



TALLINNA TEHNIKAÜLIKOOL
INSENERITEADUSKOND

Mehaanika ja tööstustehnika instituut

KETT-LINT KONVEIERI PROJEKTEERIMINE JÄÄTMEPUIDU TRANSPORDIKS

ENGINEERING OF A CHAIN-BELT CONVEYOR FOR WOOD WASTE TRANSPORTATION

MAGISTRITÖÖ

Üliõpilane: Kaspar Roov

Üliõpilaskood 212193MATM

Juhendaja: Martin Eerme, professor

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.

“20” mai 2024

Autor: Kaspar Roov

/ allkirjastatud digitaalselt/

Töö vastab magistritööle esitatud nõuetele

“20” mai 2024

Juhendaja: Martin Eerme

/ allkirjastatud digitaalselt /

Kaitsmisele lubatud

“.....”.....20... .

Kaitsmiskomisjoni esimees

/ nimi ja allkiri /

Lihtlitsents lõputöö reprodutseerimiseks ja lõputöö üldsusele kättesaadavaks tegemiseks¹

Mina, Kaspar Roov (sünnikuupäev: 07.03.1997)

1. Annan Tallinna Tehnikaülikoolile tasuta loa (lihtlitsentsi) enda loodud teose „Kett-lint konveieri projekteerimine puidujäätmete transpordiks”,

mille juhendaja on Martin Eerme,

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.

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

20.05.2024

Kaspar Roov

/allkirjastatud digitaalselt/

Taltech Mehaanika ja tööstustehnika instituud

LÕPUTÖÖ ÜLESANNE

Üliõpilane: Kaspar Roov, 212193MATM

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

Juhendaja(d): Professor, Martin Eerme, 6203270

Lõputöö teema:

(eesti keeles) *Kett-lint konveieri projekteerimine puidujäätmete transpordiks*

(inglise keeles) *Engineering of a chain-belt conveyor for wood waste transportation*

Lõputöö põhieesmärgid:

1. Mõjuvate jõudude leidmine
2. Võtmekomponentide dimensioneerimine
3. Veomooduli projekteerimine
4. Pingutusmooduli projekteerimine

Lõputöö etapid ja ajakava:

Nr	Ülesande kirjeldus	Tähtaeg
1.	Seadme valik hindamismaatriksiga	Märts 2024
2.	Mõjuvate jõudude leidmine	Märts 2024
3.	Võtmekomponentide dimensioneerimine	Aprill 2024
4.	Projekteerimine	Aprill 2024
5.	Töö koostamine, vormistamine	Mai 2024

Töö keel: Eesti keel **Lõputöö esitamise tähtaeg:** "20" mai 2024a

Üliõpilane: Kaspar Roov /allkirjastatud digitaalselt/ " 20" mai 2024a

Juhendaja: Martin Eerme /allkirjastatud digitaalselt/ " 20" mai 2024a

Programmijuht: Martin Eerme /allkirjastatud digitaalselt/ " 20" mai 2024a

SISUKORD

EESSÕNA	7
1 SISSEJUHATUS.....	8
2 LÄHTEÜLESANNE	10
2.1 Ettevõtte tutvustus	10
2.2 Liini tutvustus	10
2.3 Eelpurusti laadimine.....	11
3 SEADME VALIMINE.....	12
3.1 Lamell-konveier.....	12
3.2 Kett-lint konveier.....	13
3.3 Samm-põrand	14
3.4 Hindamismatriks	14
4 KETI VALIMINE.....	16
4.1 Lähteandmed	16
4.2 Ketile mõjuvate jõudude leidmine	16
4.3 Keti valimine ja lõpliku varuteguri leidmine	20
5 KETIRATASTE ARVUTAMINE	22
5.1 Geomeetria arvutamine	22
6 AJAMI VALIMINE.....	25
6.1 Parameetrite arvutamine	25
6.2 Ajami valik.....	26
7 VÕLLI DIMENSIONEERIMINE	27
7.1 Võlli diameetri valimine	27
7.2 Võlli diameetri kontrollarvutus.....	28
8 PROJEKTEERIMINE.....	32
8.1 Kett-lindi projekteerimine	32
8.2 Võllide projekteerimine.....	33
8.3 Ketiratta projekteerimine.....	36
8.3.1 Materjali valik	36
8.3.2 Konstruktsioon	36
8.4 Veomooduli projekteerimine.....	37
8.4.1 Momenditugi	37
8.4.2 Keevisraam.....	39
8.4.3 Ketijuhikud	41
8.4.4 Laagrite valik	41

8.4.5 Veomooduli lõplik mudel.....	42
8.5 Pingutusmooduli projekteerimine	43
8.6 Valmis mudel	44
9 MAJANDUSLIK ARVESTUS	46
10 KOKKUVÕTE	47
11 SUMMARY	49
12 KASUTATUD KIRJANDUSE LOETELU.....	51
13 GRAAFILINE OSA	53
13.1 Keevisraami joonis	54
13.2 Veovõlli joonis	56
13.3 Ketiratta joonis	57
13.4 Veovõlli joonis	58
13.5 Pingutusvõlli joonis	59
13.6 Momenditoe joonis	60
13.7 Sõrme joonis	61
13.8 Liigendi joonis	62

EESSÕNA

Käesolev magistritöö on kirjutatud koostöös Azortum OÜ-ga ning selle eesmärgiks on arendada välja kett-lint konveier jäätmepuidu etteandeks purustusliinile. Azortum OÜ on varem projekteerinud sama tüüpi seadmeid, kuid projekteeritav seade erineb varasematest selle suure tootlikkuse ja gabariitmõõdud poolest. See tähendab, et varasemad standardlahendused vajavad edasiarendamist ning seadme üldine disain vajab robustsemaks muutmist. Võrreldes varasemalt projekteeritud seadmetega kasutatakse ka uusi, varem mitte kasutatud komponente ja uusi komponentide tarnijaid.

Võtmesõnad: projekteerimine, konveier, kett-lint konveier, magistritöö.

1 SISSEJUHATUS

Käesoleva lõputöö eesmärgiks on projekteerida seade, mis hakkab olema jäätmeid purustusliini esimene seade. Liini eesmärk on purustada jäätmeid vastama biokütuse fraktsioonile P63. Projekteeritava seadme eesmärgiks on vastu võtta ning purustisse doseerida eri liiki jäätmeid, et tagada liinile pidev materjali peale vool. Jäätmeiduna on sisendiks ehitus-lammutusjäätmetest sorteeritud puit, metsa majandamisest tekkivad erinevad metsajäätmed ning puiduettevõtete tootmisjäätgid (defektne toodang, löikamise otsajäätgid jne).

Purusti toitmiseks sobiva seadme leidmiseks kasutatakse hindamismaatriksit, millega hinnatakse erinevate välja pakutud seadmete sobivust antud ülesande täitmiseks. Valitakse kolme erineva seadme vahel: lamell-konveier, kett-lint konveier või samm-põrand. Samm-põranda ja kett-lint konveieri projekteeriks Azortum OÜ ise, lamell-konveieri näol on tegemist ostutootega. Seadmeid hinnatakse neljast kriteeriumist lähtuvalt, milleks on töökindlus, tarneaeg, kaasnevate kulude hulk ning tarneaeg. Peale hindamismaatriksi koostamist ja kriteeriumite hindamist osutub valituks kett-lint konveieri, kuigi tehniliselt kõige parem lahendus oleks olnud osta lamellkonveieri. Lamell-konveieri kahjuks rääkis tarneaeg 34 nädalat, mis ei sobinud projekti ajagraafikuga ning samuti kõrge kulu.

Olles otsustanud, et purusti toitmine lahendatakse kett-lint konveieriga, mida laetakse frontaallaaduriga maapinnalt, saab hakata välja töötama tehnilist lahendust. Materjal on vaja maapinnalt tõsta konveieriga 6300 mm kõrgusele purustisse, samuti peab konveier olema suutlik vastu võtma 14 m³ kopa täie materjali. Frontaallaadur suudab uue kopatäie tuua 3.5 minutiga, mis tähendab, et konveier peab selle aja jooksul suutma materjali eest ära viia. Kasutades seda nõuet ning kopa laiust 4200 mm saab projekteerida seadme eskiisjoonise, defineerida seadme töölaiuse ja arvutada lindi kiiruse.

Kuigi Azortum OÜ on varasemalt projekteerinud kett-lint konveiereid, mis on kasutatud leidnud erinevates jäätmelahendustes materjali vastu võtmiseks ja doseerimiseks, on antud töös kajastatav seade eriline, sest varasemalt ei ole projekteeritud nii laia ning nii suure tootlikkusega seadet. Suur tootlikkus ja seadme gabariidid tähendavad, et korraga võib seadme peal olla kuni 15 tonni materjali, mistõttu korrektne keti dimensioneerimine on kriitiline. Seadme erinevate komponentide dimensioneerimisel lähtutakse Renoldsi arvutusjuhendist [1], millega leitakse ketile mõjuvad tõmbejõud, jõust tulenevalt valitakse sobiv kett, dimensioneeritakse võllid ja ketirattad. Keti dimensioneerimisel lähtutakse seadme eskiisjoonisest, mis paneb paika horisontaalsete ning tõusvate-langevate sektsioonide pikkused, mis on jõudude arvestamisel määrava tähtsusega. Kasutades esialgseid hõõrdetegureid leitakse ketile mõjuvad jõud, millega

kett dimensioneeritakse. Kasutades 7-kordset varutegurit valitakse sobilik kett. Paele keti valimist saab teostada kontrollarvutused keti tegelike hõõrdeteguritega ning leida keti reaalne varutegur.

Peale keti valimist arvutatakse ketirataste geometria, rataste geometriast tulenevalt leitakse seadme käitamiseks vajalik väändmoment ning seejärel valitakse ajam. Peale komponentide dimensioneerimist alustatakse seadme projekteerimisega, kogu seade projekteeritakse *SolidWorks* tarkvaraga. Esimesena projekteeritakse kett-lindi koost, mis määrab raami laiuse. Seejärel projekteeritakse võllid ja ketirattad. Peale komponentide projekteerimist saab projekteerida moodulid, alustades veomoodulist. Kasutades ajamiga kaasa tulevat informatsiooni projekteeritakse momenditugi ja sõlmlahendus momenditoe raamiga ühendamiseks. Vajadusel teostatakse kontrollarvutused.

Kasutades samu printsiipe, mis veomooduli projekteerimisel, projekteeritakse seadme teised moodulid.

Viimases peatükis käsitletakse masina projekteerimise ja valmistamise kulusid. Projekteerimise kulu moodustasid ajakulu 550 tundi, valmistamise kulu, mis koosnes tootmise ning erinevate ostukomponentide hinnast ja lisaks firma püsikulud. Ostukomponentidest suurimad kuluartiklid olid planetaarajam ning kett koos ketiratastega.

2 LÄHTEÜLESANNE

2.1 Ettevõtte tutvustus

Käesolev magistritöö on kirjutatud koostöös Azortum OÜ-ga. Azortum, varasemalt TB Solutions, on 1994. aastal loodud ettevõtte, mille põhitegevusalaks on jäätmete võtmed-kätte sorteerimis- ja käitlemislahenduste tarnimine jäätmekäitlusettevõtetele ja elektrijaamadele. Teiste tegevusaladena võib välja tuua konsultatsiooni pakkumise jäätmekäitjatele; olemasolevate liinide ümberehituse tootlikkuse suurendamiseks, uute seadmete lisamiseks jm, sisendmaterjali muutustega kohandamiseks; hoolduse pakkumine nii enda tarnitud kui ka teistele tootmisliinidele. Oma 30-aastase ajaloo jooksul on lõpetatud üle 750 erineva projekti. Tuntuimate klientidena võib Eestist välja tuua Ragn-Sells AS-i ja mujalt Euroopast Revisoli, Norsk Gjenvinningu. [2] Azortum OÜ on Eesti Kaubandus-Tööstuskoja liige, vastab ISO 9001 kvaliteedistandardile.

2.2 Liini tutvustus

Projekteeritav seade on osa jäätmepuidu purustusliinist, mille eesmärgiks on toota koostootmisjaamale biokütust fraktsiooniga P63 [3]. Jäätmepuiduna on sisendiks ehitus-lammutusjäätmetest sorteeritud puit, metsa majandamisest maha jäävad oksad ja üksikud palgid, puiduettevõtete tootmisjäätgid. Sisendmaterjali on näha Pilt 1.



Pilt 1. Sisendmaterjal. Allikas Azortum OÜ erakogu.

Väljundmaterjali vajaliku fraktsiooni saamiseks kasutatakse kaheastmelist purustamist. Eelpurustiga, mida projekteeritav seade toitma hakkab, purustatakse sisendmaterjal fraktsiooniks 0...350 mm, seejärel kasutatakse vibrosõelurit, et eraldada materjali voog

kaheks. Materjal, mille fraktsioon vastab lõppmaterjali nõuetele, suunatakse liini lõppu ning materjal, mille fraktsioon on liiga jäme, suunatakse peenpurustisse, kus see purustatakse nõutud fraktsiooni. Ferromagneetilise metalli eemaldamiseks biokütusest kasutatakse elektromagneteid. Valmis toodang ladustatakse laoplatsile.

2.3 Eelpurusti laadimine

Eelpurusti laadimine toimub kahelt poolt. Ühelt poolt on purusti kolu avatud ning selle ette on ehitatud ramp, et sisendmaterjali saaks frontaallaaduriga laadida otse kolusse. Teisel pool kolu asub projekteeritav seade, millele kehtib nõue, et laadur saaks kuni 14 m³ mahutavusega ja 4,2 meetrit laia kopa tühjaks valada ning uue kopatäie järele sõita. Platsi logistika näeb ette, et laadur laeb materjali laadimistaskusse iga 3,5 minuti tagant. See tähendab, et laadimistasku peaks olema piisavalt suure mahutavusega, et kogu kopatäis korraga vastu võtta ja masina etteandekiirus piisavalt suur, et 3,5 minutiga oleks kogu laetud materjal eest ära kantud. Liini jõudluskatse jaoks on defineeritud, et sisendmaterjali tihedus on $\rho=275 \text{ kg/m}^3 \pm 5\%$, seda väärtust kasutatakse ka edasise lahenduse projekteerimisel. Raskem materjal, nagu palgid, laetakse otse purustisse, kergem materjal, nagu oksad ja metsakoristuse jäägid, projekteeritava seadme laadimistaskusse.

3 SEADME VALIMINE

Eelpurusti kolu ülemine äär asub +0.000 pinnast 6300 mm kõrgusel, mis tähendab, et masinasse laadimine tuleb ca 7000 mm kõrgusele. Kliendipoolne nõue on, et laadimiskõrgus ei tohi olla kõrgem kui 2000 mm, tagamaks et laaduri juhil oleks kabiinist hea ülevaade sellest, mis kopa ees toimub. Tuleb otsustada, kas on võimalik laadimistasku tuua madalamale või ehitada ramp, et nõutud laadimiskõrgus säiliks. Mõlemal lahendusel on oma tugevused, kui ka nõrkused. Purusti ühte külge on planeeritud ramp, et materjal oleks võimalik frontaallaaduriga otse kolusse laadida. See tähendab, et teise rambi ehitamine oleks variant, kuna niigi teostatakse suurel määral pinnase ja ehitustöid.

Purusti laadimiseks on võimalik kasutada erinevaid seadmeid. Järgnevalt tutvustatakse neid lühidalt ning koostatakse hindamismatriks nende sobivuse hindamiseks. Hindamiskriteeriumiteks on töökindlus, kaasnevate kulude hulk, tarneaeg, hind.

3.1 Lamell-konveier

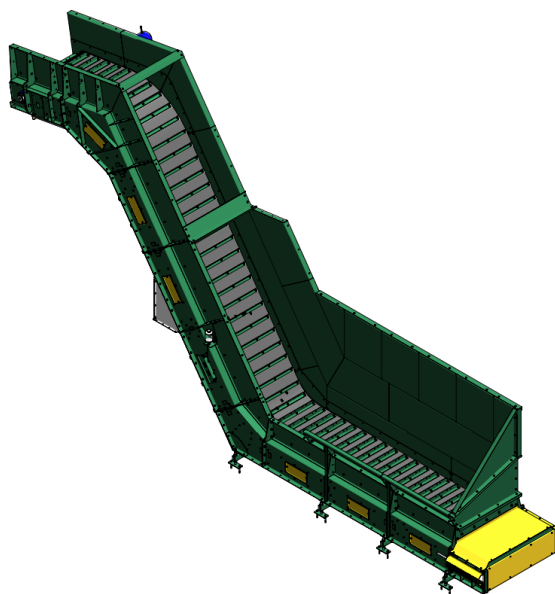
Lamell-konveier on seade, mis kõige enam leiab kasutust abrasiivse materjali doseerimiseks tootmisliinile. Tüüpilised valdkonnad on metallurgia, kaevandused, söe- ja keemiatööstus. Lamell-konveieri tööpinna moodustavad metallplaadid, mis on projekteeritud olema üksteise suhtes ülekattes. Plaadid on kinnitatud kahele ketile, mida veovõlli ketirattad edasi liigutavad. [4] Kuna need seadmed on mõeldud töötama keerulistes tingimustes, siis on nende disain robustne, masinad on gabariitidelt suured ja rasked. Robustne disain on töökindel, kuid nende masinate hinnad on kõrged, sest nendes on palju metalli ja tootja-spetsiifilisi komponente. Kuna Azortum OÜ tootevalikus sellist seadet ei ole, siis tuleks see osta mõnelt seadme tootjalt. Seadme ostmine aga tähendab, et tarne kiirus ei ole enam Azortum OÜ juhtida, samuti on ostutoodetel kõrgem hind võrreldes omatoodetega.



Pilt 2. Lamell-konveier [5].

3.2 Kett-lint konveier

Kett-lint konveier on seade, mille tööpinna moodustab konveierilint, mis on kinnitatud ketilülide vahel olevatele pöiktaladele. Taladele on kinnitatud lindi pinnast kõrgemal asetsevad L-profiilist labad või kolad, mis aitavad materjali transportida. Seade sarnaneb lamell-konveierile selle poolest, et jõudu kannavad edasi veovõllil olevad ketirattad ja kett, kuid disaini poolest on see palju vähem robustne. Azortum OÜ on kett-lint konveiereid kasutanud materjalide doseerimiseks erinevates valdkondades: ehitusjäätmel, pakendijäätmel, sorteeritud materjali etteanne pressidesse. Seda tüüpi konveierid on end tõestanud oma töökindlusega ning suutlikkusega keerulistes tingimustes vastu pidada.



Pilt 3. Kett-lint konveier. Allikas Azortum OÜ erakogu.

3.3 Samm-põrand

Samm-põrand on etteandesüsteem, kus materjali liikumine toimub tänu liikuvatele põrandapaneelidele või põranda peal olevatele kraapidele. Materjali liigutatakse hüdrauliliste silindritega ning materjali liigutamiseks liigub kogu põrand korraga väljalaadimise suunas. Põrand liigub tagasi mitmes järgus, et vältida materjali tagasi tõmbamist. Samm-põrandaid kasutatakse erinevate puistmaterjalide transpordiks, kuid neid on võimalik kasutada ka „ruumilise“ materjali laadimiseks.



