



TALLINNA TEHNIKAÜLIKOO
INSENERITEADUSKOND
MEHAANIKA JA TÖÖSTUSTEHNICA INSTITUUT

**MUUDETAVA KÕRGUSEGA O₂-KATEGOORIA
AUTOVEOTREILER**

**HEIGHT ADJUSTABLE O₂-CATEGORY CAR
TRANSPORTATION TRAILER**

MAGISTRITÖÖ

Üliõpilane: Kermo Prants

Üliõpilaskood:: 183740MATM

Juhendaja: Prof. Martin Eerme

Tallinn 2022

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.

“23” mai 2022.

Autor: Allkirjastatud digitaalselt

/ allkiri /

Töö vastab bakalaureusetöö/magistritööle esitatud nõuetele

“27” mai 2022

Juhendaja: Allkirjastatud digitaalselt

/ allkiri /

Kaitsmisele lubatud

“.....”.....20... .

Kaitsmiskomisjoni esimees

/ nimi ja allkiri /

Lihtlitsents lõputöö reprodutseerimiseks ja lõputöö üldsusele kättesaadavaks tegemiseks¹

Mina, Kermo Prants (sünnikuupäev: 30 aprill 1992)

1. Annan Tallinna Tehnikaülikoolile tasuta loa (lihtlitsentsi) enda loodud teose

Muudetava kõrgusega O₂-kategooria autoveotreiler,

(lõputöö pealkiri)

mille juhendaja on Martin Eerme,

(juhendaja nimi)

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.

¹Lihtlitsents ei kehti juurdepääsupiirangu kehtivuse ajal, välja arvatud ülikooli õigus lõputööd reprodutseerida üksnes säilitamise eesmärgil.

_____ *(allkiri)*

23.05.2022 *(kuupäev)*

Mehaanika ja tööstustehnika instituut

LÕPUTÖÖ ÜLESANNE

Üliõpilane: Kermo Prants 183740MATM
Õppekava, peeriala: MATM Tootearendus ja tootmistehnika
Juhendaja: Programmijuht, Martin Eerme

Lõputöö teema:

Muudetava kõrgusega O₂-kategooria autoveotreiler
Height adjustable o₂-category car transportation trailer

Lõputöö põhieesmärgid:

1. Konstrueerida haagis transportimaks väikese kliirensiga sõiduautosid.
2. Haagise konstruktsioon peab võimaldama kiire sõiduki peale ja maha laadimise.

Lõputöö etapid ja ajakava:

Nr	Ülesande kirjeldus	Tähtaeg
1.	Turu-uuring ning eri lahenduste leidmine	21.02.2022
2.	Haagise raami ja pealisehitise konstruktsioon	15.03.2022
3.	Vedrustuse kinemaatika ja konstruktsioon	11.04.2022
4.	Haagise lisasüsteemid	02.05.2022
5.	Lõputöö vormistamine	20.05.2022

Töö keel: Eesti keel **Lõputöö esitamise tähtaeg:** "23" mai 2022a

Üliõpilane: Kermo Prants ".....".....20.....a
/allkiri/

Juhendaja: prof. Martin Eerme ".....".....20.....a
/allkiri/

Programmijuht: ".....".....20.....a
/allkiri/

SISUKORD

1 SISSEJUHATUS	8
2 LÄHTEÜLESANNE	9
3 TÜÜPLAHENDUSED	10
3.1 Tavahaagis	10
3.1.1 Kallutav haagis	10
3.1.2 Pealesõidu teedega haagis	10
3.2 Õhkvedrustusega haagis	11
4 LÕPPLAHENDUSE VALIK	12
4.1 Haagise disainile esitatavad tingimused	12
4.2 Hindamismatriks	13
4.3 Variant 1	15
4.4 Variant 2	16
4.5 Lõplik valik	18
5 KONSTRUEERIMINE	19
5.1 Haagise tasakaalupunkt	19
5.1.1 Haagise tühimassi korral	20
5.1.2 Haagise täismassi korral	21
5.2 Sildade asukoha määramine	23
6 TUGEVARVUTUSED	24
6.1 Veotiisel	25
6.2 Raami konstruktsioon	26
6.2.1 Nelikanttoru	26
6.2.2 Painutatud lehtmets	27
7 VEDRUSTUS	28
7.1 Torsioon vedrustus	28

7.2 Sillad	28
7.2.1 Silla modifikatsioonid.....	29
7.2.2 Laagri koormused	30
7.2.3 Laagrid	32
7.3 Vedrustuse kinemaatika	33
7.4 Silla turvalukustus.....	36
8 HÜDRAULIKA	37
8.1 Hüdrosilindri valik.....	37
8.1.1 Torustik.....	39
8.1.2 Hüdروjaama valik.....	41
9 PEALISEHITIS	42
9.1 Perforeeritud profiil.....	42
9.2 Veekindel (filmi) vineer	43
9.3 Lisaseadmete kast.....	44
10 TUGEVUSANALÜÜS	45
10.1 Tiisel	45
10.2 Raam	46
10.3 Vedrustuse kinemaatika	46
10.3.1 Esimene sild	47
10.3.2 Tagumine sild	50
11 LISASEADMED.....	52
11.1 Haakeseade	52
11.2 Tugijalg.....	52
11.3 Haagise rehvid	52
11.3.1 Valitud rehvid haagisele	53
11.4 Poritiivad	53

12	MAKSUMUS.....	54
13	KOKKUVÕTE	56
14	SUMMARY	57
15	KASUTATUD KIRJANDUS	58
16	LISAD	60
16.1	Hüdrovooliku andmeleht.....	60
16.2	Perforeeritud pealisehitise profiili andmeleht	61
16.3	Tõmbeneedi andmeleht	62

1 SISSEJUHATUS

Antud lõputöö eesmärgiks on projekteerida O₂ – kategooria nõuetele vastav haagis, mis on sihtpäraselt mõeldud m₁ – kategooria (sõiduautod) sõidukite transpordiks.

Lõputöö ajendiks on tavaliste autotranspordihaagistega (kallutatav, rampidega) raskusi valmistav madalate sõidukite peale- ja mahalaadimine. Selle probleemi leevendamiseks saigi eesmärgiks võetud haagise projekteerimine, mida oleks võimalik lihtsalt langetada ning sellega seoses minimaliseerida laadimise ajal sõiduki pealesõidu nurka.

Eesmärgiks on seatud haagise kandevõimeks vähemalt 2000 kg ning treileri enda kaal jääks alla 1000 kg. Haagise kõrge tühimass on seatud põhjusega, kuna planeeritav haagise raam ja pealisehitis on madala profiiliga ning pika transpordi alaga. Sillalahendused on standard toodetest oluliselt keerulisemad ning konstruktsiooniliselt disainitud suuremaid jõude vastu võtma.

Töö on jaotatud järgnevateks osadeks:

- Turu-uuring ning eri lahendite võrdlemine
- Lõpplahendi valik
- Konstrueerimine
- Tugevusarvutused
- Vedrustuse konstrueerimine
- Pealisehitise konstrueerimine
- Tugevusanalüüs
- Lisaseadmete valimine
- Kuluanalüüs

2 LÄHTEÜLESANNE

Antud lõputöö eesmärgiks on projekteerida O₂-kategooria nõutele vastav haagis, mille pealisehitise eesmärgiks on sõiduautode transport.

Haagise omapäraks teistest turul pakutavatest haagistest on muudetava kõrgusega vedrustus, millega langetatakse haagise tagumine osa vastu maapinda.

Lõputöö autori poolt on kindlad ettemääratud kriteeriumid, millele projekteeritav haagis peab vastama.

Haagisele ettemääratud kriteeriumid:

- Sõiduki pealesõidu nurk alla 7°
- Maksimaalne pealisehitise laius
- Kandevoime >2000 kg ja tühimass < 1000 kg
- Sõiduki peale laadimise ajal peab haagis olema veduki haakes
- Pealisehitise pikkus 4900 mm
- Peab vastama Eestis kehtivatele Mootorsõiduki ja selle haagise tehnonõuetele

3 TÜÜPLAHENDUSED

Järgnevalt on välja toodud erinevad lahendused eeltoodud probleemi lahenduseks.

Esmalt on täpsemini kirjeldatud enamlevinud sõidukite transpordihaagiseid, mis kasutavad haagise kallutamist, pealesõiduteid või mõlemat lahendust kombineerides.

3.1 Tavahaagis

Eestis müügil olevad haagised on konstrueeritud kasutama standardseid sillalahendusi, näiteks lehtvedru- ja torsioonvedrustus.

3.1.1 Kallutav haagis

Kallutava haagise tööpõhimõtteks on muuta haagise pealisehitise nurka, kasutades selleks hüdrocilindrit. Pealisehitise pöördtelg asub haagise pikisuunalise kujutletava vertikaal tasapinna suhtes sildade keskpunktis, mille põhjuseks on minimaliseerida veduki haakepunktile avalduvaid jõude.

Pealisehitise pöördtelje asukohaks on tüüpiliselt valitud pealisehitise raskuskese või sellest tagapool asuv punkt. Selle eesmärgiks on pealelaaditud sõiduki langetamise lihtsustamine omaenda massi kasutades.

Tulenevalt pealisehitise pöördtelje asukohast haagise suhtes (kõrgus maapinnast, kui ka vahemaa veopeast) on sõiduki pealesõidu nurk haagisele ligikaudu 10° .

3.1.2 Pealesõidu teedega haagis

Haagise puhul, millel puudub kallutus võime, on kasutusel eraldi haagise külge kinnitatavad pealesõiduteed.

Pealesõiduteede kasutamise korral on vajalik veel eraldi kasutada tagaosas asuvaid tugijalgasid. Tugijalgade ülesandeks on enda peale võtta sõiduki pealelaadimise hetkel tekkivad koormused.

Olenevalt haagise pealisehitise kõrgusest maapinnast ja pealesõiduteede pikkusest, võimalik välja arvutada pealesõidunurk.

Näitena on toodud Tiki Autoveohaagis AP3500-DRB [1]

Haagise pealisehitise kõrgus maapinnast: 448 mm

Pealesõidutee pikkus: 2400 mm

Pealesõidunurk: $\sin^{-1}=448/2400=10.7^\circ$

Lisaks eelnevalt arvatud nurgale tekib sama nurk ka pealisehitise ja pealesõidutee vahel. Antud nurk osutub probleemiks sõiduki peale laadimisel, kui sõiduki telje vahe on pikem kui pealesõidutee pikkus. Nimelt haagisele peale sõites võib madalama sõiduki korral tekkida olukurd, kus sõiduki põhi puutub kokku haagise tagumise ääre või pealesõidutee ülemise servaga.

3.2 Õhkvedrustusega haagis

Peamiselt raskeveotehnika ja luksusautode veermikus on vedrustava elemendina kasutusel õhkpadjad.

Õhkpatjade eeliseks tava (torsioon, keerd-, leht vedru) vedrustuse ees on lihtsasti muudetav kõrgus ja sõidumugavus. O₂- kategooria haagiste puhul on antud lahendus küllaltki vähelevinud, peamiselt süsteemi keerukusest ning kõrgest maksumusest tingituna.

Õhkvedrustusega haagiste, mille eesmärgiks on läbi äärmusliku kliirensi muutmisega (haagis on võimalik langetada tervenisti vastu maapinda) lihtsustada sõidukite peale- ja mahalaadimist, pneumosüsteemi rikke korral on need ohtlikud ning muutuvad kasutusvõimetuks. Näiteks kirjeldades olukorda, kus süsteemis on õhuleke ning kompressor ei suuda piisavas koguses õhusurvet survet säilitada, siis langeb haagis vastu maapinda ning sellega ei ole võimalik haakes olles sõitu jätkata. Eelnev olukord on küll ekstreemne ning vähetõenäoline aga see on antud süsteemi kõige suuremaks miinuseks.

4 LÕPPLAHENDUSE VALIK

Projekteerimise käigus on põhirõhk suunatud vedrustusele ja haagise kõrguse muutmisele, millega lihtsustatakse sõiduki peale - ja mahalaadimist. Sellest punktist tulenevalt on haagise tüübiks platvormhaagis, mis võimaldab maksimaalset rataste amplituudi. Lisaks on platvormhaagise eeliseks hea ligipääs sõiduki kinnitamiseks, kuna puuduvad külje ported.

Projekti lahendamiseks mõeldakse välja erinevad versioonid võimalikest lõpplahenditest. Erinevad lahendid peavad vastama eelnevalt välja toodud tingimustele.

4.1 Haagise disainile esitatavad tingimused

- Sõiduki laadimise jaoks platvormi/haagise langetamine
- Juhtimine eraldi puldist
- Langetamine võimalik ilma haagise lahti ühendamiseta
- Mehhanismi vooluallikaks vedukilt saadav 12V
- Kandevoime 2000kg
- Täismass alla 3000kg
- Maksimaalne platvormi laius (vastavalt määrusele)
- Minimalistlik disain

4.2 Hindamismatriks

Tabel 1. Hindamismatriksi kriteeriumid ja hinde kaalud

Kriteerium	Hinde kaal
Tugevus	5
Kasutusmugavus	4
Töökindlus	4
Maksumus	2
Lihtsus	3
Disain	4
Määrustele vastavus	5

Hindamismatriksi valitud kriteeriumid tulenevad algse ülesande püstituses olevatest tingimustest ja piirangutest ning mis on lõpliku toote puhul olulised.

- **Tugevus** – Haagise konstruktsiooni vastupidavus täislaadungi transportimisel esinevatele jõududele.
- **Kasutusmugavus** – Sõiduki peale ja mahalaadimine ning kinnitamine toimub ilma suurema vaevata.
- **Töökindlus** – Erinevate mehaaniliste sõlmede pikaajaline vastupidavus ja optimaalne hooldusintervall.
- **Maksumus** – Kujuneb välja erinevate ostutoodete kogusest, materjali hinnast ja erilahenduste keerukusest/tootmisest.
- **Lihtsus** – Lahenduse koostedetailide arv ning toodetavate detailide keerukus.
- **Disain** – Esteetiline välimus, mis erineb turul pakutavatest ning võimaldab varjata mehaanilisi sõlme.
- **Määrustele vastavus** – Euroopa Liidu direktiividele ning määrustele vastavus, mis hõlmab haagise legaalselt kasutamist Eesti liikluses.

