



TALLINNA TEHNIKAÜLIKOOL  
INSENERITEADUSKOND  
Mehaanika ja tööstustehnika instituut

# **MOBIILSE AUTOTÕSTUKI PROJEKTEERIMINE**

## **DESIGN OF MOBILE CAR LIFT**

### **MAGISTRITÖÖ**

Üliõpilane: Carl-Johannes Rivik

Üliõpilaskood 212186MATM

Juhendaja: Maarjus Kirs, teadur

Tallinn 2023

# AUTORIDEKLARATSIOON

Olen koostanud lõputöö iseseisvalt.

Lõputöö alusel ei ole varem kutse- või teaduskraadi või inseneridiplomit taotletud.

Kõik töö koostamisel kasutatud teiste autorite tööd, olulised seisukohad, kirjandusallikatest ja mujalt pärinevad andmed on viidatud.

"21" mai 2023.

Autor: Carl-Johannes Rivik

Töö vastab bakalaureusetöö/magistritööle esitatud nõuetele

"....." ..... 20.....

Juhendaja: .....

/ allkiri /

Kaitsmisele lubatud

".....".....20... .

Kaitsmiskomisjoni esimees .....

/ nimi ja allkiri /

## **Lihtlitsents lõputöö reprodutseerimiseks ja lõputöö üldsusele kättesaadavaks tegemiseks<sup>1</sup>**

Mina Carl-Johannes Rivik

1. Annan Tallinna Tehnikaülikoolile tasuta loa (lihtlitsentsi) enda loodud teose „Mobiilse autotõstuki projekteerimine“,

mille juhendaja on Maarjus Kirs,

1.1 reprodutseerimiseks lõputöö säilitamise ja elektroonse avaldamise eesmärgil, sh Tallinna Tehnikaülikooli raamatukogu digikogusse lisamise eesmärgil kuni autoriõiguse kehtivuse tähtaja lõppemiseni;

1.2 üldsusele kättesaadavaks tegemiseks Tallinna Tehnikaülikooli veebikeskkonna kaudu, sealhulgas Tallinna Tehnikaülikooli raamatukogu digikogu kaudu kuni autoriõiguse kehtivuse tähtaja lõppemiseni.

2. Olen teadlik, et käesoleva lihtlitsentsi punktis 1 nimetatud õigused jäävad alles ka autorile.

3. Kinnitan, et lihtlitsentsi andmisega ei rikuta teiste isikute intellektuaalomandi ega isikuandmete kaitse seadusest ning muudest õigusaktidest tulenevaid õigusi.

---

21.05.2023

---

<sup>1</sup> Lihtlitsents ei kehti juurdepääsupiirangu kehtivuse ajal vastavalt üliõpilase taotlusele lõputööle juurdepääsupiirangu kehtestamiseks, mis on allkirjastatud teaduskonna dekaani poolt, välja arvatud ülikooli õigus lõputööd reprodutseerida üksnes säilitamise eesmärgil. Kui lõputöö on loonud kaks või enam isikut oma ühise loomingu tegevusega ning lõputöö kaas- või ühisautor(id) ei ole andnud lõputööd kaitsvale üliõpilasele kindlaksmääratud tähtajaks nõusolekut lõputöö reprodutseerimiseks ja avalikustamiseks vastavalt lihtlitsentsi punktidele 1.1. ja 1.2, siis lihtlitsents nimetatud tähtaja jooksul ei kehti.

**Inseneriteaduskond**  
**LÕPUTÖÖ ÜLESANNE**

**Üliõpilane:** Carl-Johannes Rivik 212186MATM

Õppekava, peeriala: MATM02/18 - Tootearendus ja tootmistehnika, tootmistehnika ja robotika

**Juhendaja(d):** Maarjus Kirs, teadur, 6203256

**Lõputöö teema:**

Mobiilse autotõstuki projekteerimine

Design of mobile car lift

**Lõputöö põhieesmärgid:**

1. Projekteerida spetsifikatsioonile vastav autotõstuk
2. Veenduda läbi inseneriarvutuste konstruktsiooni vastupidavuses ja ohutuses
3. Luua tootest 3D mudelid ja 2D joonised.

**Lõputöö etapid ja ajakava:**

<b>Nr</b>	<b>Ülesande kirjeldus</b>	<b>Tähtaeg</b>
1.	Tõstuki projekteerimine	10.05.23
2.	Tõstuki konstrueerimine	19.05.23
3.	Lõputöö esitamine	22.05.23

**Töö keel:** eesti      **Lõputöö esitamise tähtaeg:** "21" mai 2023 a

**Üliõpilane:** Carl-Johannes Rivik

**Juhendaja:** Maarjus Kirs

**Programmijuht:** Martin Eerme

# SISUKORD

SISSEJUHATUS .....	6
1. NÕUDED PROJEKTEERITAVALE AUTOTÕSTUKILE .....	7
1.1 Lähteülesanne .....	7
1.1.1 Spetsifikatsioon .....	7
2. MOBIILSETE AUTOTÕSTUKITE TURUANALÜÜS .....	9
2.1 Autotõstukite ülevaade .....	9
2.1.1 Turul pakutavad mobiilsed autotõstukid .....	9
2.1.2 Turul pakutavate mobiilsete autotõstukite analüüs .....	12
3. MOBIILSE AUTOTÕSTUKI PROJEKTEERIMINE .....	14
3.1 Toimimisprintsiibi selgitus .....	14
3.2 Lahendusvariantide leidmine .....	14
3.2.1 Morfoloogiline maatriks .....	14
3.2.2 Lahendusvariandid .....	15
3.3 Lahendusvariantide hindamine .....	20
3.3.1 Kinemaatilise analüüsi tulemused .....	21
3.3.2 Hindamiskriteeriumid .....	23
3.3.3 Hindamismaatriks .....	24
4. TÕSTUKI PROJEKTEERIMINE .....	26
4.1 Tõstuki konstruktsiooni ülesehitus .....	26
4.1.1 Ülemise platvormi parameetrite määramine .....	27
4.1.2 Ühendusliigendite parameetrite määramine .....	31
4.1.3 Hüdropumba ja silindri valik .....	34
4.1.4 Ühendustelje valik .....	38
4.2 Tõstuki konstrueerimine .....	41
4.2.1 Ülemine ja alumine platvorm .....	42
4.2.2 Ühendusliigend .....	43
4.2.3 Ohutusmehhanism .....	43
4.2.4 Ühendusliigendi ja platvormi ühendamise .....	47
5. MAJANDUSLIK OSA .....	49
5.1 Platvormide, ühenduslülide ja ohutusmehhanismide tootmise maksumus .....	49
5.2 Kasutatud ostutoodete maksumus .....	49
5.3 Tõstuki projekteerimise kulu .....	50
5.4 Tõstuki valmistamise kogukulu .....	50
KOKKUVÕTE .....	52
KASUTATUD KIRJANDUSE LOETELU .....	54
LISAD. ....	56

## SISSEJUHATUS

Lõputöö eesmärgiks on projekteerida mobiilne autotõstuk, mis oleks võimalikult kerge, et seda saaks kahe inimesega tõsta transpordivahendile ning oleks kasutatav töökojavälistes tingimustes, kus puudub ligipääs elektrivõrgule.

Teema valik on ajendatud isiklikust kogemusest ja vajadusest teha võistlussõidukitele remonti võistlustel kohapeal. Üldiselt on võistlustel sõiduki remontimiseks väga vähe aega, mis tähendab, et probleemsele sõlmele kiire ja mugav ligipääs on väga tähtis. Enamjaolt asuvad remonti vajavad sõlmed, milleks on näiteks purunenud sidur, katkine veovõlli ots, purunenud õõtshoob jne, just auto all ning nende remontimiseks on vajalik auto üles tõstmine. Hetkel kasutatakse tõstmiseks tungrauda ning auto toestamiseks tugipukke. Tugipukkidele tõstmine võtab kaua aega ning ainult tungrauaga ülestõstetud auto all töötamine ei ole ohutu, seega on soov leida mugavam, kiirem ja ohutum lahendus sõiduki ülestõstmiseks ja selle all töötamiseks.

Enamik turul pakutavate tõstukite sihtgrupiks on autotöökojad, kus tõstukite ümberpaigutamine ja mobiilsus pole vajalik, seega on need rasked ja tarbivad 220 V või 380 V voolu. Nende projekteerimisel lähtutakse pigem ohutusest, suurest tõstevõimest, kasutajamugavusest ja vastupidavusest igapäevasele suure koormusega kasutusele.

Töökojavälise tõstuki projekteerimisel on peamisteks lähtepunktideks konstruktsiooni kergus, maksimaalne vajalik tõstevõime, kõrgus ning kasutada olevad toiteallikad. Kuna tõstuki mass mängib suurt rolli, siis on vajalik konstruktsiooni maksimaalne optimeerimine, kuid samas tuleb ka säilitada ohutus seadme kasutamisel.

Optimaalse, kerge kuid samas ohutu konstruktsiooni väljatöötamiseks kasutatakse lõputöös arvutiprogrammi Solidworks 2022. Programm võimaldab projekteerida kui ka analüüsida projekteeritud konstruktsioonide vastupidavust projekteerimistingimustele läbi kinemaatika- ja tugevusanalüüside.

Lõputöö raames projekteeritakse tõstuki raam, ohutusmehhanismid, valitakse vajalikud täiturmehhanismid ja ajamid.

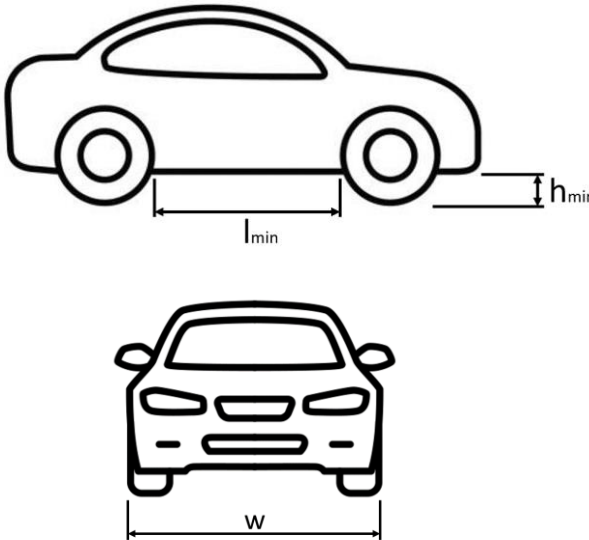
# 1. NÕUDED PROJEKTEERITAVALE AUTOTÕSTUKILE

## 1.1 Lähteülesanne

Projekteerida autotõstuk, mis on võimeline tõstma 1500 kg massiga sõidukit. Maksimaalne platvormi kõrgus maast 500 mm ning platvormi pikkus 1450 mm. Tõstuk peab olema kaasaskantav maksimaalselt kahe inimesega ja olema kokkupakitult võimalikult madal, et seda oleks võimalik paigutada haagisel transporditava auto alla. Toiteallikana on eelistatud kasutada 12 V akutoidet.

### 1.1.1 Spetsifikatsioon

Tabel 1.1 Spetsifikatsioon

Spetsifikatsioon	Projekt: Mobiilne autotõstuk	Fiks. nõue	Soov
<b><u>1. Funktsioon</u></b> Tõsta kuni 1500 kg kaaluv auto maast 500 mm kõrgusele, nii et kõik neli ratast on maast lahti. Täiturmehhanismid või ajamid peavad kasutama töökoja väliselt kergesti kättesaadavat energiaallikat, eelistatavalt 12 V akutoidet.		X	
<b><u>2. Tehnilise protsessi tingimused</u></b> 2.1 Auto 2.1.1 Kuju ja mõõdud		X	
 <p>The image contains two technical drawings of a car. The top drawing is a side profile view showing the car's length and height. A dimension line below the car indicates the minimum length <math>l_{min}</math>. A dimension line to the right of the car indicates the minimum height <math>h_{min}</math>. The bottom drawing is a front view showing the car's width. A dimension line below the car indicates the minimum width <math>w</math>.</p>			
	$l_{min} = 1450 \text{ mm}$ $h_{min} = 140 \text{ mm}$ $w_{min} = 1500 \text{ mm}$		

		$W_{max} = 1800 \text{ mm}$ $mass = 1500 \text{ kg}$		
2.2 Tõstuk				
2.2.1 Kuju ja mõõdud				
	Tõstekõrgus Vahekõrgus	500 mm	<b>X</b>	<b>X</b>
2.2.2 Ajam				
	Käitav mobiilselt ilma elektrivõrgu toitega		<b>X</b>	
	Käitav lisaks elektrivõrgu toitega			<b>X</b>
2.2.3 Keskkond				
	Välistingimused (päike, vihm, tuul) Temperatuur: 0 ... +40 °C		<b>X</b> <b>X</b>	
<b><u>3. Käsitlemine</u></b>				
	Võimalikult kerge Teisaldatav 2 inimesega Teisaldatav 1 inimesega Tõsteaeg maks. kõrgusele <60 sek		<b>X</b> <b>X</b>	<b>X</b> <b>X</b>
<b><u>4. Ohutus</u></b>				
	Mehaaniline lukustus		<b>X</b>	



## 2. MOBIILSETE AUTOTÖSTUKITE TURUANALÜÜS

### 2.1 Autotõstukite ülevaade

Autotõstukid on autoremondiga tegelevate ettevõtete üks lahutamatu osa, seetõttu on ka tõstukite valik väga lai. Enamik remonditöökodades kasutatavatest tõstukitest on statsionaarsed ja seetõttu oma massilt ja gabariitidelt liialt suured, et neid oleks võimalik lihtsal viisil teisaldada.

Teisaldatavate tõstukite valik on mõnevõrra väiksem, kuid ka need on üldjuhul siiski raske konstruktsiooniga ja mõeldud pigem ümberpaigutamiseks töökoja siseselt.

Teisaldatavate ja kergete tõstukite valik on väga väike.

#### 2.1.1 Turul pakutavad mobiilsed autotõstukid

Järgnevalt on välja toodud turul leitavad tooted, mis võimaldavad täita lõputöös projekteeritava tootega sarnast ülesannet.

##### **Würth** ULTRA MOBILE MINI LIFT W/ SAFETY JACK STANDS



Sele 2.1 Würthi tõstuk

Tabel 2.1 Würthi tõstuki andmed [1]

Tõstevõime	2500 kg
Mass	110 kg
Min. kõrgus	130 mm
Maks. kõrgus	480 mm
Tõstemehhanism	Õhkpadjad
Energiaallikas	Suruõhk
Hind	\$5395

## QuickJack BL-3500SLX Portable Car Lift CE



Sele 2.2 Quickjack tõstuk

Tabel 2.2 Quickjack tõstuki andmed [2]

Tõstevõime	1588 kg
Mass	82 kg
Min. kõrgus	75 mm
Max. kõrgus	508 mm
Tõstemehhanism	hüdrosilindrid
Energiaallikas	220 V
Hind	1476€

## Sealey PPL01



Sele 2.3 Sealey tõstuk

Tabel 2.3 Sealey tõstuki andmed [3]

Tõstevõime	1500 kg
Mass	67 kg
Min. kõrgus	160 mm
Max. kõrgus	585 mm
Tõstemehhanism	hüdrosilindrid
Energiaallikas	lihasjõud
Hind	£888

**PROJACK** Race Car Stands



Sele 2.4 Projack tõstuk

Tabel 2.4 Projack tõstuki andmed [4]

Tõstevõime	1134 kg
Mass	67 kg
Min. kõrgus	Pole teada
Max. kõrgus	381 mm
Tõstemehhanism	hüdrosilindrid
Energiaallikas	220 V
Hind	\$5095

## EZcarlift



Sele 2.5 EZcarlift tõstuk

Tabel 2.5 EZcarlift tõstuki andmed [5]

Tõstevõime	2000 kg
Mass	48 kg
Min. kõrgus	110 mm
Max. kõrgus	660 mm
Tõstemehhanism	mehaaniline
Energiaallikas	liigitamata
Hind	\$2337

Nagu eelnevast selgub on tõstemehhanisme väga erinevaid ning enamik neist nõuavad otsesel või kaudsel viisil 220 V kättesaadavust, seda kas suruõhukompressori või hüdropumba jaoks. Mõni tõstuk tõstab üles vaid osa sõidukist, teine tõstab üles küll kogu auto, kuid vajab selleks spetsiaalseid kinnitusi auto küljes.

Täpsem analüüs eespool esitletud toodetest tuuakse järgmises peatükis.

