightarrow Q + G + F_{Cy} = F_{Dy},$$

$$\sum M_C = 0$$

$$-F_{Dy} \cdot e + 2Q \cdot d + G \cdot \frac{e}{2} = 0$$

$$F_{Dy} = \frac{2Q \cdot d + \frac{G \cdot e}{2}}{e} = \frac{2Q \cdot d}{e} + \frac{G \cdot e}{2e} = \frac{2Q \cdot d}{e} + \frac{G}{2}$$

$$F_{Cy} = F_{Dy} - Q - G = \frac{2Q \cdot d}{e} + \frac{G}{2} - Q - G = Q \left( \frac{2d}{e} - 1 \right) - \frac{1}{2} G.$$

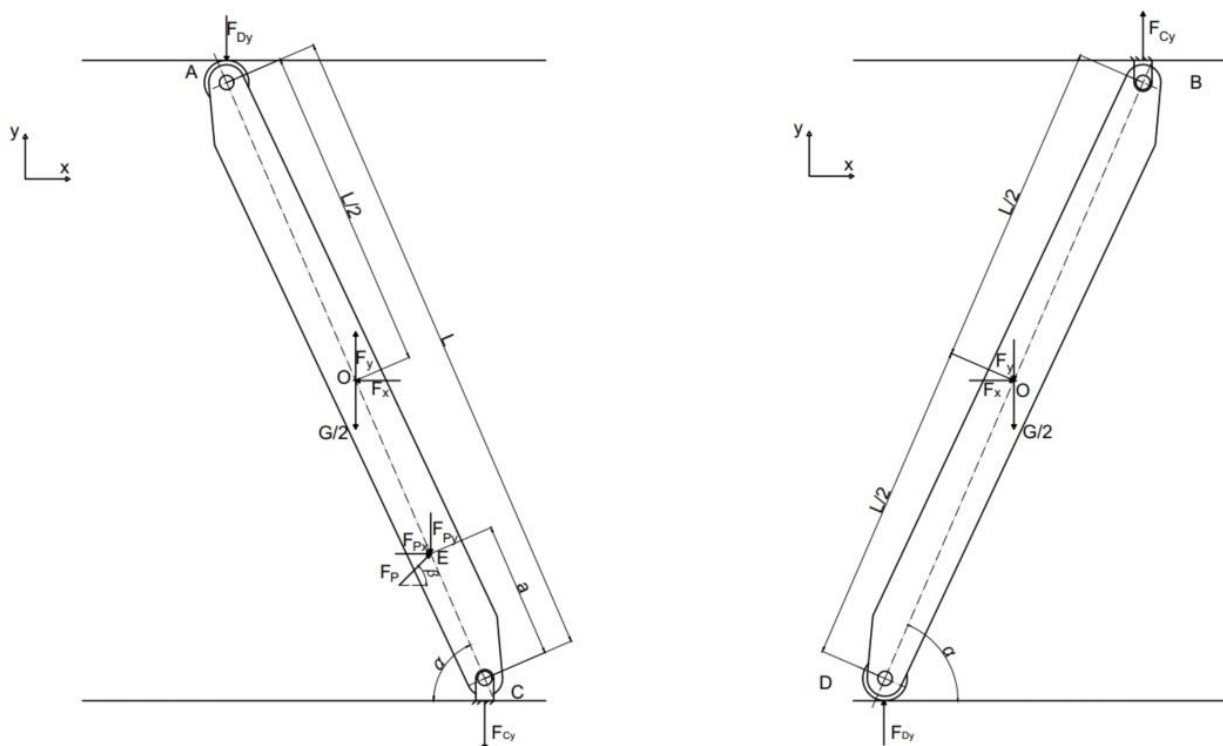
Vidjevši na *Slici 5.15.* da udaljenost  $e$  iznosi 304 mm, sada je moguće odrediti vrijednosti reakcijskih sila  $F_{Cy}$  i  $F_{Dy}$ :

$$F_{Dy} = \frac{2Q \cdot d}{e} + \frac{G}{2} = \frac{2 \cdot 4905 \cdot 0,4275}{0,304} = 14044,41 \text{ N},$$

$$F_{Cy} = F_{Dy} - Q - G = 14044,41 - 4905 - 498,2 = 8641,21 \text{ N}.$$

Potom je moguće napraviti plan sila koje djeluju na svaku polugu zasebno, kao što je prikazano na *Slici 6.7.* Može se zaključiti da u krajnje uzdignutom položaju ponašanje poluga u osloncima je jednako:  $F_{Cy} = -F_{By}$  i  $F_{Dy} = -F_{Ay}$ , te da u točki  $O$  djeluje pola sile  $G$ , kao što je prikazano na slici ispod. Dodatno, u točki  $O$  javlja sila  $F$  koja djeluje na poluge. S obzirom na trenutno nepoznati smjer, orijentaciju i magnitudu sile  $F$ , napravljena je njena dekompozicija na komponente  $F_x$  i  $F_y$  čiji je smjer na unutarnjim polugama predviđen jednakom smjeru na vanjskom paru poluga, no suprotne orijentacije. Konačno, u točki  $E$  djeluje sila cilindra  $F_P$  s njenim predviđenim orijentacijama komponenta prikazanim ispod.





Slika 6.7. Plan sila za poluge A-C i B-D u krajnje uzdignutom položaju teretne platforme

Uz sada sve prethodno potrebno dobivene izraze, promatrajući *Sliku 6.7.*, suma sila po  $x$  osi za polugu A-C u krajnje uzdignutom položaju jednaka je:

$$\sum X = 0 \quad \rightarrow \quad F_x = F_{Px}$$

$$F_x = F_P \cdot \cos \beta,$$

dok suma sila po  $y$  osi jednaka je:

$$\sum Y = 0 \quad \rightarrow \quad F_y = F_{Dy} + F_{Cy} + F_{Py}$$

$$F_y = F_P \cdot \sin \beta + \frac{2Q \cdot d}{e} + \frac{G}{2} + \frac{2Q \cdot d}{e} + \frac{G}{2} - Q - \frac{G}{2}$$

$$F_y = F_P \cdot \sin \beta + Q \left( \frac{4d}{e} - 1 \right) + \frac{G}{2}.$$

Na poluzi A-C u uzdignutom položaju, uzevši pozitivan smjer u smjeru obrnutom kazaljke na satu, moment oko točke C jednak je:

$$\sum M_C = 0$$

$$F_{Dy} \cdot L \cdot \cos \alpha - F_y \cdot \frac{L}{2} \cdot \cos \alpha + F_x \cdot \frac{L}{2} \cdot \sin \alpha + \frac{G}{2} \cdot \frac{L}{2} \cdot \cos \alpha - F_{Px} \cdot a \cdot \sin \alpha + F_{Py} \cdot a \cdot \cos \alpha = 0.$$

Iz *Slike 5.09.* u prethodnom poglavlju vidljivo je da kut  $\beta$  u uzdignutom položaju iznosi  $20,16^\circ$ , *Slika 5.11.* prikazuje da kut  $\alpha$  u uzdignutom položaju iznosi  $66^\circ$ , dok *Slika 5.13.* prikazuje da udaljenost  $a$  u uzdignutom položaju je 136 mm. Ponovno, poznato je da duljina teretne platforme  $L$  iznosi 732 mm, dok sile  $Q$  i  $G$  dobivene množenjem mase i ubrzanjem sile teže  $g$  iznose:  $G = 498,2$  N i  $Q = 4905$  N. Matematičkim sređivanjem prethodnog izraza te uvrštavanjem navedenih vrijednosti, slijedi da sila potrebna u cilindru  $F_P$  pri uzdignutom položaju teretne platforma uz maksimalno opterećenje iznosi:

$$\begin{aligned}
 & F_{Dy} \cdot L \cdot \cos \alpha + \frac{GL}{4} \cdot \cos \alpha - F_{Dy} \cdot \frac{L}{2} \cdot \cos \alpha - F_{Cy} \cdot \frac{L}{2} \cdot \cos \alpha - \frac{GL}{4} \cdot \cos \alpha - F_{Py} \cdot \frac{L}{2} \cdot \cos \alpha + \\
 & + F_x \cdot \frac{L}{2} \cdot \sin \alpha - F_{Px} \cdot a \cdot \cos \alpha + F_{Py} \cdot a \cdot \cos \alpha = 0 \quad / : \cos \alpha \\
 & F_{Dy} \cdot L + \frac{GL}{4} - F_{Dy} \cdot \frac{L}{2} - F_{Cy} \cdot \frac{L}{2} - \frac{GL}{4} - F_{Py} \cdot \frac{L}{2} + F_x \cdot \frac{L}{2} \cdot \tan \alpha - F_{Px} \cdot a + F_{Py} \cdot a = 0 \\
 & -F_P \cdot \sin \beta \cdot \frac{L}{2} + F_P \cdot \cos \beta \cdot \frac{L}{2} \cdot \tan \alpha - F_P \cdot \cos \beta \cdot a \cdot \tan \alpha + F_P \cdot \sin \beta \cdot a = -F_{Dy} \cdot L + F_{Dy} \cdot \frac{L}{2} + F_{Cy} \cdot \frac{L}{2} \\
 & F_P \left( -\sin \beta \cdot \frac{L}{2} + \cos \beta \cdot \frac{L}{2} \cdot \tan \alpha - \cos \beta \cdot a \cdot \tan \alpha + \sin \beta \cdot a \right) = F_{Dy} \left( -1 + \frac{L}{2} \right) + F_{Cy} \cdot \frac{L}{2} \\
 & F_P = \frac{F_{Dy} \left( -1 + \frac{L}{2} \right) + F_{Cy} \cdot \frac{L}{2}}{\frac{L}{2} (-\sin \beta + \cos \beta \cdot \tan \alpha) + a (-\cos \beta \cdot \tan \alpha + \sin \beta)} \\
 & F_P = \frac{14044,41 \cdot \left( -1 + \frac{0,732}{2} \right) + 8641,21 \cdot \frac{0,732}{2}}{\frac{0,732}{2} (\sin 20,16^\circ + \cos 20,16^\circ \cdot \tan 66^\circ) - 0,132 (\cos 20,16^\circ \cdot \tan 66^\circ + \sin 20,16^\circ)} \\
 & F_P = -14153,01 \text{ N.}
 \end{aligned}$$

Nakon izračunate sile cilindra u uzdignutom položaju, sada je moguće odrediti preostale vrijednosti sila koje djeluju na poluzi A-C:

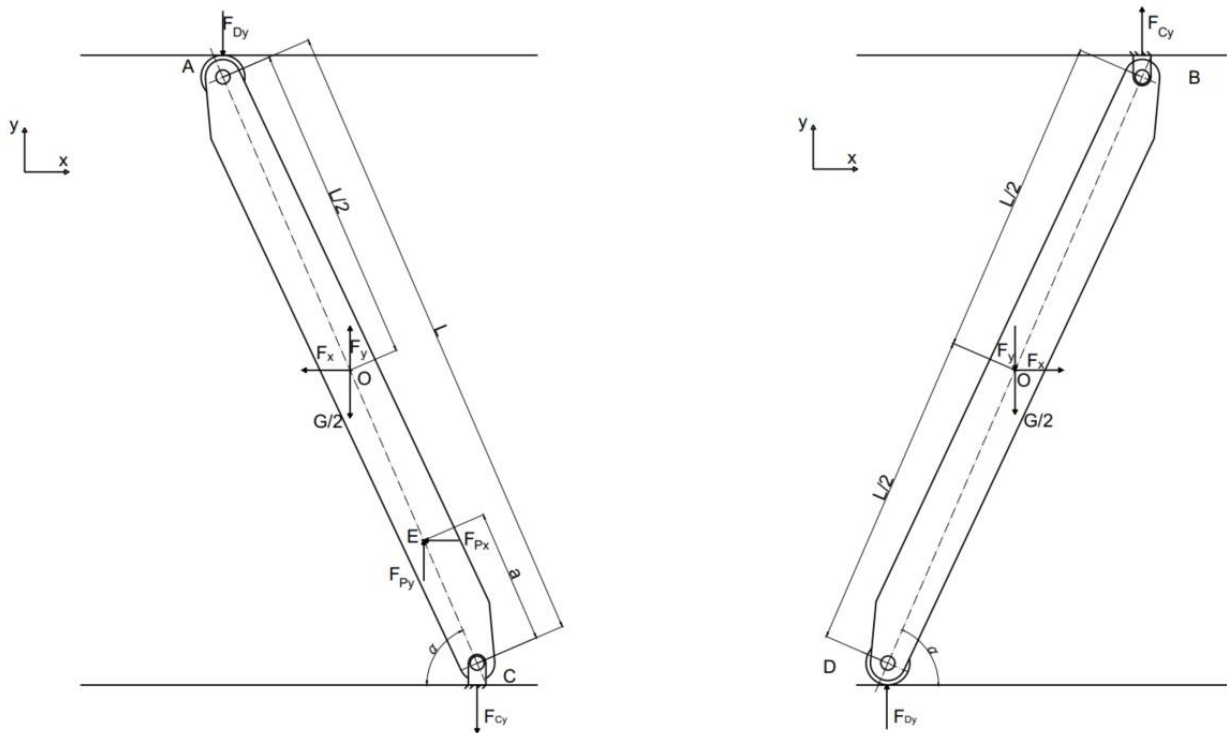
$$\begin{aligned}
 F_{Px} &= F_x = F_P \cdot \cos \beta = -14153,01 \cdot \cos(20,16^\circ) = -13285,91 \text{ N,} \\
 F_{Py} &= F_P \cdot \sin \beta = -14153,01 \cdot \sin(20,16^\circ) = -4877,73 \text{ N,} \\
 F_y &= F_{Dy} + F_{Cy} + \frac{G}{2} + F_{Py} = 14044,41 + 8641,21 + \frac{498,2}{2} - 4877,73 = 18056,99 \text{ N.}
 \end{aligned}$$

Koristeći Pitagorin poučak, sada je moguće odrediti resultantnu silu  $F$  pomoću komponenta  $F_x$  i  $F_y$ , kao i kut pod kojim djeluje:

$$F = \sqrt{F_x^2 + F_y^2} = \sqrt{(-13285,91)^2 + 18056,99^2} = 22418,08 \text{ N,}$$

$$\cos \gamma = \frac{F_x}{F} \rightarrow \gamma = \arccos\left(\frac{F_x}{F}\right) = \arccos\left(\frac{13285,91}{22418,08}\right) = 53,66^\circ.$$

Dobivena vrijednost sile cilindra prikazuje da je bio pogrešno pretpostavljena orijentacija djelovanja sila na planu sila (Slika 6.7.). Plan sila s ispravnim orijentacijama djelovanja sila na polugama A-C i B-D prikazan je na Slici 6.8.

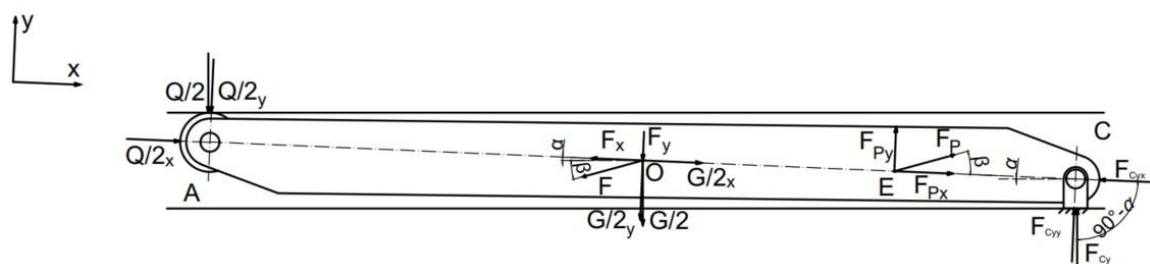


Slika 6.8. Ispravne orijentacije djelovanja sila na polugama A-C i B-D u uzdignutom položaju

### 6.3. Dijagrami normalnih i poprečnih sila te momenata savijanja

#### 6.3.1. Dijagrami za poluge u inicijalnom položaju

Ako se koordinatni sustav zakrene tako da je  $x$  os paralelna sa simetralom poluge, dok je  $y$  os okomita na nj, tada komponente sila na poluzi A-C u inicijalnom položaju poprimaju smjerove prikazane na Slici 6.9.



Slika 6.9. Smjerovi komponenta sila u zakrenutom koordinatnom sustavu za polugu A-C

S obzirom na zakrenuti koordinatni sustav, komponente sila (koje djeluju na navedenoj poluzi) s prilagođenim kutovima sada poprimaju sljedeće vrijednosti:

$$\sin(90^\circ - \alpha) = \frac{F_{Cyy}}{F_{Cy}} \rightarrow F_{Cyy} = F_{Cy} \cdot \sin(90^\circ - \alpha) = 2701,6 \cdot \sin(90^\circ - 9^\circ) = 2668,34 \text{ N},$$

$$\cos(90^\circ - \alpha) = \frac{F_{Cyx}}{F_{Cy}} \rightarrow F_{Cyx} = F_{Cy} \cdot \cos(90^\circ - \alpha) = 2701,6 \cdot \cos(90^\circ - 9^\circ) = 422,62 \text{ N},$$

$$\sin(90^\circ - \alpha) = \frac{\frac{Q_y}{2}}{\frac{Q}{2}} \rightarrow \frac{Q_y}{2} = \frac{Q}{2} \cdot \sin(90^\circ - \alpha) = \frac{4905}{2} \cdot \sin(90^\circ - 9^\circ) = 2422,31 \text{ N},$$

$$\cos(90^\circ - \alpha) = \frac{\frac{Q_x}{2}}{\frac{Q}{2}} \rightarrow \frac{Q_x}{2} = \frac{Q}{2} \cdot \cos(90^\circ - \alpha) = \frac{4905}{2} \cdot \cos(90^\circ - 9^\circ) = 383,66 \text{ N},$$

$$\sin(90^\circ - \alpha) = \frac{\frac{G_y}{2}}{\frac{G}{2}} \rightarrow \frac{G_y}{2} = \frac{G}{2} \cdot \sin(90^\circ - \alpha) = \frac{498,2}{2} \cdot \sin(90^\circ - 9^\circ) = 246,03 \text{ N},$$

$$\cos(90^\circ - \alpha) = \frac{\frac{G_x}{2}}{\frac{G}{2}} \rightarrow \frac{G_x}{2} = \frac{G}{2} \cdot \cos(90^\circ - \alpha) = \frac{498,2}{2} \cdot \cos(90^\circ - 9^\circ) = 38,97 \text{ N},$$

$$\sin \beta = \frac{F_{Py}}{F_P} \rightarrow F_{Py} = F_y = F_P \cdot \sin \beta = 42777,96 \cdot \sin(24,27^\circ) = 17583,33 \text{ N},$$

$$\cos \beta = \frac{F_{Px}}{F_P} \rightarrow F_{Px} = F_x = F_P \cdot \cos \beta = 42777,96 \cdot \cos(24,27^\circ) = 38997,18 \text{ N}.$$

Na identičan način računaju se vrijednosti za polugu *B-D* u inicijalnom položaju. S obzirom da na polugu *B-D* nije spojeno pomoću svornjaka podnožje cilindra te na taj način ne djeluje reaktivna sila cilindra na polugu *B-D* kao u slučaju [16], već je podnožje cilindra spojeno na podvozje kolica, sila *F* na poluzi *B-D* nema istu magnitudu sili *F* na poluzi *A-C*.

Ako se koordinatni sustav zakrene tako da je *x* os paralelna sa simetralom poluge, dok je *y* os okomita na nj, komponente sila s prilagođenim kutovima sada poprimaju sljedeće vrijednosti:

$$\sin(90^\circ - \alpha) = \frac{F_{Dyy}}{F_{Dy}} \rightarrow F_{Dyy} = F_{Dy} \cdot \sin(90^\circ - \alpha) = 2701,6 \cdot \sin(90^\circ - 9^\circ) = 2668,34 \text{ N},$$

$$\cos(90^\circ - \alpha) = \frac{F_{Dyx}}{F_{Dy}} \rightarrow F_{Dyx} = F_{Dy} \cdot \cos(90^\circ - \alpha) = 2701,6 \cdot \cos(90^\circ - 9^\circ) = 422,62 \text{ N}.$$

Sada, promatrajući *Sliku 6.3.* uz izračunate komponente sila u osloncima, sumom sila oko  $x$  i  $y$  osi moguće je izračunati vrijednost sile  $F$  na poluzi  $B-D$  u točki  $O$ :

$$\sum X = 0 \rightarrow F_{Dyx} + \frac{G_x}{2} + F_x - \frac{Q_x}{2} = 0$$

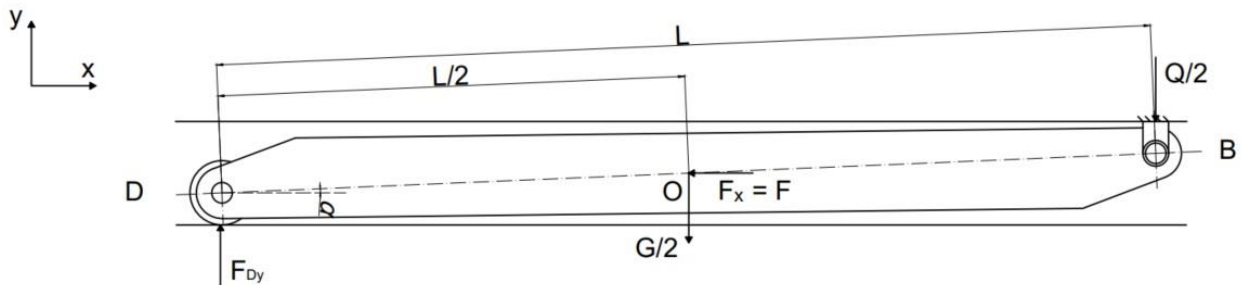
$$F_x = -F_{Dyx} - \frac{G_x}{2} + \frac{Q_x}{2} = -422,62 - 38,97 + 383,66 = -77,93 \text{ N},$$

$$\sum Y = 0 \rightarrow F_{Dyy} - \frac{G_y}{2} + F_y - \frac{Q_y}{2} = 0$$

$$F_y = -F_{Dyy} + \frac{G_y}{2} + \frac{Q_y}{2} = -2668,34 + 246,03 + 2422,31 = 0 \text{ N}$$

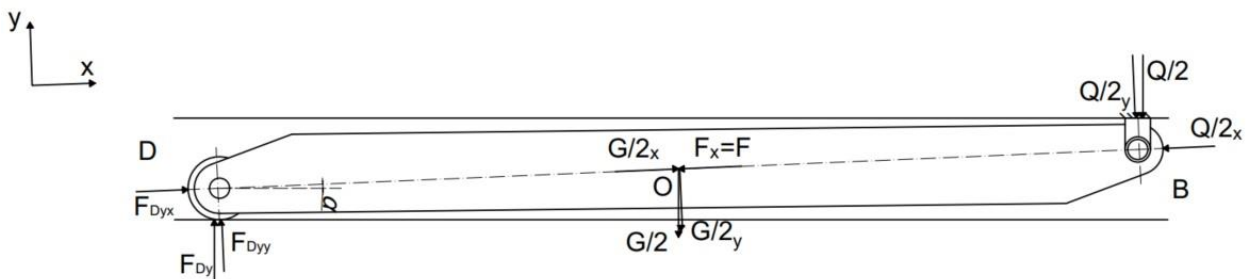
$$F = F_x = 77,93 \text{ N}.$$

Iz izračunatih vrijednosti može se zaključiti da sila  $F$  na poluzi  $B-D$  u točki  $O$  ustvari jednaka njenoj komponenti po  $x$  osi (*Slika 6.10.*).



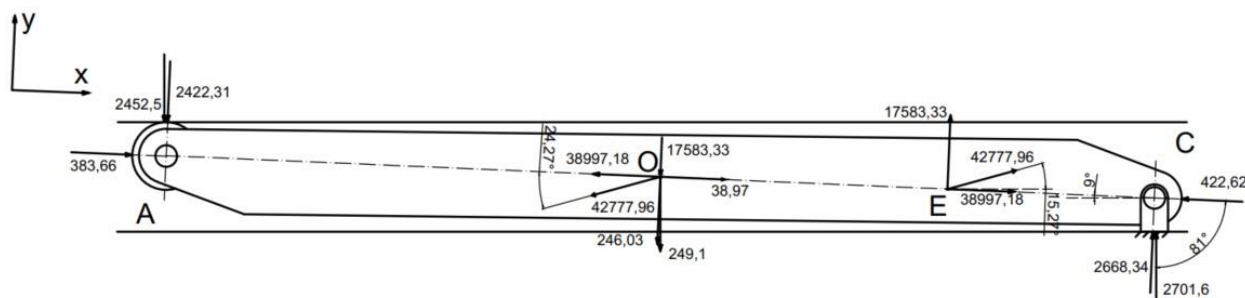
*Slika 6.10. Djelovanje sile  $F$  na poluzi  $B-D$  u inicijalnom položaju*

Odnosno, kada se pridodaju sve izračunate komponente sila u zakrenutom koordinatnom sustavu gdje je  $x$  os paralelna sa simetralom poluge, dok je  $y$  os okomita na nj, tada komponente sila na poluzi  $B-D$  u inicijalnom položaju poprimaju smjerove prikazane na *Slici 6.11.*



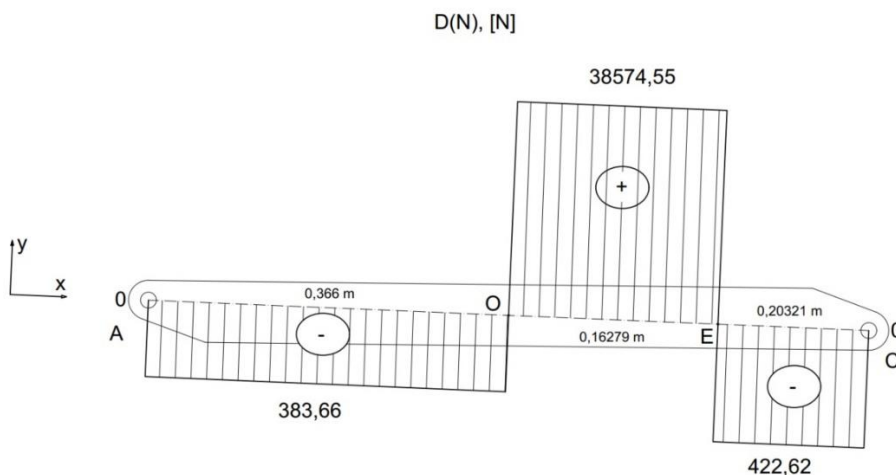
*Slika 6.11. Smjerovi komponenta sila u zakrenutom koordinatnom sustavu za polugu  $B-D$*

Sve izračunate vrijednosti sila te njihovih komponenti za polugu A-C u inicijalnom položaju prikazane su na *Slici 6.12*.