Iga hindamiskriteerium on erineva kaaluga, ehk mida probleemi püstitaja parasjagu tähtsaks peab. Hinde kaal on antud skaalal 1 ... 5-ni, kus madalaim on 1 ja kõrgeim 5.

Esialgseid lahendusi hinnatakse vastavalt tabelis () toodud kriteeriumitele ning saadud hinne korrutatakse läbi vastava kriteeriumi kaaluga.

$$\textit{Kriteeriumi hinnang} * \textit{kaal} = \textit{lõpphinnang}$$

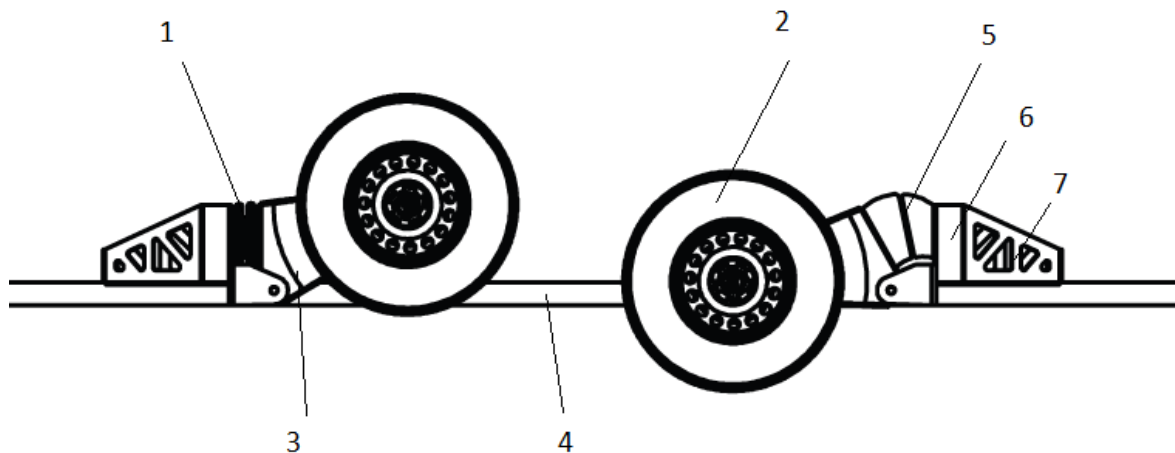
Lõpphinnangu saamiseks liidetakse kokku kõik tulemused. Lõpliku lahenduse jaoks võrreldakse kõiki erinevad variante ning kõrgeima tulemuse saanud lahendusega liigutakse edasi projekteerimise faasi.

4.3 Variant 1

Esimese lahendusena vaadeldakse muudetava kõrgusega haagiste puhul laialdaselt levinud tüüplahendust. Ajami puhul on kasutusel eraldiseisva kompressoriga käitavad elastsed õhkpadjad.

Õhkpadjade kõige suuremaks eeliseks teiste lahenduste puhul on kaks ühes süsteem. Õhkpadja täitmisel/tühjenemisel on võimalik muuta haagise kliirensit ning ühtlase rõhu hoidmisel on see ka vedrustus elemendi eest. Joonisel 1 on kombineeritud kaks erinevat asendit, laadimis asend ja transpordi asend.

Puudusteks võib pidada keerulise õõtshoova ja selle kinnituse konstrueerimist. Disain sai kõige madalama hinde, kuna õhkpadja toe tugevdus on suhteliselt suur ja rikub esteetliku välimust.



Joonis 1. Õhkvedrustusega haagis; 1 - kokku surutud õhkpadja (tühi), 2 - ratas, 3 - konstrueeritud õõtshoob, 4 - haagise platvorm, 5 - avatud õhkpadja, 6 - õhkpadja tugi, 7 - õhkpadja toe tugevdus

Tabel 2. Õhkvedrustusega haagise hindamine

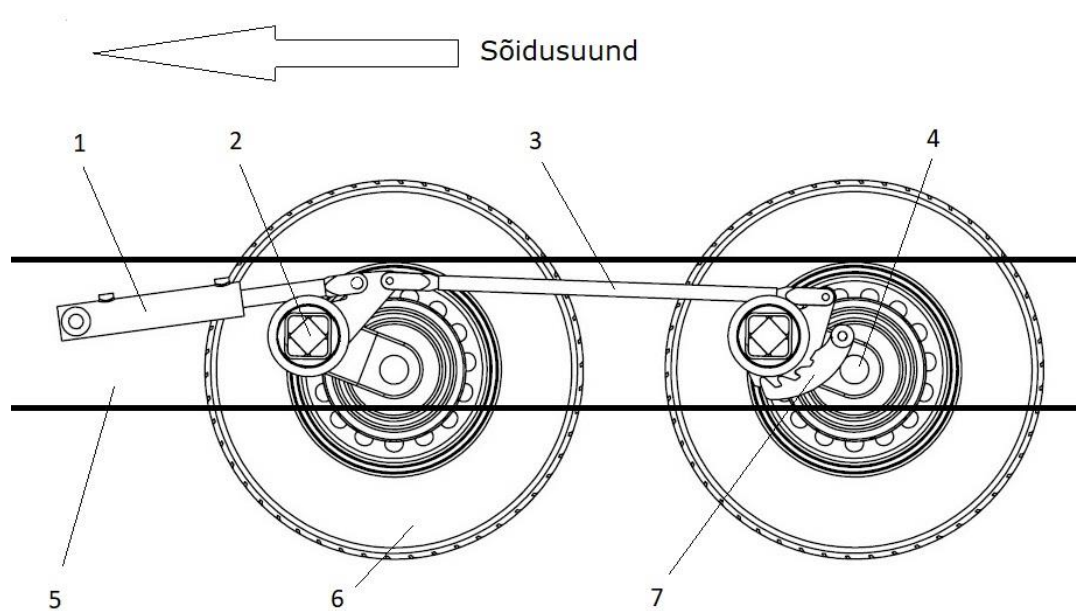
Kriteerium	Esialgne hinne	Hinde kaal	Lõpphinnang
Tugevus	3	5	15
Kasutusmugavus	5	4	20
Töökindlus	3	4	12
Maksumus	3	2	6
Lihtsus	3	3	9
Disain	2	4	8
Määrustele vastavus	5	5	25
		Kokku	95

4.4 Variant 2

Alternatiiviks õhkvedrustusele on hüdrauliliselt reguleeritav ning torsioon vedrustusega lahendus.

Vedrustus elemendiks on haagistel kasutusel olev kummitorsioon. Ehituse poolest on kõige lihtsama lahendusega, kus raami külge kinnitatud nelikant toru sees on teine nelikant teras profiil ning nurkadesse on surutud ümarad kummiribad. Terasprofiili otsa on hoovaga kinnitatud ratta rumm. Haagisele mõjuva raskuse toimel üritab terasprofiil toru sees keerata.

Haagise kliirensi kiireks muutmiseks võetakse kasutusele hüdrocilindrid, mis hakkavad torsioon vedru korpust pöörama.



Joonis 2. Hüdrauliliselt langetatav haagis; 1 – hüdrocilinder, 2 – torsioonvedru, 3 – ühendus hoob, 4 – Torsioon vedru käändmik, 5 – raam, 6 – ratas, 7 – lukustushoob

Tabel 3. Hüdraulika ja torsioonvedrustusega haagise hindamine

Kriteerium	Esialgne hinne	Hinde kaal	Lõpphinnang
Tugevus	4	5	20
Kasutusmugavus	3	4	12
Töökindlus	4	4	16
Maksumus	3	2	6
Lihtsus	3	3	9
Disain	5	4	20
Määrustele vastavus	5	5	25
		Kokku	108

4.5 Lõplik valik

Hindamismaatriksi põhjal saadud tulemuste järgi osutus valitud variandiks hüdrauliliselt liigutatav torsioon vedrustusega lahendus. Valitud lahenduse suurimaks eeliseks peetakse tugevust, töökindlust ning disaini võrreldes õhkvedrustusega haagise puhul.

5 KONSTRUEERIMINE

Haagise konstruktisooni valmistamiseks ja FEM analüüside jaoks kasutatakse programmi SolidWorks 2018 ning lisaks suuremahuliste raami tugevusarvutuste jaoks kasutatakse programmi Ansys. Lisaks kasutatakse haagise paindemomentide ning tasakaalu punkti leidmiseks veebipõhist programmi SkyCiv.

Konstrueerimise alguses valitakse välja sobivad ostutooted, millest sõltub edasine protsess. Nendeks detailideks on haagise veo pea ja rehvid.

5.1 Haagise tasakaalupunkt

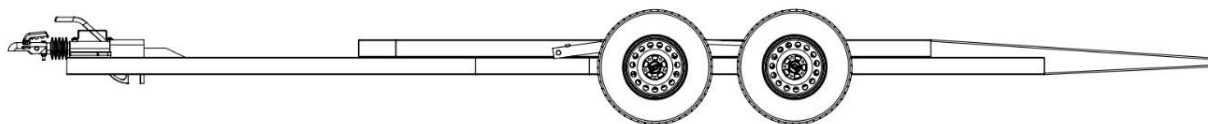
Võttes arvesse haagise ehitusele esitatud tingimused (täismass 3000 kg, kandevõime 2000kg laadimisala pikkus 4800 – 5000 mm ja kogupikkus kuni 7000 mm) saame koostada esialgse tugevusarvutuse, kasutades SkyCiv tarkvara.

Tabel 4. Toereaktsiooni joonisel on sisse arvestatud ligikaudsed massid

Seade/raami seksioon	Mass
Haakepea	28,5kg
Tugijalg	10 kg
Tiisli haarad	30 kg/m
Aku ja hüdrojaam koos kastiga	45 kg
Haagise tagaosa	190 kuni 20 kg/m
Sõiduauto	2000 kg

Antud massid on ligikaudsed ning võetud toereaktsioonide ja sildade asukoha täpsemaks kalkuleerimiseks.

Jõudude mõju täpsustuseks on lisatud haagise eskiis (Joonis 3), millelt on näha pealisplatvormi ulatus ning kuidas haagise tagaosa aheneb.



Joonis 3. Haagise eskiis

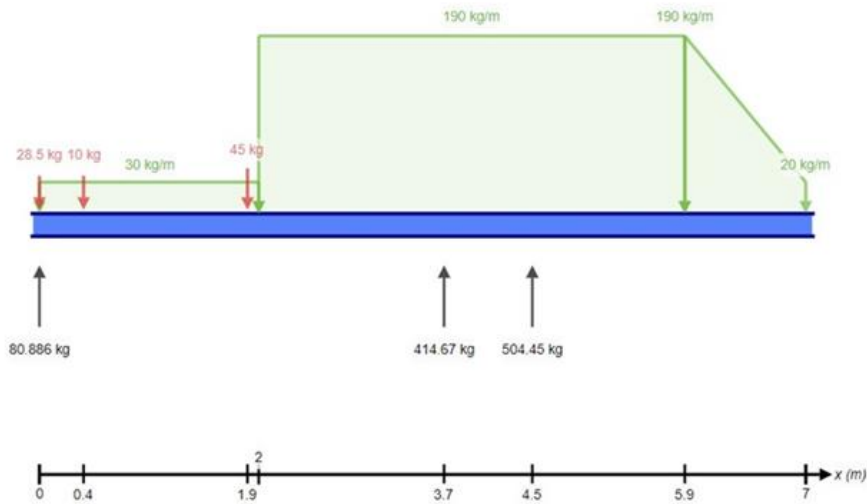
5.1.1 Haagise tühimassi korral

Tasakaalupunkti leidmisel on oluline asetada sillad terve haagise massi raskuskeskme ligidale. Sellega määratakse läbiveotiisli veduki haakekonksule avaldub jõud.

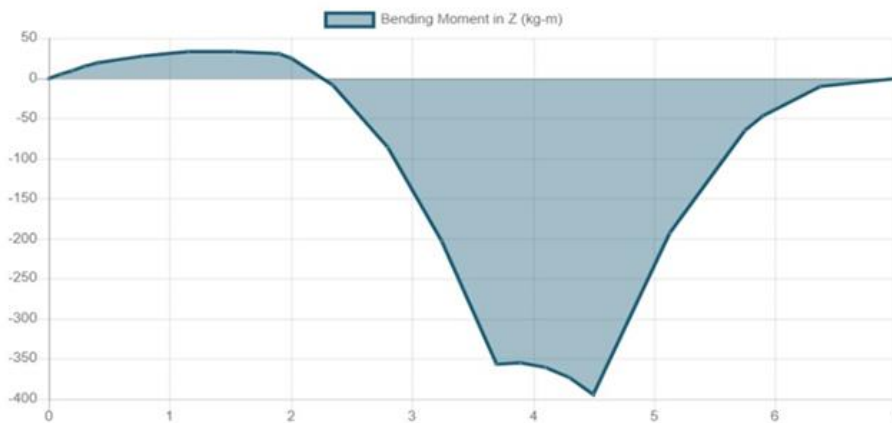
Vastavalt Joonis 4 näidatud raskuse jaotumisele tühimassiga haagise korral avaldub haakekonksule ~ 80 kg, mis jääb alla lubatud piirväärtust.

Olenevalt sõiduki valmistajast või haakekonksu valmistajast/paigaldajast võetakse maksimaalseks jõuks, mis haakekonksule mõjuda võib, ligikaudu 90 kg.

Toereaktsioonid



Paindejõud



Joonis 4. Haagise esialgne kaalujaotus (tühimass)

5.1.2 Haagise täismassi korral

Lisatud täismassi puhul on arvestatud sõiduautoga, mille andmed on välja toodud tabelis

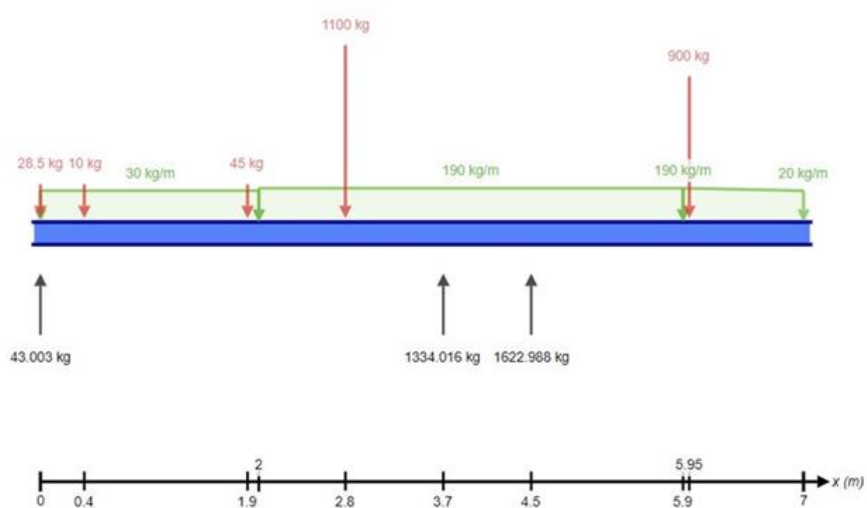
Täpsustavalt sõiduauto andmed:

- Sõiduauto: mass 2000 kg (kaalujaotus 55/45), ees 1100 kg; taga 900 kg, teljevahe 3,15 m.