### 2.1.2 Turul pakutavate mobiilsete autotõstukite analüüs

Selles peatükis tuuakse välja eelnevas peatükis esitletud toodete tugevused ja nõrkused ning vastavus töös püstitatud lähteülesandele.

Tooteid hinnatakse lihtpunktide abil ehk iga toote puhul hinnatakse nende vastavust hindamiskriteerumitele. Hindamiskriteerumitena käsitletakse tabelis 1 toodud fikseeritud nõudeid ning lisaks toote maksumust ja kättesaadavust Eestis.

Hindamiskriteerumiteks on: tõstejõud 1500 kg, tõstekõrgus 500 mm, platvormi minimaalne kõrgus 140 mm, kasutamise võimalus ilma elektrivõrgu tooteta, teisaldatavus (toote mass), hind, kättesaadavus Eestis.

Vastavust kriteeriumile hinnatakse punktiskaalal 0-3, kus 0 - kõlbmatu, 1 - halb, 2 - rahuldav, 3 - hea.

Tabel 2.6 Turul pakutavate tõstukite hindamistabel

	Tõste- jõud	Tõste- kõrgus	Min. kõrgus	Käita- tavus	Mass	Hind	Kätte- saadavus	Kokku
Würth	3	2	3	2	1	1	0	12
Quickjack	3	3	3	0	3	2	3	17
Sealey	3	3	0	3	3	3	3	18
Projack	0	0	3	0	3	1	1	8
Ezcarlift	3	3	3	2	3	2	0	16

Hindamistulemuste põhjal on sobivaimaks turul pakutavaks tooteks Sealey tõstuk kuid ka selle puhul pole kõik spetsifikatsioonis toodud fikseeritud nõuded täidetud ehk minimaalne platvormi kõrgus ületab ettenähtud 140 mm.

Sobivuselt teisele kohale tulnud Quickjack täidab mitmed fikseeritud nõuetest kuid pole kasutatav ilma võrgutoiteta. Nende kodulehelt võib küll leida 12 V lahenduse kuid see on olnud pikemat aega väljamüüdud staatuses. Lisaks on platvormi pikkus alumises asendis pikem kui 1450 mm.

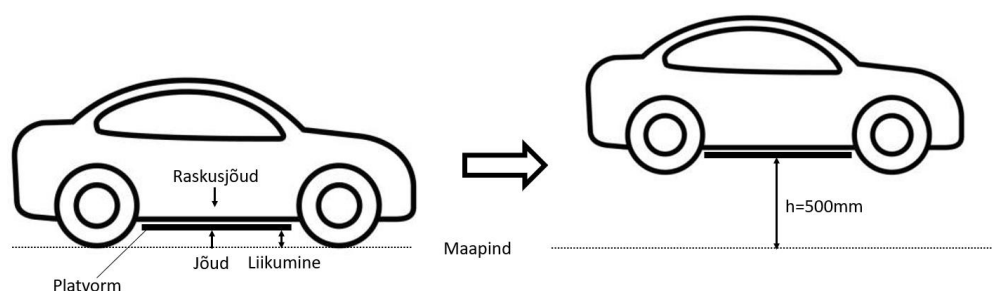
Sobivuselt kolmas toode Ezcarlifti peamisteks puudusteks on eraldi ajami vajadus, milleks on elektritrell või elektrimootor, platvormi pikkus, mis on suurem kui 1400 mm ning toode on saadaval ainult USA-s.

Kokkuvõtteks võib öelda, et ükski pakutavatest toodetest ei vasta täiuslikult meie vajaduste rahuldamiseks ning on otstarbekas projekteerida uus toode, mis on sarnane eeltoodutega kuid sobivam meie nõudmistega.

### 3. MOBIILSE AUTOTÕSTUKI PROJEKTEERIMINE

#### 3.1 Toimimisprintsiibi selgitus

Toimimisprintsiibi selgitus – maapinnal asetsevale sõidukile asetatakse alla platvorm, täiturmehhanism avaldab läbi tõstekonstruktsiooni jõudu platvormile, mille tulemusena tõstetakse sõiduk maast 500 mm kõrgusele.



Sele 3.1 Tehnoloogia selgitus

#### 3.2 Lahendusvariantide leidmine

##### 3.2.1 Morfoloogiline maatriks

Lahendusvariantide leidmiseks koostatakse kõigepealt morfoloogiline maatriks. Morfoloogilise maatriksi eesmärgiks on kaardistada projekteeritava seadme põhilised funktsioonid ja sõlmed ning nendele lahenduste pakkumine. Morfoloogilise maatriksi väljundiks on terviklikud lahendusvariandid, mis on kombineeritud morfoloogilises maatriksis välja toodud funktsioonikandjatest.

Tabel 3.1 Morfoloogiline maatriks

Funktsioon		Lahendus				
1	Ajam	hüdropump	kompressor	elektrimootor	käsitsi	vints
2	Tõstemehhanism	hüdrosilinder	õhkpadi	kruvi	hammas	tross
3	Konstruktsioon	käärtõstuk	kolmnurk	romb	kang	
4	Lukustus	tift	hammas	distantpulk		

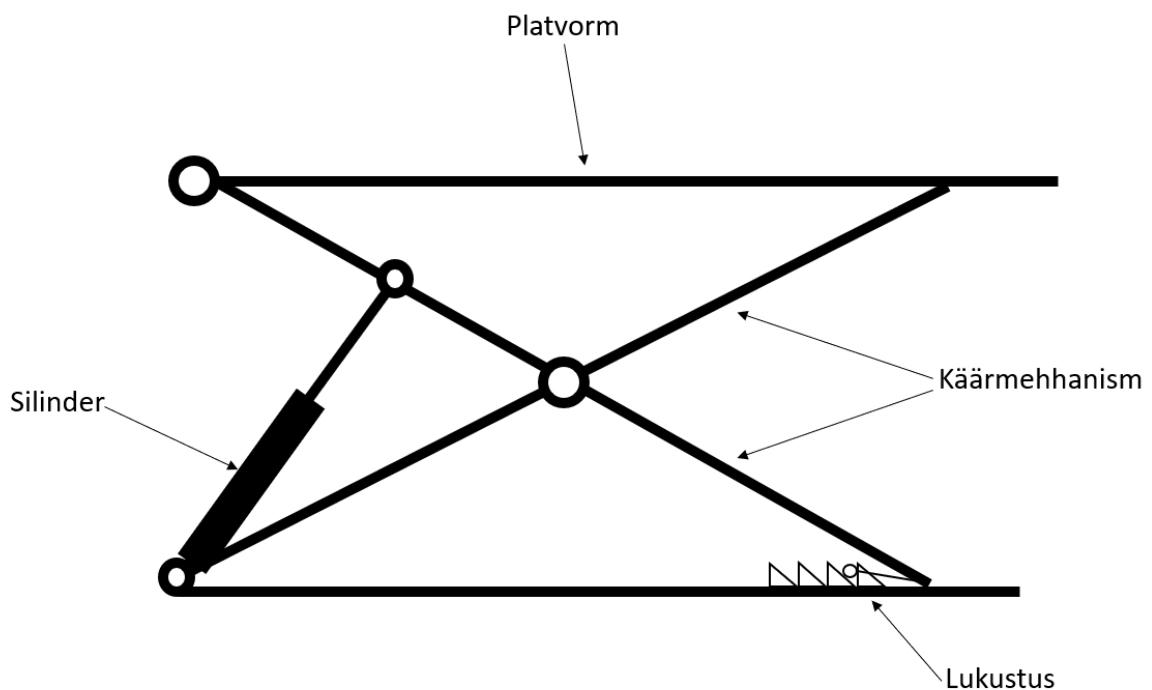
### 3.2.2 Lahendusvariandid

#### Variant 1

Esimeseks lahendusvariandiks on hüdrosilindriga käärtõstuk, mille konstruktsioon on valmistatud terasest. Silinder on kinnitatud kahe käärligendi vahele, silindri täitudes tõstetakse platvorm üles. Lukustusmehhanism on kinnitatud alumise liikuva liigendi külge ja haakub hammaslatti. Kuna kasutuses on hüdrosilinder, siis ajamiseks on hüdropump.

Tabel 3.2 Variant 1

Funktsioon	Lahendus
Ajam	hüdropump
Tõstemehhanism	hüdrosilinder
Konstruktsioon	käärtõstuk
Lukustus	hammas



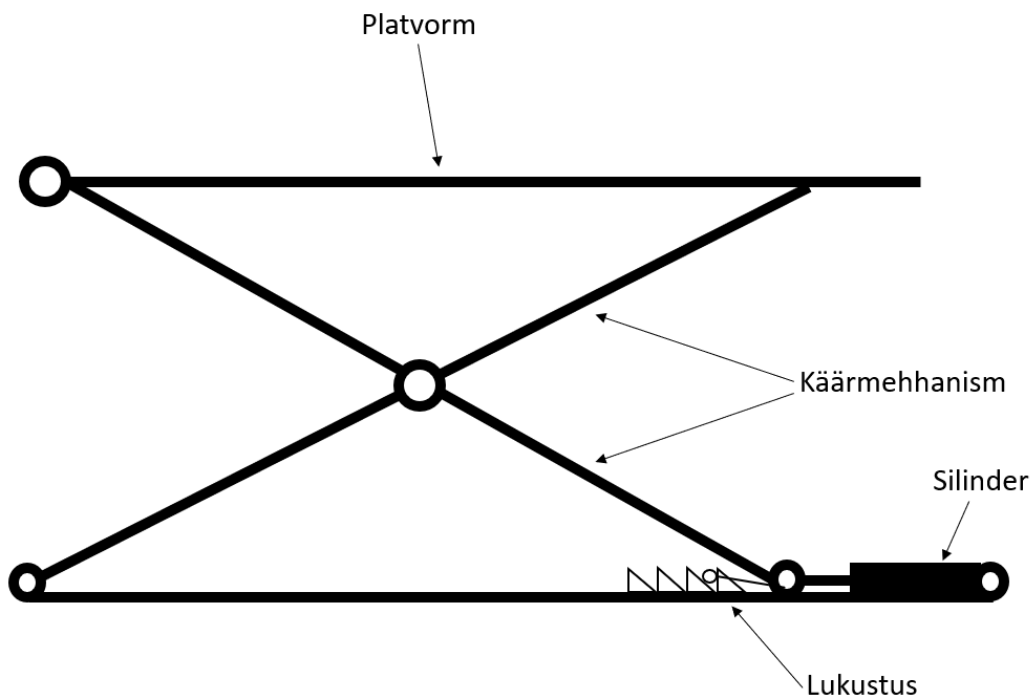
Sele 3.2 Variant 1 skeem

### Variant 2

Variant 2 sarnaneb esimesele, kuid erinevuseks on silindri asukoht. Silinder kinnitub alusplaadile ja alumisele liikuvalle liigendile.

Tabel 3.3 Variant 2

Funktsioon	Lahendus
Ajam	hüdropump
Tõstemehhanism	hüdrosilinder
Konstruksioon	käärtõstuk
Lukustus	hammas



Sele 3.3 Variant 2 skeem

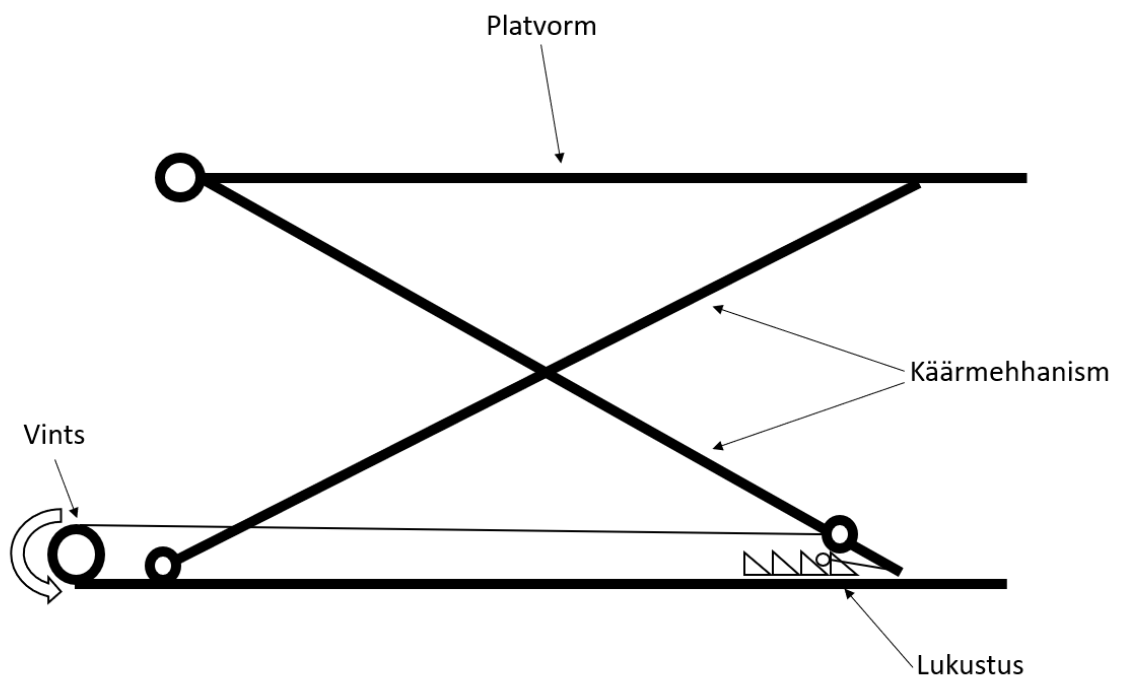


### Variant 3

Variant 3 on lahenduselt sarnane teisele variandile, kuid hüdrocilindri asemel kasutatakse vintsi.

Tabel 3.4 Variant 3

Funktsioon	Lahendus
Ajam	elektrimootor
Tõstemehhanism	vints
Konstruktsioon	käärtõstuk
Lukustus	hammas



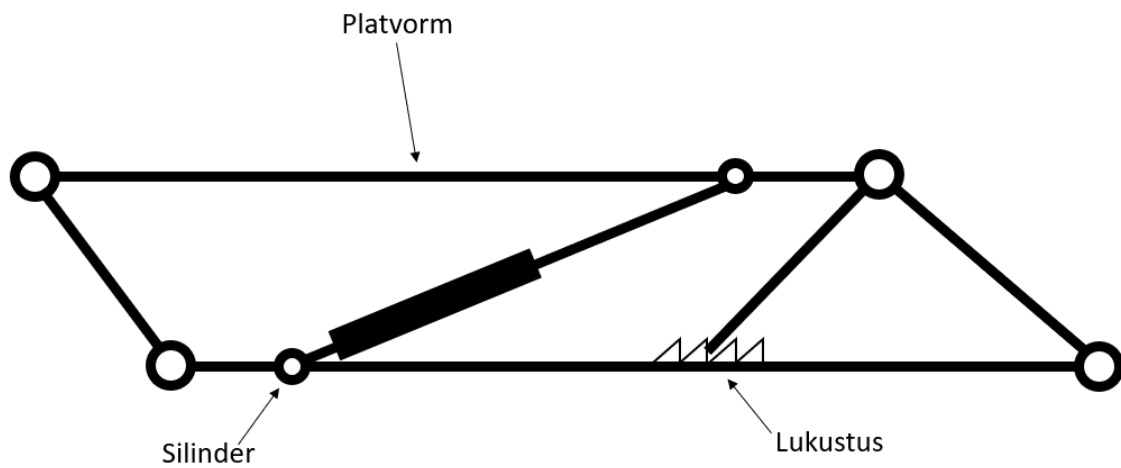
Sele 3.4 Variant 3 skeem

### Variant 4

Variant 4 puhul kasutatakse trapets-konstruktsiooni, mille ülemise ja alumise platvormi vahele on kinnitatud hüdrocilinder. Cilindri täitumisel platvorm tõuseb. Lukustusmehhanismina kasutatakse distantspulka.

