EESTI MAAÜLIKOOL
Tehnikainstituut

Kristjan Türk

PNEUMOSÕIDUKI ASTMEVABA JÕUÜLEKANDE PROJEKT

PNEUMOBIL CONTINUOUSLY VARIABLE TRANSMISSION PROJECT

Bakalaureusetöö
Tehnika ja tehnoloogia õppekava

Juhendaja: lektor Aare Aan, *PhD*

Tartu 2016

SISUKOKKUVÕTE

<table>
<tr><td colspan="2">Eesti Maaülikool
Kreutzwaldi 1, Tartu 51014</td><td colspan="2">Bakalaureusetöö lühikokkuvõte</td></tr>
<tr><td colspan="2">Autor: Kristjan Türk</td><td colspan="2">Õppekava: Tehnika ja tehnoloogia</td></tr>
<tr><td>Lehekülgi: 90</td><td>Jooniseid: 31</td><td>Tabeleid: 6</td><td>Lisasid: 4</td></tr>
<tr><td colspan="4">Pealkiri: Pneumosõiduki astmevaba jõuülekande projekt</td></tr>
<tr><td colspan="4">Osakond: Põllundus ja Tootmistehnika
Uurimisvaldkond:
ETIS teadusvaldkond: 4. Loodusteadused ja tehnika
ETIS teaduseriala: 4.14. Tootmistehnika ja tootmisjuhtimine
CERCS teaduseriala: T280
Juhendaja: Dr. Aare Aan
Kaitsmise koht ja -aasta: Eesti Maaülikool
Kreutzwaldi 1, Tartu 51014, 2016</td></tr>
<tr><td colspan="4">Bosch Aventics korraldab igal aastal tehnika erialade tudengitele võistlust „International Aventics Pneumobile Competition“, mille jaoks ehitab MTÜ Tehnikaüliõpilaste Selts juba kolmandat aastat võistlusmasinaid.

Bakalaureusetöö eesmärk on MTÜ Tehnikaüliõpilaste Seltsi projekti „Pneumobiil 2016“ raames Technics 2 pneumobiili ülekandemehhanismi projekteerimine. Töös kasutatakse Marten Noorema poolt konstrueeritud pneumoradiaalmootori katsetuste põhjal kogutud andmeid.

Mootori katsetuste ja selle mehhanismi kinemaatilise analüüsi põhjal projekteeriti ning konstrueeriti käesoleva töö raames muutuva jõuõlapikkusega mehhanism, mis võimaldab ülekandesuhet astmevabalt muuta.

Pärast ülekandemehhanismi koostamist seadistati mehhanism tööle Enrgiakasutuse õppekava magistrandi Gert Truu poolt, kasutades selleks Audrino Uno arendusplaati. Technics 2 võistlussõiduki katsetamine lõppes jõuõla mehaanilise rikkega, mis oli põhjustatud jõuõla tikkpoltide aladimensoneerimisest, valesti valitud materjalist ning tikkpoltide keermestuse ebatäpsusest.</td></tr>
<tr><td colspan="4">Märksõnad: Astmevaba ülekandemehhanism, pneumobiil, suruõhusõiduk</td></tr>
</table>

ABSTRACT

Estonian Univesity of Life Sciences Kreutzwaldi 1, Tartu 51014		Abstract of Bachelor's Thesis	
Author: Kristjan Türk		Speciality: Technics and Technology	
Pages: 90	Figures: 31	Tables: 6	Appendixes: 4
Title: Pneumobil continuously variable transmission			
Department: Agricultural and Production Engineering Field of research: ETIS category: 4. Natural Sciences and Engineering ETIS speciality: 4.14. Industrial Engineering and Managment CERCS speciality: T280 Supervisor: Dr. Aare Aan Place and date: Estonian University of Life Sciences Kreutzwaldi 1, Tartu 51014, 2016			
Bosch Aventics annually organises a student engineering competition „International Aventics Pneumobile Competition" in which student organisation NGO Tehnikaüliõpilase Selts has built racing vehicles for three years. The purpose of this Bachelors's thesis is to engineer a power transmission unit for Pneumobil 2016 Technics 2 pneumobil. This thesis uses data gathered from Marten Noorems pneumatic radial engine dynamometer tests. From the analysis done from the engine dyno tests and mechanisms kinematics, the author designed and constructed a variable crank transmission, which allows the continuous change of gearing ratio. After the construction of the mechanism, Energy usage master's student Gert Truu developed the software to run the system, on audrino uno development board. During the testing of the Technics 2 race vehicle, was a failure of the stud bolts. This was caused by the wrong material use, the under dimensioning of the part and badly manufactured threads.			
Keywords: Continuously variable transmission, pneumobile, compressed air vehicle			

SISUKORD

SISUKOKKUVÕTE 2
ABSTRACT 3
TÄHISED 6
SISSEJUHATUS 8
TÄNUAVALDUS 9
1 TÖÖ EESMÄRK JA ÜLESANDED 10
1.1 Töö eesmärk 10
1.2 Piiravad tegurid 10
2 ÜLEKANDEMEHHANISMID 12
2.1 Jõuülekannete ülevaade 12
2.2 Astmevaba ülekande ideelahendus 12
3 SISEND JA VÄLJUND PARAMEETRITE LEIDMINE 15
3.1 Lähteandmed ja metoodika 15
3.2 Katse hüpotees 16
3.3 Katseandmete analüüs 17
3.4 Katseandmete ülekandmine projekteeritavale mootori analoogile 17
3.5 Masina maksimaalse kiiruse leidmine 20
4 ÜLEKANDE PROJEKTEERIMINE 24
4.1 Ülekandekiiruste valimine 24
4.2 Kinemaatiline analüüs 24
4.3 Mehhanismi modelleerimine 28
4.3.1 Raam 29
4.3.2 Keps 31
4.3.3 Muutuv jõuõlg 31
4.3.4 Sidurite sõlm 33
4.3.5 Väljundülekanne 35
4.3.6 Mehhanismi kooste 36
5 TESTIMINE 38
5.1 Katsetamine 38
5.2 Ettepanekud konstruktsiooni parandamiseks 39
KOKKUVÕTE 41
PNEUMOBIL CONTINUOUSLY VARIABLE TRANSMISSION PROJECT 42
SUMMARY 42
KASUTATUD KIRJANDUS 44
LISAD 45

Lisa 1. Katseandmete analüüs 46
Lisa 2. Mootori analoogi tunnusjoon 54
Lisa 3. Kiiruslike omaduste lähteandmete leidmine 55
Lisa 4. Tehnilised joonised 56

TÄHISED

A – sõiduki otspinna projektsiooni pindala m^2;

a – liikumiskiirendus m/s^2;

AB_n – lüli AB pikkus sõltuvalt massiivi indeksist mm;

AD_{x2} – kolvi ekstreemum asend mm;

C_d – õhutakistus konstant;

C_{t2} – analoog mootori konstant;

C_{rr} – veeretakistus koefitsient;

D_1 – kolvi läbimõõt mm;

D_2 – kolvivarre läbimõõt mm;

d_1 – kasutatava kolvi läbimõõt mm;

d_2 – kasutatava kolvivarre poolne efektiivne läbimõõt mm;

$F_{a2}(p)$ – silindri poolt tekitatud jõud N;

$F_{b2}(p)$ – tagasiliikumisel silindri poolt tekitatud jõud N;

$F_{õhk}$ – õhu takistusjõud N;

F_{veere} – veere takistusjõud N;

F_{inerts} – inertsist tingitud takistusjõud N;

$F_{takistav}$ – takistavate jõudude summa N;

g – raskuskiirendus m/s^2;

i_{max} – soovitav maksimaalne ülekandesuhe;

$i(0)$ – mehhanismi kinemaatikast tulenev ülekandesuhe;

K – analoog mootori konstant;

l – kolvikäik mm;

l_{t1} – kasutatava kolvi käik mm;

l_{t2} – katsemootori kolvi käik mm;

$m_{sõiduk}$ – Sõiduki mass m;

N_{mootor} – väntvõlli pöörlemis sagedus p/min;

N – väntvõlli pöörlemisagedus;

n_{t1} – kasutatavate silindrite arv;

n_{t2} – katsemootori silindrite arv;

n – lüli AB pikkust määrav massiivi indeks;

r_2 – väntvõlli raadius mm;

$p_{töö}$ – mootori töörõhk bar;

p_{amb} – keskkonna rõhk bar;

p_{sisend} – süsteemi sisendrõhk;

v – sõiduki kiirus m/s;

x_b – punkti B x- koordinaat mm;

x_a – punkti A x- koordinaat mm;

$x_c(t)$ – punkti C x- koordinaat mm;

$x_b(t,n)$ – punkti B x- koordinaat mm;

y_b punkti B y- koordinaat mm;

y_a – punkti A y- koordinaat mm;

y_c – punkti C y- koordinaat mm;

ρ – õhutihedus kg/m^3;

ω_{ratas} – ratta nurkkiirus rad/s;

$\varphi_1(n)$ – väntvõlli pöördenurk silindri ühepidisel liikumisel rad;

φ – väntvõlli pöördenurk rad;

SISSEJUHATUS

Antud lõputöö keskendub projekti „Pneumobiil 2016“ raames ehitatava Technics 2 nimelise suruõhusõiduki ülekande mehhanismi projekteerimisele. Töö eesmärk on projekteerida ja konstrueerida ülekandemehhanism, mis võimaldab sõiduki liikumiskiirust sujuvalt muuta. Astmevabalt muutuva ülekandesuhtega ülekandemehhanismi eelis astmeliselt muutuva ülekandega süsteemi ees on nii väiksem mass, inerts kui ka võimalus valida õige ülekandesuhe vastavalt mootori töösagedusele ja sõiduki liikumiskiirusele. Samuti on olulisteks märksõnadeks kompaktsus ja silindrite nii sisse kui ka välja liikumisest tekkiva energia ära kasutamine.

Ülekande projekteerimise põhilised piirangud on tingitud võistluse „IX. International Aventics Pneumobile Competition“ reeglitest [1].

Ülekande projekteerimise ja konstrueerimise põhietapid on:

1) ülekandemehhanismide tutvustamine;
2) sisend- ja väljundparameetrite analüüs;
3) kinemaatiline analüüs;
4) modelleerimine ja mehhanismi koostamine;
5) järelduste tegemine.

Töö koosneb viiest põhijaotisest. Esimeses põhijaotises tutvustatakse olemasolevaid ülekandemehhanisme. Teises põhijaotises keskendutakse ajami karakteristiku kui ka piiravate väljundparameetrite tuletamisele ja analüüsimisele. Kolmas põhijaotis annab ülevaate mehhanismi kinemaatikast, mis läbi tuletatakse ülekandesuhe. Neljandas põhijaotises modelleeritakse ja komplekteeritakse ülekandemehhanism. Viiendas põhijaotises katsetatakse ülekannet ning tehakse vastavad järeldused.

Eesti Maaülikooli meeskonnad osalevad pneumosõidukite võistlusel juba kolmandat aastat, kus 2015. aasta võistlusel saavutati konstruktsiooni kategoorias kolmas koht, 2016. aastal saavutas Technics 2 meeskond konstruktsiooni kategoorias 55 meeskonna hulgast esimese koha.

TÄNUAVALDUS

Bakalaureusetöö autor tänab MTÜ Tehnikaüliõpilaste Seltsi ja seltsi liikmeid Marten Nooremat, Gert Truud, Indrek Virrot, Mart Müllerbecki kui ka Romec Metalli tootmisjuhti Raul Zukovitsi.

Projekti rahastasid ja aitasid kaasa detailide tootmisel: Skf, Firetek, Eccom, Metec, EMÜ, EMÜ ÜE, Haridus ja Teadusministeerium, Hasartmängude Nõukogu.

1 TÖÖ EESMÄRK JA ÜLESANDED

1.1 Töö eesmärk

Töö eesmärk on projekteerida ja konstrueerida Technics 2 suruõhusõidukile astmevabalt muutuva ülekandesuhtega jõuülekandemehhanism ja katsetada seda võistlusel „IX. International Aventics Pneumobile Competition“.

Töö eesmärgi täitmiseks püstitati järgnevad ülesanded:

1) olemasolevate ülekandemehhanismide tutvustamine;
2) mehhanismi väljatöötamine;
3) mehhanismi sisend-ja väljundparameetrite välja selgitamine;
4) mehhanismi analüüsimine;
5) variaatormehhanismi projekteerimine;
6) mehhanismi detailide valmistamine ja tellimine;
7) ülekandemehhanismi testimine;
8) järelduste tegemine.

1.2 Piiravad tegurid

Ülekande projekteerimisel tuleb arvestada järgnevate piirangutega:

1) võistluse „IX. International Aventics Pneumobile Competition“ reeglitest tulenevad tehnilised piirangud [1];
2) kaks D100x100 mm PRA seeria Bosch Rexroth pneumosilindrit;
3) maksimaalne kasutatav energia kogus on 10 L lämmastik gaasi 200 bar juures;
4) süsteemi maksimaalne töörõhk on 10 bar.

Lähteülesande lahendamiseks seati järgnevad piiravad tegurid:

1) mehhanismis ei tohi esineda libisemist;
2) ülekande suhe peab olema astmevabalt muutuv;
3) ära tuleb kasutada töösilindrite mõlema pidine liikumine;
4) väljundkiirust peab olema võimalik muuta kasutades elektroonilist juhtimist.

2 ÜLEKANDEMEHHANISMID

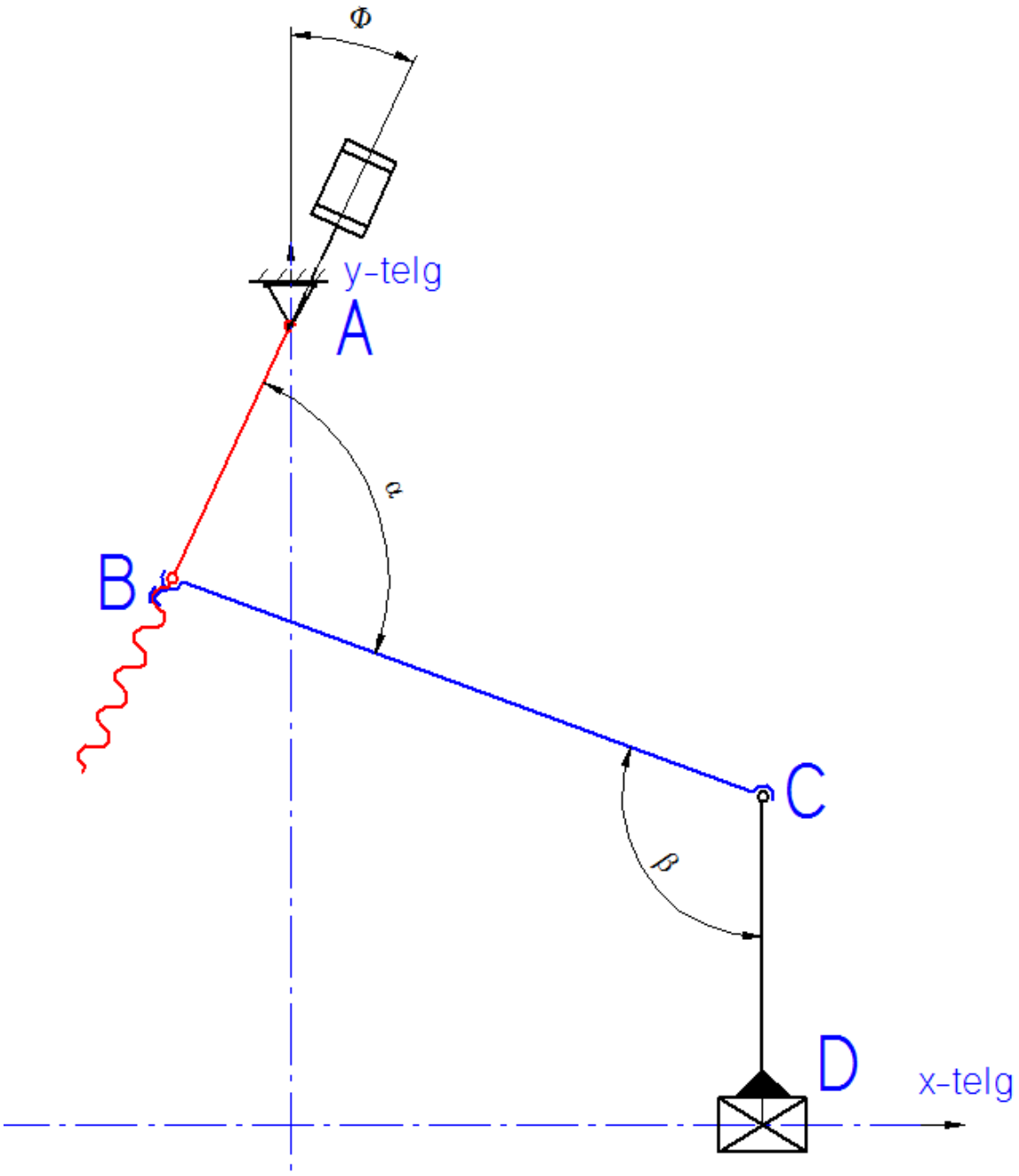
2.1 Jõuülekannete ülevaade

Masinaehituses kasutatavaid jõuülekandeid liigitatakse hambumisega ja hõõrdumisega ülekanneteks. Hambumisega ülekanded võimaldavad muuta väljundi pöörlemise suunda, kanda üle suurt võimsust, omada suurt ülekande arvu (kuni 1500, tiguülekannete puhul), omades samal ajal kõrget kasutegurit. Samuti ei ole võimalik ülekandesuhet sujuvalt muuta ning erinevate ülekandesuhete saavutamiseks peab kasutama astmelist ülekandemehhanismi. Kõrge efektiivsuse saavutamine nõuab ka kõrget tootmistäpsust, mis muudab hammasülekannete hinna kõrgeks [2].

Hõõrdumisega ülekannete eelised on madal müratase ja võimalus ülekandesuhet sujuvalt muuta. Enamus kasutatavaid detailide on silindrilise kujuga, mis muudavad rihmasid kasutavad hõõrdeülekanded võrreldes hammasülekannetega odavamaks. Miinused on madal efektiivsus (tekib ülekande läbi libisemisest ja rihma painutamiseks vajaminevast energiast). Samuti ei ole võimalik üle kanda väga suuri võimsusi. [3]

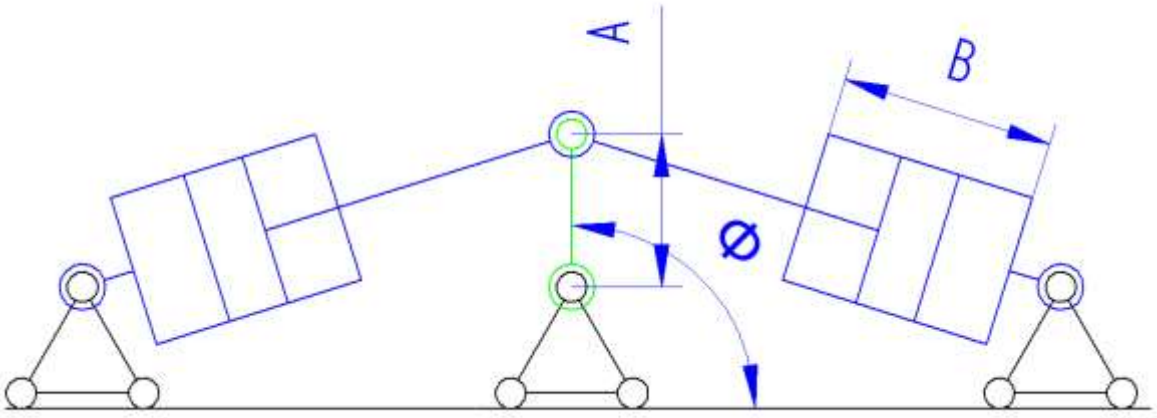
2.2 Astmevaba ülekande ideelahendus

Antud töös kasutatakse lähteülesande lahendamiseks muutuva jõuõlaga mehhanismi (Joonis 2.1). Mehhanismis ei esine libisemist ning ülekandesuhet on võimalik astmevabalt muuta. Mehhanismi kinemaatilise eripära tõttu muutub väntvõlli pöörlemise suund vastavalt kolvi liikumise suunale.



Joonis 2.1 Mehhanismi kinemaatiline skeem. Kus lülide pikkused on defineeritud kui: AB_n=[51mm; 60,75mm; 70,5mm; 80,25mm; 90mm], BC=115mm, CD=60mm

Selleks, et kasutada ära töösilindrite poolt mõlemas suunas tekitatav energia tuleb kasutada vabajooksusiduritega mehhanismi, mis tekitab väljundvõllil ühesuunalise liikumise.



Joonis 2.2 Mootori analoog. A- Väntvõlli raadius/ 0,5 silindri käiku; B- silindri käik; Φ- väntvõlli pöördenurk

Ülekande suhte leidmiseks tuleb kasutusele võtta mootori analoogi mõiste. Antud projekti puhul kirjeldab mootori analoog konventsionaalset väntvõlliga pneumokolbmootorit, kus väntvõlli raadius on valitud kaks korda lühem kolvi käigust. See võimaldab arvutada ülekande mehhanismi sisend parameetrid (Joonis 2.2).

3 SISEND JA VÄLJUND PARAMEETRITE LEIDMINE

3.1 Lähteandmed ja metoodika

Lähteandmed sisendparameetrite leidmiseks on kogutud „Pneumaatilise radiaalmootori projekt“ mootori tunnusjoone leidmise katsete põhjal. Katsed teostati EMÜ mootorite katselaboris kasutades mootorite katsestendi „Horiba dynas3 LI250“ ning viidi läbi MTÜ Tehnikaüliõpilaste Selts liikmete ja sisepõlemismootorite teaduri Risto Ilvese poolt. Katse eesmärgiks oli uurida kuidas muutub mootori võimsus ja pöördemoment sõltuvalt sisendrõhust ja mootori pöörlemissagedusest. Mootor ühendati katsestendiga läbi mootori põhiülekande, ülekandesuhtega 1:3 (joonis 3.1).

Joonis 3.1 Pneumokolbmootor EMÜ mootorite laboris

Viidi läbi 5 katseseeriat, kus muudeti mootori sisendrõhku. Väntvõlli pöörlemissagedust muudeti läbi katsestendi juhtpuldi koormuse vähendamise teel. Igas katseseerias oli eesmärk teha 6 mõõtmist muutes pöörlemissagedust 20 p/min kaupa vahemikus 20 p/min kuni 120 p/min.

Katseandmete põhjal on võimalik leida katsetatava mootori sooritust mõjutavad seaduspärasused. Leitud seaduspärasuste põhjal on omakorda võimalik välja selgitada projekteeritavat ülekandemehhanismi käitava mootori analoogi teoreetiline tunnusjoon, mille põhjal projekteeritakse sobiv ülekandesuhete vahemik.

3.2 Katse hüpotees

Maksimaalne võimalik vooluhulk 10 L lämmastiku paagi korral on 1100 NL/min, kui paagi rõhk on 200 bari. Reduktor on seadistatud väljastama 10 bari all olevat gaasi ning väljundis tekib 2 bari suurune rõhulang [4]. Samuti on teada katsemootoris kasutatavad Bosch Aventics poolt toodetud PRA seeria kahetoimelised pneumosilindrid: töökäik- 160 mm, kolvipinda -50 mm, kolvivarre läbimõõt- 20 mm [5]. Teada on ka katsetatava mootori nurkkiirus 4,22 rad/s, mis on võrdeline väntvõlli pöörlemissagedusega 40,298 p/min. Katse lähteandmete põhjal on võimalik arvutada mootori teoreetiline vajalik vooluhulk normaalliitrites minutis (Q_{vaja}).

$$Q_{vaja} = \left[\frac{D_1^2}{4} + \frac{(D_1 - D_2)^2}{4}\right] \cdot \pi \cdot l \cdot N_{mootor} \cdot 4 \cdot \frac{p_{töö}}{p_{amb}} = \tag{3.1}$$

$$= \left[\frac{50mm^2}{4} + \frac{(50mm - 20mm)^2}{4}\right] \cdot \pi \cdot 160mm \cdot 40{,}298 \cdot p/min \cdot 4 \cdot \frac{8bar}{1bar} = 5117{,}611Nl/min$$

Kus, D_1 – kolvi läbimõõt mm;

D_2 – kolvivarre läbimõõt mm;

N_{mootor} – väntvõlli pöörlemis sagedus p/min;

l – kolvikäik mm;

$p_{töö}$ – mootori töörõhk bar;

p_{amb} – keskkonna rõhk bar;

Arvutustest selgub, et põhipaak ei suuda tagada mootori tarbitavat vooluhulka, kuna vajaminev vooluhulk on suurem maksimaalsest võimalikust vooluhulgast

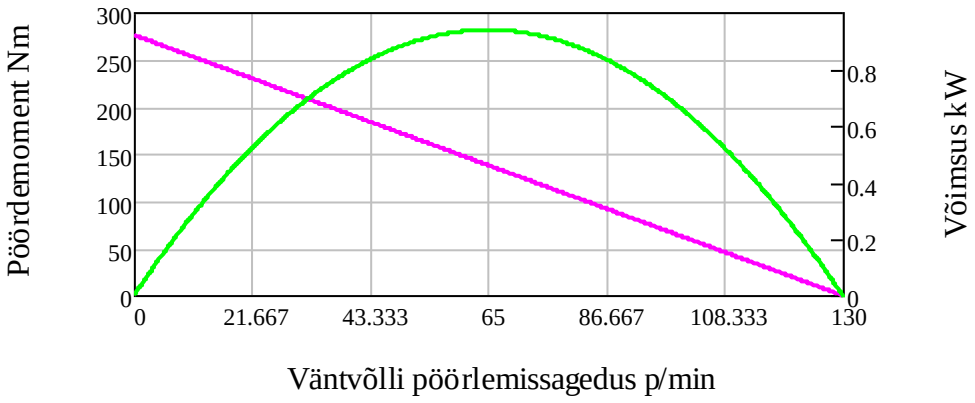
$5117{,}611\ \mathrm{Nl/min} > 1100\ \mathrm{Nl/min}$. Seega peab puuduoleva gaasi hulga kompenseerima rõhulang, mis on tingitud gaaside omadusest täita kogu kättesaadav ruumala.

Hüpoteesi kohaselt langeb mootori töörõhk püsiva sisendrõhu korral mootori väntvõlli pöörlemissageduse kasvades. Töörõhu langemise tulemusena langevad mootori pöördemoment kui ka võimsus.

3.3 Katseandmete analüüs

Katseandmete analüüs on esitatud lisas 1. Analüüsist selgub, et taandades rõhulangu sõltuvaks mootori tarbitavast vooluhulgast, mootori kubatuuri järgi, ja kasutades mootori maksimaalset teoreetilist võimsust, on võimalik leida rõhu langemise karakteristiku järgi katsemootori arvutuslik tunnusjoon.

Rõhu langust tulenev katsemootori tunnusjoon 8 bari juures on esitatud graafikuna (Joonis 3.1).



Joonis 3.1 Katse mootori arvutuslik tunnusjoon

3.4 Katseandmete ülekandmine projekteeritavale mootori analoogile

Katseandmete põhjal saab eeldada, et mootori võimsus ja pöördemoment sõltub mootori vajaminevast vooluhulgast. Kuna mootori tarbitav vooluhulk sõltub otseselt mootori töösagedusest ja mootori kubatuurist, on võimalik leida analoog mootori ülekande tegur K.