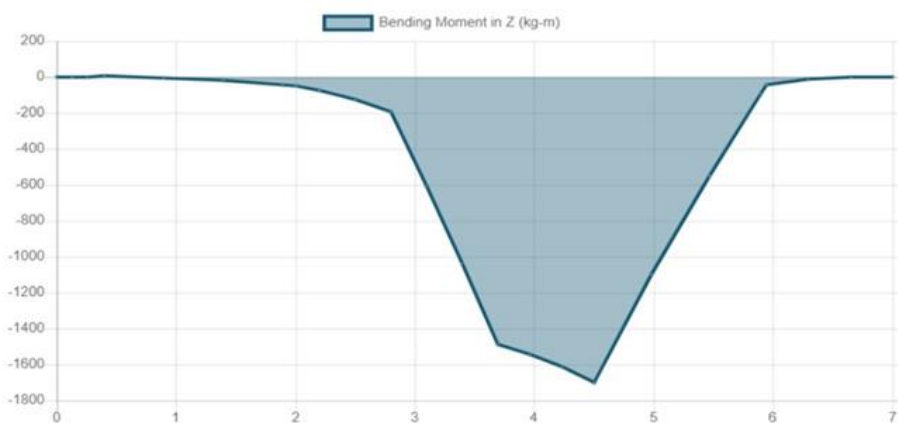
Täismassi korral langeb kaal 43 kg peale. Määruse kohaselt haakepunktile mõjuv tehniliselt lubatud mass ei või olla mitte väiksem kui 25 kg. [2]

Üldiselt samad jõud mõjuvad ka tugijalale, kui haagis on maksimaalse koormuseni täis laetud ning ei ole samaaegselt vedukil haakes.

Toereaktsioonid



Paindejõud

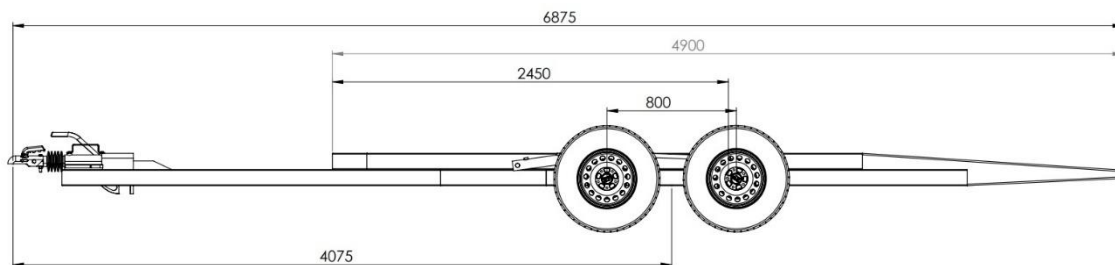


Joonis 5. Haagise esialgne kaalujaotus (täismass)

5.2 Sildade asukoha määramine

Lisaks veduki haakepunktile langeva massi saame jooniselt teada ka esi – ja tagasillale mõjuvad koormused.

Tagasillale avaldub 1623 kg, mille põhjal valitakse tagasillaks vastavalt 1800 kg sillad



Joonis 6. Haagise sildade asukoht (üldpikkus on mõõdetud veopeakuuli tsentrist)

6 TUGEVUSARVUTUSED

Haagise raami konstruktsioonile ettenähtud koormusele vastupanumomendi arvutamise eelduseks on määrata eelnevalt varutegur. Varutegur näitab, mitmekordseid jõude on võimalik rakendada, enne kui materjalis tekib piirseisund. Varuteguri valimisel on arvestatud tingimused:

Hästituntud materjalid;

Vähemuutuvad keskkonnatingimused;

Hõlpsasti määratavad koormused ja pinged.

Varuteguriks valitakse 1,8. a. [3]

$$[\sigma] = \frac{\sigma_{lim}}{[S]} \quad (6.1)$$

,kus

$[\sigma]$ - lubatav pinge, MPa;s

σ_{lim} - materjali piirpinge (voolavuspiir), MPa;

$[S]$ - varutegur – 1,8.

Lubatava pinge arvutamisel terast S355, mille voolavuspiir on 355 MPa

$$[\sigma] = \frac{355}{1,8} = 197.2 \text{ MPa}$$

Vastupanumomendi arvutamiseks kasutatakse järgnevat valemit:

$$W_x = \frac{M_c}{[\sigma]} \quad (6.2)$$

,kus

W_x - vastupanumoment x telje suhtes, cm³;

M_c - suurim paindemoment, Nm.

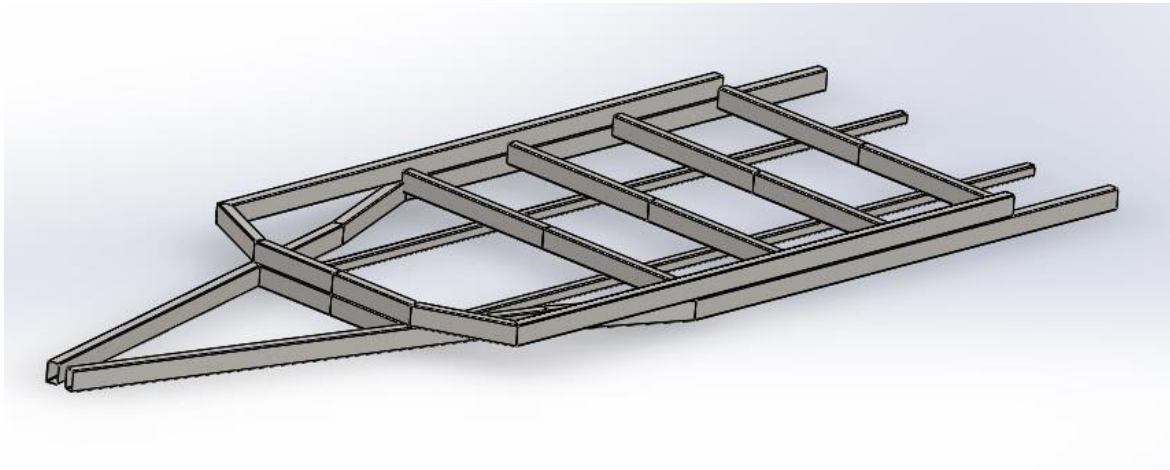
Lihtsustatud mudelil on teljekoormuseks 26520.226 Nm

$$W_x = \frac{26520.226}{197.2} = 134.5 \text{ cm}^3$$

Saadud suurimpaindemoment M_c – 134.5 cm³ on tervele raamile mõjuv koormus. Leides ühes servas asuvale profiilile mõjuva jõu jagame saadud tulemuse 2 – ga, saame tulemuseks 67.25

Kataloogist valides on kõige lähedasem profiil on 200x60x3 S355 J2H keevisõmblusega nelikanttoru, mille paindemoment x – keskpeatelje suhtes on 69.65 cm³.

Kuid haagise konstruktsioonilisest eripärast, kus haagis koosneb kahest erinevast struktuurist - alusraam ja pealisehtis, siis valitakse profiiliks 100x60x3, mis valitud kohtades keevitatakse kokku.



Joonis 7. Nelikanttorust raami osa

Kandev raami struktuur annab haagisele tervikuna tema põhilise jäikuse. Sidudes omavahel ühtseks struktuuriks käändtelgede kinnitused ja veetiisli.

6.1 Veetiisel

Veetiisli eesmärgiks on ühendada haakepea haagise konstruktsiooniga.

Tiisli projekteerimise käigus võetakse arvesse haakepea kinnitusi ja vastavalt DIREKTIIV 94/20/EÜ ettenähtud kõrgust.

Tiislile mõjuva horisontaalkoormuse arvutamisel lähtutakse ISO 7641:2012 standardi põhjal arvutatud väärtust D. [4] Arvutuse algandmeteks on võetud vedava auto täismassiks 3500 kg ja haagise täismassiks 3000 kg.

$$D = g * \frac{T \times R}{T + R} \quad (6.3)$$

,kus

D – horisontaalne jõud haagise ja vedava auto vahel (kN)

T – vedava auto täismass (t)

R – haagise täismass (t)

g – raskuskiirendus (9,81 m/s²)

$$D = 9,81 * \frac{3,5 * 3}{3,5 + 3} = 15,8469 \approx 15,85 \text{ kN}$$

Vertikaalse koormuse arvestamisel võetakse maksimaalseks jõuks 250 kg (2452.5 N) Maksimaalse vertikaalkoormuse puhul lähtutakse tugijala koormusest.

6.2 Raami konstruktsioon

Raami valmistamisel on kasutusel 2 erinevat profiili: nelikanttoru ja painutatud lehtmetail.

6.2.1 Nelikanttoru

Nelikanttoru profiilid on maksimaalse jäikuse saavutamiseks ühes tükis ja asetatud:

- Pikisuunas: küljed ja keskosa
- Tiislihaarad

Standardi EN 10219:2006 järgi

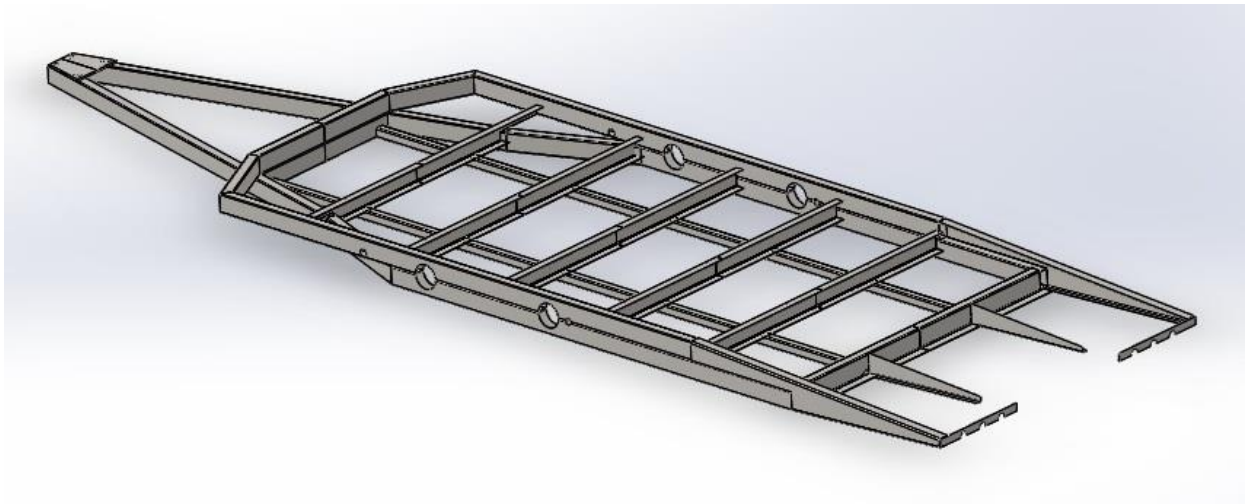
Torude ühendus kohtades (kus torud on risti) on toru sein tühjaks lõigatud eesmärgiga vältida suletud alade tekkimist.

6.2.2 Painutatud lehtmetsall

Raami konstruktsiooni juures võetakse kasutusele lehtmetsallist lõigatud detailid, kohtades, kus ei ole võimalik kasutada standartsert profiili.

Haagisega risti asetsevad detailid on 3 mm terasest painutatud 100x50 U-profiil, mille kasutamise eeliseks nelikanttoru ees on madalam kaal ning lahtine profiil. Lahtise profiili kasutamise eeliseks on lihtsam pinnakatte lisamine (tsinkimine).

Haagise tagaosas on projekteeritud sõiduki pealesõiduramp, mille profiil on tagaosast ahenev. Rambi eesmärgiks on lihtsustada sõiduki peale- ja mahalaadimist.



Joonis 8. Haagise raam (ilma perforatsiooniga pealesõiduteedeta)

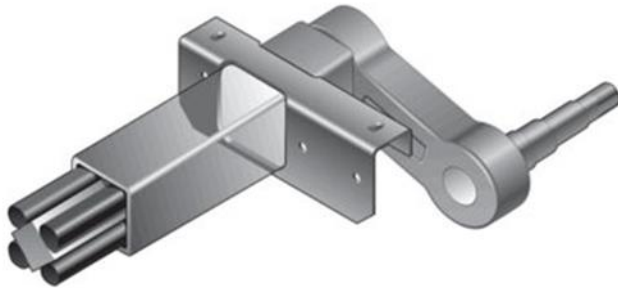
7 VEDRUSTUS

Vedrustuse eesmärgiks on pehmendada teepinna ebatasasustest tulenevaid vibratsioone (lööke). Lõputöö lähteülesandelt tulenevalt valiti vedrustuse elemendiks kummitorsioon vedrustus.

7.1 Torsioon vedrustus

Tulenevalt haagise eripärast on vajalik kasutada kompaktsed vedrustuse elementi – torsioon vedrustus. (Joonis 9).

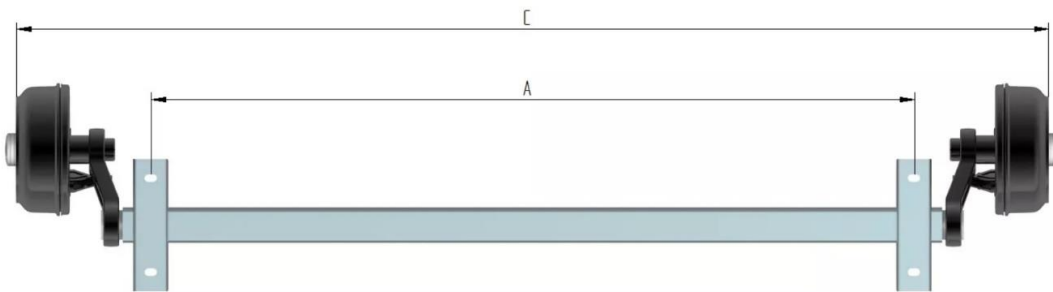
Tehasest ostutootena saadaval olevad sillad on algselt haagise raami külge polditavad ja tala on koosneb ühest nelikant torust. Käändmiku koost on läbi jõuõla keevitatud nelikant profiili külge, mis on pressitud silla tala sisse. Ümarad kummiribad, mis toimivad kui vedrustus elemendina hoiavad ka samas ka nelikant profiili torus sees kinni.