Tabel 3.5 Variant 4

Funktsioon	Lahendus
Ajam	hüdropump
Tõstemehhanism	hüdrocilinder
Konstruktsioon	romb
Lukustus	distantspulk



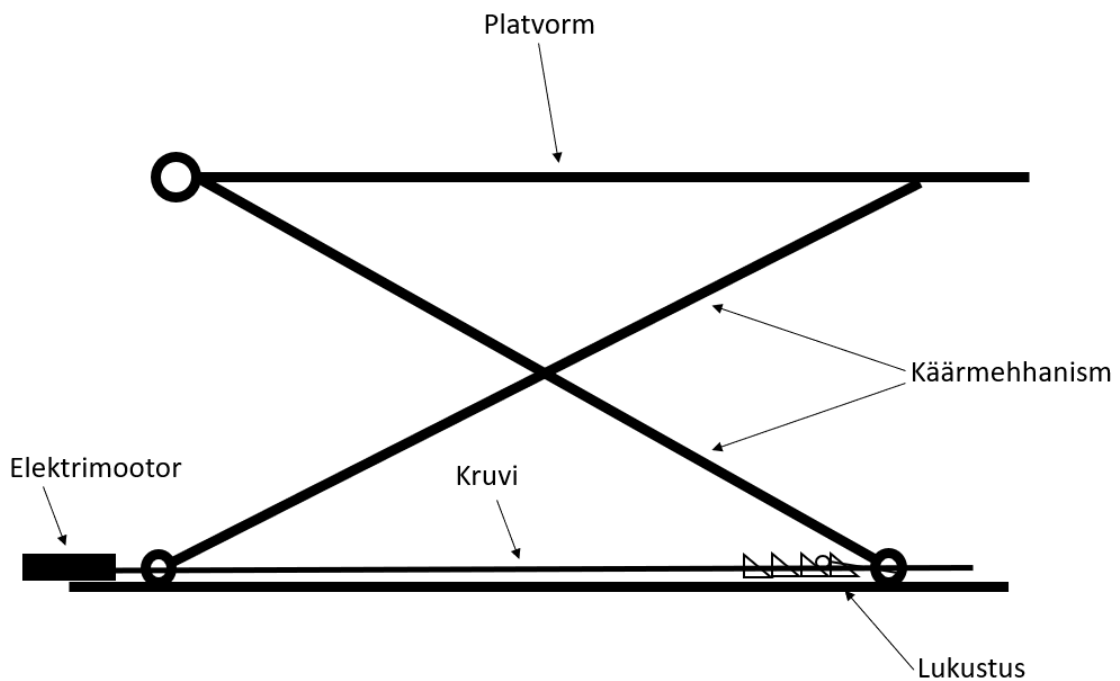
Sele 3.5 Variant 4 skeem

## Variant 5

Variant 5 sarnaneb põhimõttelt kolmandale variandile, kuid vintsi asemel kasutatakse kruviülekanne, muud sõlmed jäävad samaks.

Tabel 3.6 Variant 5

Funktsioon	Lahendus
Ajam	hüdropump
Tõstemehhanism	hüdrosilinder
Konstruktsioon	romb
Lukustus	distantspulk



Sele 3.6 Variant 5 skeem

Leitud lahendusvariante hinnatakse järgmises peatükis ning selgitatakse välja neist kõige sobilikum.

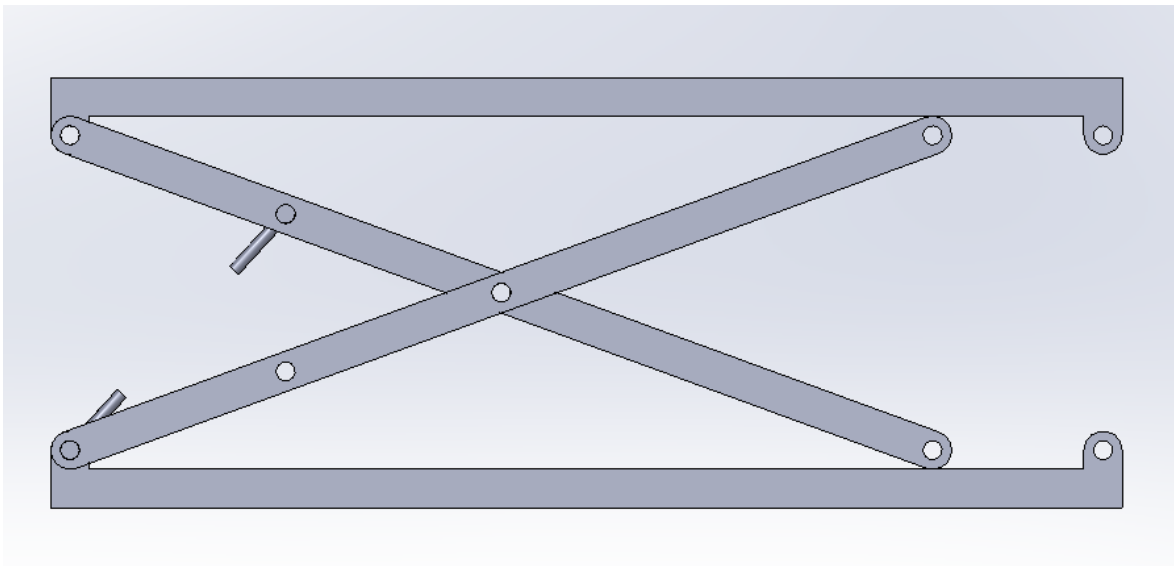
### 3.3 Lahendusvariantide hindamine

Kuna lahendusvariandid on oma konstruktsiooni mahult sarnased ehk konstruktsiooni enda valmistamise maksumus on sarnane, siis on mõistlik valmistamiskulude kokkuhoidmiseks panna rõhku parima täiturmehhanismi ja selle paigutuse leidmisele.

Parima mehhanismi ja paigutuse leidmiseks tehakse igale lahendusele kinemaatiline analüüs, mille raames määratakse kindlaks silindritele vajalik jõud, vintsi vajalik tõmbejõud ja elektrimootori vajalik vääne. Saadud tulemuste põhjal on võimalik valida soodsaim lahendus ja leida iga lahenduse teoreetiline tsükliäeg, mille põhjal saab valida lahenduse, mis lõputöö raames ka valmis projekteeritakse.

Kinemaatiline analüüs teostatakse Solidworks 2022 programmiga Motion Study keskkonnas. Analüüsi ülesehitamisel määratakse liigendite omavahelised seosed, koormatakse konstruktsioon 7500 N-iga, sest on arvestatud, et tõstuk koosneb kahest eraldisesvast koostust, ja määratakse aktuaatori liik ning liikumiskiirus. Kõikide konstruktsioonide puhul arvestatakse tsüklikestuseks 40 sekundit.

Kinemaatilise analüüsi tarvis luuakse tõstukist Solidworksis lihtsustatud 3D mudel, mis vastab mõõtudelt projekteerimistingimustele.



Sele 3.7 Näide kinemaatilise analüüsi jaoks kasutatud lihtsustatud mudelist. Antud mudelit kasutatakse variantide 1, 2, 3 ja 5 tarvis, kus oli lihtsa vaevaga võimalik muuta aktuaatori asukohta ja tüüpi.

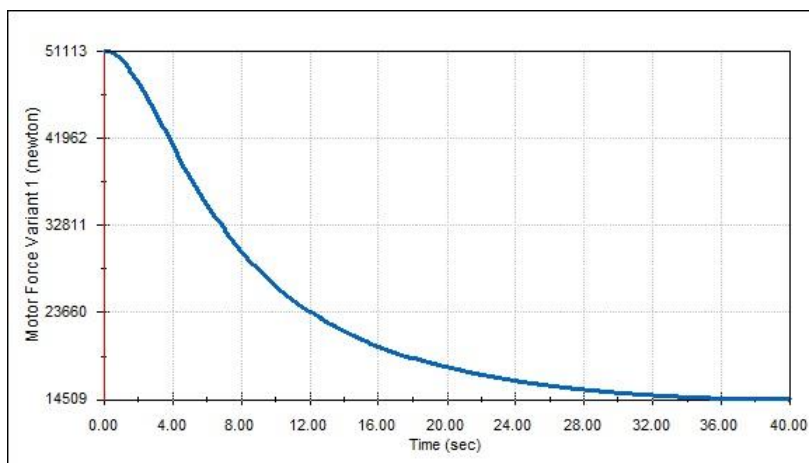
Lõplik valik selgitatakse välja hindamismaatriksi [6] abil. Hindamismaatriksi kasutamiseks määratakse esmalt hindamiskriteerumid.

### 3.3.1 Kinemaatilise analüüsi tulemused

Selles peatükis esitatakse Solidworks Motion Study keskkonnas lihtsustatud mudeliga läbiviidud kinemaatilise analüüsi tulemused.

#### Variant 1

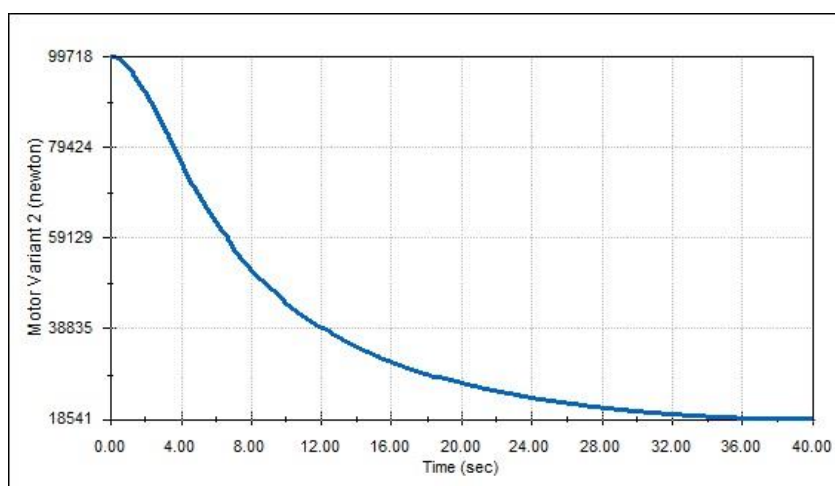
Esimese variandi puhul silindri vajalikuks jõuks 51113 N. 190 bar tööõhu juures eeldab see hüdrosilindrit kolviläbimõõduga 60 mm.



Sele 3.8 Variant 1 vajalik silindrijõud

#### Variant 2

Teise variandi puhul on silindri vajalik jõud väga suur ehk 99718 N, see eeldab 190 bari juures 90 mm kolviga silindri kasutamist.



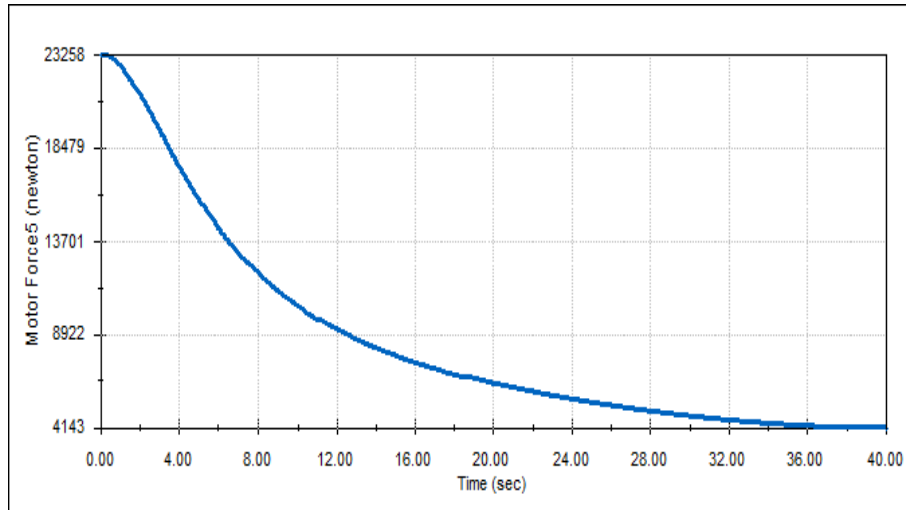
Sele 3.9 Variant 2 vajalik silindri jõud

### Variant 3

Kolmanda variandi puhul on vajalik jõud sama, mis variant 2 puhul. Vintside puhul arvestatakse tõmbejõudu kilogrammides, seega oleks tarvis vintsi, mille tõmbejõud oleks ca 10 tonni. Vajalikku tõmbejõudu on võimalik vähendada plokisüsteemidega kuid see mõjub ka tsükliajale.

### Variant 4

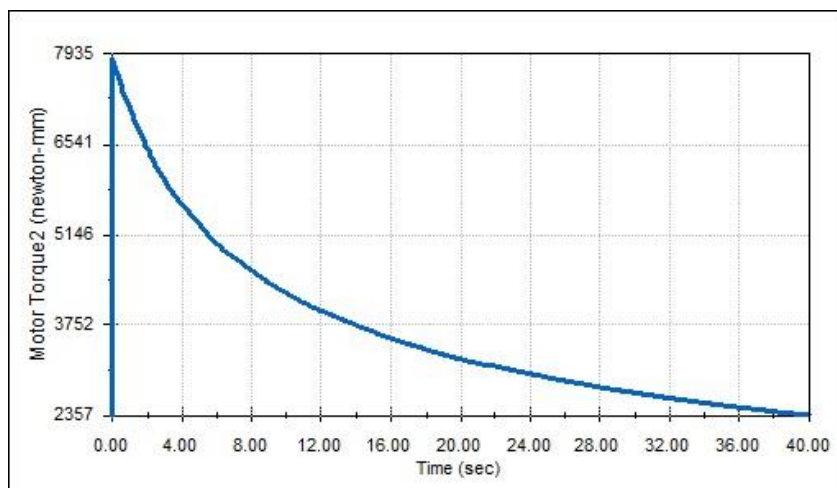
Neljanda variandi vajalik silindri jõud on 23258 N. 190 bar tööõhu juures eeldab see 40 mm läbimõõduga silindri kasutamist.



Sele 3.10 Variant 4 vajalik silindrijõud

### Variant 5

Viienda variandi puhul kasutatakse elektrimootorit ja kruviülekanne, sellisel juhul on määravaks elektrimootori väändemoment. Antud juhul suurim vajalik mootori väändemoment 7935 Nmm ehk ca 8 Nm.



Sele 3.11 Variant 5 vajalik mootori väändemoment

### **3.3.2 Hindamiskriteeriumid**

Hindamiskriteeriumite määramisel on eesmärgiks tuvastada olulisemad aspektid, mis mõjutavad toote kasutuskõlblikkust, tootmislihtsust, majanduslikku tasuvust ja vastavust spetsifikatsioonile.

#### **Lahenduse keerukus**

Lahenduse keerukuse hindamisel jälgitakse konstruktsiooni olemust – liikuvate detailide kogus, kõrgete täpsusnõuetega detailide hulk, jõu rakendamine liikumise teostamiseks ja koostatavus.

Eelise saavad lahendused, mille konstruktsioon koosneb vähestest detailidest, mis ei vaja täppistöötlust. Jõu rakendamine toimub lineaarselt või lihtsa mehhanismi abil.

#### **Maksumus**

Maksumuse hindamisel arvestatakse ostutoodete maksumust, milleks on hüdrosilindrid, hüdroajamid, elektrimootorid, vintsid, kui ka konstruktsiooni valmistamise maksumust.

Kõrgemad punktid antakse lahendustele, milles on võimalik kasutada soodsamaid komponente ja tootmismeetodeid.

#### **Energiatarve**

Eesmärgiks on kasutada tõstukit töökojast väljas, mis tähendab, et üldiselt pole võimalik kasutada elektrivõrgu toidet ning sel juhul peab hakkama saama 12 V autoaku pealt. Seega on tähtis, et valitav täiturmehhanism oleks võimalikult madala võimsusega.

Madalama võimsusega täiturit on sama aku mahutavuse juures võimalik käitada suurema arvu tsükleid kui võimsamat täiturit.

Võrdlusel on abiks eelnevalt leitud täiturite vajalikud jõud ja väändemomendid.

#### **Mugavus**

Mugavuse all hinnatakse toote massi ja erinevate kaasaskantavate komponentide arvu.

Kuna tõstuki transpordivahendile peale- ja mahalaadimine toimub käsitsi, siis on eelistatud väiksema massi ja vähemate eraldisesvate komponentidega tooted.

### 3.3.3 Hindamismatriks

Hindamismatriksis on välja toodud eelnevalt määratud hindamiskriteeriumid, igale kriteeriumile on määratud kaal. Variantide vastavust kriteeriumitele hinnatakse skaalal 1-5, kus 1- „halb“ ja 5- „väga hea“. Hinne korrutatakse iga kriteeriumi kaaluga ning saadakse tulemus. Iga variandi kõik tulemused liidetakse ja kõrgeim kogutulemus osutub valitud lahendusvariandiks.