Tegur leitakse kasutades selleks katsemootori ja mootori analoogi ruumalade suhet, mis avaldub valemina 3.2.

$$K = \frac{(d_1+d_2)l_{t2}\cdot n_{t1}\cdot\pi}{(D_1+D_2)l_{t1}\cdot n_{t2}\cdot\pi} = \frac{(100mm+78mm)100mm\cdot 2\cdot\pi}{(50mm+30mm)160mm\cdot 4\cdot\pi} = 1{,}478 \quad (3.2)$$

Kus, d_1 – kasutatava kolvi läbimõõt mm;

d_2 – kasutatava kolvivarre poolne efektiivne läbimõõt mm;

D_1 – katsemootori kolvi läbimõõt mm;

D_2 – katsemootori kolvivarre poolne effektiivne läbimõõt mm;

l_{t1} – kasutatava kolvi käik mm;

l_{t2} – katsemootori kolvi käik mm;

n_{t1} – kasutatavate silindrite arv;

n_{t2} – katsemootori silindrite arv;

Selleks, et tuletada projekteeritava ülekandemehhanismi sisendparameetreid kirjeldavate tunnusjoonte võrrandid, tuleb leida mootori analoogi konstant, kasutades valemit 3.3. Kuna projekteeritav ülekandemehhanism kasutab jõu ülekandmiseks väntmehhanismi siis saab mootori teoreetilise maksimaalse pöördemomendi arvutada kasutades valemeid 1.1, 1.2, 1.3, 1.4 [Lisa 1].

$$M_{t2}(\varphi, p) = |(F_{a2}(p) + F_{b2}(p)) \cdot (\sin(\varphi) + \cos(\varphi))| \cdot r_2 \quad (1.1)$$

Kus, φ – väntvõlli pöördenurk rad;

r_2 – väntvõlli raadius mm;

$F_{a2}(p)$ – silindri poolt tekitatud jõud N;

$F_{b2}(p)$ – tagasiliikumisel silindri poolt tekitatud jõud N;

Silindri poolt tekitatavad jõud on leitavad valemitega 1.2, 1.3 [Lisa 1].

$$F_{a2}(p) = \frac{d_1^2}{4} \cdot \pi \cdot p = \frac{100mm^2}{4} \cdot \pi \cdot 8bar \cdot 0{,}88 = 5{,}529\ kN \quad (1.2)$$

$$F_{b2}(p) = \frac{(d_1 - d_2)^2}{4} \cdot \pi \cdot p = \frac{(100mm - 22mm)^2}{4} \cdot \pi \cdot 8bar \cdot 0{,}88 = 5{,}262\ kN \quad (1.3)$$

Kus, d_1 – kolvi läbimõõt mm;

d_2 – kolvivarre läbimõõt mm;

p – mootori sisendrõhk bar;

Kasutades valemit 1.4, leitakse mootori analoogi maksimaalne pöördemoment [lisa 1].

$$M_{k2}(8bar) = \frac{\int_0^{2\pi} M_{t2}(\varphi, p)d\varphi}{2\pi} = 343Nm \quad (1.4)$$

Mootori analoogi konstant on leitav kasutades valemit 3.3.

$$C_{t2} = \frac{M_{k2}(p)}{p} = \frac{343Nm}{8bar} = 0{,}429L \quad (3.3)$$

Nüüd on võimalik tuletada mootori analoogi kirjeldav tunnusjoone võrrand, mis on esitatud valemina 3.4.

$$M_{k2}(p_{sisend}, N) = C_{t2} \cdot (-0{,}007 \cdot p_{sisend} + 0{,}0002) \cdot N \cdot K + p_{sisend}) =$$
$$= 0{,}429L \cdot (-0{,}007 \cdot p_{sisend} + 0{,}0002) \cdot N \cdot 1{,}478 + p_{sisend}) \quad (3.4)$$

Kus, p_{sisend} – süsteemi sisendrõhk bar;

N – väntvõlli pöörlemisagedus p/min;

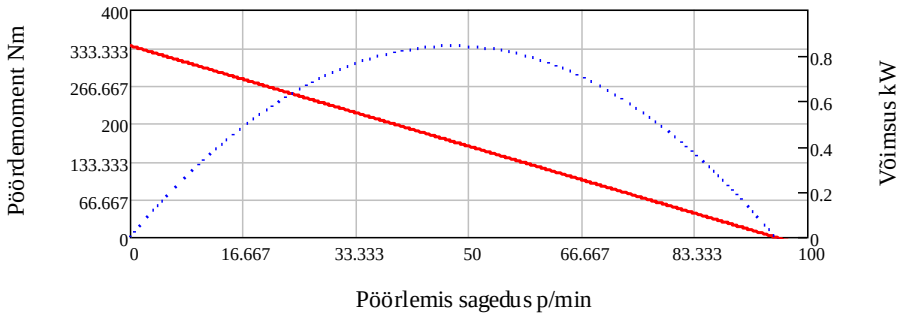
C_{t2} – analoog mootori konstant L;

K – ülekande tegur;

Võimsus arvutatakse kasutades valemit 3.5.

$$P_{k2}(p_{sisend}, N) = M_{k2}(p_{sisend}, N) \cdot N \quad (3.5)$$

Saadud võrrandite kaudu koostatakse mootori tunnusjoonte graafikud (Joonis 3.2).



Joonis 3.2 Projekti analoog mootori teoreetiline tunnusjoon

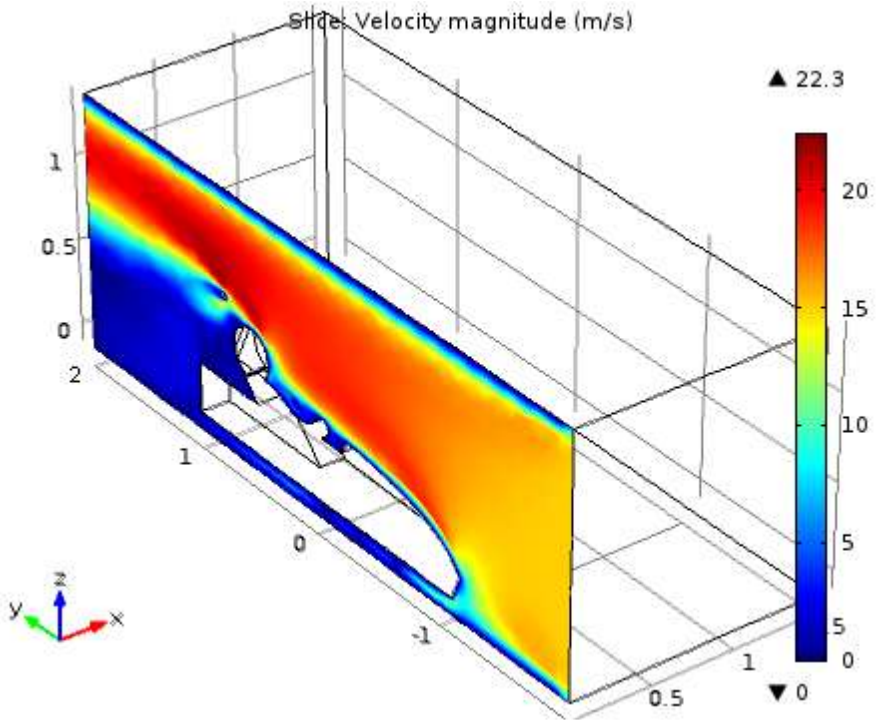
Mootori tunnusjoont kirjeldav mootori pöördemomendi, vooluhulga ja võimsuse tabel on esitatud lisas 2.

Analüüsist selgub, et maksimaalne mootori pöördemoment 8 bari ja 0 p/min juures on 343,482 Nm ning maksimaalne võimsus 50 p/min juures on 0,855 kW.

3.5 Masina maksimaalse kiiruse leidmine

Järgnevalt leitakse sõiduki maksimaalne kiirus lähtudes mootori maksimaalsest võimsusest 1,072 kW, 10 bar juures. Sõiduki tarbitava võimsuse saab leida kasutades valemit 3.6, kus võimsus sõltub liikumise kiiruse ja takistavate jõudude korrutisest. Selleks tuleb defineerida masina liikumist takistavad jõud, milleks on õhu takistus (3.7) veeretakistus (3.8) ning kiirendusest tekkivad inertsijõud, mis arvutatakse kasutades valemit 3.9.

Lähteandmed ja arvutuskäigud on esitatud lisas 3. Sõiduki ligikaudne õhutakistuse koefitsient 1,6 on leitud kasutades lõplike elementide meetodit, mis on teostatud kasutades simuleerimise tarkvara „Comsol Multiphyscs“. Antud analüüs on koostatud Tartu Ülikooli Robootika ja arvutitehnika eriala tudengi Hendrik Türki poolt õppeaine Kompuuter füüsika (Computational physics 1 LOTI.05.030) raames (Joonis 3.3) [6].



Joonis 3.3 Sõiduki aerodünaamiliste omaduste simuleerimine [6]

$$P_{tarb} = F_{takistav} \cdot v \tag{3.6}$$

Kus, v – sõiduki kiirus m/s;

$F_{takistav}$ – takistavate jõudude summa N;

$$F_{õhk} = \frac{A \cdot C_d \cdot \rho \cdot v^2}{2} \tag{3.7}$$

Kus, C_d – õhutakistus konstant;

ρ – õhu-tihedus kg/m^3;

A – sõiduki otspinna projektsiooni pindala, m^2;

$$F_{veere} = C_{rr} \cdot m_{sõiduk} \cdot g \tag{3.8}$$

Kus, C_{rr} – veeretakistus koefitsient;

$m_{sõiduk}$ – sõiduki mass m;

g – raskus kiirendus m/s^2;

$$F_{inetrs} = m_{sõiduk} \cdot a \tag{3.9}$$

Kus, a – liikumis kiirendus m/s^2;

Kogu takistav jõud avaldub valemina 3.10.

$$F_{takistav} = F_{õhk} + F_{veere} + F_{inetrs} \tag{3.10}$$

Kus, $F_{õhk}$ – õhu takistusjõud N;

F_{veere} – veere takistusjõud N;

F_{inerts} – inertsijõust tulenev takistusjõud N;

Arvestades sõiduki lähteandmetega ja soovitavate sõiduki kiirus- ja kiirendusnäitajatega, mis on valitud Bosch Aventics pneumobiili 2015 aasta kiirendusvõistluse parima tulemuse järgi, leitakse sõiduki maksimaalne kiirus. Pannes kokku valemid 3.7- 3.9 ning avaldades tuletatud võrrandist kiiruse, saadakse kuupvõrrand 3.11. Antud kuupvõrrandi esimene lahend annab sõiduki maksimaalse kiiruse v_{max} (kuna ülejäänud lahendid on imaginaarväärtustega). Lahend on leitud kasutades Cardano valemeid, kuuppolünoomiide lahendamiseks [7].

$$v_{max} = \left| \sqrt[3]{-\frac{\frac{P_{mootor}}{A \cdot C_d \cdot \rho \cdot 0{,}5}}{2} + \sqrt{\frac{\left(\frac{P_{mootor}}{A \cdot C_d \cdot \rho \cdot 0{,}5}\right)^2}{4} + \frac{(F_{veere}+F_{inetrs})^3}{27}}} + \right.$$
$$\left. + \sqrt[3]{-\frac{\frac{P_{mootor}}{A \cdot C_d \cdot \rho \cdot 0{,}5}}{2} - \sqrt{\frac{\left(\frac{P_{mootor}}{A \cdot C_d \cdot \rho \cdot 0{,}5}\right)^2}{4} + \frac{(F_{veere}+F_{inetrs})^3}{27}}} \right| \tag{3.11}$$

Kus, P_{mootor} – mootori maksimaalne võimsus 10 bar juures kW;

F_{veere} – veere takistusjõud N;

F_{inerts} – inertsi takistusjõud N;

C_d – õhutakistus konstant;

ρ – õhu tihedus kg/m^3;

A – sõiduki otspinna projektsiooni pindala [6];

Asendades võrrandisse 3.11 arvutud jõudude väärtused ning mootori analoogi teoreetilise maksimaalse võimsuse, saadakse sõiduki maksimaalseks kiiruseks 31,68 km/h.

4 ÜLEKANDE PROJEKTEERIMINE

4.1 Ülekandekiiruste valimine

Vastavalt leitud sisend- ja väljundparameetritele on võimalik valida sobiv ülekandesuhete vahemik, milles ülekandemehhanism peab töötama. Samuti peab ülekandesuhete arvutamisel arvestama kinemaatikast tulenevate piirangutega, milleks on töösilindrite käik ja ruumilised piirangud.

Soovitav maksimaalne ülekandesuhe arvutatakse kasutades valemit 4.1. Kus võettes arvesse nii ratta diameetrit 20 tolli (~504mm), masina liikumise kiirust kui ka mootori töösagedust maksimaalsel võimsusel $N_{mootor} = 50\ 1/min.$

$$i_{max} = \frac{\omega_{ratas}}{N_{mootor}} = \frac{\frac{v_{max}}{d \cdot \pi}}{\frac{N_{mootor} \cdot 2 \cdot \pi}{60 \cdot s}} = 1{,}053 \qquad (4.1)$$

Kus, ω_{ratas} – ratta nurkkiirus rad/s;

N_{mootor} – mootori pöörlemissagedus p/min;

Minimaalne ülekandesuhe ja täpne maksimaalne ülekandesuhe selgub kinemaatilise analüüsi käigus.

4.2 Kinemaatiline analüüs

Kinemaatika välja selgitamiseks kasutatakse arvutustarkvara „PLM Mathcad 15“, kus läbi seosvõrrandite, valides alglüliks kolvi, leitakse ülekande kinemaatikast tulenev ülekandesuhe.

Antud juhul asetseb x-teljel punkt D ning y-teljel punkt A (Joonis 2.1). Teadaolevad punktide koordinaadid on esitatud tabelis 4.1.

Tabel 4.1 Punktide koordinaadid valitud koordinaat süsteemis.

	Punkt A	Punkt B	Punkt C	Punkt D
x- koordinaat	0mm	$x_b(t)$	$x_C(t)$	$x_d(t) = x_c(t)$
y- koordinaat	146mm	$y_b(t)$	$60mm$	$0mm$

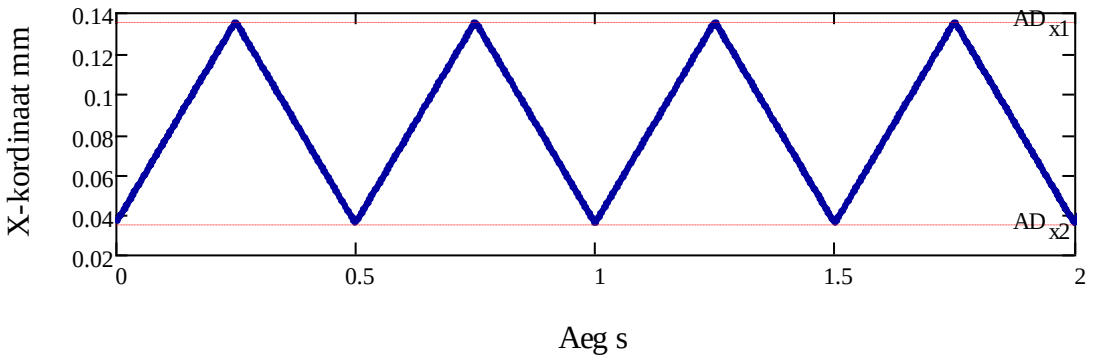
Kolvi siiret kirjeldab valem 4.1, kus tinglikult liigub kolb ühtlase kiirusega. Arvutatakse ainult x-telje koordinaat, kuna kolb liigub x-telje sihis.

$$x_c(t) = AD_{x2} + l \cdot \frac{\left|\operatorname{asin}\left(\sin\left(\frac{t \cdot \pi \cdot 2}{s}\right)\right)\right|}{\left|\operatorname{asin}\left(\sin\left(\frac{\pi}{2}\right)\right)\right|} = 35{,}5mm + 100mm \cdot \frac{\left|\operatorname{asin}\left(\sin\left(\frac{t \cdot \pi \cdot 2}{s}\right)\right)\right|}{\left|\operatorname{asin}\left(\sin\left(\frac{\pi}{2}\right)\right)\right|} \quad (4.1)$$

Kus, AD_{x2} – kolvi ekstreemum asend mm;

l – kolvi käik mm;

Kolvi nihe on esitatud graafikuna (joonis 4.1).



Joonis 4.1 Kolvi siirde sõltuvus ajast

Punkt B liikumist on võimalik kirjeldada seosvõrranditega, antud juhul kahe ringjoone võrrandiga, mis on esitatud võrranditena 4.2 ja 4.3. Lüli AB pikkus sõltub vända pikkusest. Vända pikkus valitakse eelnevalt defineeritud diskreetsete väärtustega massiivist kasutades massiivi indeksit n (kusjuures, loendama hakatakse massiive alates nullist). Vända pikkused valitakse diskreetsete väärtuste seast, et lihtsustada arvutuskäiku, samuti pole valitud punktide vahelised täpsed väärtused olulised.

$$(x_b(t) - x_a)^2 + (y_a - y_b(t))^2 = (AB_n)^2 \quad (4.2)$$

$$(x_c(t) - x_b)^2 + (y_b - y_c)^2 = (BC)^2 \quad (4.3)$$

Kus, $x_b(t)$ – punkti B x- koordinaat mm;

x_a – punkti A x- koordinaat mm;

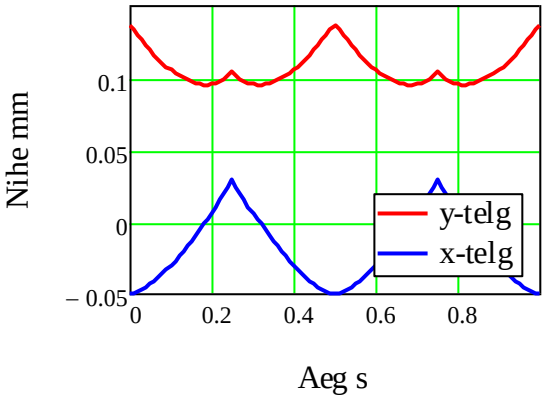
$y_b(t)$ punkti B y- koordinaat mm;

y_a – punkti A y- koordinaat mm;

$x_c(t)$ – punkti C x- koordinaat mm;

y_c – punkti C y- koordinaat mm;

Kasutades *Mathcadi* sisse ehitatud numbrilist arvutusmeetodit „Given-Find“ on koosatatud punkti B siirde graafik (Joonis 4.2)-



Joonis 4.2 Punkti B siire ajas.

Kasutades seosvõrrandid defineeritakse võrrand 4.4, arvutamaks väljundlüli (lüli AB) nurka y-telje suhtes. Punkti B x-koordinaat arvutatakse antud valemis ajahetkedel 0 ja 0,5s , mis tagab valitud töösageduse juures vända ekstreemum positsioonid.

$$\varphi(n) = \left|\text{asin}\left(\frac{|x_b(0s,n)|}{AB_n}\right)\right| + \left|\text{asin}\left(\frac{|x_b(0{,}5s,n)|}{AB_n}\right)\right| \quad (4.4)$$

Kus, $x_b(t,n)$ – punkti B x- koordinaat mm;

AB_n – lüli AB pikkus sõltuvalt massiivi indeksist mm;

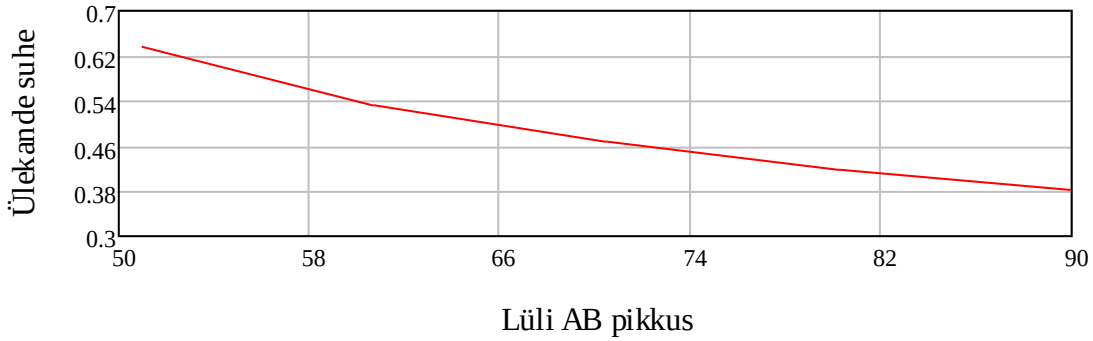
Ülekandesuhe on defineeritav kui tegeliku väntvõlli pöördenurga ja mootori analoogi väntvõlli täispöörde suhtena, mis on esitatud valemina 4.5.

$$i(n) = \frac{2 \cdot \varphi_1(n)}{2 \cdot \pi} = \frac{\varphi_1(n)}{\pi} \tag{4.5}$$

Kus, $\varphi_1(n)$ – Väntvõlli pöördenurk silindri ühepidisel liikumisel, mm;

n – Lüli AB pikkust määrav massiivi indeks;

Valemi 4.5 põhjal koostatakse graafik, mis kirjeldab ülekandesuhte muutust vastavalt lüli AB pikkusele (Joonis 4.3).



Joonis 4.3 Ülekandesuhte muutus vastavalt lüli AB pikkusele

Kasutades valemit 4.5 koostatakse tabel 4.2 kirjeldamaks ülekandesuhteid erinevate väljundlüli AB pikkuste korral.

Tabel 4.2 Mehhanismi kinemaatikast tulenevad ülekandesuhted.

Massiiviindeks	Lüli AB pikkus mm	Ülekandesuhe $i(n)$
0	51	0,637
1	60,75	0,533
2	70,5	0,467
3	80,25	0,419
4	90	0,381

On näha, et kinemaatikast tulenevalt ei ole võimalik saavutada vajaminevat ülekandesuhet $i_{max} = 1{,}053$. Selleks et saavutada soovitavat maksimaalset ülekandesuhet, tuleb mehhanismile projekteerida lisa kiirendav ülekanne. Kuna lõpliku ülekande suhte leidmiseks tuleb kõikide ülekande lülide ülekandearvud korrutada, on võimalik leida puudu olev suhe kasutades valemit 4.6 [2].

$$i_{lõplik} = \frac{i_{max}}{i(0)} = 1{,}652 \tag{4.6}$$

Kus, i_{max} – soovitav maksimaalne ülekandesuhe;

$i(0)$ – mehhanismi kinemaatikast tulenev ülekandesuhe;

Kinemaatikast tulenevalt on võimalik ülekandesuhet muuta 1,67 korda võrreldes vähimat ja suurimat ülekande suhet.

4.3 Mehhanismi modelleerimine

Arvestades eelnevalt leitud parameetreid projekteerib autor mehhanismi 3D mudeli ning tööjoonised (lisa 4), kasutades raalprojekteerimis tarkvara Solid Edge ST8.

Modelleerida tuleb järgnevad sõlmed (Joonis 4.4):

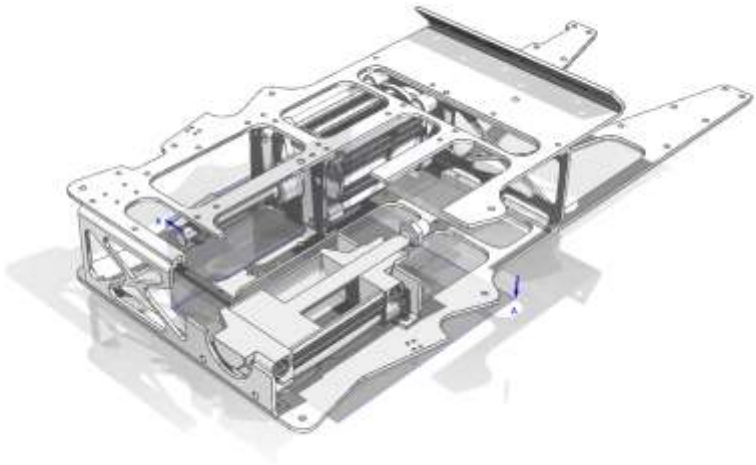
1) raam;
2) keps;
3) muutuv jõuõlg;
4) põrksidurite kooste;
5) väljund ülekanne.

Võistlussõiduki projekteerimisel, millele ülekandemehhanism projekteeritakse, on arvestatud, et masinasse mahuks võimalikult täpselt nii sõitja kui ka põhi energiaallikas. Lisaks peab sõidukil olema madal massikese ning hea juhitavus. Arvestada tuli ka võistluse „IX. International Aventics Pneumobile Competition“ reeglitega , mille kohaselt on sõiduki maksimaalseteks mõõtudeks: pikkus 2500 mm, laius 1700 mm, kõrgus 1500 mm [1]. Lähtudes antud asjaoludest, tuli mootor paigutada sõiduki tagaosasse, mis dikteeris mootori, kui ka ülekandekomponentide mõõtmed (Joonis 4.4).

Joonis 4.4 Sõiduki 3D mudel joonis

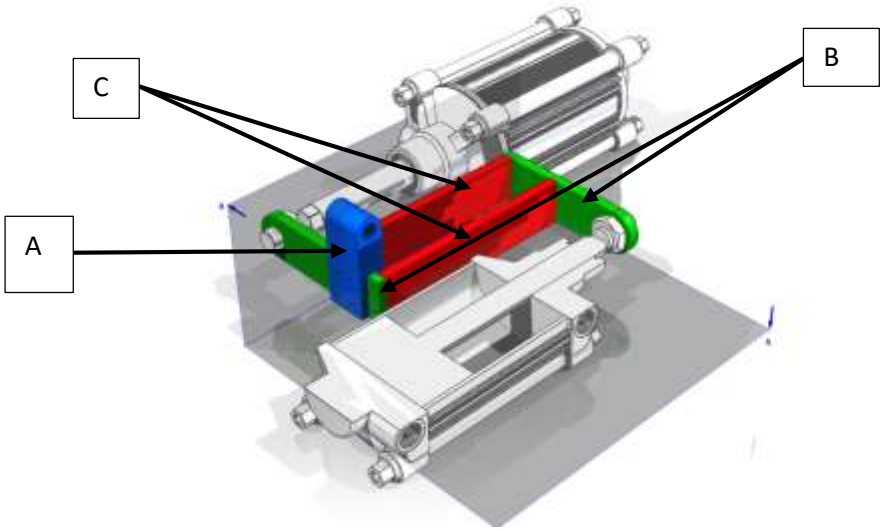
4.3.1 Raam

Selleks, et kanda mootori tekitatav jõud üle ülekandemehhanismile tuli projekteerida raam. Raam koosneb viiest komponendist (Joonis 4.5), mis ühendavad kahte töösilindrit. Töösilindrid on asetatud vastamisi, et mootori konstruktsioon oleks kompaktne ning silindrite tekitatav summaarne jõud oleks võrdne mõlema-pidisel liikumisel (Joonis 4.6, joonis 4.7). Samuti tagab selline silindrite asetus mootori raami konstruktsiooni stabiilsuse.



Joonis 4.5 Mootori raam koos silindritega

Silindrite paigutus ja jäikus raami suhtes, võimaldab projekteerida jõudu edasikandva elemendi nõnda, et antud mehhanismi puhul ei teki läbipaindumist.

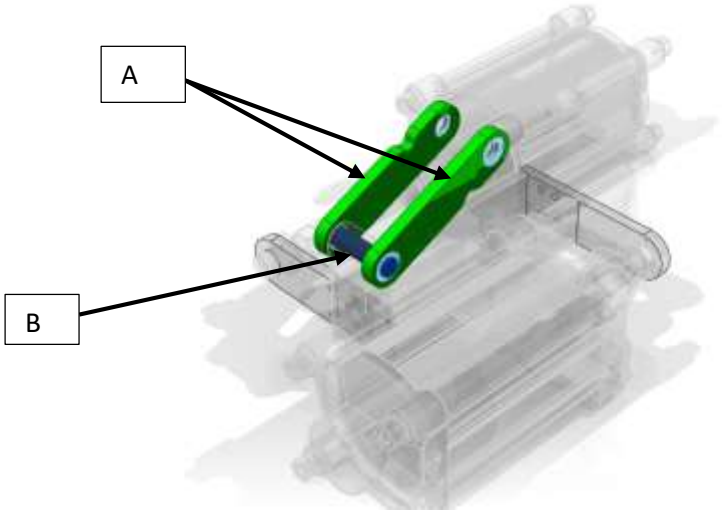


Joonis 4.6 Raami kooste koos silindritega. A-kepsu kinnitus, B-silindri varre kinnitus, C-kolbe kokku siduv raam

Samuti on sõlme projekteerimisel arvestatud jõuõla muutuvat pikkust, mis-tõttu kasutatakse kolbide kokku sidumiseks kahte elementi.

4.3.2 Keps

Kepsu projekteerimisel tuli arvestada väntmehhanismiga, mistõttu projekteeriti keps kolme detailina. Asjaolu on tingitud tõsiasjast, et muutuva pikkusega jõuõlg (lüli AB) vajas liikumiseks ruumi (joonis 4.7). Mehhanismi keps koosneb kolmest detailist ning neljast DIN 625/1 61802 laagrist.



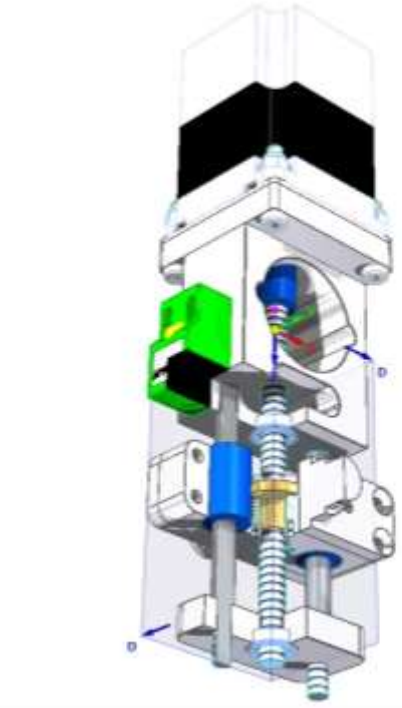
Joonis 4.7 Kepsu kooste. A-keps, B- alumine kepsusõrm

4.3.3 Muutuv jõuõlg

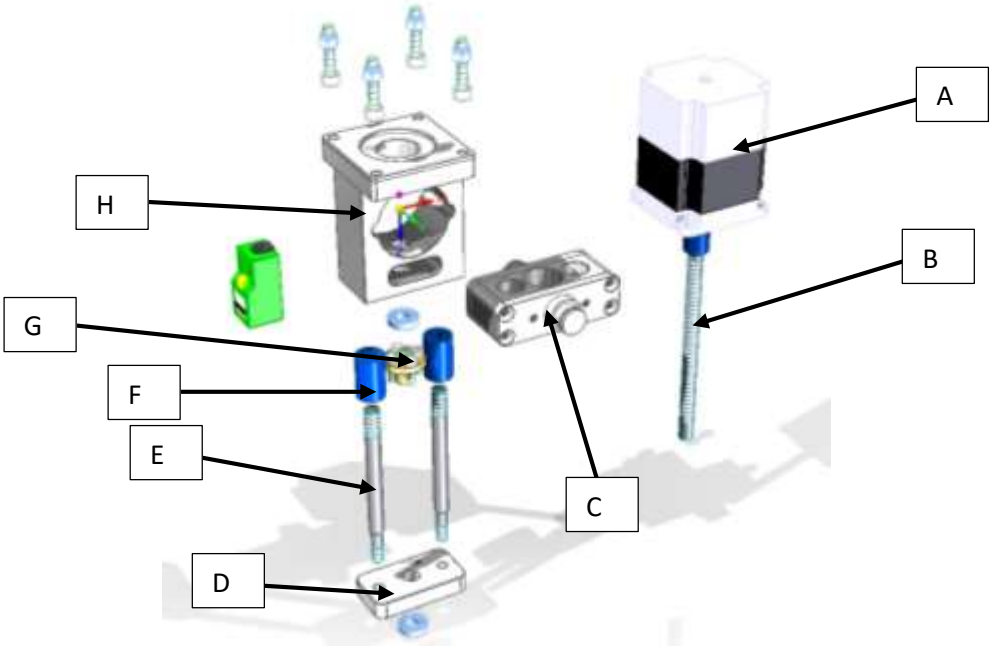
Muutuva jõuõla projekteerimisel osutus suurimaks väljakutseks piisavalt kompaktse ja jäiga konstruktsiooni loomine.