Joonis 9. Tüüpiline kummitorsioon vedrustus. [5]

7.2 Sillad

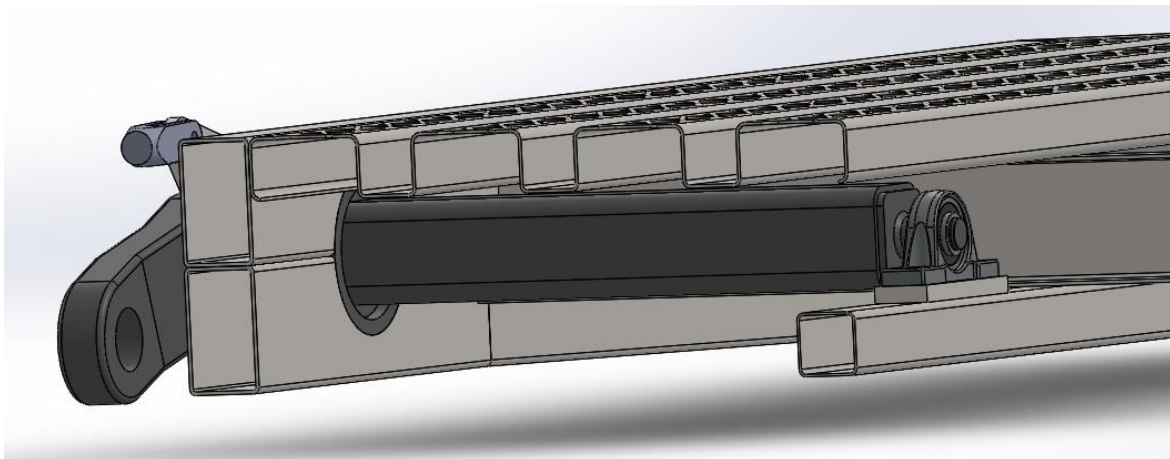
Lõputöö lähteandmetest tulenevalt on haagise täismassiks ette nähtud 3000 kg ning sellest tulenevalt kasutatakse topelt sillalahendust. Kataloogist valitakse sillad, mille kandevõimeks on 1800 kg, seda põhjusel, et mass ei jagune sildade vahel alati võrdselt.



Joonis 10. Valitud sild [6]

7.2.1 Silla modifikatsioonid

Tulenevalt lõputöös etteantud tingimustest, muudetava kõrgusega haagis; konstrueeritakse sillatala tervikuna pööratavaks.

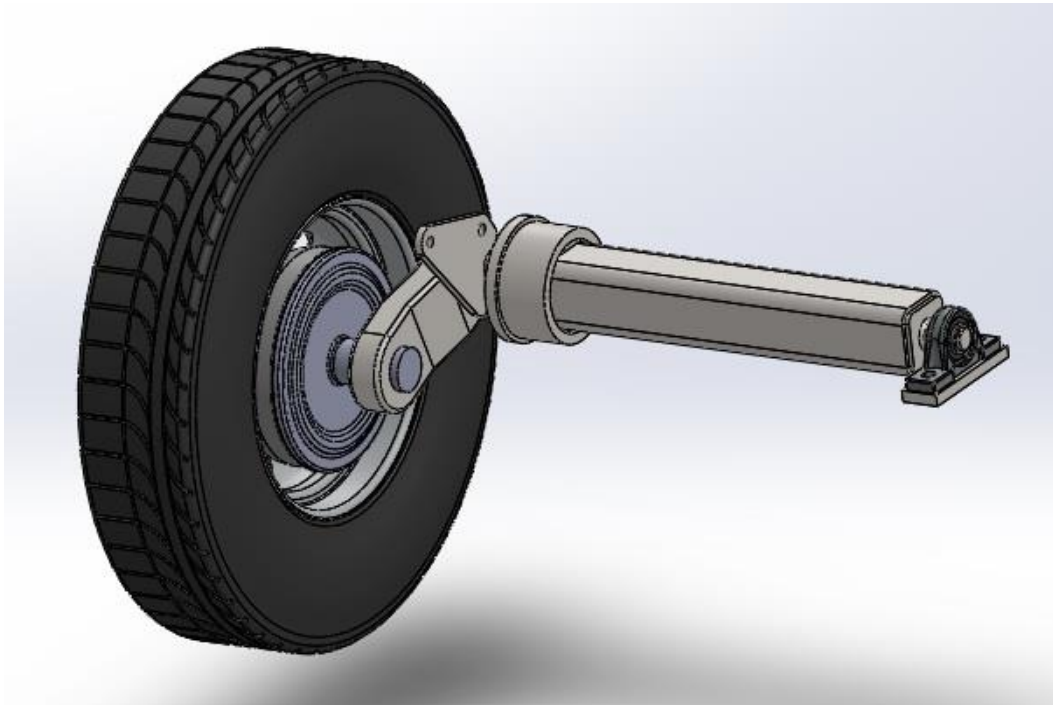


Joonis 11. Modifitseeritud sillatala haagisel.

Sillatala pööramise võimaldamiseks kasutatakse liuge - ning kuullaagrit.

Liugelaager paikneb läbi kahe haagise raami põhiprofiili sisse keevitatud laagripesa. (joonis. 11)

Kuullaagrina võetakse lihtsuse mõttes kasutusele laagripukk, mille kasutamisel on võimalus silda reguleerida.

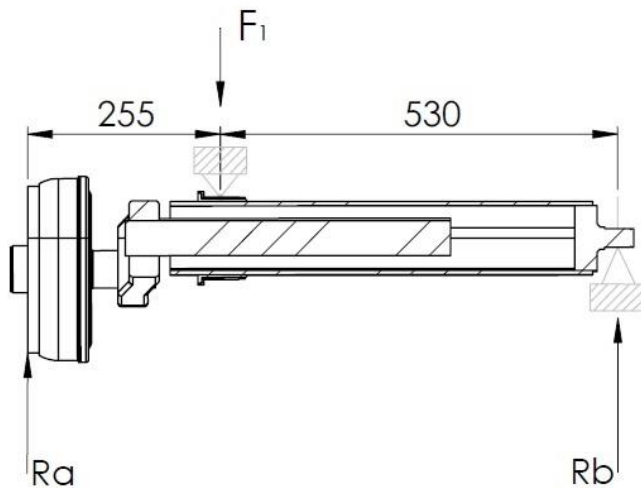


Joonis 12. Modifitseeritud silla koost.(esimene sild)

Järgnevalt arvutatakse välja laagritele mõjuvad koormused.

7.2.2 Laagri koormused

Joonisel (sildadele mõjuvad jõud) näidatud maksimaalne sillale mõjuvaks jõuks on $F_m = 1622$ Kg (15906.38N). Joonise (ratta poolt mõjuv jõud) järgi arvutame laagritelemõjuva jõu suuruse.



Joonis 13. Ratta poolt mõjuvad jõud

Laagripukile mõjuva jõu arvutamiseks vaadeldi joonis 13 kui jõuõlga. Tugipunkti R_b arvutamiseks kasutame valemit:

$$F_1 * l_1 = F_2 * l_2 \quad (7.1)$$

$$F_2 = \frac{15\,906.38 * 0.255}{0.53} = 7\,653.07$$

Haagise poolt mõjuv jõud:

$$15906.38 + 7653.07 = 23\,559.45 \text{ N}$$

Saadud tulemuse kontrollimiseks koostame toereaktsiooni

$$\sum M_a = 0; R_b * (0.255 + 0.53) = 23\,559.45 * 0.255$$

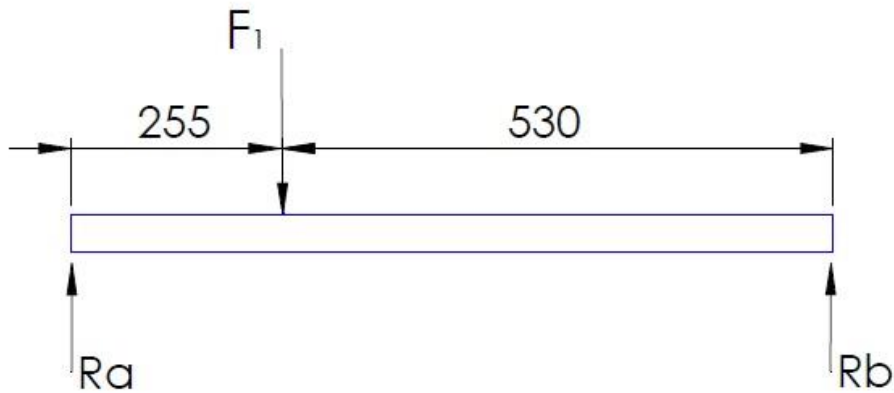
$$0.785 * R_b = 6007.66$$

$$R_b = 7653.07 \text{ (N)}$$

$$\sum M_b = 0; R_b * (0.255 + 0.53) = 23\,559.45 * 0.53$$

$$0.785 * R_a = 12486.51$$

$$R_a = 15906.38 \text{ (N)}$$



Joonis 14. Toereaktsioonide eskiis

Liugelaagrite mõjuv koormus(\$R_a\$): 23 559.45 N

Laagripukile mõjuv koormus(\$R_b\$): 7 653.07 N

7.2.3 Laagrid

Liugelaagrite mõjuva koormuse arvutamisel arvestatakse, et koormus mõjub ¼ laagri sisepinnale.

Seega saame laagrite mõjuva koormuse suuruseks:

$$\text{Liugelaagri pindala} = \frac{2 * \pi * r}{4} * h \quad (7.2)$$

,kus h - laagri laius, mm

$$\text{Liugelaagri pindala} = \frac{2 * \pi * r}{4} * 50 = 4,121,25$$

Liugelaagrite mõjuv koormus: $23559.45/4121,25=5,72 \text{ N/mm}^2$

Tabel 5. Valitud liugelaager [7]

VSB-10 Composite Bearing	Materjal	Maksimaalne staatiline koormus N/mm ²
	Tugimaterjal: tinatatud teras;	250

	Vahekiht: paagutatud pronks; Liugekiht: PTFE	
--	---	--

Laagripukile mõjuv staatiline koormus: 7 653.07 N

Tabel 6. Valitud laagripukk [8]

UCP 205	Materjal	Maksimaalne staatiline koormus kN
	Kuullaager	7.8

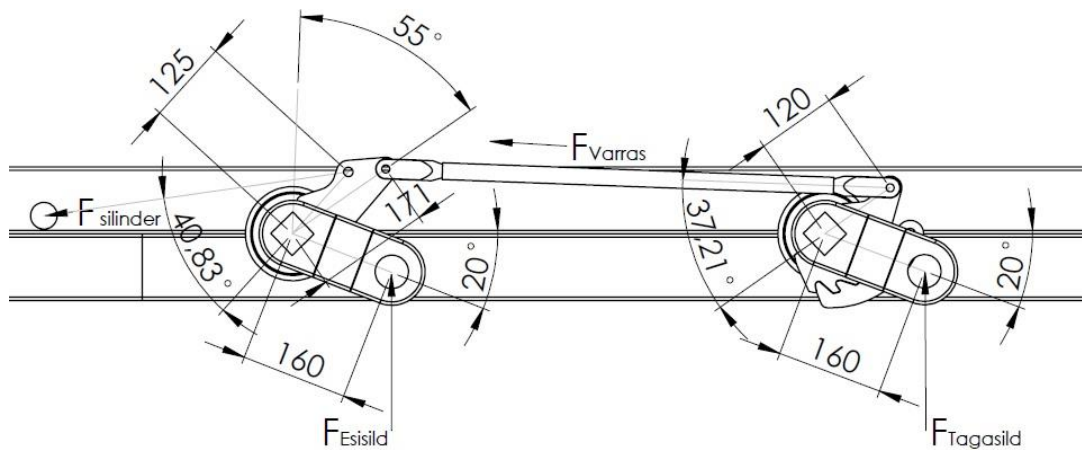
Laagripuki valiku põhjuseks on tingitud laagri tsentri kõrgus kinnitus pinnast. Järgmise suurusega laagripuki kasutamisel oleks pidanud muutma torsioonvedrustuse asukohta kõrgemale või laagripuki kinnitusprofiili sisse tegema süvendi. Sellepärast valiti minimaalse varuteguriga tugilaager.

7.3 Vedrustuse kinemaatika

Haagise langetamine on ette nähtud olukorras, kus haagis on samal ajal vedukiga ühenduses. Transpordi asendis jääb haagise pealisehitis maapinna suhtes 6° nurga alla. Sellega seoses tekib olukord, kus torsioonsildadel on erinev amplituud. Tagumise silla puhul kasutatakse maksimaalset töökäiku ning sellest lähtudes vähendatakse esimese silla liikumise ülekannet.

Joonis 11 järgi võetakse sildadele mõjuvad koormused:

- Esisild, F_{Esisild} (1344 kg; 13082.07 N)
- Tagasild F_{Tagasild} (1623 kg; 15906.38N)



Joonis 15. Vedrustuse kinemaatika

Silindrile avalduva jõu F_{silinder} leidmiseks leitakse kõigepealt sildadele avaldud pöördemoment. Mõlema silla käändmiku jõuõla pikkuseks on 0,16 m ning sõiduasendis on eelseadistatud nurk haagise raami vahel 20 kraadi.

Mõlemale sillale mõjuva pöördemomendi arvutamiseks kasutatakse järgmist valemit:

$$\tau = r * F * \sin \theta \quad (7.3)$$

Kus,

τ – pöördemonent (N*m)

r – jõuõla raadius (m)

F – jõud

$\sin \theta$ – nurk jõuõla ja jõu sihi vahel (deg)

Tagasillalt jõu edasi kandmiseks kasutatakse polt liidetega hoovastikku. Käändmikult hoovastikule ülekanduva jõu arvutamiseks tuletatakse valemist (5.1) väärtus F .

$$F = \frac{\tau}{r * \sin \theta} \quad (7.4)$$

Hoovastikult tuleva jõu suuruseks on 11994.8 N

Saadud tulemused on arvutamise järjekorras lisatud tabelisse (7).