Tabel 3.7 Variandid 1-3

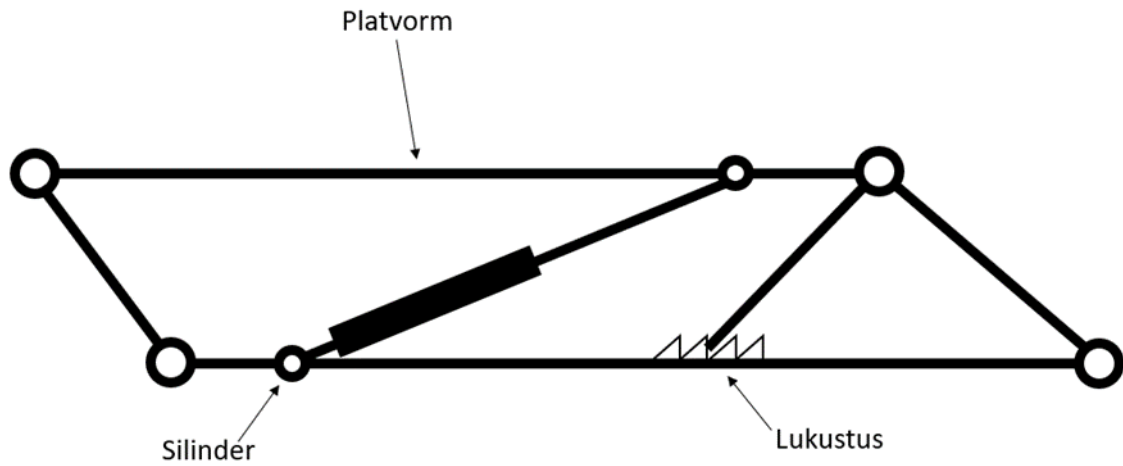
		<b>Variant 1</b>		<b>Variant 2</b>		<b>Variant 3</b>	
Kriteerium	Osakaal	Hinne	Tulemus	Hinne	Tulemus	Hinne	Tulemus
Lahenduse keerukus	0.2	4	0.8	3	0.6	2	0.4
Maksumus	0.3	4	1.2	3	0.9	3	0.9
Energiatarve	0.3	3	0.9	3	0.9	3	0.9
Mugavus	0.2	4	0.8	4	0.8	4	0.8
Kokku	1		<b>3.7</b>		<b>3.2</b>		<b>3</b>

Tabel 3.8 Variandid 4-5

		<b>Variant 4</b>		<b>Variant 5</b>	
Kriteerium	Osakaal	Hinne	Tulemus	Hinne	Tulemus
Lahenduse keerukus	0.2	5	1	3	0.6
Maksumus	0.3	4	1.2	2	0.6
Energiatarve	0.3	5	1.5	2	0.6
Mugavus	0.2	4	0.8	5	1
Kokku	1		<b>4.5</b>		<b>2.8</b>



Vastavalt hindamismatriksile kujunes parimaks lahenduseks variant 4.



Sele 3.12 Lahendusvariant 4 - romb konstruktsioon

Variante 4 kasutab romb konstruktsiooni ja tõstemehhanismina hüdrotsilindrit. Selle tulemuse eelisteks on väga lihtne konstruktsioon ja teiste lahendustega võrreldes väiksem vajalik silindri jõud, mis omakorda tähendab, et on võimalik kasutada väiksemat silindrit, mille täitmiseks kulub vähem vedelikku ja seepärast peab ka hüdropumpa käitama lühemat aega ning energiakulu on väiksem.

## 4. TÕSTUKI PROJEKTEERIMINE

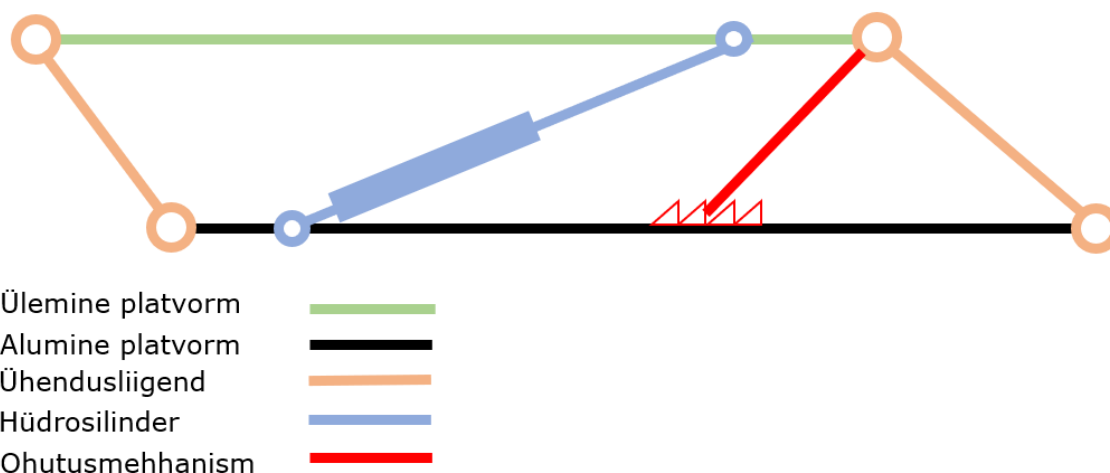
Projekteerimise peatükis leitakse kõik tõstuki konstrueerimiseks vajalikud parameetrid. Õigete konstruktsioonimaterjalide valimiseks pannakse esmalt paika eeldatav lahendus ja skeem, leitakse antud lõigus mõjuvad jõud ning vastavalt sellele leitakse arvutuste teel optimaalsed materjalid.

Kui vajalikud tulemused on leitud ja kriitiliste sõlmede materjalid ja ristlõiked valitud, luuakse tõstukist 3D mudel. Modelleerimiseks kasutatakse arvutiprogrammi Solidworks Professional 2022.

Peatüki viimases osas tehakse valik vajalikest ostutoodetest.

### 4.1 Tõstuki konstruktsiooni ülesehitus

Projekteeritav tõstuk hakkab koosnema kahest identsest eraldiseisvast raamist. Raamid on mõeldud asetamiseks mõlemale poole sõiduki küljekarpide alla. Kahe eraldiseisva raami eelisteks on väiksem mass, mida peab korruga tõstma kui tõstukit laaditakse transpordivahendile ning samuti ei ole piiratud tõstetava auto laius.



Sele 4.1 Konstruktsiooni osad

Raam koosneb viiest alamkoostust – ülemine platvorm, alumine platvorm, ühendusliigendid, hüdrosilinder ja ohutusmehhanism.

Konstruktsiooni parameetrite määramiseks järgmises peatükis on vaja esmalt leida platvormide pikkused. Mõõtude leidmisel on kolm põhilist piirangut – tõstuki

kogupikkus alumises asendis, tõstekõrgus ning silindri pikkus. Sobiva silindri pikkuse valimiseks lähtutakse IKH silindrite kataloogist [7] kust selgub, et silindrite paigalduspikkused on vahemikus 400 mm kuni 850 mm-ni, 50 mm sammuga ning käigupikkused 250 mm kuni 700 mm-ni, samuti 50 mm sammuga. Kõikide piirangute (tõstuki pikkus alumises asendis 1450 mm, tõstekõrgus 500 mm ja silindrite pikkused) kombineerimisel osutus sobivaks platvormi pikkuseks 970 mm ning silindriks 450 mm paigalduspikkusega ja 300 mm käiguga silinder.

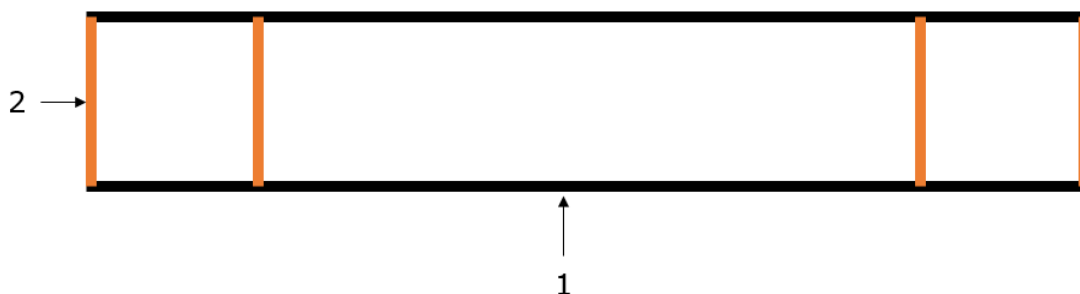
#### 4.1.1 Ülemise platvormi parameetrite määramine

Ülemise platvormi materjali valikuks tuleb paika panna üldine konstruktsiooni lahendus, leida maksimaalne paindemoment ning selle kaudu on võimalik leida vajalik ristlõikepindala. Ülemine ja alumine platvorm konstrueeritakse tootmise lihtsustamiseks ühesugusena.

##### Konstruktsiooni lahendus

Ülemine platvorm koosneb kahest paralleelsest nelikanttorust (selel 4.2 numbriga 1), mis on omavahel seotud ristitorudega (selel 4.2 numbriga 2).

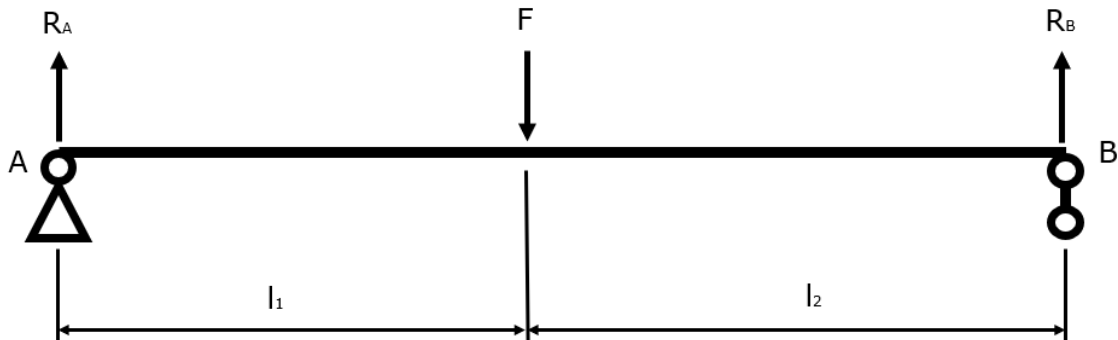
Kahe paralleelse toru kasutamisega on võimalik tagada platvormi vajalik laius ning nelikanttorudega on keevitatavad liitekohad võimalik lihtsalt lahendada ehk torude otsad on sirgelt saetud. See erineb näiteks ümartorudest, kus tuleb ka liitekohad ümaraks töödelda. Platvormi laiuse valimisel tuginetakse senisele kogemusele Bacho tugipukkide kasutamisel, mille taldmiku laius on 207 mm [8], mis on piisav, et hoida ära oht, et sõiduk hakkaks pukkidel õõtsuma ja võiks ümber vajuda. Bacho on tuntud tööriistade tootja ning nende tugipukid on TÜV tunnustatud ja GS sertifitseeritud, seega saab nende toodete ohutuses kindel olla. Suurema ohutustunde tagamiseks valitakse platvormi laiuseks 250 mm.



Sele 4.2 Ülemise platvormi konstruktsioon

## Maksimaalse paindemomendi leidmine

Maksimaalse paindemomendi leidmiseks on vajalik koostada jõudude tasakaaluvõrrand, selleks lihtsustatakse konstruktsiooni ja määratakse toereaktsioonid ühe pika toru kohta.



Sele 4.3 Konstruktsioonile mõjuvad jõud ja reaktsioonijõud

Tasakaaluvõrrandid [9]:

$$\Sigma M_A = 0: F \times l_1 - R_B \times (l_1 + l_2) = 0, \quad (4.1)$$

$$\Sigma M_B = 0: R_A \times (l_1 + l_2) - F \times l_2 = 0, \quad (4.2)$$

kus  $M_A$  – moment ümber punkti A, Nmm,

$M_B$  – moment ümber punkti B, Nmm,

$F$  – konstruktsioonile mõjuv jõud, N,

$l_1$  – jõu  $F$  kaugus punktist A, mm,

$l_2$  – jõu  $F$  kaugus punktist B, mm,

$R_A$  – toereaktsioon punktis A, N,

$R_B$  – toereaktsioon punktis B, N.

Tasakaaluvõrranditest saame , et

$$R_A = F \times \frac{l_2}{l_1 + l_2}, \quad (4.3)$$

$$R_B = F \times \frac{l_1}{l_1 + l_2}. \quad (4.4)$$

Koormuse jõud  $F$  on  $\frac{1}{4}$  suurune kogu tõstukile mõjuvast jõust, sest kogu sõiduki koormus jaotatakse kahele eraldisesivale raamile, mis omakorda koosnevad kahest pikast torust, mis mõlemad võtavad kanda võrdse osa koormust. Jõud  $F$  on paigutatud tala keskele, et väljendada kõige äärmuslikumat olukorda, kus sõiduk on toetatud ainult ühest punktist platvormi keskel, seega  $l_1=l_2$ .

Ühele talale mõjuva jõu leidmiseks tuleb planeeritav tõstevõime 1500 kg jagada neljaga ja korrutada raskusjõuga:

$$F = \frac{m_{\text{tõstevõime}}}{4} \times g, \quad (4.5)$$

$$F = \frac{1500}{4} \times 9,81 \approx 3750 \text{ N}.$$

Platvormi kogupikkuseks on varasemalt leitud 970 mm, seega  $l_1=l_2=485$  mm.

Kuna rakenduv jõud on asetatud tala keskele, siis reaktsioonijõud  $R_A$  ja  $R_B$  on võrdsed, ehk  $R_A=R_B=1875$  N.

Maksimaalne paindemoment leitakse valemiga:

$$M = R_A \times l_1, \quad (4.6)$$

kus  $M$  – paindemoment, Nm,

$$M = 1875 \times 485 = 909 \times 10^3 \text{ Nmm} = 906 \text{ Nm}$$

Maksimaalse momendi kaudu leitakse vajalik ristlõike suurus.

Tugevustingimus paindel [12]:

$$\sigma = \frac{M}{W_x} \leq [\sigma], \quad (4.7)$$

kus  $\sigma$  – pinge, MPa,

$W_x$  – telgvastupanumoment,  $\text{cm}^3$ ,

$[\sigma]$  – lubatud normaalpinge, MPa.

Materjalina kasutatakse terast S355J2H, mille voolavuspiir on 355 MPa. Lubatud normaalpinge leitakse voolavuspiiri ja varuteguri jaotisena.

Varuteguri valikul lähtutakse standardist „Mobiilsed või liikuvtungrauad ja nendega seotud tõsteseadmed“ [10], mille kohaselt peavad projekteeritavad seadmed taluma

vähemalt 150% neile ettenähtud koormusest. Seega valitakse varuteguriks 2, kuna tõstuki hüdrosilinder valitakse just selline, et tõstuki konstruktsiooni pole võimalik üle koormata, see tähendab, et silinder dimensioneeritakse tõstma 1500 kg ning suurema massi puhul pole võimaline silinder sõidukit maast lahti tõstma.

Varutegur on võimalik leida valemiga [11]:

$$[\sigma] = \frac{R_{eH}}{[S]}, \quad (4.8)$$

kus  $R_{eH}$  – voolavuspiir, MPa,

$[S]$  – varutegur,

$$[\sigma] = \frac{355}{2} = 177,5 \text{ MPa}.$$

Vajalik telgvastupanumoment on leitav valemiga, mis on tuletatud valemist (4.7):

$$W_x \geq \frac{M}{[\sigma]}, \quad (4.9)$$

$$W_x \geq \frac{909}{177,5 \times 10^6} \approx 5,1 \times 10^{-6} \text{ m}^3 = 5,1 \text{ cm}^3.$$

Vastavalt eelnevalt leitud vajalikule telgvastupanumomendile leitakse tootjakataloogist [13] sobiv ristlõige. Valik tehakse täisnurkse ristlõikega ja ruutristlõikega õõnesprofiilide hulgast.

Vähima vajaliku telgvastupanumomendiga profiilideks on 40x4 ruutristlõikega ja 50x30x4 täisnurkse ristlõikega profiilid. Tõstuki projekteerimise ühest nõuetest on ka võimalikult väike toote mass, seega pole mõistlik valida üksnes profiili, mis täidaks vaid telgvastupanumomendi nõude, kuid oleks ka võimalikult kerge, selleks valitakse kataloogist vähima jooksvameetri kaaluga,  $m_{jm}$ , ristlõige, mis tagab vajaliku telgvastupanumomendi nõude. Samas tuleb jälgida, et tõstuki kõrgus kõige alumises asendis ei ületaks 140 mm, seega saab valitava profiili suurim kõrgus,  $h_{\text{profiil}}$ , olla kuni 70 mm.