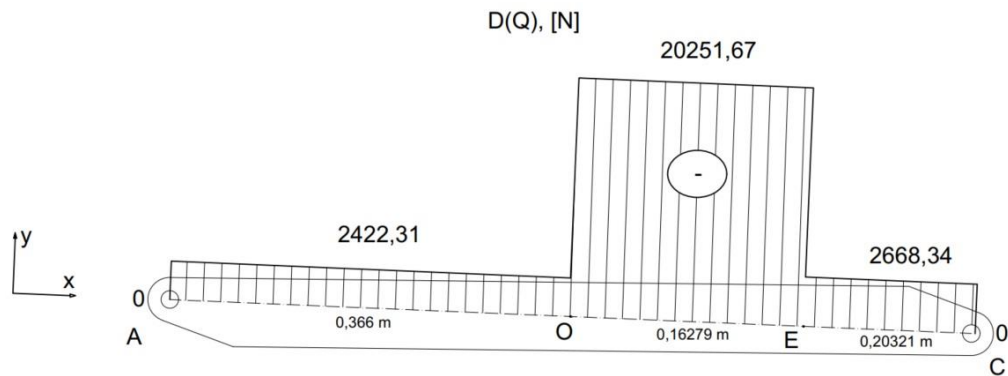
*Slika 6.12. Vrijednosti sila na poluzi A-C u inicijalnom položaju*

Promatrajući aksijalne sile koje djeluju po simetrali poluge A-C, moguće je izraditi dijagram normalnih sila (*Slika 6.13.*) čije su vrijednosti prikazane u [N], dok su udaljenosti karakterističnih točaka prikazane u [m].



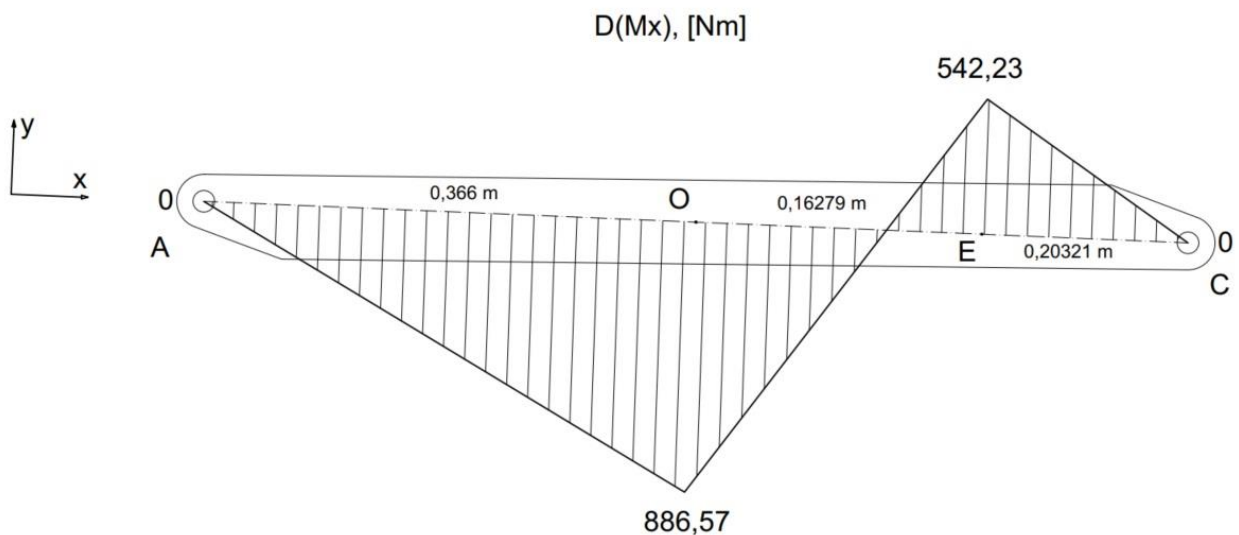
*Slika 6.13. Dijagram normalnih sila za polugu A-C u inicijalnom položaju*

Promatrajući sile koje su paralelne s osi  $y$ , tj. okomite na  $x$  os poluge A-C, moguće je izraditi dijagram poprečnih sila (*Slika 6.14.*) čije su vrijednosti prikazane u [N], dok su udaljenosti karakterističnih točaka prikazane u [m].



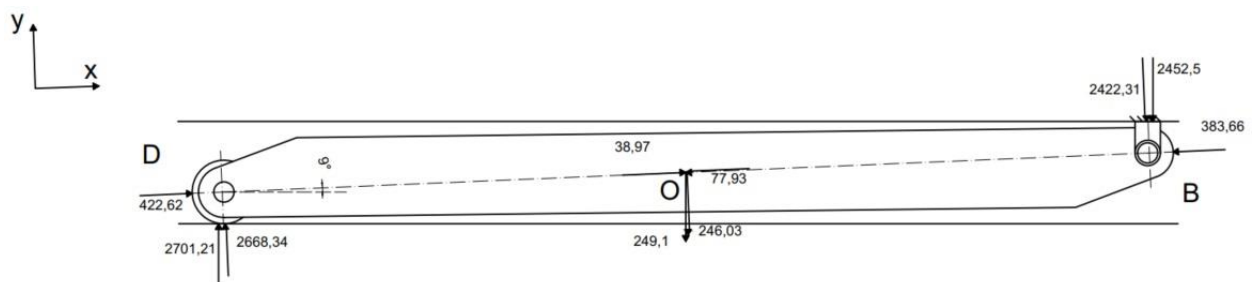
Slika 6.14. Dijagram poprečnih sila za polugu A-C u inicijalnom položaju

Konačno, uzevši u obzir poprečne sile te pomnoživši ih s udaljenostima u karakterističnim točkama, moguće je izračunati momente savijanja oko  $x$  osi u karakterističnim točkama za polugu A-C u inicijalnom položaju. Vrijednosti na dijagramu prikazane su u [Nm], a udaljenosti od karakterističnih točaka u [m] (Slika 6.15.).



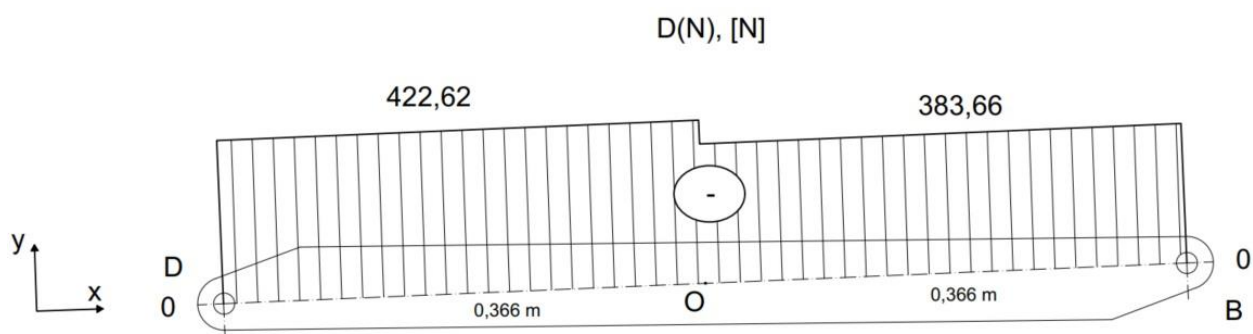
Slika 6.15. Dijagram momenata savijanja za polugu A-C u inicijalnom položaju

Sve izračunate vrijednosti sila te njihovih komponenti za poluga B-D u inicijalnom položaju prikazane su na Slici 6.16.



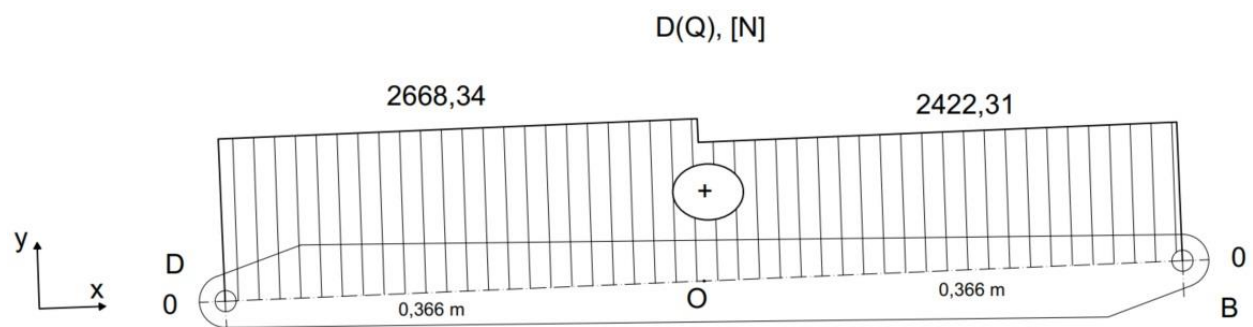
Slika 6.16. Vrijednosti sila na poluzi B-D u inicijalnom položaju

Promatrajući aksijalne sile koje djeluju po simetrali poluge A-C, moguće je izraditi dijagram normalnih sila (Slika 6.17.) čije su vrijednosti prikazane u [N], dok su udaljenosti karakterističnih točaka prikazane u [m].



Slika 6.17. Dijagram normalnih sila za polugu B-D u inicijalnom položaju

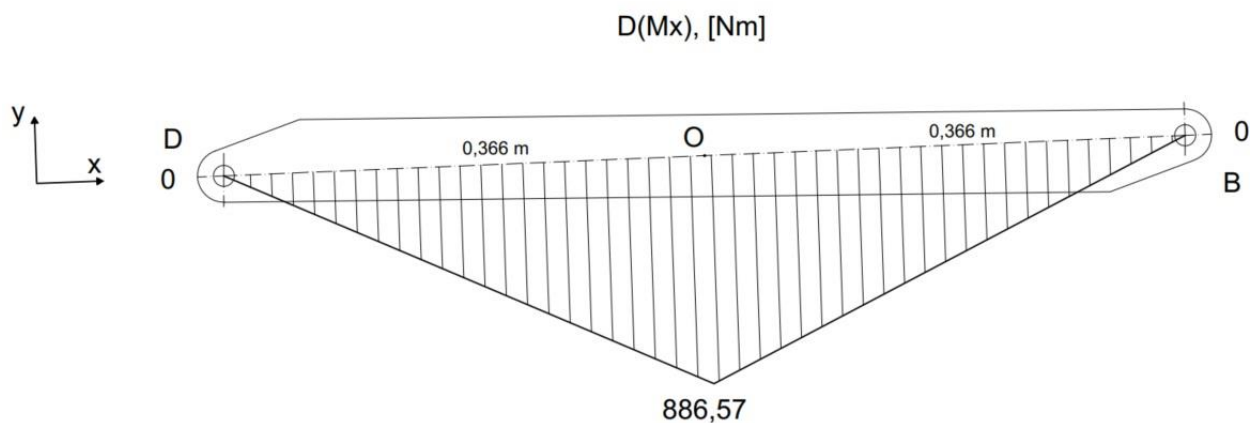
Promatrajući sile koje su paralelne s osi y, tj. okomite na x os poluge A-C, moguće je izraditi dijagram poprečnih sila (Slika 6.18.) čije su vrijednosti prikazane u [N], dok su udaljenosti karakterističnih točaka prikazane u [m].



Slika 6.18. Dijagram poprečnih sila za polugu B-D u inicijalnom položaju

Konačno, uzevši u obzir poprečne sile te pomnoživši ih s udaljenostima u karakterističnim točkama, moguće je izračunati momente savijanja oko x osi u karakterističnim točkama za polugu B-D u inicijalnom položaju. Vrijednosti na dijagramu prikazane su u [Nm], a udaljenosti od karakterističnih točaka u [m] (Slika 6.19.).





Slika 6.19. Dijagram momenata savijanja za polugu B-D u inicijalnom položaju

### 6.3.2. Dijagrami za poluge u krajnje uzdignutom položaju

Ako se koordinatni sustav ponovno zakrene tako da je  $x$  os paralelna sa simetralom poluge, dok je  $y$  os okomita na nj, tada komponente sila na poluzi A-C u uzdignutom položaju poprimaju smjerove prikazane na Slici 6.20. S obzirom na zakrenuti koordinatni sustav, komponente sila s prilagođenim kutovima sada poprimaju slijedeće vrijednosti:

$$\sin(90^\circ - \alpha) = \frac{F_{Cyy}}{F_{Cy}} \rightarrow F_{Cyy} = F_{Byy} = F_{Cy} \cdot \sin(90^\circ - \alpha) = 8641,21 \cdot \sin(90^\circ - 66^\circ) = 3514,7 \text{ N},$$

$$\cos(90^\circ - \alpha) = \frac{F_{Cyx}}{F_{Cy}} \rightarrow F_{Cyx} = F_{Byx} = F_{Cy} \cdot \cos(90^\circ - \alpha) = 8641,21 \cdot \cos(90^\circ - 66^\circ) = 7894,14 \text{ N},$$

$$\sin(90^\circ - \alpha) = \frac{F_{Ayy}}{F_{Ay}} \rightarrow F_{Ayy} = F_{Dyy} = F_{Ay} \cdot \sin(90^\circ - \alpha) = 14044,41 \cdot \sin(90^\circ - 66^\circ) = 5712,38 \text{ N},$$

$$\cos(90^\circ - \alpha) = \frac{F_{Ayx}}{F_{Ay}} \rightarrow F_{Ayx} = F_{Dyx} = F_{Ay} \cdot \cos(90^\circ - \alpha) = 14044,41 \cdot \cos(90^\circ - 66^\circ) = 12830,21 \text{ N},$$

$$\sin(90^\circ - \alpha) = \frac{\frac{G_y}{2}}{\frac{G}{2}} \rightarrow \frac{G_y}{2} = \frac{G}{2} \cdot \sin(90^\circ - \alpha) = \frac{498,2}{2} \cdot \sin(90^\circ - 66^\circ) = 101,32 \text{ N},$$

$$\cos(90^\circ - \alpha) = \frac{\frac{G_x}{2}}{\frac{G}{2}} \rightarrow \frac{G_x}{2} = \frac{G}{2} \cdot \cos(90^\circ - \alpha) = \frac{498,2}{2} \cdot \cos(90^\circ - 66^\circ) = 227,56 \text{ N}.$$

U zakrenutom koordinatnom sustavu, komponente sile cilindra  $F_P$  poprimaju vrijednosti:

$$F_p = -14153,01 \text{ N},$$

$$F_{px} = F_p \cdot \cos(180^\circ - \alpha - \beta) = -14153,01 \cdot \cos(180^\circ - 66^\circ - 20,16^\circ) = 947,83 \text{ N},$$

$$F_{py} = F_p \cdot \sin(180^\circ - \alpha - \beta) = -14153,01 \cdot \sin(180^\circ - 66^\circ - 20,16^\circ) = -14121,24 \text{ N}.$$

Sada je moguće izračunati komponente sile  $F$  na način da se sumiraju sile po  $x$  i  $y$  osi u zakrenutom koordinatnom sustavu:

$$\sum X = 0 \rightarrow F_{Ayx} + \frac{G_x}{2} - F_x + F_{px} + F_{Cyx} = 0$$

$$F_x = F_{Ayx} + \frac{G_x}{2} + F_{px} + F_{Cyx}$$

$$F_x = 12830,21 + 227,56 + 947,83 + 7894,14$$

$$F_x = 21899,74 \text{ N},$$

$$\sum Y = 0 \rightarrow -F_{Ay} - \frac{G_y}{2} + F_y - F_{py} - F_{Cyy} = 0$$

$$F_y = F_{Ay} + \frac{G_y}{2} + F_{py} + F_{Cyy}$$

$$F_y = 5712,38 + 101,32 + 14121,24 + 3514,7$$

$$F_y = 23449,64 \text{ N},$$

pa koristeći Pitagorin poučak, sila  $F$  u točki  $O$  poluge  $A-C$  u uzdignutom položaju iznosi:

$$F = \sqrt{F_x^2 + F_y^2} = \sqrt{21899,74^2 + 23449,64^2} = 32085,62 \text{ N}.$$

Kut pod kojim sila  $F$  tada djeluje u odnosu na njenu komponentu po  $x$  osi je:

$$\cos \delta = \frac{F_x}{F} \rightarrow \delta = \arccos\left(\frac{21899,74}{32085,62}\right) = 47^\circ.$$

Kao i prethodno, s obzirom da na polugu  $B-D$  nije zavareno podnožje cilindra te na taj način ne djeluje reaktivna sila cilindra na polugu  $B-D$  kao u slučaju [16], već je podnožje cilindra zavareno na podvozje kolica, sila  $F$  na poluzi  $B-D$  nema istu magnitudu (i suprotnu orijentaciju) sili  $F$  na poluzi  $A-C$ . Stoga, prema *Slici 6.20.*, sumom sila oko  $x$  i  $y$  osi moguće je izračunati vrijednost sile  $F$  na poluzi  $B-D$  u točki  $O$ :

$$\sum X = 0 \rightarrow F_{Dx} - \frac{G_x}{2} - F_x + F_{Bx} = 0$$

$$F_x = F_{Bx} + F_{Dx} - \frac{G_x}{2}$$

$$F_x = 7894,14 + 12830,21 - 221,56$$

$$F_x = 20502,79 \text{ N},$$

$$\sum Y = 0 \rightarrow F_{Dy} - \frac{G_y}{2} - F_y + F_{By} = 0$$

$$F_y = F_{By} + F_{Dy} - \frac{G_y}{2}$$

$$F_y = 3514,7 + 5712,38 - 101,32$$

$$F_y = 9125,76 \text{ N,}$$

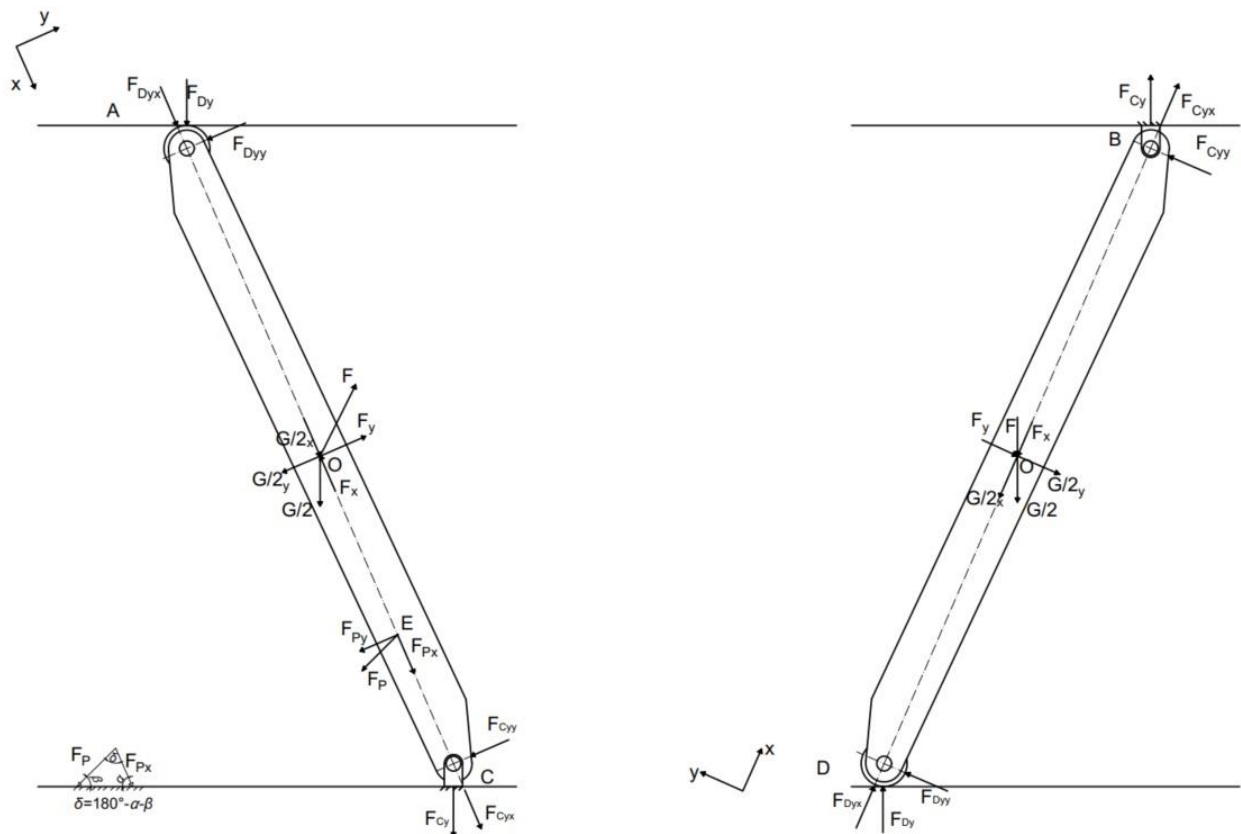
pa koristeći Pitagorin poučak, sila  $F$  u točki  $O$  poluge  $B-D$  u uzdignutom položaju iznosi:

$$F = \sqrt{F_x^2 + F_y^2} = \sqrt{20502,79^2 + 9125,76^2} = 22442,01 \text{ N.}$$

Kut pod kojim sila  $F$  tada djeluje u odnosu na njenu komponentu po  $x$  osi je:

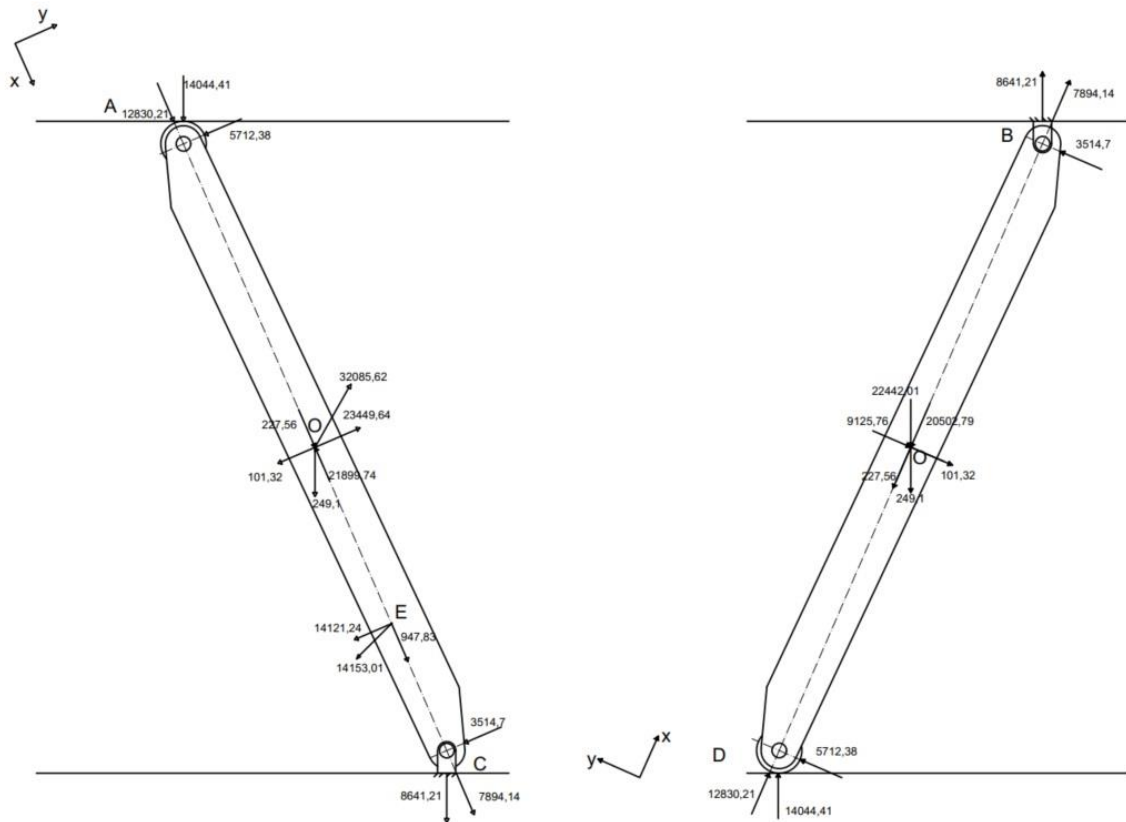
$$\cos \delta = \frac{F_x}{F} \rightarrow \delta = \arccos\left(\frac{20502,79}{22442,01}\right) = 24^\circ$$

Konačno, smjerovi djelovanja sila i njihovih komponenti prikazana je na *Slici 6.20*.