Tabel 7. Vedrustuse detailidele mõjuvad jõud

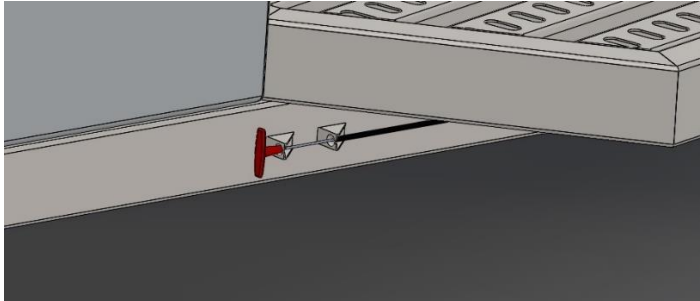
Tagumine ratas	
Rattalt tulev jõud (N)	15906.38
Jõuõla pikkus (m)	0.16
Nurk (sin)	20
Tagumise käändmiku jõumoment (N*m)	870.45
Jõumoment (N*m)	870.45
Jõuõla pikkus (m)	0.12
Nurk (sin)	37.21
Jõud (N)	11994.84
Hoobalt tulev jõud (N)	11994.84
Õla pikkus (m)	0.171
Nurk (cos)	55
Lisa hoova jõumoment (N*m)	1680.18
Esimene ratas	
Rattalt tulev jõud	13082.07
Jõuõla pikkus (m)	0.16
Nurk (sin)	20
Käändmiku jõumoment (N*m)	715.89

Summaarne jõumoment (tagasild+esisild)		
Jõumoment (N*m)	1680.18+715.89	2396.07
Jõuõlg (m)		0.125
Nurk (sin)		40.83
Hüdrotsilindrile avalduv jõud (N)		29317.93

Eelnevalt välja arvutatud jõud on vaja ületada haagise tõstmiseks ülesse (sõiduasendisse).

7.4 Silla turvalukustus

Silla lukustuse eelduseks on hüdrosilindri poolt tulenev tõmbejõud, milleks kasutatakse vedru.



Joonis 16. Turvalukustuse käepide

Kasutades valemeid (7.3) ja (7.4) arvutame rataste tõstmiseks vajaliku jõu.

Rataste kaaluks koos rummuga võetakse 30 kg (294.2 N).

Arvutuste tulemusena saadakse jõuks 58.8 kg (577.23 N)

Turvalisuse mõttes võetakse lukustusele mõjuvaks varuteguriks 2, ning silindrile lisanduv lisakoormus on ~120 kg(1176.8 N).

Eelnevalt saadud tulemus on jõud millega vedru peab hüdrosilindri kokku tõmbama lahtises asendis.

Tabel 8. Hüdrosilindri vedru jäikus

Silindri vedru	
Lõppjõud (N)	1176.8
Eelpinge (N)	98.1
Kokku surutav jõud (N)	1078.7
Kokkusurutud pikkus (mm)	100
Alg pikkus (mm)	200
Töökäik (mm)	100
Jäikus (N/mm)	10.79

Summaarselt ühele silindrile mõjuv jõud on seega $29\,317.93 + 1176.8 = 30\,494.73$ N

Olles välja arvutanud hüdrosilindrile mõjuva jõu, on võimalik järgmisena arvutada hüdrosilindri suuruse.

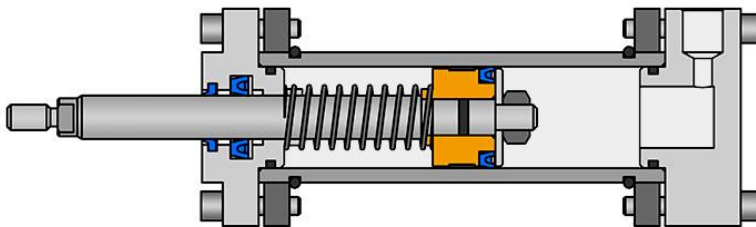
8 HÜDRAULIKA

8.1 Hüdrosilindri valik

Vedrustuse hüdrosilindri valikul lähtutakse konstruktsiooni eripärast, kus on oluline jõudu rakendada ainult ühes suunas. Sellest tulenevalt valitakse ühesuunalise toimega hüdrosilinder.

Sellisel silindril toimub kolvi liikumine vedeliku survele ainult töökäigu ajal. Kolvi tagasiliikumine ehk tühikäik saadakse kas raskusjõu või tagastusvedru toimel. Ühepoolse toimega silindrit on mugav kasutada, kui kolvi tagasiliikumisel on takistus väike. Ta on lihtsama ehitusega: kolvi tihendamine on vajalik vaid ühes suunas, juhtimiseks kasutatakse lihtsamaid ja odavamaid seadmeid. Vedru abil tagastamisele kulub aga osa vedeliku rõhujõust vedru kokkusurumiseks, mis vähendab silindril saadavat kasulikku jõudu ning silindri kasutegurit. [9]

Võttes eelmisest peatükist saadud hüdrosilindrile mõjuva jõu suuruse 30 494.735 N arvutame kolvi läbimõõdu.



Joonis 17. Ühesuunalise toimega hüdrosilinder [10]

Kuna töö käigus ei ole veel määratud hüdrojaama poolt toodetavat töö rõhku siis tehakse arvutused madala rõhu (160 bar) ja kõrgema rõhu (210 bar) korral.

Hüdrosilindri kolvi arvutamise korral kasutame valemit:

$$p = \frac{F_s}{\frac{\pi * d^2}{4}} * \eta \quad (8.1)$$

,kus

P – töö rõhk, N/mm²;

F_s – silindri jõud, N;

d – kolvi läbimõõt, mm²;

η – kasutegur.

$$d = \sqrt{\frac{\frac{F_s * 4}{p}}{\pi}} * \eta \quad (8.2)$$

Silindri mehaaniliseks kasuteguriks võetakse $\eta_m = 0.9$.

Rõhukaod torustikus 5 bar, kaod jaotis 2 bar.

Rõhu langus süsteemis 7 bar

Silindris saavutatav maksimaalne rõhk:

160 bar töö rõhk (silindris 153 bar)

$$d = \sqrt{\frac{\frac{30494.735 * 10}{153} * 4}{\pi}} * 1.1 = 55.4134 \approx 55.4$$

210 bar töö rõhk (silindris 203 bar)

$$d = \sqrt{\frac{\frac{30494.735}{203} * 4}{\pi}} * 1.1 = 48.1074 \approx 48.1$$

Lõplikuks valikuks osutus 210 bar tööõhuga süsteem, kus on kasutusel 50mm kolviga hüdrocilinder.

Vedrustuse käitamiseks võetakse kasutusele hüdrocilindrid, kus üks silinder on mõeldud ühe poole rataste liigutamiseks.

8.1.1 Torustik

Surve all oleva hüdrovedeliku transportimiseks pumbalt silindrini võetakse kasutusele elastsed hüdrovoolikud. Ainult hüdrovoolikute kasutamise põhjuseks on lühike vahemaa pumbast silindrini ja kui süsteemis on minimaalselt ühenduskohti on ka lekke ilmumine ebatõenäolisem.

Haagise tõstmise ajaks võetakse 2 sekundit, millest arvutatakse hüdrocilindri kolvi liikumise kiirus.

$$v_s = \frac{\text{kolvikäik}}{aeg} = \frac{0,15}{2} = 0,075 \text{ m/s} \quad (8.3)$$

,kus

v_s – kolvi liikumise kiirus, m/s

Silindri mahutavus:

$$V_{sil} = \pi * r^2 * h \quad (8.4)$$

,kus

V_{sil} – hüdrocilindri maht, m³

r – kolvi raadius, m

h - silindri käik, m

$$V_{sil} = \pi * 0.025^2 * 0.15 = 0.000294375 \text{ m}^3 = 0.294375 \text{ l}$$

Vajalik vooluhulk:

$$Q_v = A * V_{sil} \quad (8.5)$$

,kus

Q_v – Vooluhulk m³/sek

V_{sil} – hüdrocilindri maht, m³

v_s – cilindri liikumiskiirus, m/s

$$Q_v = 0.000294375 * 0.075 = 0,0000220781m^3/sek = 1.324686 l/min$$

Hüdrojaama poolt vajalik vooluhulga arvutamiseks tuleb tulemus korrutada 2-ga, kuna kasutusel on 2 hüdrocilindrit.

$$1.324686 * 2 = 2.649372 l/min$$

Vooliku siseläbimõõdu arvutamine

$$d = \sqrt{\frac{4 * Q_v}{\pi * v_s}} \quad (8.6)$$

,kus

d – vooliku siseläbimõõt, mm

Q_v – Vooluhulk l/min

v_s – cilindri liikumiskiirus, m/s

$$d = \sqrt{\frac{4 * 2.649372}{\pi * 0,075}} = 6,708 mm$$

Voolikus valitakse Hydrosand KAPPAFLEX 1 voolik sisemõõduga 6,5 mm.

Süsteemis oleva hüdrovedeliku koguse arvutamiseks võtame voolikute summaarseks pikkuseks 4 m ja cilindrite mahutavuseks 0.6 l saama vajaliku hüdrovedeliku koguse

- Voolikud: 0.1327 l
 - Hüdrosilindrid: 0.6 l
- Kokku 0,7327 liitrit

8.1.2 Hüdrojaama valik

Turul pakutavatest hüdrojaamadest on võimalus valida raadioteel juhitavad või juhtmega ning 8 L või 11 L hüdropaagiga hüdrojaamad.

Haagise omapärast, kus laadimise hetkel on haagis alla langetatud ning sel hetkel asuvad rattad pealisehitise suhtes kõrgel. Sellises olukorras on haagisele paigaldatud sõidukil takistatud ukse avamine. Olukorra parandamiseks on otstarbekas kasutada juhtmevaba kaugjuhtimispuhiti.

Hüdropaagi suuruse arvutamisel on vaja teada hüdrosilindrite läbimõõtu, töökaiku, hüdrovoolikute sisemist läbimõõtu ja trassi pikkust.

Valitud hüdrojaam



Joonis 18. Valitud hüdrojaam [11]

Valitud hüdrojaama andmed: [12]

Mootori võimsus: 2 kW

Elektripinge: 12 V

Õlipaagi maht: 8L

Maksimaalne töö rõhk: 210 baari

Ülevoolu (ohutus) ventiil: JAH

Pumba võimsus: 2,6 cm³ / pööre,

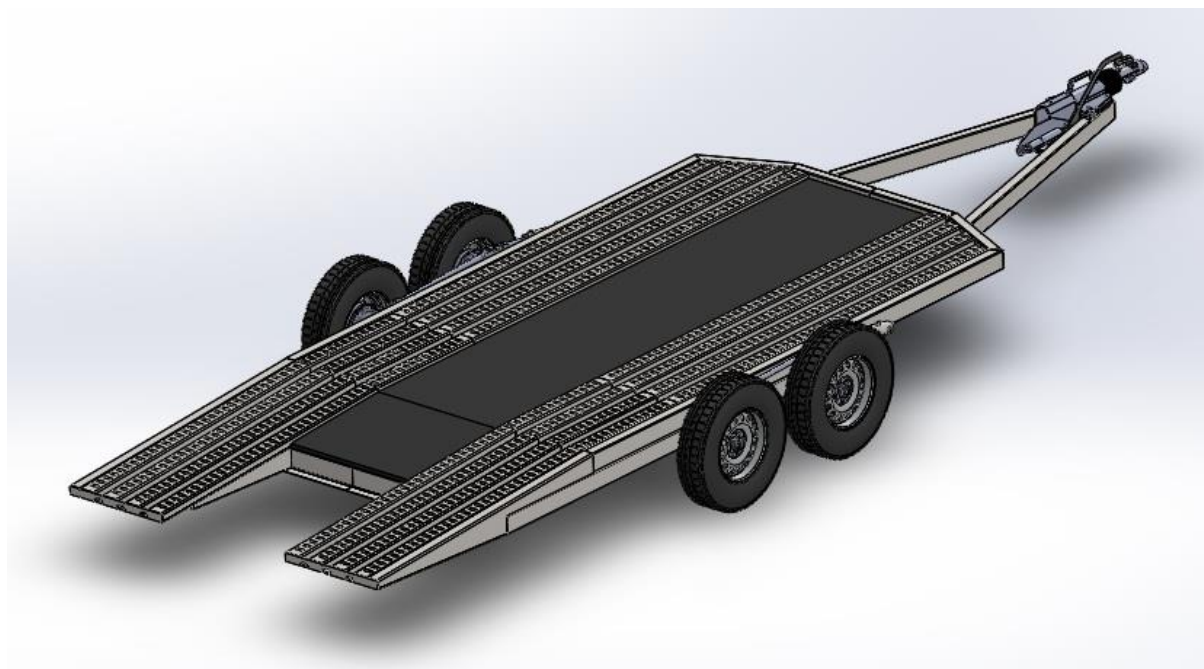
Ühendus sisekeere: 3/8"

9 PEALISEHITIS

9.1 Perforeeritud profiil

Pealisehitise konstruktsiooni juures tuleb arvesse võtta transportitava sõiduki rööbet. Kuna haagis ei ole mõeldud kindlalt ühe auto vedamiseks siis tuleb võtta arvesse ka sõidukid, mille rööbe on väiksem.

Sõiduki transportimisel haagisele mõjub raskus on jaotatud pikisuunaliselt äärmistele aladele.



Joonis 19. Haagise pealisehitis

Valitud perforeeritud plaadi suurimaks erinevuseks tavapärastele plaatidele on eelnevalt painutatud profiil. Profiili kõrguseks on 50 mm, mis lisavad haagisele pikisuunalist jäikust. Suurem jäikus tähendab samuti ka väiksemaid deformatsioone, mis on tingitud sõiduki peale laadimisest.

Perforeeritud plaat ühendatakse haagise raamida keevisliidete teel.



Joonis 20. Perforeeritud plaat [13]

9.2 Veekindel (filmi) vineer

Keskmise osa katmine annab võimaluse transportida erinevaid kaupu, mis muudab haagise kasutusvaldkonna laiemaks.

Ohutuse tagamiseks kasutatakse pealisehitise keskmise osa katmiseks fenool- ehk filmikihiga kaetud niiskuskindel Riga Ply kasevineeri.