Projekteeriti raam, kuhu külge kinnitub NEMA 23 samm-mootor. Samm-mootor tagab jõuõla pikkuse muutumise, kepsu kinnitus punkti liigutamise trapetskeermega lati ja mutri abil (Joonis 4.8). Raami külge kinnitati 2 tikkpolti läbimõõduga 8mm, millele paigaldati lineaar kuullaagrid KB-1 ISO seeria 1.

Antud laagrite eesmärk on tagada kepsu kinnituse lineaarne liikumine piki jõuõlga. Tikkpoltide vabadesse otstesse paigaldati kinnitusplaat, mille eesmärk on nii konstruktsiooni jäigastamine kui ka mehhaanilise stopperina kasutamine, et kepsu kinnitusel ei oleks võimalik vända küljest maha tulla (Joonis 4.9).



Joonis 4.8 Jõuõla konstruktsioon lõikes

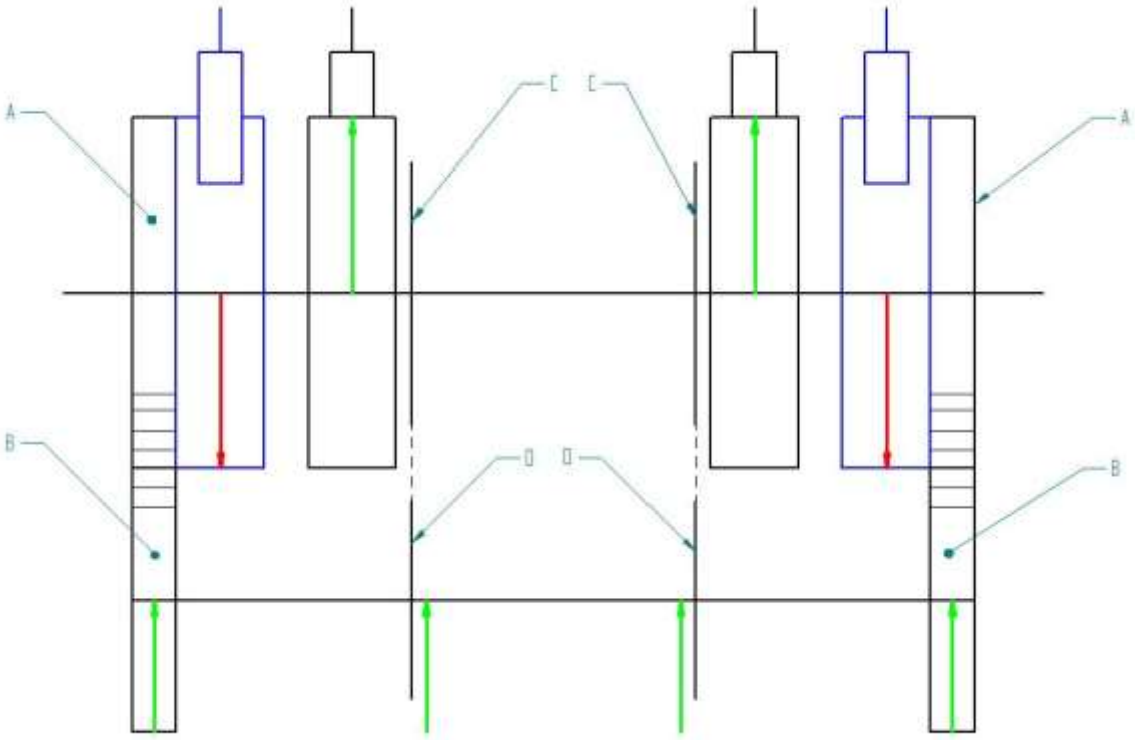


Joonis 4.9 Jõu õla kooste. A- NEMA 23 samm-mootor; B- Trapetskeermelatt; C- Kepsu kinnitus/ liugur; D- Otsa plaat; E- Tikkpolt; F- Liugelaager; G- Trapets keermega mutter; H- Raam

4.3.4 Sidurite sõlm

Sidurite koost peab tagama silindrite mõlema suunalise energia ära kasutamise. See saavutatakse kahte vabajooksusidurite paari kasutades. Nelja vabajooksusiduri CSK40PP, tehnilised näitajad on: väliläbimõõt- 80 mm, siseläbimõõt- 40 mm, laius- 22 mm, lubatud maksimaalne pöördemoment- 325 Nm, lubatud maksimaalne pöölemiskiirus-3000 p/min.

Mõlemas pöörlemise suunas kasutatakse sidurite purunemise vältimiseks kahte vabajooksu sidurit, kuna mootori arvutuslik maksimaalne pöördemoment 10 bar juures on 429 Nm. Üks paaridest kannab edasi väntvõlli ühesuunalise pöörlemise ning teine paar vastassuunalise pöörlemise. Mehhanismi paremaks kirjeldamiseks on koostatud kinemaatiline skeem, mis illustreerib väntvõlli erisuunalise pöörlemise muutmist ühesuunaliseks pöörlemiseks väljundvõllil (Joonis 4.10).



Joonis 4.10 Põrksiduri mehhanismi kinemaatiline skeem. Sinine- põrksidur 1 ja 2, must- põrksidur 3 ja 4, A- vedav hammasratas, B- veetav hammasratas, C- vedav ketiratas, D- veetav ketiratas.

Mehhanism kasutab M2 mooduliga hammasrattaid, kus vedav hammasratas on 70 hambaga ning veetav 60 hambaga. Hammasrattad on valmistatud 10 mm paksusest roostevabast terasest AISI 304. Mehhanism kasutab ketti ja ketirattaid, mis vastavad standardile ISO 06-B1 ning on valmistatud materjalist OPTIM 700MC. Vedaval ketirattal on 48 hammast ning veetaval 36 hammast. Antud hambumisega ülekanded annavad ülekande suhte 1,1667.

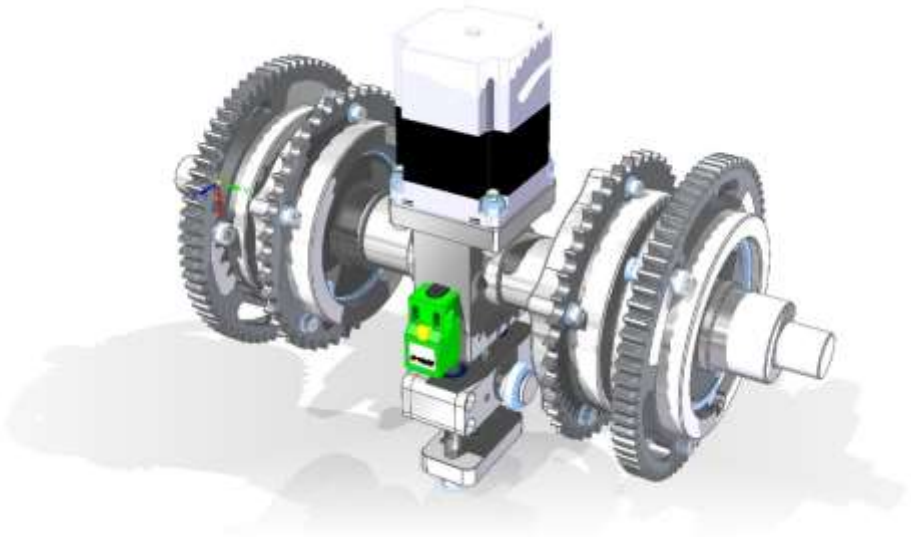
Kasutades kombinatsiooni vabajooksu sidurite, hammas ja -ketiratastega, saavutatakse väljundis ühesuunaline pöörlemine.

Vabajooksusidurid on asetatud võllile, mis ühendab omavahel väntmehhanismi ning mehhanismi väljundit. Sidurid on ühendatud võllile kasutades liistliidet. Korpused on valmistatud 6061-T6 alumiiniumist. Sidurist kannab korpusesse jõu üle liistliide, lukustusrõngad tagavad võlli telje suunalise stabiilsuse.

See tehniline sõlm on esitatud joonisel 4.11.

Joonis 4.11 Põrksidurite koostejoonis

Jõuõla mehhanism kinnitatakse põrksiduri mehhanismi külge kasutades kahte teineteisest 180 kraadise nurga all olevat tihvti, pinguga istu ning liimi Loctite 648, mis on mõeldud ava-võll liidete kinnitamiseks (Joonis 4.12).



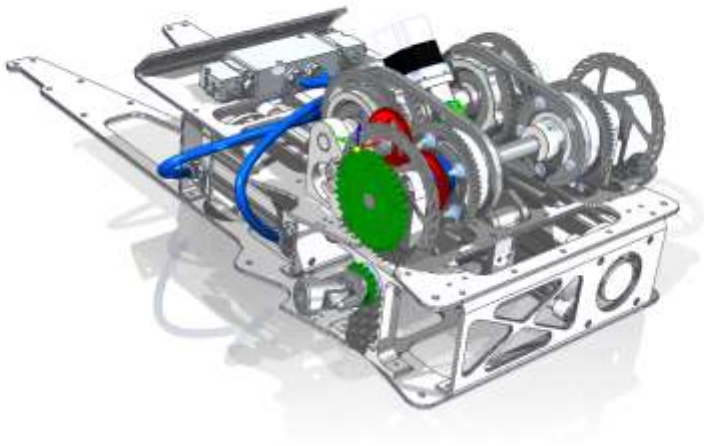
Joonis 4.12 Väntmehhanismi kooste

4.3.5 Väljundülekanne

Selleks, et saavutada ettenähtud lõplik ülekandesuhe $i_{lõplik}$ tuleb mehhanismi projekteerida lisa kettülekanne.

Selleks, et arvutada vajaminev suhe tuleb kasutada valemit 4.6. Lisa ülekande suhteks saadakse 1,416. Autor valib ülekandesuhte saavutamiseks ketiratta hammaste arvudega vedaval pool 21 ja veetaval poolel 15, mis annavad ülekande suhte 1,4 (Joonis 4.13).

Hambumisega ülekanded annavad ülekandesuhte 1,633. Võrreldes tegeliku ülekandesuhet teoreetilise vajaliku ülekandesuhtega 1,652 leitakse, et erinevus on kõigest 1,15%, mis rahuldab piisava täpsusega antud ülekande mehhanismi.

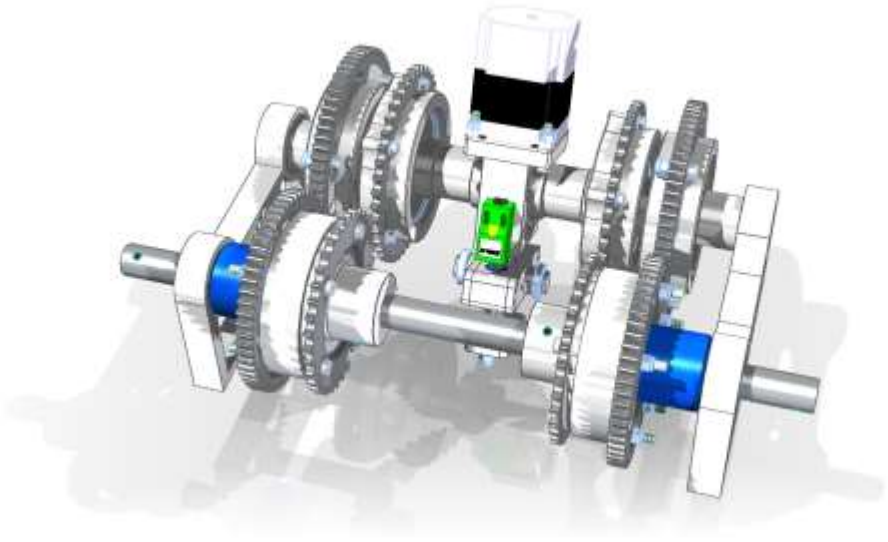


Joonis 4.13 Lõplik kiirendav ülekanne, rohelised ketirattad

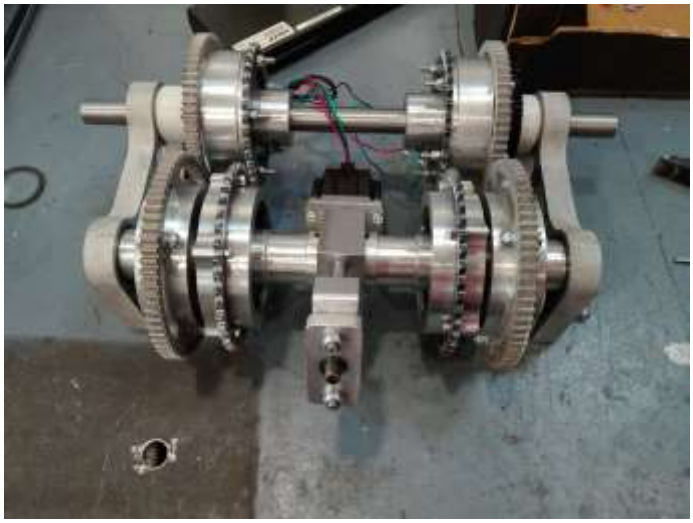
4.3.6 Mehhanismi kooste

Antud sõlmedest on koostatud ülekandemehhanism, mille eesmärk on tagada pneumosõiduki liikumiskiiruse ühtlane muutumine, hoides mootorit maksimaalse võimsuse piirkonnas. Ülekande koostet kirjeldavad nii joonised kui ka valmis konstrueeritud mehhanismi pildid (Joonis 4.14-4.17).

Joonis 4.14 Ülekandemehhanismi detailid enne koostamist

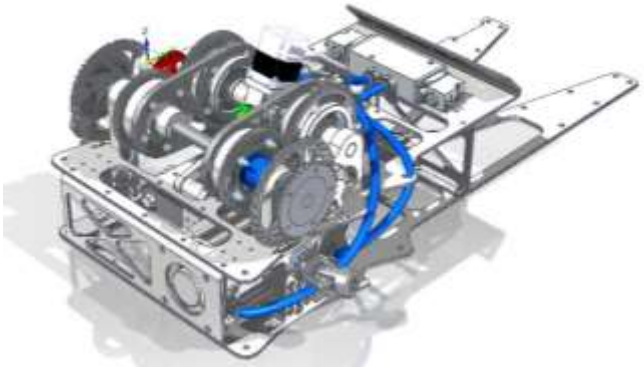


Joonis 4.15 Ülekandemehhanismi koost



Joonis 4.16 Ülekandemehhanismi koost

Pärast mehhanismi koostamist kinnitati ülekandemehhanism mootori külge.



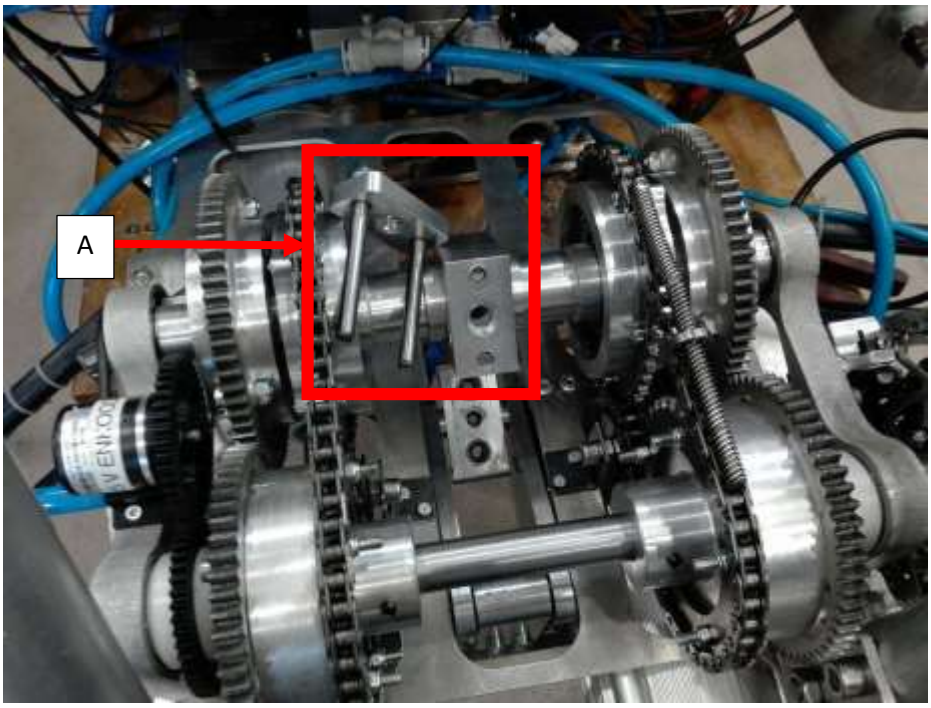
Joonis 4.17 Ülekandemehhanism kinnitatuna mootori külge

5 TESTIMINE

5.1 Katsetamine

Testimise faasis käivitati mootor esmalt, rattaid õhus hoides, et kontrollida ega mehhanismis ei esine ebaloomulike takistusi. Esimesed katsed möödusid edukalt, ning mehhanismis ei esinenud tõrkeid. Järgmisena seadistati mehhanism tööle kasutades Audrino Uno arendusplaati. Ülekandesuhet muudeti lähtuvalt sõiduki liikumise kiirusest, mida mõõdeti kaudselt, mõõtes väljundvõlli pöörlemissagedust kasutades inkrementaal enkooderit. Video mehhanismi tööst on kättesaadav internetis.

Järgnevalt katsetati ülekannet Technics 2 võistlusmasinaga sõitmise teel. Esimestel sõidutestidel kasutati maksimaalset sisendrõhku 4 bari. Antud rõhu juures töötas mehhanism probleemideta. Sisendrõhu suurendamisel 6 barini selgus, et valitud NEMA 23 samm-mootor ei suuda efektiivselt jõuõlga muuta. See on tingitud asjaolust, et väntvõlli ekstreemum asendites pidurdab mehhanism samm-mootorit. Sellest tingituna jätab samm-mootor samme vahele. Kui sisendrõhku suurendati 10 barini toimus mehhanismis rike, mille käigus murdusid küljest väntmehhanismi tikkpoldid (Joonis 5.1). Seega ei õnnestunud ülekannet võistluse raames testida.



Joonis 5.1 Mehhanismi rike: A- väntvõlli küljest purunenud tikkpoldid

Rikke põhjuseks on suure tõenäosusega nii sõlme aladimensioneerimine, vale materjali valik kui ka keermestuse halb kvaliteet suure lõtku näol. Tikkpoldid purunesid nihke deformatsiooni tõttu, mis sai alguse keermestusest.

5.2 Ettepanekud konstruktsiooni parandamiseks

Antud mehhanismi töökindluse tõstmiseks tuleks teha järgnevaid konstruktsioonilisi muudatusi:

1) lineaarjuhikute kasutamine (Joonis 5.2);
2) kuulkruvi ja mutter (Joonis 5.3);
3) servo mootori kasutamine.

Kasutades eelnevas nimekirjas väljatoodud elemente, on võimalik suurendada konstruktsiooni jäikust, töökindlust kui ka efektiivsust. Samuti võimaldab standarddetailide kasutamine vähendada tootmisega kaasnevaid kulutusi ja suurendada kooste täpsust. Antud täiustuste miinusteks on mehhanismi mõõtmete kui ka massi suurenemine.

Joonis 5.2 Lineaarjuhik [8]

Joonis 5.3 Kuulkruvi [9]

Mehhanismi on võimalik adapteerida erinevates tööstuses ülekandesuhte muutust vajavate mehhanismide jaoks. Astmevabaülekande muutus võimaldab muuta väljundi kiirust sisendi suhtes väljundis võimsust kaotamata. Seetõttu on astmevaba ülekande üheks eeliseks astmeliste käigukastidega suurem efektiivsus.

KOKKUVÕTE

Pneumosõiduki ülekande projekteerimine osutus üldjoontes edukaks. Projekti käigus saadi erialaseid teadmisi nii insenerimehhaanika, masinamehhaanika, projekteerimise, pneumaatika kui ka tööjooniste koostamise ja vormistamise vallas. Projekti käigus said tudengid rakendada oma teoreetilisi teadmisi praktikas. Kuigi kõiki püstitatud eesmärke ei täidetud (katsetused võistluse raames), on võimalik antud tööd kasutada ülekande projekteerimisel, võttes õppust tehtud vigadest ning jälgides soovitusi analoogse mehhanismi projekteerimisel.

Käesoleva töö raames on sooritatud järgnevad teoreetilised ja praktilised tööd:

1) pneumobiil 2015 aasta Technics 1 võistlussõiduki katsetamine mootorilaboris;
2) mootorikatsetuste analüüs;
3) koostatud varbmehhanismi kinemaatiline analüüs;
4) projekteeritud CAD keskkonnas vajalikud tehnilised sõlmed;
5) valmistatud ja tellitud vajalikud detailid;
6) koostatud ülekanne;
7) testitud ülekannet võistlussõiduki Technics 2 peal.

Võttes aluseks töös läbiviidud katsed ning tehtud analüüse, on võimalik projekteerida hästi töötav ülekanne, mida on võimalik kasutada tööstuses erinevate mehhanismide ülekandekiiruste astmevabaks muutmiseks.

PNEUMOBIL CONTINUOUSLY VARIABLE TRANSMISSION PROJECT

Summary

The purpose of this thesis was to engineer and construct continuously variable transmission for Technics 2 vehicle for „IX. International Aventics Pneumobile Competition“. During this project the author had to analyse the input data gathered from engine dyno tests of Marten Noorem's „Pneumatical radial motor project“ pneumoradialmotor and also find out the possible output parameters of the motor. The main constraints to the transmission units where:

1) it has to be a positive engagement mechanism;
2) the gearing ratio must be continuously variable;
3) all the energy produced by the pneumatic cylinders has to be used;
4) the transmission ratio has to be able to change by electronical control.

The main assignments where met during the project. As the calculations and the construction of the mechanism where successful. All tough there was a mechanical failure the project can still be considered successful as the transmission worked as planned. The main improvements for this mechanism would stand in making the construction more reliable by using standard linear bearings and ball screws.

Lihtlitsents lõputöö salvestamiseks ja üldsusele kättesaadavaks tegemiseks ning juhendaja(te) kinnitus lõputöö kaitsmisele lubamise kohta

Mina, Kristjan Türk,
(sünnipäev pp/kuu/aa 27.07.1993)

1. annan Eesti Maaülikoolile tasuta loa (lihtlitsentsi) enda loodud lõputöö Pneumosõiduki astmevabaülekande projekt,

mille juhendaja PhD Aare Aan,
   1.1. salvestamiseks säilitamise eesmärgil,
   1.2. digiarhiivi DSpace lisamiseks ja
   1.3. veebikeskkonnas üldsusele kättesaadavaks tegemiseks

kuni autoriõiguse kehtivuse tähtaja lõppemiseni;

2. olen teadlik, et punktis 1 nimetatud õigused jäävad alles ka autorile;

3. kinnitan, et lihtlitsentsi andmisega ei rikuta teiste isikute intellektuaalomandi ega isikuandmete kaitse seadusest tulenevaid õigusi.

Lõputöö autor _____
allkiri

Tartu, 24.05.2016

Juhendaja(te) kinnitus lõputöö kaitsmisele lubamise kohta

Luban lõputöö kaitsmisele.

_____ _____
(*juhendaja nimi ja allkiri*) (*kuupäev*)

KASUTATUD KIRJANDUS

[1] A. P. meeskond, „IX. International Aventics Pneumobile, Competition Rules,“ 2015. [Võrgumaterjal]. Kättesaadav: http://en.pneumobil.hu/pneumobile_2016/announcement_for_the_competition/announcement_and_rules_for_the_competition. [Kasutatud 10 08 2015].

[2] A. Aan, „Hammasülekanded Masinamehhaanika,“ EMÜ, Tartu, 2016.

[3] P. Põdra, „Masinaelemendid 12. Hammasülekanded,“ TTÜ Mehhatroonika instituut, Tallinn, 2011.

[4] B. Rexroth, „Data of Messer pressure reductor,“ Rexroth, Bosch, 2014.

[5] M. Noorem, Pneumaatilise radiaalmootori projekt, Tartu: Eesti Maaülikool , 2015.

[6] H. Türk, „Computational physics project,“ University of Tartu, Tartu, 2016.

[7] J. Nathan, Basic algebra 1 (2 väljaanne), Dover, 2009.

[8] „TPA,“ 2016. [Võrgumaterjal]. Available: http://www.tpa-us.com/linear-bearings-and-guides.html. [Kasutatud 12 05 2016].

[9] „Hobby tronics,“ 2016. [Võrgumaterjal]. Kättesaadav: http://www.hobbytronics.co.za/p/942/ball-screw-and-nut-sfu1204. [Kasutatud 12 05 2016].

[10] U. Fischer, M. Heinzler, F. Näher, H. Paetzold, R. Gomeringer, R. Kilgus, S. Oesterle ja A. Stephan, „Mechanical and Metal Trades Handbook,“ GmbH & Co., Haan-Gruiten, 2008.

[11] A. P. meeskond, „Pneumobile 2015 - Results of acceleration race (normal),“ 2015. [Võrgumaterjal]. Kättesaadav: http://en.pneumobil.hu/results/results_2015/detailed_results/acceleration_race_2015. [Kasutatud 10 05 2016].

[12] „Engineering Toolbox,“ -, - - -. [Võrgumaterjal]. Kättesaadav: http://www.engineeringtoolbox.com/rolling-friction-resistance-d_1303.html. [Kasutatud 20 09 2015].

[13] S. Viviani, „What would DaVinci Drive?,“ 2007. [Võrgumaterjal]. Kättesaadav: http://www.odec.ca/projects/2007/viva7s2/toroidal2.htm. [Kasutatud 13 04 2016].