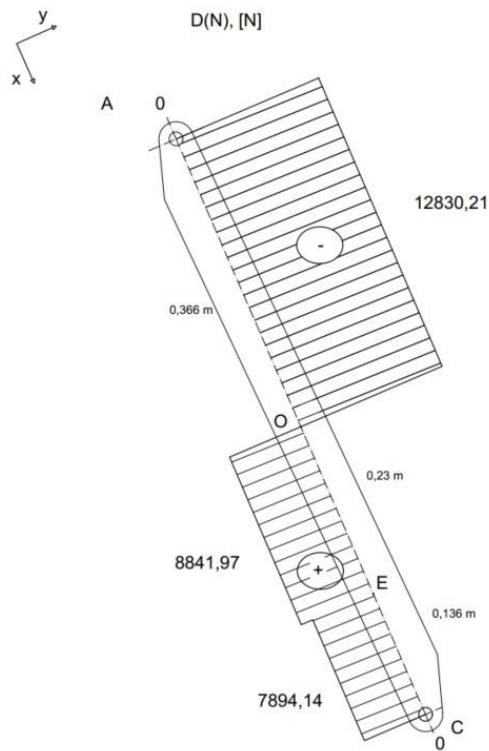
*Slika 6.20. Smjerovi komponenata sila u zakrenutom koordinatnom sustavu za poluge A-C i B-D*

Sada je moguće prikazati i vrijednosti svih sila i njihovih komponenti (*Slika 6.21*).



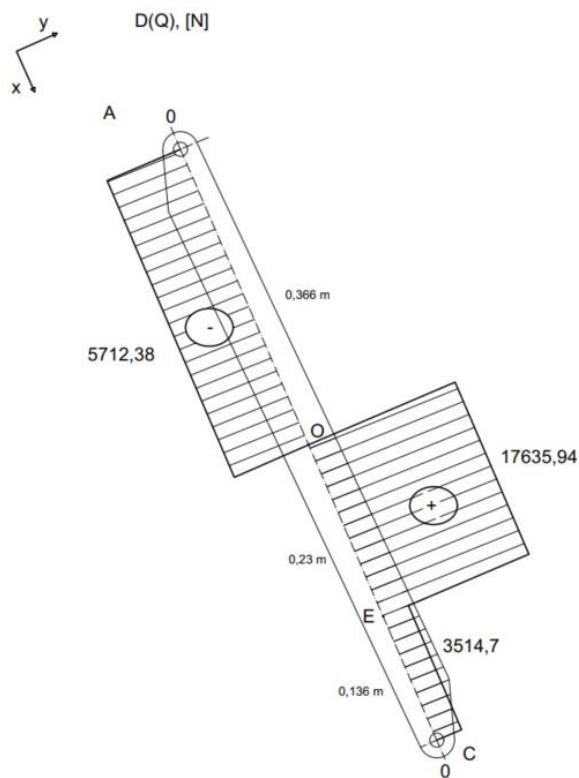
Slika 6.21. Vrijednosti sila na polugama A-C i B-D u uzdignutom položaju

Promatrajući aksijalne sile koje djeluju po simetrali poluge A-C, moguće je izraditi dijagram normalnih sila (Slika 6.22.) čije su vrijednosti prikazane u [N], dok su udaljenosti karakterističnih točaka prikazane u [m].



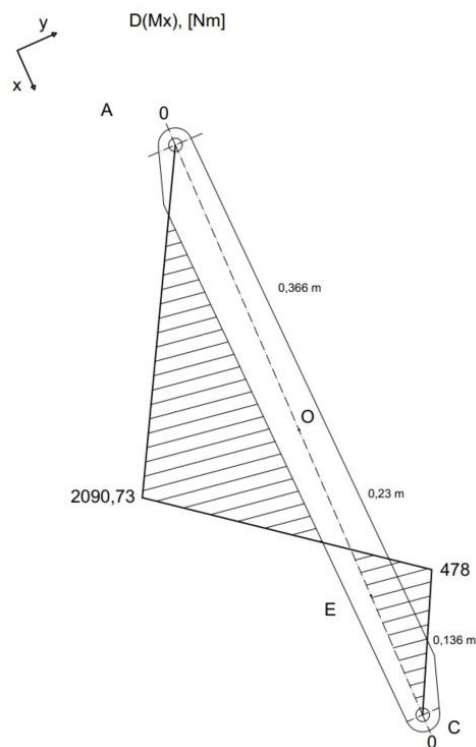
Slika 6.22. Dijagram normalnih sila za polugu A-C u uzdignutom položaju

Promatrajući sile koje su paralelne s osi  $y$ , tj. okomite na  $x$  os poluge A-C, moguće je izraditi dijagram poprečnih sila (Slika 6.23.) čije su vrijednosti prikazane u [N], dok su udaljenosti karakterističnih točaka prikazane u [m].



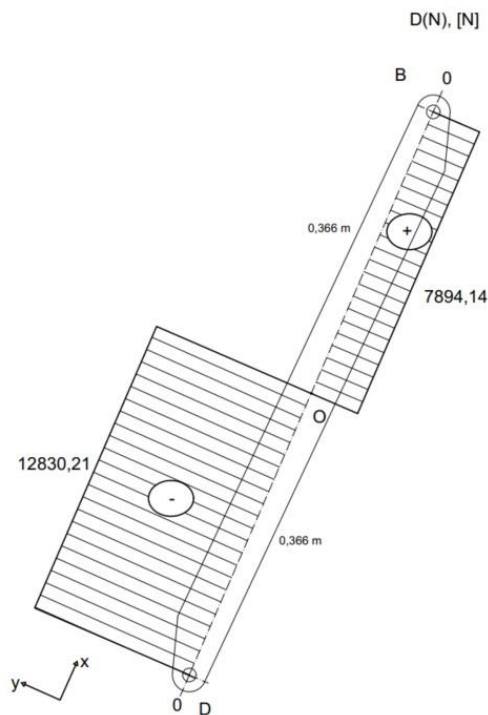
Slika 6.23. Dijagram poprečnih sila za polugu A-C u uzdignutom položaju

Konačno, uzevši u obzir poprečne sile te pomnoživši ih s udaljenostima u karakterističnim točkama, moguće je izračunati momente savijanja oko  $x$  osi u karakterističnim točkama za polugu  $A-C$  u uzdignutom položaju. Vrijednosti na dijagramu prikazane su u [Nm], a udaljenosti od karakterističnih točaka u [m] (*Slika 6.24.*).



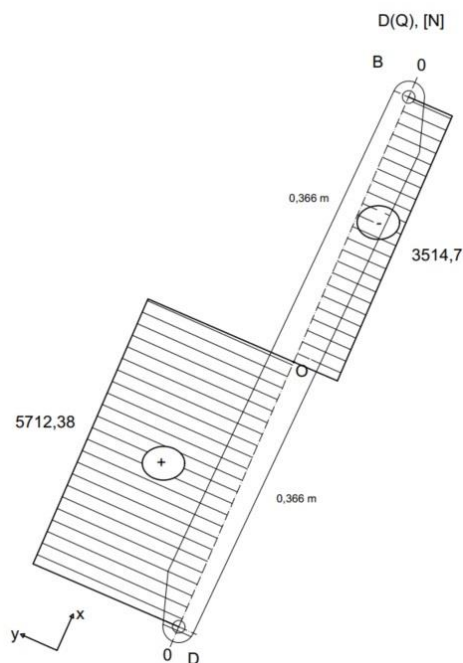
*Slika 6.24. Dijagram momenata savijanja za polugu A-C u uzdignutom položaju*

Identičan postupak se provodi i za polugu  $B-D$  u krajnje uzdignutom položaju teretne platforme. Promatrajući aksijalne sile koje djeluju po simetrali poluge  $B-D$ , moguće je izraditi dijagram normalnih sila (*Slika 6.25.*) čije su vrijednosti prikazane u [N], dok su udaljenosti karakterističnih točaka prikazane u [m].



Slika 6.25. Dijagram normalnih sila za polugu B-D u uzdignutom položaju

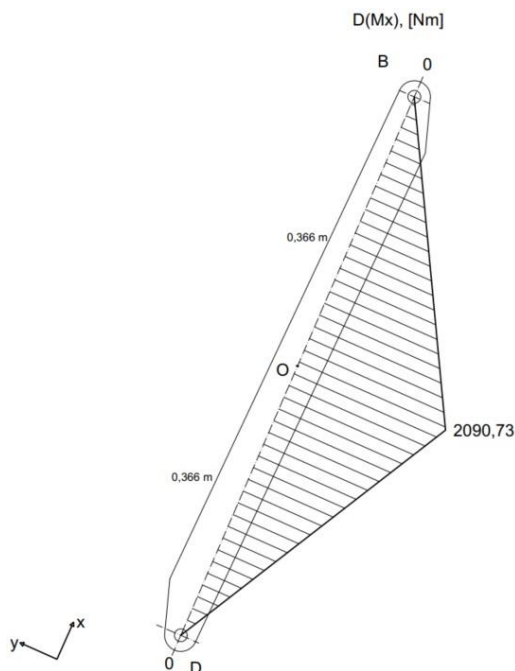
Promatrajući sile koje su paralelne s osi  $y$ , tj. okomite na  $x$  os poluge A-C, moguće je izraditi dijagram poprečnih sila (Slika 6.26.) čije su vrijednosti prikazane u [N], dok su udaljenosti karakterističnih točaka prikazane u [m].



Slika 6.26. Dijagram poprečnih sila za polugu B-D u uzdignutom položaju

Konačno, uzevši u obzir poprečne sile te pomnoživši ih s udaljenostima u karakterističnim točkama, moguće je izračunati momente savijanja oko  $x$  osi u karakterističnim točkama za polugu

$B-D$  u uzdignutom položaju. Vrijednosti na dijagramu prikazane su u [Nm], a udaljenosti od karakterističnih točaka u [m] (Slika 6.27.).



Slika 6.27. Dijagram momenata savijanja za polugu B-D u uzdignutom položaju

#### 6.4. Kriterij čvrstoće

Posljednji korak u provedbi analitičkog proračuna je provjera kriterija čvrstoće u karakterističnim točkama poluga u inicijalnom i krajnje uzdignutom položaju teretne platforme pod maksimalnim opterećenjem. Kao što je navedeno prethodno, pretpostavljeni materijal poluga je čelik S355J2+N, čija fizikalna svojstva su prikazana u *Tablici 3.3*. Prema [18], faktor sigurnosti  $S$  koji se uzima pri konstrukciji kolica za podizanje tereta iznosi:

$$S = 2.$$

Koristeći naveden faktor sigurnosti, najveće dopušteno normalno naprezanje za navedeni materijal tada iznosi:

$$\sigma_{\text{dop}} = \frac{R_e}{S} = \frac{355}{2} = 177,5 \text{ N/mm}^2,$$

dok najveće dopušteno tangencijalno naprezanje (također prema [16]) iznosi:

$$\tau_{\text{dop}} = 0,58 \cdot \sigma_{\text{dop}} = 0,58 \cdot 177,5 = 102,95 \text{ N/mm}^2.$$

Površina poprečnog presjeka poluga je pravokutnog presjeka. Visina  $h$  iznosi 65 mm, dok širina  $b$  iznosi 12 mm, pa iz toga proizlazi da površina poprečnog presjeka poluga iznosi:



$$A = h \cdot b = 65 \cdot 12 = 780 \text{ mm}^2.$$

Moment inercije za pravokutni poprečni presjek jednak je [16]:

$$I = \frac{1}{12} \cdot BH^3,$$

gdje  $B$  definira širinu, a  $H$  visinu pravokutnog poprečnog presjeka.

Kako bi kriterij čvrstoće bio zadovoljen, potrebno je:

$$\sigma_n \leq \sigma_{dop} \text{ i } \tau \leq \tau_{dop},$$

gdje  $\sigma_n$  predstavlja normalno naprezanje, a  $\tau$  tangencijalno naprezanje. Također, kod složenog stanja naprezanja ekvivalentno naprezanje  $\sigma_{eq}$  mora biti manje ili jednako maksimalnom dopuštenom normalnom naprežanju [19]:

$$\sigma_{eq} \leq \sigma_{dop},$$

dok naprezanje zbog savijanja također ne smije prelaziti vrijednost maksimalnog dopuštenog normalnog naprežanja [20]:

$$\sigma_M \leq \sigma_{dop}.$$

U daljnjem radu analizirat će se naprežanja na poluge  $A-C$  i  $B-D$  u inicijalnom i krajnje uzdignutom položaju teretne platforme pod maksimalnim opterećenjem.

#### 6.4.1. Poluge $A-C$ u inicijalnom položaju

Iz *Slike 6.13.* vidljivo je da najveća aksijalna sila koja djeluje na polugu  $A-C$  u inicijalnom položaju iznosi 38574,55 N, pa iz navedenog slijedi da najveće normalno naprežanje koje djeluje na polugu  $A-C$  u inicijalnom položaju iznosi:

$$\sigma_n = \frac{F}{A} = \frac{38574,55}{65 \cdot 12 \cdot 2} = 24,73 \text{ N/mm}^2.$$

Kao i u [16], površina poprečnog presjeka množena je s dva zbog činjenice da postoje dvije simetrične poluge koje preuzimaju opterećenje teretne platforme. Iz *Slike 6.14.* vidljivo je da najveća poprečna sila koja djeluje na polugu  $A-C$  u inicijalnom položaju iznosi 20251,67, pa iz navedenog slijedi da najveće tangencijalno naprežanje koje djeluje na polugu  $A-C$  u inicijalnom položaju iznosi:

$$\tau = \frac{F}{A} = \frac{20251,67}{65 \cdot 12 \cdot 2} = 12,98 \text{ N/mm}^2.$$

Uzevši u obzir izračunato normalno i tangencijalno naprezanje, slijedi da ekvivalentno naprezanje koje djeluje na polugu A-C u inicijalnom položaju iznosi [16]:

$$\sigma_{\text{eq}} = \sqrt{\sigma_n^2 + 3\tau^2} = \sqrt{24,73^2 + 3 \cdot 12,98^2} = 33,42 \text{ N/mm}^2.$$

Zbog djelovanja momenta savijanja u karakterističnim točkama, radi se i analiza naprezanja zbog savijanja  $\sigma_M$ :

$$\sigma_M = \frac{M \cdot y}{I},$$

gdje  $M$  predstavlja moment savijanja oko  $x$  osi u karakterističnoj točki,  $y$  predstavlja udaljenost od centra do gornje polovice visine  $H$  u karakterističnoj točki, a  $I$  već prethodno spomenuti moment inercije [16]. Kao što je vidljivo na *Slici 6.15.*, u točki  $O$  javlja se moment savijanja oko osi  $x$  od 886,57 Nm, pa iz toga proizlazi da naprezanje zbog savijanja u točki  $O$  iznosi:

$$\sigma_M = \frac{M \cdot y}{I_x} = \frac{886,57 \cdot 1000 \cdot 32,5}{\frac{1}{12}(12 \cdot 65^3 - 12 \cdot 16^3) \cdot 2} = 53,25 \text{ N/mm}^2.$$

U prethodnom slučaju dolazi do oduzimanja površina (kao i u [16]) jer u točki  $O$  nalazi se cijev promjera 16 mm. Također, iz *Slike 6.15.* vidljivo je da u točki  $E$  djeluje moment savijanja oko osi  $x$  od 542,23 Nm, pa iz toga proizlazi da naprezanje zbog savijanja u točki  $E$  iznosi:

$$\sigma_M = \frac{M \cdot y}{I_x} = \frac{542,23 \cdot 1000 \cdot 32,5}{\frac{1}{12} \cdot 12 \cdot 65^3 \cdot 2} = 32,08 \text{ N/mm}^2.$$

S obzirom da je poznato da u osloncima nema momenta savijanja, naprezanje zbog savijanja ne postoji u karakterističnim točkama  $A$  i  $C$ . Iz prethodnih izračuna može se zaključiti da proračunate vrijednosti ne prelaze maksimalne dopuštene vrijednosti normalnih i tangencijalnih naprezanja, te time je zadovoljen kriterij čvrstoće za polugu A-C u inicijalnom položaju.

#### 6.4.2. Poluge B-D u inicijalnom položaju

Isti postupak se ponavlja za B-D poluge. Iz *Slike 6.17.* vidljivo je da najveća aksijalna sila koja djeluje na polugu B-D u inicijalnom položaju iznosi 422,62 N, pa iz navedenog slijedi da najveće normalno naprezanje koje djeluje na polugu B-D u inicijalnom položaju iznosi:

$$\sigma_n = \frac{F}{A} = \frac{422,62}{65 \cdot 12 \cdot 2} = 0,27 \text{ N/mm}^2.$$

Kao i u [16], površina poprečnog presjeka množena je s dva zbog činjenice da postoje dvije simetrične poluge koje preuzimaju opterećenje teretne platforme. Iz *Slike 6.18.* vidljivo je da najveća poprečna sila koja djeluje na polugu *B-D* u inicijalnom položaju iznosi 2668,34 N, pa iz navedenog slijedi da najveće tangencijalno naprezanje koje djeluje na polugu *B-D* u inicijalnom položaju iznosi:

$$\tau = \frac{F}{A} = \frac{2668,34}{65 \cdot 12 \cdot 2} = 1,71 \text{ N/mm}^2.$$

Uzevši u obzir izračunato normalno i tangencijalno naprezanje, slijedi da ekvivalentno naprezanje koje djeluje na polugu *B-D* u inicijalnom položaju iznosi [16]:

$$\sigma_{\text{eq}} = \sqrt{\sigma_n^2 + 3\tau^2} = \sqrt{0,27^2 + 3 \cdot 1,71^2} = 2,97 \text{ N/mm}^2.$$

Kao što je vidljivo na *Slici 6.19.*, u točki *O* javlja se moment savijanja oko osi *x* od 886,57 Nm, pa iz toga proizlazi da naprezanje zbog savijanja u točki *O* iznosi:

$$\sigma_M = \frac{M \cdot y}{I_x} = \frac{886,57 \cdot 1000 \cdot 32,5}{\frac{1}{12}(12 \cdot 65^3 - 12 \cdot 16^3) \cdot 2} = 53,25 \text{ N/mm}^2.$$

S obzirom da je poznato da u osloncima nema momenta savijanja, naprezanje zbog savijanja ne postoji u karakterističnim točkama *B* i *D*. Iz prethodnih izračuna može se zaključiti da proračunate vrijednosti ne prelaze maksimalne dopuštene vrijednosti normalnih i tangencijalnih naprezanja, te time je zadovoljen kriterij čvrstoće za polugu *B-D* u inicijalnom položaju.

#### 6.4.3. Poluge *A-C* u uzdignutom položaju

Identičan postupak provodi se za poluge u krajnje uzdignutom položaju pri maksimalnom opterećenju. S obzirom da najveća normalna sila na poluzi *A-C* u uzdignutom položaju djeluje u točki *A* (*Slika 6.22.*, 12830,21 N), najveće normalno naprezanje koje djeluje na polugu *A-C* u uzdignutom položaju iznosi:

$$\sigma_n = \frac{F}{A} = \frac{12830,21}{65 \cdot 12 \cdot 2} = 8,22 \text{ N/mm}^2.$$

Iz *Slike 6.23.* vidljivo je da najveća poprečna sila koja djeluje na polugu *A-C* u uzdignutom položaju je u točki *O* te iznosi 17635,94 N, pa iz navedenog slijedi da najveće tangencijalno naprezanje koje djeluje na polugu *A-C* u uzdignutom položaju iznosi:

$$\tau = \frac{F}{A} = \frac{17635,94}{65 \cdot 12 \cdot 2} = 11,31 \text{ N/mm}^2.$$

Uzevši u obzir izračunato normalno i tangencijalno naprezanje, slijedi da najveće ekvivalentno naprezanje koje djeluje na polugu A-C u uzdignutom položaju iznosi [16]:

$$\sigma_{\text{eq}} = \sqrt{\sigma_n^2 + 3\tau^2} = \sqrt{8,22^2 + 3 \cdot 11,31^2} = 21,24 \text{ N/mm}^2.$$

Kao što je vidljivo na *Slici 6.24.*, u točki *O* javlja se moment savijanja oko osi *x* od 2090,73 Nm, pa iz toga proizlazi da naprezanje zbog savijanja u točki *O* iznosi:

$$\sigma_M = \frac{M \cdot y}{I_x} = \frac{2090,73 \cdot 1000 \cdot 32,5}{\frac{1}{12}(12 \cdot 65^3 - 12 \cdot 16^3) \cdot 2} = 125,58 \text{ N/mm}^2.$$

Također, iz *Slike 6.24.* vidljivo je da u točki *E* djeluje moment savijanja oko osi *x* od 478 Nm, pa iz toga proizlazi da naprezanje zbog savijanja u točki *E* iznosi:

$$\sigma_M = \frac{M \cdot y}{I_x} = \frac{478 \cdot 1000 \cdot 32,5}{\frac{1}{12} \cdot 12 \cdot 65^3 \cdot 2} = 23,28 \text{ N/mm}^2.$$

Iz prethodnih izračuna može se zaključiti da proračunate vrijednosti ne prelaze maksimalne dopuštene vrijednosti normalnih i tangencijalnih naprezanja, te time je zadovoljen kriterij čvrstoće za polugu A-C u uzdignutom položaju.

#### 6.4.4. Poluge B-D u uzdignutom položaju

Iz *Slike 6.25.* vidljivo je da najveća aksijalna sila koja djeluje na polugu B-D u inicijalnom položaju iznosi 12830,21 N, pa iz navedenog slijedi da najveće normalno naprezanje koje djeluje na polugu B-D u inicijalnom položaju iznosi:

$$\sigma_n = \frac{F}{A} = \frac{12830,21}{65 \cdot 12 \cdot 2} = 8,22 \text{ N/mm}^2.$$

Kao i u [16], površina poprečnog presjeka množena je s dva zbog činjenice da postoje dvije simetrične poluge koje preuzimaju opterećenje teretne platforme. Iz *Slike 6.26.* vidljivo je da najveća poprečna sila koja djeluje na polugu B-D u inicijalnom položaju iznosi 5712,38 N, pa iz navedenog slijedi da najveće tangencijalno naprezanje koje djeluje na polugu B-D u inicijalnom položaju iznosi:

$$\tau = \frac{F}{A} = \frac{5712,38}{65 \cdot 12 \cdot 2} = 3,66 \text{ N/mm}^2.$$

Uzevši u obzir izračunato normalno i tangencijalno naprezanje, slijedi da ekvivalentno naprezanje koje djeluje na polugu B-D u inicijalnom položaju iznosi [16]:

$$\sigma_{\text{eq}} = \sqrt{\sigma_n^2 + 3\tau^2} = \sqrt{8,22^2 + 3 \cdot 3,66^2} = 10,38 \text{ N/mm}^2.$$

Kao što je vidljivo na *Slici 6.27.*, u točki *O* javlja se moment savijanja oko osi *x* od 2090,73 Nm, pa iz toga proizlazi da naprezanje zbog savijanja u točki *O* iznosi:

$$\sigma_M = \frac{M \cdot y}{I_x} = \frac{2090,73 \cdot 1000 \cdot 32,5}{\frac{1}{12}(12 \cdot 65^3 - 12 \cdot 16^3) \cdot 2} = 125,58 \text{ N/mm}^2.$$

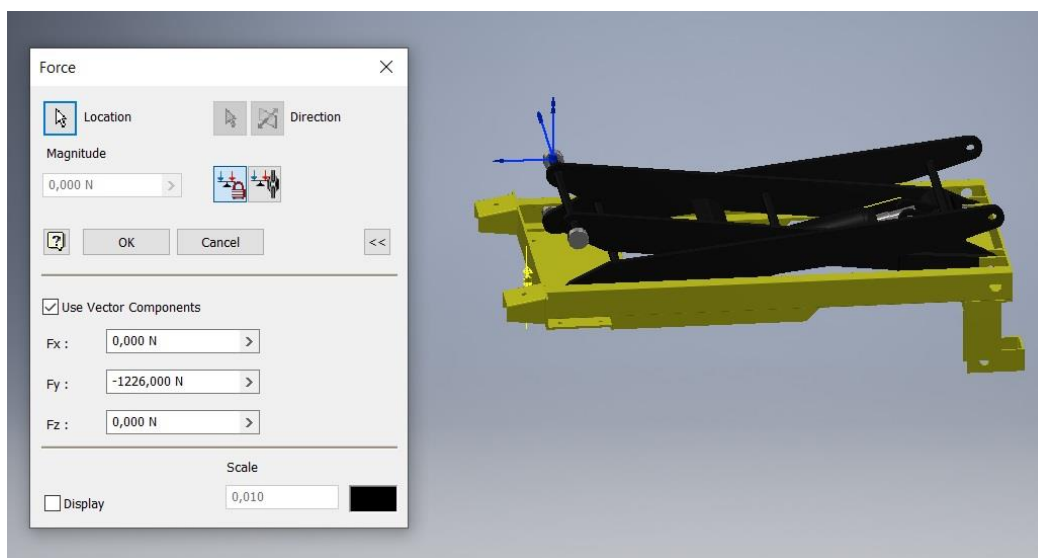
S obzirom da je poznato da u osloncima nema momenta savijanja, naprezanje zbog savijanja ne postoji u karakterističnim točkama *B* i *D*. Iz prethodnih izračuna može se zaključiti da proračunate vrijednosti ne prelaze maksimalne dopuštene vrijednosti normalnih i tangencijalnih naprezanja, te time je zadovoljen kriterij čvrstoće za polugu *B-D* u inicijalnom položaju.