Pinnakatte valiku puhul on esmatähtis ilmastiku - ning libisemiskindlus. Eelnevate nõuete täitmiseks valitakse ühepoolseks pinnakatteks PPL (polüpropüleenkate kattega vineer), mille eelisteks on: [14]

- Kõrge kulumis- ja libisemiskindlusega pind
- Hea väljanägemine (dekoratiivne pind)
- Veekindlus
- Vastupidav sagedamini kasutatavatele kemikaalidele
- Kergesti puhastatav
- Keskkonnasõbralik ja hügieeniline



Joonis 21. Veekindel vineer (Riga Heksa Plus). [14]

Saadaval on seda erinevates paksustes kui ka mõõtudes. Suurema jäikuse saavutamiseks valitakse vineeri paksuseks 21 mm. Haagise keskmise ava laiuseks on 760 mm, kus sobib kasutamiseks pikisuunas pooleks lõigatud 1525 mmx 2500 mm mõõduga vineer.

Vineeri kinnitamiseks kasutatakse alumiiniumist tõmbeneete. Tõmbeneedi valikul võetakse aluseks materjali paksus, millest neet peab läbi ulatuma. Antud puhul on selleks 21 mm vineer ja 3 mm paksuse terase juures 24 mm. Baltic Bolt tootevalikust valitakse MFX 1032 tõmbeneet (Lisa 1).

9.3 Lisaseadmete kast

Tiisli peale paigutatud kast, mille sisse on paigutatud hüdrojaam, aku, elektroonika, kinnitusvahendid ja tõkiskingad.

Antud lõputöö mahu juures ei keskenduta täpsemalt lisatarvikute kasti konstrueerimisele, kuna ei ole teada täpselt hüdrojaama mõõtmed.

10 TUGEVUSANALÜÜS

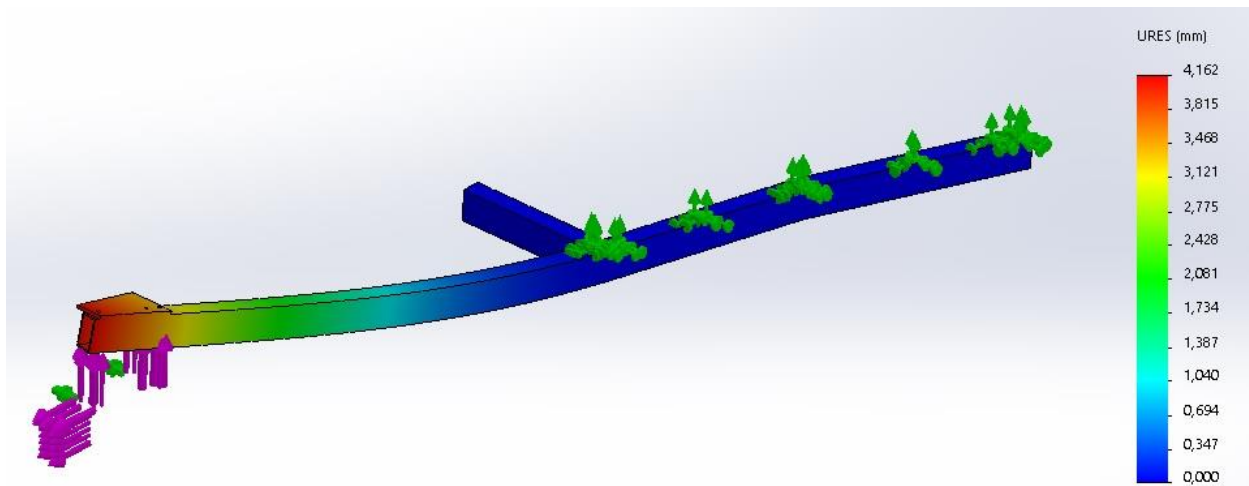
10.1 Tiisel

Tugevusanalüüsi lihtsustamiseks kasutatakse ainult valitud osa tervest konstruktsioonist. Tiislihaarade puhul on tegemist pikisuunas sümmeetriliste detailidega, seega on mõjuvad jõud jagatud 2-ga.

Tugevusanalüüsi puhul imiteeritakse olukorda, kus veduki poolt veetakse täiskoormusega haagist ning samaaegselt mõjub haakepeale maksimaalne koormus, mis on võetud peatükist 5.1

Mõjuvad jõud:

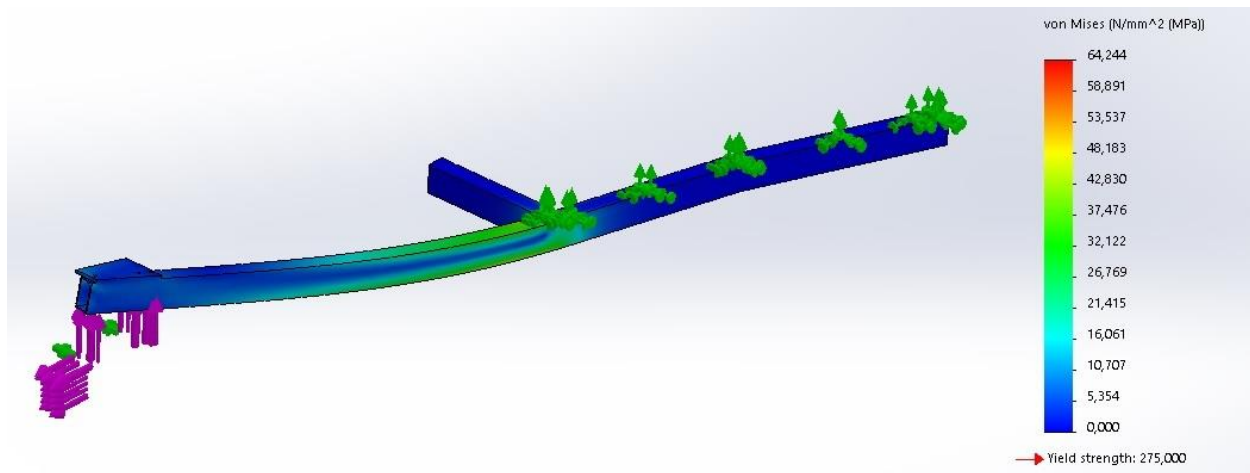
- Vertikaalselt alt üles: 1226 N
- Haagise tõmbejõud: 7925 N



Joonis 22. Tiisli haara deformatsioon

Esialgelt kasutati tiisli haarade puhul sama profiili, mis kasutatakse ka ülejäänud haagise raami puhul, 100x60x3 S355 teras nelikanttoru. Jõudude rakendamise korral saadi esialgseks deformatsiooniks ligikaudu 10mm, mis osutus liialt suureks.

Deformatsiooni vähendamiseks võeti kasutusele 100x60x5 S355 teras nelikanttoru, mille korral vähenes deformatsioon ligi 4 mm peale. Kuna saadud tugevusanalüüs on teostatud ekstreem olukorras, loeme saadud tulemused piisavaks.



Joonis 23. Tiisli haara pinged

Maksimaalseks pingeks joonise 23 järgi 64,24 MPa ning S355 materjali puhul on varuteguriks 4,28.

Eelnevalt saadud tulemuste põhjal (piisav varutegur) ei peata vajalikuks eraldi välja arvutada kohalik väsimustugevus.

10.2 Raam

Raami keerukusest tingituna on tugevus analüüs ainult SkyCiv tarkvaraga peatükis 5.1.

10.3 Vedrustuse kinemaatika

Kogu vedrustuse kõige kriitilisemad detailid on esi – ja tagasilla külge keevitatavad torsioonvedrustuse keeramise „kõrvad“.

Tabel 9. Strenx 700 E [15]

Materjal	Paksus (mm)	Voolavuspiir (MPa)	Katkevuspier (MPa)
Strenx 700 E	16	700	780-930

Tugevusanalüüsi tehes tuleb võimalikult täpselt jäljendada tegelikkuses tekkivaid koormuseid. Peamised koormused, mis järgnevates tugevusanalüüsides esinevad on ratta poolt tekitatud pöördemoment ja esi – ning tagasilda ühendava hoova poolt tekitatud jõud.

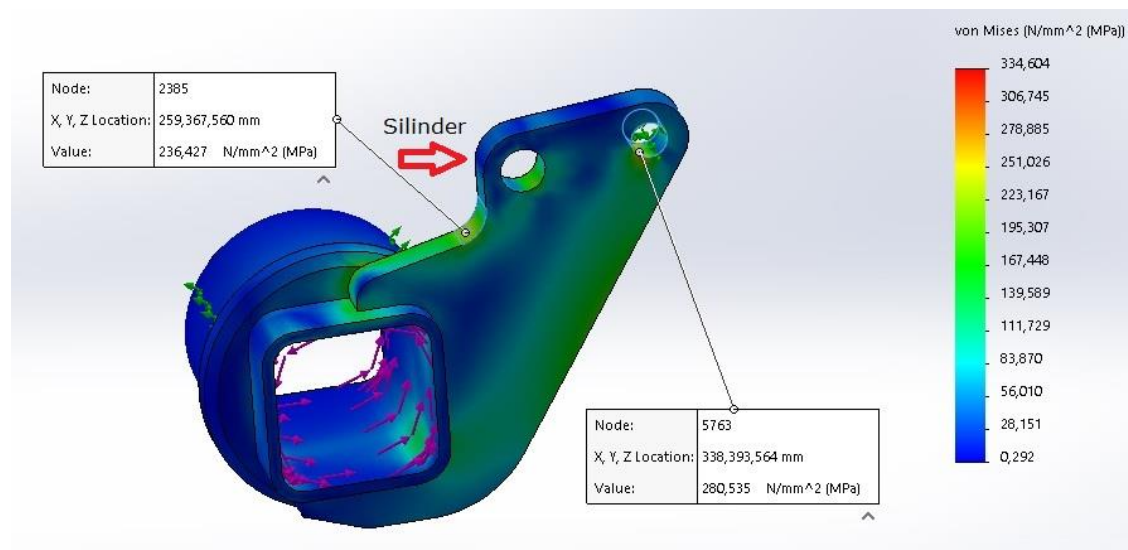
Täpsemini on esinevad jõud välja toodud joonisel 15 ja tabel 7.

10.3.1 Esimene sild

Joonisel 24 mõjuvad jõud:

- Moment: 716 Nm
- Silindri poolt tõukav jõud: 30 494.73 N

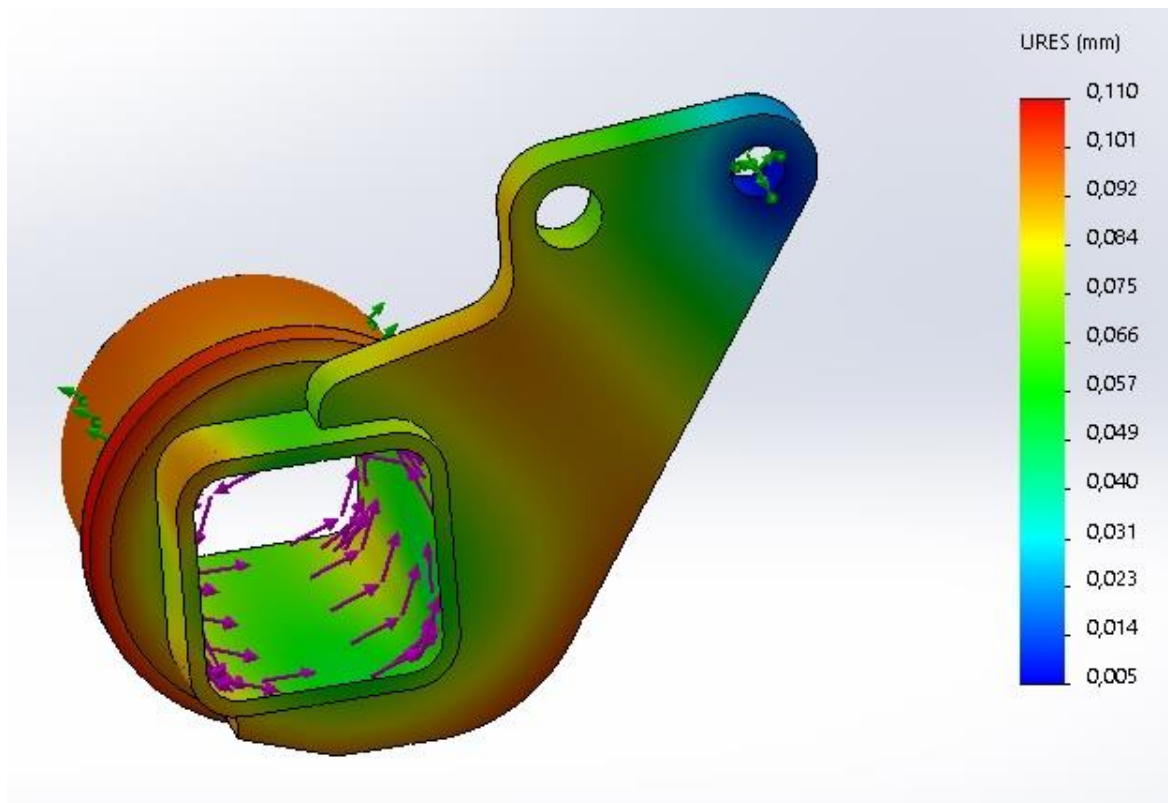
Eelnevalt välja toodud koormused mõjuvad juhul, kui sildade vahel jaotub haagise täismass võrdseks ning samal ajal surutakse silindri abil haagis transpordi asendisse.