Pilt 4. Azortum OÜ projekteeritud sammpõrand katlamaja kütuse etteandeks. Allikas Azortum OÜ erakogu.

3.4 Hindamismatriks

Hindamismatriksis võrreldakse alternatiivseid lahendusi varem paika pandud kriteeriumite alusel. Igale kriteeriumile omistatakse kriteeriumi olulisusest tingitud kaal, millega saadud tulemus läbi korrutatakse. Hinnanguid antakse vahemikust ühest viieni. Hindamiskriteeriumid ning nende kaal on töökindlus - 4, kaasnevad kulud - 3, tarneaeg - 5, hind - 4.

Tabel 1. Hindamismatriks

Kriteerium Lahendus	Töökindlus (4)	Kaasnevad kulud (3)	Tarneaeg (5)	Hind (4)	Summa
Lamell-konveier	5	3	1	3	46
Kett-lint konveier	4	4	5	4	69
Sammpõrand	4	1	5	5	64

Hindamismatriksi tulemusena selgus, et kõige parem lahendus on projekteerida kett-lint konveier, teisele kohale jäi valik projekteerida sammpõrand ning kolmandale kohale jäi valik osta lamell-konveier.

Lamell-konveier oli kõige kallim lahendus, kuid hinnanguliselt kõige töökindlam tänu oma robustsele disainile. Ostutootega kaasnev pikk tarneaeg ei sobinud aga projekti ajagraafikuga, mistõttu sai see „tarneaja“ eest minimaalselt punkte.

Teisele kohale jäänud sammpõranda projekteerimisega oleks kaasnenud suur tsiviilehituse maht, et ehitada piisavalt kõrge ramp, mis lubaks sammpõrandal purustit horisontaalselt toita. Selle tõttu sai samm-põrand „kaasnevate kulude“ eest minimaalselt punkte.

Hindamismatriksi järgi kõige otstarbekam lahendus kett-lint konveier on töökindluselt väiksem kui lamell-konveier, kuid toob kaasa kõige vähem kaasnevaid kulusid. Kuna tegu on omatootega, siis on tarneaeg enda kontrollida ja hind odavam kui ostutootel.

4 KETI VALIMINE

4.1 Lähteandmed

Võttes aluseks materjali tiheduse $\rho=275\pm 5\%$, tootlikkuse $Q_{m,th}=70$ t/h, seadme töölaiuse $W=2100$ mm ning materjali kõrguse $h=1000$ mm, siis saame leida esialgse kiiruse valemiga (4.1).

$$Q_{m,th} = A \cdot v \cdot 3600 \rightarrow v = \frac{Q_{m,th}}{A \cdot 3600}, \quad m/s \quad (4.1)$$

[6, p. 28]

- kus, $Q_{m,th}$ - tootlikkus, m^3/h ;
 A - kuhila ristlõikepindala, m^2 ;
 v - lindi kiirus, m/s .

Teisendame tootlikkuse 70 t/h kujule m^3/h .

$$Q_{m,th} = 70 \div (0,275 \cdot 0,95) = 268,9 \text{ m}^3$$

Kuna arvutuslikult on kuhila ristlõige ristkülik, siis kiirus leitakse valemiga

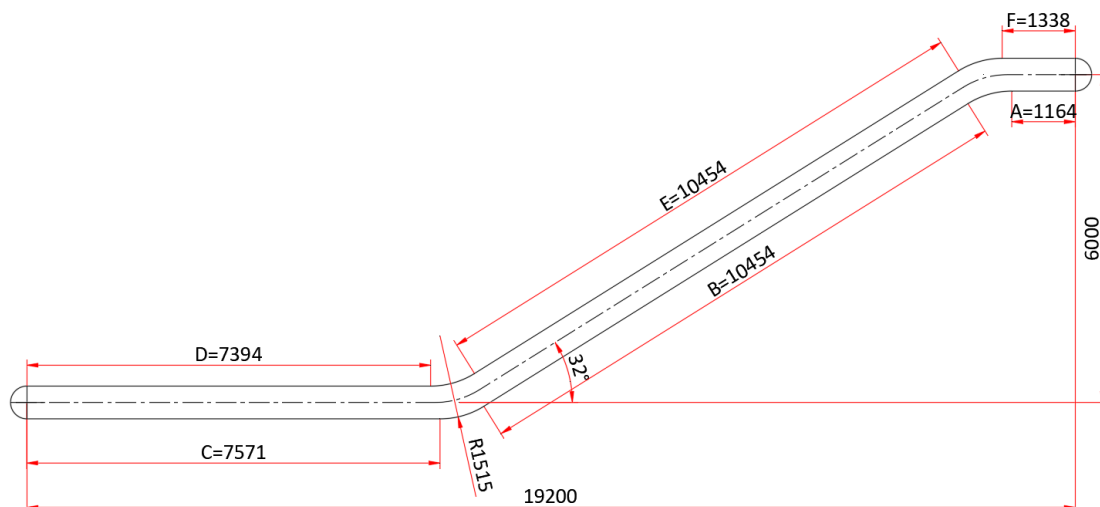
$$v = \frac{268,9}{2,1 \cdot 1 \cdot 3600} = 0,036 \text{ m/s}$$

Kliendi nõue oli, et 3,5 minutiga suudaks seade 14 m^3 kopataie materjali purustisse laadida. Praeguse kiirusega suudab seade 3,5 minutiga transportida kuni $15,9 \text{ m}^3$ materjali. Konsulteerides kliendiga oli soov kiirust kahekordistada ning seadme nominaalkiiruseks valida $0,08 \text{ m/s}$. See annab seadme teoreetiliseks tootlikkuseks kuni 166 t/h .

4.2 Ketile mõjuvate jõudude leidmine

Kasutades lähteandmetena purustisse laadimise kõrgust 7000 mm ja laaduri kopa laiust 4200 mm, siis saab joonestada kett-lindi geomeetria eskiislahenduse. Laadimisosa horisontaalpikkuseks on valitud 8000 mm, kuid kuna osa horisontaalsest pikkusest moodustab pingutusmoodul on laadimiskolu pikkus ca 6000 mm, mis jätab see laadurijuhile eksimisruumi mõlemas suunas ca meeter. Arvestades seadme korpuse

kõrgusega ning seadme alla ruumi puhastamiseks, siis on vöölide kõrguste vahe 6000 mm. Kett-lindi eskiismudeli geometria on nähtav Joonis 4.1.



Joonis 4.1. Konveieri geometria

Keti dimensioneerimiseks kasutatakse „Renold Conveyor chain design guide“ arvutuskäiku [1]. Keti mõjuvate jõudude arvutamiseks tuleb leida mõjuvad jõud seksioonide kaupa, need summeerida ning lisada juurde materjali seina vastu hõõrumisest tekkiv jõud F_{frict} . Konveier koosneb horisontaalsetest seksioonidest, langevast ja tõusvast osast ning eri seksioone ühendavatest üleminekutest. Jõudude leidmist alustatakse kõige madalama pingega seksioonist, antud juhul seksioonist A, mis on otse peale veovõlli. Horisontaalsete seksioonide jõud leitakse valemiga (4.2).

$$F_{hor} = (m_k + m_m) \cdot L \cdot \mu_c \cdot g, \quad N \quad (4.2)$$

[1, p. 82]

- kus, F_{hor} - Ketile horisontaalosas mõjuv jõud, N;
 m_k - Keti mass, kg/m;
 m_m - Transporditava materjali mass, kg/m;
 L - Seksiooni pikkus, m;
 μ_c - Keti veerehõõrdetegur.

Langeva seksiooni jõud leitakse valemiga (4.3).

$$F_{dec} = (m_k + m_m) \cdot L \cdot \mu_{s1} \cdot g, \quad N \quad (4.3)$$

[1, p. 82]

- kus, F_{dec} - Ketile langusel mõjuv jõud, N;
 μ_{s1} - Keti veerehõõrdetegur langusel.

Tõusva seksiooni jõud leitakse valemiga (4.4).

$$F_{inc} = (m_k + m_m) \cdot L \cdot \mu_{s2} \cdot g, \quad N \quad (4.4)$$

[1, p. 82]

- kus, F_{inc} - Ketile tõusul mõjuv jõud, N;

μ_{s2} - Keti veerehõõrdetegur tõusul.

Kurvimoodulil tekkivate jõudude leidmiseks korrutatakse punktis mõjuvad jõud paindefaktoriga $e^{\mu c \theta}$. Paindefaktor on tabelväärtsus, mille leidmiseks on vaja leida tegur μc^θ valemiga (4.5).

$$\mu c^\theta = \theta \cdot \mu c \quad (4.5)$$

[1, p. 82]

kus, θ - Tõusunurk a radiaanides.

Järgnevalt leitakse paindefaktori valimiseks vajalik tegur μc^θ .

$$\mu c^\theta = 32^\circ \cdot \frac{\pi}{180^\circ} \cdot 0,15 = 0,0838$$

Renoldsi arvutusjuhendi tabelist 6 tulenevalt on paindefaktor $e^{\mu c \theta} = 0,0833$ [1, p. 75].

Esialgse keti veerehõõrdeteguri leidmiseks langusel kasutatakse valemit (4.6 ja esialgseks keri veerehõõrdeteguriks võetakse 0,15. Tegelik veerehõõrdetegur on tabelväärtsus, mis sõltub keti tüübist ja selgub peale esialgsete arvutuste teostamist.

$$\mu_{s1} = (\mu c \cdot \cos \alpha) - \sin \alpha \quad (4.6)$$

[1, p. 82]

kus, α - Konveieri tõusunurk.

Järgnevalt leitakse hõõrdetegur langusel

$$\mu_{s1} = (0,15 \cdot \cos 32^\circ) - \sin 32^\circ = -0,41$$

Tõusval seksioonil mõjuv veerehõõrdejõud leitakse valemiga (4.7).

$$\mu_{s1} = (\mu c \cdot \cos \alpha) + \sin \alpha \quad (4.7)$$

[1, p. 82]

Esialgse keti veerehõõrdeteguri leidmiseks langusel kasutatakse valemit (4.8 ja sarnaselt teistele hõõrdeteguritele sõltub tegelik väärtsus keti tüübist ja selgub peale esialgsete arvutuste teostamist.

$$\mu_{s2} = (\mu c \cdot \cos \alpha) + \sin \alpha \quad (4.8)$$

[1, p. 82]

Järgnevalt leitakse hõõrdetegur tõusul

$$\mu_{s2} = (0,15 \cdot \cos 32^\circ) + \sin 32^\circ = 0,66$$

Järgnevalt leitakse konveieri ketile mõjuvad jõud alustades seksioonist A ja liikudes päripäeva mööda konveieri kontuuri. Keti mass meetri kohta $m_k = 290$ kg/m, materjali mass meetri kohta $m_m = 670$ kg/m.

Seksioon A

$$F_A = (290 + 0) \cdot 1,164 \cdot 0,15 \cdot 9,81 = 497 \text{ N}$$

Kurvimoodul A-B vahel

$$F_{AB} = \Sigma F \cdot e^{\mu c \theta}, \text{ N}$$

$$F_{A-B} = 497 \cdot 0,0833 = 41 \text{ N}$$

Sektsioon B

$$F_B = (290 + 0) \cdot 10,454 \cdot (-0,41) \cdot 9,81 = -12194 \text{ N}$$

Kurvimoodul B-C vahel. Kuna B sektsiooni langev kontuur on negatiivse väärtusega ning viib jõudude summa negatiivseks, siis kurvimoodulis ei teki lisatõmbejõudu ja jõu väärtus selles punktis on 0.

$$F_{BC} = 0e^{\mu c \theta}, \text{ N}$$

$$F_{B-C} = 0 \cdot 0,0833 = 0 \text{ N}$$

Sektsioon C

$$F_C = (290 + 0) \cdot 7,571 \cdot 0,15 \cdot 9,81 = 3231 \text{ N}$$

Pingutusvõll. Kuna summaarsed jõud on negatiivsed, siis trummel lisajõudu ei tekita.

Sektsioon D

$$F_D = (290 + 670) \cdot 7,394 \cdot 0,15 \cdot 9,81 = 10445 \text{ N}$$

Kurvimoodul D-E vahel. Kurvimoodulis tekkiva jõu leidmiseks on vajalik leida summaarne jõud ΣF seal punktis.

$$\Sigma F_{D-E} = 497 + (-12194) + 3231 + 10445 = 1979$$

$$F_{D-E} = 1979 \cdot 0,0833 = 165 \text{ N}$$

Sektsioon E

$$F_E = (290 + 670) \cdot 10,454 \cdot 0,66 \cdot 9,81 = 64978 \text{ N}$$

Kurvimoodul E-F vahel. Kurvimoodulis tekkiva jõu leidmiseks on vajalik leida summaarne jõud ΣF .

$$\Sigma F_{E-F} = 1979 + 165 + 64978 = 67122 \text{ N}$$

$$F_{E-F} = 67122 \cdot 0,0833 = 5591 \text{ N}$$

Sektsioon F

$$F_F = (290 + 670) \cdot 1,338 \cdot 0,15 \cdot 9,81 = 1890 \text{ N}$$

Materjali hõõrdejõu leidmiseks kasutatakse valemit (4.9).

$$F_{frict} = 2,25 \cdot 10^4 \cdot G \cdot L \cdot H, \quad \text{N} \quad (4.9) \quad [1, \text{ p. } 78]$$

- kus, G - Materjali hõõrdefaktor, tabelväärtus;
 L - Hõõrdes sektsiooni pikkus, m;
 H - Hõõrdes sektsiooni kõrgus, m.

Järgnevalt leitakse materjalist tekkiv hõõrdejõud. Hõõrdetegur G on puidu puhul 0,01 [1, p. 79].

$$F_{hõõre} = 2,25 \cdot 10^4 \cdot 0,01 \cdot 20 \cdot 1,1 = 4950 \text{ N}$$

Ketile mõjuv kogujõud on

$$F_{sum} = 67122 + 5591 + 1890 + 4950 = 79552 \text{ N}$$

4.3 Ketid valimine ja lõpliku varuteguri leidmine

Tavapäraselt disainitakse kett-konveiereid varuteguriga 7 ning varuteguri suurus sõltub mitmetest parameetritest: määrimise regulaarsusest, materjali abrasiivsusest ja keskkonnatingimustest. Täiesti puuduliku määrimise ning väga abrasiivse materjali, näiteks maakide ja tuha jaoks, soovitab Renoldsi juhend [1] kasutada varutegurit kuni 18. Kuna puitu hinnatakse väheabrasiivseks materjaliks ning seadmele on planeeritud automaatmäärimissüsteem nii laagritele- kui ka ketile, siis valime esialgseks varuteguriks keti dimensioneerimisel 7.

Kasutades varutegurit 7, leitakse ketiharule mõjuv jõud valemiga (4.10).

$$F_{chain} = \frac{7 \cdot 79552}{2} = 278\,432 \text{ N} \quad \begin{matrix} (4.10) \\ [1, p. 83] \end{matrix}$$

Võrreldes harule mõjuvat jõudu standardsete kettidega, siis osutub valituks M315-C kett, mille katketugevus on $F_{break}=315\,000 \text{ N}$ [1, p. 103]. Ühe astme võrra väiksem M224-C kett, mille katketugevus on $F_{break}=224\,000 \text{ N}$ jääb paraku liiga nõrgaks. Olles valinud keti tüübi, saab arvutused uuesti läbi teha kasutades keti tegelikke hõõrdetegureid. Renoldsi arvutusjuhendi tabelites on M315-C ketile veerehõõrdetegurite väärtusteks toodud $\mu_c=0,07$ [1, p. 72] $\mu_{s1}=-0,44$ [1, p. 103]; $\mu_{s2}=0,56$ [1, p. 104].

Teostades arvutused uuesti tegelike veerehõõrdeteguritega on ketile mõjuvaks jõuks $F_{sum}=63663 \text{ N}$. Tegelike jõududega leitakse valitud keti lõplik varutegur valemiga (4.11).

$$v_{chain} = \frac{2 \cdot 315000}{63663} = 9,9 \quad \begin{matrix} (4.11) \\ [1, p. 83] \end{matrix}$$

Keti valiku käigus selgus, et kasutades keevitatud, mitte needitud ketti, on M315C keti katketugevus $F_{break}=440 \text{ kN}$, mis annaks arvutuslikuks varuteguriks 13,8 [7]. Konsulterides keti tootjaga oli nende soovitus ketti dimensioneerida nimiväärtuse 315 kN järgi ning nimiväärtusest suurem katketugevus on saavutatav „optimaalsetes tingimustes“ ning seda ei ole mõistlik keti valimisel kasutada.

Järgmine oluline valikukriteerium keti valimisel on keti samm. Suurem samm tähendab, et ketiratta diameeter on sama hammaste arvu juures suurem, ülemineku

horisontaalsetelt sektsioonidelt tõusvale ja langevale nõuavad suuremat raadiust ning seadme gabariit suureneb. Samas tähendab suurem samm ka seda, et ketiratta hambad on tugevamad, sest hambad on laiemad. M315 ketti on saadaval sammuga 160, 200, 250, 315 ,..., kuni 800 mm. Keti sammuks valitakse 250 mm ning selle sobivust valideeritakse järgmises peatükis. Seega valituks osutub M315-C-250 kett, ning lõplikuks varuteguriks jääb ~10.

5 KETIRATASTE ARVUTAMINE

5.1 Geomeetria arvutamine

Ketirataste projekteerimiseks on vaja leida mitmeid eri parameetreid nagu keskkringjoone mõõt d , peaderingjoone mõõt d_o , jalgade ringjoone mõõt d_r , hamba nihutus g_h , hamba põhja raadius r . Keskkringjoon leitakse valemiga (5.1).

$$d = \frac{p_c}{\sin\left(\frac{180^\circ}{z}\right)}, \quad m \quad (5.1) \quad [8, p. 11]$$

- kus, d - Keskkringjoone mõõt, mm;
 p_c - Keti samm, mm;
 z - Keti hammaste arv.

Ketirataste hammaste arvu valides tuleb teha mitmeid kompromisse. Minimaalne soovituslik hammaste arv on 8, kuid väiksem hammaste arv tähendab suuremat kiiruse varieerumist hambumisel ning suuremat keti „hüppamist“ ketirattalt maha tulles. Samas tähendab väiksem hammaste arv, et ketiratta diameeter on väiksem ja seadme gabariidid väiksemad. Järgnevalt leitakse keskkringjoone mõõt, kasutades lähteandmetena keti sammu $p_c = 250$ mm ja hammaste arvu $z = 8$.

$$d = \frac{250}{\sin\left(\frac{180^\circ}{8}\right)} = 653,28 \text{ mm}$$

Keti sammuga $p_c = 250$ mm ning hammaste arvuga $z = 8$ puhul on ketiratta keskkringjoone läbimõõduks 653,28 mm, mis sobib valitud konveierlindiga, mille minimaalne painderaadius veovõllil peab olema 500 mm. Kuna $653 \geq 500$, siis valitud keti samm ja ketiratta hammaste arv sobib. Järgnevalt leitakse ülejäänud ketiratta projekteerimiseks vajalikud suurused.