Sellest tulenevalt on profiili valiku kriteeriumiteks:

$$W_x \geq 7,9 \text{ cm}^3$$

$$h_{\text{profiil}} \leq 70 \text{ mm}$$

$$m_{jm} = \text{madalaim kg/m}$$

Vastavalt esitatud kriteeriumitele osutub sobivaimaks profiiliks 50x2 ruutristlõikega profiil, mille meetri kaal on 2,93 kg/m [13].

Põhinedes tabeli andmetele on võimalik leida valitud profiili tegelik varutegur.

Seega leitakse tegelik varutegur:

$$\sigma = \frac{M}{W_x}, \quad (4.10)$$

$$\sigma = \frac{909}{5,66} = 161 \text{ MPa},$$

$$S_{tegelik} = \frac{R_{eH}}{\sigma}, \quad (4.11)$$

kus  $S_{tegelik}$  – tegelik varutegur,

$$S_{tegelik} = \frac{355}{161} = 2,2.$$

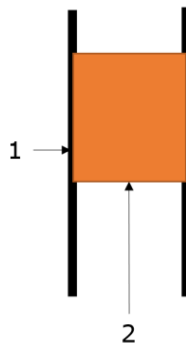
Valitud ristlõikega toru varutegur antud tingimustes on 2,2, mis on suurem varasemalt paika pandud varutegurist 2 ehk tegelik varutegur on piisav.

#### 4.1.2 Ühendusliigendite parameetrite määramine

Ühendusliigendite materjali valikuks tuleb paika panna üldine konstruktsiooni lahendus, leida tekkivad pikijõud ning selle kaudu leida ühendusliigendite materjali vajalik ristlõikepindala.

##### Konstruktsiooni lahendus

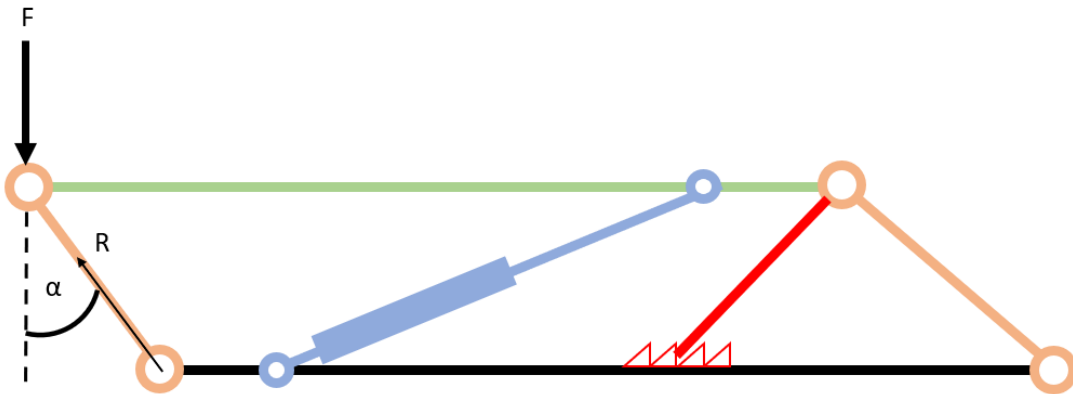
Ühendusliigendid on mõlemal pool identsed ja koosnevad kahest pikitalast (selel 4.4 number 1) ning ühendusplaadist (selel 4.4 number 2). Ühendusplaat lisab jäikust külgsuunas.



Sele 4.4 Ühendusliigendi konstruktsioon

## Pikijõudude määramine

Pikijõudude määramiseks valitakse antud konstruktsioonile kõige ebasoodsam tingimus, kus kogu ühele tõstuki poolele mõjuv jõud on asetatud ühe ühendusliigendi kohale.



### Sele 4.5 Liigendis tekkiv jõud

Jõu  $F$  suuruseks on pool kogu liigendile mõjuvast jõust, sest konstruktsioonis kannavad tekkivat jõudu kaks paralleelset pikitala. Nurk  $\alpha$  valitakse tõstuki kõige alumises asendis, seal asendis on tekkiv reaktsioonijõud eeldatavasti kõige suurem.

$$F=3750 \text{ N}$$

$$\alpha = 81^\circ$$

Seega talas tekkiv jõud on võimalik leida valemiga [14]:

$$R = \frac{F}{\cos \alpha}, \quad (4.12)$$

kus  $R$  – reaktsioonijõud liigendis,  $F$ ,

$$R = \frac{3750}{\cos 81^\circ} = 23972 \text{ N}.$$

Et valitud toru ristlõike oleks sobiv, peab olema täidetud järgnev tingimus [15]:

$$\sigma = \frac{R}{A} \leq [\sigma], \quad (4.13)$$

kus  $A$  – toru ristlõike pindala,  $\text{mm}^2$ .



Tingimusest saab avaldada ristlõike pindala [15]:

$$A \geq \frac{R}{[\sigma]}, \quad (4.14)$$

$$A \geq \frac{23972}{177,5} = 135,1 \text{ mm}^2.$$

Saadud tulemusest selgub, et toimivaks ristlõikeks sobib ruutristlõikega 25x2 või täisnurkse ristlõikega 40x20x2 profiil. Täpne profiilivalik selgub konstrueerimise käigus.

25x2 profiili ristlõikepindala on 174 mm<sup>2</sup>, seega on võimalik leida tegelik varutegur:

$$\sigma = \frac{R}{A}, \quad (4.15)$$

$$\sigma = \frac{23972}{174} = 138 \text{ MPa},$$

$$S_{\text{tegelik}} = \frac{R_{eH}}{\sigma}, \quad (4.16)$$

$$S_{\text{tegelik}} = \frac{355}{138} = 2,6.$$

Ruutristlõikega profiili 25x2 kasutamise korral on varuteguriks 2,6.

40x20x2 profiili ristlõikepindala on 214 mm<sup>2</sup>, seega on varutegur:

$$\sigma = \frac{23972}{214} = 112 \text{ MPa},$$

$$S_{\text{tegelik}} = \frac{355}{112} = 3,1.$$

40x20x2 profiili varutegur antud konstruktsioonis on 3,1.

Mõlema ristlõike puhul on varuteguri nõue, 2, täidetud, kuna tegemist on tösteseadmega, siis suurem tegelik varutegur ei ole probleemiks ning on antud olukorras sobiv.

### 4.1.3 Hüdropumba ja silindri valik

Hüdropump valitakse turul pakutavatest toodetest.

Hüdrosilindri valikuks kasutatakse varasemalt kinemaatika analüüsi tarbeks koostatud lihtsustatud mudelit, mis vastab mõõtmetelt projekteerimistingimustele ning valitud hüdropumba andmeid.

#### Hüdropumba valik

Pumba valikul on oluline, et seda oleks võimalik kasutada 12 V alalisvooluga, ehk autoakult, sest võistluspaikades puudub üldjuhul ligipääs elektrile.

Hüdropumbade valikuks on välja toodud kolme pakkuja tooted:

Tabel 4.1 Hüdropumpade valik [16][17][18]

Pakkuja	Võimsus, kw	Maks. rõhk, bar	Paagi maht, l	maks. l/min	Hind, € +km
Hydroscand	0.3	190	0.7	1	370
Velt motocenter	0.5	160	1	2.8	1800
Flexib hüdraulika	2	210	11	7	275

Valiku tegemiseks kasutatakse lihtsat hindamistabelit, kus võrreldakse vajalikku maksimaalset rõhku, mootorivõimsust, kus eelise saab väiksema võimsusega jaam ja hinda. Hinnatakse skaalal 1 – 5, kus 1 – halb, 5 – väga hea.

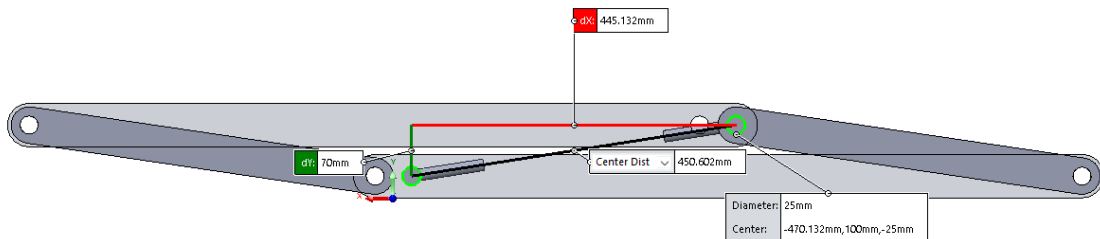
Tabel 4.2 Hüdropumba hindamistabel

Pakkuja	Maks. Rõhk	Võimsus	Hind	Kokku
Hydroscand	5	5	3	13
Velt motocenter	1	4	1	6
Flexib hüdraulika	5	3	5	13

Hindamistabeli põhjal osutuvad võrdseteks Flexib ja Hydroscandi pakutavad jaamad. Kuna jaama valitakse mobiilsele kaasaskantavale seadmele, siis otsustatakse kompaktsema lahenduse kasuks, milleks on Hydroscandi jaam. Flexib jaam on kõvasti võimsam ning ebavajalikult suure paagiga.

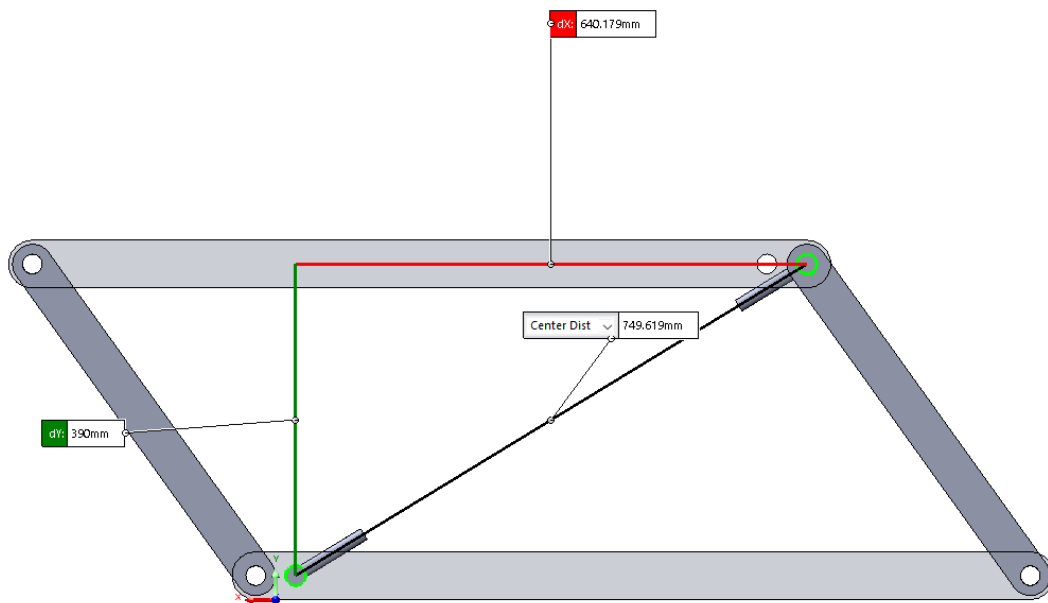
## Hüdrosilindri valik

Silindri käigu leidmiseks kasutatakse varasemalt kinemaatika analüüsi jaoks koostatud lihtsustatud mudelit, mille abil on võimalik hõlpsasti leida silindri pikkus nii alumises kui ka ülemises asendis.



### Sele 4.6 Silinder alumises asendis

Tulenevalt 3D mudelist on vajalik silindri paigaldamise pikkus 450 mm.



### Sele 4.7 Silinder ülemises asendis

Ülemises asendis on silindri pikkus 750 mm, ehk käigupikkuseks on 300 mm.

Kinemaatika analüüsis leitud maksimaalset silindrijõu tulemust 23258 N kontrollitakse käsiarvutusega. Jõud  $F$  on pool kogu platvormile mõjuvast jõust ehk 3750 N ning nurk  $\alpha$  on jõu ning silindri vaheline nurk kõige alumises asendis ehk  $80,5^\circ$ .

Silindri vajalik jõud on võimalik leida valemiga [14]:

$$F_{sil} = \frac{F}{\cos \alpha}, \quad (4.17)$$

kus  $F_{sil}$  – silindri vajalik jõud, N,

$$F_{sil} = \frac{3750}{\cos 80,5^\circ} = 22721 \text{ N}.$$

Leitud tulemus on sarnane kinemaatika analüüsis leituga, seega võib pidada tulemust usaldusväärseks.

Kolvi pindala valem on võimalik tuletada rõhu valemist [14, lk 39]:

$$p = \frac{F}{A}, \quad (4.18)$$

kus  $p$  – rõhk, MPa,

$A$  – kolvipindala, mm<sup>2</sup>,

$$A = \frac{F}{p}, \quad (4.19)$$

$$A = \frac{22721}{19} = 1196 \text{ mm}^2.$$

Ning kolviläbimõõt on võimalik leida valemiga, valem on tuletatud ringi pindala valemist [14]:

$$D = 2\sqrt{\frac{A}{\pi}}, \quad (4.20)$$

kus  $D$  – kolvipindala.

$$D = 2\sqrt{\frac{1196}{\pi}} = 39 \text{ mm}.$$

Kuna 39 mm kolviga silindreid ei müüda, valitakse järgmine suurem saadav suurus ehk sobiv kolviläbimõõt on 40 mm.

Seega on silindri valimise parameetriteks:

kolvi läbimõõt – 40 mm

silindri paigalduspikkus – 450 mm

silindri käigupikkus – 300 mm

töörõhk -  $\geq 190$  bar

Kõikidele parameetritele vastavaks osutub Tööriistamarketis pakutav hüdrocilinder 40/25x300 HS4025300K.

Valitud silindri parameetrid:

Tabel 4.3 Silindri HS4025300K parameetrid [19]

Silinder	HS4025300K
Kolvi $\varnothing$ , mm	40
Kolvivarda $\varnothing$ , mm	25
Sõrme ava $\varnothing$ , mm	20
Käigupikkus, mm	300
Paigalduspikkus, mm	450
Töörõhk, bar	210

Nagu tabelist on nähtav, vastab valitud silinder kõikidele vajalikele parameetritele ja seega on sobiv.

Hüdropumba ja silindri andmete põhjal on võimalik leida teoreetiline tõsteaeg, selleks tuleb esmalt leida silindri ruumala.

Silindri ruumalavalem [14, lk 25]:

$$V = \frac{\pi \times d^2}{4} \times h, \quad (4.21)$$
$$V = \frac{\pi \times 40^2}{4} \times 300 = 3,77 \times 10^5 \text{ mm}^3.$$

On teada, et Hüdropumba vooluhulk on 1 l/min, mis on  $1,67 \times 10^4$  mm<sup>3</sup>/s.

Kuna tõstuk kasutab kahte hüdrocilindrit, siis vedelikuga täidetav ruumala on  $7,54 \times 10^5$  mm<sup>3</sup>. Tõsteaja leidmiseks kasutatakse valemit:

$$t_{\text{tõste}} = \frac{V}{Q}, \quad (4.22)$$

kus  $t_{\text{tõste}}$  – tõsteaeg, s,

$Q$  – vooluhulk, mm<sup>3</sup>/min,

$$t_{tõste} = \frac{7,54 \times 10^5}{1,67 \times 10^4} \approx 46 \text{ s.}$$

Arvutuste põhjal on teoreetiliseks tõsteajaks 46 sekundit, mis reaalsetes tingimustes võib olla pikem, kuid täidab projekteerimistingimustes toodud soovi, et tõste toimuks alla 60 sekundi.

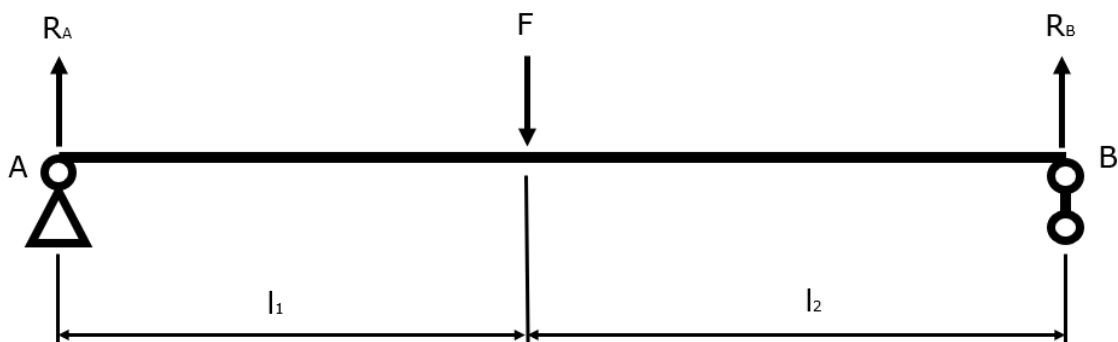
#### 4.1.4 Ühendustelje valik

Ühendustelge kasutatakse tõstuki kõigis neljas nurgas platvormide ja ühendusülilide liitmiseks ning teljele kinnitub ka hüdrocilinder. Kuna valitud silindri sõrme ava on 20 mm, siis on mõistlik võimalusel kasutada 20 mm telge.