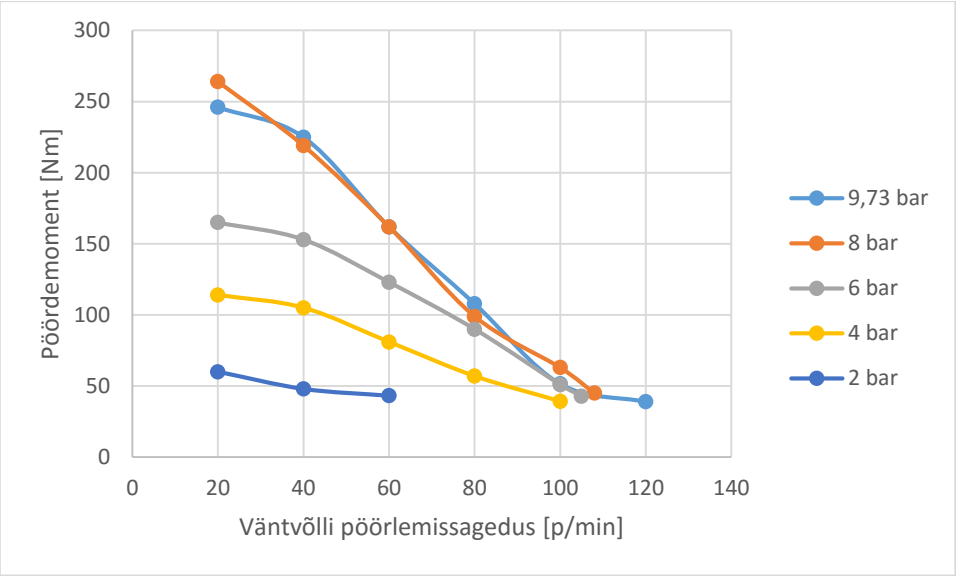
LISAD

Lisa 1. Katseandmete analüüs

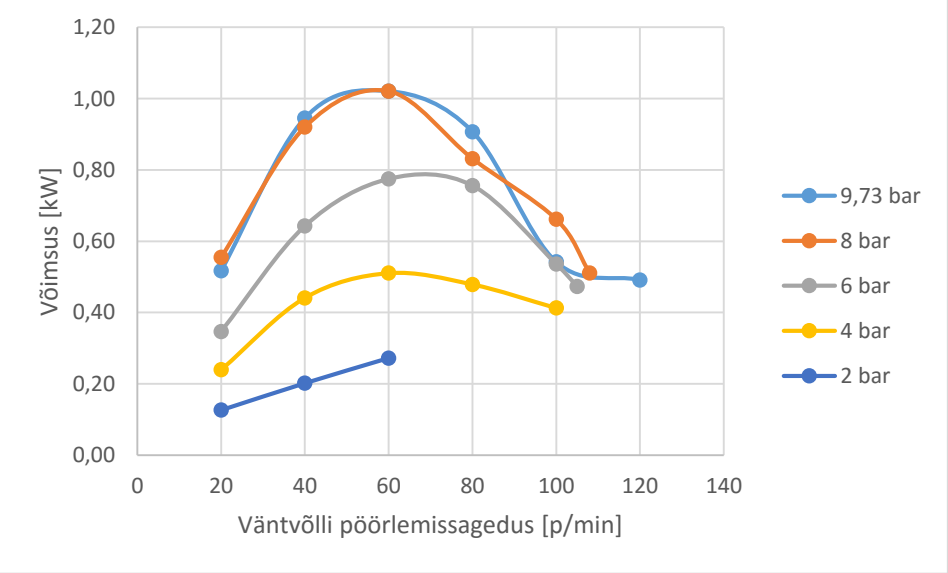
Katseandmete analüüsiks tuleb esmalt leida mootori teoreetiline karakteristik. Katseandmed on näidatud Tabelis 1.1 ja graafikutel (joonis 1.1, joonis 1.2)

Tabel 1.1 Katseandmed

9,73	120	39	0,4914
	100	51,6	0,5418
	80	108	0,9072
	60	162	1,0206
	40	225	0,945
	20	246	0,5166
8	108	45	0,5103
	100	63	0,6615
	80	99	0,8316
	60	162	1,0206
	40	219	0,9198
	20	264	0,5544
6	105	42,9	0,472973
	100	51	0,5355
	80	90	0,756
	60	123	0,7749
	40	153	0,6426
	20	165	0,3465
4	120		
	100	39,3	0,41265
	80	57	0,4788
	60	81	0,5103
	40	105	0,441
	20	114	0,2394
2	120		
	100		
	80		
	60	43,2	0,27216
	40	48	0,2016
	20	60	0,126



Joonis 1.1 Mootori pöördemoment sõltuvalt väntvõlli pöörlemissagedusest



Joonis 1.2 Mootori võimsus sõltuvalt väntvõlli pöörlemissagedusest

Katsemootori teoreetiline pöördemomendi tunnusjoon, lähtudes mootori algandmetest ja asjaolust, et tegemist on väntvõll mootoriga, on leitav valemiga (1.1).

$$M(\varphi, p) = |(F_a(p) + F_b(p)) \cdot (\sin(\varphi) + \cos(\varphi))| \cdot 2 \cdot r \qquad (1.1)$$

Kus, φ – väntvõllipöördenurk rad;

r – väntvõlli raadius mm;

$F_a(p)$ – kolvi pinnale mõjuv jõud N;

$F_b(p)$ – kolvivarrega kolvi pinnale mõjuv jõud N;

Kolvi pindadele mõjuvad jõud on leitavad valemitega (1.2, 1.3), kus konstant 0,88 on pneumaatilise silindri kasutegur [10].

$$F_a(p) = \frac{D_1^2}{4} \cdot \pi \cdot p = \frac{50mm^2}{4} \cdot \pi \cdot 8bar \cdot 0{,}88 = 1{,}571\ kN \quad (1.2)$$

$$F_b(p) = \frac{(D_1 - D_2)^2}{4} \cdot \pi \cdot p = \frac{(50mm - 20mm)^2}{4} \cdot \pi \cdot 8bar \cdot 0{,}88 = 1{,}319\ kN \quad (1.3)$$

Kus, D_1 – kolvi läbimõõt mm;

D_2 – kolvivarre läbimõõt mm;

p – mootori sisendrõhk bar;

Kombineerides valemid 1.1, 1.2 ja 1.3 ning integreerides saadud funktsiooni ühe täispöörde ulatuses, jagades saadud funktsiooni läbi integreerimis piirkonnaga on saadavaks tulemuseks pöördemomendi keskväärtus, mis on esitatud valemina (1.4).

$$M_k(8bar) = \frac{\int_0^{2\pi} M(\varphi,p)d\varphi}{2\pi} = 276Nm \quad (1.4)$$

Mootori võimsus avaldub pöördemomendi ja pöörlemissageduse korrutisena (1.5)

$$P_{teoreetiline}(p) = M_k(p) \cdot N_{mootor} \quad (1.5)$$

Jagades mootori pöördemomendi läbi rõhu komponendiga saame väärtuse C (valem 1.6), mille põhjal on katseandmetest võimalik välja arvutada tegelik rõhu väärtus, jagades katselise pöördemomendi läbi valmist 1.6 leitud suurusega. Seeläbi saab leida katseseeria põhjal mootori tegeliku töörõhu p_t valemiga 1.7, millest sõltub tegelik mootori tunnusjoon.

$$C = \frac{M_k(p)}{p} = \frac{276Nm}{8bar} = 0{,}345L \quad (1.6)$$

$$p_t = \frac{M_{katse}}{C} \quad (1.7)$$

Kus, M_{katse} – katseline pöördemoment Nm;

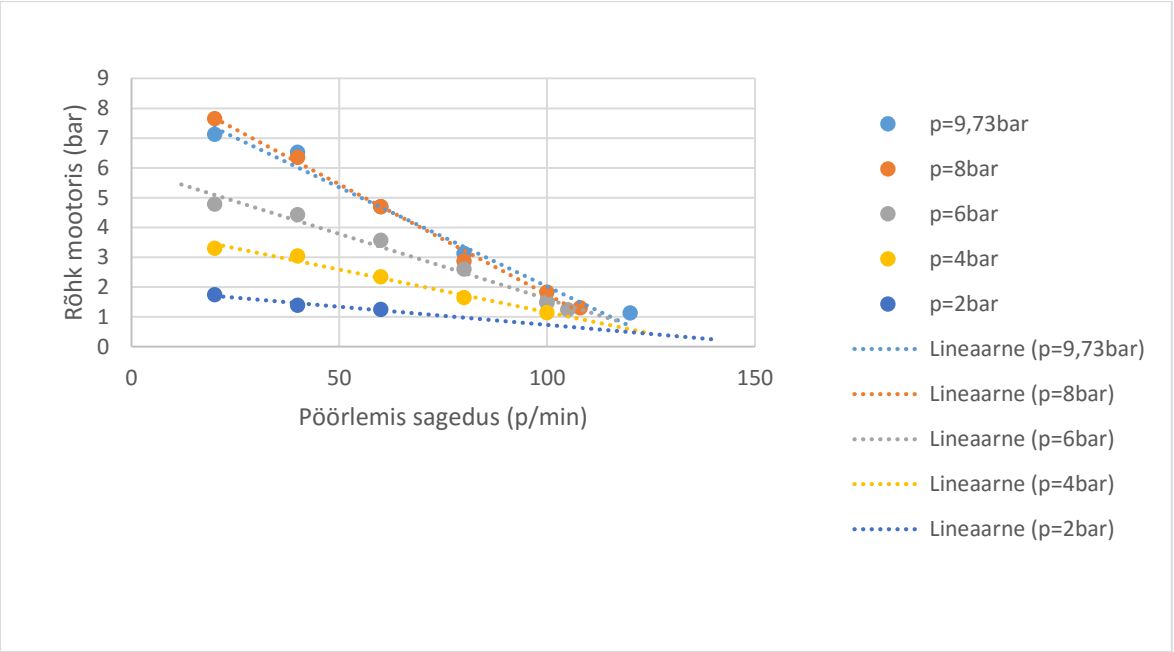
C – mootori konstant L;

Katseandmete analüüsist saadud mootori rõhud erinevatel töösagedustel on esitatud tabelis 1.2.

Tabel 1.2 Mootori rõhud erinevatel töösagedustel

Mootori pöörlemissagedus, p/min	Sisendrõhk, 2 bar	Sisendrõhk, 4 bar	Sisendrõhk, 6 bar	Sisendrõhk, 8 bar	Sisendrõhk, 10 bar
20	1,728	3,408	5,088	6,768	8,448
40	1,456	2,816	4,176	5,536	6,896
60	1,184	2,224	3,264	4,304	5,344
80	0,912	1,632	2,32	3,072	3,792
100	0,640	1,04	1,44	1,84	2,24
120	0,368	0,448	0,528	0,608	0,688

Arvutuste põhjal on võimalik koostada graafik kirjeldamaks mootoris tööd tegevat rõhku (Joonis 1.3).



Joonis 1.3 Mootoris tööd tegev rõhk sisendrõhkude 2bar, 4bar, 6bar, 8bar, 9.73bar juures

Antud rõhu väärtustele on leitud lineaarse sõltuvuse järgi tunnusjooned, kasutades tarkvarapaketti Exel 2016. Antud tarkvarapakett võimaldab väljastada ka tunnusjoonte funktsioonid, mis on esitatud tabelis 1.3.

Tabel 1.3 Rõhutunnusjoonte võrrandite lineaarsest sõltuvust kirjeldav tabel

Katserõhk bar	Konstatnt a	Vabaliige b
9,73	-0,0666	8,6817
8	-0,0739	9,142
6	-0,0437	5,9691
4	-0,0286	4,0139
2	-0,0122	1,9478

Antud juhul on tegemist lineaarsete seostega, seega saab andmetest koostada silindrites tööd tegeva rõhu võrrandi, mis omandab kuju valemi 1.6 näol.

$$p_{töö} = a \cdot N + b \tag{1.8}$$

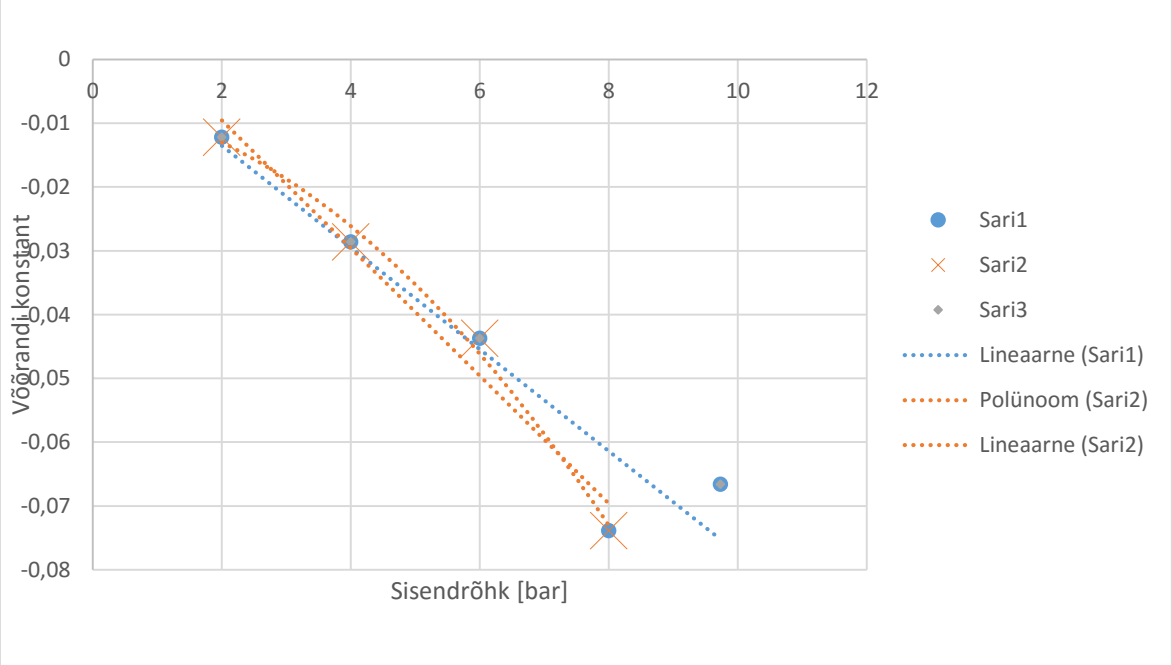
Kus, a – rõhu langemise kiirust kirjeldab konstant;

b – mootori sisendrõhku kirjeldav vabaliige;

N – mootori väntvõlli pöörlemissagedus p/min;

Kuna on näha, et vabaliige kirjeldab antud projekteerimis ülesande täitmiseks sisend rõhku piisava täpsusega, võib öelda, et võrrandi vabaliige b on tingimisi võrdeline mootori sisendrõhuga.

Selleks, et saada üks ühtne valem kirjeldamaks rõhumuutumise muutumist sõltuvalt sisendrõhust, koostab autor eelnimetatud võrrandi konstandist graafiku, et paremini uurida, kuidas muutub võrrandi konstant sõltuvalt mootori sisendrõhust(Joonis 1.4).



Joonis 1.4 Rõhu muutust kirjeldava lineaarse võrrandi sõltuvus sisendrõhust

Antud lähendustest kirjeldab tegeliku olukorda kõige paremini Sari3 lineaarne lähednus, kus ei ole arvestatud 8 barise sisendrõhu korral tehtud katseseeriat. Antud sõltuvust kirjeldab valem 1.9.

$$a(p_{sisend}) = -0{,}008 \cdot p_{sisend} + 0{,}0024 \tag{1.9.1}$$

$$a(p_{sisend}) = -0{,}0009 \cdot {p_{sisend}}^2 - 0{,}0014 \cdot p_{sisend} - 0{,}0068 \tag{1.9.2}$$

$$a(p_{sisend}) = -0{,}001 \cdot p_{sisend} + 0{,}0105 \quad (1.9.3)$$

$$a(p_{sisend}) = -0{,}007 \cdot p_{sisend} + 0{,}0002 \quad (1.9.4)$$

Kus, p_{sisend} – süsteemi sisendrõhk bar;

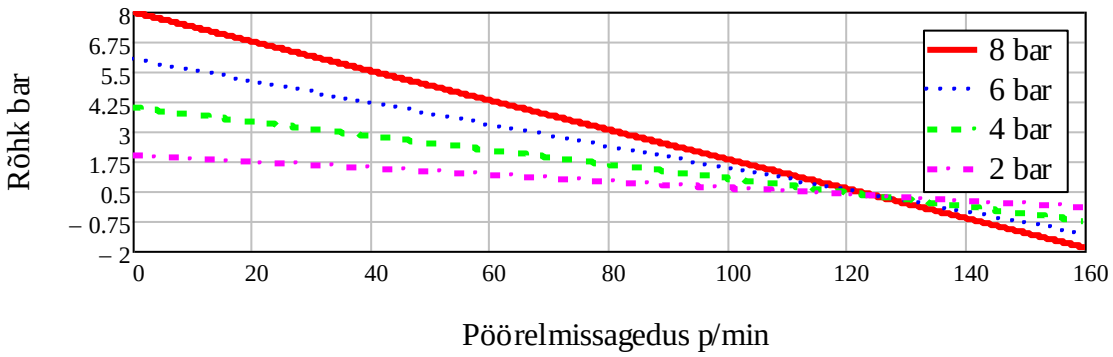
Kombineerides valemid 1.8 ja 1.9.4 saadakse seaduspärasus, kirjeldamaks rõhu muutmist vastavalt süsteemi sisendrõhule ja mootori töösagedusele, mis on esitatud valemina 1.10.

$$p_{töö}(N, p_{sisend}) = (-0{,}007 \cdot p_{sisend} + 0{,}0002) \cdot N + p_{sisend} \quad (1.10)$$

Kus, p_{sisend} – süsteemi sisendrõhk bar;

N – väntvõlli pöörlemisagedus p/min;

Arvutuslike tulemuste põhjal koostatud rõhu langu graafik (Joonis 1.5)



Joonis 1.5 Arvutuslik rõhulangu graafik

Kasutades saadud töörõhku mootori pöördemomendi arvutamiseks kombineerides valemid 1.7 ja 1.10 (asendades katselise pöördemomendi arvutuslikuga), saadakse mootori pöördemomendi tunnusjoont kirjeldav valem 1.11.

$$M_k(p_{sisend}, N) = C \cdot (-0{,}007 \cdot p_{sisend} + 0{,}0002) \cdot N + p_{sisend}) \quad (1.11)$$

Kus, p_{sisend} – süsteemi sisendrõhk bar;

N – väntvõlli pöörlemisagedus p/min;

C – katsemootori konstant L;

Võimsus saadakse kasutades valemit 1.5.

$$P_k(p_{sisend}, N) = M_k(p_{sisend}, N) \cdot N \tag{1.5}$$

Katseandmete analüüsist saab eeldada, et hüpotees osutus tõeseks ja seega saab kasutada katseandmete analüüsist saadud seaduspärasusi projekteeritava ülekandemehhanismi analoog mootori sisendparameetrite leidmiseks.

Lisa 2. Mootori analoogi tunnusjoon

Tabel 2.1 Mootori analoogi võimsuse, pöördemomendi ja voolu hulga tabel, rõhk 8 bar.

Mootori töösagedus 1/min	Pöördemoment Nm	Võimsus kW	Vooluhulk L/min
5	325,456	0,17	634,971
15	289,404	0,455	1904,913
25	253,352	0,663	3174,854
35	217,3	0,796	4444,796
45	181,248	0,854	5714,738
55	145,197	0,836	6984,680
65	109,145	0,743	8254,621
75	73,093	0,574	9524,563

Lisa 3. Kiiruslike omaduste lähteandmete leidmine

Bosch Aventics pneumobiili 2015 aasta kiirenduse võistlusel läbiti 220m pikk rada [1] ajaga 23,871 sekundit [11], arvutuseks valib autor 220m läbimiseks kuluva aja 25 sekundit. Vajalik kiirendus arvutatakse valmiga 2.1 [viide]. Sõiduki ligikaudne mass koos sõitajaga on 180kg, veeretakistus koefitsient jalgratta rehvi ja asfalti vahel on 0,004 [12].

$$a = \frac{s_k}{t^2} = \frac{220m}{25s} = 0{,}352 m/s^2 \quad (2.1)$$

Kus, s_k – läbitav distants m;

t – raja läbimiseks kuluv aeg s;

Konstantsed takistavad jõud arvutatakse kasutades valemeid 3.8 ja 3.9

$$F_{veere} = C_{rr} \cdot m_{sõiduk} \cdot g = 0{,}004 \cdot 180kg \cdot \frac{9{,}8m}{s^2} = 7{,}061N \quad (3.8)$$

Kus, C_{rr} – veeretakistus koefitsient;

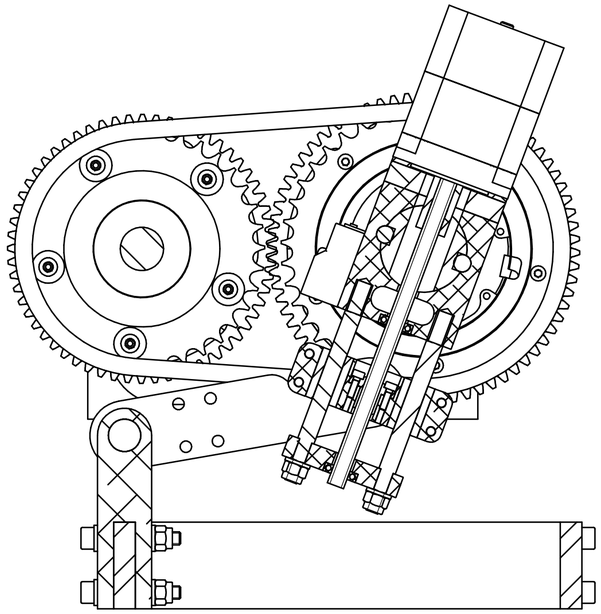
$m_{sõiduk}$ – Sõiduki mass kg;

g – raskus kiirendus m/s^2;

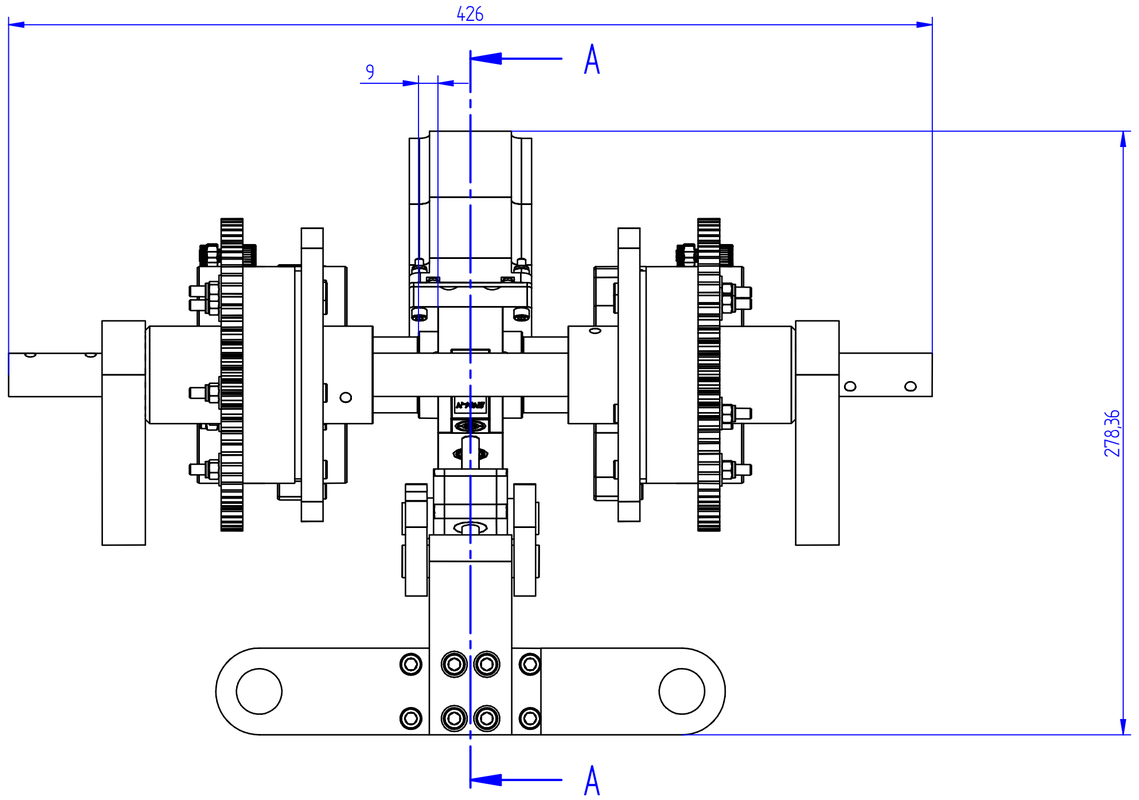
$$F_{inetrs} = m_{sõiduk} \cdot a = 63{,}36N \quad (3.9)$$

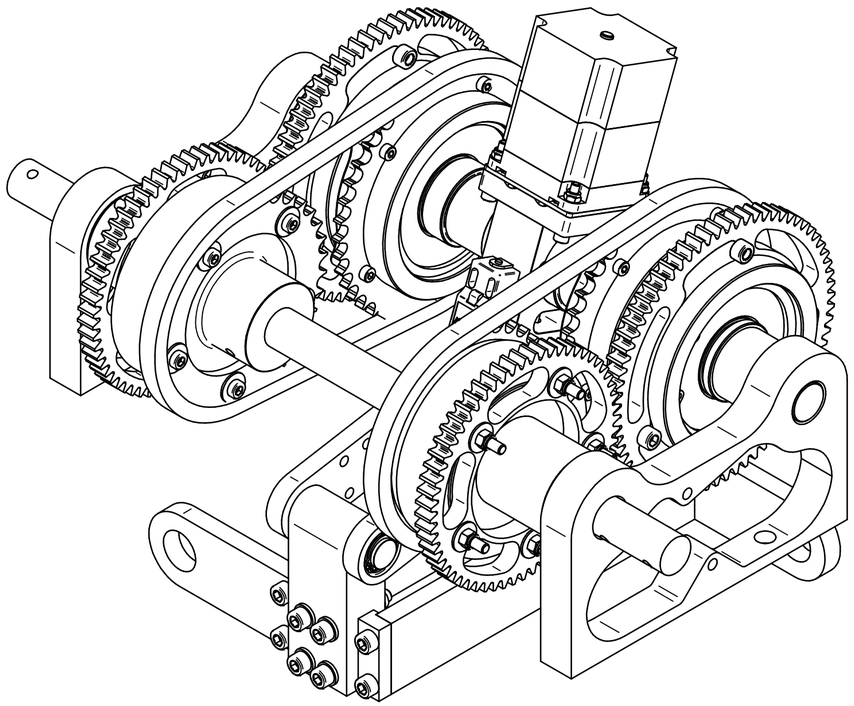
Kus, a – liikumis kiirendus m/s^2;

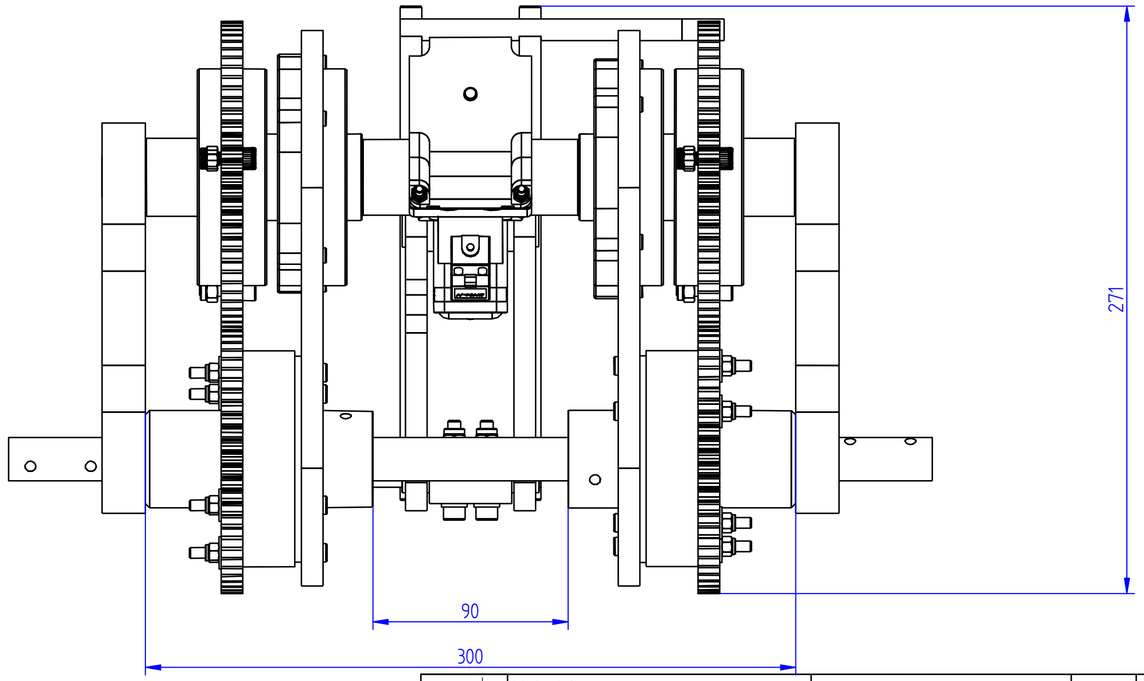
Lisa 4. Tehnilised joonised



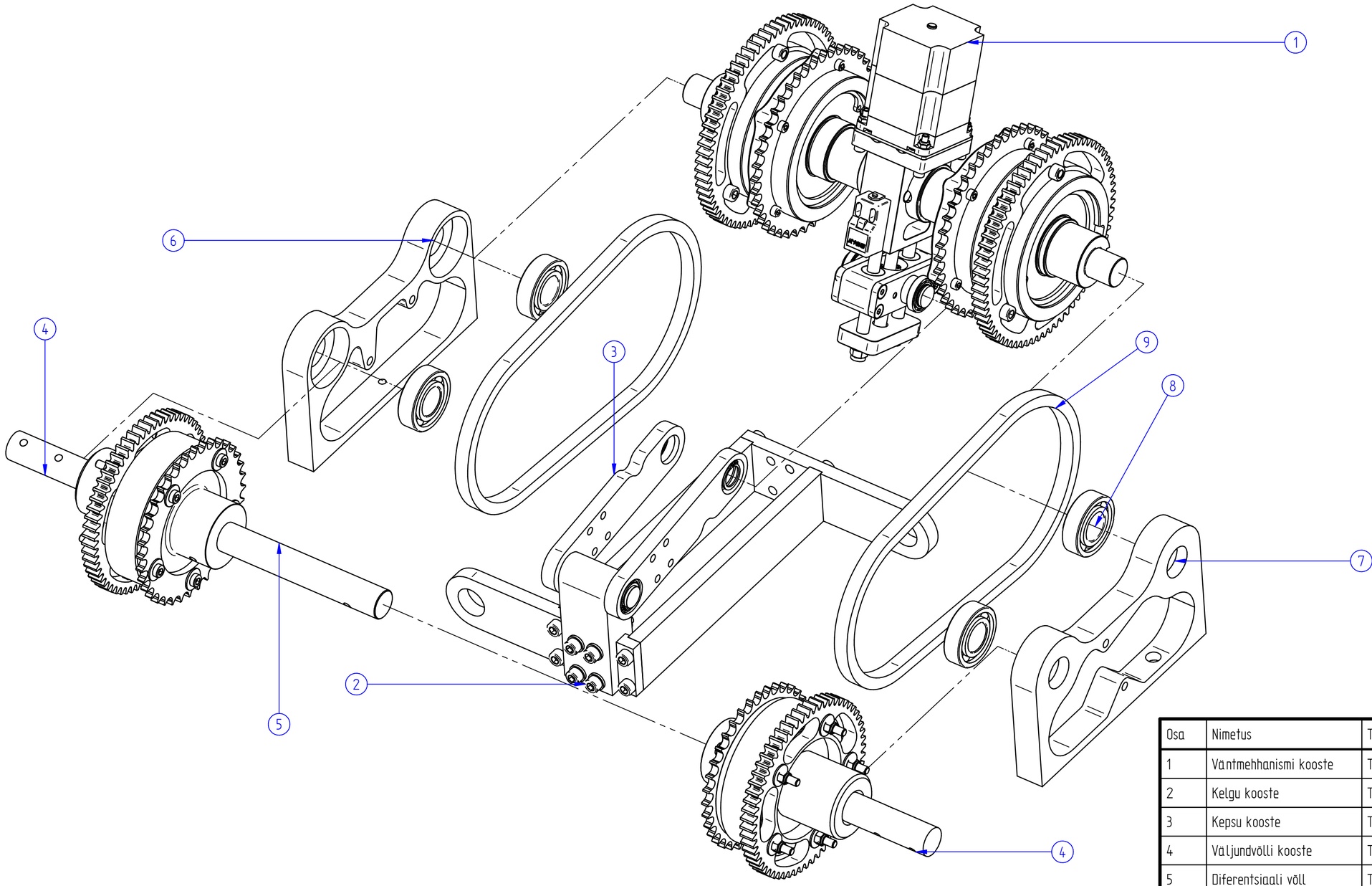
SECTION A-A





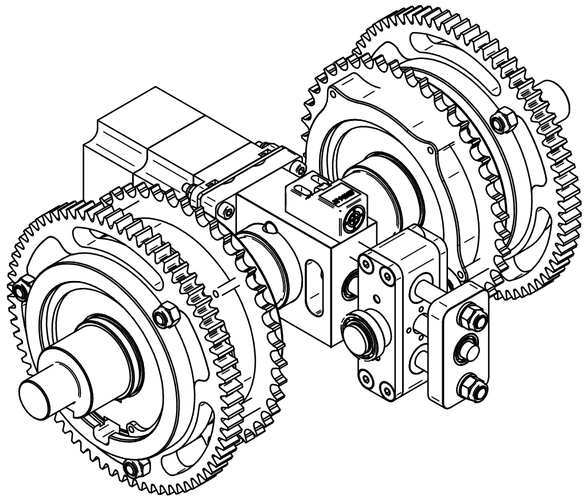


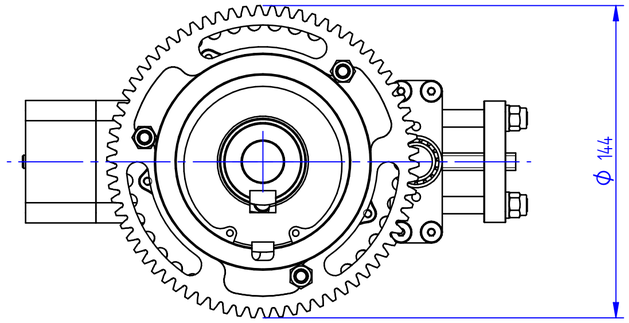
	Materjal:	Näitamata piirhälbed:	Mass: 30,809 kg	Mõõt: 1:5
Teostas	Kristjan Türk	Nimetus: Jõuülekande kooste		
Kontrollis	Aare Aan			
Kinnitas				
Eesti Maaülikool EMU Tehnikainstituut		Leht: 1 / 2	Tähis: TA 16/120420 0 0 K	