Peaderingjoon leitakse valemiga (5.2).

$$d_o = d + 0,25 \cdot d_{roller} + 10, \quad mm \quad (5.2) \quad [8, p. 11]$$

- kus, d_o - Peaderingjoone mõõt, mm;
 d_{roller} - Rulliku läbimõõt, mm.

Järgnevalt leitakse peaderingjoon, rulliku läbimõõt $d_{roller}=100$ mm.

$$d_o = 653,3 + 0,25 \cdot 100 + 10 = 688,28 \text{ mm}$$

Jalgadeläbimõõt leitakse valemiga (5.3).

$$d_r = d - d_{roller}, \quad \text{mm} \quad (5.3)$$

[8, p. 11]

$$d_j = 653,28 - 100 = 553,28 \text{ mm}$$

Hamba nihutus leitakse valemiga (5.4).

$$g_h = 0,09 \cdot d_{roller}, \quad \text{mm} \quad (5.4)$$

[8, p. 11]

kus, g_h - Hamba nihutus, mm.

$$g_h = 0,09 \cdot 100 = 9 \text{ mm}$$

Hambapõhja raadius leitakse valemiga (5.5).

$$r_p = 0,515 \cdot d_r, \quad \text{mm} \quad (5.5)$$

[8, p. 11]

kus, r_p - Hambapõhja raadius, mm.

$$r_p = 0,515 \cdot 100 = 51,5 \text{ mm}$$

Tuginurk leitakse valemiga (5.6).

$$\sigma = \left(180 - \frac{360}{z}\right) - 10, \quad (5.6)$$

[8, p. 11]

kus, σ - Tuginurk, kraadi.

$$\sigma = \left(180 - \frac{360}{8}\right) - 10 = 125^\circ$$

Hambaotsa raadius leitakse valemiga (5.7).

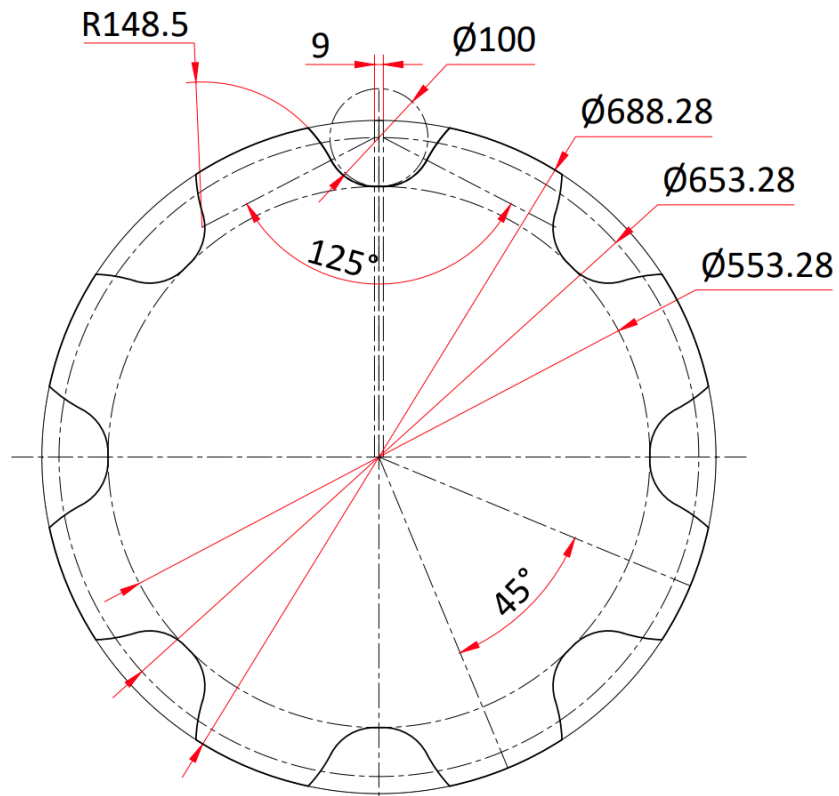
$$r_p = 0,8 \cdot p_k - r_p, \quad \text{mm}, \quad (5.7)$$

[8, p. 11]

kus, r_p - Hambaotsa raadius, mm;

$$r_p = 0,8 \cdot 250 - 51,5 = 148,5 \text{ mm}$$

Kasutades varasemalt leitud väärusi saab hakata ketiratast joonestama. Ketiratta geomeetria on toodud Joonis 5.15.1.



Joonis 5.1. Ketiratta geometria

6 AJAMI VALIMINE

6.1 Parameetrite arvutamine

Ajami valimisel lähtutakse vajaminevast väändemomendist ning võlli pöörlemiskiirusest. Kuna tegemist on seadmega, kus on vajalik suur väändemoment ning madal kiirus, mis tähendab suuri ülekandearve, siis on otstarbekas kasutada planetaarülekannet. Planetaarülekande eelis teist tüüpi ülekannete ees on suur ülekandearv, mis muudab nad kompaktses ning lisaks sellele võimaldab kasutada väiksegabariidilisi kergeid mootoreid. [9, p. 97]

Reduktorit ja mootorit eraldi valima ei hakata, reduktor valitakse väändemomendist sõltuvalt ning mootori võimsus tuleneb reduktori parameetritest lähtuvalt. Ajami valimiseks on vaja leida väljundvõlli kiirus ning masina käitamiseks vajalik väändemoment. Väljundvõlli kiirus leitakse valemiga (6.1).

$$n_2 = \frac{v \cdot 60}{d \cdot \pi}, \quad (6.1) \quad [1, p. 83]$$

- kus, n_2 - Ajami väljundvõlli kiirus, s^{-1} ;
 v - Keti kiirus, m/s;
 d - Peaderingjoon, m.

$$n_2 = \frac{0,08 \cdot 60}{0,65328 \cdot \pi} = 2,34, s^{-1}$$

Kliendiga kokku lepitud seadme tootlikkusega on vajalik veovõlli pöörlemine miinimumkiirusel $2,34 s^{-1}$.

Momendi arvutamisel kasutatakse summaarset keti tõmbejõudu, millele liidetakse konveieri B sektsioonil tekkiv negatiivne väärtus, kuna langeval sektsioonil aitab alla tuleva keti mass ülejäänud ketti liigutada. Väändemoment leitakse valemiga (6.2).

$$M_t = \frac{(F_{sum} + F_B) \cdot d}{2}, Nm \quad (6.2) \quad [1, p. 83]$$

$$M_t = \frac{79552 + (-12194) \cdot 0,65328}{2} = 22001 Nm$$

Seadme käitamiseks vajalik väändemoment on $M_t=22000 Nm = 22 kNm$.

6.2 Ajami valik

Planetaarülekanne valitakse Itaalia tootja Rossi kataloogist. Purusti toitmisel peab konveier seiskuma, kui purusti annab märku, et on ülekoormatud ning purustilt vastavat signaali saades taaskäivituma. See tähendab, et seaded käivitatakse tunnis mitu korda, mis paneb kõrgemad nõudmised planetaarajami varutegurile. Konveieri aeglane töökiirus ning seadme seiskamiseks ja käivitamiseks kasutatav sagedusmuundur, aitavad minimaalset varuteguri väärtust alla tuua, minimeerides käivitusest ja seiskamist tekkivat inertskoormust. Konsulterides edasimüüjaga oli nende soovituslik varutegur ülekande valimisel vähemalt 1,6.

Kasutades vajaminevat väändemomenti 22 kNm ja väljundkiirust 2,34 s⁻¹, saab Rossi planetaarajamite kataloogist valida sobiliku reduktormootori. Võrreldi Rossi „R 4EL“ ja „R 4EB“ seeria reduktoreid, mis on mõlemad 4 reduktsiooniastmega. ER ja EB näitavalt vastavalt kas mootor asetseb reduktoriga samal teljel või on reduktori suhtes 90 kraadi pööratud, mis võimaldab mootorit paigutada vertikaalselt või horisontaalselt, vähendades nii seadme gabariitlaiust.

Eelnevalt mainitud arvestades osutus valituks EP R 4EL 060A 607Y T130M1 A05g planetaarülekanne, mille tekitatav väändemoment 9,2 kW mootoriga on 34 kNm, väljundkiirus 2,41 s⁻¹ ning varutegur 1,64. Valituks osutus R 4EL reduktor, kuna nõutav varutegur oli saavutatav väiksema ja kergema ülekandega. Rossi ajami disainist tulenevalt ühendub veovõll planetaarülekandega õõnesvõlli sisendiga ning veovõll peab vastu võtma kogu reduktori massi suurusega 500 kg. Momendi ülekanmiseks on õõnesvõlli sisendis nuutliide mõõduga 130x3-9H DIN 5480. Konveieri korpusega on ajam ühendatud momenditoe abil.

7 VÖLLI DIMENSIONEERIMINE

7.1 Völli diameetri valimine

Völli läbimõõdu valimiseks on võimalik kasutada Renoldsi juhendis [1] lk 95 toodud tabelit. Selleks on vaja leida teoreetilise võimsuse ja pöörete suhtarv ning momentide suhtarv K . Teoreetiline võimsus leitakse valemiga (7.1).

$$P_{theor} = \frac{(F_{sum} + F_B) \cdot v}{1000}, kW \quad (7.1) \quad [1, p. 80]$$

- kus, P_{teor} - Teoreetiline võimsus, kW;
 v - Ketki kiirus, m/s.

$$P_{theor} = \frac{79552 + (-12194) \cdot 0,08}{1000} \approx 5,4 kW$$

Järgnevalt leitakse võimsuse ja pöörete suhtarv, mida kasutatakse völli läbimõõdu leidmiseks valemiga (7.2).

$$\frac{kW}{rpm} = \frac{5,4}{2,34} = 2,308 \quad (7.2) \quad [1, p. 94]$$

Momentide suhtarv leitakse valemiga (7.3).

$$K = \frac{M_p}{M_k} \quad (7.3) \quad [1, p. 94]$$

- kus, K - Momentide suhtarv;
 M_c - Paindemoment, Nm;
 M_k - Ketki tekitatav moment, Nm.

Ketki koormusest tekkiv paindemoment leitakse valemiga (7.4).

$$M_p = \frac{(F_{sum} + F_B) \cdot A}{2}, Nm \quad (7.4) \quad [1, p. 80]$$

- kus, A - Hammasratta ja laagri telje vahe, m.

$$M_p = \frac{79552 + (-12194) \cdot 0,25}{2} = 8420 Nm$$

Järgnevalt leitakse momentide suhtarv K .

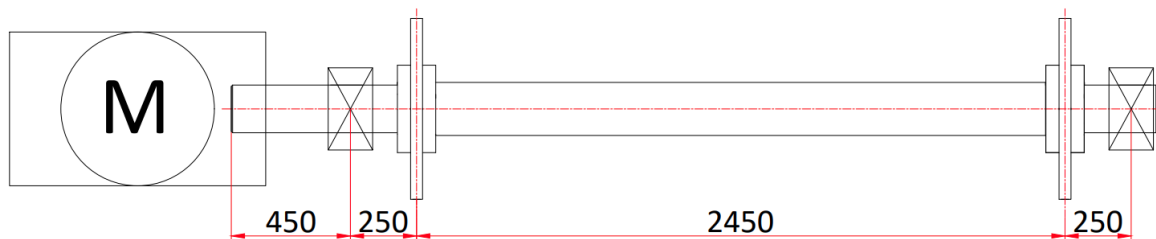
$$K = \frac{M_p}{M_k} = \frac{8420}{22001} = 0,382$$

Kasutades neid leitud väärtusi $kW/rpm=2,308$ ja $K=0,382$ annab tabel [1, p. 95] völli minimaalseks läbimõõduks $d_{min}=145,03$ mm. Rakendades eelisarvude rida on kõige

lähem võlli läbimõõt $d=160$ mm. [10, p. 65]. Järgnevalt kontrollitakse võlli läbimõõtu käsiarvutusmeetodiga.

7.2 Võlli diameetri kontrollarvutus.

Pikem ning suuremat koormust saav võll on veovõll, mistõttu dimensioneeritakse mõlemad võllid selle järgi. Lisaks ketiratastele ning laagritele on võlli otsas planetaarülekanne, mis seadme tööle paneb. Võlli eskiis on toodud joonisel 7.1.

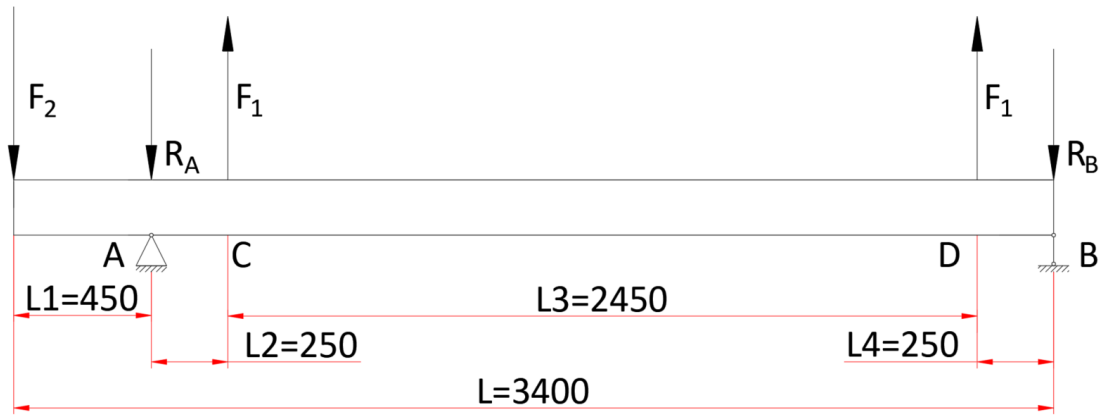


Joonis 7.1. Võlli eskiis

Kuna laagrite vahe on ca 3 meetrit, siis kontrollitakse võlli läbimõõtu võrdpingega, mis arvestab kombineeritud painde- ja väändepinget. Arvutustes kasutatakse võlli minimaalset lubatud läbimõõtu 145 mm ja mootori maksimaalset väljundväännet 34 000 Nm ehk 34 000 000 Nmm. Kasutades maksimaalset väändemomenti ja ketiratta peaderingjoone läbimõõtu, saab tuletada ketiratastelt võllile mõjuvad maksimaalsed tõmbejõud F_1 . Tõmbejõud jagatakse kahega, sest see jaguneb kahe keti haru peale võrdselt.

$$F_1 = \frac{M}{d_p} / 2 = \frac{34\,000\,000}{653,28} / 2 \approx 26\,000\,N$$

Kui arvestada reduktormootori massi 500 kg, siis mootori poolt tekitud jõud võllile on suurusega $F_2=5000$ N. Kasutades neid andmeid saab luua koormusskeemi ja arvutada toereaktsioonid ning paindemomendid ketirataste all punktides C ja D. Koormusskeem on toodud Joonis , mõõdud on millimeetrites.



Joonis 7.2. Koormusskeem

Toereaktsioon ümber punkti B:

$$\begin{aligned}
 &F_1 \cdot L_4 + F_1 \cdot (L_4 + L_3) - R_A \cdot (L_4 + L_3 + L_2) - F_2 \cdot (L_4 + L_3 + L_2 + L_1) \rightarrow \\
 &\rightarrow F_1 \cdot (L_4 + L_4 + L_3) - R_A \cdot (L_4 + L_3 + L_2) - F_2 \cdot (L_4 + L_3 + L_2 + L_1) \rightarrow \\
 &\rightarrow R_A = \frac{F_1 \cdot (L_4 + L_4 + L_3) - F_2 \cdot (L_4 + L_3 + L_2 + L_1)}{(L_4 + L_3 + L_2)}
 \end{aligned}$$

$$R_A = \frac{26\,000 \cdot 2950 - 5000 \cdot 3400}{2950} = 20\,237 \text{ N}$$

Toereaktsioon ümber punkti A:

$$\begin{aligned}
 &-F_2 \cdot L_1 - F_1 \cdot L_2 - F_1 \cdot (L_2 + L_3) + R_B \cdot (L_2 + L_3 + L_4) \rightarrow \\
 &\rightarrow -F_2 \cdot L_1 - F_1 \cdot (L_2 + L_2 + L_3) + R_B \cdot (L_2 + L_3 + L_4) \rightarrow \\
 &\rightarrow R_B = \frac{F_1 \cdot (2 \cdot L_2 + L_3) + -F_2 \cdot L_1}{(L_2 + L_3 + L_4)}
 \end{aligned}$$

$$R_B = \frac{26\,000 \cdot 2950 + 5000 \cdot 450}{2950} = 26\,763 \text{ N}$$

Teades tuge A ja B reaktsioone, on võimalik leida tekkivad paindemomendid ketirataste kohal punktides C ja D. Suuremat leitud paindemomenti kasutatakse paindepinge leidmiseks.

Paindemoment punktis C, lõige vasakul

$$M_C = -F_2 \cdot (L_1 + L_2) - R_A \cdot L_2$$

$$M_C = -5000 \cdot 700 - 20\,237 \cdot 250 = -8\,559\,250 \text{ Nmm} = -8,6 \text{ kNm}$$

Paindemoment punktis C, lõige paremal

$$M_D = R_B \cdot L_4$$

$$M_D = 26\,763 \cdot 250 = 6\,690\,750 \text{ Nmm} = 6,7 \text{ kNm}$$

Kuna M_c väärtus on suurem, siis teostatakse paindepinge arvutused selle väärtusega 15,1 kNm. Paindepinge leitakse valemiga (7.5).

$$\sigma_b = \frac{M_b}{W} \quad (7.5) \quad [10, p. 44]$$

- kus, σ_b - Suurim paindepinge, N/mm²;
 M_b - Paindemoment, Nmm;
 W - Telgtugevusmoment, mm³.

Telgtugevusmoment leitakse valemiga (7.6).

$$W = \frac{\pi \cdot d^3}{32}, \quad (7.6) \quad [10, p. 46]$$

- kus, W - Telgtugevusmoment, mm³;

$$W = \frac{\pi \cdot 145^3}{32} = 299\,298 \text{ mm}^3$$

Järgnevalt leitakse paindepinge valemiga (7.5).

$$\sigma_b = \frac{8\,559\,250}{299\,298} \approx 28,6 \text{ N/mm}^2$$

Järgmiseks on vaja leida tekkiv väändepinge. Väändepinge leidmiseks kasutatakse mootori maksimaalset väändemomenti 34 000 Nm ja võlli minimaalset lubatud läbimõõtu $d_{min}=145$ mm. Väändepinge leitakse valemiga (7.7).

$$\tau_t = \frac{M_t}{W_p} \quad (7.7) \quad [10, p. 44]$$

- kus, τ_t - Suurim väändepinge, N/mm²;
 M_t - Väändemoment, Nmm;
 W_p - polaartugevusmoment, mm³.