## 7. SOFTVERSKI IZRAČUN SILE U CILINDRU I USPOREDBA REZULTATA

Kako bi se stekla pouzdanost u točnost prethodno dobivenih rezultata sile u cilindru, na računalnom modelu simuliraju se zadani parametri pomoću *Inventor* alata „Dynamic simulation“.

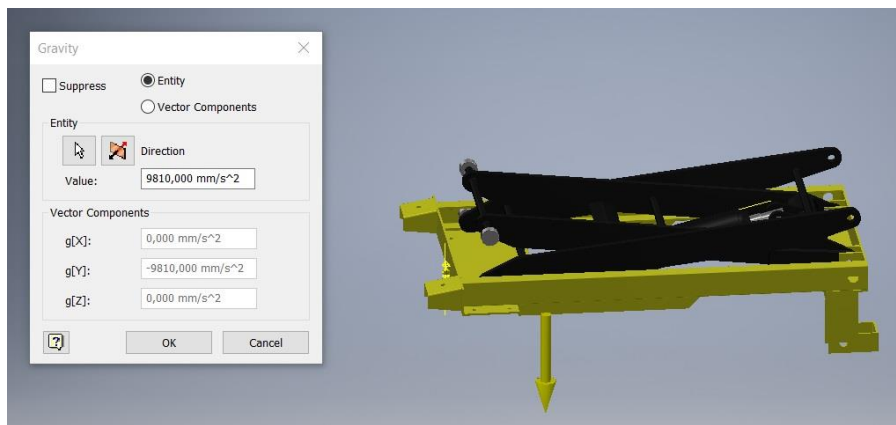
Radi se o jednom od najsnažnijih alata koje spomenuti softver posjeduje, te pomoću kojeg je korisnicima omogućeno predviđanje kinetičkog ponašanja njihovih konstrukcija. Nailazi na široku primjenu poput računanje najveće poprečne sile, „oblikovanja“ hidrauličnih cilindara te opruga, predviđanja efekata trenja na sklop, predviđanja ponašanja modela s obzirom na definirano opterećenje itd. U odnosu na analizu metodom konačnih elemenata pomoću koje se rade izračuni strukturnih naprezanja, deformacija, progiba i pomaka, dinamička simulacija pretpostavlja da su svi modeli kruti (ne mogu se deformirati), te na taj način radi izračune pomaka, brzina, ubrzanja, sila i momenata dinamičkog sustava. [17]

Za promatrani slučaj, kako bi simulacija bila brže izvedena, izrađuje se sklop od dva glavna podsklopa – podvozja i podiznog mehanizma (hidraulički cilindar i setovi poluga). Potom se na izrađenom sklopu definira opterećenje. Opterećenje za promatrani slučaj definirano je kao četiri sile postavljene na krajeve svake od četiri poluga magnitude 1226 N (*Slika 7.1.*), što predstavlja ekvivalent maksimalnog opterećenja, težine teretne platforme i dijelova potrebnih za međusobno spajanje podsklopova.



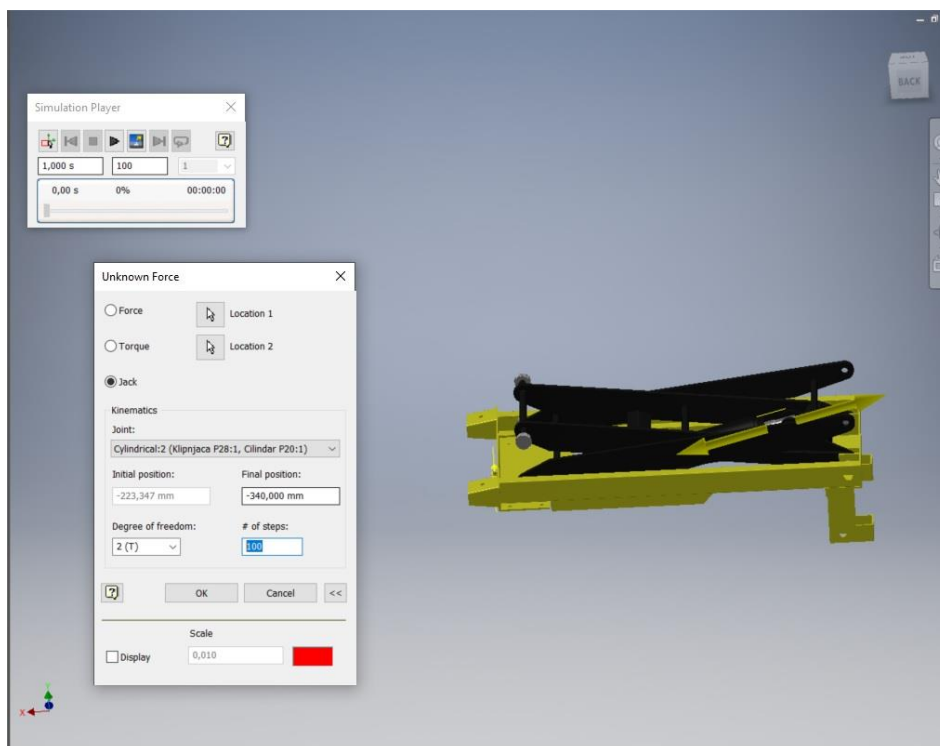
*Slika 7.1. Definiranje opterećenja*

U svrhu dobivanja preciznijih rezultata, uključuje se utjecaj sile teže na nepomičnom dijelu sklopa, tj. na podvozju (*Slika 7.2.*).



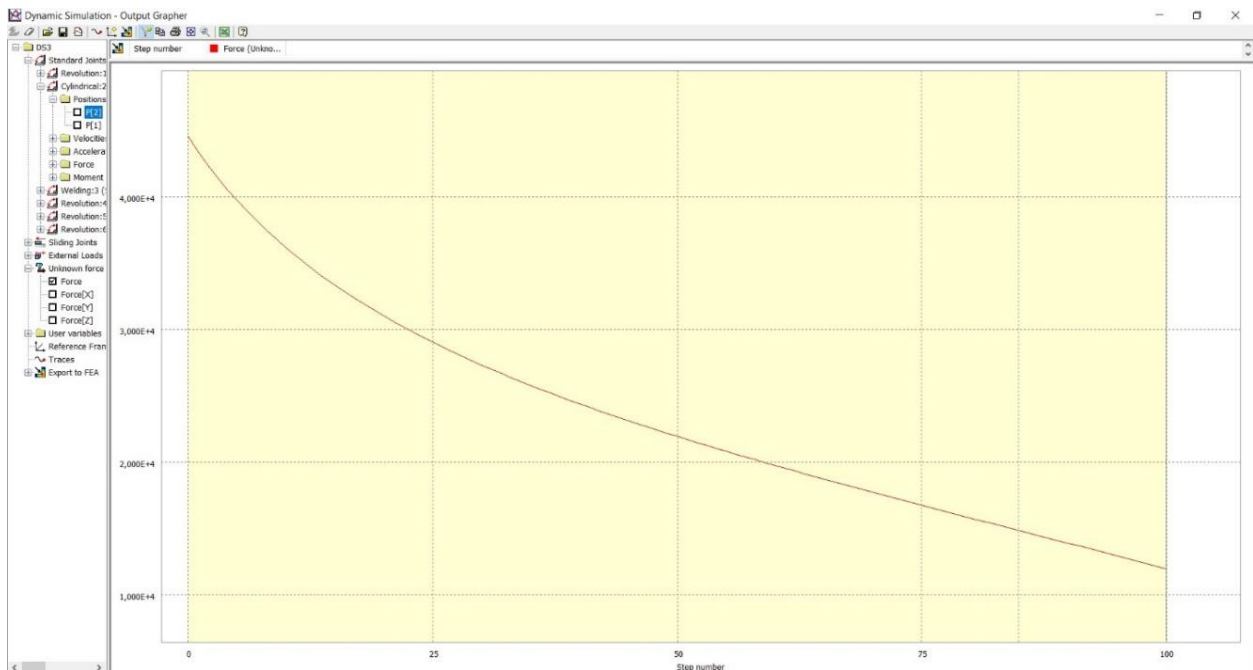
Slika 7.2. Utjecaj sile teže na sklop

Ukoliko su svi spojevi ispravno prepoznati od strane softvera i nema potrebe za daljnjim korekcijama, pristupa se traženju sile u cilindru uz korištenje modula „Unknown Force“. U navedenom modulu odabire se vrste sile, a za ovaj slučaj odabrana je dizalica uz definiranu konačnu poziciju klipnjače (Slika 7.3.).



Slika 7.3. Definiranje tražene sile

Nakon što je simulacija pokrenuta, uz prikaz kinematskog gibanja sklopa, istovremeno se pojavljuje graf (Slika 7.4.) koji prikazuje iznos sile u cilindru u ovisnosti o određenom broju koraka simulacije (odnosno poziciji klipnjače).

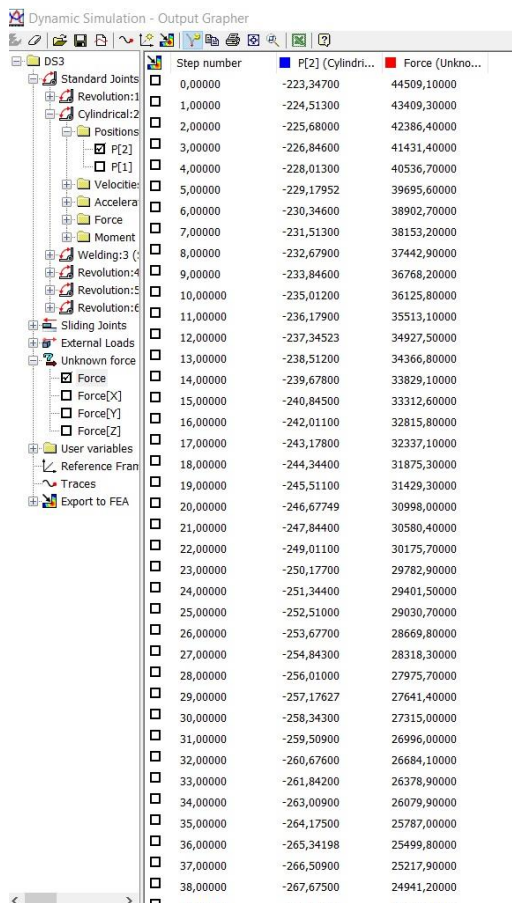


Slika 7.4. Magnituda sile u cilindru u ovisnosti o broju koraka

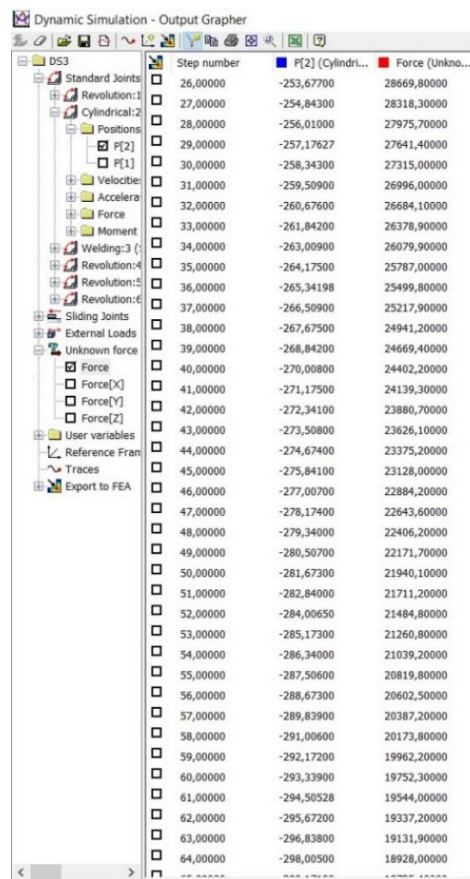
### 7.1. Usporedba rezultata dobivenih pomoću softvera i analitičkim putem

Uz prethodno prikazani graf, tijekom izvođenja simulacije moguće je vidjeti vrijednost tražene veličine (sile, pomaka, brzine, ubrzanja, momenta, tj. sile u ovom slučaju) za svaki pojedini korak simulacije. Na *Slici 7.5.*, *Slici 7.6.* i *Slici 7.7.* prikazane su sve dobivene vrijednosti sila u ovisnosti o koraku korištenjem dinamičke simulacije.



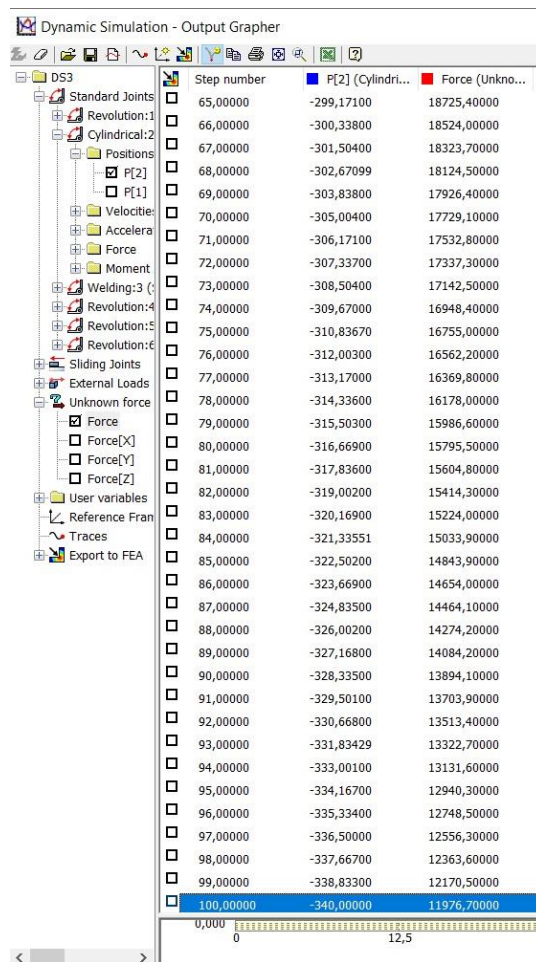


Slika 7.5. Rezultati simulacije



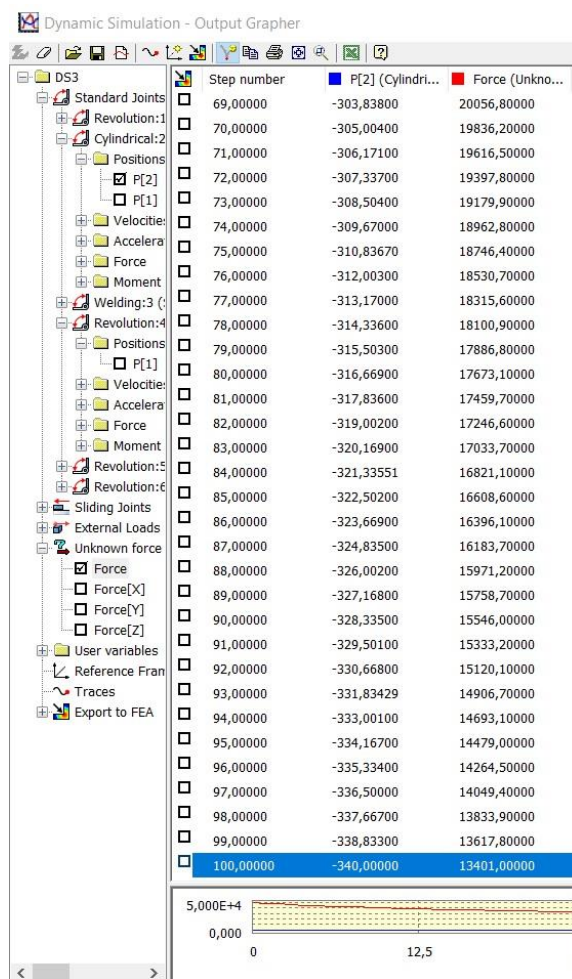
Slika 7.6. Rezultati simulacije

Kao što je vidljivo na Slici 7.5., pri inicijalnom (nultom) koraku, tj. kada su kolica pod maksimalnim opterećenjem u spušenom položaju teretne platforme, sila u cilindru koja je potrebna da se cilindar suprotstavi čitavom sustavu iznosi 44509,1 N. Kada se uspoređi dobivena sila pomoću simulacije sa silom dobivenom analitičkom metodom u spušenom položaju ( $F_P = 42777,94$  N), dobiva se razlika od 1731,14 N ili 3,9%. Dobiveno odstupanje je zadovoljavajuće čime se proračun dobiven analitičkom metodom može smatrati relevantnim.



Slika 7.7. Rezultati simulacije

Kao što je vidljivo na Slici 7.7., pri posljednjem koraku, tj. kada su kolica pod maksimalnim opterećenjem u uzdignutom položaju teretne platforme, sila u cilindru koja je potrebna da se cilindar suprotstavi čitavom sustavu iznosi 11976,7 N. Kada se uspoređi dobivena sila pomoću simulacije sa silom dobivenom analitičkom metodom u uzdignutom položaju ( $F_P = 14153,01$  N), dobiva se razlika od 2176,31 N ili 15,4%. Dobiveno odstupanje je mnogo veće nego kod inicijalnog položaja jer je za navedeni slučaj opterećenje ravnomjerno raspoređeno, dok je kod proračuna analitičkom metodom maksimalno opterećenje na samom kraju teretne platforme. Kada se simulacija korigira na način da se opterećenje postavi na kraj teretne platforme, dobiju se rezultati prikazani na Slici 7.8.



Slika 7.8. Rezultati simulacije

Može se uočiti da u ovom slučaju razlika između sila dobivenih simulacijom i proračunom analitičkom metodom sada iznosi 752,01 N ili 5,3%, čime se može zaključiti da proračun dobiven analitičkom metodom može se smatrati relevantnim i u slučaju krajnje uzdignute teretne platforme. S obzirom da nije realno za očekivati da će se maksimalno opterećenje nalaziti na samom kraju teretne platforme, potrebno je o navedenom voditi računa pri konstruiranju kako ne bi došlo do nepotrebnog predimenzioniranja pojedinih dijelova teretnih kolica.

## 8. ANALIZA METODOM KONAČNIH ELEMENATA (AMKE) ŠKARASTOG PODSKLOPA

Nakon što je uz korištenje alata *dinamička simulacija* potvrđena vrijednost sile u cilindru za inicijalni i krajnje uzdignuti položaj, pristupa se analizi metodom konačnih elemenata (engl. *Finite Element Analysis – FEA*) škarastog podsklopa kako bi se stekla potvrda rezultata kriterija čvrstoće dobivenih analitičkom metodom.

*AMKE* ili *FEA* je proces predviđanja ponašanja objekta temeljen na izračunima izrađenima pomoću metode konačnih elemenata (*MKE* ili engl. *Finite Element Method – FEM*). Dok *MKE* je matematička tehnika, *AMKE* je zapravo interpretacija rezultata dobivenih pomoću *MKE*. Zahvaljujući *AMKE*, inženjeri dobivaju uvid u kompleksne sisteme i strukture, pomažući im lakše donijeti odluke zbog veće informiranosti o navedenom. [21]

*AMKE* se zasniva na podjeli analiziranog objekta na male dijelove koji zajedno čine mrežu konačnih elemenata čije je diferencijalne jednadžbe zatim lakše riješiti. Potom se rezultati svih elemenata skupe i čine pravilan prikaz rezultata ispitivanih mehaničkih ponašanja širom objekta. Dobiveni rezultati su zapravo računalne aproksimacije rezultata čije vrijednosti konvergiraju te se na taj način može zaključiti da su se približili određenoj stvarnoj vrijednosti. [2]

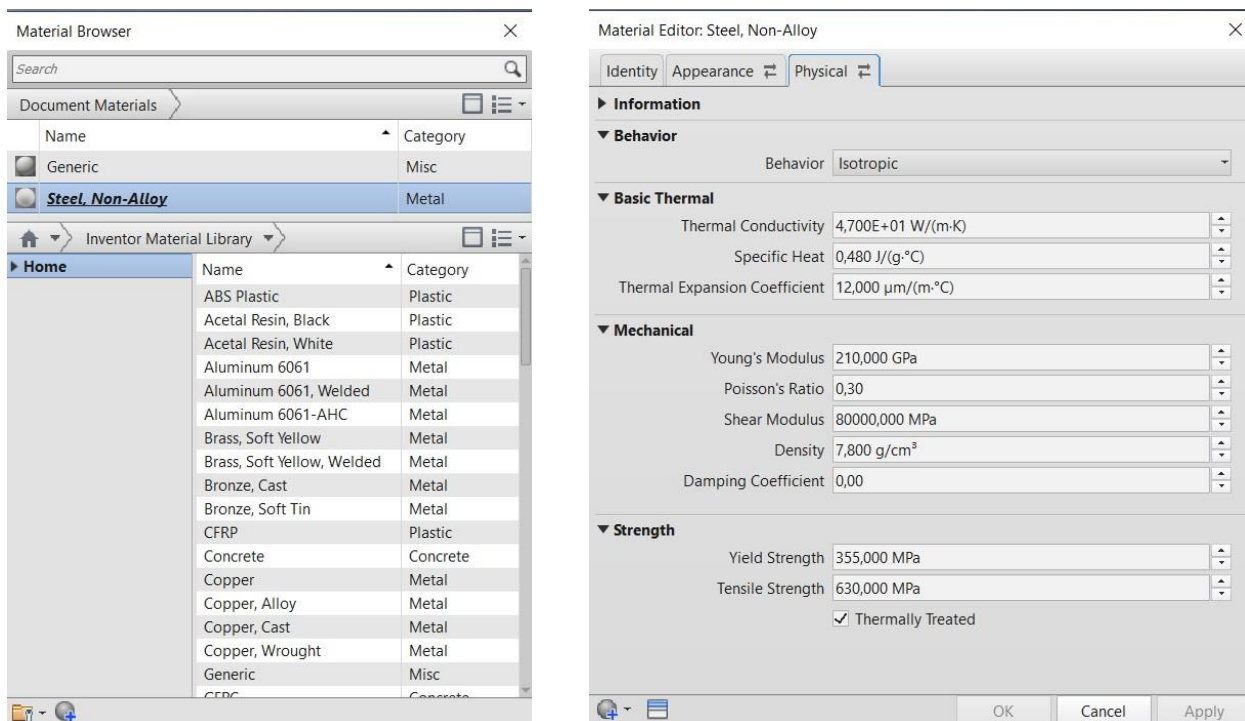
Proces provedbe *AMKE* sastoji se od [2]:

1. izrade geometrije modela te dodjeljivanja svojstva i značajki materijala modela,
2. definiranje rubnih uvjeta – ograničenja (oslonac, uklještenje) i opterećenja modela (sila, tlak, moment i dr.),
3. umrežavanja – pretvaranje geometrijskog modela u numerički model,
4. procesiranja – rješavanja diferencijalnih jednadžbi nastalih definiranim rubnim uvjetima, značajkom materijala te umrežavanjem,
5. analiza i interpretacija dobivenih rezultata,
6. (iterativna) modifikacija modela do dobivanja željenih rezultata.

*AMKE* danas ima široku primjenu kada je potrebno analizirati polja mehaničkih naprezanja i pomaka, elektromagnetska polja, polja toka topline i temperature, polja protoka fluida i tlaka, a najznačajniji sektori koji danas koriste *AMKE* su građevinarstvo, zrakoplovno inženjerstvo, automobilska industrija itd. [21, 2]

Prethodno opisani postupak *AMKE* provest će se na oba para poluga škarastog podsklopa, u inicijalnom i krajnje uzdignutom položaju.

Kao što je navedeno, prvi korak je izrada geometrijskog modela i definiranje svojstva i značajki materijala. Izrada geometrijskih modela je već prikazana u poglavlju br. 4, a oba para poluga izrađena su od istog materijala – S355J2+N. Fizikalne karakteristike navedenog materijala prikazane su u *Tablici 3.3.*, te se upisuju *editor* materijala (*Slika 8.1.*).