Joonis 24. Esimesele sillale mõjuvad pinged

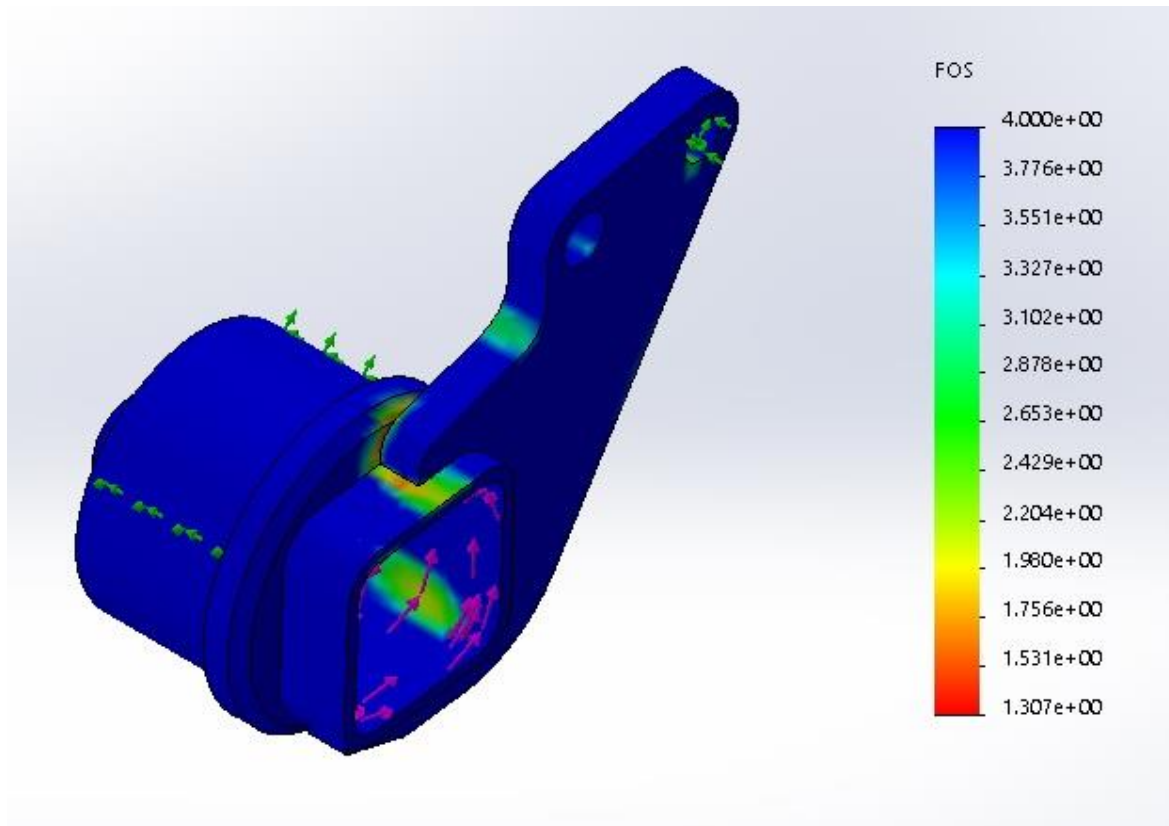
Saadud tulemuste järgi on kõige suuremaks pingeks 334.6 MPa, mis jääb detailide ühendus kohta (joonisel 24 asub kinnitus kõrva taga). Kuna kinnituskõrv keevitatakse torsiooni liugelaagri puksiga omavahel kokku, võime antud pingekontsentraatori lugeda ebaoluliseks.

Järgmine kriitiline punkt on nood 5763 juures (280.5 MPa). Arvestades, et materjali voolepiiriks on 700 MPa saam varuteguriks ~2.5, mis loetakse piisavaks, kuna tegemist on ekstreem olukorraga.



Joonis 25. Esimese silla deformatsioonid

Esisilla deformatsioonide korral on saadud tulemused minimaalsed, 0,11 mm. Saadud tulemuste saavutamiseks otsustati hoovastiku kinnituskõrv keevitada liugelaagri puksiga omavahel kokku. Esimese versiooni korral kus antud detailid olid üksteisest 10 mm kaugusel, tekkis peamine läbipaine nelikanttorus.



Joonis 26. Esimese silla varutegur

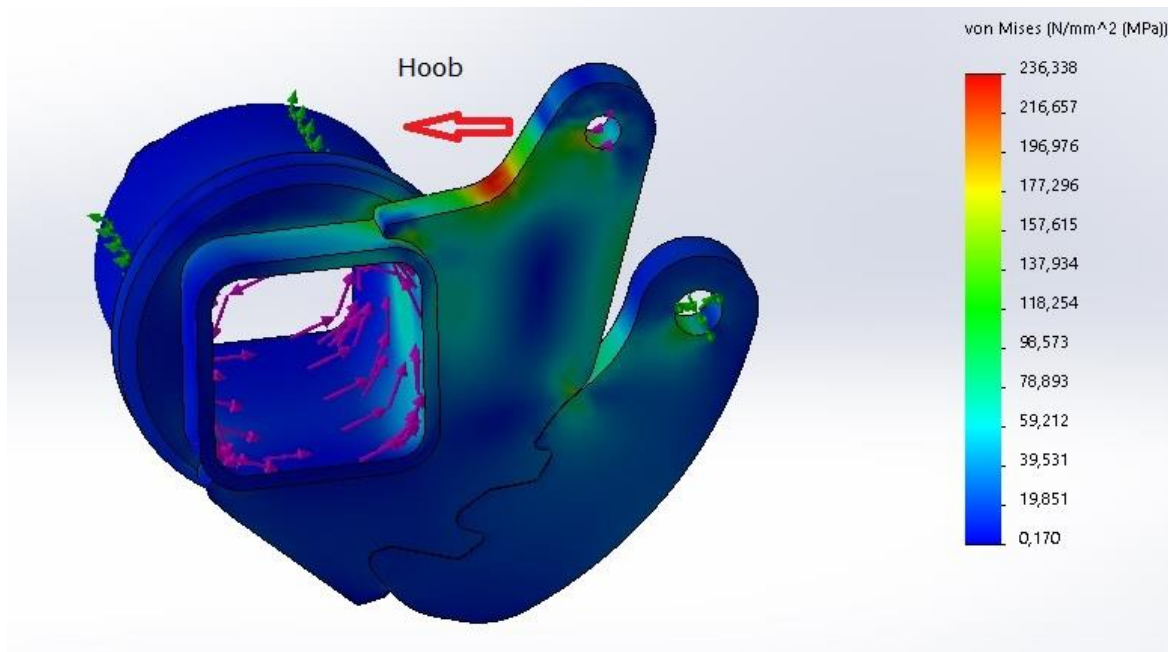
Kuna tegemist on vedrustuse ühe kõige kriitilisema detailiga ja millele mõjuvad ka kõige suuremad koormused, toodi eraldi välja varuteguri analüüs. Joonis 26 on selgemini näha kõige suuremaid pingeid vastu võtvad kohad.

Saadud tulemusi loetakse piisavaks, kuna varutegur on piisav ka olukorras kus lühiajaliselt mõjuks terve haagise mass ainult esisillale.

10.3.2 Tagumine sild

Joonisel 27 mõjuvad jõud:

- Moment: 870.45 Nm
- Hoova poolt tõmbav jõud: 11994.84 N

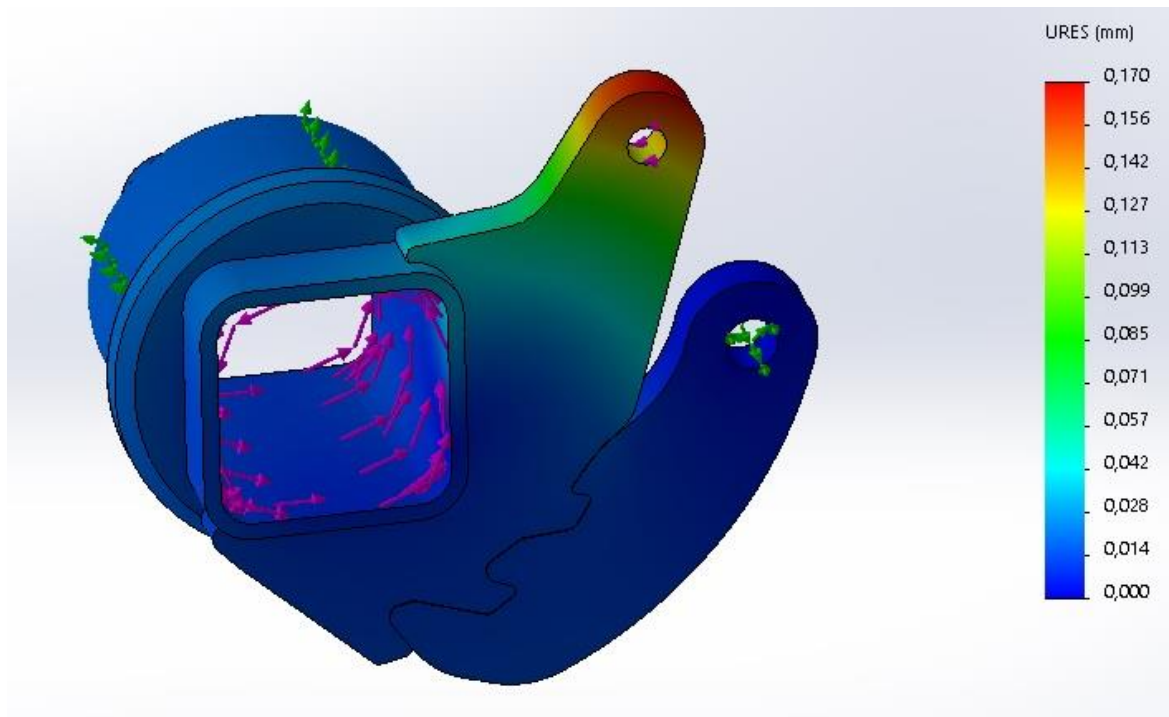


Joonis 27. Tagumisele sillale mõjuvad pinged

Tagasilla kinnituskõrv valiti samast materjalist ja sama paksusega, mis annab varuteguriks 2,96. Joonisel 27 näidatud koostul on kriitilisemaks detailiks pigem lukustus hoob, mis võtab vastu mõlema silla poolt tekitatud koormuse.

Lukustuskõrvale mõjuva jõu arvutamiseks võetakse mõlema silla poolt tekitatud pöördemoment ja jagatakse see läbi lukustuskõrva kinnituse kaugusega torsioon sillast.

Tekki jõud: $2397.07/0.128 = 18,719.3$ N



Joonis 28. Tagumise silla deformatsioonid

Sarnaselt esisillale on deformatsioon minimaalne.

Saadud tulemused loetakse piisavaks.

11 LISASEADMED

Lisaseadmete alla kuuluvad ostutooted, mis on olulised haagise, kui terviku kasutamiseks.

11.1 Haakeseade

Haagise ühendamiseks vedukiga kasutatakse ostutootena veopead Veopea Knott KF30. [16]

Klassi B haakepea valiku puhul on tähtis vastavus direktiivi nõuetele ning ettenähtud koormusele vastupidavus, milleks on antud juhul 3000 kg.

Nõuetest lähtuvalt peab veopeas olema integreeritud inertspidurisüsteem. [17]

11.2 Tugijalg

Tugijala valikul peab arvestama haagise ajutise ülekoormamisega (laadimise hetkel paigutatakse raskus valesti) ning selle vältimiseks valime tugijala ligikaudu 3-kordse varuga ~270 kg. Kaubanduses saadaolevatest on ligilähedasem 250 kg kandevõimega tugijalg.

Valitud tugijalg ja kinnitus pärinevad BESTNET AS tootevalikust [18]

- Tugijala diameeter: D=60mm
- Kandevõime: 250kg
- Kaal:7,12kg

Tugijala kinnitus

- Diameeter=60mm
- Kaal:1,6kg

11.3 Haagise rehvid

Haagise rehvaliku puhul tuleb lähtuda haagise täismassist, mis on käesoleval juhul on 3000 kg. Antud mass tuleb võrdselt ära jaotada 4 ratta vahel.

$$koormusindeks = \frac{M}{4} \quad (11.1)$$

,kus M – haagise täismass.

$$koormusindeks = \frac{3000}{4} = 750 \text{ (kg)}$$

Koormusindeksi tabeli põhjal on 750 kg kandevõimega rehvi koormusindeks 98. [19]

11.3.1 Valitud rehvid haagisele

FIRESTONE VANHAWK 2 [20]

Rehvi andmed:

- Mõõdud: 185/75 R14C
- Koormusindeks: 102/100R; Kandevõime: 850/800 kg
- Kiirusindeks: R - Maksimaalne kiirus 170 km/h
- C - Tugevdatud külgsuintega

11.4 Poritiivad

Valitud poritiivad on valmistatud plastikust ning on ette nähtud kasutamaks igale rattale eraldi. Tulenevalt sildade pööramisest on vajalik modifitseerida poritiiva eesmist osa, mis tuleb ära lõigata, et vältida transpordi asendis kokkupuudet maapinnaga.

Toritiiva kinnitused on valmistatud 26.9x2.6 ümartorust ning on keevisliitega kinnitatud torsioonvedrustuse jõuõla külge.

12 MAKSUMUS

Haagise maksumuse juures on võetud arvesse detailid, mida on käsitletud käesolevas lõputöös, seega ei ole haagise lõplikuks valmistavad kulud lõplikud.

Tabel 10. Haagise maksumus

	Täpsustus	Kogus	Summa
Raam			
Nelikanttoru	S355 100x60x3	13.2	268.33
Nelikanttoru	S355 100x60x5	6.3	215.37
Nelikanttoru	S355 50x50x3	7.8	90.38
U-profiil	100x50x3 S355	9	175.43
Teras lehtmets	Paksus: 3mm S355	1m ²	88.8
Ümardoru	26.9x2.6	3	14.29
Pealisehitis			
Perforeeritud plaat	R23 0851/4	3	1047
MDF-plaat	(Veekindel)	1	184
Ostutooted			
Sild	Tootekood: 502256	2	968
Veopea	Tootekood: 203855.001	1	456
Tugijalg	Tootekood: 502632	1	53.04
Aku 12V 42Ah 390A(EN)	Tootekood: YU-YBX3202	1	50.4
Laagriplak	Tootekood: 04UCP205TIM	4	60.67
Liugelaager	Tootekood: VSB10-10550	4	160
Hüdraulika			
Hüdrojaam	Tootekood: FL1.12.15.006		353.05
Hüdrotsilindrid	Eritellimusel	2	350
Hüdrovoolikud	6 mm	4	30
Hüdroliitmikud			20
Lisad			
Rehvid	FIRESTONE VANHAWK 2	4	295.52
Veljed	Tootekood Y35.0004	4	220

Poritiivad	Tootekood 06.0006	4	41.6
Eritellimusel tooted			
Torsioontoru puks	S355	4	640
Laagri völl	S355	4	380
Kahvel	C45	4	344
Hülsi pesa	S355	4	660
Sildade vaheline hoob	S355	2	150
Esisilla pööramis kõrv	Strenx 700 E	2	50.70
Tagasilla pööramis kõrv	Strenx 700 E	2	41.92
Lukustuskõrv	Strenx 700 E	2	28
Tootmise kulud			
Palk	80 h x 15 €/h		1200
Seadmete kulu	6 h x 30 €/h		180
Üldkulud	50% palgakulust		600
Juhtimise kulud	12% tootmiskuludest		237.6
Omahind	Kasum 10%		221.76
Toomise kulud kokku			2439.36
Maksumus kokku (ilma käibemaksuta)			8367.126

Tabeli 11 kohaselt tuleb haagise esialgseks maksumuseks 8 367.126 eurot.