Polaartugevusmoment leitakse valemiga (7.8).

$$W_p = \frac{\pi \cdot d^3}{16} \quad (7.8) \quad [10, p. 46]$$

- kus, W_p - Polaartugevusmoment, mm³;

$$W_p = \frac{\pi \cdot 145^3}{16} = 598\,596 \text{ mm}^3$$

Järgnevalt leitakse suurim väändepinge valemiga (7.7).

$$\tau_t = \frac{34\,000\,000}{598\,596} \approx 56,8 \text{ N/mm}^2$$

Võlli läbimõõdu kontrollimiseks vajalik võrdpinge leitakse valemiga (7.9).

$$\sigma_v = \sqrt{\sigma_b^2 + 3 \cdot (\alpha_0 \cdot \tau_t)^2} \quad (7.9) \quad [10, p. 44]$$

- kus, σ_v - Võrdpinge, N/mm²;
 α_0 - Mõjutegur, tabelväärtus, $\alpha_0=1$.

$$\sigma_v = \sqrt{28.6^2 + 3 \cdot (56.8 \cdot 1)^2} = 102,5 \text{ N/mm}^2$$

Arvutusest selgub, et väände ja painde koosmõjul on võrdpinge suurusega 102,5 N/mm².

Valides võlli materjaliks C45E, mille voolavuspiir 100...250 mm paksusega materjalile on $R_{p0,2}=275$ MPa, saab leida võlli varuteguri valemiga (7.10).

$$v = \frac{[\tau]}{\sigma_v} \quad (7.10) \quad [10, p. 42]$$

$$v = \frac{275}{102.5} \approx 2,7$$

Arvestades võlli minimaalsed läbimõõtu $d_{min}=145$ mm ning kombineeritud väände- ja paindepinget on võlli varutegur 2,7.

8 PROJEKTEERIMINE

8.1 Kett-lindi projekteerimine

Kasutades peatükis 4 valitud ketti M315-C-250 saab projekteerida kett-lindi koostu. Kett-lindi koost koosneb kahest ketiharust, mille eesmärk on jõu edasikandmine, ning nende keskele polditud vahetaladest ja konveierlindist, mille ülesandeks on materjali transportimine. Materjali paremaks haakumiseks on iga viienda vahetala peale polditud laba. Lindi laius on 2200 mm, millest kasulik laius on 2150 mm. Ketiharude telgede vahe on 2450 mm ning vahetala pikkus 2340 mm.

Vahetaladena kasutatakse 100x80x5 NK-torusid. Vahetala sobivust saab kontrollida arvutades tala läbipaindest tuleneva nurga α . Nurga α väärtus peab jääma alla 0,0087 radiaani [1, p. 91]. Läbipaindenurk leitakse valemiga (8.1).

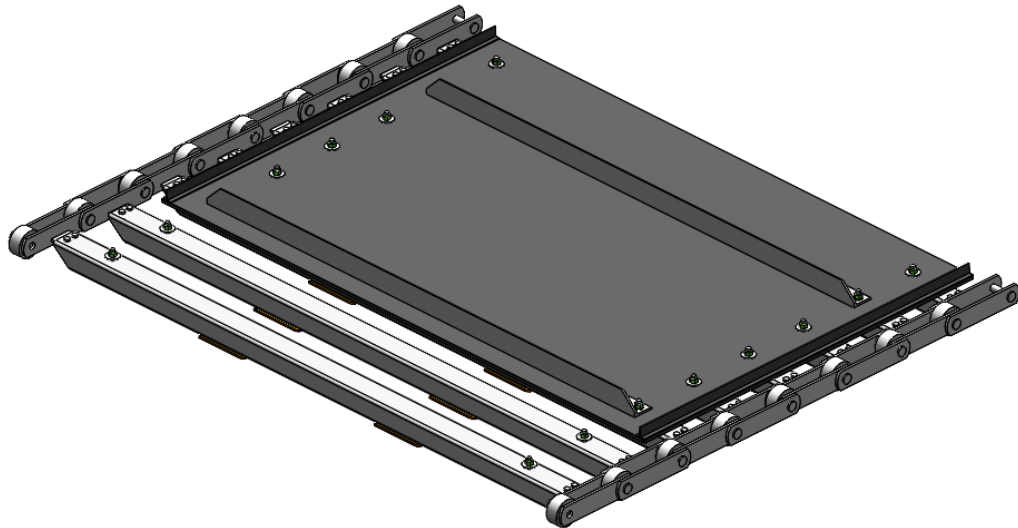
$$\alpha = \frac{F_{bar} \cdot L^2}{24 \cdot E \cdot I} \quad (8.1) \quad [1, p. 91]$$

- kus, α - Läbipaindenurk, rad;
 F_{bar} - Koormus tala kohta, N;
 L - Tala pikkus, m;
 E - Tala elastsusmoodul, N/m²;
 I - Tala inertsmoment, m⁴.

Kõige suuremat koormust saavad vahetalad laadimisalal, kus materjali on lindil rohkem, kui ülejäänud konveieril. Laadimisala maht on ca 25 m³, mis tähendab, et seal on ca 7200 kg materjali. Laadimisala pikkust on 7 meetrit ning keti samm 0,25 m tähendab, et materjali raskus jaguneb $7 / 0,25 = 28$ tala peale. Materjali talale on seega $7200/28 \approx 260$ kg, lisades sinna tala enda massi 32 kg on koormus talale 292 kg ehk ümardatult $F_{bar}=3000$ N. Tala elastsusmoodul on $E= 210 \cdot 10^9$ N/m² ning insertsmoment y-teljelises sihis on $I=2.34 \cdot 10^{-6}$ m⁴ [11]. Järgnevalt leitakse paindenurk α valemiga (8.1).

$$\alpha = \frac{3000 \cdot 2,34^2}{24 \cdot 210 \cdot 10^9 \cdot 2.34 \cdot 10^{-6}} \approx 0,000139 \text{ rad}$$

Renoldsi juhend määrab paindenurga piirväärtuseks $\alpha \leq 0,0087$ radiaani. Kuna leitud väärtus $0,000139 \leq 0,0087$, siis valitud NK-toru sobib. NK-torudele keevitatakse alumisele küljel Hardox plaadid, mis loovad kulumiskindla liugpinna, mida mööda labad saavad mööda keskmisi juhikuid libiseda. Kett-lindi sektsioon on välja toodud Pilt 5. Vahetalade kinnitamiseks keti külge on vaja ketile keevitada poldiavadega kõrvad. Selle ülesande saab delegeerida keti tootjale, kes lähtuvalt kliendi vajadusest ketilülide külge kõrvad keevitab ning lülid peale keevitust normaliseerib.



Pilt 5. Kett-lindi sektsioon

8.2 Võllide projekteerimine

Kasutades Joonis näidatud mõõte ja peatükis 7 leitud võlli nominaalset läbimõõtu 160 mm, siis saab alustada võllide projekteerimisega. Ketirataste asukohad määrab kett-lindi disain ning ketirataste tsentrite vahe 2450 mm. Veovõlli kogupikkus on ca 3400 mm, pingutusvõlli pikkus ca 3200 mm. Võllide täpne pikkus selgub veo- ja pingutusmoodulite disainiga paralleelselt.

Ketirataste lihtsamaks positioneerimiseks võllidele projekteeritakse aste läbimõõduga 150 mm, mis jääb ka laagrite aluseks pinnaks.

Pöördemoment kantakse võllilt ketiratastele edasi liistliite abil. Käsiraamatus toodud andmete põhjal kasutatakse 150...170 mm läbimõõduga võllide puhul liistu ristlõikega 40x22 mm [9, p. 170]. Teades rummu paksust 140 mm, on liistu pikkus nimipikkuste rea järgi 125 mm, mis võimaldab liistul kogupikkuses rummu alla jääda. Liistuks on DIN 6885 – A 40 x 22 x 125 [10, p. 247].

Selleks, et kontrollida kas momendi edasi andmiseks piisab ühest prismaliistust või on vaja panna mitu, teostatakse kontrollarvutus muljumisele. Kontrolliks vajalik muljumispinge leitakse valemiga (8.2). Arvutustes kasutatav moment on reduktormootori arendatav väändemoment 34 000 Nm, mis on jagatud kahe ketiratta peale võrdselt, 17 000 Nm mõlema ketiratta kohta.

$$\sigma_m = \frac{4,4 \cdot M}{d \cdot h \cdot l}, \quad \text{MPa}, \quad (8.2) \quad [9, \text{p. } 169]$$

- kus, σ_m - Muljumispinge, MPa;
 M - Üle kantav moment, Nmm;
 d - Võlli läbimõõt, mm;
 h - Liistu kõrgus, mm;
 l - Liistu pikkus, mm.

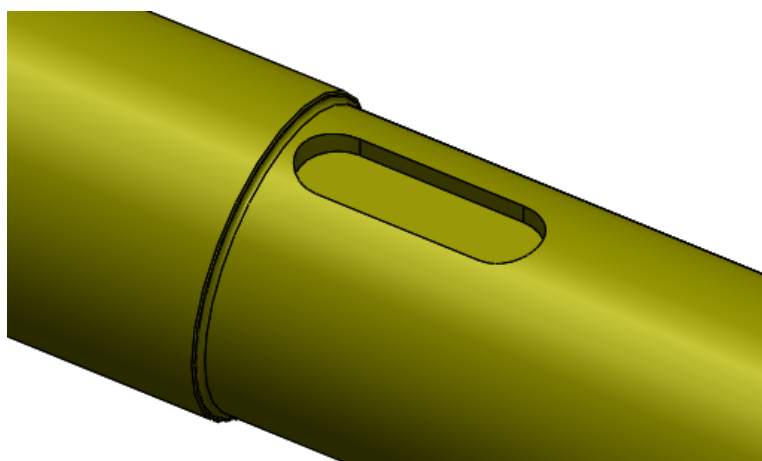
$$\sigma_m = \frac{4,4 \cdot 17\,000\,000}{150 \cdot 22 \cdot 125} = 181 \text{ MPa}$$

Arvestades liistu materjali C45+C voolepiiriga $R_{p0,2}=305$ MPa [10, p. 138], siis saab leida muljumise varuteguri.

$$v = \frac{305}{181} \approx 1,7$$

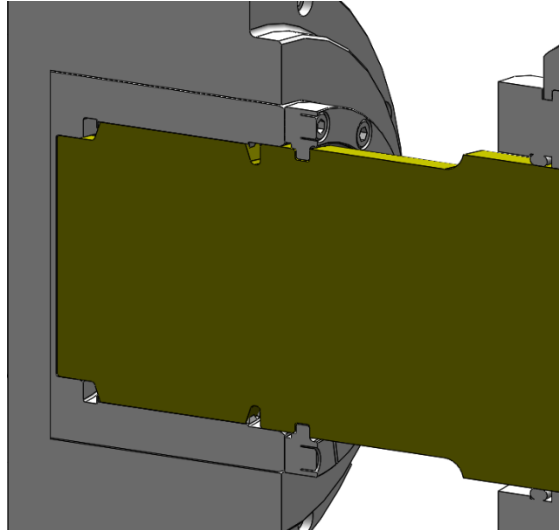
Arvestades käsiraamatus [10, p. 48] välja toodud sitkete materjalide varutegurit väsimusele 1,5, siis leitud varuteguri väärtus 1,7 on sobilik, kuna $1,7 \geq 1,5$.

Olles valideerinud, et DIN 6885 – A 40 x 22 x 125 liist sobib, saab võllidele projekteerida liistusooned. Liistusoone sügavus võllil on 13 mm, liistusoon on tsentreeritud ketirataste keskele, mis tähendab, et liistusoonte tsentrite vahe on 2450 mm nagu ketiratastel. Liistusoont ja ketirataste positsioneerimise astet on näha Pilt 6.



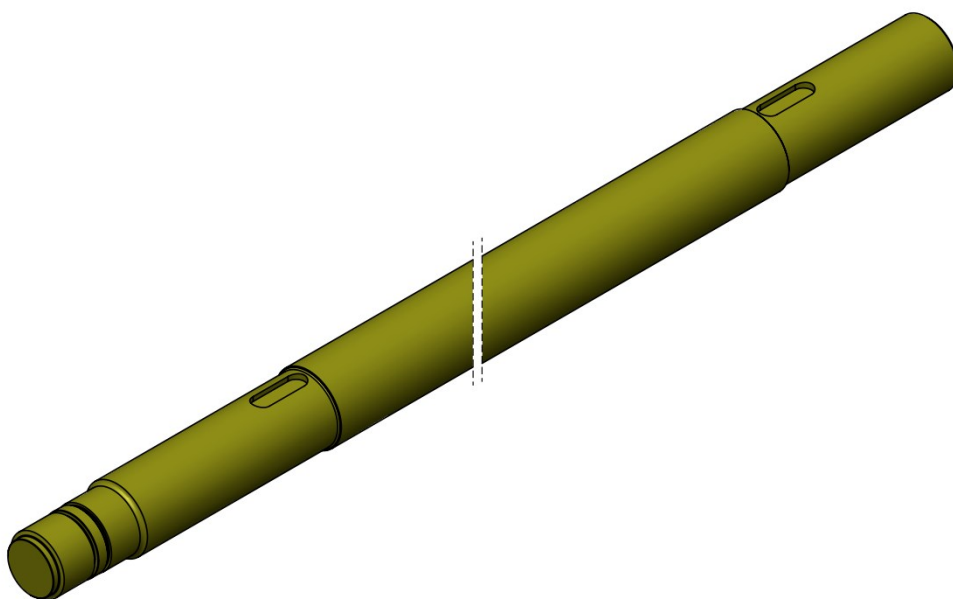
Pilt 6. Liistusoon

Redukti ühendamiseks on veovõlli otsas nuutliide 130x3-9H DIN 5480, täpsem info selle kohta on toodud ajami dokumentatsioonis. Mudelis nuutliidet välja ei joonistata, mudelis kajastub see lihtsustatud kujul. Redukti fikseerimiseks teljesihiliselt on võllis treitud soon, kuhu redukti lukustusrõngas kinnitub. Lukustusrõngas ja selle soon on näha Pilt 7. Lukustusrõnga poltide eemaldamiseks vajaliku ruumi tagamiseks on võllis pikendatud $\varnothing 134$ astet.

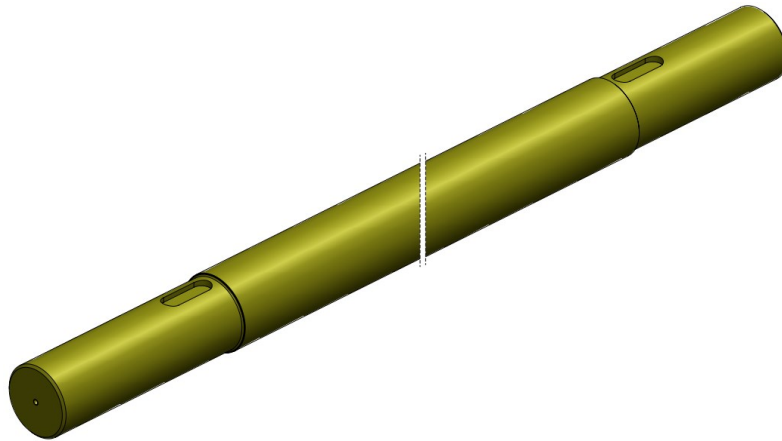


Pilt 7. Redukti fikseerimine lukustusrõngaga

Veovõlli ühes otsas on reduktor, mistõttu veovõll ei ole sümmeetriline. Ka pingutusvõll ei ole sümmeetriline, sest pingutusvõlli ühte otsa on vaja kinnitada pöörlemisandur ja selleks peab võlli ots laagrist välja ulatuma. Konveieril kasutatavad SNLN-seeria laagripukke [12] saab konfigurēerida otsakaantega või lahtise otsa ning labürinttihenditega. Võllide otsad, mis ei pea tingimata laagrist välja ulatuma projekteeritakse selliselt, et need jääksid laagri kaane taha, teises küljes on labürinttihend. See tagab laagritele puhtamad tingimused ning pikema eluea. Veovõlli lõplik mass on 505 kg ning pikkus 3384mm, pingutusvõlli mass 484 kg ning pikkus 3180 mm. Võllide lõplik geomeetria on näha Pilt 8 ja Pilt 9, veovõlli joonis on toodud töö graafilises osas.



Pilt 8. Veovõlli lõplik mudel



Pilt 9. Pingutusvõlli lõplik mudel

8.3 Ketiratta projekteerimine

Kasutades joonisel 2 toodud mõõte saab alustada ketirataste joonestamisega. Ketirattaid saab disainida nii ühes tükis, kui ka keskelt poolitatuna ning kokku poldituna. Poolitatava ketiratta eeliseks on võimalus ketirattaid vahetada selliselt, et võll jääb masina külge. Kuna selliste seadme puhul on seisakuaeg kriitilise tähtsusega, siis disainitakse ketirattad poolitatavad, et nende vahetamine oleks kiirem. Ketiratta disainimisel kasutatakse hamba paksust 40 mm, mis on käsiraamatute järgi M315 ketiratta standardlaius, rummu paksus peab olema 140 mm [13, p. 17].

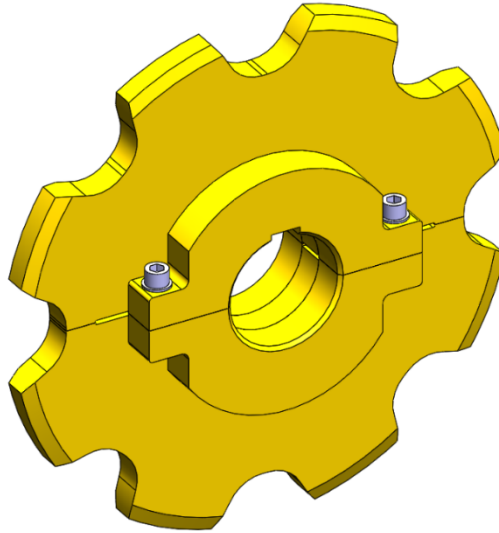
8.3.1 Materjali valik

Ketirataste materjalina kasutatakse reeglina kas ehitus-konstruktsioonterast S355 või abrasiivsete materjalide puhul mõnda kulumiskindlat terast. Puitu ei peeta abrasiivseks materjaliks, kuid keti ja hammaste vahele võib sattuda ka liiva või muid puiduga masinasse laetavaid võõriseid. Konstruktsiooniliselt on kett-lint konveieri puhul tegu „puhta“ masinaga, sest erinevalt kraapkonveieritest ei ole kett otse materjali sees, vaid materjali transpordib konveierilint. Siiski on oht, et materjaliga masinasse sattuv liiv võib ketirattaid kulutama hakata ning seetõttu valitakse riskide minimeerimiseks ja ketirataste pika tööea jaoks hammaste materjaliks Hardox400.