*Slika 8.1. Značajke i svojstva materijala*

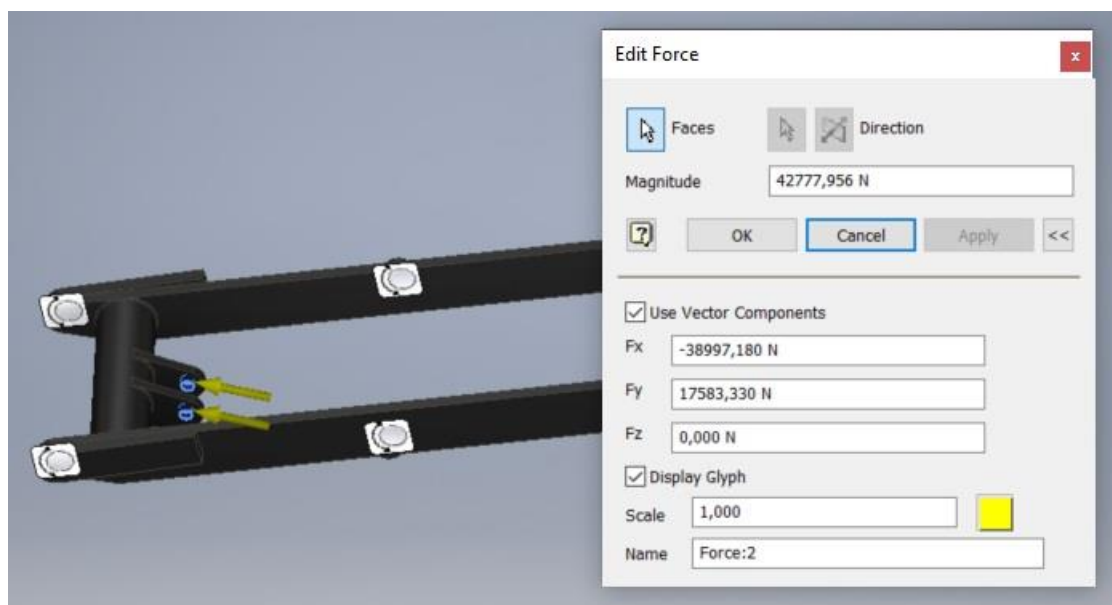
## 8.1. Poluge A-C u inicijalnom položaju

Nakon definiranja svojstva materijala, pristupa se definiranju rubnih uvjeta. Kao što je vidljivo na *Sl. 8.2.*, oslonci (engl. *Pin*) postavljeni su na središte i na donji kraj para poluga zato što na tim mjestima par poluga A-C ima mogućnost zakretanja na sklopnom modelu.

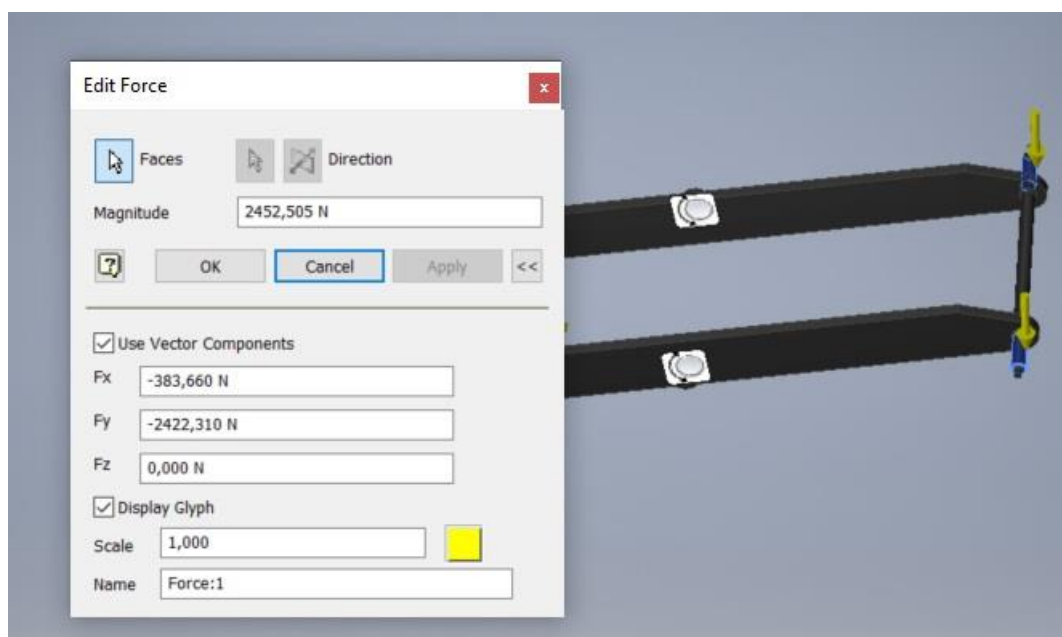


*Slika 8.2. Definiranje ograničenja*

Daljnji korak je definiranje opterećenja (*Slika 8.3.* i *Slika 8.4.*). Ograničenja se definiraju pomoću izračunatih vrijednosti iz *Slike 6.12.* vektorskim zapisom, pazeći na orijentaciju komponenata sila.



*Slika 8.3. Definiranje opterećenja*

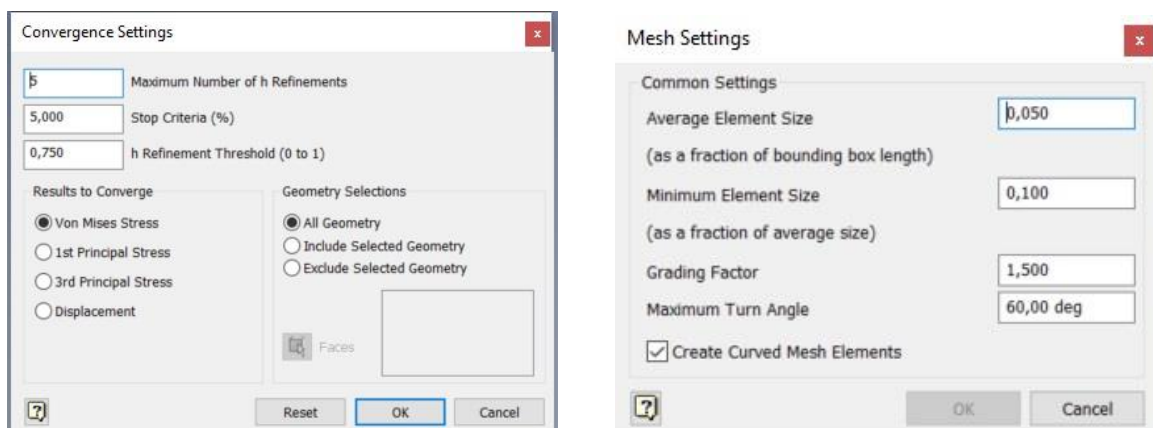


*Slika 8.4. Definiranje opterećenja*

Nakon definiranih rubnih uvjeta, pristupa se umrežavanju. Kako bi se dobio što bolji (manji) postotak konvergencije, odnosno kako bi se „poboljšali“ rezultati, prosječna veličina elementa u mreži postavljena je na 0,05, a minimalna veličina elementa na 0,1. Također, u postavkama konvergencije postavljen je maksimalan broj  $h$  refinemenata na 5, a zaustavni kriterij na 5% (*Slika 8.5.*). U Autodesk Inventoru koristi se  $h$ - $p$  refinement pristup uz dodatnu adaptaciju, tj. program će promijeniti elemente samo oko područja najvećih naprezanja čime se postiže

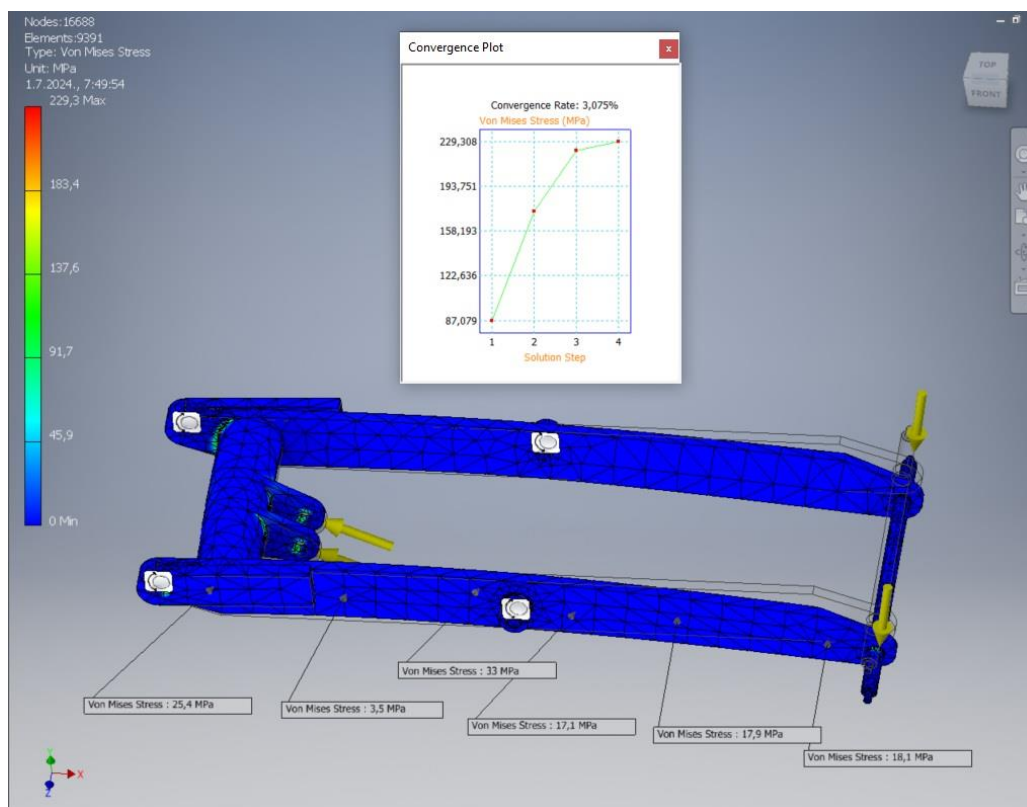


optimizacija vremena potrebnog za analizu i preciznost rezultata. Moguće je u Inventoru kontrolirati samo  $h$  refinement, dok program sam povećava  $p$  refinement svaku treću iteraciju za komponentu i svaku drugu za sklop. [1]



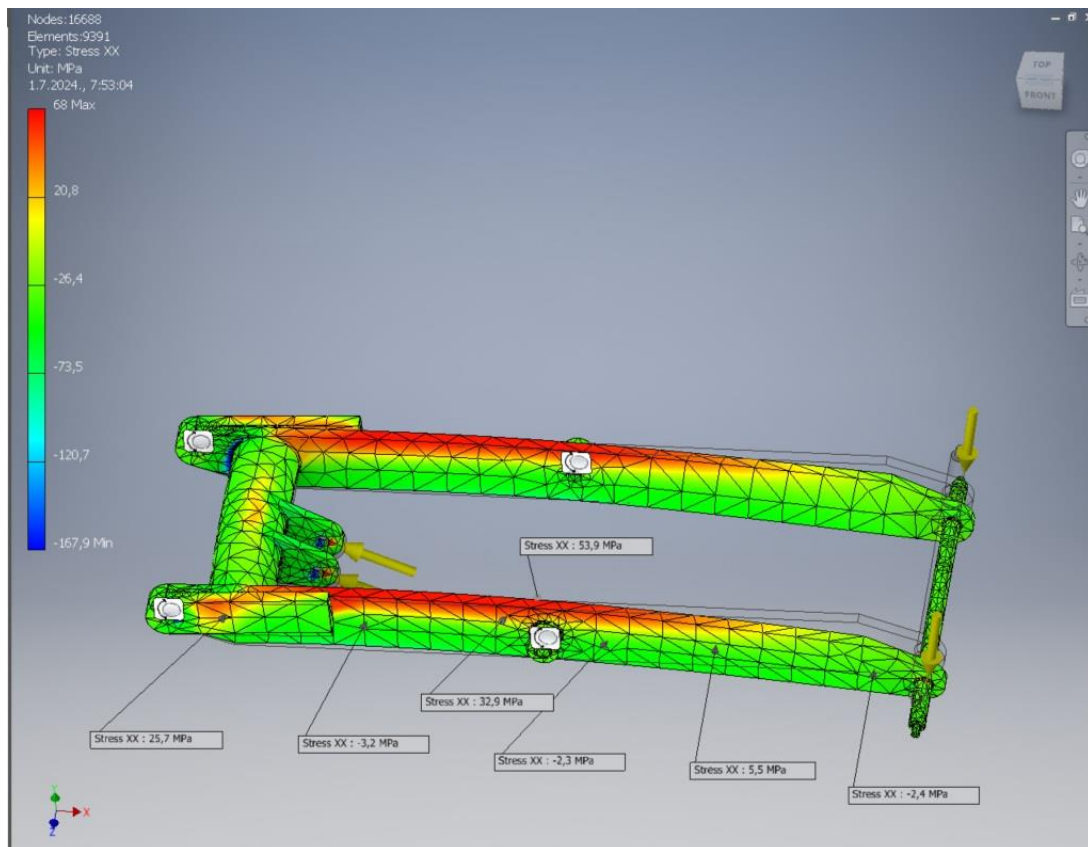
Slika 8.5. Definiranje postavka umrežavanja i konvergencije

Uz sada sve prethodno potrebno definirane uvjete, pokreće si procesiranje. Na Slici 8.6., promatrajući samo jednu polugu, vidljivo je da dobivena raspodjela vrijednosti ekvivalentnog von Mises-ovog naprezanja uvelike odgovara analitičkoj metodi (razlika od 0,42 MPa između analitičke i numeričke metode) uz stopu konvergencije od 3%. Također, na slici je vidljivo kako u područjima zavora i djelovanja spojnih elemenata djeluje veliko ekvivalentno naprezanje, te će u nastavku biti potrebna modifikacija para poluga.



Slika 8.6. Raspodjela ekvivalentnog von Mises-ovog naprezanja

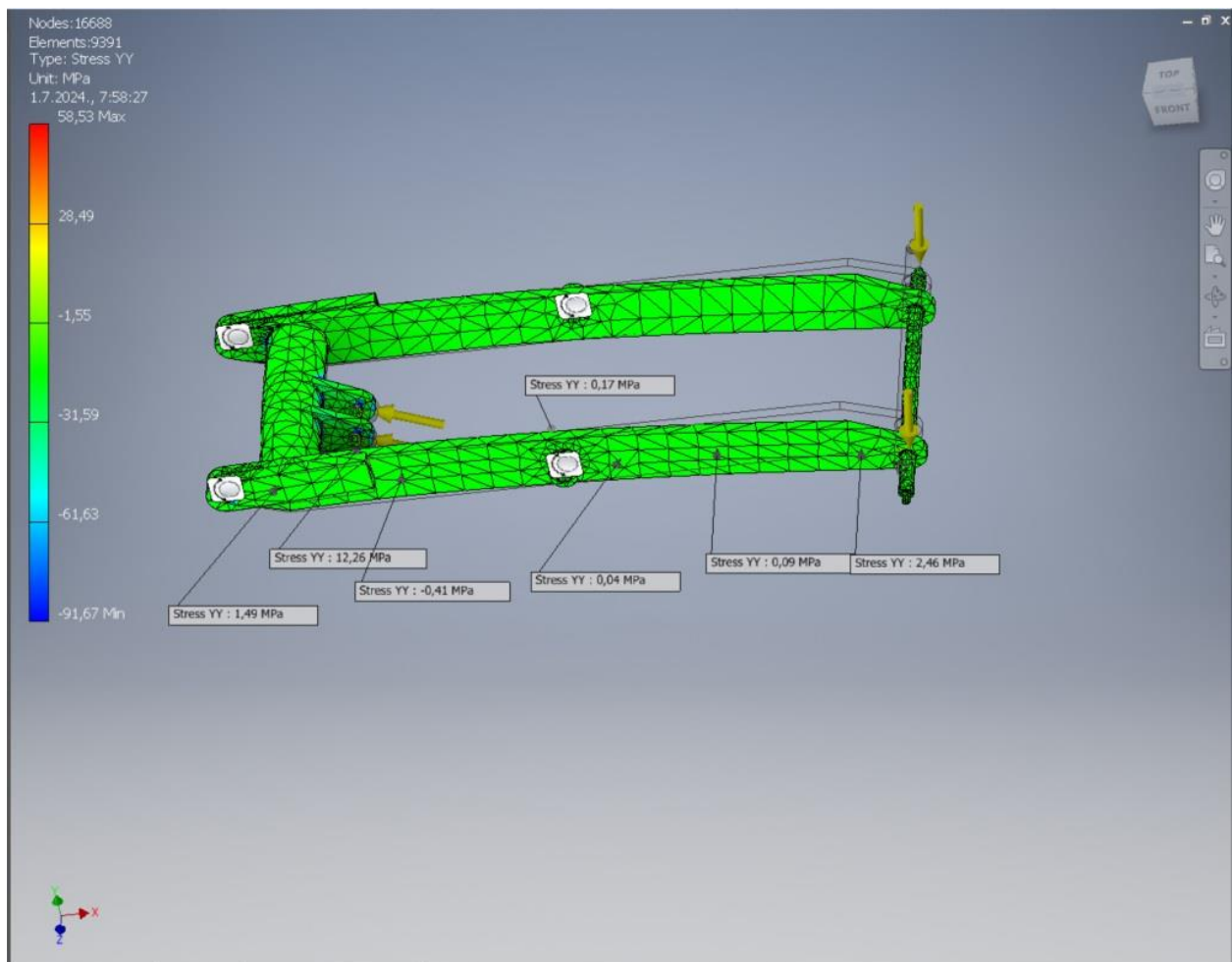
Na *Slici 8.7.* prikazana je raspodjela normalnog naprezanja na paru poluga A-C u inicijalnom položaju. Vidljivo je da dobivena raspodjela vrijednosti normalnog naprezanja uvelike odgovara analitičkoj metodi (razlika od  $1 \text{ N/mm}^2$  ili MPa između maksimalnih vrijednosti dobivenih analitičkom i numeričkom metodom). Također, u točki O uslijed djelovanja naprezanja zbog savijanja vidljiva je razlika od 1,3 MPa.



*Slika 8.7. Raspodjela normalnog naprezanja*

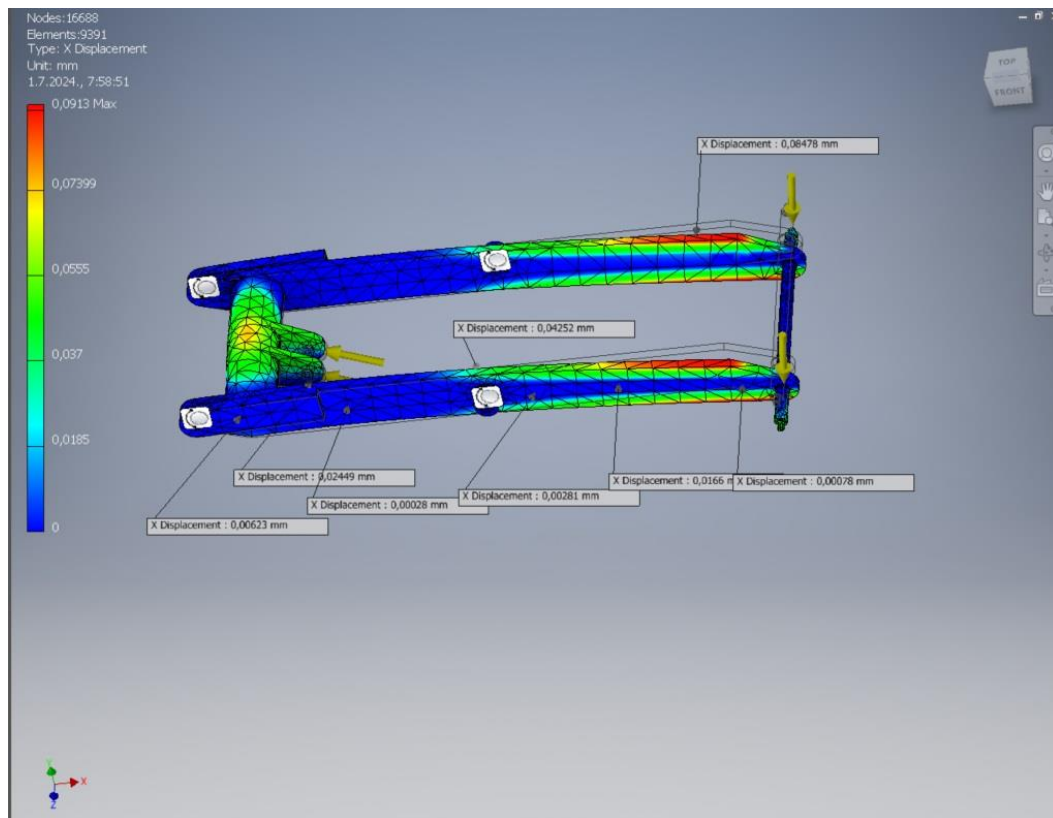
Na *Slici 8.8.* prikazana je raspodjela tangencijalnog naprezanja na paru poluga A-C u inicijalnom položaju. Vidljivo je da dobivena raspodjela vrijednosti normalnog naprezanja uvelike odgovara analitičkoj metodi (razlika od 0,72 MPa između maksimalnih vrijednosti dobivenih analitičkom i numeričkom metodom).





*Slika 8.8. Raspodjela normalnog naprezanja*

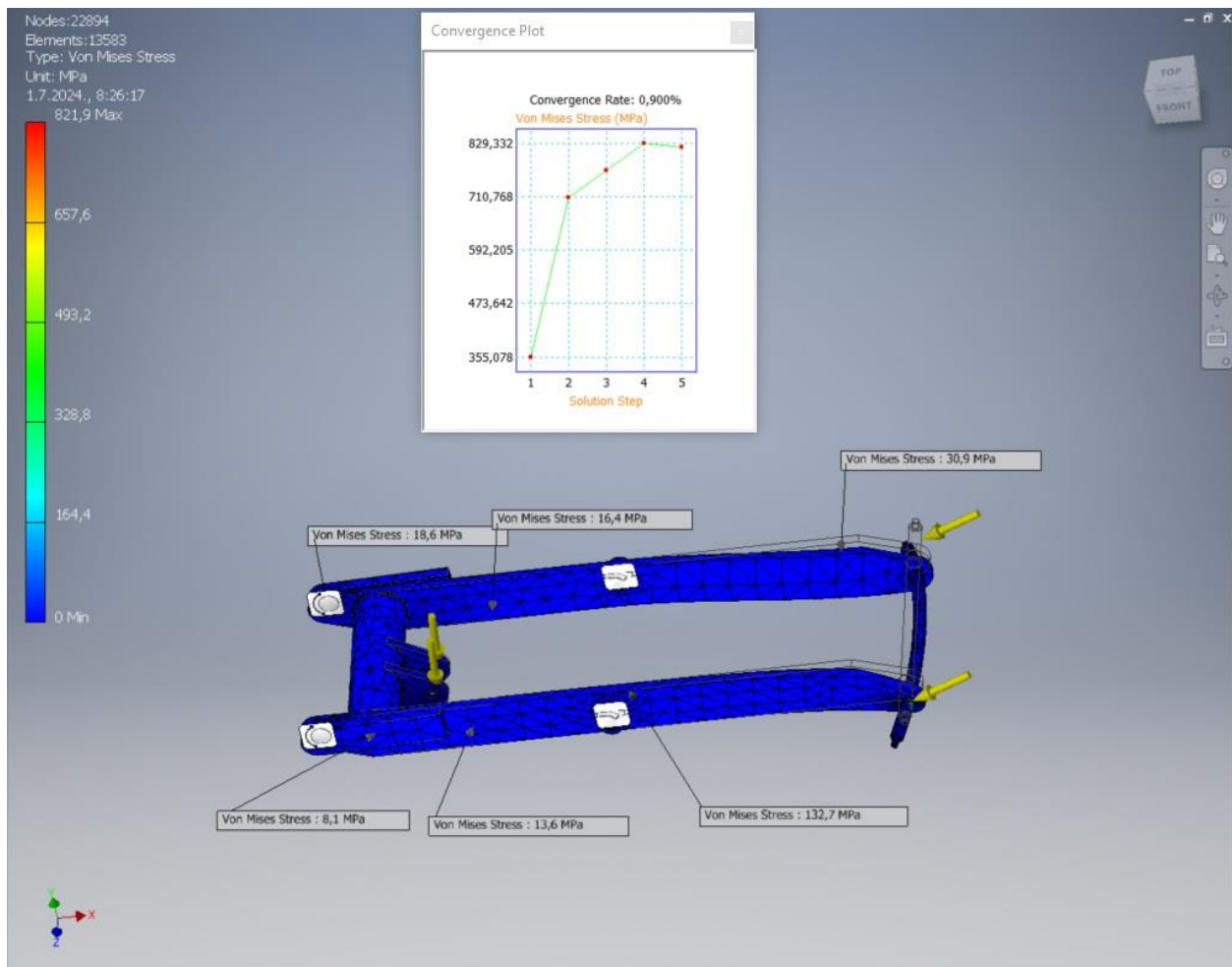
S obzirom da u incijalnom položaju na par poluga A-C djeluje maksimalno opterećenje, na *Slici 8.9.* prikazani su progibi nastali uslijed djelovanja maksimalnog opterećenja na par poluga.