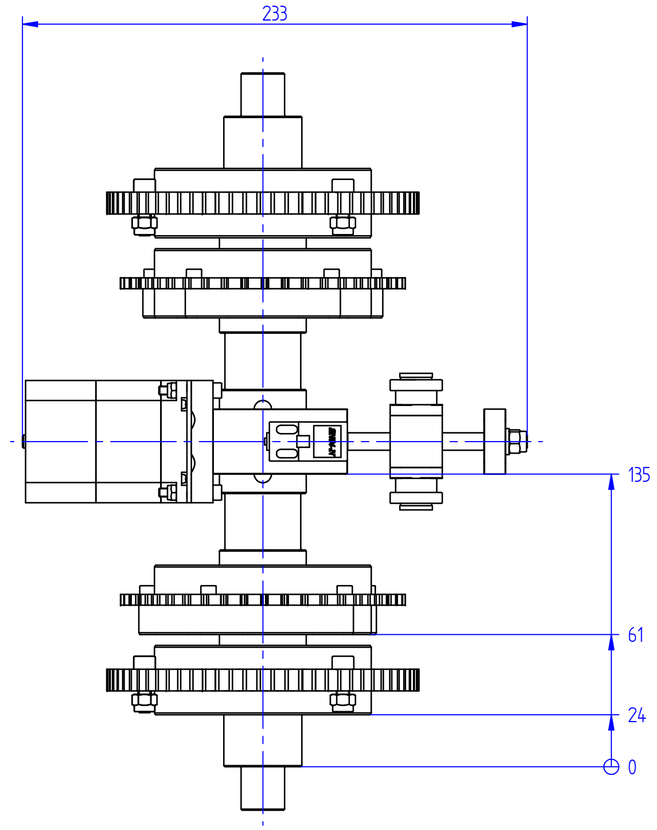


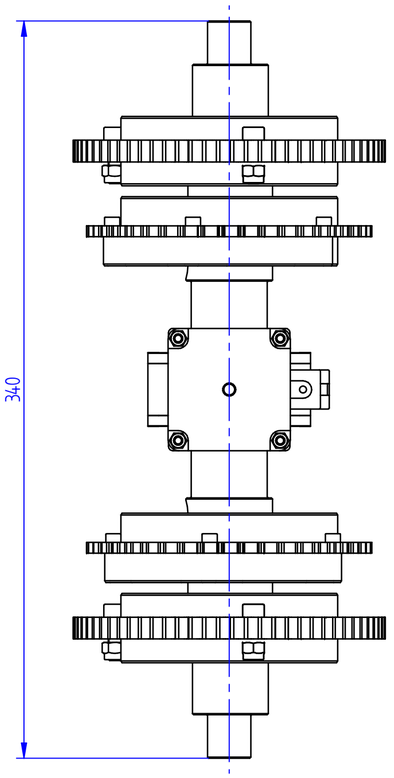
Osa	Nimetus	Tähis	Hulk	Märkus
1	Väntmehhanismi kooste	TA16/120420 2 1 K	1	
2	Kelgu kooste	TA16/120420 3 1 K	1	
3	Kepsu kooste	TA16/120420 4 1 K	1	
4	Väljundvõlli kooste	TA16/120420 5 1 K	2	Diferentsiaali osakooste
5	Diferentsiaali võll	TA16/120420 1 1 D	1	
6	Raam 1	TA16/120420 1 2 D	1	
7	Raam 2	TA16/120420 1 3 D	1	
8	Kuullaager	DIN 625-1 6004	4	
9	Kett	ISO 06-B1	2	

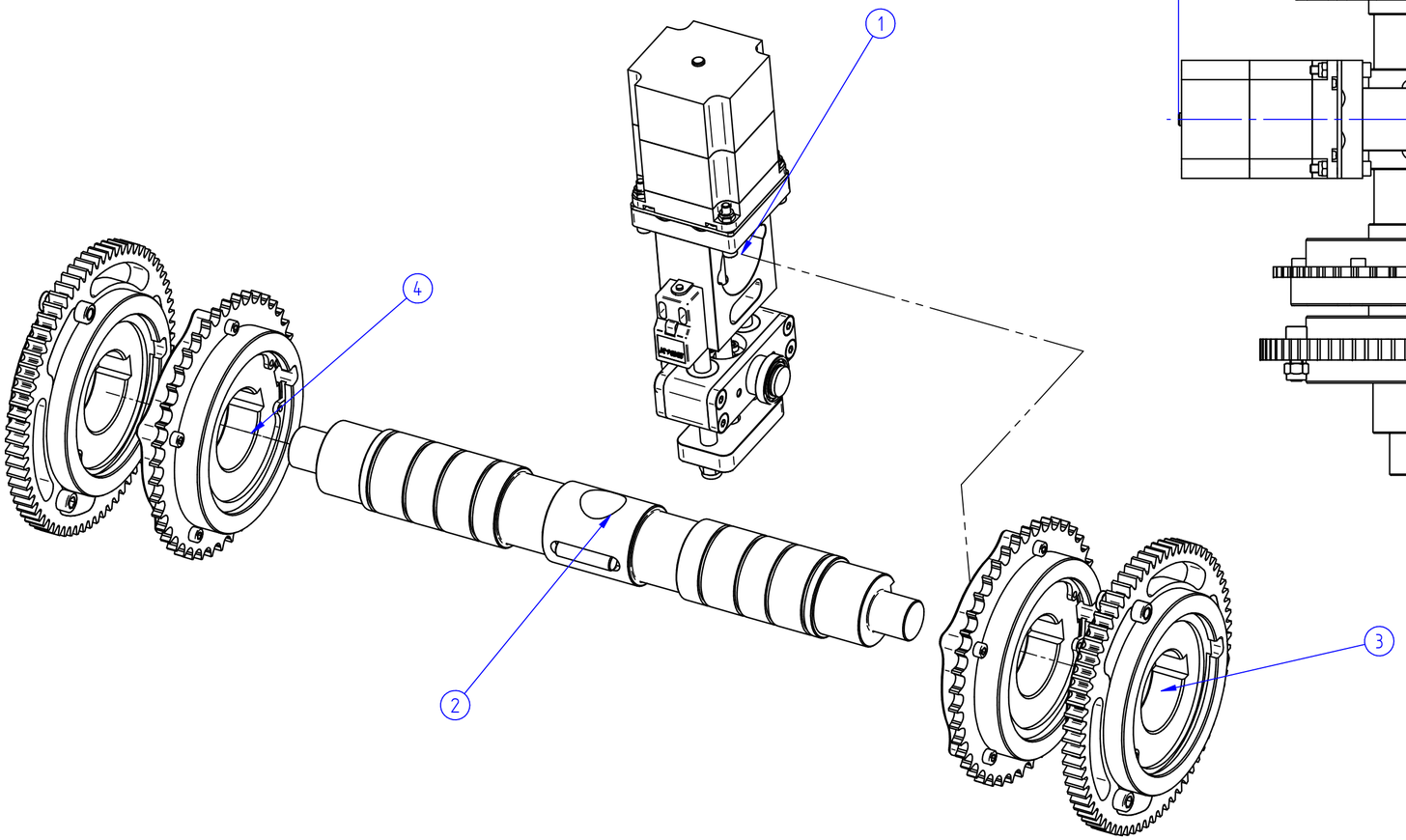
Materjal:		Näitamata piirhälbed: ISO-2768-m	Mass: 30,809	Mõõt: kg 1:1
Teostas	Kristjan Türk	Nimetus: Jõuülekande kooste		
Kontrollis	Aare Aan			
Kinnitas				
Eesti Maaülikool EMU Tehnikainstituut		Leht: 2/ 2	Tähis: TA 16/120420 0 0 K	





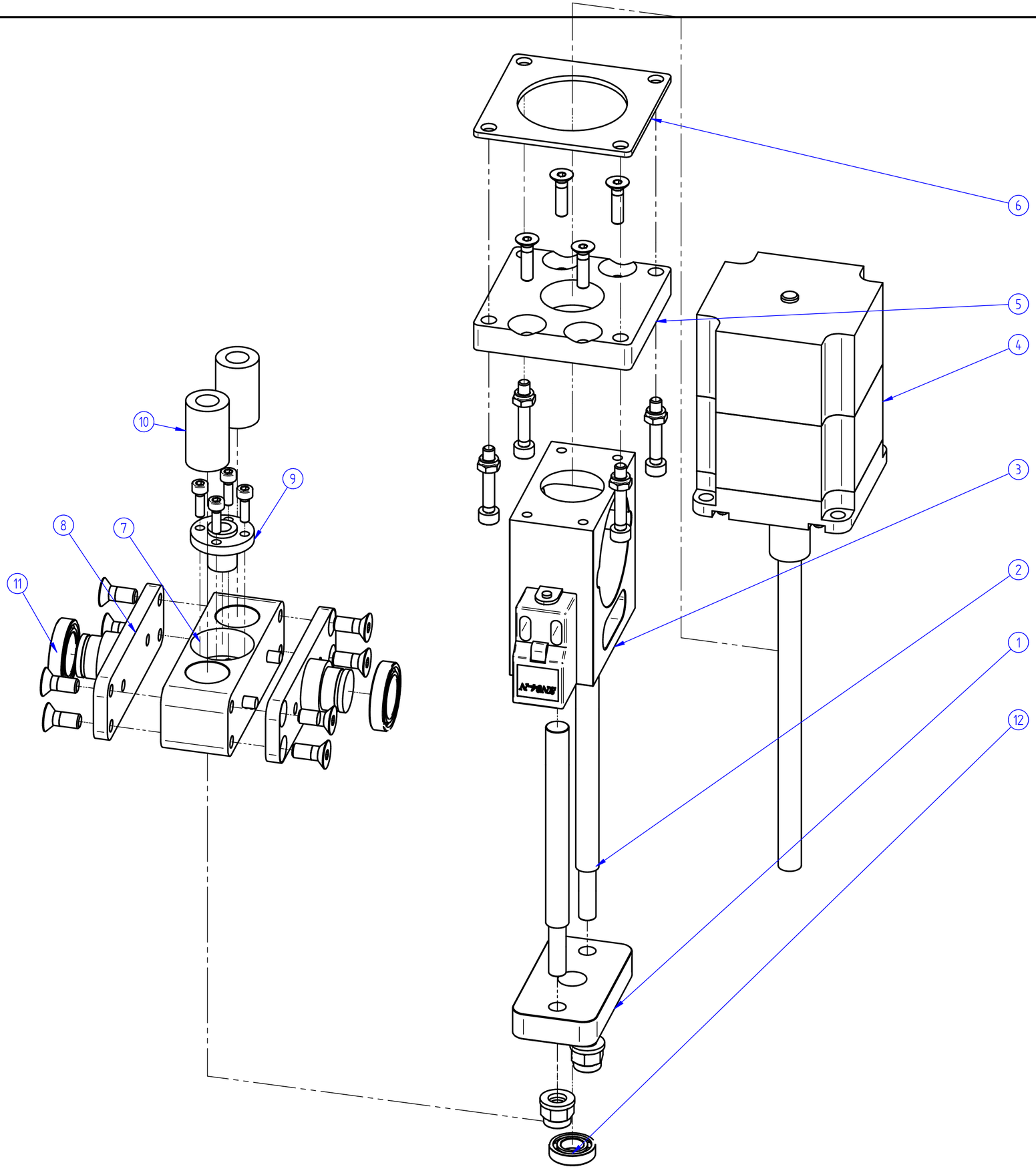


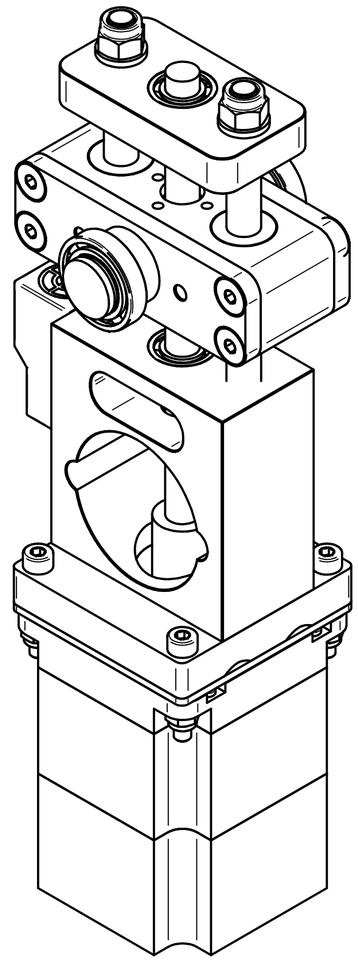




Osa	Nimetus	Tähis	Hulk	Märkus
1	Muutuva jõuõla kooste	TA16/10420 1 1 1 K	1	
2	Võll	TA16/10420 1 1 2 D	1	
3	Põrksiduri kooste 1	TA16/10420 1 2 1 K	2	
4	Põrksiduri kooste 2	TA16/10420 1 3 1 K	2	Diferentsiaali osakooste

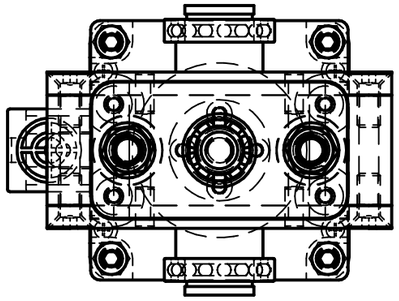
Materjal:		Näitamata piirhälbed: ISO-2768-m	Mass: 6,132 kg	Mõõt: 1:2
Teostas	Kristjan Türk	Nimetus: Väntmehhanismi kooste		
Kontrollis	Aare Aan			
Kinnitas				
Eesti Maaülikool EMU Tehnikainstituut		Leht: 1 / 1	Tähis: TA 16/120420 1 1 K	

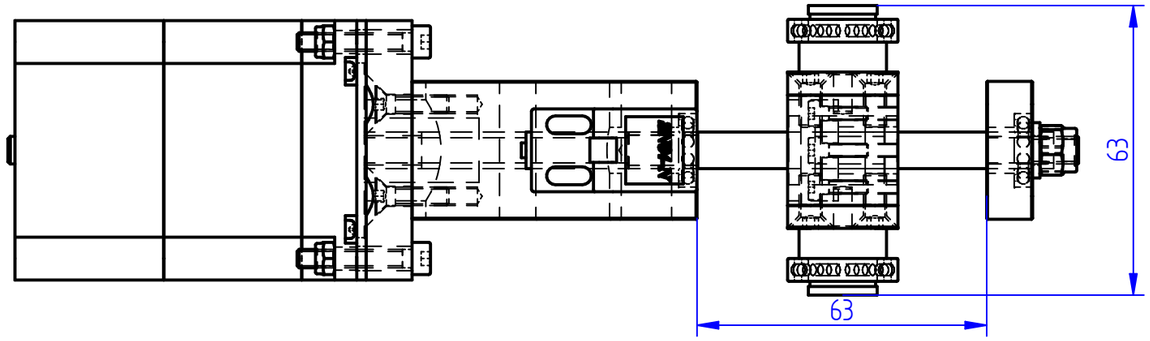


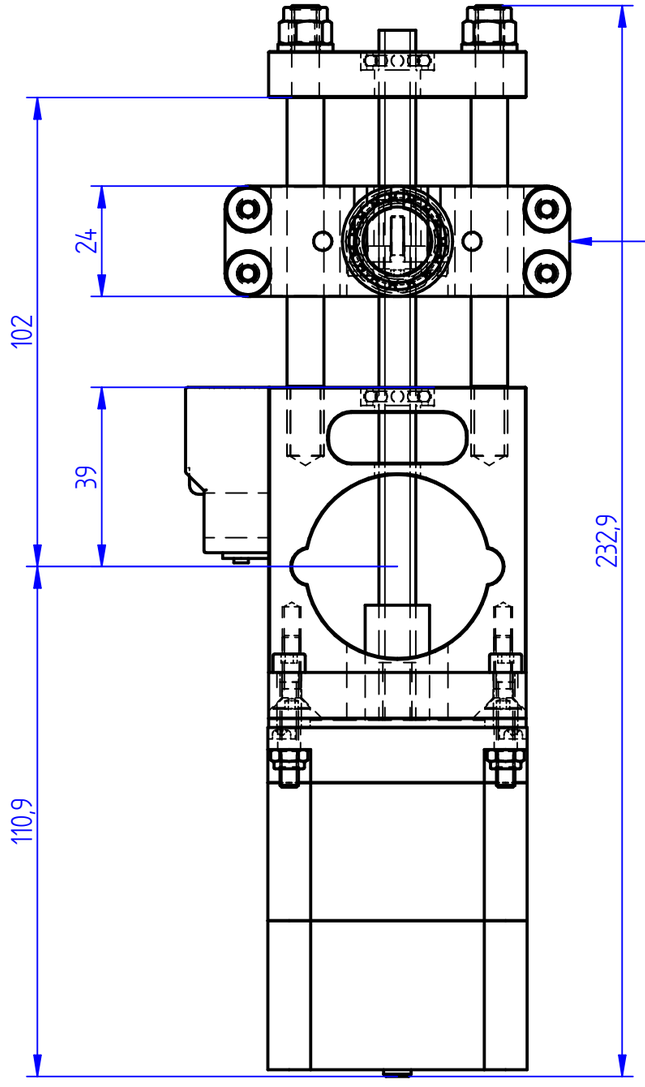


Osa	Nimetus	Tähis	Hulk	Märkus
1	Otsa plaat	TA16/102420 1 1 2 D	1	
2	Tikkpolt	TA16/102420 1 1 3 D	2	
3	Raam	TA16/102420 1 1 4 D	1	
4	Samm-mootor	NEMA 23	1	
5	Samm-mootori kinnitus	TA16/102420 1 1 5 D	1	
6	Samm-moootirvaheplaat	TA16/102420 1 1 6 D	1	
7	Kespu liugur 1	TA16/102420 1 1 7 D	1	
8	Kepsu liugur 2	TA16/102420 1 1 8 D	2	
9	Trapets mutter	TR 8x8	1	Jõuõla pikuse muutmiseks
10	Lineaarlaager d8	KB-1 ISo Series 1	2	Lineaarjuhikud
11	Laager	DIN 625 61802	2	Kepsu laager
12	Laager	DIN 625 61818	2	Trapetslati toestus

	Materjal:	Näitamata piirhälbed: ISO-2768-m	Mass: 1,124 kg	Mõõt: 1:1
Teostas	Kristjan Türk	Nimetus: Muutuva jõuõla kooste		
Kontrollis	Aare Aan			
Kinnitas				
Eesti Maaülikool EMU Tehnikainstituut		Leht: 1 / 2	Tähis: TA 16/120420 1 1 1 K	



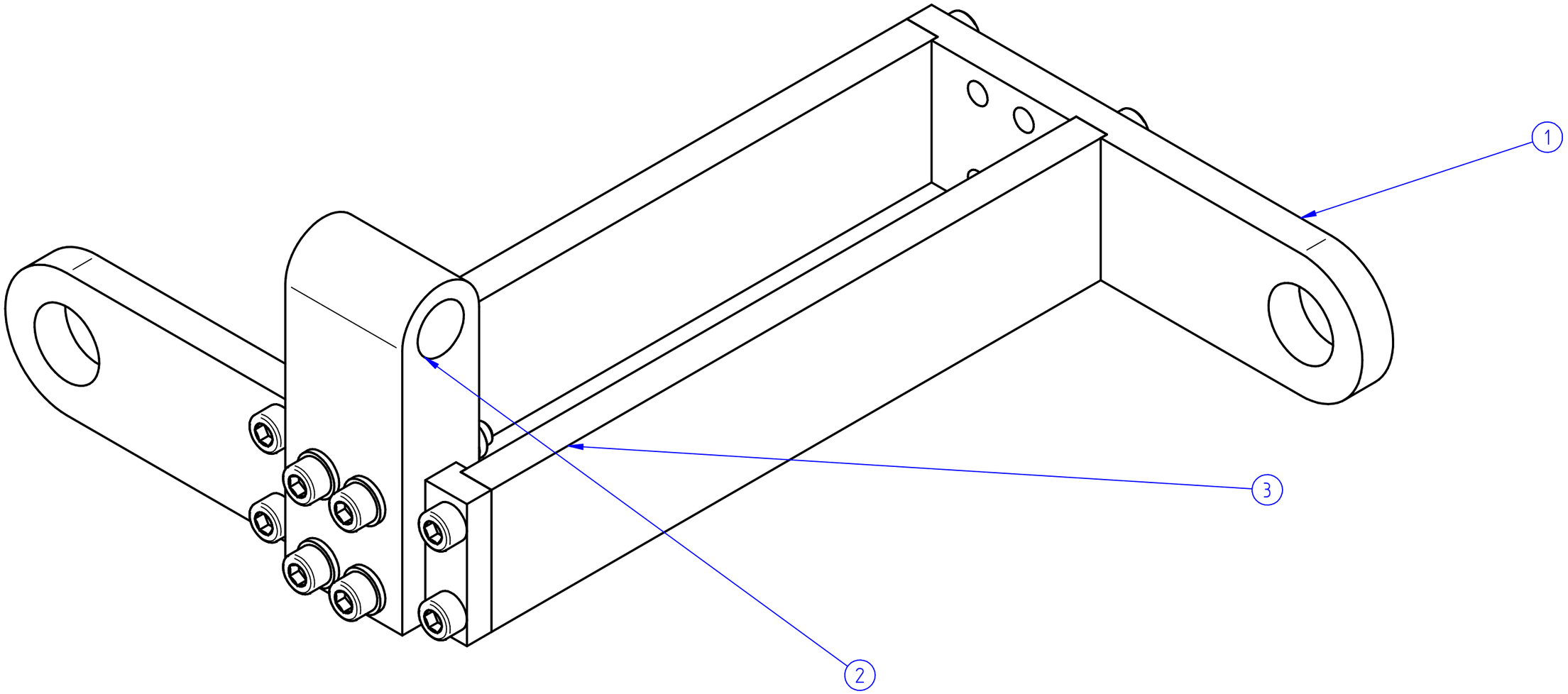




Maksimaalne käik: 39mm
Minimaalne jõuõla pikkus: 51mm
Maksimaalne jõuõla pikkus: 90mm

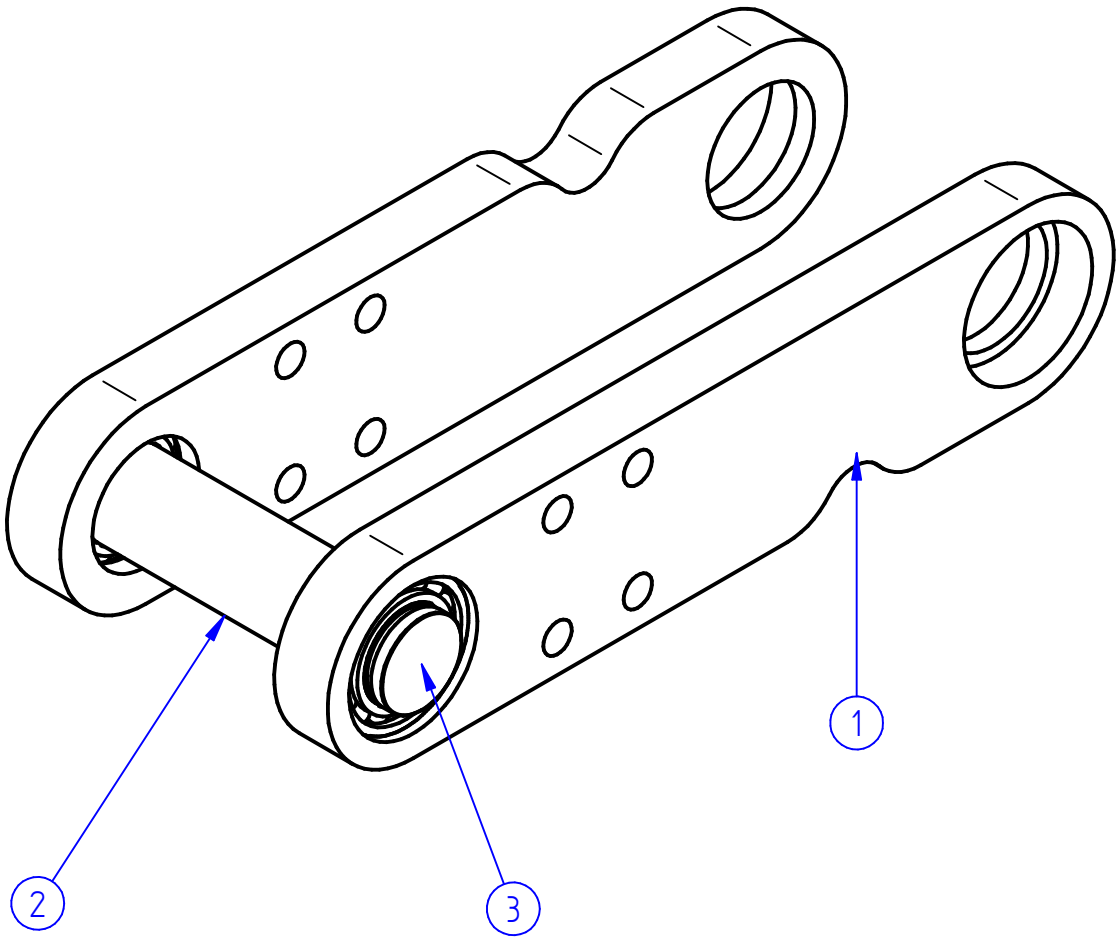
Mõõtkava 1:1,33

	Materjal:	Näitamata piirhälbed:	Mass: 1,124 kg	Mõõt: 1:1
Teostas	Kristjan Türk	Nimetus: Muutuva jõuõla kooste		
Kontrollis	Aare Aan			
Kinnitas				
Eesti Maaülikool Tehnikainstituut		Leht: 2 / 2	Tähis: TA 16/120420 1 1 1 K	