Telje sobivuse kontrollimiseks leitakse suurim paindemoment ning löikejõud platvormide ja ühendusülili liitel.

#### Telje suurima paindemomendi leidmine

Paindemomendi leidmiseks kasutatakse samu meetodeid, mis peatükis 4.1.1., seega vajalikud suurused on mõjuv jõud  $F$  ja kaugus  $l$  toest.



Sele 4.8 Konstruktsioonile mõjuvad jõud ja reaktsioonijõud

Jõu  $F$  suurus on pool silindris tekkivast jõust, sest kogu silindris tekkiv jõud jaguneb võrdselt silindri mõlemas otsas olevatele telgedele, seega jõu suurus  $F = 11986 \text{ N}$ . Jõu õla leidmiseks tuleb leida platvormi põhitalade vahele jääv pikkus – platvormi laius on 250 mm, talade laius 50 mm, seega on talade vahele jääv pikkus on 150 mm. Silindri jõud rakendatakse telje keskele ehk jõu õla pikkuseks on 75 mm.  $R_A$  ja  $R_B$  on võrdsed ning moodustavad poole jõust  $F$ .

Paindemomendi leidmiseks kasutatakse valemit (4.6) .

Arvutuseks vajalikud andmed:

$$R_A=R_b= 5993 \text{ N}$$

$$l_1=l_2= 75 \text{ mm}$$

$$M = 5993 \times 75 \approx 4,5 \times 10^5 \text{ Nmm}.$$

Telgvastupanumomendi leidmiseks on vaja teada suurimat lubatud pinget. Telje materjaliks on roostevabateras EN 1.3505 [20], mille tõmbetugevus on 415 MPa [21]. Varasemalt paika pandud varutegur on 2, seega suurim lubatud pinge on 207,5 MPa. Seega leitakse vajalik telgvastupanumomendi valemiga (4.9):

$$W_x \geq \frac{4,5 \times 10^5}{207,5} \approx 2169 \text{ mm}^3.$$

Ümarvarda telgvastupanumoment leitakse valemiga [12]:

$$W_x = \frac{\pi}{32} \times D^3, \quad (4.23)$$

$$W_x = \frac{\pi}{32} \times 20^3 = 1570,8 \text{ mm}^3.$$

Seega nõue  $W_x \geq 2168 \text{ cm}^3$  ei ole täidetud ning telg ei ole paindemomendi seisukohalt sobiv. Kuna jämedama telje kasutamine pole võimalik, sest valitud silindri sõrme ava on 20 mm, tuleb järelikult vähendada jõuõlga. Lubatud jõuõla leidmiseks kasutatakse tagurpidi arvutust ehk aluseks võetakse olemasoleva võlli telgvastupanumoment, mille kaudu leitakse suurim lubatud paindemoment ning selle kaudu juba suurim lubatud jõuõlg.

Suurima lubatud paindemomendi valem tuletatakse valemist (4.9):

$$M \leq W_x \times [\sigma], \quad (4.24)$$

$$M \leq 1570,8 \times 207,5 = 3,56 \times 10^5 \text{ Nmm}.$$

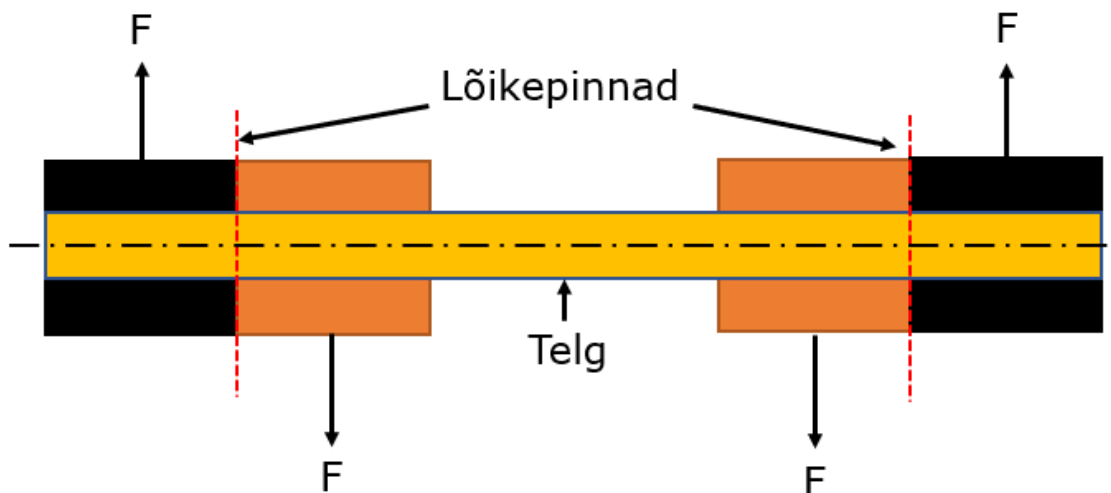
Suurima lubatud jõuõla valem tuletatakse valemist (4.6):

$$l_1 \leq \frac{M}{R_A}, \quad (4.25)$$
$$l_1 \leq \frac{3,56 \times 10^5}{5993} = 59,4 \text{ mm}.$$

Seega maksimaalne jõuõlg võib olla 59,4 mm. Et vältida telje liigset paindumist ja deformeerumise ohtu, valitakse jõuõla suuruseks 50 mm. Väiksem jõuõlg saavutatakse platvormi otstes olevate pukside pikendamisega.

### Telje lõikepinge leidmine

Lõikeseisund tekib teljel platvormi ja ühenduslüli liitekohas.



Sele 4.9 Telje lõikeseisund

Lõikepinge leidmiseks kasutatakse valemit [9, lk 26]:

$$\tau = \frac{F}{nm_0A} = \frac{4F}{nm_0\pi d^2} \quad (4.26)$$

kus  $\tau$  – lõikepinge, MPa,  
 $n$  – telgede arv,  
 $m_0$  – lõikepindade arv,

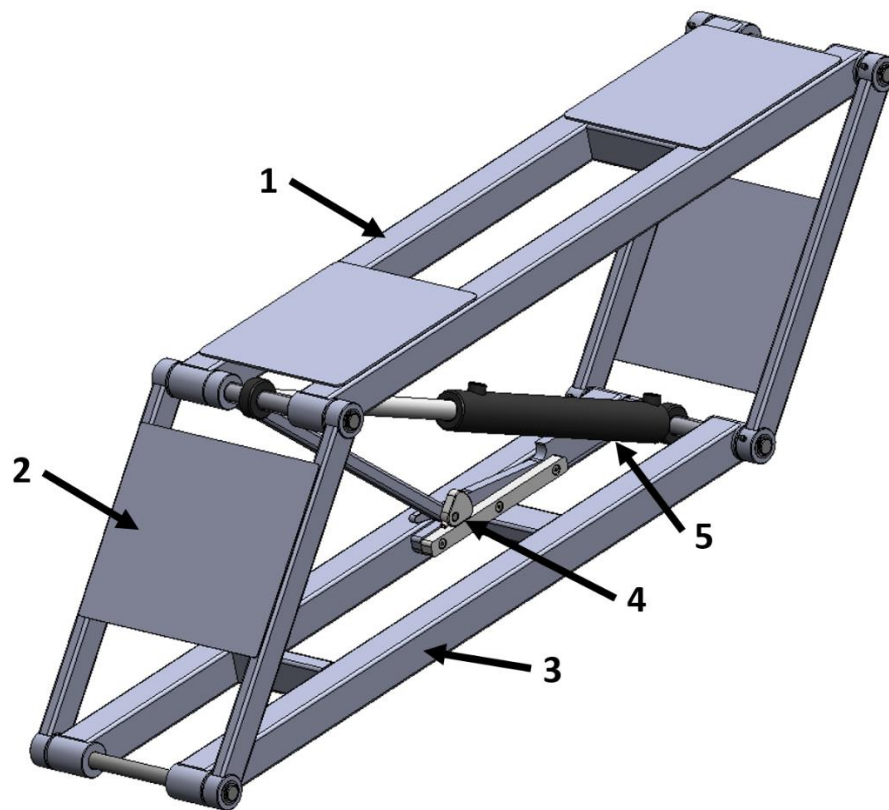
$$\tau = \frac{4 \times 7500}{1 \times 2 \times \pi \times 20^2} = 12 \text{ MPa.}$$

Ka lõikel on pinge alla maksimaalse lubatu, seega võll on sobiv kasutamiseks projekteeritavas konstruktsioonis.

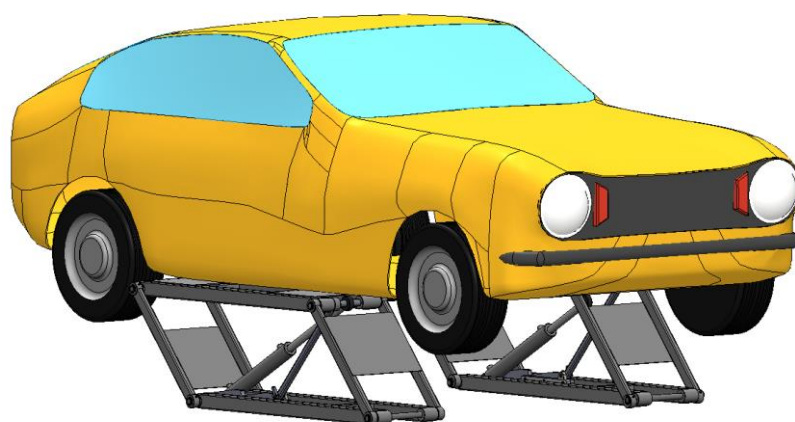


## 4.2 Tõstuki konstrueerimine

Konstrueerimise peatükis luuakse varasemalt leitud andmete põhjal tõstuki 3D mudel ja selgitatakse sõlmedes kasutatud lahendusi.



Sele 4.10 Tõstuki koost. 1 - ülemine platvorm, 2 - ühendusliigend, 3 - alumine platvorm, 4 - ohutusmehhanism, 5 - hüdrosilinder.

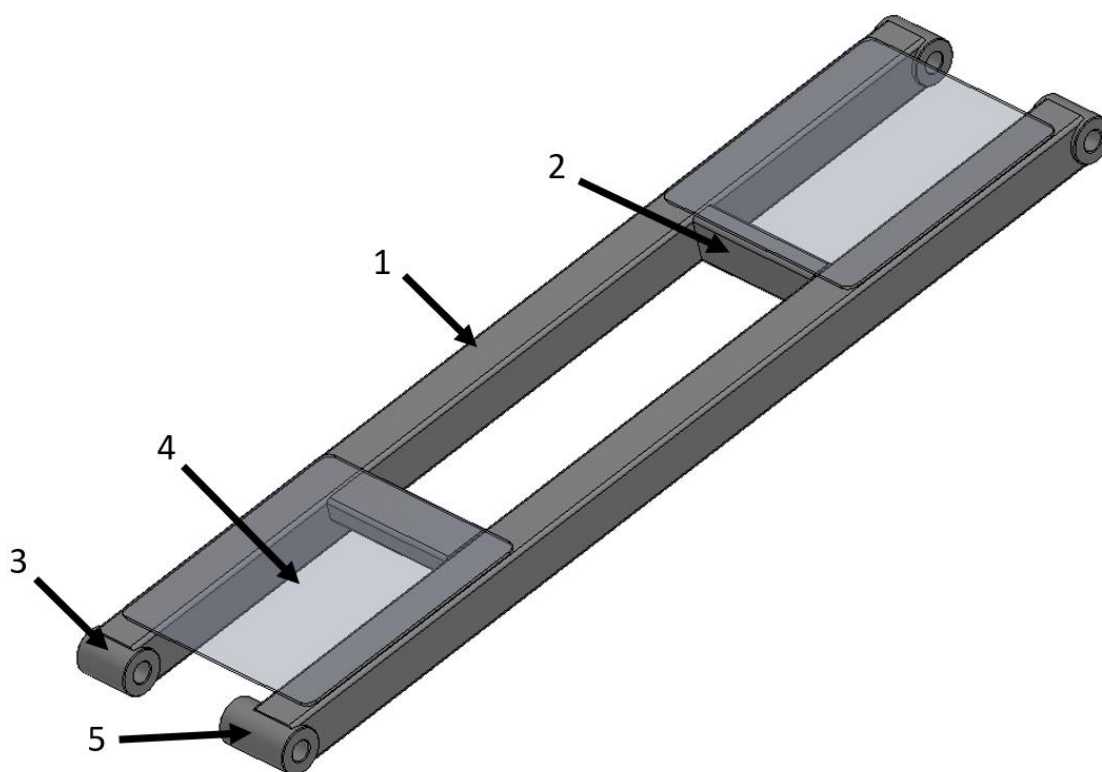


Sele 4.11 Sõiduk tõstuki

Tõstuk koosneb kahest poolest, mis on identsed. Üks pool koosneb viiest alamkoostust, milleks on ülemine platvorm, ühendusliigendid, alumine platvorm ja hüdrosilinder.

#### 4.2.1 Ülemine ja alumine platvorm.

Ülemine ja alumine platvorm on konstruktsioonilt ühesugused, ainsa erinevusena on ülemisele platvormile keevitatud 3 mm paksusest terasest lehed, kuhu paigutatakse tõstmisel kummipadjad.

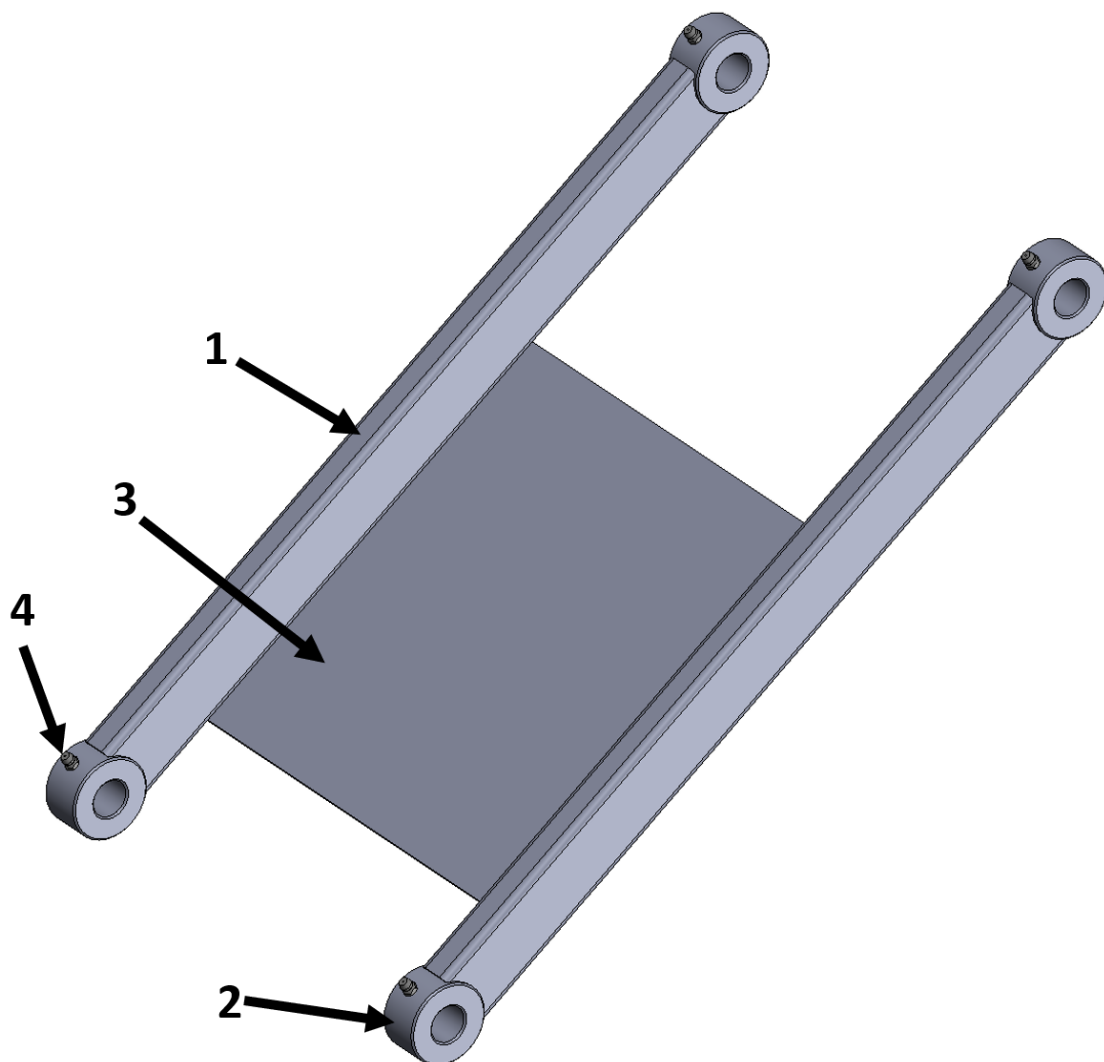


Sele 4.12 Platvorm. 1 - pikitoru 50 x 2, 2 - toru 50 x 25 x 2, 3 - puks, 4 – 3 mm plaat, 5 – pikendatud puks jõuõla vähendamiseks.