8.3.2 Konstruktsioon

Ketiratta konstruktsioon koosneb ketirattast paksusega 40 mm ning kahele poole keevitatud 50 mm paksusest plaadist, mis kokku moodustavad rummu. Rummu sees

on avad poltide jaoks, ühel pool keermestamata, et poldi saaks läbi panna ning teisel pool keermestatud, et ei peaks eraldi mutreid kasutama. Poltidena kasutatakse M20x100 DIN912 ümarpea sisekuuskant polte. Ketiratas poolitatakse hambapesa põhjast, mitte hamba keskelt, et hammas jääks võimalikult tugev. Hammaste tippudele lisatakse faasid, et ketti paremini ketiratta peale juhtida. Ketiratta lõplik mass on 147,3 kg, lõplik mudel on näha Pilt 10. Ketiratta joonis on esitatud töö graafilises osas.



Pilt 10. Ketiratta lõplik mudel

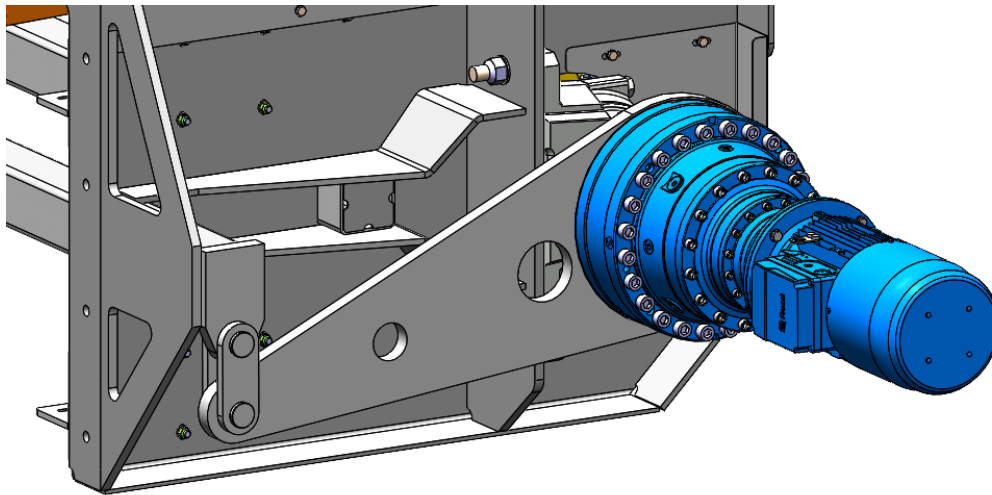
8.4 Veomooduli projekteerimine

Veomooduli moodustavad lehtmetailist ja profiilterasest keevitatud raam, laagripukid, veovõll, reduktormootor koos momenditoega, ketijuhikud ja peale polditud ported-katted. Veomooduli, nagu ka kõigi teiste moodulite, disaini juhivad ketirataste ja kettlindi mõõdud, mistõttu oli vaja enne mooduli projekteerimist nende geomeetria paika saada. Selleks, et teostada raamile FEM-analüüs on vaja paika saada momenditugi ning selle kinnitamine.

8.4.1 Momenditugi

Rossi planetaarajami konstruktsioonist tulenevalt võtab reduktori raskust vastu võll ning pöörlemise takistamiseks on vaja momendituge. Momenditoe miinimumnõuded materjali paksuse ja pikkuse osas on EP-seeria käsiraamatus [14, p. 20] välja toodud mille põhjal saab projekteerida momenditoe konkreetse seadme jaoks. Rossi käsiraamat soovib kasutada momenditoe sfäärilisi laagreid GE40-UK-2RS [15]. Käsiraamatu

järgi on momenditoe miinimumpikkus reduktori ja fikseerimispunkti vahel EP-060 reduktorile 800mm. Veomooduli konstruktsioonist tulenevalt on veovõlli tsentri ja mooduli tagumise otsa vahe 1060 mm. Kuna mooduli tagumises osas on vertikaalne ribi, millega moodul ühendatakse järgmise mooduli külge, kinnitatakse momenditugi mooduli tagumisse otsa vertikaalribi külge. Lisaks asub seal ka läbi raami jooksev nelikanttoru, millega on võimalik momendituge siduda. Nelikanttoru otsa ja vertikaalribi külge keevitatakse 35 mm plaat, mille sees on sfääriline laager. Samasugune laager on ka momenditoes. Momenditugi ja raam on omavahel ühendatud 40 mm sõrmede abil. Momenditoe lahendus on näidatud Pilt 11.



Pilt 11. Momenditugi

Kontrollimaks, kas sõrme saab valmistada samast terasest mis raami, teostatakse kontrollarvutus leidmaks lõikepinge. Kuna sõrm asub kahe plaadi vahel tekib kaks lõikepinda. Tekkiv lõikepinge leitakse valemiga (8.3), ristlõikepindala 40 mm läbimõõduga sõrmel on $S=1257 \text{ mm}^2$.

$$\tau_s = \frac{F}{2 \cdot S}, \quad \text{MPa}, \quad (8.3) \quad [10, \text{ p. } 44]$$

- kus, τ_s - Lõikepinge, MPa;
 F - Lõikejõud, N;
 S - Ristlõikepindala, mm^2 .

Järgnevalt leitakse 40 mm sõrme lõikepinge

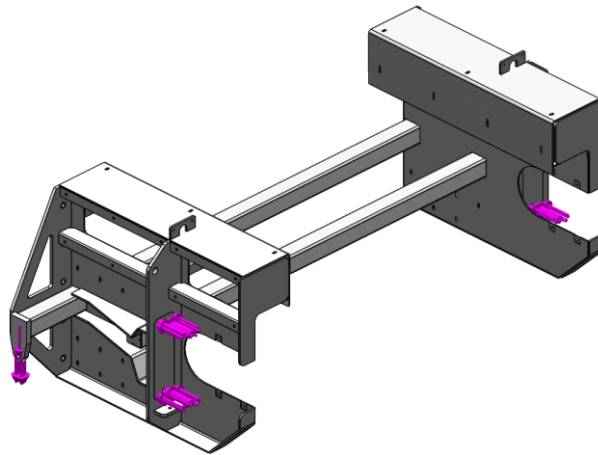
$$\tau_s = \frac{34\,000}{2 \cdot 1257} = 13,5 \text{ MPa}$$

Kasutades sõrme materjalina S355 terast, mille voolepiir on 16..45 mm paksuse materjali puhul $R_{p0,2}=345 \text{ MPa}$ [10, p. 136], saame sõrme varuteguriks $v_{pin}=345/13,5=25,6$. Järelikult saab sõrme valmistada S355 terasest.

Teostades momenditoe liigenditele FEM analüüs, siis esinesid neis maksimaalsed pinged 42 MPa, mis jätkaks varuteguriks $v_{plate}=345/42=8,2$. Rakendades reeglit, et momenditugi projekteeritakse minimaalselt 7-kordse varuteguriga, siis ehitus-konstruktsioonierasest S355 valmistatud $\varnothing 40$ mm sõrm ning 20 mm paksust lehest valmistatud liigendid sobivad.

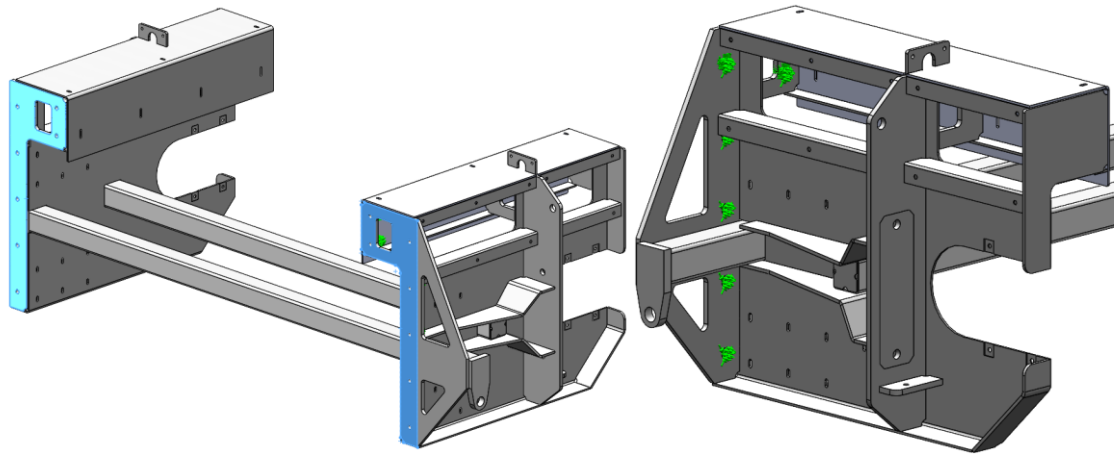
8.4.2 Keevisraam

Keevisraami disaini kontrollimiseks teostatakse raami FEM-analüüs. FEM-analüüs teostatakse *SolidWorks Simulation* keskkonnas. Jõududena kasutatakse arvutuses laagritele mõjuvat summaarset koormust 51 000 N ning momenditoe poolt tekitatavat jõudu 34 000 Nm, mis momenditoe 1-meetrise õlaga tekitab raamile 34 000 N suuruse jõu. Mõjuvate jõudude asetus on näha Pilt 12.



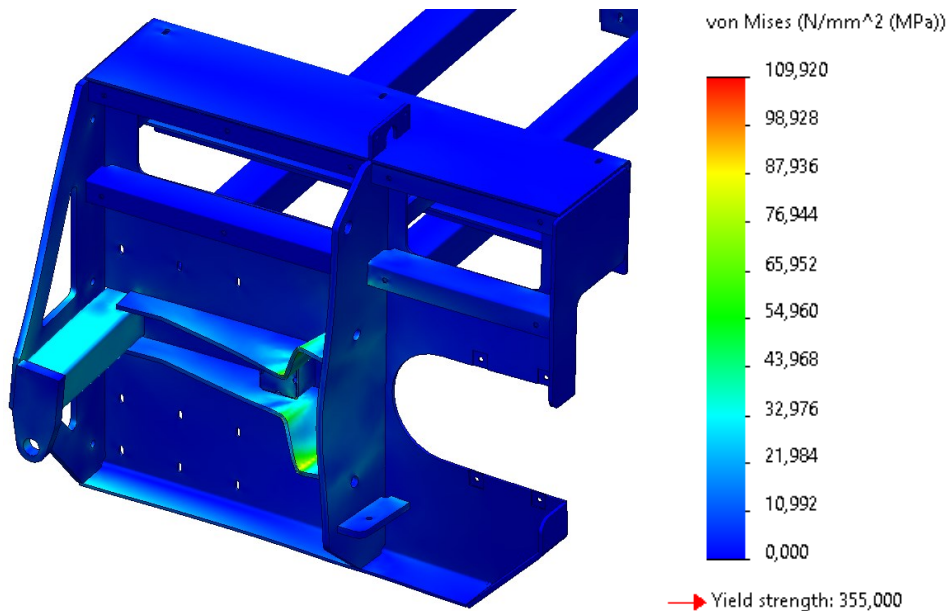
Pilt 12. Raamile mõjuvad jõud

Rajatingimused analüüsi teostamiseks. Analüüsi ettevalmistamisel loodi kehale „*Split line*” käsklusega laagripukkide ja moodulite raamide kontaktpindade projektsioonipinnad. Raam kinnitatakse kasutades raami kontaktpinda järgmise mooduliga, millele antakse „*On Flat Faces*” käsklusega teljesihiline siire 0 mm; poltliite avasid, millele antakse „*On Cylindrical Faces*” käsklusega radiaalsihiline siire 0 mm. Nende tugelega võetakse raamilt ära kõik 6 vabadusastet ning mudel on analüüsiks valmis. Toed on näha Pilt 13, vasakul näha raamide kontaktpinnad, paremal raame ühendavad poldiavad.



Pilt 13. Mudeli toed

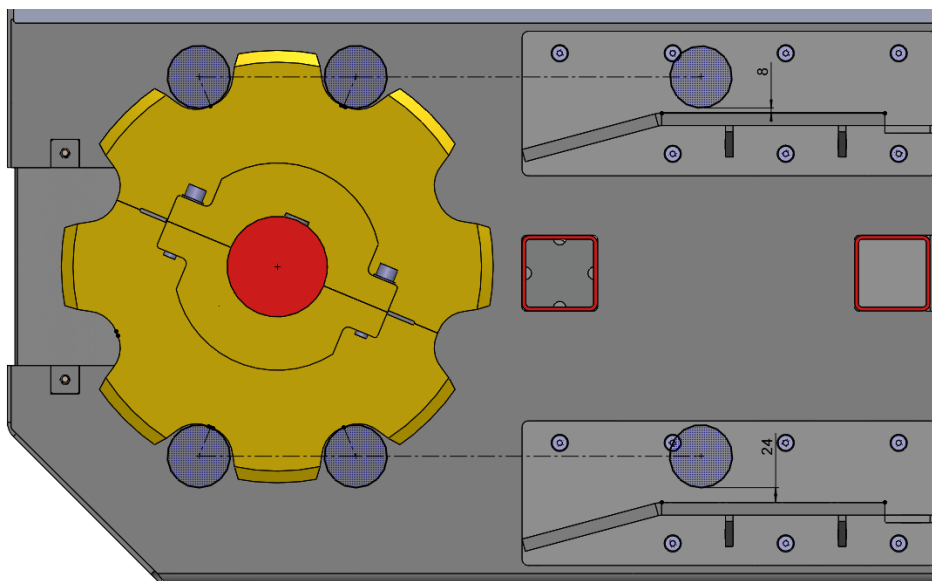
Analüüsi tulemusel selgub, et raamis esinevad pinged jäävad vahemikku 10 kuni 109 MPa. Kasutades „Iso Clipping“ tööriista, mis võimaldab mudelit sorteerida esinenud pingete järgi selgub, et väärtused üle 70 MPa esinevad üksnes üksikutes pingekontsentratsioonides ning need võib kõrvale jätta. Suurimad pinged esinevad laagrite tagustes tugevdusribides jäädes vahemikku kuni 70 MPa ning momenditoe juures jäädes vahemikku kuni 35 MPa. Kasutades raami materjalina S355 terast, mille voolepiir on 16...45 mm paksuse materjali puhul 345 MPa [10, p. 136], annab see raami minimaalseks varuteguriks $v_{frame} = 345/70 = 4,9$. Pinged laagrite ja momenditoe juures on näha Pilt 14.



Pilt 14. Raami von Mises pinged

8.4.3 Ketijuhikud

Ketijuhikute eesmärk on tagada keti sujuv üleminek ketiratastelt keti juhtpinnale. Renoldsi käsiraamatu [1] järgi peab ülemise haru rulliku ja juhtpinna vahele jääma minimaalselt 5 mm, alumisele harule minimaalselt 10 mm. Juhikud on raami külge polditud vertikaalsete soonte sees, et oleks võimalik nende kõrgust reguleerida. Kasutatakse DIN 7991 peitpea polte ning faasitud avasid, et kett ei saaks poldipea taha takerduda. Juhikute lihtsamaks joondamiseks on erinevate moodulite juhtpinnad omavahel kokku polditud ning nende joondamine toimub peale moodulite koostamist. Juhikute asetsemine on näidatud Pilt 15.



Pilt 15. Ketijuhikute positsioneerimine

8.4.4 Laagrite valik

Laagritena kasutatakse nii veo- kui ka pingutusmoodulis SKF-i SNLN 3034 seeria poolitatavaid laagripukke ning 23034 CCK/W33 kaherealisi sfäärilisi rull-laagreid [16]. Laagripukkide lubatav koormus kõige ebasoodsamas suunas on 500 kN, mis on märkimisväärselt suurem keti poolt tekitatavast jõust 51 kN.

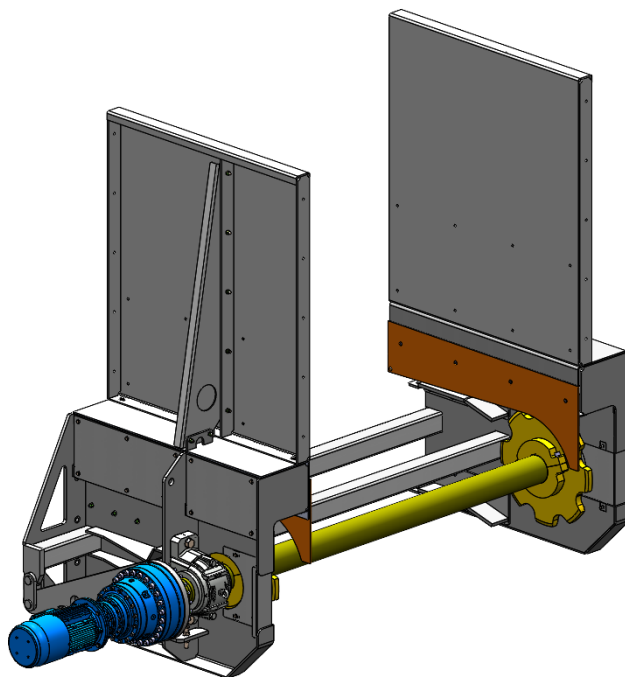
Poolitatavaid laagripukke kasutatakse, sest see võimaldab kasutada laiemat valikut laagreid, lihtsustab hooldust ning võimaldab laagri parema fikseerimise völlil. Parema fikseerimise tagab kinnituspuksi ja lukustusmutri kasutamine seadekruide asemel. SNLN seeria laagripukid on saadaval eri tüüpi tihenditega, mis pikendavad laagri eluiga. Praeguse seadme puhul kasutatakse labürinttihendeid, et puidust tekkiv tolmu ei pääsiks laagrite eluiga.

Sfäärilisi rull-laagreid kasutatakse, kuna need on iseseaduvad ja praegusel juhul on tegu pikkade völliidega, mille laagrid on üksteisest sõltumatult reguleeritavad, mistõttu ei pruugi laagrid asetseda täpselt samal teljel. Samuti on rull-laagrid sobilikud kasutusvaldkondades, kus esineb löökoormusi, need on võimelised vastu võtma suuri radiaalkoormusi ning väiksemal määral aksiaalkoormusi [9, pp. 178, 182].

Laagri purunemisel on võimalik eemaldada ainult laagripuki kaas völli ja laagrite kätte saamiseks, mis kiirendab hooldustöid, sest laagripukk võib jääda paika ning ei vaja hilisemat paika rihtimist. Samuti on vajadusel lihtsam vahetada tihendeid, sest ka need on poolitatavad.

8.4.5 Veomooduli lõplik mudel

Kasutades varasemalt valitud ja projekteeritud komponente saab veomooduli lõpuni mudeldada. Veomooduli lõplik mudel on näha Pilt 16. Laagrid on raami külge kinnitatud M30 poltidega, laagrid on laagripukis olevate ovaalsete avade jagu vertikaalsuunas reguleeritavad. Reguleerimiseks on laagripuki all polt, millega laagrit üles-alla reguleerida. Lindi külgedel on kulumiskindluse tagamiseks polditud Hardox plaadid, portedesse on projekteeritud avad, et vajadusel kulumisplaate ülespoole lisada. Konveieri koostamise käigus ühendatakse veomoodul järgmise mooduli külge raamist, portedest ja ketijuhikutest.