Ostutoodete maksumus kokku on 5141.88 € mis on 61,45 % .

Eritellimusel toodete maksumus kokku on 2294.62 €, mis on 27,42 %.

Kuna lõputööraames ei saadud haagist lõplikult valmis siis lõpphinnas ei ole kajastatud valgustusseadmeid, raami pinnakatet ning kinnitusvahendeid (poldid, mutrid)

Kui juurde arvestada puuduolevad detailid kujuneb haagise lõpphinnaks ligikaudu 10 000 eurot, mis on hetkel turul pakutavatest haagistest umbes 2 korda suurem hinna erinevus.

13

KOKKUVÕTE

Antud lõputöö peamiseks eesmärgis oli seatud madala kliirensiga sõiduautode transportimist võimaldava O₂ – kategooria haagise konstrueerimine. Täiendavateks tingimusteks oli haagise kandevõime 2000 kg ning pealisehitise suurus, mis on võimeline sõiduki täies ulatuses ära mahutama.

Lõputöö alguses vaadeldi turul müüdavaid haagiseid ning võrreldi erinevate tüüplahenduste positiivseid ja negatiivseid külgi. Uuringu käigus selgus, et turul puuduvad vastavad haagised, mis rahuldaksid ette seatud tingimusi.

Seejärel liiguti edasi uurima võimalikke lahendusi, milleks osutusid kas pneumaatiliselt või hüdraulika-torsioon vedrustusega kõrgust muutev haagis. Vastavalt hindamismatriksi tulemustele osutus valituks viimane.

Haagise konstrueerimine algas tasakaalupunkti leidmisega, mille muutis keerulisemaks asjaolu, et tuli see leida nii tühi kui ka täiskoormuse korral. Mõlemas olukorras pidi veotiislile mõjuv koormus jääma 25 ja 90 kg vahele.

Tasakaalupunkti leidmise järel valiti välja torsioonsillad ning selle põhjal võis edasi liikuda tugevusarvutustega. Tugevusarvutuste põhjal valiti raami põhikonstruktsiooniks nelikanttoru ning abiprofiilidena painutatud U-profiilid.

Vedrustuse toimimise jaoks modifitseeriti kummitorsioon silda, kus haagise tõstmiseks langetamiseks võeti kasutusele hürdosilinder, mis pöörab laagritele kinnitatud silda. Arvutades välja vedrustuses tekkivad jõud sai järgnevalt dimensioneerida hüdrosilindrid ning ülejäänud hüdraulika süsteemi. Hüdrauliliselt käitava torsioonvedrustuse ohutuse tagamiseks kinnitati tagasilla juurde hambumisega turvalukustus. Turvalukustust on võimalik käsitsi maha võtta ainult olukorras, kus hüdrosilindrid toetavad haagise raskust.

Konstruktsiooni viimaseks etapiks jäi tugevusanalüüside tegemine, kus võeti arvesse ekstreemolukordades mõjuvad koormused kriitilistele detailidele.

Lõputöö viimases peatükis koostati esialgne hinnakalkulatsioon.

14 SUMMARY

The main purpose of the given thesis was to construct an O₂-class car transportation trailer for car with low ground clearance. Additional criteriums for the trailer were load capacity of 2000 kg and top platform big enough to fully fit a full size car.

In the beginning of the thesis author observed different trailers on the market and compared their positive and negative sides of their most common solutions. It came out that there were no trailers that would have met the criteriums.

After that different solutions were observed, the height adjustable trailer must be with pneumatic - or hydraulic-torsion suspension. According to evaluation matrix the second option was selected.

The construction of trailer began by finding the center of balance, what changed it more difficult was the fact that the center of balance must be found on both empty and full loaded trailer. In both situations the load on trailer drawbar must be between 25 and 90 kg.

After finding out the center of balance, the axels where chosen and according to axels load capacity it could be carried on with strength calculations. On the basis of strength calculations the main structure was made of hollow square tube and bent U-profile as support structure.

For the operation of suspension the rubber torsion axle must be modified. Raising and lowering of the trailer is operated by hydraulic cylinders. Which rotate axels that are mounted on bearingas. By calculating the forces that occur in suspension components, it was possible to select hydraulic cylinders and the rest of hydraulic system. Hydraulically operated torsion suspension had to be made safe by installing safety locks. The safety locks are manually operated and only in situation where cylinders are supporting the weight of the trailer.

The last stage of construction was strength analysis, which were made to critical components in extreme conditions.

In the last chapter an approximate price calculation was complied.

15 KASUTATUD KIRJANDUS

- [1] „[ONLINE] <https://www.tiki.ee/pood/haagised/autoveohaagised/ap3500-drb-uus/>,” Kasutatud: [12.03.2022].
- [2] EUROOPA KOMISJON, „KOMISJONI MÄÄRUS (EL) nr 1230/2012,” Euroopa Liidu Teataja L 353, 21.12.2012, Lk 41.
- [3] A. Klauson, J. Metsaveer, P. Põdra ja U. Raukas, „Tugevusõpetus,” Lk 162.
- [4] ISO 7641:2012, „Road vehicles - Trailers up to 3,5 t — Calculation of the mechanical strength of steel drawbars”.
- [5] „[Online] <https://pjtrailers.com/options/torsion-axles/>,” Kasutatud: [9.04.2022].
- [6] „[Online] <https://www.tiki.ee/pood/lisavarustus-ja-varuosad/sillad/torsioonsild-1800kg-piduritega-knott-a1300-c1750/>,” Kasutatud: [25.03.2022].
- [7] „[Online] <https://www.bronzelube.com/wp-content/uploads/2020/05/self-lubricating-bronze-bushings-supplier.pdf>,” Kasutatud: [15.05.2022].
- [8] „[Online] <https://www.skf.com/ke/productinfo/productid-UCP%20205/>,” Kasutatud: [10.04.2022].
- [9] R. Soots, „Hüdraulika ja hüdroseadmed,” lk 114.
- [10] „[Online] <https://www.hydraulic-calculation.com/article.php?ID=12/>,” Kasutatud: [19.04.2022].
- [11] „[Online] <https://flexib.ee/toode/hydrojaam-raadio-juhtimisega-12v-voimsus-20-kw-26cm3-olipaak-8l/>,” Kasutatud: [14.05.2022].
- [12] „(Online) <https://flexib.ee/toode/hydrojaam-juhtpuldiga-12v-voimsus-20-kw-26cm3-olipaak-8l/>,” Kasutatud: [14.05.2022].
- [13] „[Online] https://www.prolux-shop.com/in_en/self-supporting-perforated-sheet-r230851-4.html,” Kasutatud: [28.04.2022].

- [14] „[Online] <https://www.vineerimaailm.ee/veekindel-kasevineer/>,” Kasutatud: [28.04.2022].
- [15] „[Online] <https://ssabwearsolutions.com/wp-content/uploads/2021/06/Strenx-700-EF-Data-Sheet.pdf>,” Kasutatud: [23.04.2022].
- [16] „[Online] <https://brentex.ee/haagis/veopea-inertspiduriga-knott-kf30/>,” Kasutatud: [12.04.2022].
- [17] EUROOPA PARLAMENDI JA NÕUKOGU DIREKTIIV 71/320/EMÜ, „teatavate kategooriate mootorsõidukite ja nende haagiste piduriseadmeid käsitlevate liikmesriikide õigusaktide ühtlustamise kohta [Online] <https://eur-lex.europa.eu/legal-content/ET/TXT/PDF/?uri=CELEX:31971L0320&from=ET>”.
- [18] „[Online] <https://www.tiki.ee/pood/lisavarustus-ja-varuosad/tugirattad-ja-tugijalad/tugiratas-250kg/>,” Kasutatud: [2.04.2022].
- [19] „[Online] https://www.riigiteataja.ee/aktiisa/1160/6201/1008/MKM42_lisa1.pdf#,” Kasutatud: [26.02.2022].
- [20] „[Online] <https://www.rehviidid.ee/autorehv/firestone/vanhawk-2/185-75-r14c-102-100r-600729>,” Kasutatud: [26.04.2022].

16 LISAD

Lisa 1. Hüdrovooliku andmeleht

Lisa 2. Perforeeritud pealisehitise profiili andmeleht

Lisa 3. Tömbenedi andmeleht

16.1 Hüdrovooliku andmeleht



HÜDROVOOLIKUD

1103-03 **KAPPAFLEX 1**



KONSTRUKTSIOON

Sisekiht: Sünteetiline õlikindel kumm
Väliskiht: Sünteetiline ilmastiku- ja õlikindel kumm
Tugevdus: Suure tõmbetugevusega terastraadist põimik
Varutegur: 1:4
Töötemperatuur: -40°... +100°C
Välisilme: Hall triip, tekstiilmähise jäljend

KASUTUSALA

Sobib keskmise survega rakendustesse tööstuses ja põllumajanduses ning tagasivoolule. Vastab standardile EN 857 1SC.

Presshülss: 4200-07-xx

Tootekood	Sisemõõt mm	Sisemõõt tollides	Välismõõt mm	Maks. töösurve MPa	Painderadius mm	Kaal kg/m
1103-03-04	6,5	1/4"	11,8	29,0	40	0,18
1103-03-05	8,0	5/16"	13,6	25,0	55	0,22
1103-03-06	9,5	3/8"	16,5	23,0	65	0,29
1103-03-08	13,0	1/2"	19,0	20,0	80	0,35
1103-03-10	16,0	5/8"	22,3	15,0	105	0,43
1103-03-12	19,0	3/4"	26,2	12,5	120	0,57
1103-03-16	25,0	1"	34,0	11,0	160	0,82
1103-03-20	32,0	1 1/4"	44,0	10,0	300	1,28



16.2 Perforeeritud pealisehitise profiili andmeleht



Datenblatt
Data sheet

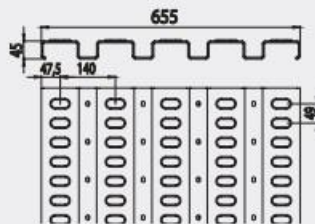
ProLux

Lochbleche LBL Decking sheets LBL

Selbsttragende Lochbleche Self-supporting perforated sheets

System LOHR, 5-Loch
LOHR system, 5-hole

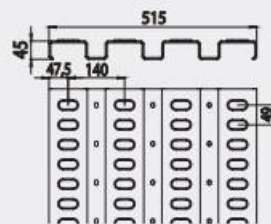
R99 0115/4
R20 0115/4
R23 0115/4



Selbsttragende Lochbleche Self-supporting perforated sheets

System LOHR, 4-Loch
LOHR system, 4-hole

R95 0851/4
R23 0851/4



Tragkraft-Tabelle Carrying load table

Art.-Nr. Code no.	Stützweite span 500 mm	Stützweite span 750 mm	Stützweite span 1000 mm	Stützweite span 1250 mm	Stützweite span 1500 mm	Stützweite span 1750 mm
R95 0851/4	3600 kg	2200 kg	1600 kg	1000 kg	700 kg	600 kg
R23 0851/4	3600 kg	2200 kg	1600 kg	1000 kg	700 kg	600 kg
R99 0115/4	4600 kg	2800 kg	2000 kg	1300 kg	900 kg	700 kg
R20 0115/4	4600 kg	2800 kg	2000 kg	1300 kg	900 kg	700 kg
R23 0115/4	1900 kg	1200 kg	850 kg	650 kg	450 kg	300 kg

Radlast verteilt auf 200 x 200 mm Lastfläche
Wheel load distributed across 200 x 200mm

16.3 Tõmbeneedi andmeleht

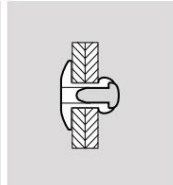
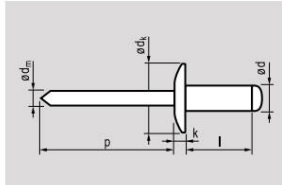
MFX 1032



Aluminium [AlMg3,5]
Polished



Steel
Zinc plated



open type I large head

Ø d	l		Item nr.	Ø d _k	k	Ø d _m	p		
[mm]	[mm]	[mm]		[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[N]	[N]
3,2 [+0,08/-0,10] Ø 3,3	6,0	1,5-3,5	10323206	9,5 [+0/-0,5]	≤2,0	~1,70	≥27	980	760
	8,0	3,5-5,5	3208						
	10,0	5,5-7,5	3210						
	12,0	7,5-9,5	3212						
	14,0	9,5-11,5	3214						
4,0 [+0,08/-0,15] Ø 4,1	6,0	1,5-3,0	10324006	12,0 [+0/-0,5]	≤2,5	~2,10	≥27	1.600	1.200
	8,0	3,0-5,0	4008						
	10,0	5,0-6,5	4010						
	12,0	6,5-8,5	4012						
	14,0	8,5-10,5	4014						
4,8 [+0,08/-0,15] Ø 4,9	16,0	10,5-12,5	4016	14,0 [+0/-0,5]	≤2,5	~2,70	≥27	2.230	1.690
	8,0	3,0-4,5	10324808						
	10,0	4,5-6,0	4810						
	12,0	6,0-8,0	4812						
	14,0	8,0-10,0	4814						
	16,0	10,0-12,0	4816						
	18,0	12,0-14,0	4818						
	20,0	14,0-16,0	4820						
	22,0	16,0-18,0	4822						
	24,0	18,0-21,0	4824						
	26,0	19,5-22,0	4826						
28,0	21,0-23,5	4828							
30,0	23,0-25,0	4830							
35,0	25,0-30,0	4835							
5,0 [+0,08/-0,15] Ø 5,1	8,0	3,0-4,5	10325008	14,0 [+0/-0,5]	≤2,5	~2,70	≥27	2.500	2.000
	10,0	4,5-6,0	5010						
	12,0	6,0-8,0	5012						
	14,0	8,0-10,0	5014						
	16,0	10,0-12,0	5016						
	18,0	12,0-14,0	5018						
	21,0	14,0-17,0	5021						
	24,0	17,0-20,0	5024						