Platvormid koosnevad kahest paralleelselt jooksvast peamisest torust, mis on 50 x 2 ruutristlõikega, neid ühendab omavahel kaks 50 x 25 x 2 toru. Pikitorude otstes on puksid, millest jookseb läbi ühendusvõll. Ülemisele platvormile on lisaks paigutatud 3 mm paksused plaadid. Kogu konstruktsiooni materjaliks on Teras S355. Detailid on omavahel ühendatud keevisega. Valmis platvorm värvitakse pulber värviga, et tagada konstruktsiooni vastupidavus välismõjutele. Ühe platvormi mass on 11,6 kg.

### 4.2.2 Ühendusliigend

Tõstuki otstes asuvad ühendusliigendid on ühesugused. Liigendid on valmistatud 40 x 20 x 2 profiiliga torust, torude otstes on puksid ning külgsuunalise jäikuse lisamiseks on torud ühendatud 2 mm paksuse terasplaadiga. Liigendite määrimise lihtsustamiseks on igale puksile lisatud määrdenippel, mille kaudu saab määrdet juhtida otse võlli pinnale. Liigend on valmistatud S355 terasest. Detailid on omavahel ühendatud keevisliitega. Ühendusliigendi mass on 2,9 kg.



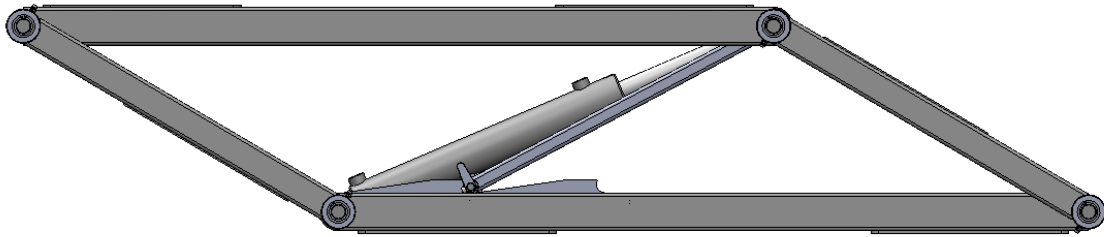
Sele 4.13 Ühendusliigend. 1 - toru 40 x 20 x 2, 2 - puks, 3 - 2 mm plaat, 4 - määrdenippel.

### 4.2.3 Ohutusmehhanism

#### Ohutusmehhanismi toru vajaliku ristlõike määramine

3D mudelist saadud andmete põhjal on võimalik leida toru vajalik ristlõikepindala. Tekkiva reaktsioonijõu leidmiseks valitakse ohutusmehhanismi alumine asend, sest

seal on eeldatavalt tekkiv jõud suurem, kuna mõjuva jõu ja reaktsioonijõu vaheline nurk on suurem.



Sele 4.14 Ohutusmehhanism on hambumises alumises asendis.

Mudelist avaldub, et jõu ja reaktsioonijõu vaheline nurk on  $62^\circ$ . Jõuks on kogu platvormile mõjuv jõud, ehk 7500 N. Vajalik ristlõikepindala ja varutegur leitakse sarnaselt peatükile 4.1.2, kus leiti ühendusliigendi vajalik ristlõikepindala.

Seega leiame reaktsioonijõu kasutades valemit (4.12):

$$R = \frac{7500}{\cos 62^\circ} = 15975 \text{ N.}$$

Järgnevalt leitakse vajalik ristlõikepindala kasutades valemit (4.14):

$$A \geq \frac{15975}{177,5} = 90 \text{ mm}^2.$$

Kasutades kataloogi [13] valime sobiva ristlõikepindalaga profiili.

Sobivaks ristlõikeks ostutub 20 x 2 ruutristlõikega profiil, mille ristlõikepindala on 134 mm<sup>2</sup>.

Tegelik pinge leitakse valemiga (4.15):

$$\sigma = \frac{15975}{134} = 120 \text{ MPa.}$$

Tegelik varutegur leitakse valemiga (4.16):

$$S_{tegelik} = \frac{355}{120} = 2,9.$$

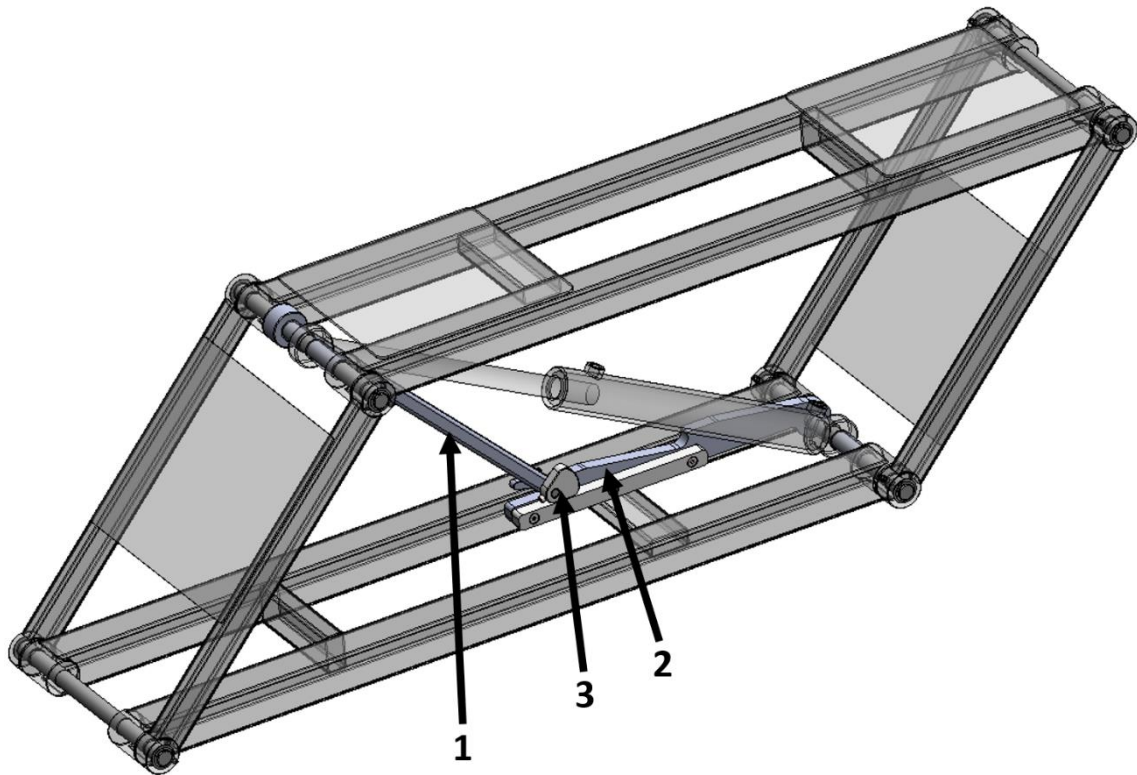
Tulemusest selgub, et ohutusnõue 2 on täidetud ja profiil on sobilik.

## Ohutusmehhanismi vajalikkus

Ohutusmehhanismi eesmärgiks on vältida tõstuki iseeneslikku alla vajumist, kui mõni hüdraulikakomponent puruneb. Samuti aitab ohutusmehhanism säästa hüdroklappe, kuna koormus lastakse silindri pealt maha.

Hüdroseadmetel on võimalik kasutada erinevaid ohutust tagavaid süsteeme, milleks võivad olla näiteks automaatsed vooliku purunemist tuvastavad klapid, mis takistavad silindri tühjenemise. Antud juhul oli soov leida lihtne ja robustne lahendus.

Ohutusmehhanismina kasutatakse silindri kõrval asetsevat 20 x 2 toru koos lukustuslattiga. Lukustust on võimalik deaktiveerida nukksüsteemiga.

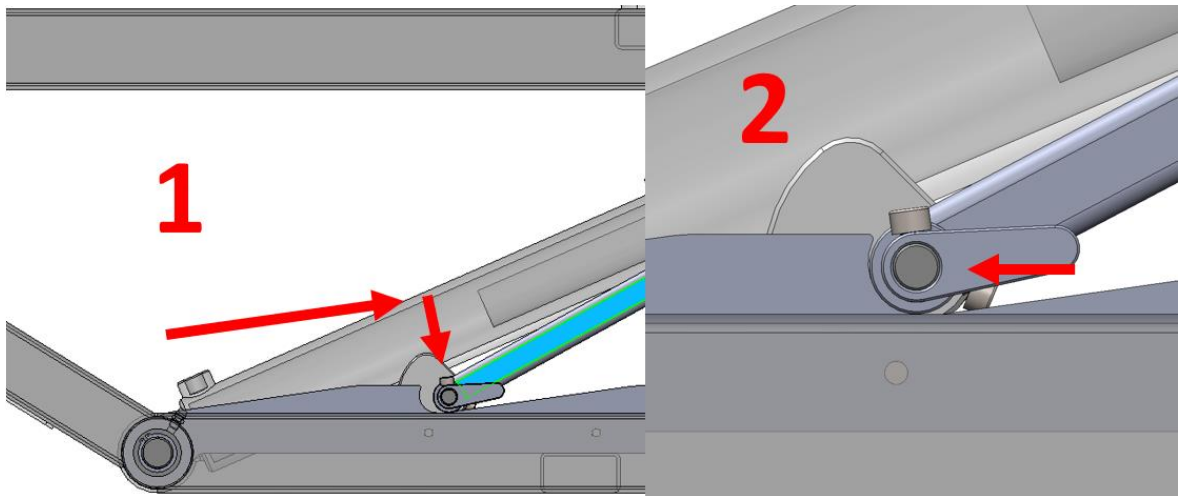


Sele 4.15 Ohutusmehhanism. 1 - toru 20 x 2, 2 - lukustuslatt, 3 - lukustuse deaktiveerija.

## Lukustuse toimimine

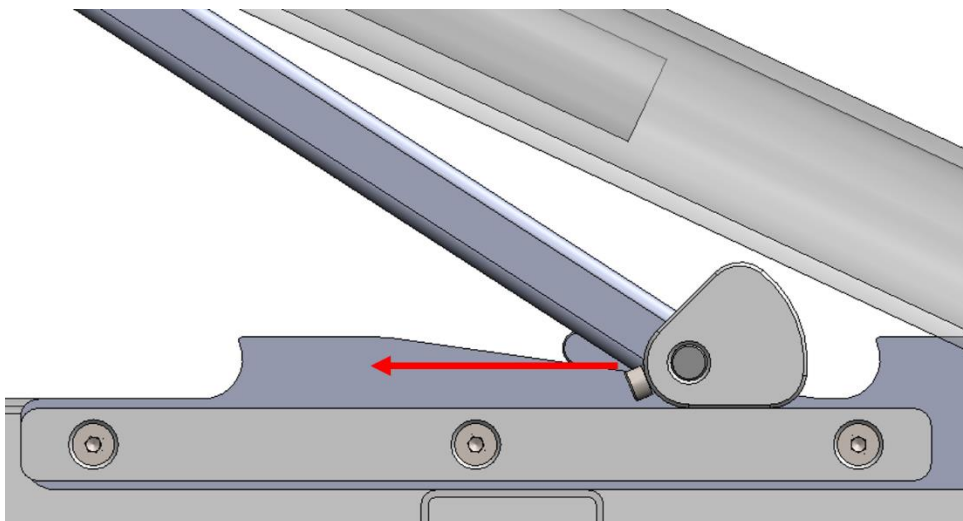
Lukustus on lahendatud mehaaniliselt. Tõstuki üles liikudes libiseb toru mööda lukustuslatti. Tõstukit on võimalik lukustada kahes asendis, selleks tõstetakse tõstukit seni kuni toru libiseb üle lukustushamba, seejärel lastakse tõstuk natuke alla tagasi, et

toru ots libiseks hambasse, nii on tõstuk ohutult asendis ja iseeneslik alla vajumine on takistatud.

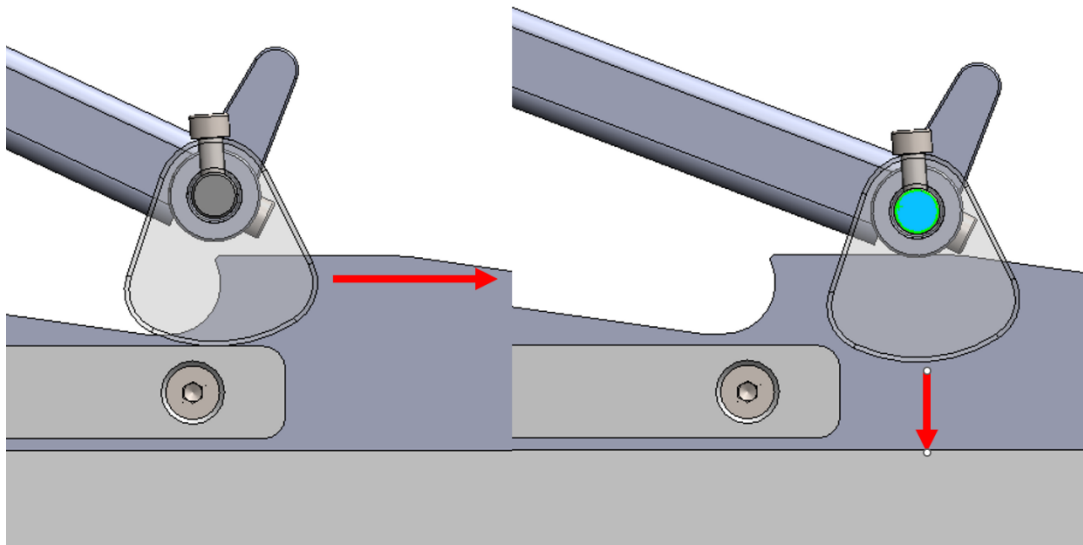


Tõstuki alandamiseks tõstetakse esmalt tõstukit nii palju kõrgemale, et toru vabaneks hambast, seejärel keeratakse nukksüsteemi, mis tõstab toruotsa latist kõrgemale ning seejärel on võimalik tõstuk tagastada alumisse asendisse ilma, et ohutusmehhanism rakenduks.

Nukksüsteem on ehitatud nii, et üles liikudes on nukk nõ „pikali“ ja libiseb mööda lukustuslati kõrval olevat liugurit ja lubab ohutusmehhanismil rakenduda. Deaktiveerija rakendamisel keeratakse nukk „püsti“ ja see libiseb samuti mööda liugurit. Liugur on tehtud parasjagu nii pikk, et kui möödutakse alumise asendi lukustushambast, siis kukub nukk liuguri pealt maha, mis tagab ohutussüsteemi rakendumise automaatselt järgmisel ülestõstmisel.