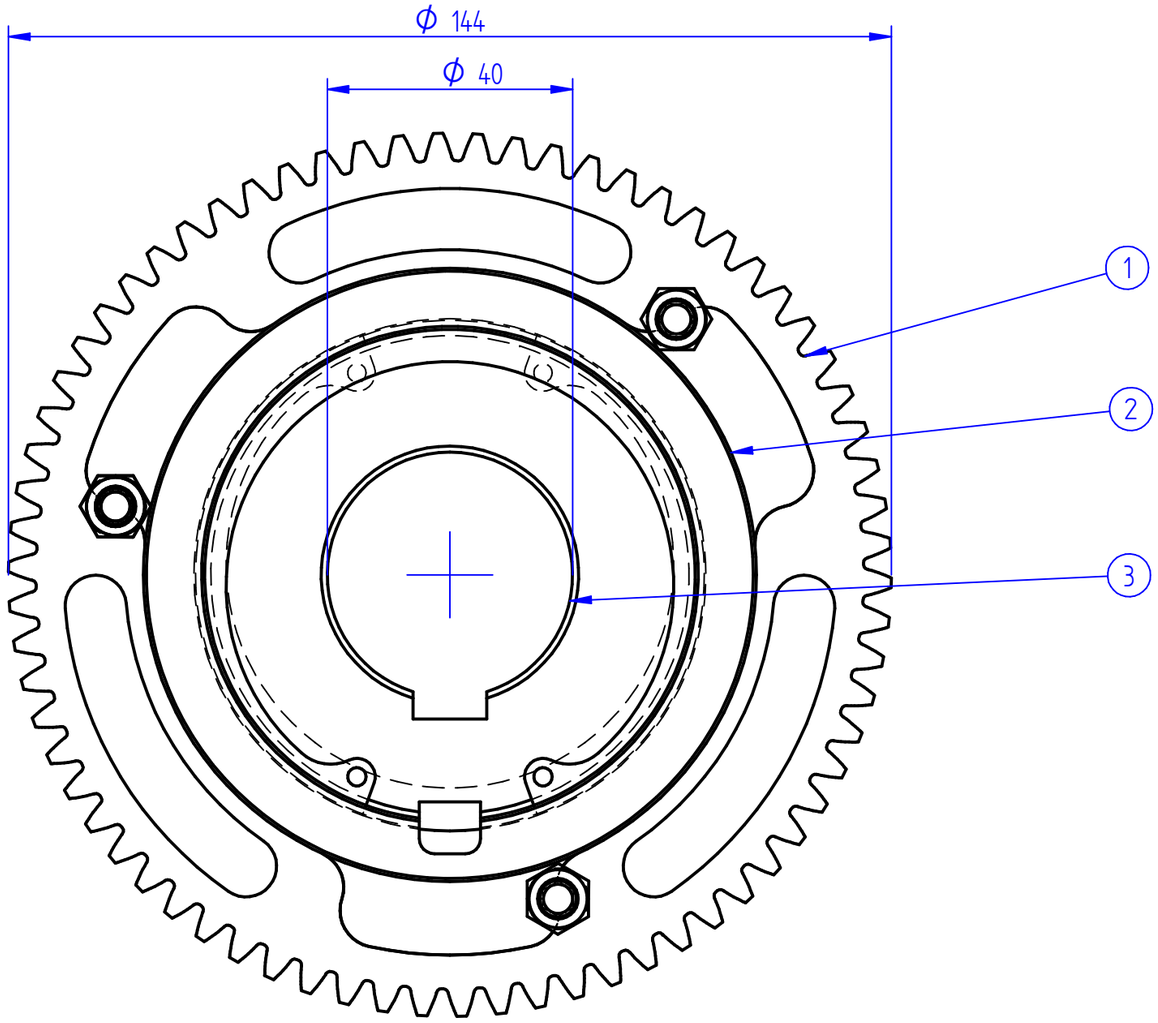
Osa	Nimetus	Tähis	Hulk	Märkus
1	Silindri kinnitus	TA16/120420 3 1 1 D	2	
2	Kepsu kinnitus	TA16/120420 3 2 1 D	1	
3	Ühendus plaat	TA16/120420 3 3 1 D	2	

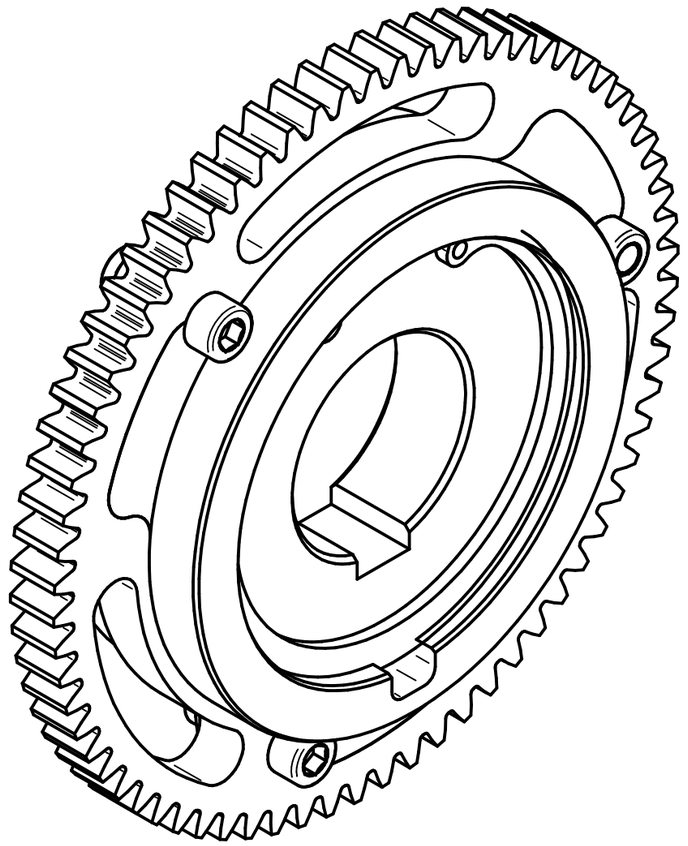
	Materjal:	Näitamata piirhälbed: ISO-2768-m	Mass: 30,809 kg	Mõõt: 1:1
Teostas	Kristjan Türk	Nimetus: Kelgu kooste		
Kontrollis	Aare Aan			
Kinnitas				
Eesti Maaülikool EMU Tehnikainstituut		Leht: 1 / 1	Tähis: TA 16/120420 3 1 K	

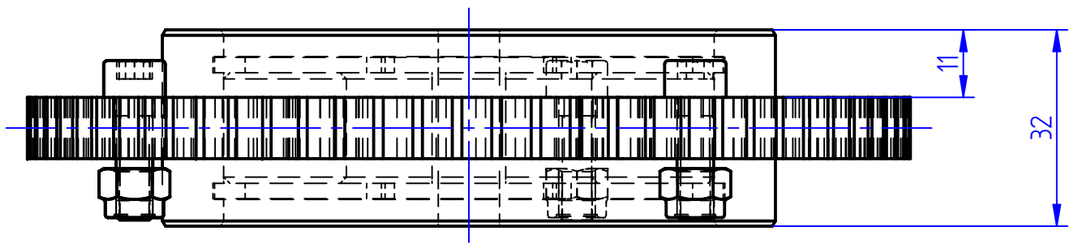


Osa	Nimetus	Tähis	Hulk	Märkus
1	Keps	TA16/120420 4 1 1 D	2	
2	Kepsusõrm	TA16/120420 4 2 1 D	1	
3	Laager	DIN 625-1 61802	2	

	Materjal:	Näitamata piirhälbed: ISO-2768-m	Mass: 0,289 kg	Mõõt: 1:1
Teostas	Kristjan Türk	Nimetus: Kepsu kooste		
Kontrollis	Aare Aan			
Kinnitas				
Eesti Maaülikool EMU Tehnikainstituut		Leht: 1 / 1	Tähis: TA 16/120420 4 1 K	



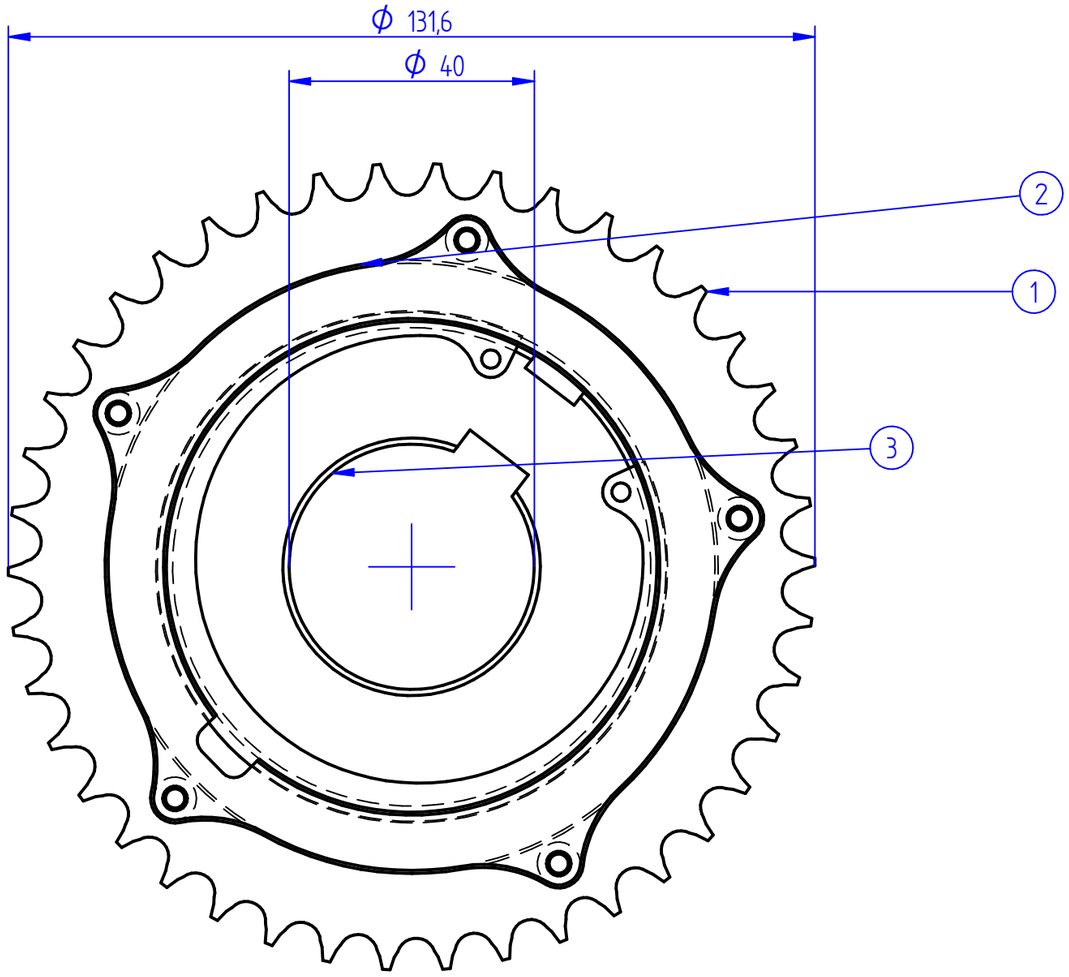


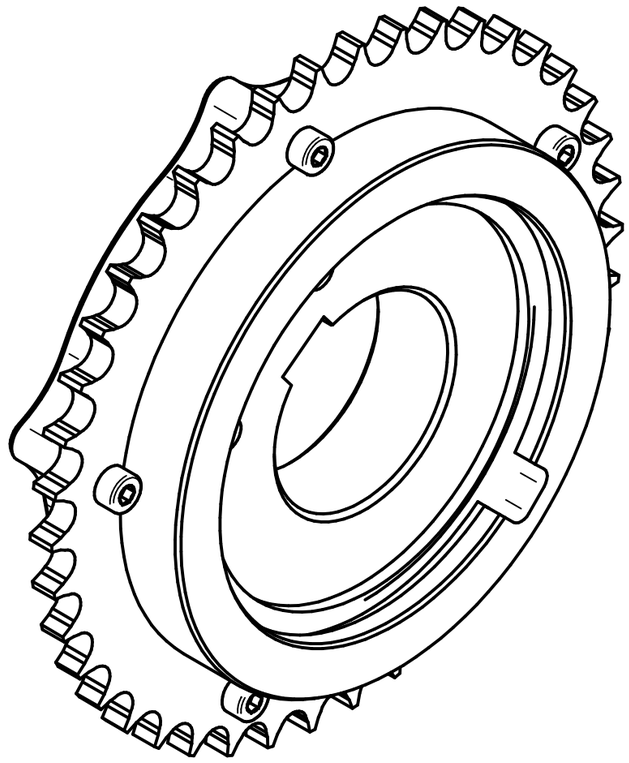


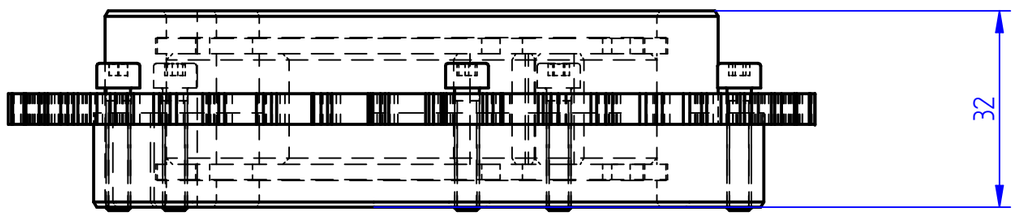
Osa	Nimetus	Tähis	Hulk	Märkus
1	Hammasratas 1	TA16/10420 1 2 1 K	1	
2	Põrksiduri rumm 1	TA16/10420 1 2 2 D	1	
3	Põrksidur	CSK40PP	1	

	Materjal:	Näitamata piirhälbed: ISO-2768-m	Mass: 1,503 kg	Mõõt: 1:2

Teostas	Kristjan Türk	Nimetus: Põrksiduri kooste 1	
Kontrollis	Aare Aan		
Kinnitas			
Eesti Maaülikool EMU Tehnikainstituut		Leht: 1 / 1	Tähis: TA 16/120420 1 2 1 K

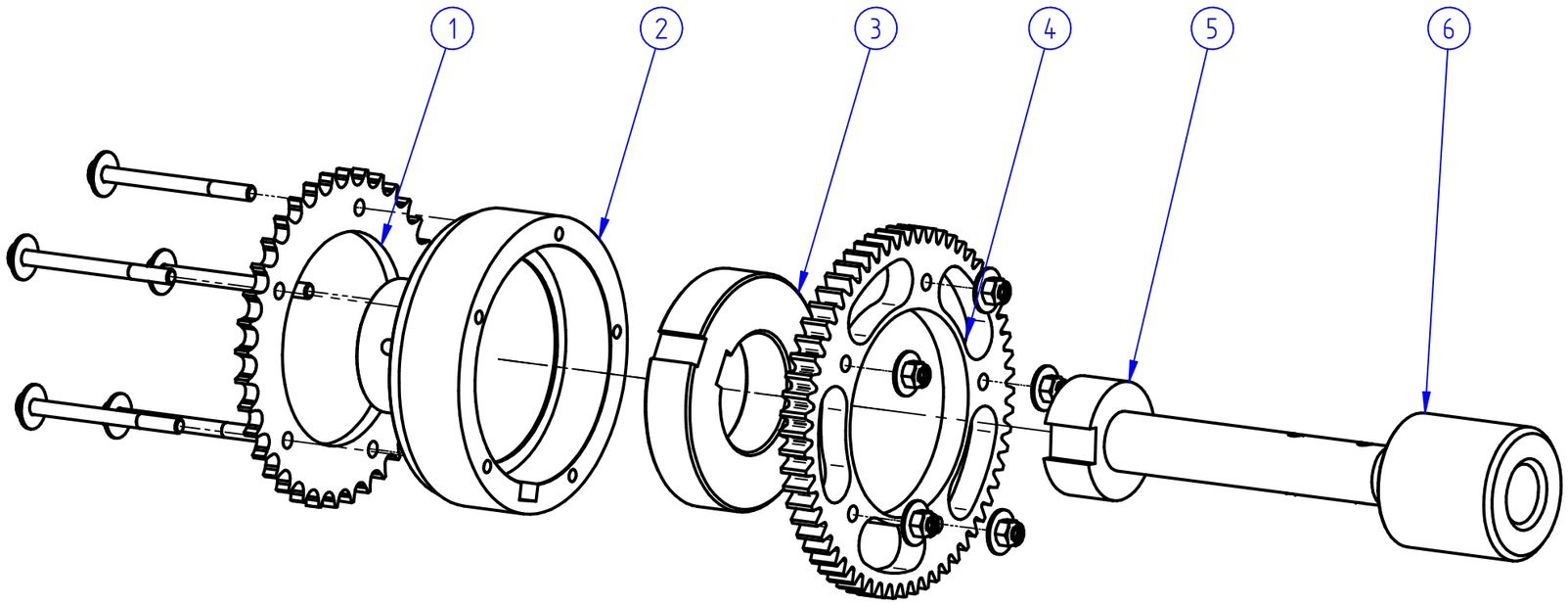


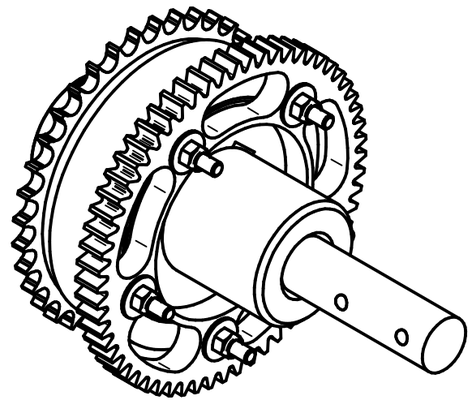




Osa	Nimetus	Tähis	Hulk	Märkus
1	Ketirratas 1	TA16/10420 1 3 1 K	1	
2	Põrksiduri rumm 2	TA16/10420 1 3 2 D	1	
3	Põrksidur	CSK40PP	1	

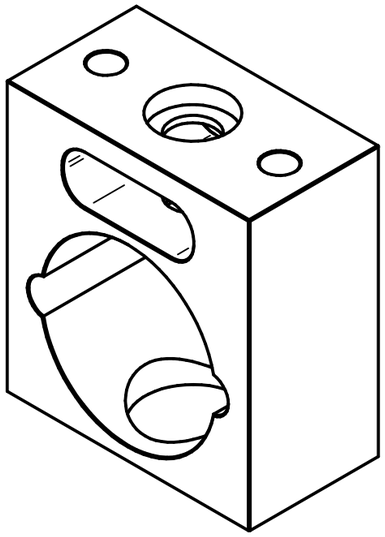
	Materjal:	Näitamata piirhälbed: ISO-2768-m	Mass: 1,503 kg	Mõõt: 1:2
Teostas	Kristjan Türk	Nimetus: Põrksiduri kooste 2		
Kontrollis	Aare Aan			
Kinnitas				
Eesti Maaülikool EMU Tehnikainstituut		Leht: 1 / 1	Tähis: TA 16/120420 1 3 1 K	

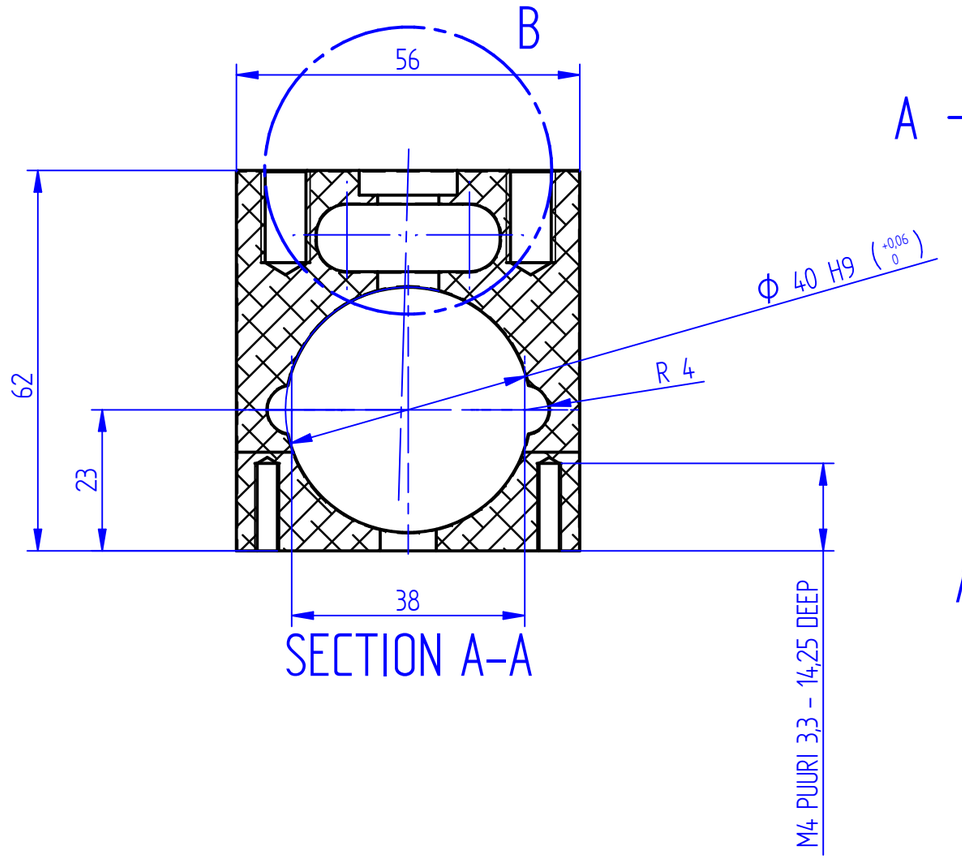




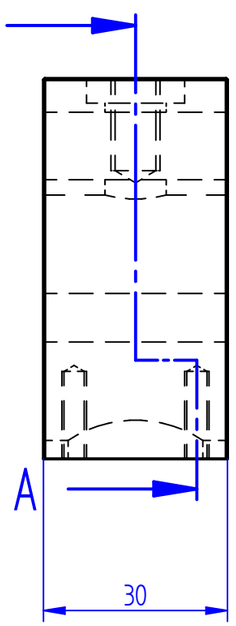
Osa	Nimetus	Tähis	Hulk	Märkus
1	Ketiratas 2	TA16/120420 5 1 1 D	1	
2	Diferentsiaali rumm	TA16/120420 5 2 1 D	1	
3	Põrksidur	CSK40PP	1	
4	Hammasratas 2	TA16/120420 5 3 1 D	1	
5	Väljundvõll	TA16/120420 5 4 1 D	1	
6	Distants puks	TA16/120420 5 5 1 D	1	

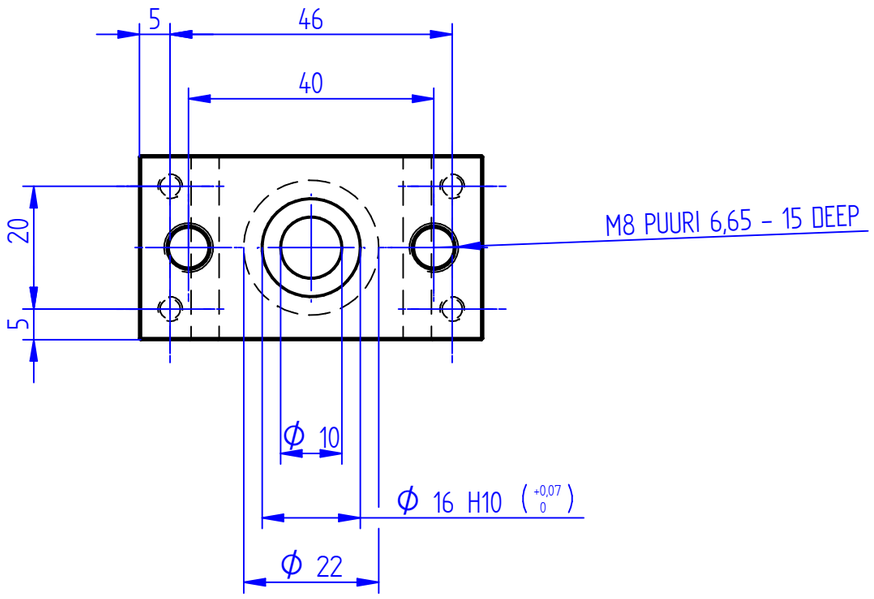
	Materjal:	Näitamata piirhälbed: ISO-2768-m	Mass: 1,909 kg	Mõõt: 1:2
Teostas	Kristjan Türk	Nimetus: Väljundvõlli kooste		
Kontrollis	Aare Aan			
Kinnitas				
Eesti Maaülikool EMU Tehnikainstituut		Leht: 1 / 1	Tähis: TA 16/120420 5 1 K	