Slika 8.9. Raspodjela i vrijednosti progiba uslijed djelovanja maksimalnog naprezanja

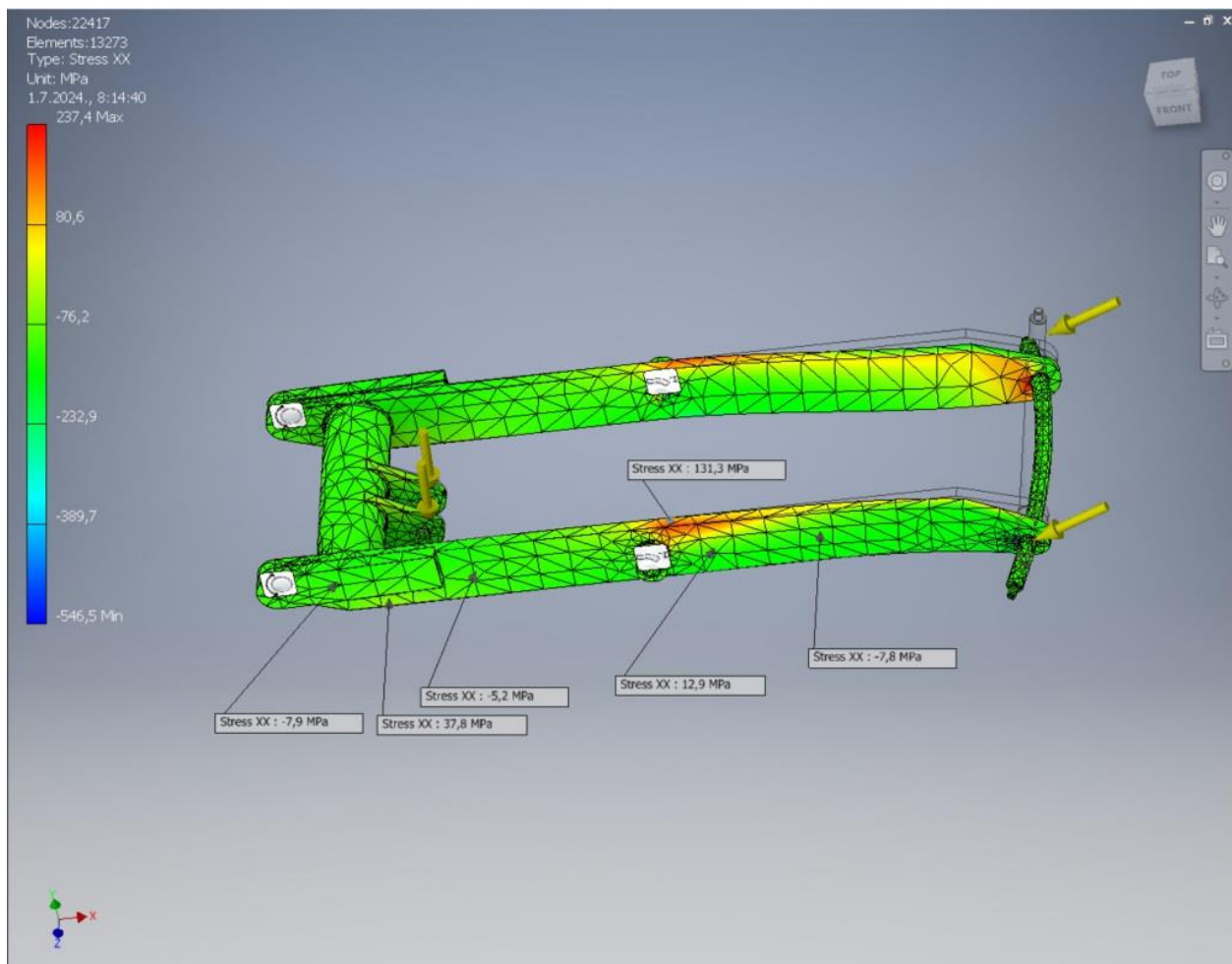
## 8.2. Poluge A-C u uzdignutom položaju

Na identičan način kao u prethodnom potpoglavlju ispunjavaju se uvjeti za provedbu *AMKE*, no ovog puta se definiranje opterećenja vrši prema *Slici 6.21*. Na *Slici 8.10.*, promatravši samo jednu polugu, vidljivo je da dobivena raspodjela vrijednosti ekvivalentnog von Mises-ovog naprezanja ovog puta nešto više odstupa od analitičke metode (razlika od 2,64 MPa između analitičke i numeričke metode) uz stopu konvergencije od 0,9%. Također, na slici je vidljivo kako u područjima zavora i djelovanja spojnih elemenata djeluje veliko ekvivalentno naprezanje, te će u nastavku biti potrebna modifikacija para poluga.



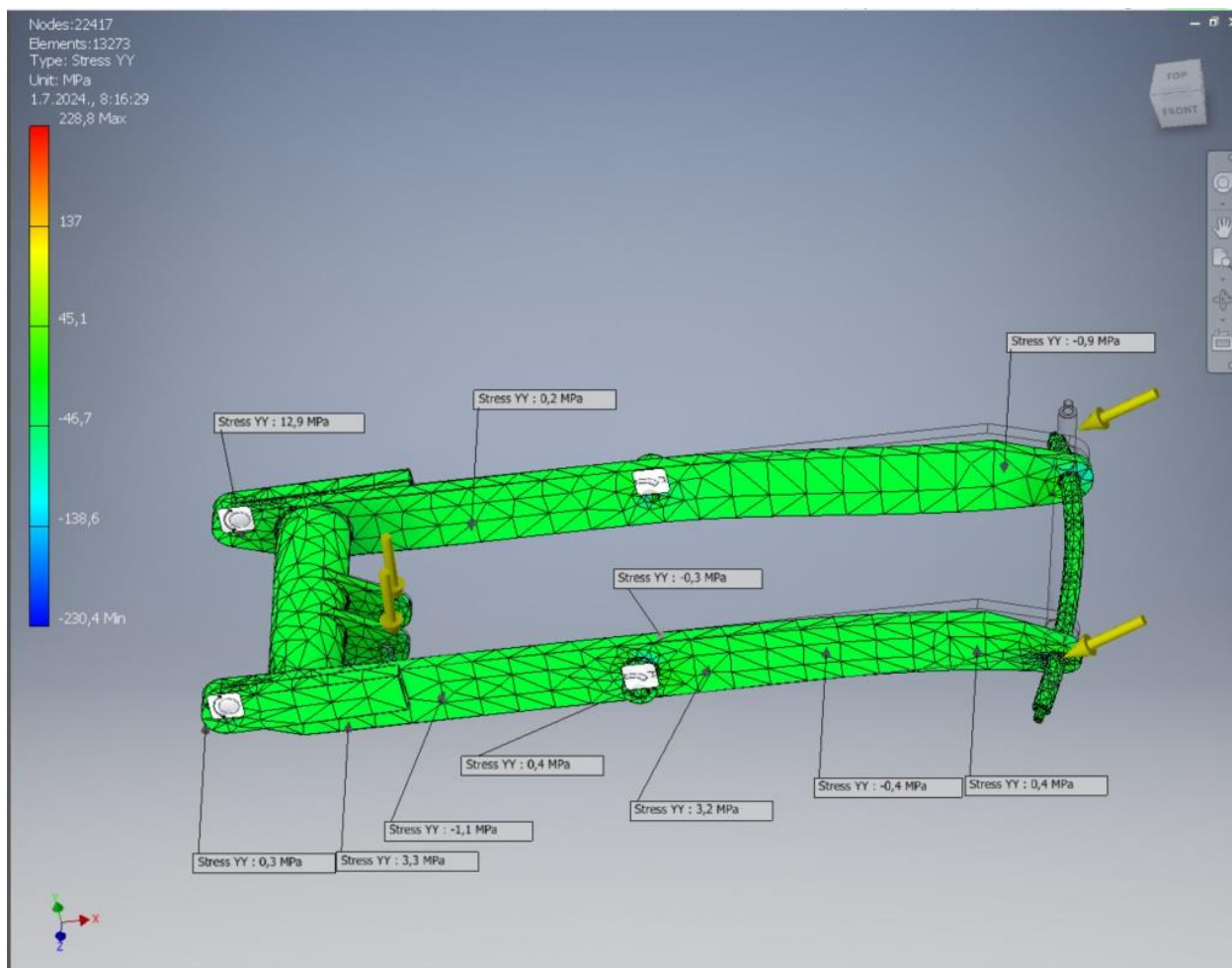
Slika 8.10. Raspodjela ekvivalentnog von Mises-ovog naprezanja

Na Slici 8.11. prikazana je raspodjela normalnog naprezanja na paru poluga A-C u uzdignutom položaju. Kada se gleda područje na poluzi gdje je u analitičkom proračunu maksimalna vrijednost normalnog naprezanja, vidljivo je da dobivena raspodjela vrijednosti normalnog naprezanja uvelike odgovara analitičkoj metodi (razlika od 0,4 MPa). Također, u točki O uslijed djelovanja naprezanja zbog savijanja vidljiva je razlika od 5,7 MPa.



*Slika 8.11. Raspodjela normalnog naprezanja*

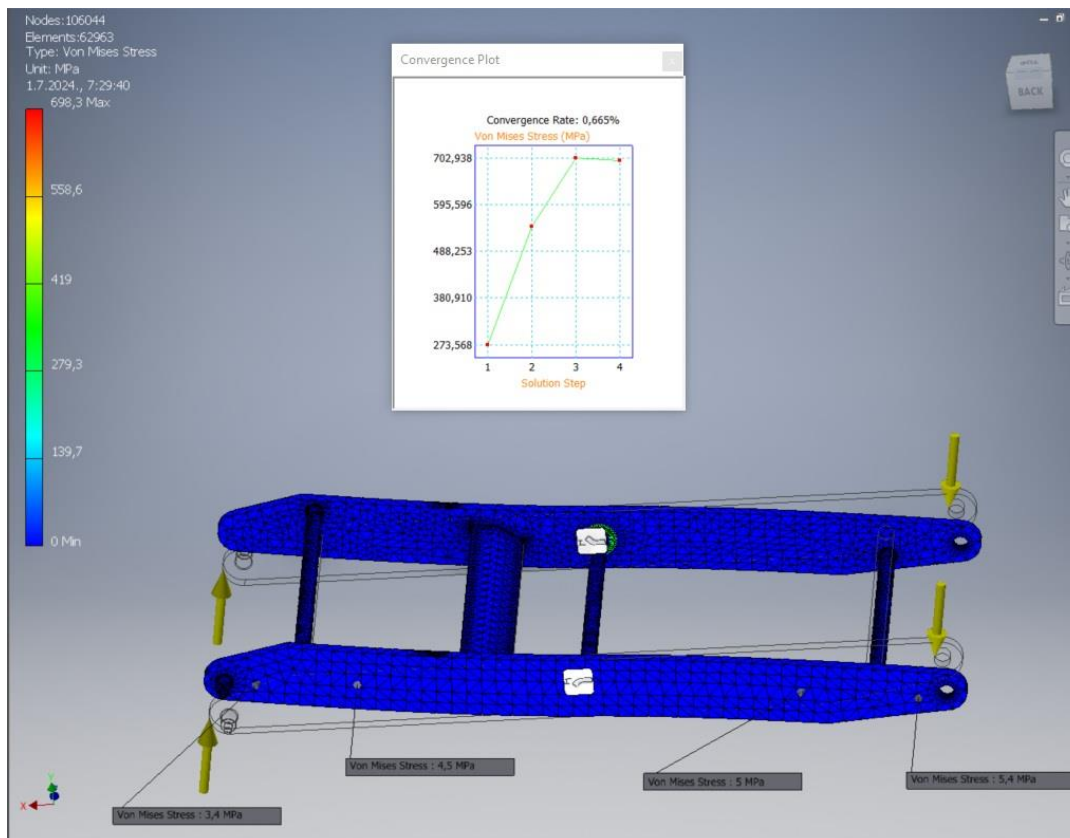
Na *Slici 8.12.* prikazana je raspodjela tangencijalnog naprezanja na paru poluga A-C u uzdignutom položaju. Vidljivo je da dobivena raspodjela vrijednosti tangencijalnog naprezanja u promatranom području okvirno odgovara analitičkoj metodi (razlika od 1,6 MPa između maksimalnih vrijednosti dobivenih analitičkom i numeričkom metodom).



Slika 8.12. Raspodjela tangencijalnog naprezanja

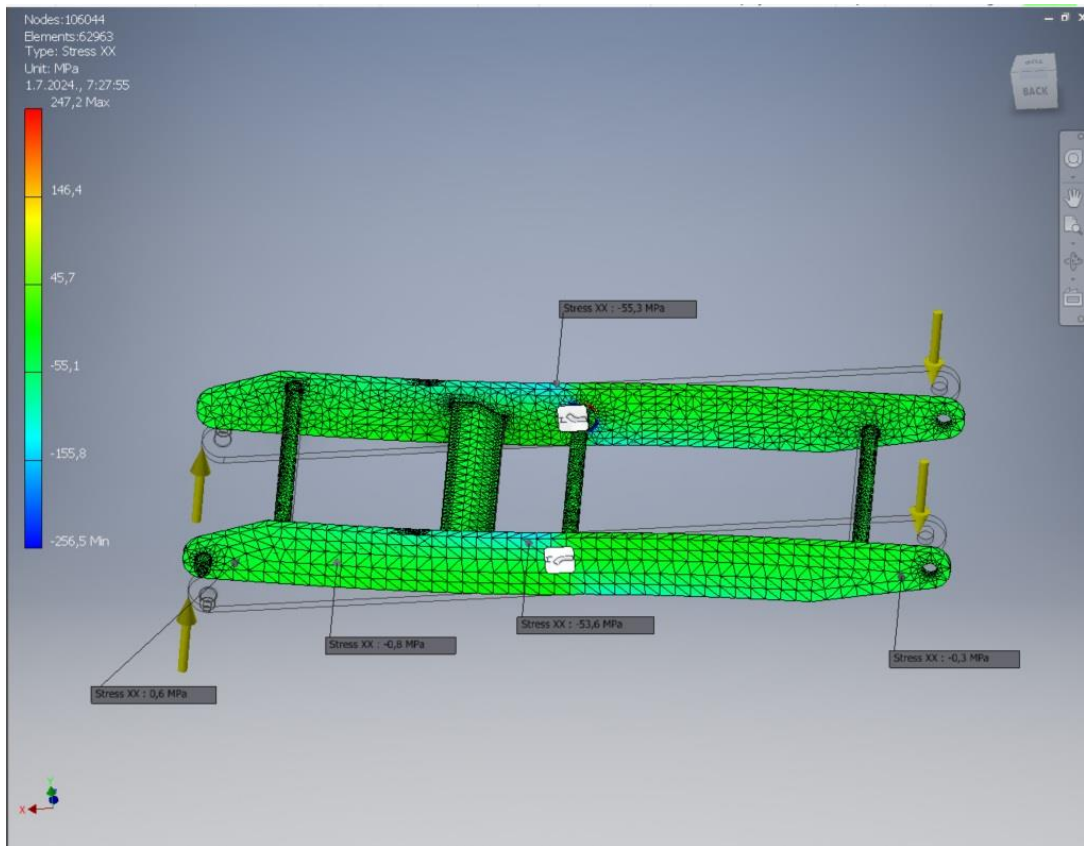
### 8.3. Poluge B-D u inicijalnom položaju

Kao u prethodnom potpoglavlju ispunjavaju se uvjeti za provedbu *AMKE*, no ovog puta se definiranje opterećenja vrši prema *Slici 6.16.*, dok se ograničenje definira uklještenjem (engl. *Fix*) središnje šipke. Na *Slici 8.13.*, promatrajući samo jednu polugu, vidljivo je da dobivena raspodjela vrijednosti ekvivalentnog von Mises-ovog naprezanja odstupa od analitičke metode za 2 MPa uz stopu konvergencije od 0,67%. Također, na slici je vidljivo kako u područjima zavora djeluje veliko ekvivalentno naprezanje, te će u nastavku biti potrebna modifikacija para poluga.



Slika 8.13. Raspodjela ekvivalentnog von Mises-ovog naprezanja

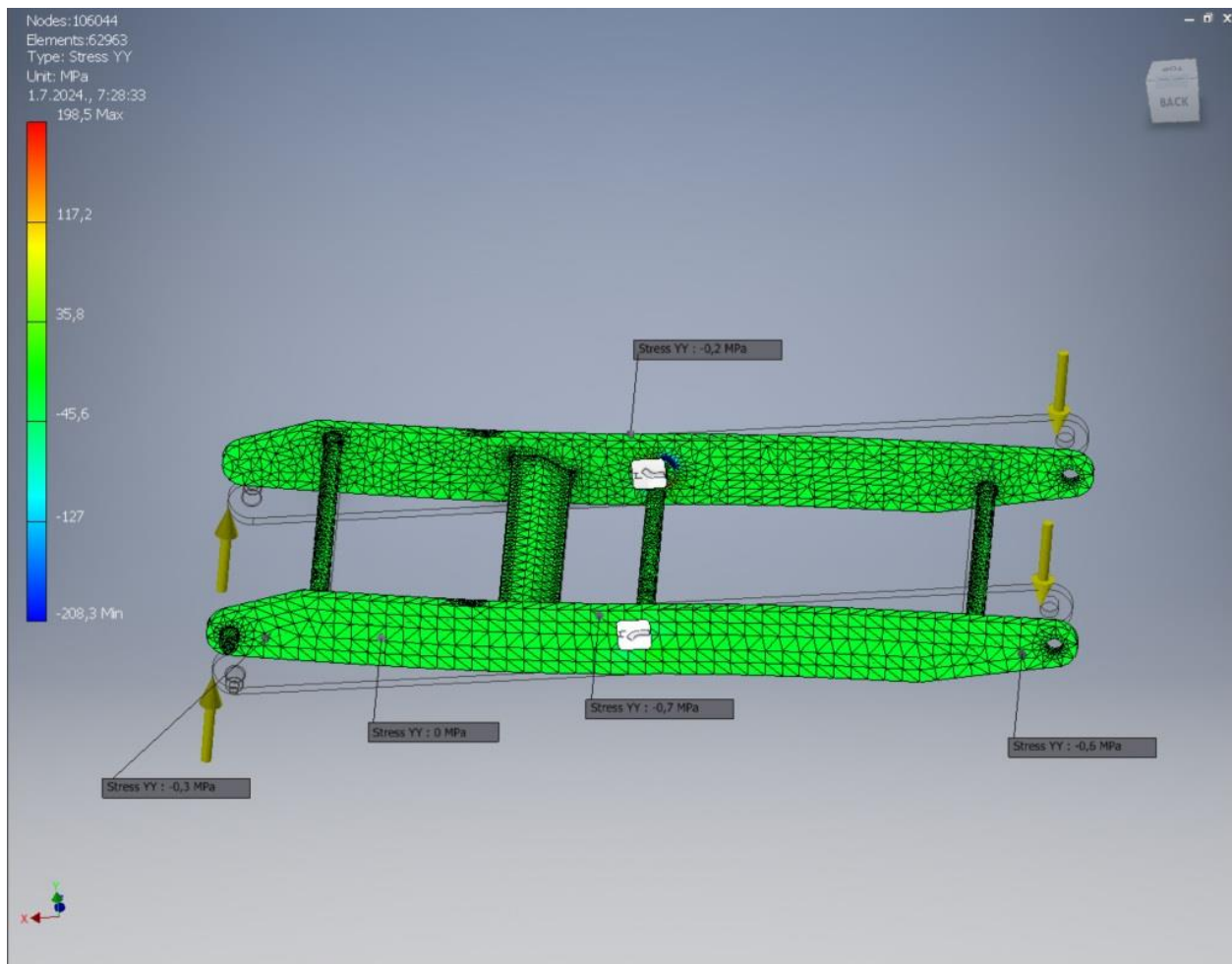
Na Slici 8.14. prikazana je raspodjela normalnog naprezanja na paru poluga *B-D* u uzdignutom položaju. Kada se gleda područje na poluzi gdje je u analitičkom proračunu maksimalna vrijednost normalnog naprezanja, vidljivo je da dobivena raspodjela vrijednosti normalnog naprezanja uvelike odgovara analitičkoj metodi (razlika od 0,5 MPa). Također, u točki *O* uslijed djelovanja naprezanja zbog savijanja vidljiva je razlika od 0,35 MPa.



*Slika 8.14. Raspodjela normalnog naprezanja*

Na *Slici 8.15.* prikazana je raspodjela tangencijalnog naprezanja na paru poluga *B-D* u uzdignutom položaju. Vidljivo je da dobivena raspodjela vrijednosti tangencijalnog naprezanja u promatranom području odgovara analitičkoj metodi (razlika od 1 MPa između maksimalnih vrijednosti dobivenih analitičkom i numeričkom metodom).



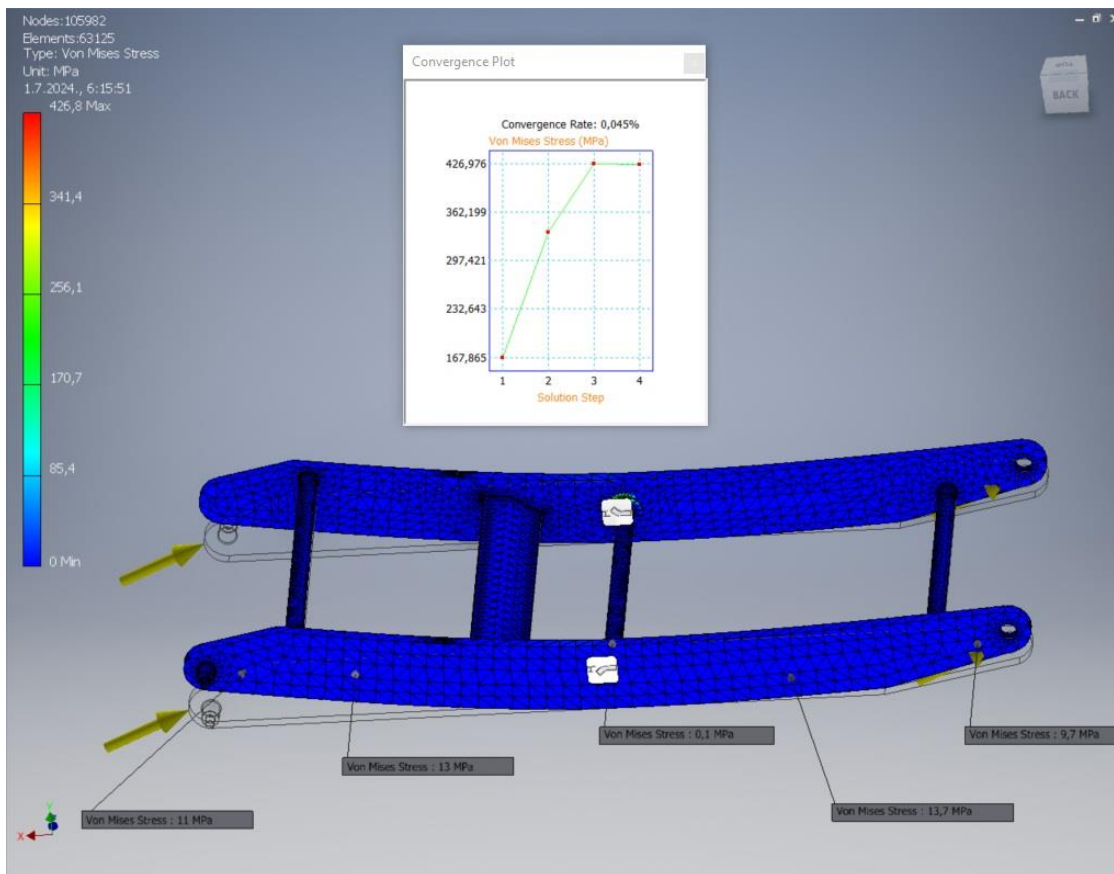


Slika 8.15. Raspodjela tangencijalnog naprezanja

#### 8.4. Poluge B-D u uzdignutom položaju

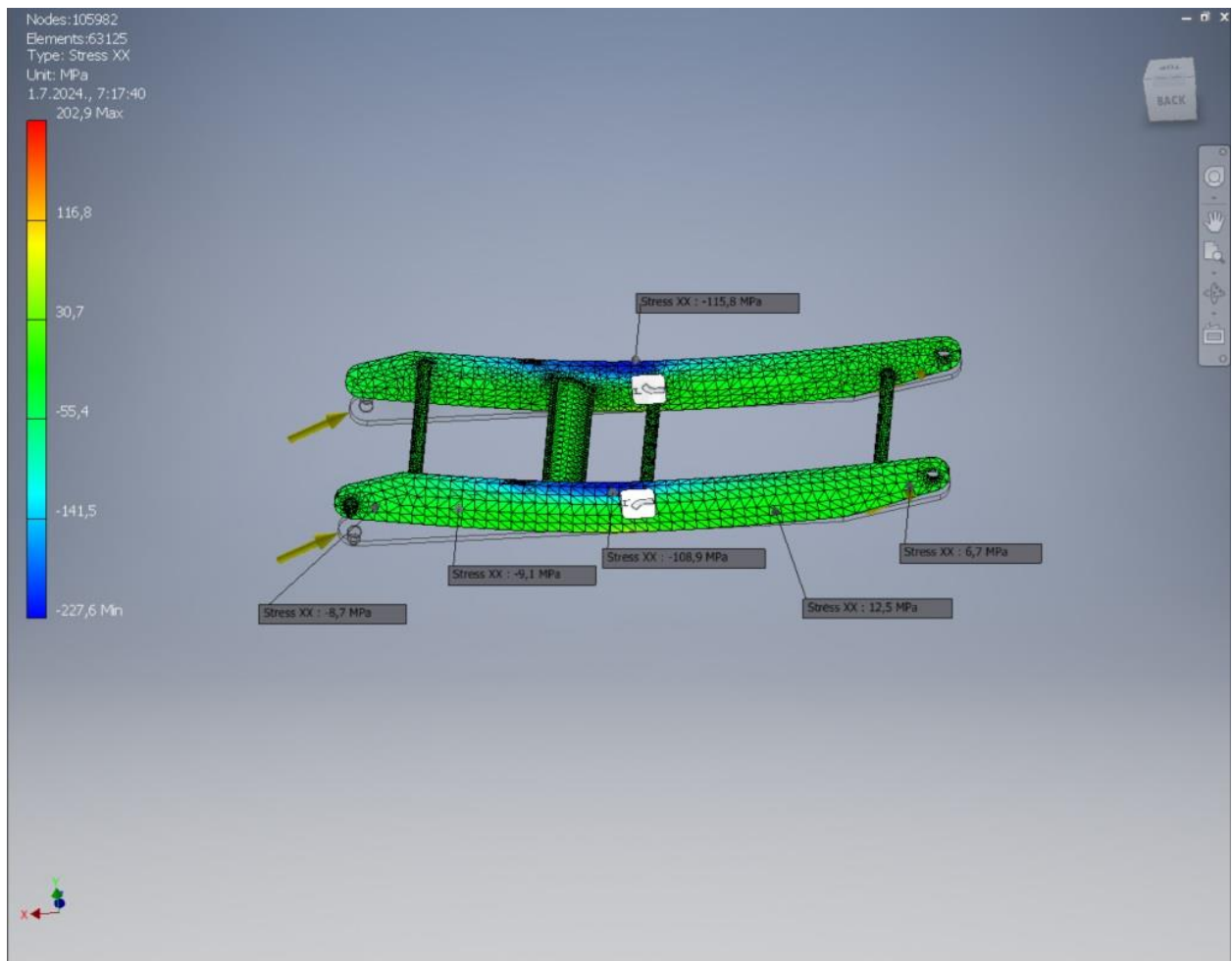
Još jednom na identičan način kao u prethodnom potpoglavlju ispunjavaju se uvjeti za provedbu *AMKE*, no ovog puta se definiranje opterećenja vrši prema *Slici 6.21*. Na *Slici 8.16.*, promatrajući samo jednu polugu, vidljivo je da dobivena raspodjela vrijednosti ekvivalentnog von Mises-ovog naprezanja odstupa od analitičke metode za 1,6 MPa uz stopu konvergencije od 0,05%. Također, na slici je vidljivo kako u područjima zavora djeluje veliko ekvivalentno naprezanje, te će u nastavku biti potrebna modifikacija para poluga.