Sele 4.16 Nuki asend üles liikumisel

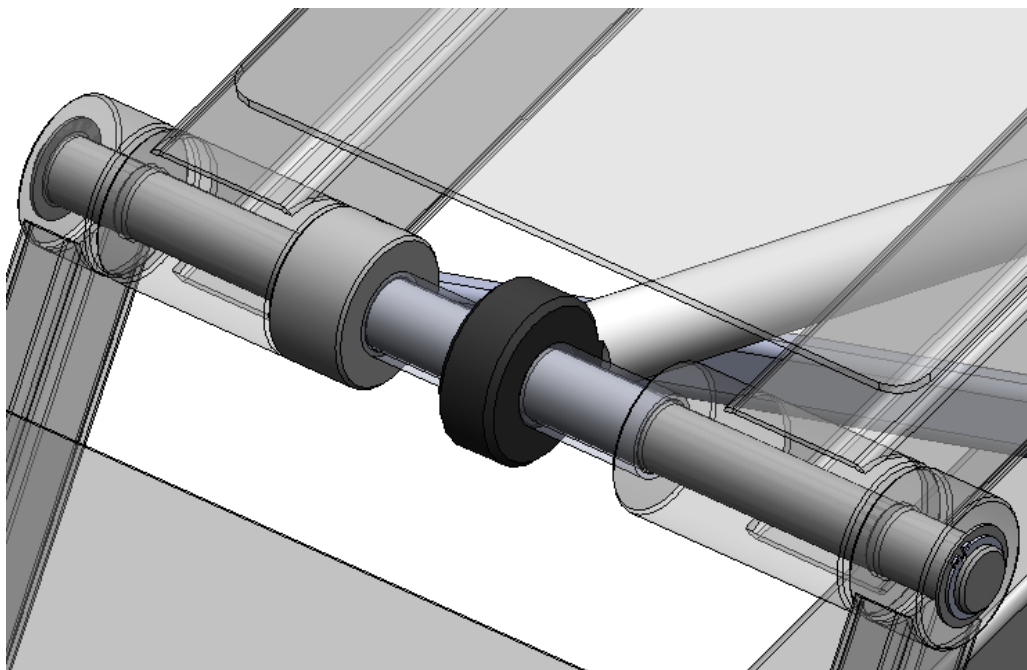


Sele 4.17 Nuki asend alla liikumisel

Ohutusmehhanismi toru ja lukustuslatt on valmistatud S355 terasest, nukk, liugtee ja nuki hoob on valmistatud POM plastikust.

#### 4.2.4 Ühendusliigendi ja platvormi ühendamine

Eelnevalt kirjeldatud detailide omavahel ühendamiseks kasutatakse ostutoodet - roostevabast terasest telge, mille mõlemas otsas on sooned. Telje fikseerimiseks kasutatakse stopperrõngaid.



Sele 4.18 Ühendusliigendi ja platvormi ühendus

Silindri asendi määramiseks kasutatakse telje peal parajasse mõõtu lõigatud 25 x 2 ümardoru. Platvormide ja ühenduslüli kontaktpindade vahel kasutatakse Iguse plastikseibe mõõtudega: siseläbimõõt 20 mm, välisläbimõõt 35 mm ning paksus 1,5 mm.

#### **4.2.5 Konstrueeritud tõstuki mass**

Kuna projekteerimistingimustes on nõudeks, et tõstuk peab olema teisaldatav transpordivahendile kahe inimesega, siis on vajalik leida ühe poole kogumass, mis sisaldab ka hüdrosilindrit. Massi leidmiseks kasutatakse Solidworksis *Mass Properties* funktsiooni, mis võimaldab leida valitud koostu massi.

Tõstuki ühe poole massiks on 40 kg, mis tähendab, et ühel inimesel on vaja tõsta 20 kg, seega võib eeldada, koost on piisavalt kerge, et seda teisaldada kahe inimesega ning nõue on seega täidetud.



## 5. MAJANDUSLIK OSA

Selles peatükis leitakse tõstuki projekteerimise ja valmistamisega seotud kulud ning leitaks toote valmistamise kogukulu.

### 5.1 Platvormide, ühenduslülide ja ohutusmehhanismide tootmise maksumus

Kuna töö autoril puuduvad oskused ja võimalused platvormide, ühenduslülide ja ohutusmehhanismide iseseisvaks tootmiseks, siis on mõistlik osta teenus sisse vastava tegevusalaga ettevõttelt. Pakkumine eelnevalt mainitud detailide tootmiseks võeti Vergine OÜ-lt, kellelt on varasemalt taolist teenust kasutatud ja töö on olnud kvaliteetne ning hind konkurentsivõimeline.

Seega platvormide, ühenduslülide ja ohutusmehhanismide täielik tootmine: materjali tarnimine, lõikamine, treimine ja keevitamine on sisse ostetu Vergine OÜ-lt.

Pakkumise maksumus eelnimetatud tööde teostamiseks Vergine OÜ poolt on 1163 €, millele lisandub käibemaks. Pakkumises sisaldub nelja platvormi, nelja ühenduslüli ja kahe ohutusmehhanismi tootmine.

### 5.2 Kasutatud ostutoodete maksumus

Järgnevalt on välja toodud vajalikud ostutooted koguste ja hindadega.

Tabel 5.1 Kasutatud ostutoodete kogused ja maksumus

Toode	Kogus, tk	Hind, €/tk	Hind kokku, €
Hüdrosilinder	2	87.50	175.00
Hüdropump	1	370.00	370.00
Juhtimispuul	1	25.80	25.80
Telg	8	13.00	104.00
Igus seibid	16	1.32	21.12
Stopperrõngad	16	0.20	3.20
Stopperrõnga seibid	16	0.30	4.80
Määrdeniplid	8	0.75	6.00
Polt DIN 7991 M6x30	3	0.40	1.20
Poldid DIN 912 M5x16	2	0.2	0.40
Hüdrovoolikud	1	150	150.00
		Kokku, €	861.52
		Kokku KM-iga, €	1033.82

## 5.3 Tõstuki projekteerimise kulu

Projekteerimise kulu leidmiseks arvestatakse kokku aeg tundides, mis on seotud projekteerimise protsessiga.

Projekteerimise tunnihinnaks on arvestatud 35€ tund, millele lisandub käibemaks.

Tabel 5.2 Projekteerimise kulu

Töö	Kulunud aeg, h	Hind, €/h	Kokku
Eeltöö	8	35	280
Lahenduvariantide genereerimine	8	35	280
Lahenduvariantide analüüs	8	35	280
Tõstuki sõlmede projekteerimine	24	35	840
3D modelleerimine	6	35	210
2D joonestamine	3	35	105
		Kokku, €	1995
		Kokku KM-iga, €	2394

Tabel annab aimdust, palju oleks võinud tõstuki projekteerimine maksta, kui teenus oleks tellitud projekteerimisega tegelevast ettevõttest.

## 5.4 Tõstuki valmistamise kogukulu

Järgnevalt arvestatakse kokku tootmise, ostutoodete, projekteerimise kulu ning arvestatakse ootamatuteks väljaminekuteks lisaks 10% tõstuki maksumusest.

Tabel 5.3 Tõstuki valmistamise kogukulu

	Kulu, €
Tootmine	1163.00
Ostutooted	861.52
Projekteerimine	1995.00
Kokku, €	4019.52
Kokku + 10 %, €	4421.47
<b>Kokku KM-iga, €</b>	<b>5305.77</b>

Tabeli põhjal on näha, et kõige suurem on projekteerimiskulu, mis moodustab üle 50% töstuki kogukulust, millele järgneb tootmine, mis moodustab ligi 30% kogukulust ning viimase ostutooded moodustavad umbes 20% töstuki maksumusest.

Kuna töstuk projekteeriti lõputöö raames, siis sellega seoses reaalselt kulu tegelikkuses ei tekkinud ning otsene kulu töö autori jaoks on tootmisele ja ostutoodetele kulunud summa ehk umbes 2400€, milles sisaldub käibemaks.

Seega otsene kulu on sarnane mobiilsete töstukite turuanalüüsis välja toodud toodetele kuid erinevalt turul pakutavatest mobiilsetest töstukitest vastab projekteeritud töstuk täielikult töös esitatud vajadustele.

## KOKKUVÕTE

Lõputöö raames projekteeriti mobiilne autotõstuk, mis tõstaks auto 500 mm kõrgusele, on teisaldatav transpordivahendile kahe inimesega ning on kasutatav töökojast väljas ilma elektrivõrgu toitetena.

Mobiilsete autotõstukite turuanalüüsi selgus, et turul pakutakse erinevaid tõstukeid kuid ükski ei vasta täielikult töös esitatud vajadustele. Peamiseks puudusteks turul saadavatel seadmetel on ebasobivad mõõtmed ning vähemalt 220 V elektritoite vajadus ajamite tööks. Selle põhjal leiti, et mõistlik on projekteerida uus tõstuk, mis vastaks kõikidele töös esitatud vajadustele.

Sobiva lahenduse leidmiseks genereeriti viis erinevat lahendusvarianti, mis peamiselt erinevad üksteisest täiturmehhanismi poolest, kui ka konstruktsiooni ülesehituselt. Lahendusvariantide testimiseks kasutati Solidworks 2022 Motion Study keskkonda, millega leiti konstruktsioon, kus täiturile avaldunud jõud väikseim. Lõpliku valiku tegemiseks koostati hindamismatriks, mille hindamiskriteerumiteks oli lahenduse keerukus, maksumus, energiatarve ja mugavus. Parimaks osutus romb-konstruktsiooniga lahendus, mis täiturina kasutab hüdrotsilindrit.

Tõstuk projekteeriti kolmest peamisest koostusest - platvormid, ühendusliigendid ja ohutusmehhanism. Iga koostuse projekteerimisel leiti esmalt selles mõjuvad jõud ja tekkivad pinged ning seeläbi leiti koostuse sobivad materjalid.

Tõstuki maksumuse leidmiseks küsiti hinnapakumise metallkonstruktsioonide tootmisega tegelevast ettevõttest, leiti ostutoodete maksumus ning projekteerimise kulu. Tõstuki tootmise kogukuluks saadi 5108 €.

Projekteeritud tõstuk vastab kõikidele projekteermistingimustes esitatud fikseeritud nõuetele ehk on võimeline tõstma ohutult 1500 kg kaaluva sõiduki maast 500 mm kõrgusele kasutades hüdrotsilindri täitmiseks 12 V pingega hüdropumpa ning on kokkupakitult alla 140 mm kõrge. Tõstuki ühe poole mass on 40 kg, seega on seda võimalik kahe inimesega transpordivahendile teisaldada.

## SUMMARY

The aim of this master thesis is to design a mobile carlift with a lift height of 500 mm, is movable to transportation vehicle with to persons and does not need central electricity connection.

From the market analysis of mobile car lifts, it appeared that none of the products available wil fulfill all the requerments needed. The main weak point of these products were unsuitable dimentions and need of 220 V power to run the actuators. So it was decided that it is nessesary to design new product that could fulfill all requirements.

Several options were generated to find out the best solution. The main difference between options were the position and type of actuators, but also the frame it self. Solidworks 2022 Motion Study was used to test out the options to find option that needs leadt amount of actuator power. The final judgment was done by using grading matrix and the best option turned out to be the diamond shaped frame, that uses hydraulic cylinder.

The lift consists of three main assemblies – platforms, connector joints and safety mechanism. Acting forces and strains were found out to choose the correct materials with correct properties.

A qoute was taken from metal fabrication compani for manufacturing the main assemblies, additionally the cost of purchase parts and design was found. The total price of this car lift is 5108 €.

The designed lift meet all the requirements that were set in specification – cars up to 1500 kg can be lifted to 500 mm height. The hydraulic pump uses 12 V power source. Transport height is less than 140 mm and the weight of one side of the lift is 40, so it is movable with two persons.

## KASUTATUD KIRJANDUSE LOETELU

- [1] Würth Canada. *Ultra mobile mini lift w/ safety jack stands*. [www] <https://shop.wurth.ca/equipment-packaging/ultra-mobile-mini-lift/mini-lift/ULTRA-MOBILE-MINI-LIFT-W--SAFETY-JACK-STANDS/995.100ML/>. Kasutatud 05.05.2023.
- [2] Quickjack Germany. *BL-3500SLX Portable Car Lift CE*. [www] <https://www.quickjack.de/en/car-lift-systems/bl-3500slx-portable-car-lift.html>. Kasutatud 05.05.2023.
- [3] Jack Sealey Ltd. *1500kg Portable Pivot Car Lift*. [www] <https://www.sealey.co.uk/product/5637706758/1500kg-portable-pivot-car-lift>. Kasutatud 05.05.2023.
- [4] Quarter-Max/RJ Race Cars, Inc. *15" Lift Height, .5 HP Electric/Hydraulic Pump, Remote Up/Down*. [www] <https://quartermax.com/15-lift-height-5-hp-electric-hydraulic-pump-remote-up-down/>. Kasutatud 05.05.2023.
- [5] EBM Design, Inc. *EZcarlift™ Portable Car Lift*. [www] [https://www.ezcarlift.com/ezcarlift\\_productinfo.html](https://www.ezcarlift.com/ezcarlift_productinfo.html). Kasutatud 05.05.2023.
- [6] G. Pahl, W. Beitz, J. Feldhusen, K.H. Grote, „Developing Working Structures“ in *Engineering Design*. London: Springer, 2007, pp. 181-190.
- [7] Isojoen Konehalli Oy. [www] [https://www.ikh.fi/media/catalog/product/H/S/HS4025K\\_D\\_1\\_web\\_4.jpeg?optimize=low&bg-color=255,255,255&fit=bounds&height=&width=&canvas=:](https://www.ikh.fi/media/catalog/product/H/S/HS4025K_D_1_web_4.jpeg?optimize=low&bg-color=255,255,255&fit=bounds&height=&width=&canvas=:). Kasutatud 15.05.2023.
- [8] SNA Europe group. *Jack Stand with Ratcheting Positioning System 3 t*. [www] [https://www.bahco.com/int\\_en/productpdf/download/file/id/38713/name/Jack\\_Stand\\_with\\_Ratcheting\\_Positioning\\_System\\_3\\_t.pdf/](https://www.bahco.com/int_en/productpdf/download/file/id/38713/name/Jack_Stand_with_Ratcheting_Positioning_System_3_t.pdf/). Kasutatud 20.05.2023.
- [9] T. Liiva, *Tugevusõpetus III. Valik ülesandeid koos lahendustega*. Tallinn, Taivo Liiva, 2003.
- [10] *EVS-EN 1494:2001+A1:2009 Mobiilsed või liikuvtungraud ja nendega seotud tösteseadmed*.
- [11] A. Klauson, J. Metsaveer, P. Põdra, U. Raukas, „Piirpingemeetod“ in *Tugevusõpetus*. Tallinn: TTÜ kirjastus, 2017, pp. 163-167.

- [12] I. Penkov, *MHE0061 masinatehnika loengumaterjal / Tallinna Tehnikaülikool, Mehhatroonikainstituut*. Tallinn: TTÜ, 2007.
- [13] Frelok AS. *Kataloog*. [www] [http://www.frelok.ee/products\\_est.pdf](http://www.frelok.ee/products_est.pdf). Kasutatud 17.05.2023.
- [14] R. Gomeringer, M. Hinzler, R. Kilgus, V. Menges, S. Oesterle, T. Rapp, C. Scholer, A. Stenzel, A. Stephan, F. Wieneke, *Mehaanikainseneri käsiraamat*. Haan-Gruiten: Verlag Europa-Lehrmittel, Nourney, Vollmer GmbH & Co. 2021.
- [15] J. Metsaveer, U. Raukas, *Varda tugevusarvutus*. Tallinn: TTÜ kirjastus, 2002.
- [16] Hydroscand Service OÜ. *Micro power packs hydroscand service*. [www] <https://www.hydroscand-service.ee/Store/Details/10KPPM00401003012>. Kasutatud 19.05.2023.
- [17] HT Motors Baltic OÜ. *Hüdrojaam*. [www] <https://www.veltmotocenter.ee/muu-lisavarustus-hydrojaam>. Kasutatud 20.05.2023.
- [18] Sellingberg OÜ. *Hüdrojaam juhtpuldiga 12V Võimsus 2,0 kW 2,6cm<sup>3</sup> Õlipaak:: 8L*. [www] <https://flexib.ee/toode/hydrojaam-juhtpuldiga-12v-voimsus-20-kw-26cm3-olipaak-8l/>. Kasutatud 20.05.2023.
- [19] Isojoen Konehalli Oy. *Hydraulic cylinder 40x25x300*. [www] <https://www.ikh.fi/en/hydraulic-cylinder-40x25x300-hs4025300k>. Kasutatud 21.05.2023.
- [20] MISUMI Europa GmbH. *Linear shafts*. [www] <https://uk.misumi-ec.com/vona2/detail/110300005720/>. Kasutatud 19.05.2023.
- [21] Otaï Special Steel. *DIN 100Cr6 Bearing Steel*. [www] <https://www.otaisteel.com/products/bearing-steel-and-gear-steel/100cr6-steel/>. Kasutatud 21.05.2023.

## **LISAD.**

Lisa 1 CJR-TST-01 Tõstuki koostu joonis

Lisa 2 CJR-PL-01 Platvormi joonis

Lisa 3 CJR-YL-01 Ühenduslüli joonis