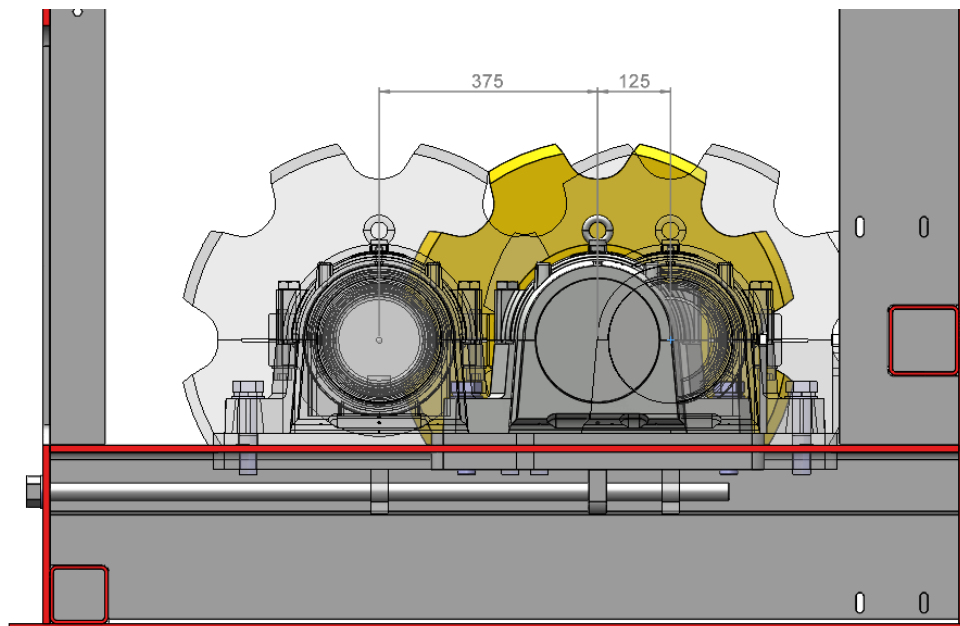


Pilt 16. Veomoodul

8.5 Pingutusmooduli projekteerimine

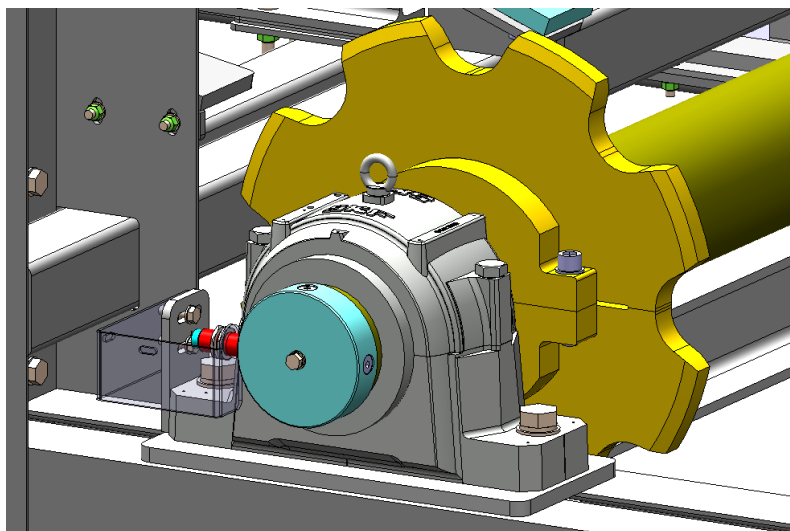
Pingutusmooduli põhiliseks eesmärgiks on tagada ketile piisavalt pikk pingutusmaa, et ketti kogu eluea jooksul pingul hoida. Pingutusmoodulit projekteerides tuleb silmas pidada, et võlli alg või null-asend peab võimaldama 0,5 keti sammu jagu lõdvendamist ning lisaks 1,5 keti sammu jagu minimaalset pingutusmaad. See tähendab, et minimaalne pingutusmaa on $L=125 + 375 = 500$ mm.

Võlli pingutamine toimub M30 keermelatiga, mille otsa on keevitatud mutter. Keermelatti keerates pöörleb see laagri alusplaadis olevas keermestatud avas ning liigutab pingutusvõlli edasi-tagasi. Saavutades nõutud pingsus fikseeritakse see laagripuki poltidega. Antud disainiga on laagrite asend üksteisest sõltumatult reguleeritav ning seetõttu on vaja kasutada sfäärilisi või iseseaduvaid laagreid. Alternatiiv oleks projekteerida keti pingutamiseks laagrite alla ühine kelk, mis pingutaks mõlemat laagrit korraga, sel juhul poleks vaja kasutada iseseaduvaid laagreid, kuid see muudaks disaini keerukamaks ning seetõttu seda ei tehtud. Võlli null-asend, nõutud pingutusmaa ja pingutuse lahendus on näha Pilt 17.



Pilt 17. Pingutusmaa ja pingutuslatt

Lisaks keti pingutamisele mõõdetakse pingutusvõlli pealt ka konveieri pöördeid. Selle pärast on veovõll mitte-sümmeetriline, üks ots peab ulatuma laagrikorpusest väljapoole. Võlli otsa on polditud plastikust ketas, mille sisse on polditud peitpeapoldid, mida induktiivandur suudab tuvastada. Pöörlemisandur on näidatud Pilt 18.



Pilt 18. Pöörlemisandur

8.6 Valmis mudel

Lisaks töös kajastatule on seadme lõpuni projekteerimiseks vaja välja töötada vahe- ja kurvimoodulite disain, sisendkolu, tugijalad, põhjakatted ning veel muid väiksemaid sõlmesid. Kogu seadme projekteerimiseks esialgsetest arvutustest tööjooniste valmimiseni kulus 550 töötundi.

Valmis seadme gabariitmõõtmed on 20625 x 5600 x 9250 mm, seadme mass ca 43 tonni ning koos materjali koormusega võib seadme täismass ulatuda kuni 60 tonnini. Seade on modulaarne, koosnedes veo- ja pingutusmoodulist, laadimismoodulist, kahest kurvimoodulist ning kahest vahemoodulist. Transpordigabariidi mahtumiseks on konveieri ported polditavad ning eemaldatavad. Siiski on seadme laiuselt tulenevalt selle transportimiseks vaja tellida eriveos, sest moodulite laius on suurem, kui standardse poolhaagise sisemõõt.

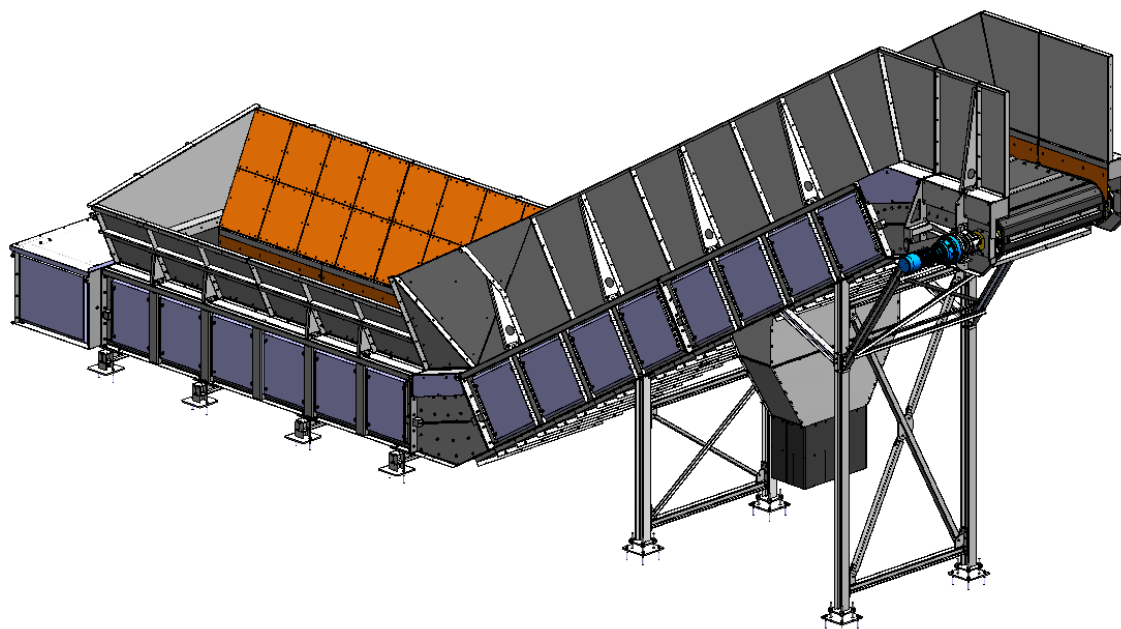
Seadme raskust toetab laadimisalal 4 paari tugijalgu ja tõusval sektsioonid 2 paari tugijalgu. Seadme alt puhastamise lihtsustamiseks paigaldatakse seade 200 mm kõrgete betoonklotside peale. Samal eesmärgil on põhjakatetesse projekteeritud prahikolu, et lindiga tagasikantava materjali saaks koguda ettenähtud kohas konteinerisse.

Hoolduse lihtsustamiseks on seadme külgedel ja taga polditavad katted, mis takistavad lumel ja vihmalt masinasse tungimise, kuid on lihtsasti eemaldatavad, et tagada hoolduseks vajalik ligipääs.

Laadimistasku on projekteeritud piisavalt suur, et klient saaks frontaallaaduri 14 m³ kopa tühjaks valada ning uue koorma järele sõita. Lindi nominaalne kiirus valitud

ajamiga on 0,083 m/s, mis on sobib kliendiga kokku lepitud miinimumkiirusega 0,08 m/s. Kiiruse reguleerimiseks ning seadme sujuvamaks käivitamiseks/seiskamiseks on elektrimootori kiirus sagedusmuunduriga juhitav.

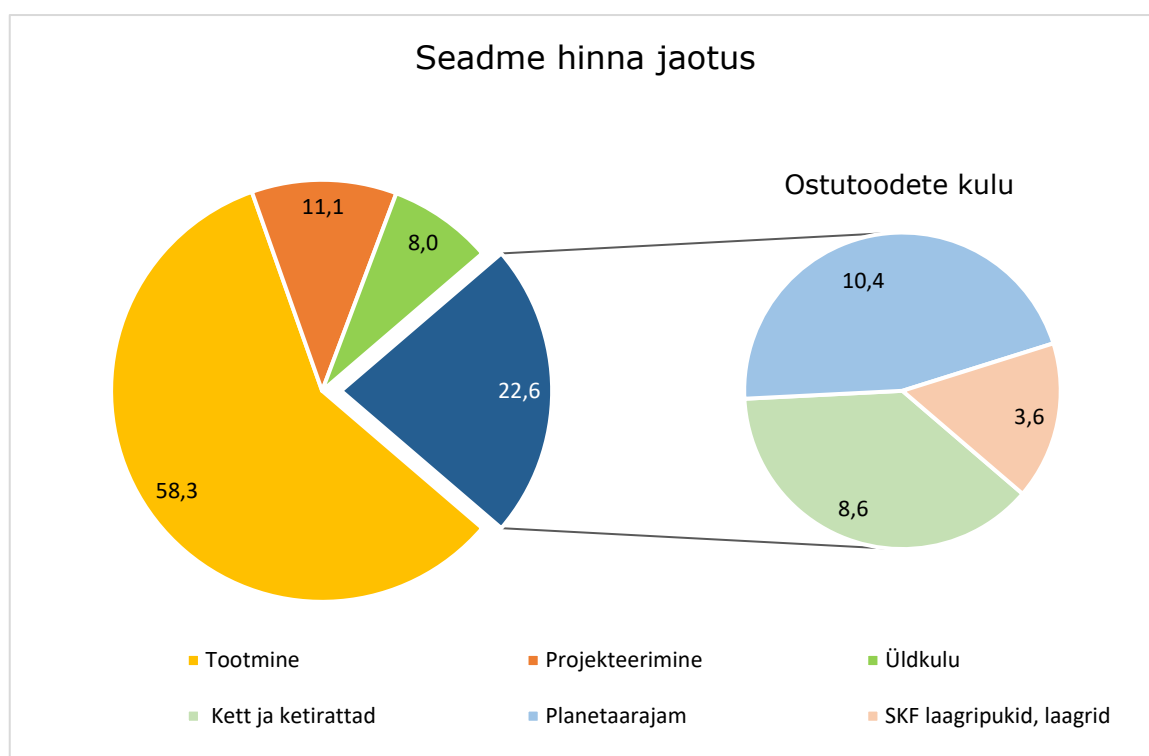
Laadimisalal ning konveieri portede sisekülgedel on Hardox plaadid, et lisada kulumiskindlust. Hardox plaadid on ette nähtud kuluosadena ning on seetõttu portede külge polditud. Materjali sujuvamaks liikumiseks on poldiavad faasitud ning kasutatakse peitpeapolte. Samal eesmärgil materjaliga kokkupuutuvad pinnad kuumtsingitakse. Moodulite raamide gabariitmõõtudest tulenevalt need värvitakse, sest nende transportimine sobivasse tsinkimist pakkuvasse ettevõttesse oleks edasi-tagasi erivedu ning tõstaks tootmise hinda. Tootmises tehakse eelkoostamine ning viiakse läbi proovikäivitus, et oleks võimalik käivitamisel ilmnevad probleemid koheselt kõrvaldada. Valmis mudel on näidatud Pilt 19.



Pilt 19. Kett-lint konveier

9 MAJANDUSLIK ARVESTUS

Eelnevas peatükis mainiti, et seadme projekteerimiseks kulus 550 töötundi. Sellele kulule lisandub seadme valmistamise ja ostutoodete kulu. Kuna Azortum OÜ ise seadmeid ei tooda, võetakse tootmine allhankest ning hind on positsioon ehk seadme põhine. Tootmise hinna sisse on arvestatud ka vajalikud kinnitusvahendid, hind ei sisalda ostukomponente. Azortum OÜ ülesandeks on vajalikud ostutooted tellida ning kokku lepitud ajaks tootmisse organiseerida. Kuluallikateks ostutoodete hulgas olid Rossi planetaarajam, kett ja ketirattad ning SKF laagripukid koos laagritega. Kuna antud konveieris kasutatavad võllid on tavapärasest suuremad ja nuutliite tõttu ka keerulisemad toota, siis võllide tootmiseks tuleb leida seadme tootjale lisaks järgmine allhankija. Võllide hind kajastub siiski tootmise hinna sees. Lisaks on kulude all välja toodud firma püsikulud 8%. Kulude jaotumine on esitatud vektordiagrammina joonisel 9.1.



Joonis 9.1. Seadme hinna kujunemine

10 KOKKUVÕTE

Käesoleva lõputöö eesmärgiks oli projekteerida seade, mis suudaks jäätmepeitu vastu võtta ning purustisse doseerida. Hindamismaatriksi tulemusena selgus, et purustit hakkab toitma kett-lint konveier. Puidu vastuvõtt lahendati kõrgendatud seintega laadimisalaga, mis suudab vastu võtta kuni 25 m³ materjal korraga. Purustisse tõstmiseks on konveieril 32-kraadise nurga all tõusev sektsioon, mis tõstab materjali purusti kolu kohale.

Kuigi Azortum OÜ oli varasemalt projekteerinud kett-lint konveiereid, on antud töös kajastatav seade eriline, sest varasemalt ei ole projekteeritud nii laia ning nii suure tootlikkusega seadet. Suur tootlikkus ning seadme gabariidid tähendavad, et korrektne keti dimensioneerimine on kriitiline. Keti dimensioneerimiseks leiti ketile mõjuvad jõud konveieri sektsioonide kaupa, mille summeerimisel selgus, et vaja on kasutada M315-C-250 ketti. Valitud kett on katketugevusega $F_{break}=315$ kN ja varuteguriga 10, mis Renoldis juhendi [1] järgi vastab regulaarse määrimisega mõõdukalt puhtale seadmele. Kuna kett-lint konveier oma disaini poolest on võrdlemisi puhas seade, mis tähendab et kett ei ole materjali sees nagu näiteks kraapkonveieritel, siis leitud varutegur on antud kasutuseks sobilik.

Järgnevalt hakati komponente dimensioneerima, kasutades keti sammu $p_c=250$ mm ja ketihammaste arvu $z=8$. Esimesena arutati ketirataste geomeetria, keskringjoone läbimõõduks osutus $d=653,28$, peaderingjoone läbimõõduks $d_o=688,28$ mm. Ketirataste vahetuse lihtsustamiseks projekteeriti ketirattad poolitatavatena, sest ühe ketiratta koostu mass on ca 150 kg. Kulumiskindluse tõstmiseks valmistatakse ketirattad Hardox400 materjali 40 mm paksusest lehest ning rummud ketiratastele 50 mm paksusest S355 ehitus-konstruktsioonterasest. Vääned kannab ketiratastele edasi prismaliist DIN 6885 – A 40 x 22 x 125.

Teades ketile mõjuvat tõmbejõudu ja ketiratta geomeetriat sai dimensioneerida ajami. Seadme käitamiseks vajalikuks väändemomendiks on 22 000 Nm, valides sobiliku väljundväändega ja varuteguriga ajami osutus valituks Rossi „EP R 4EL 060A 607Y T130M1 A05g“ nelja-astmeline planetaarülekanne. Mootori võimsusega 9,2 kW annab reduktor välja kuni 34 000 Nm vääned.

Võlle dimensioneeriti veovõlli järgi, minimaalseks nõutud läbimõõduks osutus 145,03 mm, kasutades eelisarvude rida sai võllide nimimõõduks 160 mm. Teades ketirataste geomeetriat ja ajami väljundvääned teostati kontrollarvutused võllide võrdpingele, mis arvestas ajami maksimumvääned ning keti tõmbamisest tekkivat painet. Võllile mõjuvaks pingeks oli 103 MPa, mis andis C45E materjali puhul võlli varuteguriks 2,7. Reduktormootor on võlliga ühendatud nuutliite 130x3-9H DIN 5480 kaudu.

Reduktormootori fikseerimiseks võlliile kasutatakse fiksaatorklambit, mis kinnitub võlli vastavasse soonde.

Peale komponentide projekteerimist sai projekteerida veomooduli, sest ketirattad määravad nii raami vajaliku kõrguse kui ka ketijuhikute positsiooni. Kasutades ajamiga kaasa tulevat informatsiooni, projekteeriti momenditugi ning momenditoe raamiga ühendamine.

Momenditoe projekteerimise sisendiks olid ajamiga kaasa tulnud materjalid, mis defineerisid momenditoe miinimumpikkuse ja kasutatava materjali paksuse. Momenditugi ühendatakse ajami külge 24 M20 poldiga, raami külge 40 mm läbimõõduga ühendussõrmega ja 20 mm paksuste ühendusplaatidega. Rossi soovitustest tulenevalt kasutatakse momenditoes sfäärilisi laagreid GE40-UK-2RS. Momenditoe minimaalseks varuteguriks osutus 8,2, mis sobib printsiibiga, et momenditugi olgu projekteeritud minimaalselt 7-kordse varuteguriga.