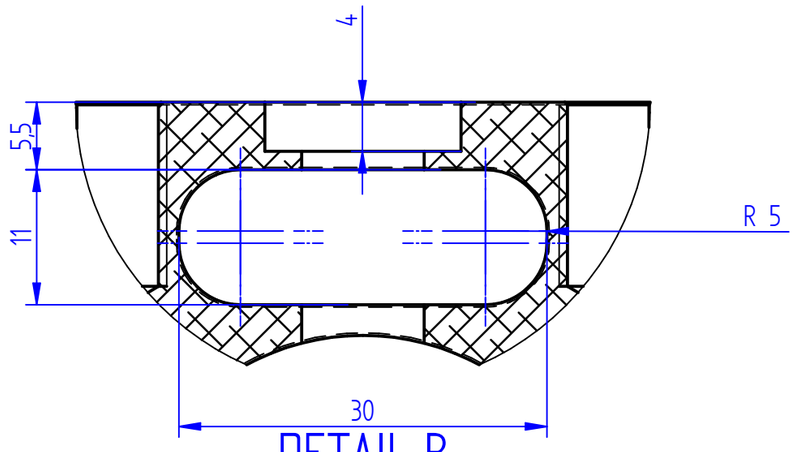




SECTION A–A

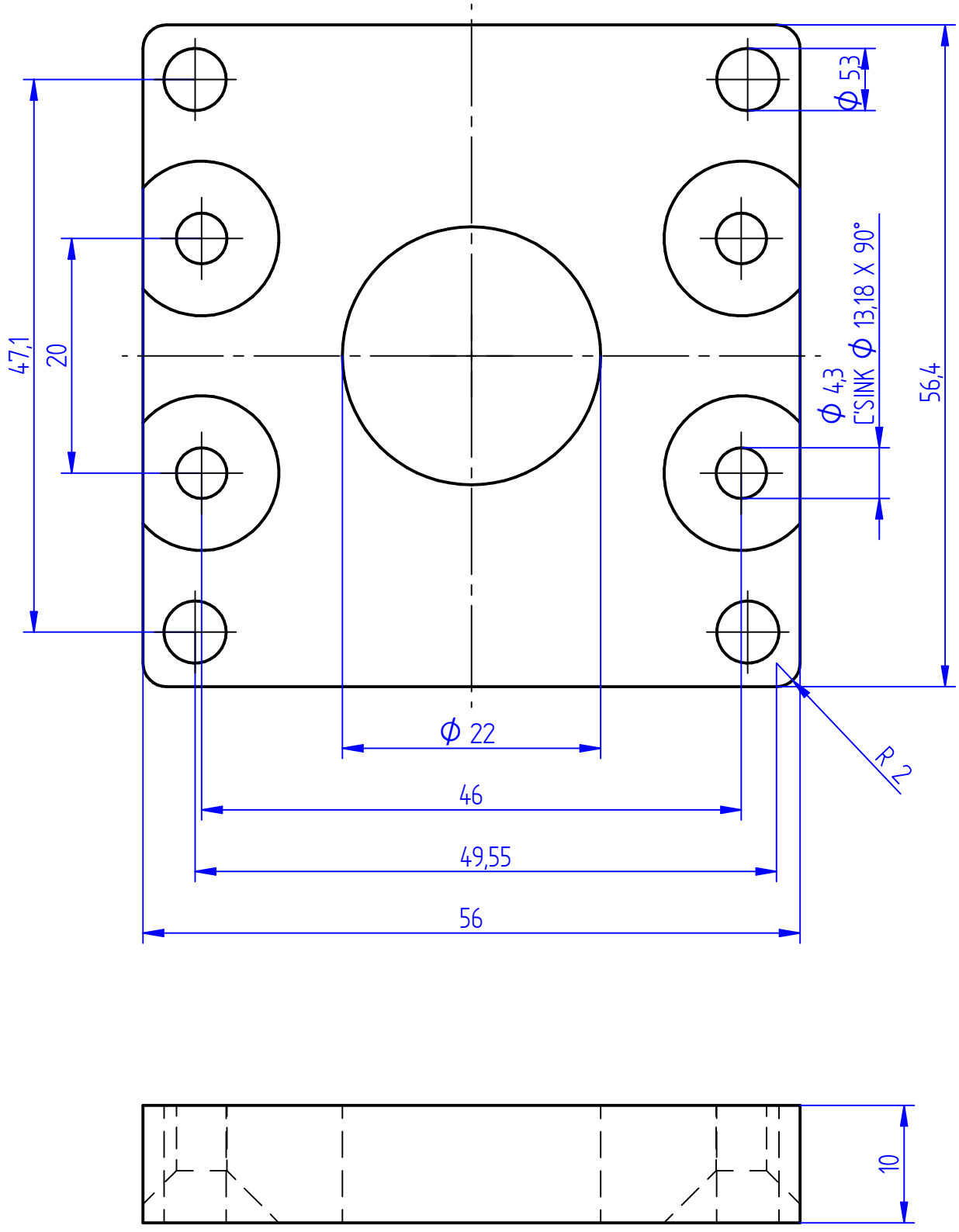




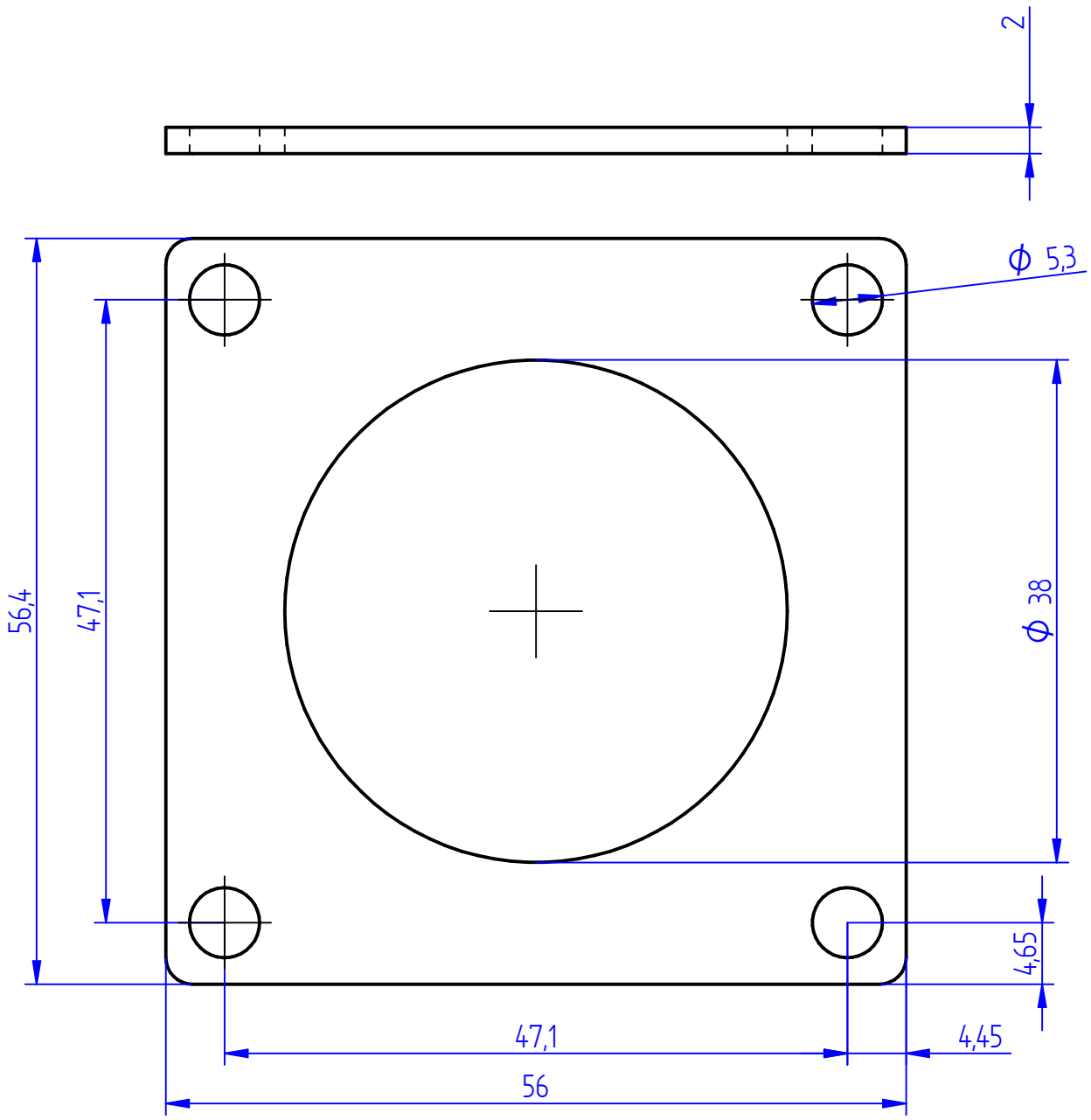


DETAIL B

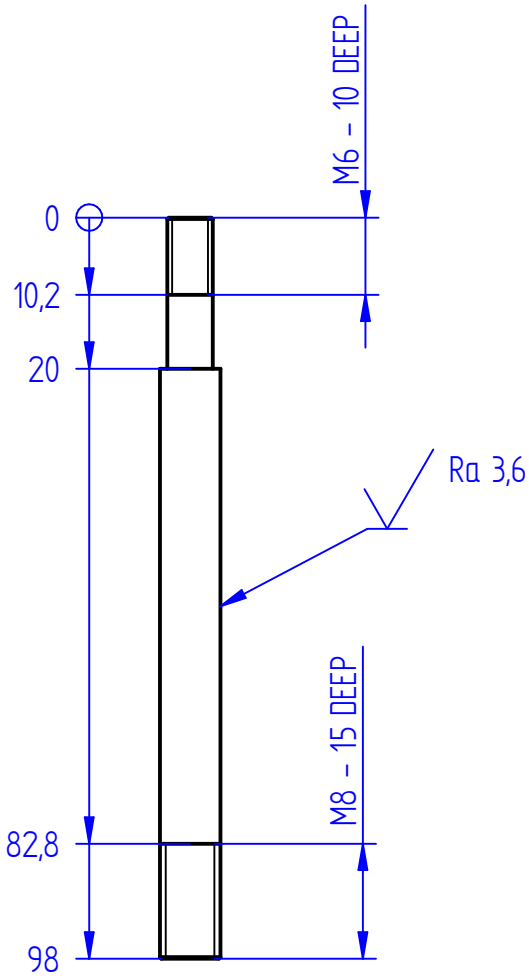
	Materjal: Al 5754 H22	Näitamata piirhälbed: ISO-2768-m	Mass: 0,139 kg	Mõõt: 2:1
Teostas	Kristjan Türk	Nimetus: Nimetus		
Kontrollis	Aare Aan			
Kinnitas				
Eesti Maaülikool Tehnikainstituut		Leht: 1 / 1	Tähis: TA 16/120420 1 14 D	

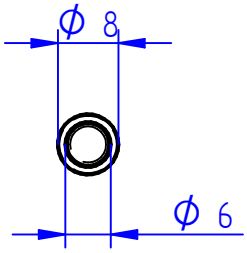


Materjal: Al 5754 H22		Näitamata piirhälbed: ISO-2768-m	Mass: 0,068 kg	Mõõt: 2:1
Teostas	Kristjan Türk	Nimetus: Samm-mootori kinnitus		
Kontrollis	Aare Aan			
Kinnitas				
Eesti Maaülikool EMU Tehnikainstituut		Leht: 1 / 1	Tähis: TA 16/120420 1 1 5 D	

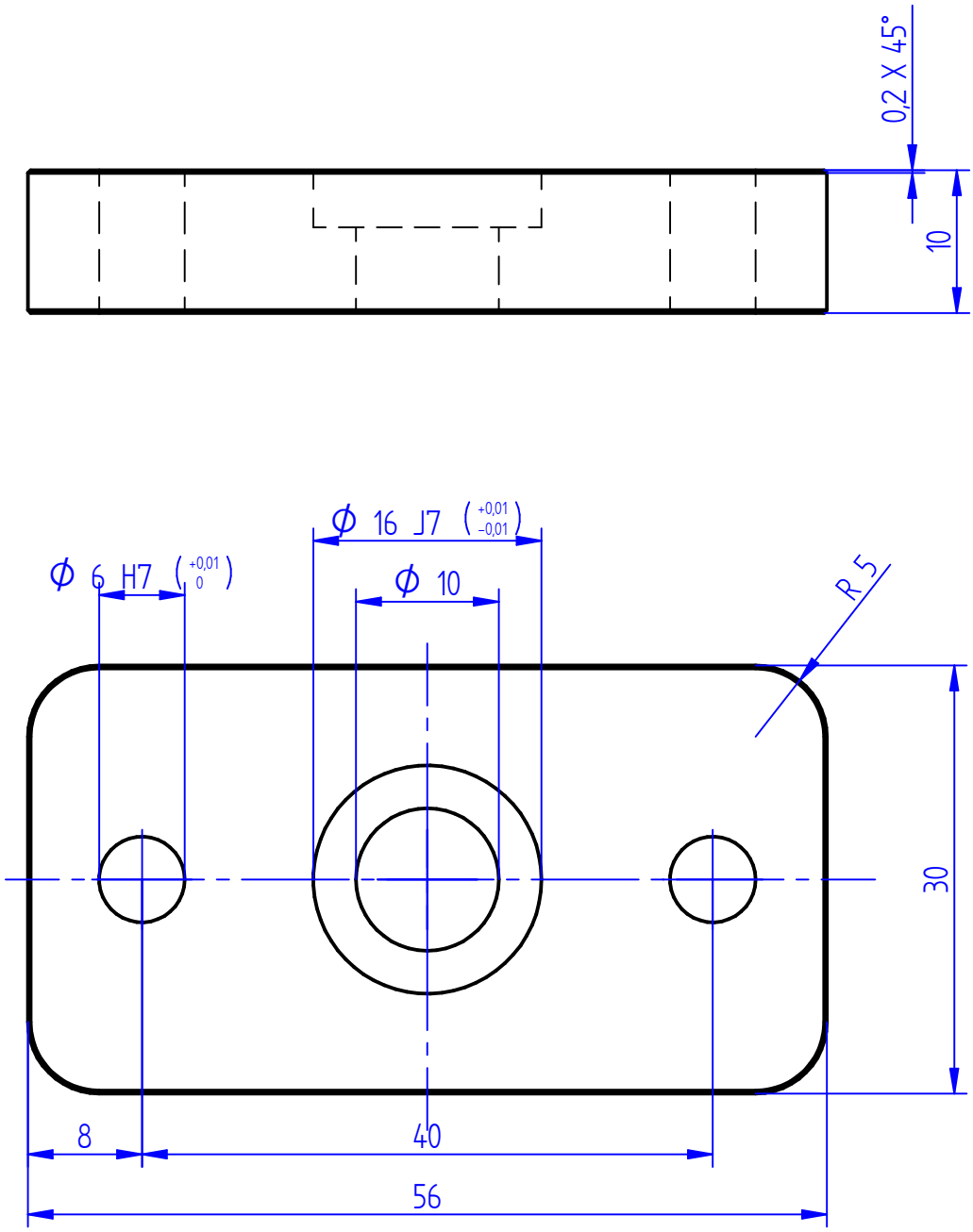


	Materjal: Al 5754 H22	Näitamata piirhälbed: ISO-2768-m	Mass: 0,010 kg	Mõõt: 2:1
Teostas	Kristjan Türk	Nimetus: Samm-mootori vaheplaat		
Kontrollis	Aare Aan			
Kinnitas				
Eesti Maaülikool EMU Tehnikainstituut		Leht: 1 / 1	Tähis: TA 16/120420 1 1 6 D	

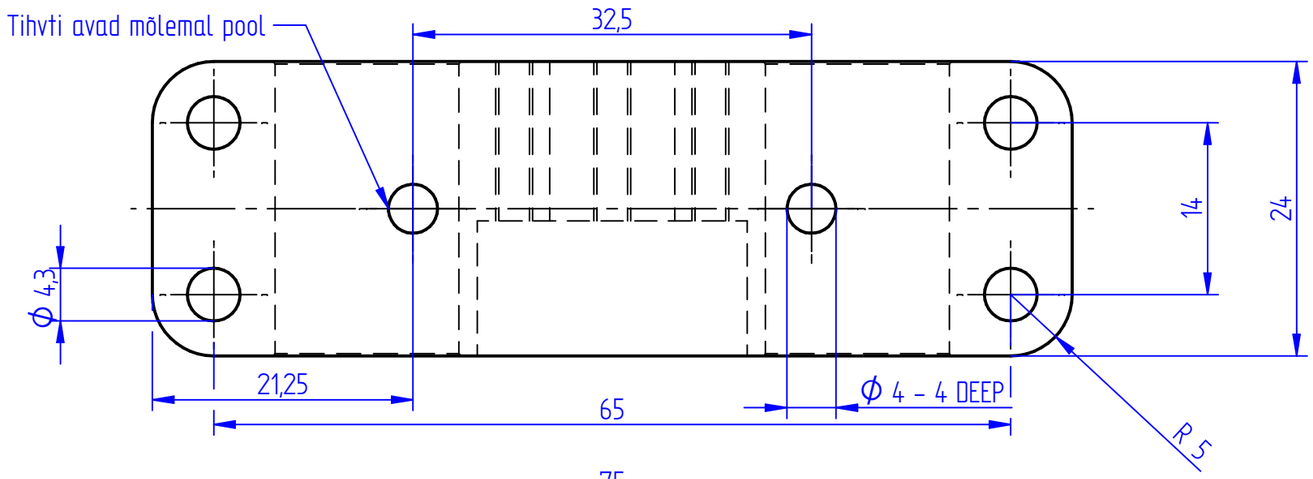


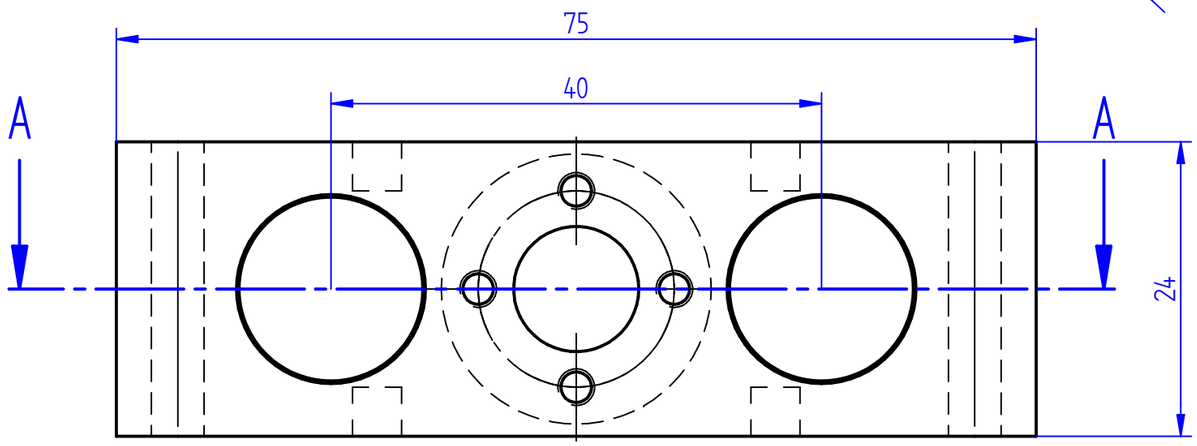


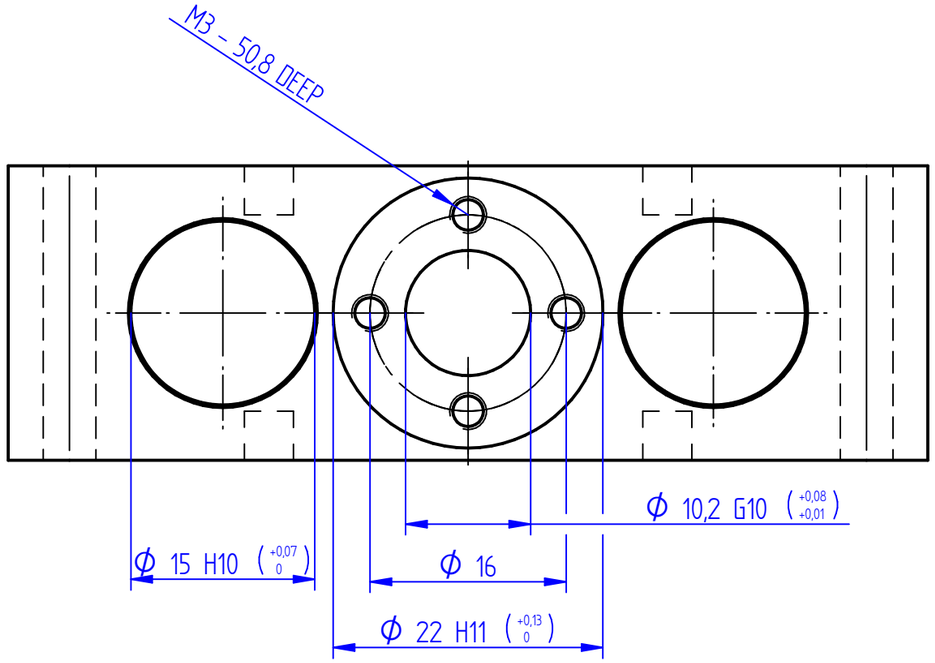
	Materjal: Steel – Structural:1.0553 , S355J0	Näitamata piirhälbed: ISO-2768-m	Mass: 0,035 kg	Mõõt: 1:1
Teostas	Krisjan Türk	Nimetus: Tikkpolt		
Kontrollis	Aare Aan			
Kinniatas				
Eesti Maaülikool EMU Tehnikainstituut		Leht: 1 / 1	Tähis: TA 16/120420 1 1 3 0	

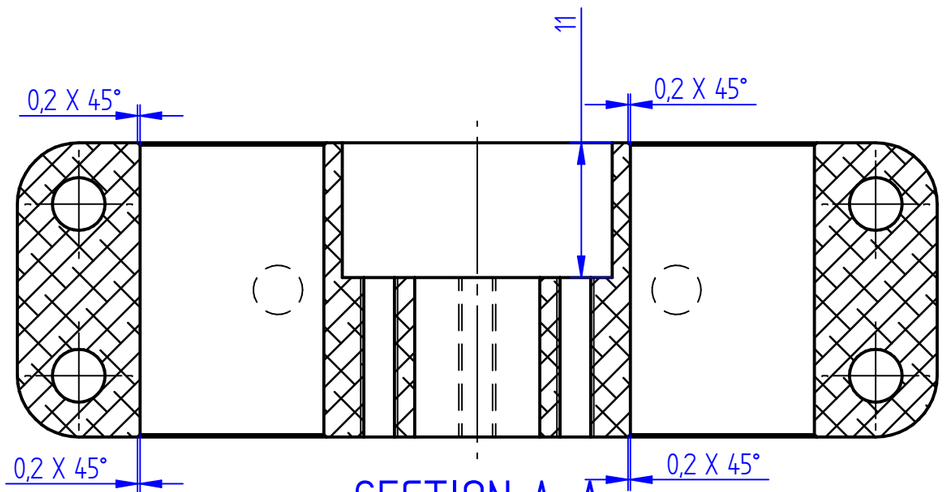


	Materjal: Aluminum, 6061-T6	Näitamata piirhälbed: ISO-2768-m	Mass: 0,040 kg	Mõõt: 2:1
Teostas	Kristjan Türk	Nimetus: Otsa plaat		
Kontrollis	Aare Aan			
Kinnitas				
Eesti Maaülikool EMU Tehnikainstituut		Leht: 1 / 1	Tähis: TA 16/120420 1 1 2 D	



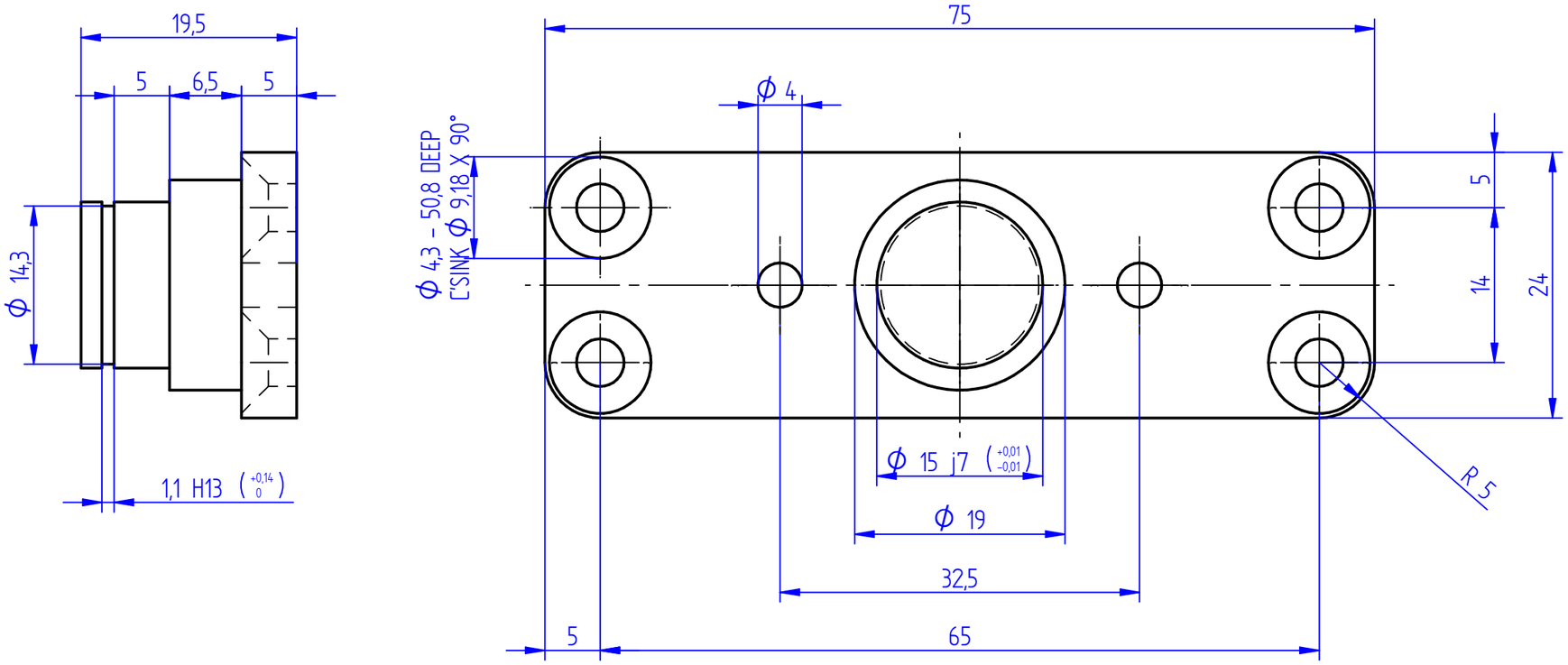




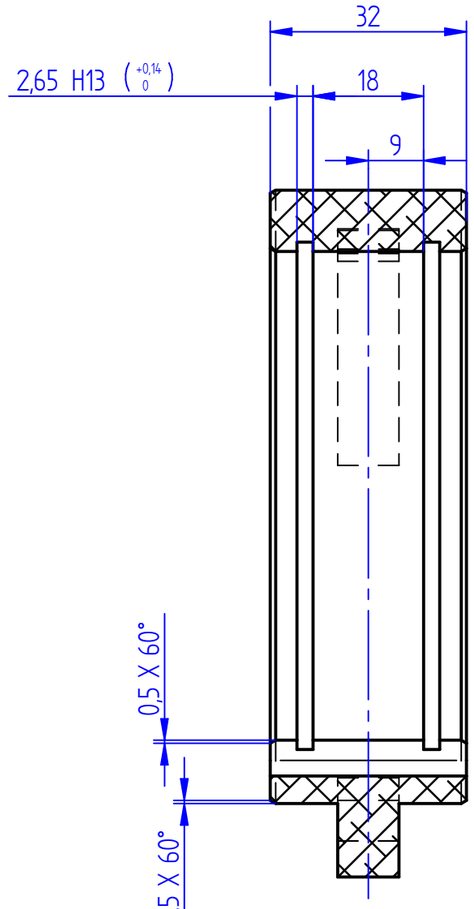


SECTION A-A

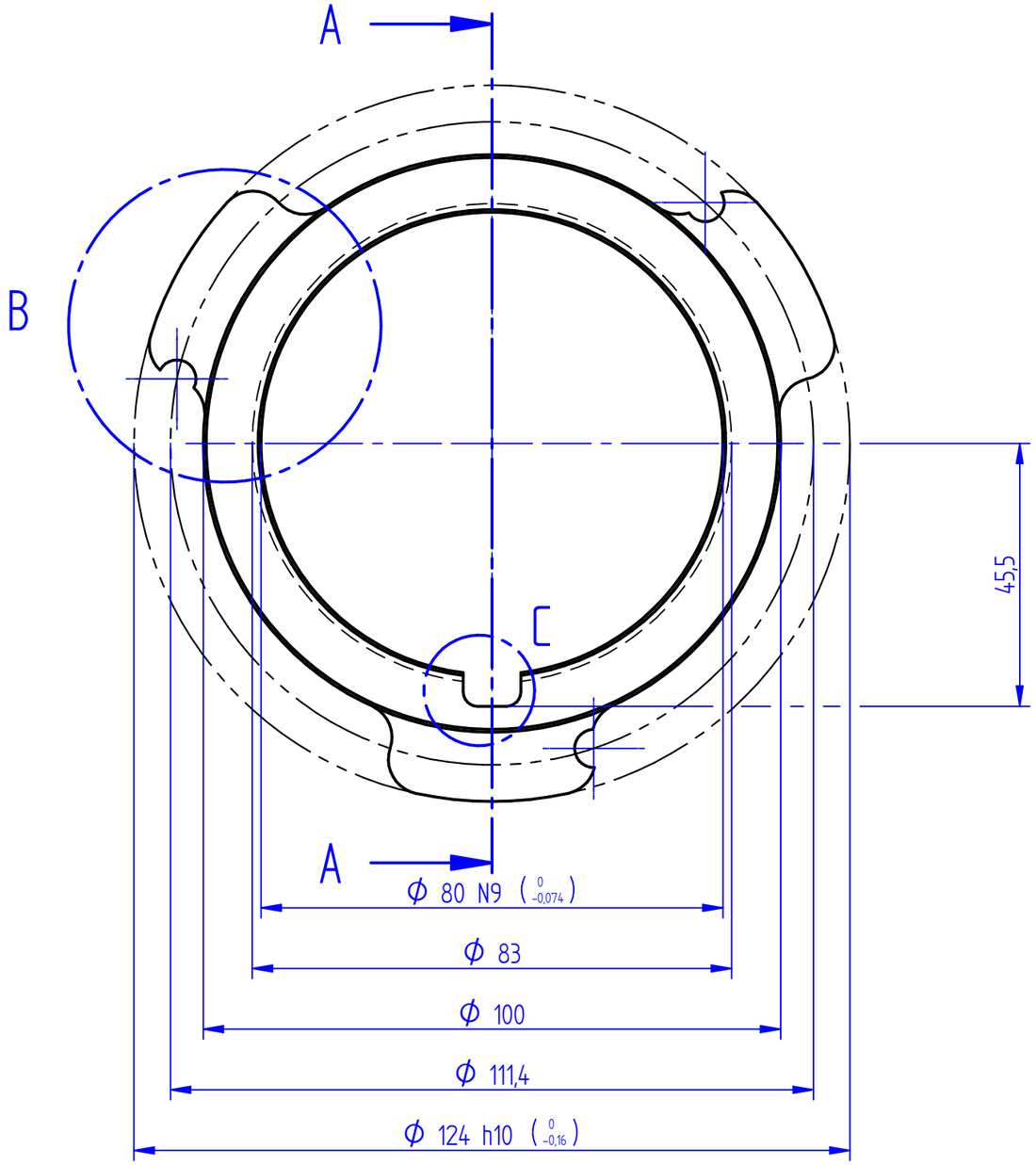
	Materjal: Al 5754 H22	Näitamata piirhälbed: ISO-2768-m	Mass: 0,072 kg	Mõõt: 2:1
Teostas	Kristjan Türk	Nimetus: Kepsu Liugur 1		
Kontrollis	Aare Aan			
Kinnitas				
Eesti Maaülikool EMU Tehnikainstituut		Leht: 1 / 1	Tähis: TA 16/120420 1 1 7 D	

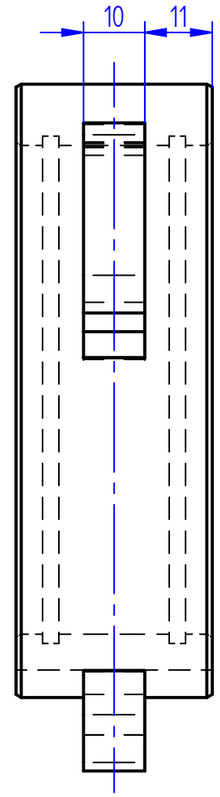


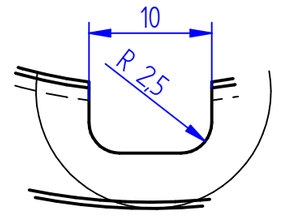
	Materjal: Aluminum, 6061-T6	Näitamata piirhälbed: ISO-2768-m	Mass: 0,031 kg	Mõõt: 2:1
Teostas	Kristjan Türk	Nimetus: Kepsu liugur 2		
Kontrollis	Aare Aan			
Kinnitas				
Eesti Maaülikool EMU Tehnikainstituut		Leht: 1 / 1	Tähis: TA 16/120420 1 1 8 D	