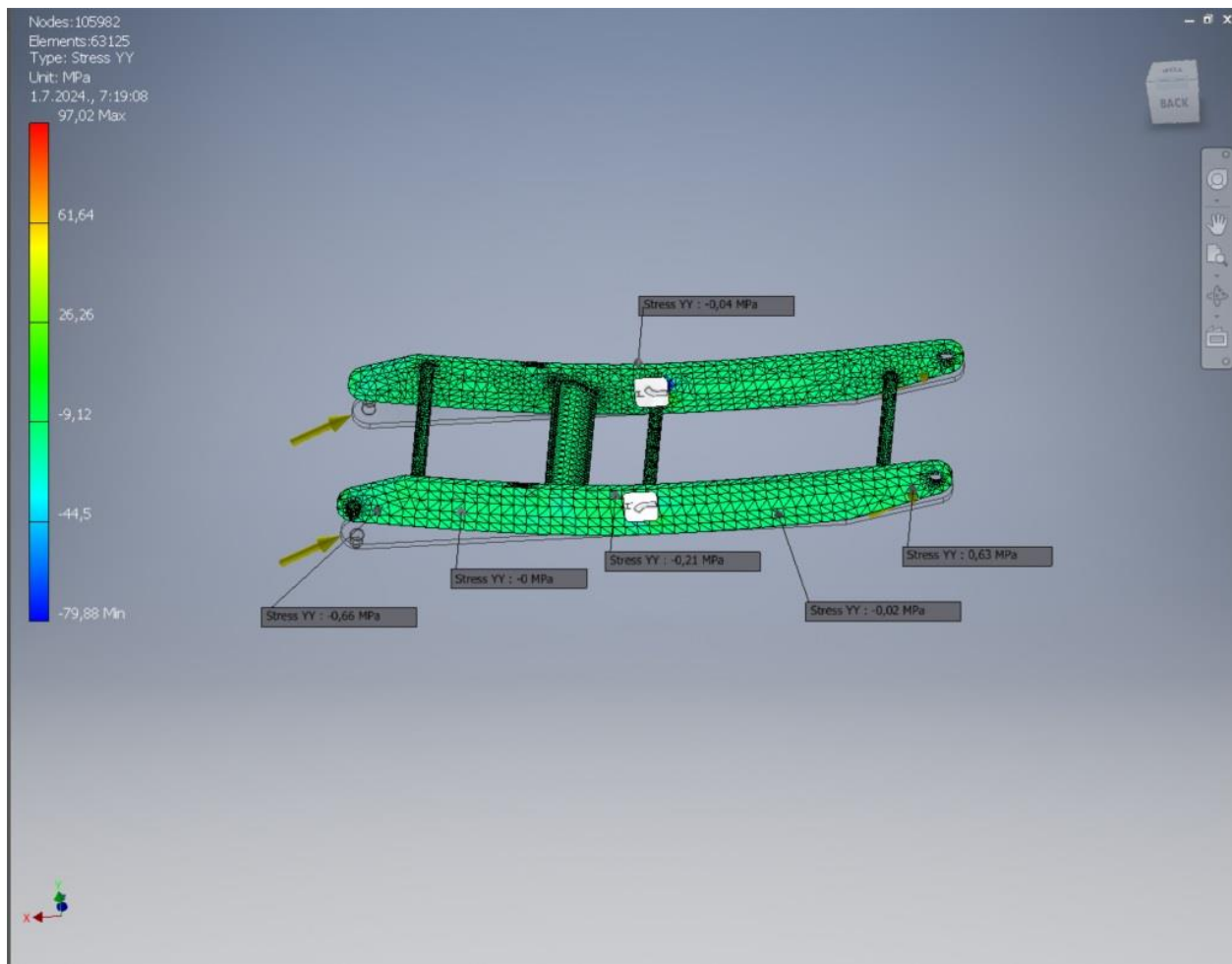
Slika 8.16. Raspodjela ekvivalentnog von Mises-ovog naprezanja

Na Slici 8.17. prikazana je raspodjela normalnog naprezanja na paru poluga *B-D* u uzdignutom položaju. Kada se gleda područje na poluzi gdje je u analitičkom proračunu maksimalna vrijednost normalnog naprezanja, vidljivo je da dobivena raspodjela vrijednosti normalnog naprezanja uvelike odgovara analitičkoj metodi (razlika od 0,9 MPa). Također, u točki *O* uslijed djelovanja naprezanja zbog savijanja vidljiva je razlika od 9,7 MPa.



Slika 8.17. Raspodjela normalnog naprezanja

Na Slici 8.18. prikazana je raspodjela tangencijalnog naprezanja na paru poluga  $B-D$  u uzdignutom položaju. Vidljivo je da dobivena raspodjela vrijednosti tangencijalnog naprezanja u promatranom području odstupa od analitičke metode za 3 MPa između maksimalnih vrijednosti dobivenih analitičkom i numeričkom metodom.



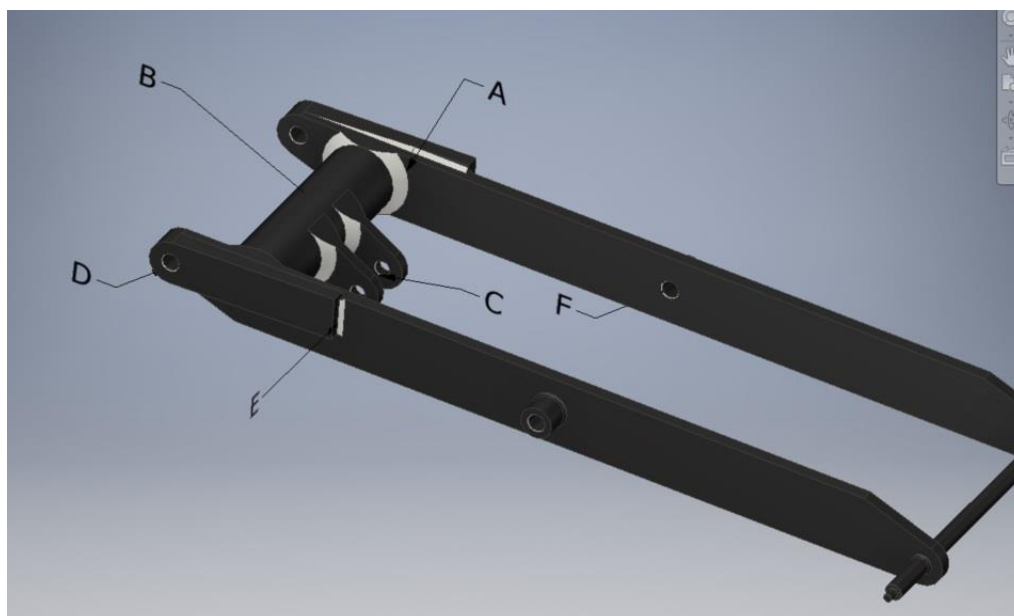
Slika 8.18. Raspodjela tangencijalnog naprezanja

## 8.5 Modifikacije parova poluga i prijedlozi za poboljšanje

Iako je realno za očekivati da dolazi do pojave koncentrata naprezanja na područjima spojeva i zavora vidljivih prethodno, dobivene vrijednosti na prethodnim slikama treba uzeti s dozom opreza. Razlog tome je što prilikom inspekcije sklopa postojećih kolica za podizanje tereta pojedina mjesta na kolicima su bila manje dostupna, a samim time se povećala mogućnost za pogrešnu izmjeru (pogotovo kada su u pitanju debljine šavova pojedinih zavora) što direktno može utjecati na povećanje vrijednosti naprezanja. Također, u pojedinim segmentima 3D model kolica je pojednostavljen, što također može dovesti do određenog odstupanja dobivenih rezultata naprezanja između analitičke i numeričke metode.

### 8.5.1. Modifikacija para poluga A-C

Na Slici 8.6. vidljivo je da najveći koncentracije naprezanja dolaze u područjima zavora i kontaktnih površina između dva spoja (npr. svornjak i uške). Stoga se pristupa modifikaciji 3D modela na način da se povećaju skošenja u tim područjima koja na stvarnom modelu predstavljaju zavore (Slika 8.19.).

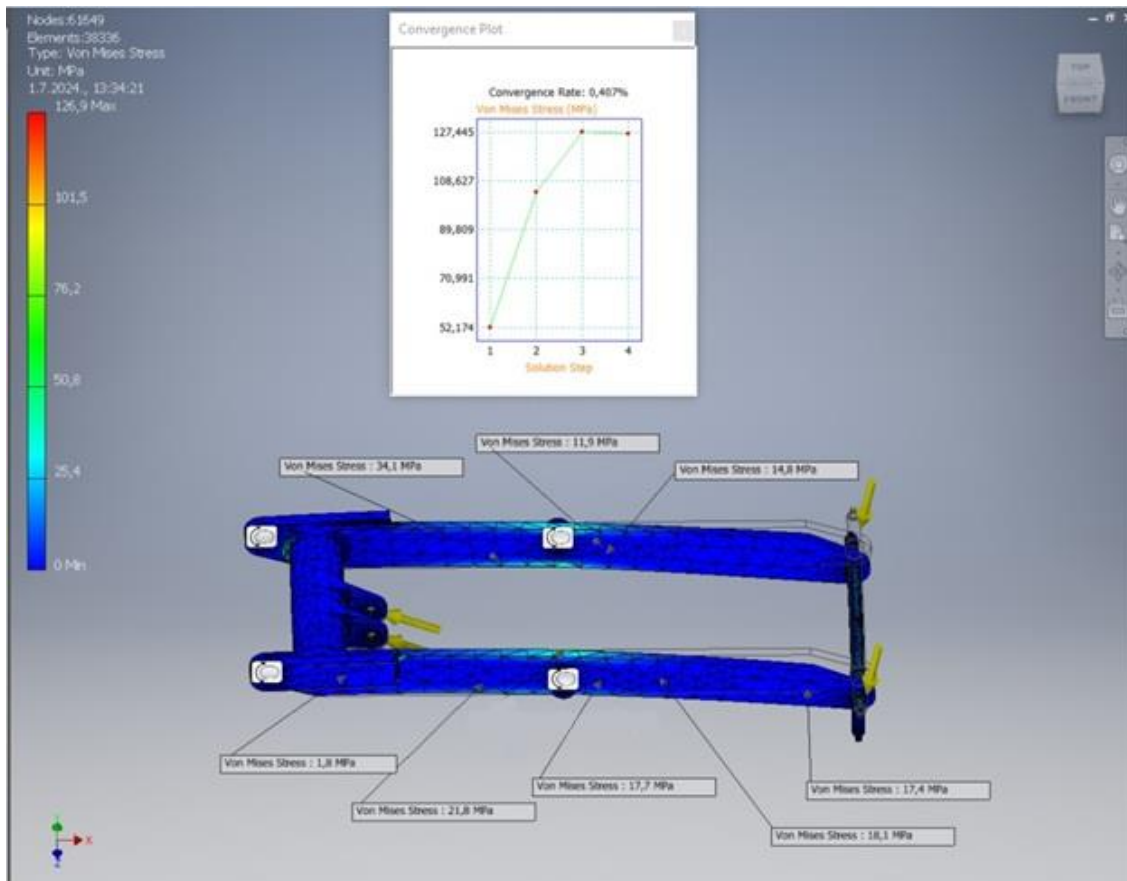


*Slika 8.19. Modifikacija 3D modela para poluga A-C*

Kao što je vidljivo na prethodnoj slici, na područjima *A* i *B* povećano je skošenje na  $10 \times 45^\circ$  mm, što na stvarnom modelu bi predstavljalo kutni zavar s debljinom šava  $a$  od 10 mm. Na područjima *C*, *D* i *F* dodana su skošenja od  $1 \times 45^\circ$  mm kako bi se smanjili koncentratori naprezanja u kontaktnim površinama. Također, područje *E* predstavlja isto zavar na stvarnom modelu, te je pomoću skošenja na 3D modelu povećan na  $4 \times 45^\circ$  mm.

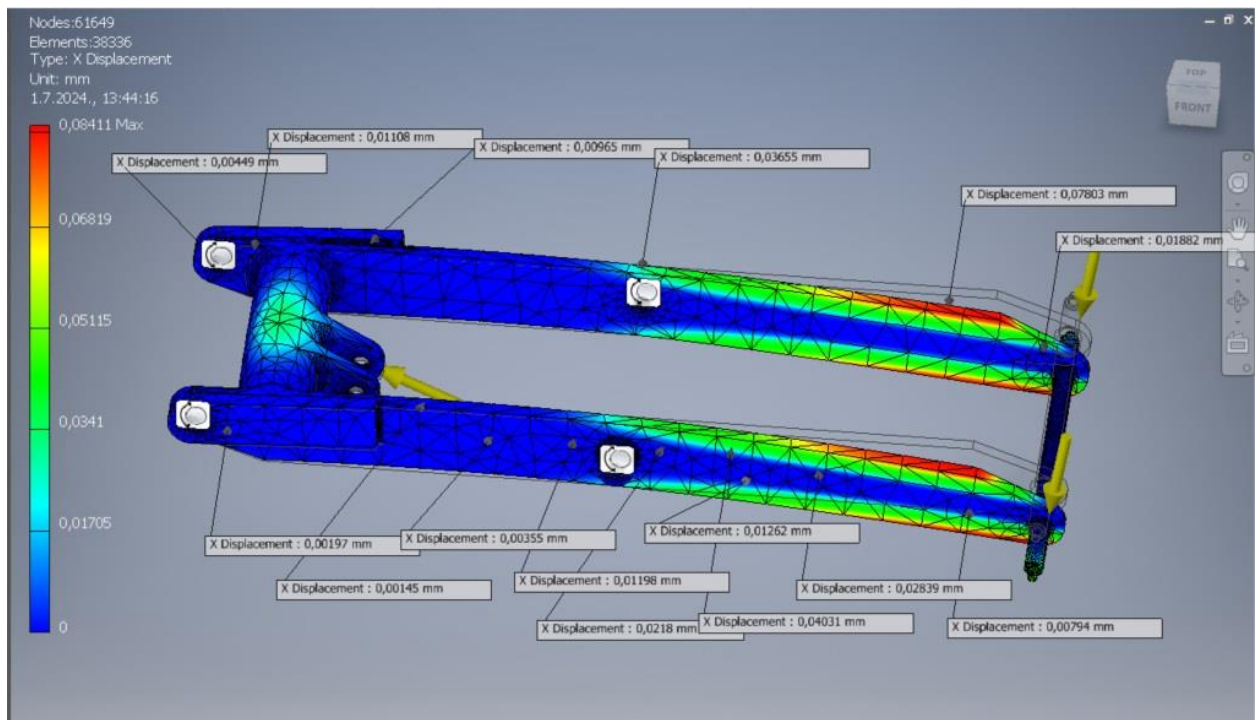
Sada se pristupa ponovnoj provedbi *AMKE* na modificiranom modelu. *AMKE* je provedena samo za slučaj inicijalnog položaja, s obzirom da u tom položaju postoji najveće opterećenje, te je napravljena analiza za raspodjelu ekvivalentnog von Mises-ovog naprezanja. Uz sve prethodno potrebno definirane uvjete, identične onima opisanima u potpoglavlju 8.1., pokreće se procesiranje.

Na *Slici 8.20.*, vidljivo je da dobivena raspodjela vrijednosti ekvivalentnog von Mises-ovog naprezanja uvelike odgovara analitičkoj metodi (razlika od 0,6 MPa između analitičke i numeričke metode) uz stopu konvergencije od 0,407%. Također, može se primijetiti da sada maksimalno ekvivalentno naprezanje koje se pojavljuje u koncentradorima naprezanja smanjilo za čak 102,4 MPa u odnosu na nemodificirani model.



Slika 8.20. Raspodjela ekvivalentnog von Mises-ovog naprezanja

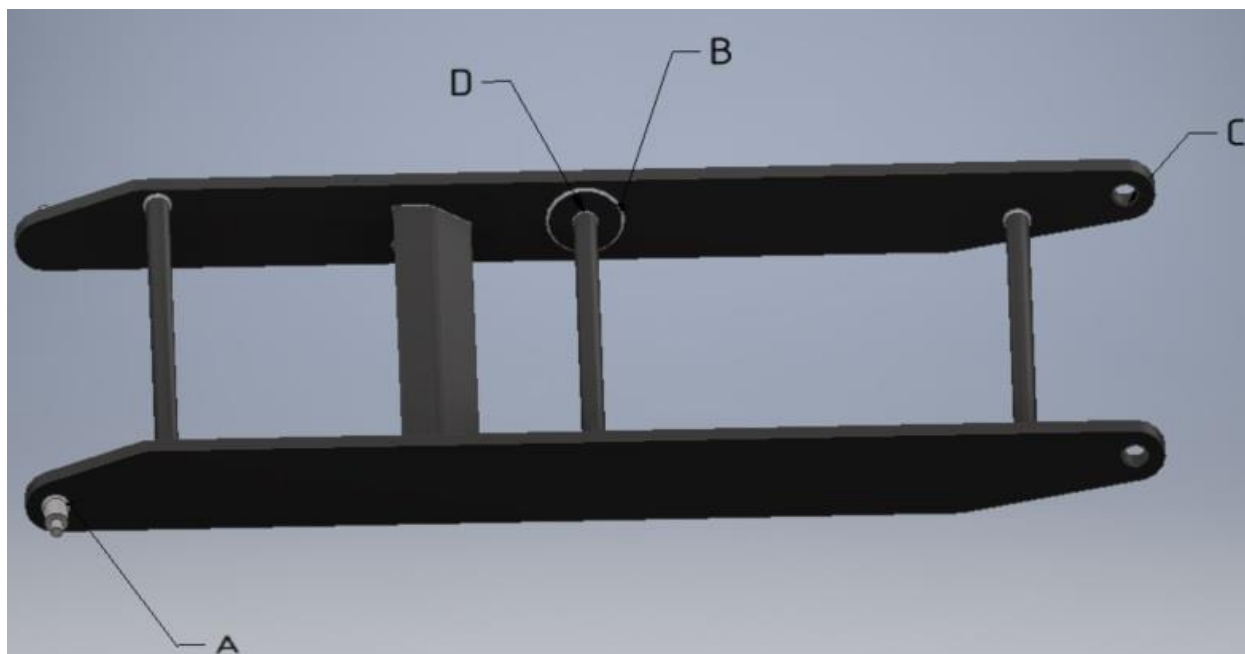
Za usporedbu, na Slici 8.21. vidljivo je da maksimalni progib koji nastaje na paru poluga uslijed djelovanja maksimalnog opterećenja nakon modifikacije modela je manji sada za 7  $\mu\text{m}$ .



Slika 8.21. Raspodjela i vrijednosti progiba uslijed djelovanja maksimalnog naprezanja

### 8.5.2. Modifikacija para poluga B-D

Na *Slici 8.12.* vidljivo je da najveći koncentratori naprezanja dolaze u područjima. Stoga se pristupa modifikaciji 3D modela na način da se povećaju skošenja u tim područjima koja na stvarnom modelu predstavljaju zavare (*Slika 8.22.*).



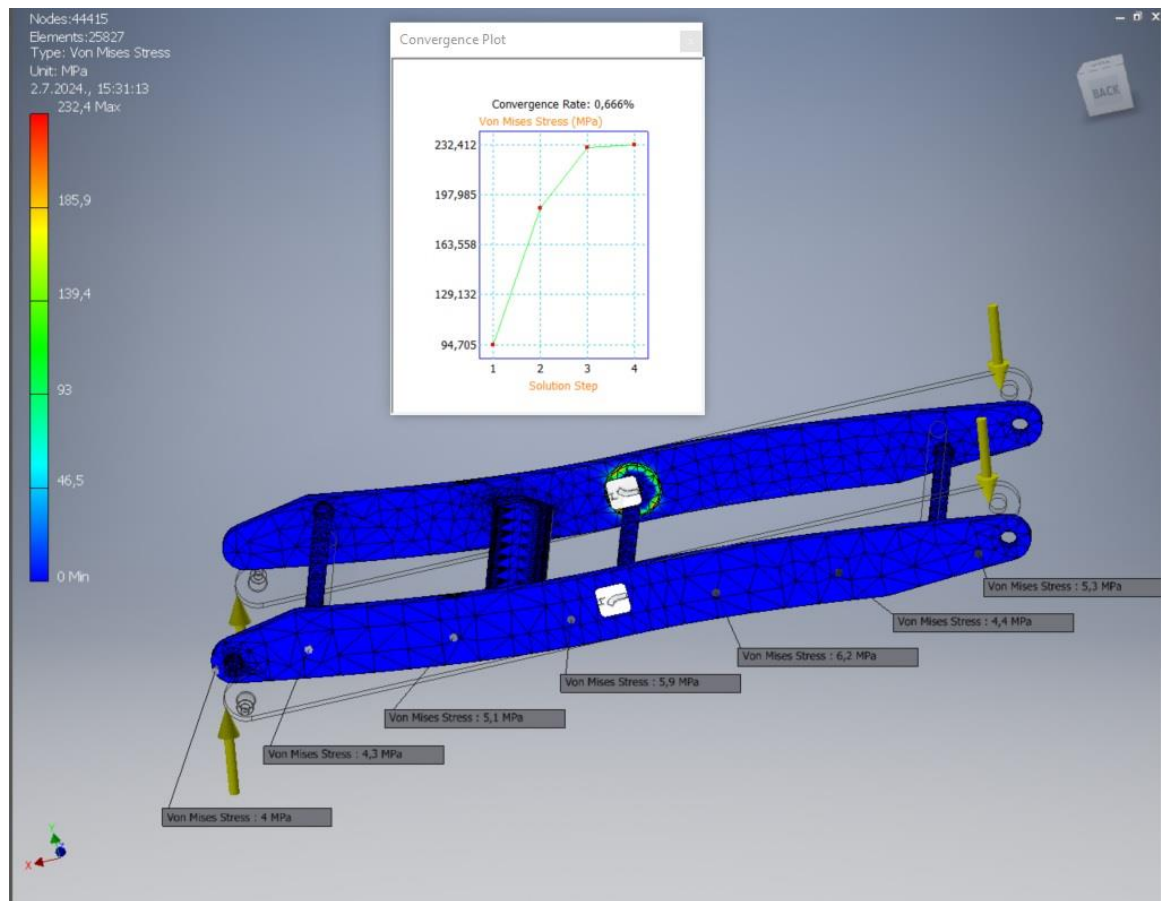
*Slika 8.22. Modifikacija 3D modela para poluga B-D*

Kao što je vidljivo na prethodnoj slici, na područjima *A* i *D* naprevljeno je zaobljenje s radijusom od 4 mm, što na stvarnom modelu bi predstavljalo kutni zavar s debljinom šava  $a$  od 4 mm. Također, na području *B* koje također predstavlja zavar na stvarnom modelu, dodano je skošenje od  $4 \times 45^\circ$ . Na području *C* dodano je skošenje od  $1 \times 45^\circ$  mm kako bi se smanjili koncentratori naprezanja u kontaktnim površinama.