Kasutades minimaalset pingutusmaad projekteeriti pingutusmooduli lahendus. Pingutusvõlli laagripukid asetsevad kahe individuaalse kelgu peal, mida saab üksteisest sõltumatult liigutada. Pingutamine toimub M30 keermelatti keerates, mis on laagripukkide kelkudega ühendatud keermestatud ava kaudu. Keermelatiga määratakse nõutav pingutus ning see fikseeritakse laagripuki avades olevate poltidega läbi laagri ja kelgu raami külge.

Laagritele mõjuvatest jõududest ning seadme spetsiifikast tulenevalt valiti SKF-i kataloogist sfääriliste rull-laagritega poolitatavad laagripukid. Võlli otsas, mis ei pea laagrist välja ulatuma, kasutatakse kinnisega kaanega laagripukke, otsas kus võll peab laagrist välja ulatuma, kasutatakse labürinttihendeid. Laagripukkide lubatav koormus kõige ebasoodsamas suunas on 500 kN, mis on märkimisväärselt suurem keti poolt tekitatavast jõust 51 kN.

Kasutades samu printsiipe, mis veo- ja pingutusmooduli projekteerimiseks, projekteeritakse seadme ülejäänud moodulid. Valmis seadme gabariitmõõtmed on 20625 x 5600 x 9250 mm, seadme mass ca 43 tonni, koos materjali koormusega võib seadme täismass ulatuda kuni 60 tonnini.

Töö viimases peatükis käsitletakse masina projekteerimise ja valmistamise kulusid. Kuna Azortum OÜ ise seadmeid ei tooda tuleb tootmine osta allhankest. Projekteerimise ajakulu oli 550 tundi, valmistamise kulu moodustasid tootmise ning erinevate ostukomponentide hind, lisaks firma püsikulud. Ostukomponentidest suurimad väljaminekud olid planetaarajam ning kett koos ketiratastega. Väiksema, kuid siiski märgatava osa moodustasid laagripukid koos laagritega.

11 SUMMARY

The aim of this thesis was to design a machine capable of receiving and feeding waste wood into a shredder. As a result of the evaluation matrix, it was determined that the shredder would be fed by a chain-belt conveyor. The wood reception was solved with a loading area with elevated walls, capable of receiving up to 25 m³ of material at once. To reach the top of the shredder chute, the conveyor profile has a horizontal area for feeding, an inclined section of 32-degree angle to reach the required height and a horizontal section to reach the inside of the chute.

Although Azortum OÜ had previously designed chain-belt conveyors, the device depicted in this thesis is special because previously designed conveyors haven't been with such large measurements and productivity. The high productivity and dimensions of the device meant that correct chain dimensioning is critical. Forces acting on the chain were calculated, and the sum revealed the need to use an M315-C-250 chain. The selected chain has a breaking strength of $F_{break}=315$ kN, resulting in a final safety factor for the chain of 10, which according to Renold's guide [1] corresponds to a regularly lubricated moderately clean device, suitable for a relatively clean device like a chain-belt conveyor, as the chain is not in direct contact with the material.

Next, sprockets were dimensioned using a chain pitch $p_c=250$ mm and a sprocket tooth count $z=8$. The sprockets were designed as two bolted halves, to facilitate their replacement, as the mass of the complete sprocket is approximately 150 kg. For increased wear resistance, the sprockets are made of 40 mm thick Hardox400 material, and the hubs for the sprockets are made of 50 mm thick S355 structural steel. Torque is transmitted to the sprockets by a key DIN 6885 – A 40 x 22 x 125.

Knowing the forces acting on the chain and the geometry of the chain sprockets, the drive could be dimensioned. The required torque for operating the device is 22 000 Nm, and by selecting a suitable output torque and safety factor, the Rossi EP R 4EL 060A 607Y T130M1 A05g four-stage planetary gearbox was chosen. With a motor power of 9,2 kW, the gearbox can deliver up to 34 000 Nm.

Shafts were dimensioned according to the drive shaft, with the minimum required diameter being 145,03 mm, and using a series of preferred numbers, the nominal diameter of the shafts was determined to be 160 mm. Knowing the geometry of the sprockets and the output torque of the drive, control calculations were performed on the shafts, which considered the torque output of the drive and the bending caused by the chain tension. The stress on the shaft was 103 MPa, resulting in a safety factor of 2,7 for the C45E material.

After designing the components, the drive module could be designed, as the chain sprockets determine the required height of the frame as well as the position of the chain

guides. Using information provided with the drive, a torque arm and its connection to the frame were designed.

The input for designing the torque arm was provided with the drive, defining the minimum length of the torque support and the thickness of the material. The torque support is connected to the drive with 24 M20 bolts and to the frame with 40 mm diameter connecting fingers and 20 mm thick connecting plates. According to Rossi's recommendations, spherical bearings GE40-UK-2RS are used in the torque support. The minimum safety factor for the torque support was 8,2, which fits with the principle that the torque arm should be designed with a minimum safety factor of 7.

Using the minimum tension method, a solution for the tensioning module was designed. The bearing blocks for the tensioning shaft are placed on two individual slides, which can be moved independently of each other. Tensioning is achieved by turning an M30 threaded rod, which is connected to the bearing block slides through threaded holes. The required tension is set with the threaded rod and fixed with bolts through holes in the bearing block and the slide frame.

Considering the forces acting on the bearings and the specifics of the device, split bearing blocks with spherical roller bearings were chosen from SKF's catalogue. The permissible load on the bearing blocks in the most unfavourable direction is 500 kN, which is significantly higher than the force of 51 kN, which is exerted by the chain.

Using the same principles as for the drive and tensioning modules, the remaining modules of the device were designed. The final dimensions of the finished device are 20625 x 5600 x 9250 mm, with a mass of approximately 43 tons, and with the material load, the total mass of the device may be up to 60 tons.

In the final chapter of the thesis, the design and manufacturing costs of the machine are discussed. Since Azortum OÜ does not produce the conveyor themselves, manufacturing has to be outsourced. The design time was 550 hours, and the manufacturing costs consisted of production and the cost of various purchased components, as well as the company's fixed costs. The largest expenses for purchased components were the planetary drive and the chain with sprockets. A smaller, but still significant portion, consisted of the bearing blocks with bearings.

12 KASUTATUD KIRJANDUSE LOETELU

- [1] "Conveyor chain designer guide", Renold Power Transmission, Manchester, Ühendkuningriik, 2010.
- [2] "Azortum," [Veebiallikas]. Saadaval: <https://www.azortum.com/>. [Kasutatud 29. Märts 2024].
- [3] *Tahked biokütused. Kütuste spetsifikatsioon ja klassid. Osa 1: üldnõuded*, EVS-EN ISO 17225 1:2021, MTÜ Eesti Standardimis- ja Akrediteerimiskeskus, Tallinn, Eesti, 2021.
- [4] "Apron Feeder," [Veebiallikas]. Saadaval: <https://www.bestproductpage.com/apron-feeders.html>. [Kasutatud 29. Märts 2024].
- [5] "Apron feeders," Metso OY, [Veebiallikas]. Saadaval: <https://www.metso.com/portfolio/feeders/apron-feeders/>. [Kasutatud 29. Märts 2024].
- [6] "Conveyor Belts System Design Calculations", Continental Aktiengesellschaft, Hanover, Saksamaa, 2013.
- [7] "*Brochures and charts M-Series*," Ketjurauma Oy, [Veebiallikas]. Saadaval: <https://www.ketjurauma.fi/en/products/brochures-and-charts>. [Kasutatud 13. aprill 2024].
- [8] "Specialists for Conveyor chains and chain wheels", Karl Jungbluth Kettenfabrik GmbH & Co. KG, Bad Hersfeld, Saksamaa, 2000.
- [9] G. Itskovitš, jt, *Masinaelementide projekteerimine, teine ümbertöötatud trükk*. Tallinn, Eesti: Valgus, 1976.
- [10] P. Kulu, jt, *Mehaanikainseneri käsiraamat, teine väljaanne*. Tallinn, Eesti: Tallinna Tehnikaülikool, 2022.
- [11] Dlubal Software, Inc., "*RHS 100x80x5*," [Veebiallikas]. Saadaval: <https://www.dlubal.com/en/cross-section-properties/rhs-100x80x5-en-10210-2-alukonigstahl>. [Kasutatud 24. aprill 2024].
- [12] "Split plummer block housings – SNLN 30 series," SKF, [Veebiallikas]. Saadaval: <https://www.skf.com/group/products/mounted-bearings/bearing-housings/split-pillow-block-housings-snl-30-series>. [Kasutatud 24. aprill 2024].
- [13] "*Manufacturer of quality conveyor chains*", FB Ketjutehniikka, Lappi, Soome.
- [14] Rossi S.p.A., "*EP series Operating instructions*," [Veebiallikas]. Saadaval: <https://www.rossi.com/-/media/Feature/Download-Files/Operating-Instructions/EP/EP-series-operating-instructions.pdf>. [Kasutatud 23. aprill 2024].
- [15] Schaeffler Group USA, "*GE40-UK-2RS*," [Veebiallikas]. Saadaval: <https://medias.schaeffler.us/en/product/rotary/rolling-and-plain-bearings/plain-bearings/spherical-plain-bearings/ge40-uk-2rs-a/p/347297>. [Kasutatud 23. aprill 2024].

[16] SKF, "SNLN 3034 + 23034 CCK/W33 + H 3034," [Veebiallikas]. Saadaval:
<https://www.skf.com/id/products/mounted-bearings/bearing-housings/split-pillow-block-housings-snl-30-series/productid-SNLN%203034%20%2B%2023034%20CCK%2FW33%20%2B%20H%203034>.
[Kasutatud 24. aprill 2024].

13 GRAAFILINE OSA

13.1 Keevisraami joonis

13.2 Veovõlli joonis

13.3 Ketiratta joonis

13.4 Veovõlli joonis

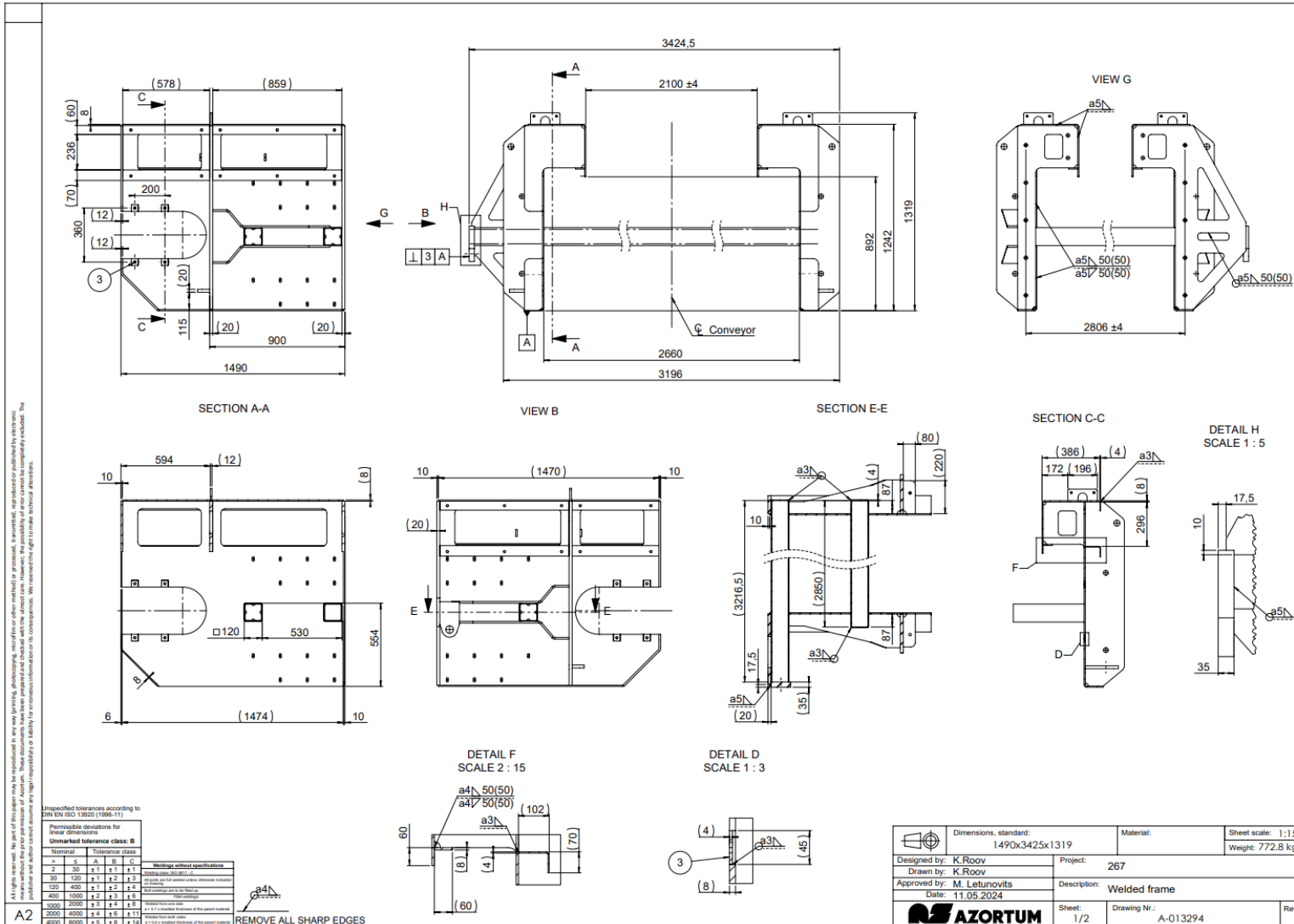
13.5 Pingutusvõlli joonis

13.6 Momenditoe joonis

13.7 Sõrme joonis

13.7 Liigendi joonis

13.1 Keevisraami joonis, lk 1



Keevisraami joonis, lk 2

All rights reserved. No part of this paper may be reproduced in any form (printing, photocopying, microfilm or other methods) or processed, transmitted, reproduced or published by electronic means without the prior written permission of the author. The author is not responsible for any damage or loss of data or information that may occur as a result of the use of the information contained in this document. The author is not responsible for any damage or loss of data or information that may occur as a result of the use of the information contained in this document.

24	P-031730	Hollow Section	120x120x6-2850	S355	59.1	1
23	P-031785	Flange	Sheet 20-400x1226	S355	31.9	1
22	P-031871	Cap	Sheet 4-110x110	S355	0.4	3
21	P-032129	Profile	Sheet 8-1348x1474	S355	89.6	1
20	P-032132	Plate	Sheet 20-540x1226	S355	56.3	2
19	P-032136	Profile	Sheet 4-165x859	S355	4.4	2
18	P-032137	Profile	Sheet 4-165x578	S355	3.0	2
17	P-032140	Plate	Sheet 12-572x400	S355	13.8	2
16	P-032143	Profile	Sheet 8-722x1470	S355	66.5	1
15	P-032168	Hollow Section	120x120x6-3245	S355	67.3	1
14	P-032178	Profile	Sheet 12-225x828	S355	11.6	2
13	P-032179	Profile	Sheet 12-225x828	S355	11.6	2
12	P-032190	Plate	Sheet 20-80x220	S355	2.6	2
11	P-032192	Profile	Sheet 12-120x440	S355	4.9	1
10	P-032193	Profile	Sheet 8-1348x1474	S355	89.6	1
9	P-032524	Profile	Sheet 12-120x440	S355	4.9	1
8	P-032614	Plate	Sheet 12-85x196	S355	1.2	2
7	P-032965	Flat Bar	Sheet 8-60x1470	S355	5.5	2
6	P-033041	Profile	Sheet 8-723x1470	S355	66.5	1
5	P-033047	Plate	Sheet 4-60x859	S355	1.6	2
4	P-033048	Plate	Sheet 4-60x578	S355	1.1	2
3	P-033051	Plate	Sheet 4-45x45	S355	0.1	8
2	P-034535	Flange	Sheet 20-75x1226	S355	59.1	1
1	P-034536	Plate	Sheet 35-236x130	S355	7.1	1
POS.	No.	Description:	Dimensions; standard:	Material:	Mass	QTY:
		Dimensions; standard:	1490x3425x1319	Material:	Sheet scale: 1:15	Weight: 772.8 kg
Designed by:		K Roov		Project:	267	
Drawn by:		K Roov				
Approved by:		M Letunovits		Description: Welded frame		
Date:		11.05.2024				
Sheet:		2/2		Drawing No.:		A-013294
AZORTUM						Rev:

13.2 Veovõlli joonis

3384
605 2450

DIN 6885-A-40x22x125

140

330

Ø 688,2

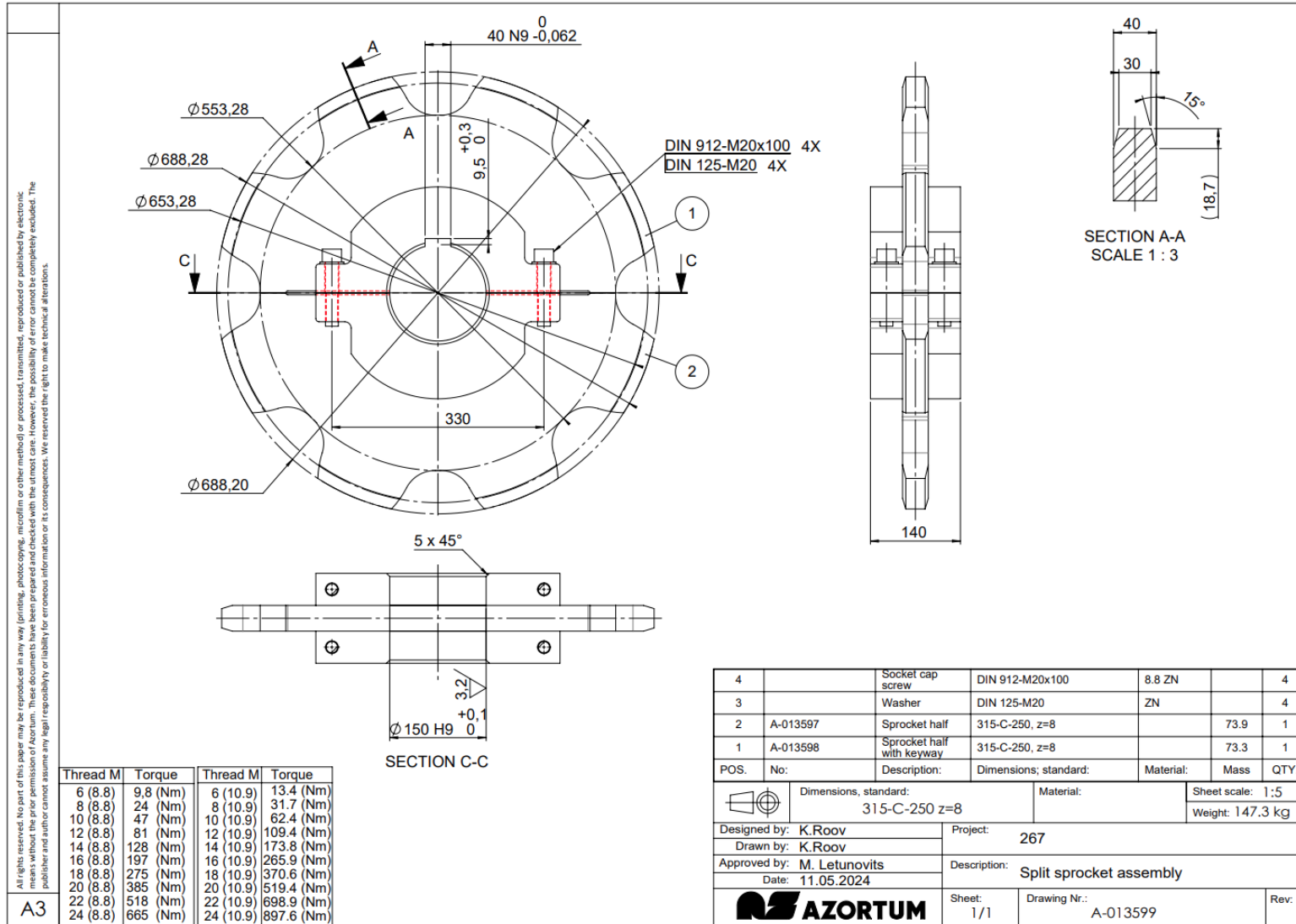
DIN 912-M20x100
DIN 125-M20

1. Unspecified R ≤ 0.5
2. Unspecified tolerances: DIN7168/MIDDLE
 excl p.3:
 Tolerance External: -IT13
 Nominal Internal: +IT13
 IT13 Others: ±IT13/2
3. Hole coordinates with unspecified tolerances
Hole pattern ↗ Φ 0.2 for all coordinative dim-s:
countersunks - ↗ Φ 0.1