Sada se pristupa ponovnoj provedbi *AMKE* na modificiranom modelu. *AMKE* je provedena samo za slučaj inicijalnog položaja, s obzirom da u tom položaju postoji najveće opterećenje, te je napravljena analiza za raspodjelu ekvivalentnog von Mises-ovog naprezanja. Uz sve prethodno potrebno definirane uvjete, identične onima opisanima u potpoglavlju 8.3., pokreće se procesiranje.

Na *Slici 8.23.*, vidljivo je da dobivena raspodjela vrijednosti ekvivalentnog von Mises-ovog naprezanja uvelike odgovara analitičkoj metodi (razlika od 3,2 MPa između analitičke i numeričke metode) uz stopu konvergencije od 0,666%. Također, može se primijetiti da sada maksimalno ekvivalentno naprezanje koje se pojavljuje u koncentradorima naprezanja smanjilo za čak 465,9 MPa u odnosu na nemodificirani model.





Slika 8.23. Raspodjela ekvivalentnog von Mises-ovog naprezanja

### 8.5.3. Prijedlozi za poboljšanje

Kao što je navedeno već prethodno, prilikom inspekcije sklopa postojećih kolica pojedina mjesta na kolicima su bila manje dostupna, a samim time se povećala mogućnost za pogrešnu izmjeru (pogotovo kada su u pitanju debljine šavova pojedinih zavara) što direktno može utjecati na povećane vrijednosti naprezanja. Stoga postoji realna mogućnost da stavljena skošenja i zaobljenja na modificirane modele koji predstavljaju zavare, već u velikoj mjeri se (približno) poklapaju s debljinama šavova na zavarima na stvarnom modelu.

S obzirom da je manipulacija, tj. upravljanje kolicima relativno jednostavno, ne postoji potreba ići u smjeru za čvršćim, ali nešto lakšim (i skupljim) materijalom za izradu kolica. Također, ovaj princip podizanja tereta ne zahtjeva potrebu za električnom energijom ili povećim ljudskim naporom, čime je u prednosti u odnosu na neke druge izvedbe.

Zbog svega navedenog, može se zaključiti da su kolica optimalno proizvedena, tj. postoji balans između nosivosti, mase (materijala) pojedinih dijelova i cijene, te ne postoji potreba za preinakama pojedinih dijelova i/ili principa rada.

## 9. ZAKLJUČAK

U okviru diplomskog rada, na postojećim kolicima za podizanje tereta provedena je analiza principom povratnog (reverzibilnog) inženjerstva.

Na samom početku, kratko su objašnjeni pojmovi „povratnog inženjerstva“ i „računalom podržanog inženjerstva“. Potom je uslijedila inspekcija postojećih kolica odnosno stvaranje skica, bilješki i fotografija pomoću kojih je stvorena predodžba o principu rada sklopa kolica, ali i svakog pojedinog sastavnog dijela kolica. Napravljene skice, bilješke i fotografije bile su temelj za opisivanje principa rada kolica i svih sastavnih dijelova kolica, kao i za izradu računalnih 3D modela pojedinih dijelova i sklopa kolica. Po izradi računalnih 3D modela, za sve nestandardne dijelove napravljena je tehnička dokumentacija, kao i za sam sklop kolica za podizanje tereta. Izrađeni 3D modeli poslužili su za kako bi se dobile okvirne mase pojedinih dijelova, te kako bi se uz softversku pomoć mogle vidjeti veličine koje je na stvarnom modelu bilo komplicirano izmjeriti, a potrebne su za analitički proračun. Konačno, uz korištenje odgovarajućih ograničenja na 3D modelima, postignuta je kinematika sklopa u skladu s propisanim vrijednostima proizvođača.

Analitički proračun proveden je za poluge u dva krajnja položaja – inicijalni (spušteni) i uzdignuti položaj teretne platforme. Za oba slučaja, prvi korak je bio izračun sile u cilindru pri maksimalnom opterećenju. Iz dobivenih rezultata, vidljivo je da sila u cilindru u inicijalnom položaju je tri puta veća nego kod uzdignutog položaja teretne platforme. Kada je bila poznata sila u cilindru za oba položaja, pristupilo se izračunu komponenata sila koje djeluju na poluge, na čijim su rezultatima izrađeni dijagrami normalnih i poprečnih sila, kao i momenata savijanja oko  $x$  osi za obje poluge u oba položaja. Nakon dobivenih sila i momenata, proračunata su i naprezanja koja se javljaju u poluga, odnosno rađena je provjera kriterija čvrstoće za obje poluge.

Dobivene vrijednosti analitičkim proračunom potom su analizirane u softveru. Korištenjem alata „dinamička simulacija“, uz odabir odgovarajućeg opterećenja i vrsta spojeva, provedena je simulacija pri maksimalnom opterećenju za inicijalni i uzdignuti položaj teretne platforme. Dobivene sile su se poklapale s izračunatima analitičkom metodom, čime je dobivena potvrda da je analitički proračun ispravno napravljen. Za kraj, provedena je analiza metodom konačnih elemenata na parovima poluga za oba položaja. I ovi rezultati se blisko poklapaju s rezultatima dobivenim analitičkom metodom, čime je dobivena potvrda i da je kriterij čvrstoće ispunjen.

Analiziravši sve segmente ovog rada, te uzevši u obzir nosivost, vrstu materijala pojedinih dijelova i cijenu, može se zaključiti da je postojeća verzija kolica najoptimalnija, te ne postoji potreba za preinakama pojedinih dijelova i/ili principa rada.



## 10. LITERATURA

- [1] Basan, R.; nastavni materijali s kolegija „CAE u razvoju proizvoda“, Tehnički fakultet, Sveučilište u Rijeci, ak. godina 2021./22.
- [2] Magdić, M.; diplomski rad na temu „Analiza i poboljšanje konstrukcije ručnog alata“, Tehnički fakultet, Sveučilište u Rijeci, ak. godina 2020./21.
- [3] - ; s Interneta, <http://www.liftingplatform.net/mobile-scissor-lifts-history.html>, 28. kolovoza 2023.
- [4] - ; s Interneta, [https://www.heckert-original.com/fileadmin/Brief\\_History\\_SHT.pdf](https://www.heckert-original.com/fileadmin/Brief_History_SHT.pdf), 28. kolovoza 2023.
- [5] - ; s Interneta, <https://www.hbkworld.com/en/about/our-history>, 28. kolovoza 2023.
- [6] - ; s Interneta, [https://www.hbkworld.com/en/about/our-history/about-us-hbm?\\_hstc=28136995.a72fea994a125535126f77936b70c0e5.1693303275592.1693303275592.1693303275592.1&\\_hssc=28136995.1.1693303275593&\\_hsfp=1901590906](https://www.hbkworld.com/en/about/our-history/about-us-hbm?_hstc=28136995.a72fea994a125535126f77936b70c0e5.1693303275592.1693303275592.1693303275592.1&_hssc=28136995.1.1693303275593&_hsfp=1901590906), 28. kolovoza 2023.
- [7] - ; s Interneta, <https://toolsidee.co.uk/product/hbm-500-kg-mobile-work-table-lift-table-P871.html>, 28. kolovoza 2023.
- [8] - ; s Interneta, <https://www.bauhaus.hr/auto-dizalice/bahco-hidraulicka-dizalica-u-obliku-boce/p/26185541>, 29. kolovoza 2023.
- [9] Car, Z.; nastavni materijali s kolegija „Automatizacija“, Tehnički fakultet, Sveučilište u Rijeci, ak. godina 2018./19.
- [10] - ; s Interneta, <https://jdgrp80.en.made-in-china.com/productimage/rSIQqCyuEdRg-2f1j00GVbuytlDHqgm/China-Manual-Foot-Pedal-Hydraulic-Pump-Operated-Mobile-Lift-Table-Hydraulic-Scissor-Table-Platform-Lifting-Trolley.html>, 29. kolovoza 2023.
- [11] - ; s Interneta, <https://www.uline.com/Product/Detail/H-1784-LRODA/Lift-Tables/Lowering-Rod-Assembly-for-Lift-Table>, 29. kolovoza 2023.
- [12] - ; s Interneta, <https://www.export.kaiserkraft.com/wheels-castors/swivel-castors-and-fixed-castors/pu-tyre-on-aluminium-rim/wheel-x-width-125-x-40-mm/p/M1079487/>, 29. kolovoza 2023.

- [13] - ; s Interneta, <https://www.matweb.com/search/datasheet.aspx?matguid=ffc482278e2e4dc780572160dcada3d1&ckck=1>, 30. kolovoza 2023.
- [14] - ; s Interneta, <https://www.matweb.com/search/datasheet.aspx?matguid=3c36b268408a4cc1ae7f789bd605d6c6>, 30. kolovoza 2023.
- [15] - ; s Interneta, <https://www.makeitfrom.com/material-properties/AISI-430-S43000-Stainless-Steel>, 30. kolovoza 2023.
- [16] Olenin, G.; „Design of hydraulic scissors lifting platform“, s Interneta, <https://core.ac.uk/download/pdf/45600501.pdf>, 07. ožujka 2024.
- [17] Smith-Perez, F.; „Autodesk Inventor Dynamic Simulation“, s Interneta, <https://www.manandmachine.co.uk/autodesk-inventor-dynamic-simulation/>, 26.06.2024.
- [18] Dhrafani, D., Kalola, M.; „Design of Hydrulic Scissor lift“, Machine design - 1, Mechanical Engineering Department, Institute of Technology, Nirma University,
- [19] Jelaska, D.; „Elementi strojeva“, skripta, Fakultet elektrotehnike, strojarstva i brodogradnje, Sveučilište u Splitu, 2005. g.
- [20] Grzelj, V.; „Uređaj za rukovanje poklopcem ispitne posude“, završni rad, Fakultet strojarstva i brodogradnje, Sveučilište u Zagrebu, 2011. g.
- [21] - ; s Interneta, <https://www.ansys.com/simulation-topics/what-is-finite-element-analysis>, 01.07.2024.

## 11. POPIS SLIKA

Slika 3.1. Teretna ručna kolica.....	4
Slika 3.2. Minimalna visina teretne platforme.....	5
Slika 3.3. Maksimalna visina teretne platforme.....	5
Slika 3.4. Spoj hidrauličkog cilindra i nosive konstrukcije.....	6
Slika 3.5. Spoj hidrauličkog cilindra i nosive konstrukcije.....	6
Slika 3.6. Spoj cilindra i unutarnjeg para poluga .....	7
Slika 3.7. Spoj unutarnjeg para poluga s teretnom platformom.....	7
Slika 3.8. Spoj vanjskog para polugu i teretne platforme.....	8
Slika 3.9. Spoj vanjskog para poluga s nosivom konstrukcijom .....	8
Slika 3.10. Hidraulička pumpa korištena na teretnim kolicima.....	9
Slika 3.11. Hidraulička auto-dizalica .....	9
Slika 3.12. Pascalov zakon.....	10
Slika 3.13. Hidraulična dizalica.....	11
Slika 3.14. Set za spuštanje teretne platforme.....	12
Slika 3.15. Stražnji kotač .....	12
Slika 3.16. Osiguranje prednjih kotača.....	12
Slika 4.1. Skice i napomene prilikom inspekcije teretne platforme.....	15
Slika 4.2. Teretna platforma.....	16
Slika 4.3. Vodilica .....	16
Slika 4.4. Nosač vanjskog para poluga.....	17
Slika 4.5. Svornjak za spajanje škarastog mehanizma s teretnom platformom i nosivom konstrukcijom .....	17
Slika 4.6. Ploča za povećanje robusnosti platforme.....	17
Slika 4.7. Računalni 3D model podsklopa teretne platforme.....	18
Slika 4.8. Rastavljeni prikaz podsklopa teretne platforme.....	18
Slika 4.9. Unutarnji par poluga škarastog mehanizma.....	19
Slika 4.10. Vanjski par poluga škarastog mehanizma.....	20
Slika 4.11. Šipka koja povezuje unutarnji i vanjski par poluga.....	20
Slika 4.12. Klizni kotač.....	21
Slika 4.13. Pozicijska pločica.....	21

Slika 4.14. Plastični nosač pozicijske pločice.....	21
Slika 4.15. Podsklop škarastog mehanizma.....	22
Slika 4.16. Rastavljeni prikaz podsklopa.....	22
Slika 4.17. Hidraulička pumpa.....	23
Slika 4.18. Svornjak $\Phi 20 \times 125$ mm.....	24
Slika 4.19. Svornjak $\Phi 14 \times 65$ mm.....	24
Slika 4.20. Cijev nožne pedale.....	24
Slika 4.21. Gumena obloga nožne pedale.....	25
Slika 4.22. Nosač nožne pedale.....	25
Slika 4.23. Svornjak $\Phi 6 \times 37,6$ mm.....	25
Slika 4.24. Kabel.....	26
Slika 4.25. Ručna pedala.....	26
Slika 4.26. Kućište ručne pedale.....	26
Slika 4.27. Prednji profil nosive konstrukcije.....	27
Slika 4.28. Bočni profil nosive konstrukcije.....	27
Slika 4.29. Stražnji profil nosive konstrukcije.....	28
Slika 4.30. Šasija kolica.....	28
Slika 4.31. Podsklop stražnjih kotača.....	29
Slika 4.32. Ručke kolica.....	29
Slika 4.33. Zaštitni lim na ručkama.....	29
Slika 4.34. Podsklop nosive konstrukcije.....	30
Slika 4.35. Rastavljeni prikaz podsklopa.....	30
Slika 4.36. Krajnje izdignuti položaj platforme.....	31
Slika 4.37. Krajnje izdignuti položaj platforme.....	31
Slika 4.38. Krajnje spuštenu položaj platforme.....	32
Slika 4.39. Pogled sprijeda na kolica.....	32
Slika 4.40. Pogled odozdo na kolica.....	32
Slika 4.41. Rastavljeni prikaz kolica.....	33
Slika 4.42. Masa kolica bez kotača i hidrauličke pumpe.....	34
Slika 4.43. Ukupna masa kolica.....	34
Slika 5.1. Visina platforme pri krajnje izdignutom položaju.....	35
Slika 5.2. Visina platforme pri krajnje spuštenu položaju.....	36

Slika 5.3. Udaljenost kliznog kotača od stražnjeg profila pri izdignutom položaju platforme.....	36
Slika 5.4. Udaljenost kliznog kotača od stražnjeg profila pri spuštenom položaju platforme.....	37
Slika 5.5. Klipnjača pri spuštenom položaju platforme.....	37
Slika 5.6. Klipnjača pri izdignutom položaju platforme.....	38
Slika 5.7. Kut između poluga pri izdignutom položaju platforme.....	38
Slika 5.8. Kut između poluga pri spuštenom položaju platforme.....	39
Slika 5.9. Kut cilindra u odnosu na horizontalnu površinu u izdignutom položaju platforme.....	39
Slika 5.10. Kut cilindra u odnosu na horizontalnu površinu u spuštenom položaju platforme.....	40
Slika 5.11. Kut između poluge i horizontalne ravnine u inicijalnom položaju .....	40
Slika 5.12. Kut između poluge i horizontalne ravnine u krajnje uzdignutom položaju.....	41
Slika 5.13. Udaljenost između oslonca poluge i sjecišta simetrala poluge i cilindra u inicijalnom položaju.....	41
Slika 5.14. Udaljenost između oslonca poluge i sjecišta simetrala poluge i cilindra u krajnje uzdignutom položaju.....	42
Slika 5.15. Udaljenost između oslonaca pri krajnje uzdignutom položaju.....	42
Slika 6.1. Pojednostavljeni plan sila u inicijalnom položaju.....	43
Slika 6.2. Plan sila za polugu A-C u inicijalnom položaju.....	44
Slika 6.3. Plan sila za polugu B-D u inicijalnom položaju.....	44
Slika 6.4. Komponente sile $F_P$ .....	45
Slika 6.5. Projekcije duljine $L$ po $x$ i $y$ osi .....	45
Slika 6.6. Plan sila za krajnje uzdignut položaj teretne platforme.....	47
Slika 6.7. Plan sila za poluge A-C i B-D u krajnje uzdignutom položaju teretne platforme.....	49
Slika 6.8. Ispravne orijentacije djelovanja sila na polugama A-C i B-D u uzdignutom položaju...	51
Slika 6.9. Smjerovi komponenta sila u zakrenutom koordinatnom sustavu za polugu A-C.....	51
Slika 6.10. Djelovanje sile $F$ na polugu B-D u inicijalnom položaju.....	53
Slika 6.11. Smjerovi komponenta sila u zakrenutom koordinatnom sustavu za polugu B-D.....	53
Slika 6.12. Vrijednosti sila na poluzi A-C u inicijalnom položaju.....	54
Slika 6.13. Dijagram normalnih sila za polugu A-C u inicijalnom položaju.....	54
Slika 6.14. Dijagram poprečnih sila za polugu A-C u inicijalnom položaju.....	55
Slika 6.15. Dijagram momenata savijanja za polugu A-C u inicijalnom položaju.....	55
Slika 6.16. Vrijednosti sila na poluzi B-D u inicijalnom položaju.....	55
Slika 6.17. Dijagram normalnih sila za polugu B-D u inicijalnom položaju.....	56

Slika 6.18. Dijagram poprečnih sila za polugu B-D u inicijalnom položaju.....	56
Slika 6.19. Dijagram momenata savijanja za polugu B-D u inicijalnom položaju.....	57
Slika 6.20. Smjerovi komponenata sila u zakrenutom koordinatnom sustavu za poluge A-C i B-D.....	59
Slika 6.21. Vrijednosti sila na polugama A-C i B-D u uzdignutom položaju.....	60
Slika 6.22. Dijagram normalnih sila za polugu A-C u uzdignutom položaju.....	61
Slika 6.23. Dijagram poprečnih sila za polugu A-C u uzdignutom položaju.....	61
Slika 6.24. Dijagram momenata savijanja za polugu A-C u uzdignutom položaju.....	62
Slika 6.25. Dijagram normalnih sila za polugu B-D u uzdignutom položaju.....	63
Slika 6.26. Dijagram poprečnih sila za polugu B-D u uzdignutom položaju.....	63
Slika 6.27. Dijagram momenata savijanja za polugu B-D u uzdignutom položaju.....	64
Slika 7.1. Definiranje opterećenja .....	70
Slika 7.2. Utjecaj sile teže na sklop.....	71
Slika 7.3. Definiranje tražene sile.....	71
Slika 7.4. Magnituda sile u cilindru u ovisnosti o broju koraka.....	72
Slika 7.5. Rezultati simulacije .....	73
Slika 7.6. Rezultati simulacije.....	73
Slika 7.7. Rezultati simulacije.....	74
Slika 7.8. Rezultati simulacije.....	75
Slika 8.1. Značajke i svojstva materijala.....	77
Slika 8.2. Definiranje ograničenja.....	77
Slika 8.3. Definiranje opterećenja.....	78
Slika 8.4. Definiranje opterećenja.....	78
Slika 8.5. Definiranje postavka umrežavanja i konvergencije.....	79
Slika 8.6. Raspodjela ekvivalentnog von Mises-ovog naprezanja.....	79
Slika 8.7. Raspodjela normalnog naprezanja.....	80
Slika 8.8. Raspodjela normalnog naprezanja.....	81
Slika 8.9. Raspodjela i vrijednosti progiba uslijed djelovanja maksimalnog naprezanja.....	82
Slika 8.10. Raspodjela ekvivalentnog von Mises-ovog naprezanja.....	83
Slika 8.11. Raspodjela normalnog naprezanja.....	84
Slika 8.12. Raspodjela tangencijalnog naprezanja.....	85
Slika 8.13. Raspodjela ekvivalentnog von Mises-ovog naprezanja.....	86

Slika 8.14. Raspodjela normalnog naprezanja.....	87
Slika 8.15. Raspodjela tangencijalnog naprezanja.....	88
Slika 8.16. Raspodjela ekvivalentnog von Mises-ovog naprezanja .....	89
Slika 8.17. Raspodjela normalnog naprezanja .....	90
Slika 8.18. Raspodjela tangencijalnog naprezanja.....	91
Slika 8.19. Modifikacija 3D modela para poluga A-C.....	92
Slika 8.20. Raspodjela ekvivalentnog von Mises-ovog naprezanja.....	93
Slika 8.21. Raspodjela i vrijednosti progiba uslijed djelovanja maksimalnog naprezanja.....	93
Slika 8.22. Modifikacija 3D modela para poluga B-D.....	94
Slika 8.23. Raspodjela ekvivalentnog von Mises-ovog naprezanja.....	95

## 12. POPIS TABLICA

Tablica 3.1. Tehničke karakteristike kolica.....	5
Tablica 3.2. Fizikalna svojstva materijala .....	13
Tablica 3.3. Fizikalna svojstva materijala .....	13
Tablica 3.4. Fizikalna svojstva materijala.....	14



### 13. SAŽETAK I KLJUČNE RIJEČI

Na postojećim ručnim kolicima za podizanje tereta, metodom povratnog inženjerstva napravljena je analiza principa rada sklopa i njegovih sastavnih dijelova. Na temelju analize izrađeni su 3D modeli dijelova i sklopa, kao i pripadajuća tehnička dokumentacija. Pomoću 3D modela otkrivena je masa pojedinih dijelova potrebna za daljnji proračun. Potom je rađen analitički proračun gdje se proračunavala sila u cilindru za inicijalni i uzdignuti položaj teretne platforme, kao i komponente sila koje djeluju na polugama. Dobivene sile korištene se za izradu dijagrama normalnih i poprečnih sila, te dijagrama momenata savijanja. U konačnici su izračunata naprezanja u polugama kako bi se provela provjera kriterija čvrstoće. Zatim se je pomoću alata „dinamička simulacija“ u *Autodesk Inventoru* tražila sila u cilindru za oba položaja teretne platforme kako bi se potvrdila relevantnost analitičkog proračuna. U konačnici, provedena je analiza metodom konačnih elemenata na polugama u oba položaja, te je dan osvrt na dobivene rezultate i postojeću verziju ručnih kolica za podizanje tereta.

Ključne riječi: povratno inženjerstvo, Autodesk Inventor, 3D, škarasti mehanizam, analitički proračun, dinamička simulacija, analiza metodom konačnih elemenata, kolica za podizanje tereta

### SUMMARY AND KEYWORDS

On the existing small cargo cart, an analysis of the principle of operation of the assembly and its component parts was made, using the reverse engineering method. Based on the analysis, 3D models of parts and assembly were created, as well as the associated technical documentation. Using a 3D model, the mass of individual parts needed for further calculation was revealed. Then an analytical calculation was made where the force of cylinder was calculated for the initial and raised position of the cargo platform, as well as components of the forces acting on the levers. The obtained forces were used to create diagrams of normal and shear forces, as well as diagrams of bending moments. Finally, the stresses in the levers were calculated in order to verify the strength criteria. Then, using the „dynamic simulation“ tool in Autodesk Inventor, the force of cylinder was searched for both positions of the cargo platform to confirm the relevance of the analytical calculation. At the end, an analysis was carried out using the finite element method on the levers in both positions, and a review was given of the obtained results and the existing version of small cargo cart.

Keywords: reverse engineering, Autodesk Inventor, 3D, scissor-type lifting mechanism, analytical calculation, dynamic simulation, finite element analysis, cargo cart

## 14. PRILOZI

Prilog A – Sklop kolica (rastavljen prikaz), sklopni crtež

Prilog B – Sklop kolica, sklopni crtež

Prilog C – Nosiva konstrukcija, radionički crtež

Prilog D – Škarasti mehanizam, radionički crtež

Prilog E – Teretna platforma, radionički crtež

Prilog F – Svornjak  $\Phi 16 \times 44$ , radionički crtež

Prilog G – Svornjak  $\Phi 14 \times 65$ , radionički crtež

Prilog H – Svornjak  $\Phi 6 \times 37,6$ , radionički crtež

Prilog I – Svornjak  $\Phi 20 \times 125$ , radionički crtež

Prilog J – Klizni kotač, radionički crtež

Prilog K – Pozicijska pločica, radionički crtež

Prilog L – Pozicijski prsten  $\Phi 22 \times 34$ , radionički crtež

Prilog M – Pozicijski prsten  $\Phi 22 \times 14$ , radionički crtež

Prilog N – Cijevi za ručke, radionički crtež

Prilog O – Zaštitni lim, radionički crtež

Prilog P – Nosač ručke, radionički crtež

Prilog R – Pedala (cijev), radionički crtež

Prilog S – Pedala (guma), radionički crtež

Prilog T – Nosač pedale, radionički crtež

Prilog U – Plastična drška okretne pločice, radionički crtež