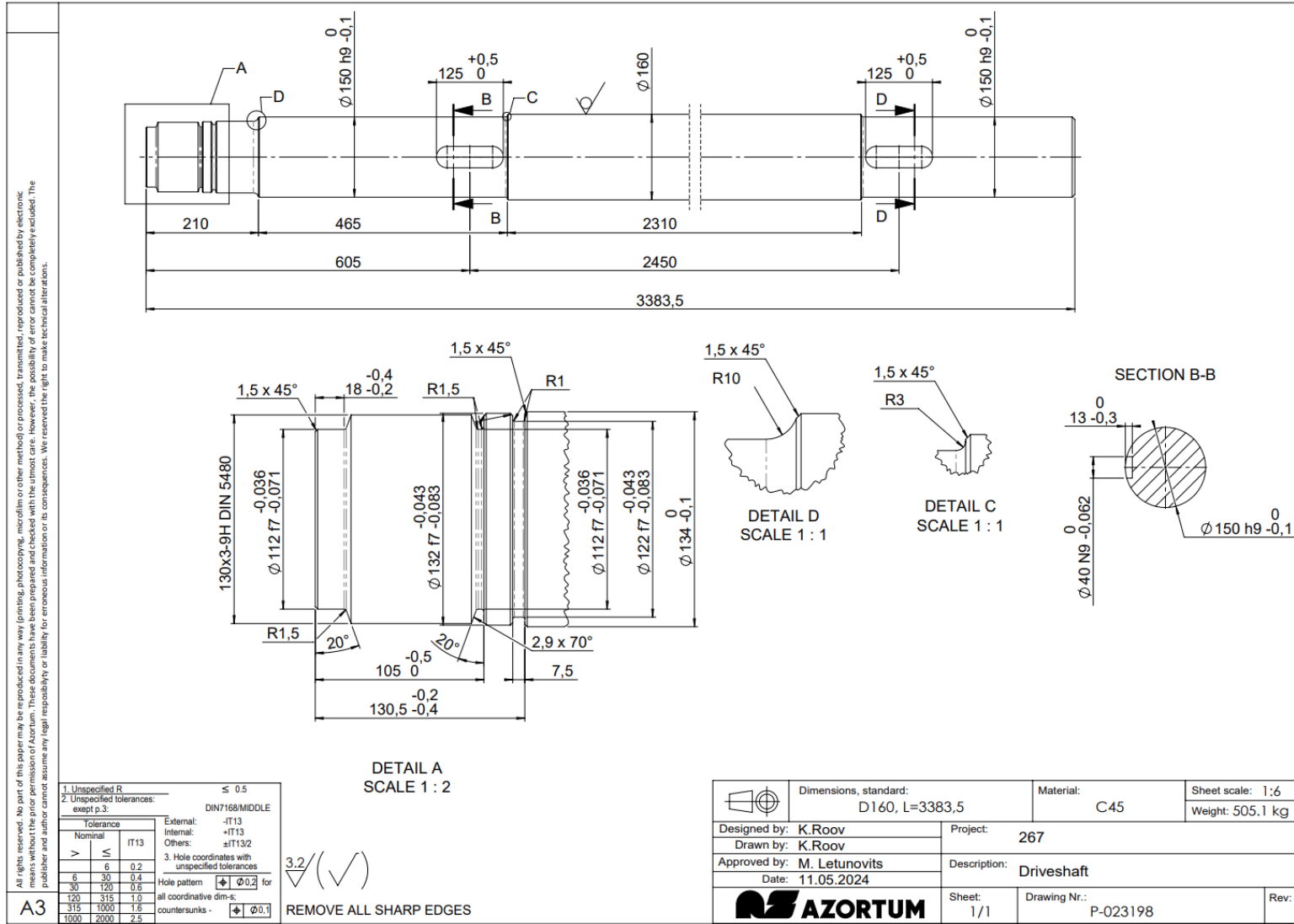
Nominal	IT13
6	0.2
30	0.4
30	0.6
120	1.0
315	1.6
1000	2.5

6		Socket cap screw	DIN 912-M20x100	8.8 Hot Zn		8
5		Washer	DIN 125-M20	8.8 Hot Zn		8
4		Prismal list	DIN 6885-A-40.0x22.0x125.0	C45	0.8	2
3	A-013598	Sprocket half with keyway	315-C-250 z=8		73.9	2
2	A-013597	Sprocket half	315-C-250 z=8		73.9	2
1	P-023198	Driveshaft	D160.0, L=3383.5	C45	505.1	1
POS.	No:	Description:	Dimensions; standard:	Material:	Mass	QTY.
		Dimensions, standard: L=3384		Sheet scale: 1:10 Weight: 801.4 kg		
Designed by: K.Roov			Project: 267			
Drawn by: K.Roov						
Approved by: M. Letunovits			Description: Drive shaft assembly			
Date: 20.05.2024						
		Sheet: 1/1	Drawing Nr.: A-013607		Rev:	

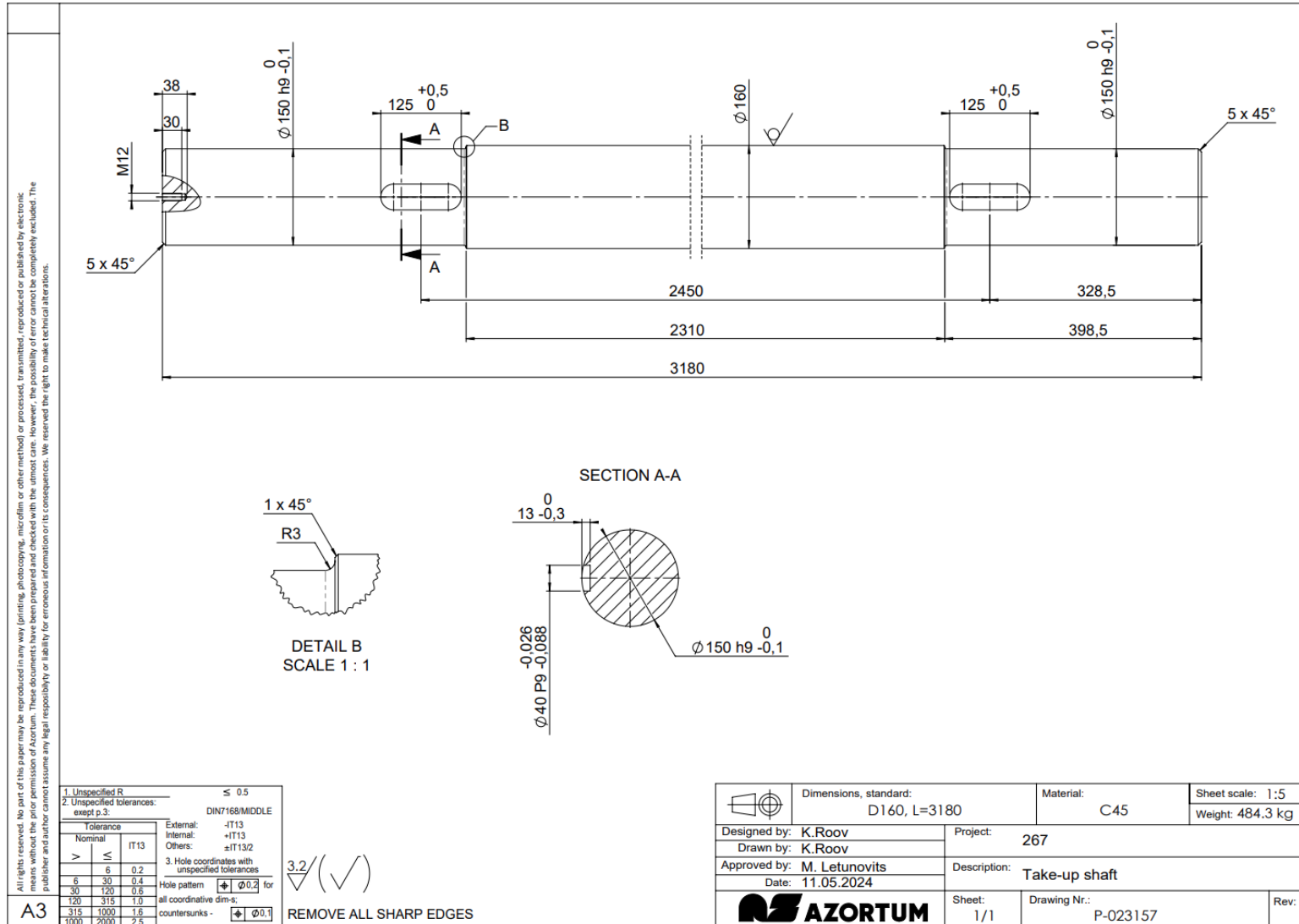
13.3 Ketiratta joonis



13.4 Veovõlli joonis

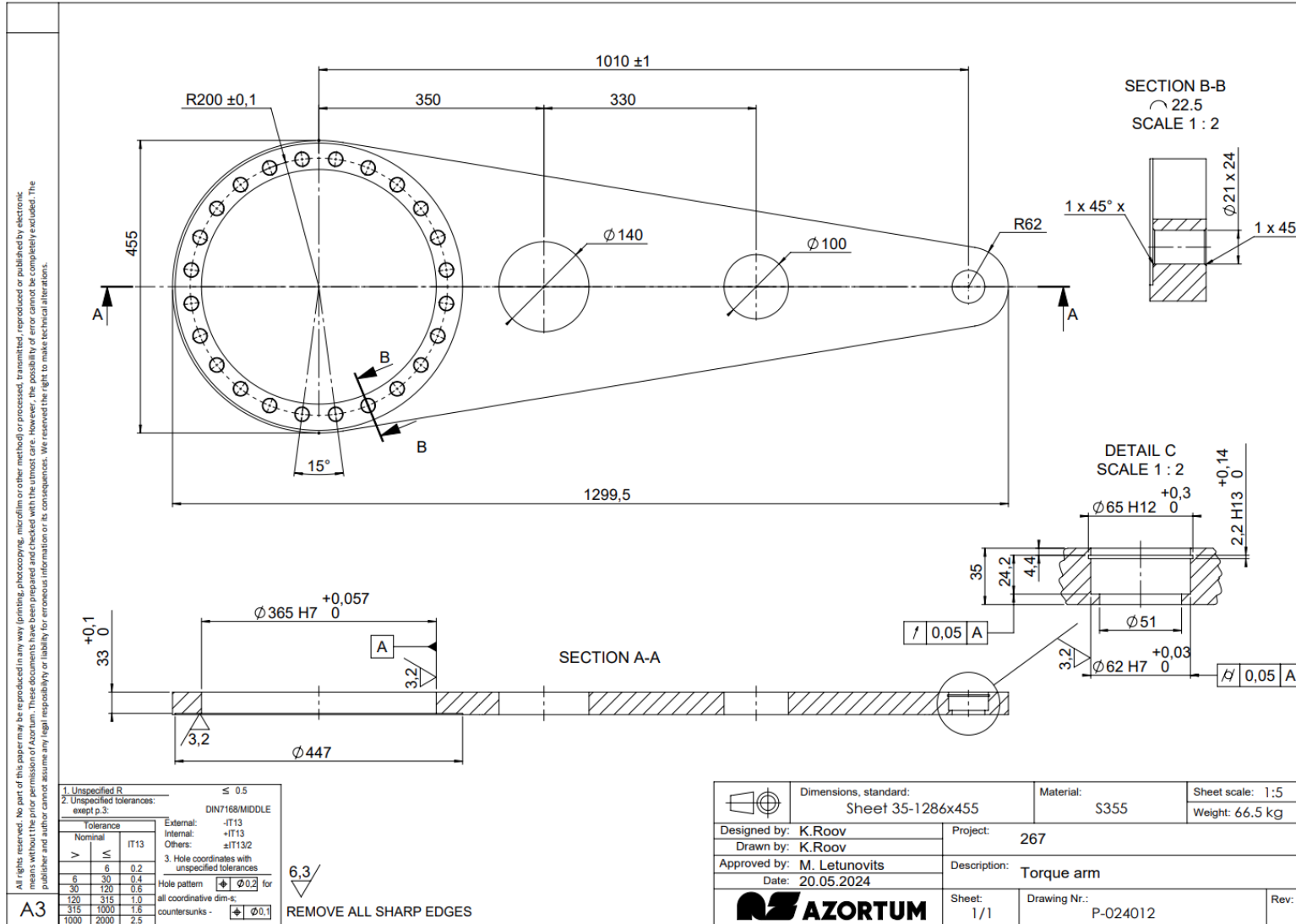


13.5 Pingutusvõlli joonis

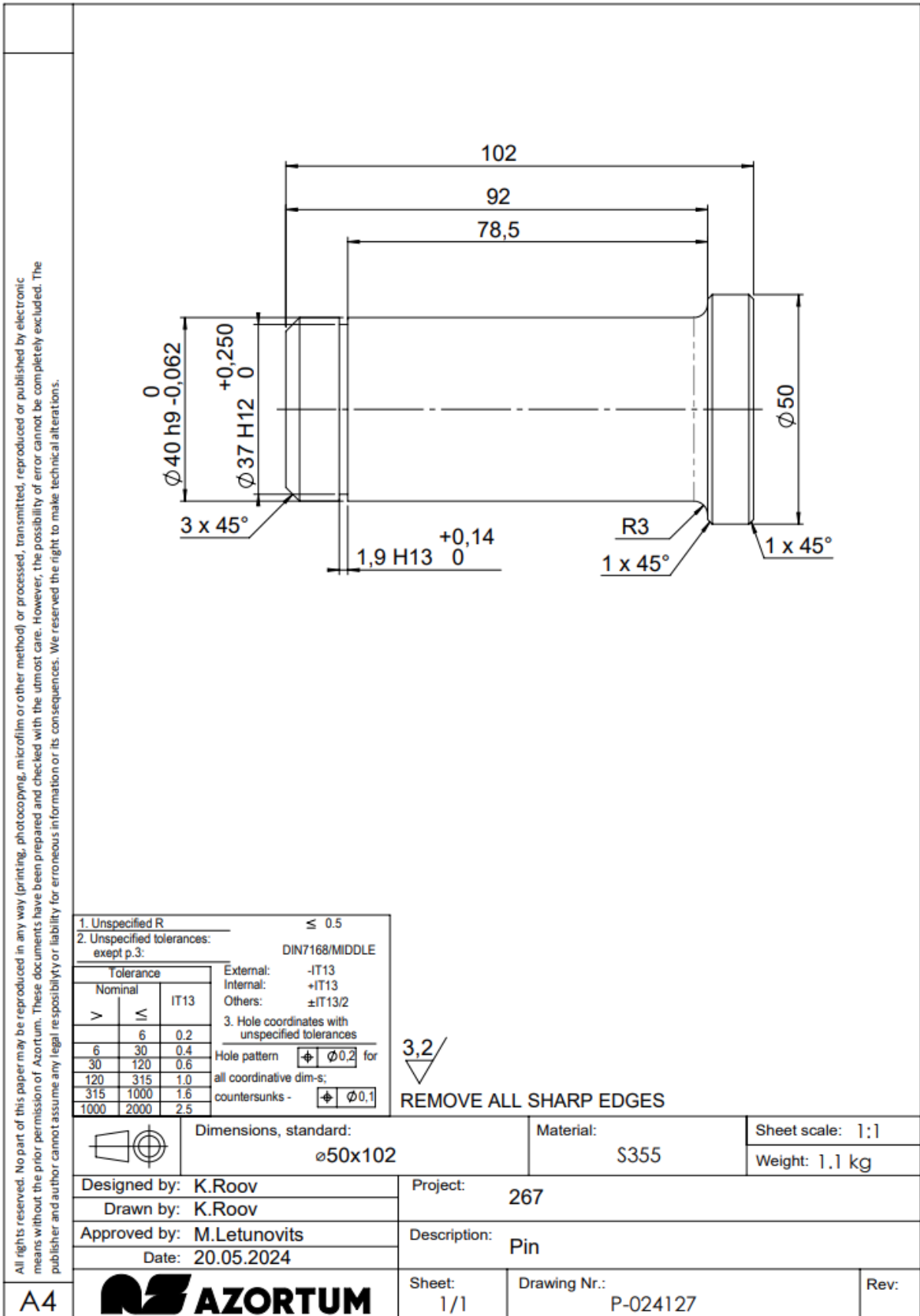


	Dimensions, standard: D160, L=3180	Material: C45	Sheet scale: 1:5 Weight: 484.3 kg
	Designed by: K.Roov Drawn by: K.Roov	Project: 267	
Approved by: M. Letunovits Date: 11.05.2024	Description: Take-up shaft		
	Sheet: 1/1	Drawing Nr.: P-023157	Rev:

13.6 Momenditoe joonis



13.7 Sõrme joonis



All rights reserved. No part of this paper may be reproduced in any way (printing, photocopying, microfilm or other method) or processed, transmitted, reproduced or published by electronic means without the prior permission of Azortum. These documents have been prepared and checked with the utmost care. However, the possibility of error cannot be completely excluded. The publisher and author cannot assume any legal responsibility or liability for erroneous information or its consequences. We reserved the right to make technical alterations.

13.8 Liigendi joonis