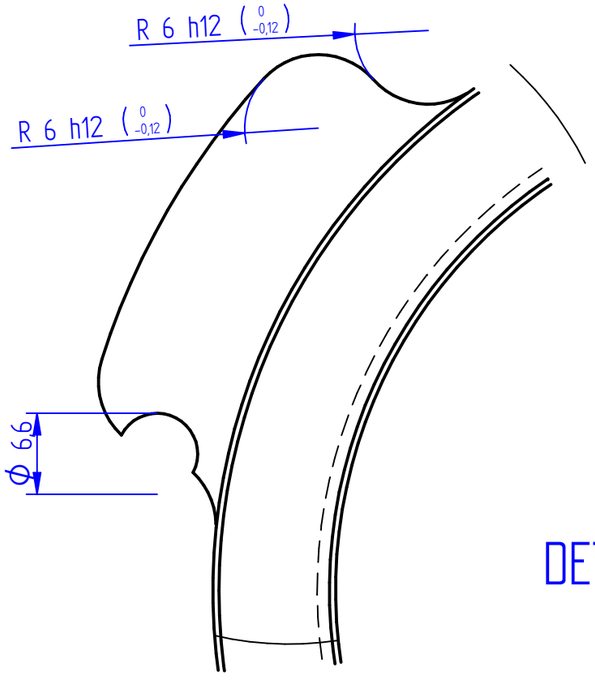
SECTION A-A





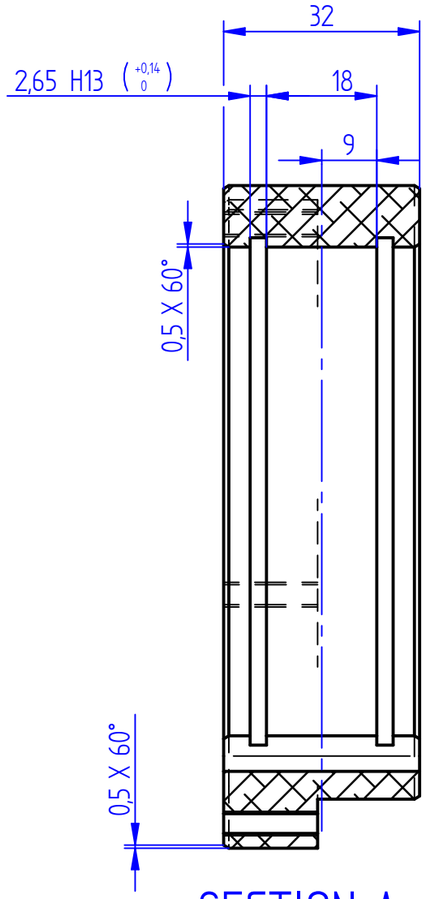


DETAIL C
2:1



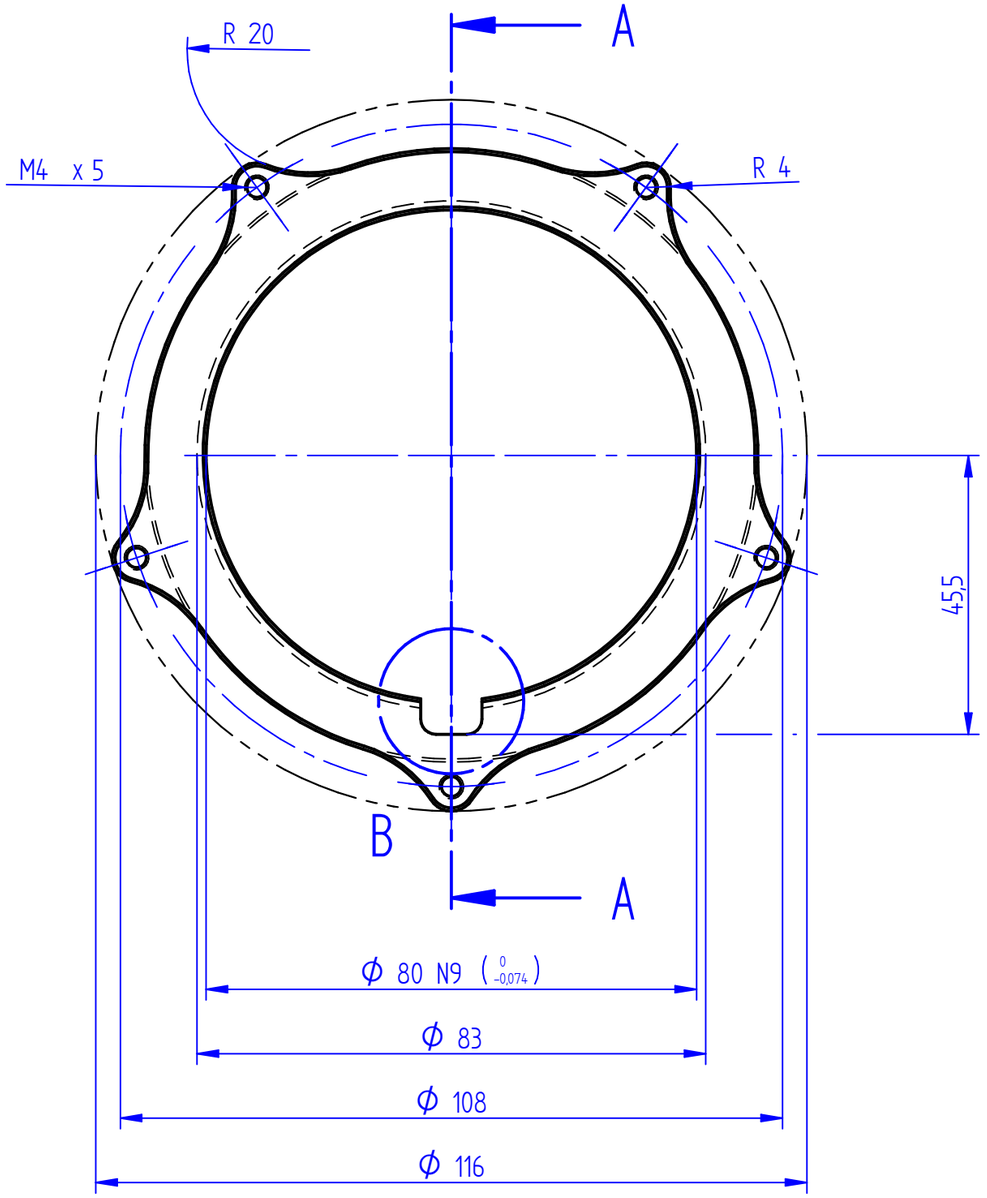
DETAIL B
2:1

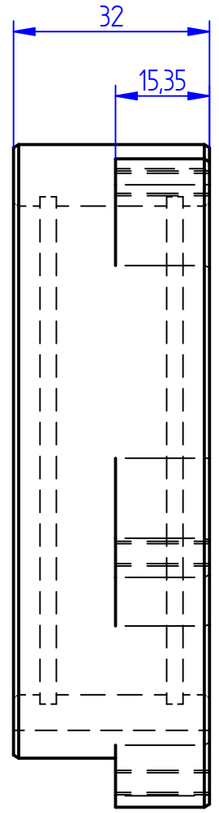
	Materjal: Al 5754 H22	Näitamata piirhälbed: ISO-2768-m	Mass: 0,264 kg	Mõõt: 2:1
Teostas	Kristjan Türk	Nimetus: Põrksiduri rumm 2		
Kontrollis	Aare Aan			
Kinnitas				
Eesti Maaülikool EMU Tehnikainstituut		Leht: 1 / 1	Tähis: TA 16/120420 1 3 2 D	



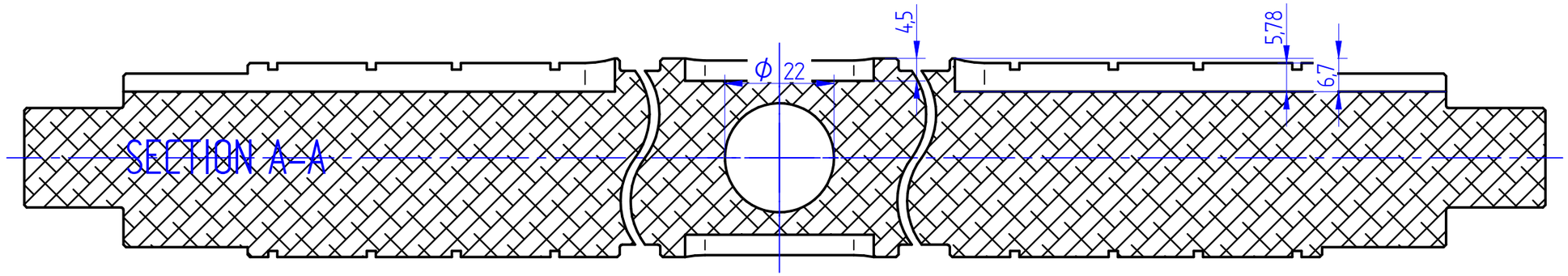
SECTION A-A

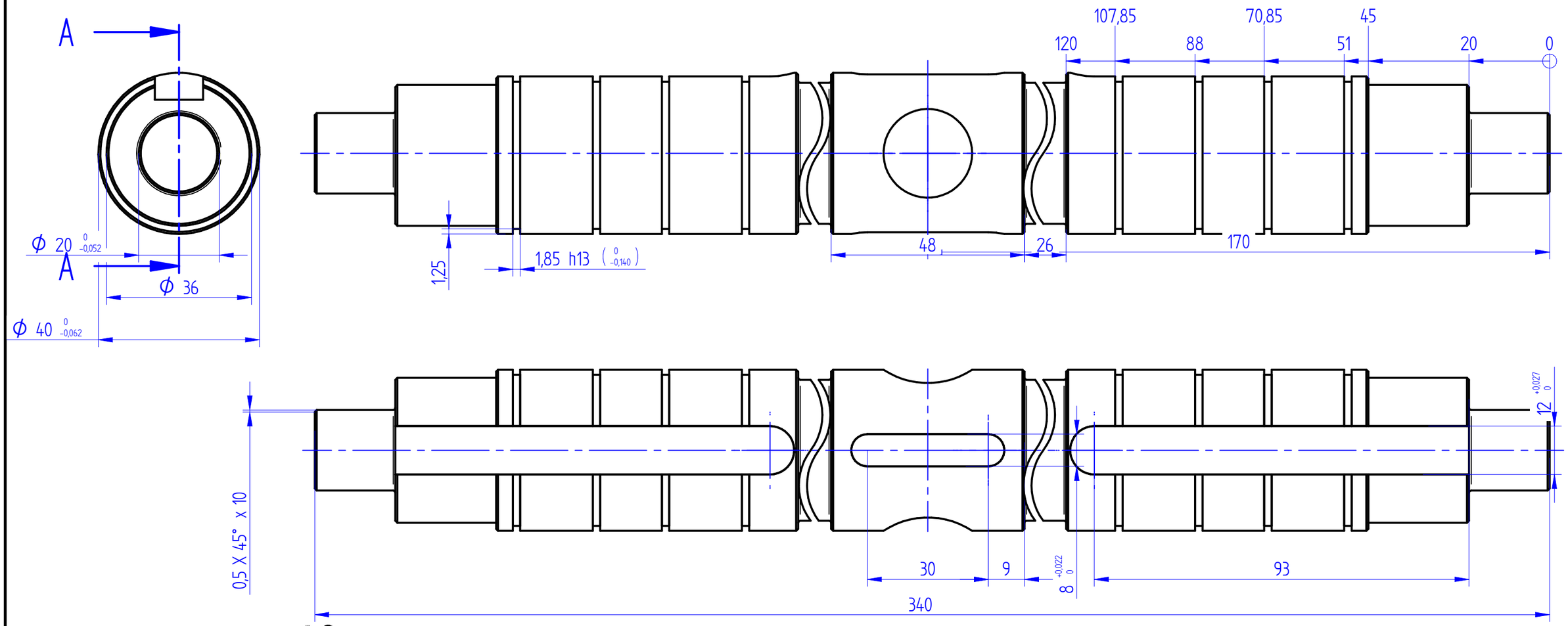
DETAIL B

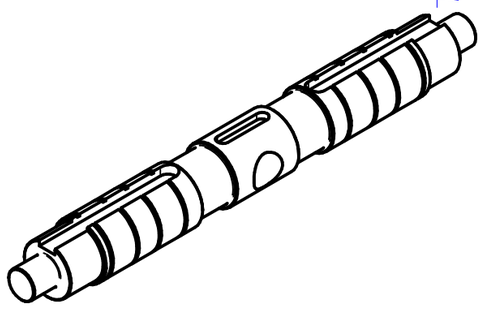




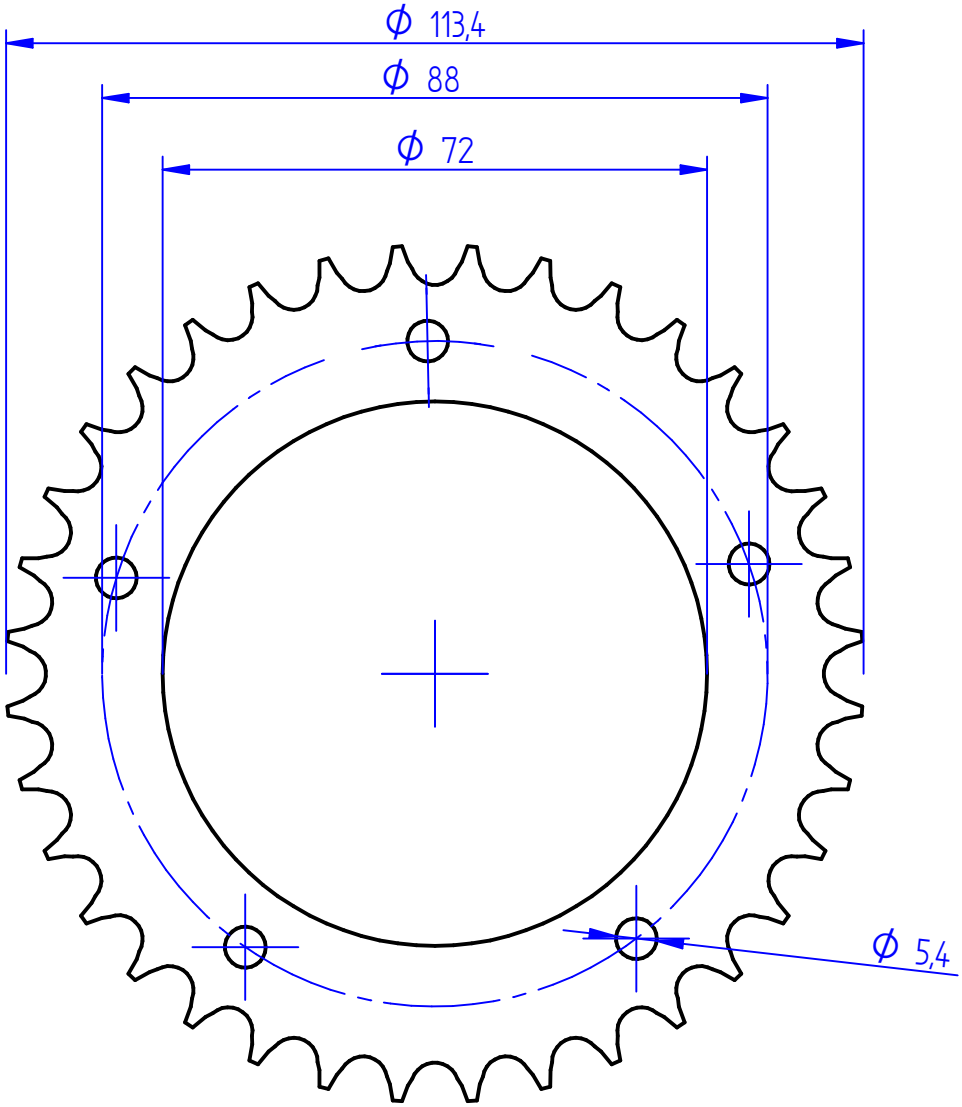
	Materjal: Al 5754 H22	Näitamata piirhälbed: ISO-2768-m	Mass: 0,248 kg	Mõõt: 2:1
Teostas	Kristjan Türk	Nimetus: Põrksidurirumm 2		
Kontrollis	Aare Aan			
Kinniatas				
Eesti Maaülikool EMU Tehnikainstituut		Leht: 1 / 1	Tähis: TA 16/120420 1 3 2 D	

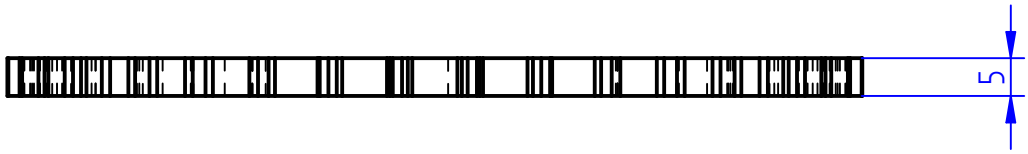




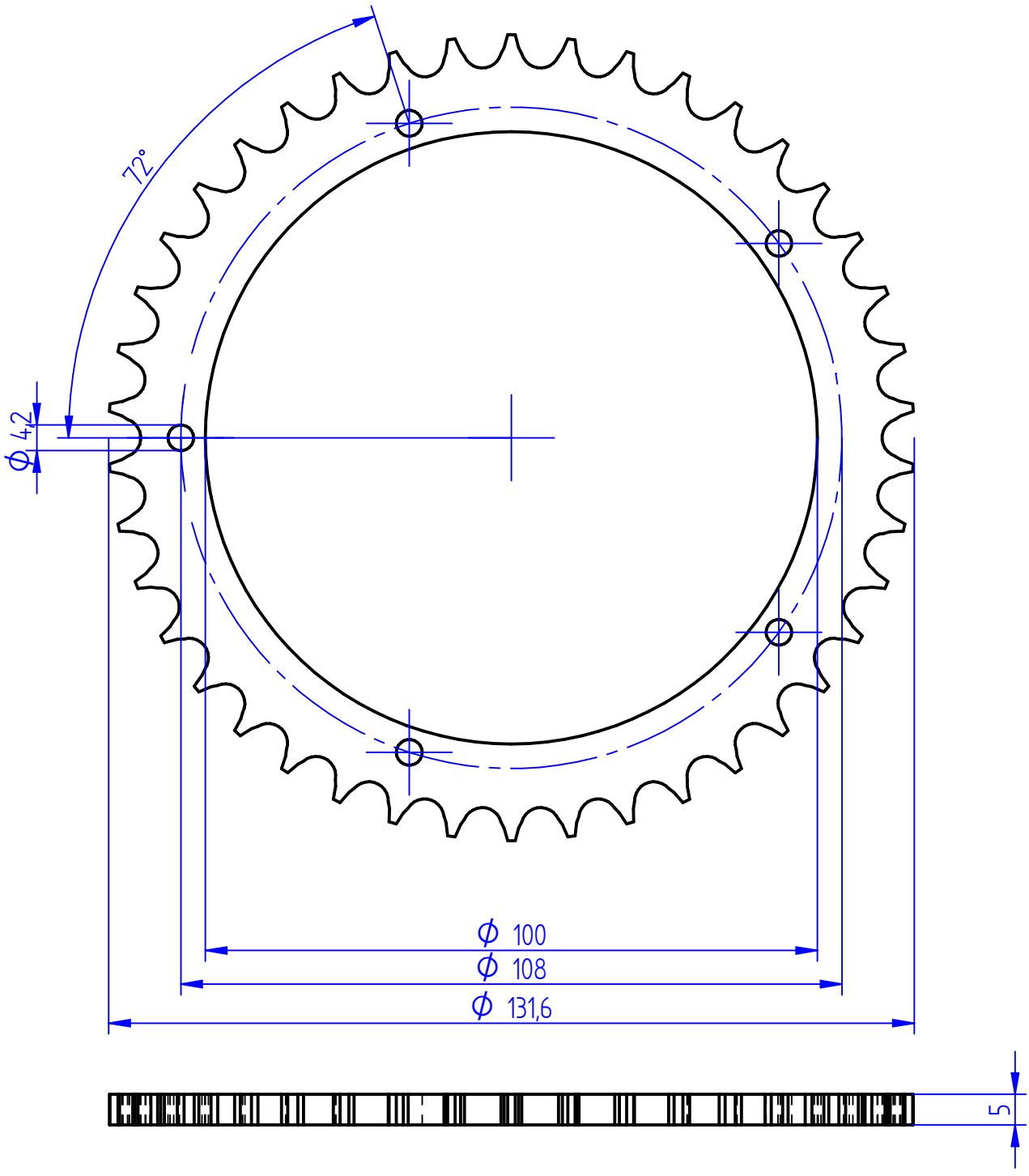


Materjal: Aluminum, 6061-T6		Näitamata piirhälbed: ISO-2768-m	Mass: 0,893 kg	Mõõt: 2:1
Teostas	Kristjan Türk	Nimetus: Võll		
Kontrollis	Aare Aan			
Kinnitas				
Eesti Maaülikool EMU Tehnikainstituut		Leht: 1 / 1	Tähis: TA 16/120420 1 1 2 D	

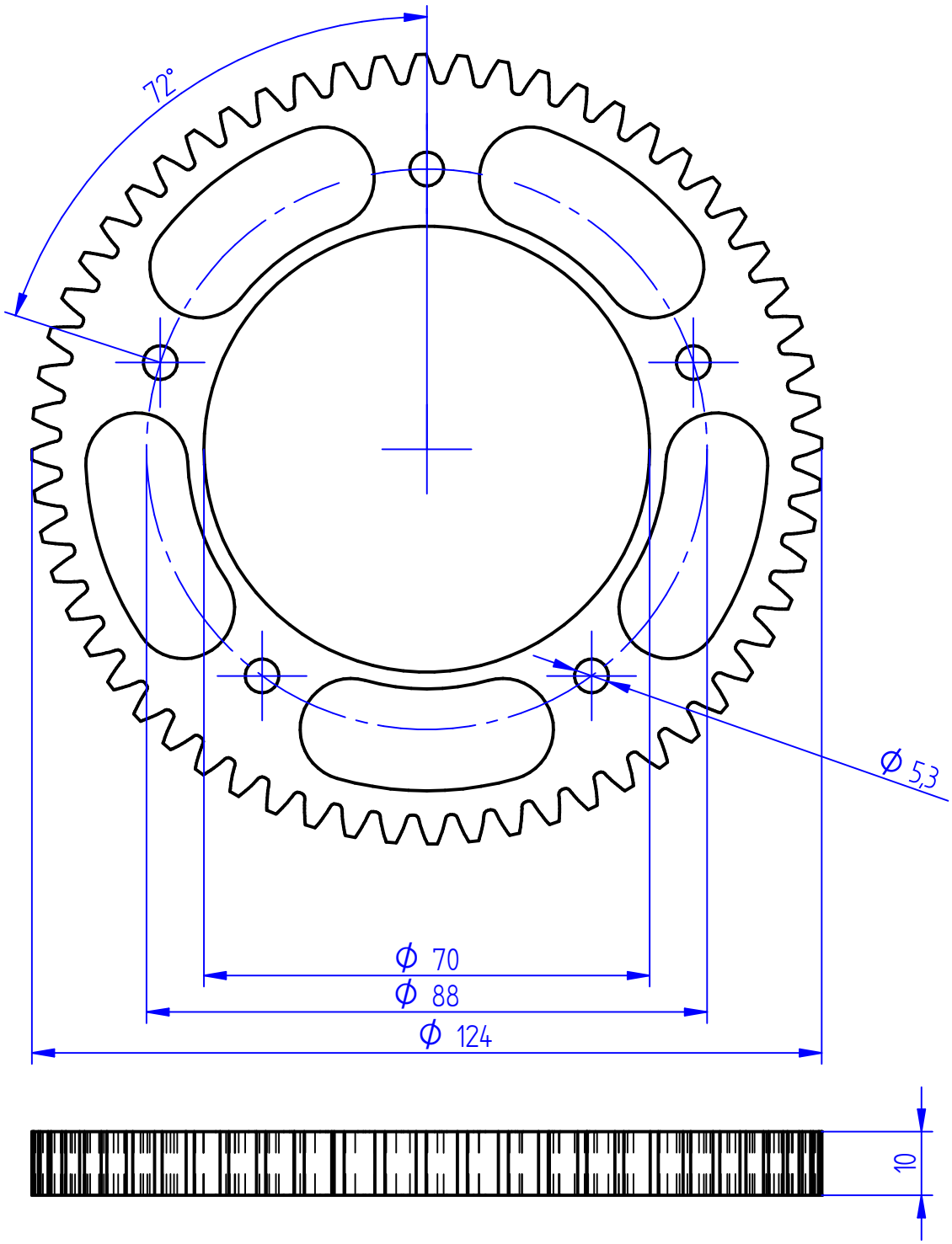




	Materjal: Steel – Structural:1.0553 , S355J0	Näitamata piirhälbed: ISO-2768-m	Mass: 0,185 kg	Mõõt: 1:1
Teostas	Kristjan Türk	Nimetus: Nimetus		
Kontrollis	Aare Aan			
Kinnitas				
Eesti Maaülikool EMU Tehnikainstituut		Leht: 1 / 1	Tähis: TA 16/120420 5 1 1 D	

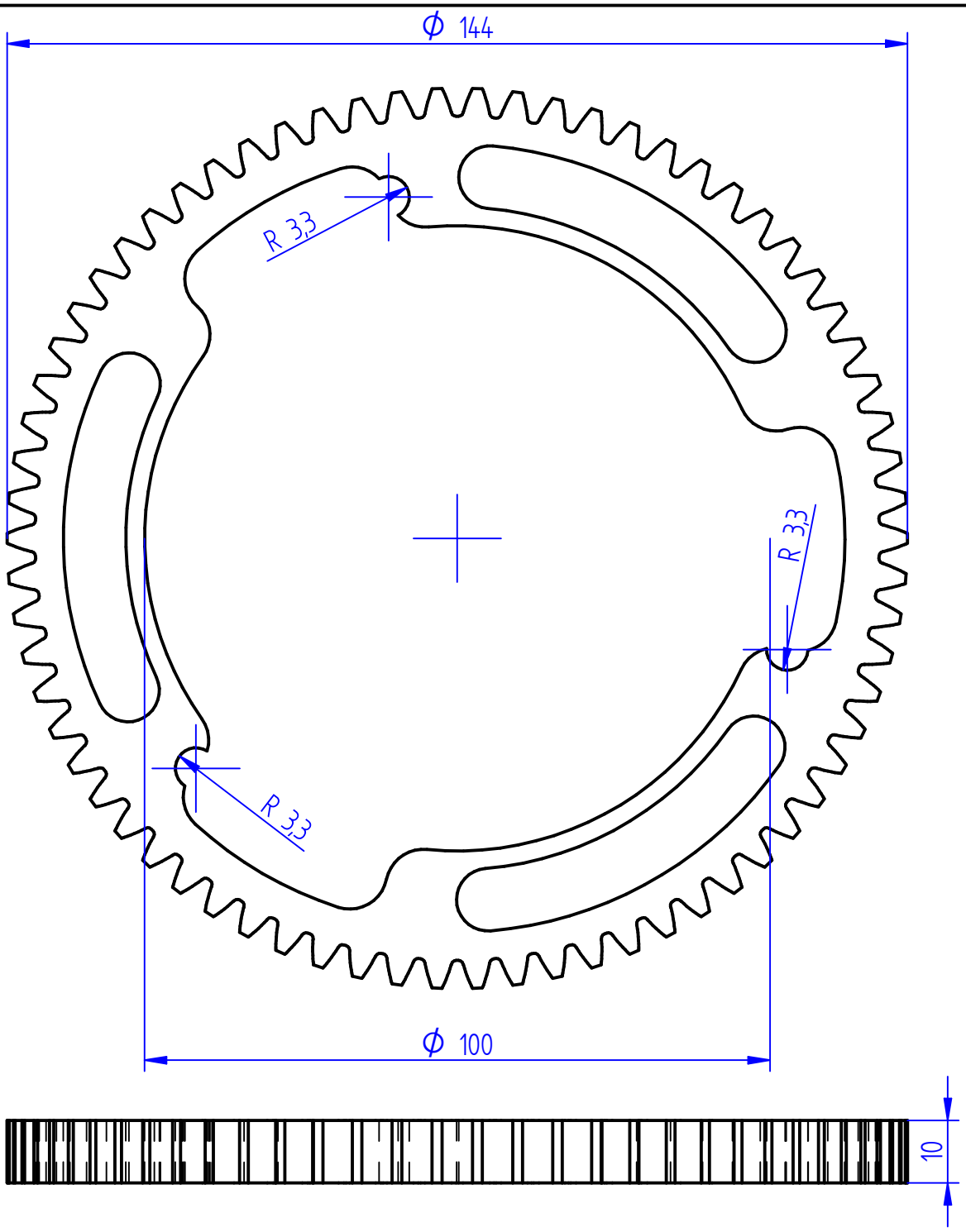


	Materjal: Steel – Structural:1.0553 , S355J0	Näitamata piirhälbed: ISO-2768-m	Mass: 0,169 kg	Mõõt: 1:1
Teostas	Kristjan Türk	Nimetus: Ketiratas 1		
Kontrollis	Aare Aan			
Kinnitas				
Eesti Maaülikool EMU Tehnikainstituut		Leht: 1 / 1	Tähis: TA 16/120420 1 3 1 0	



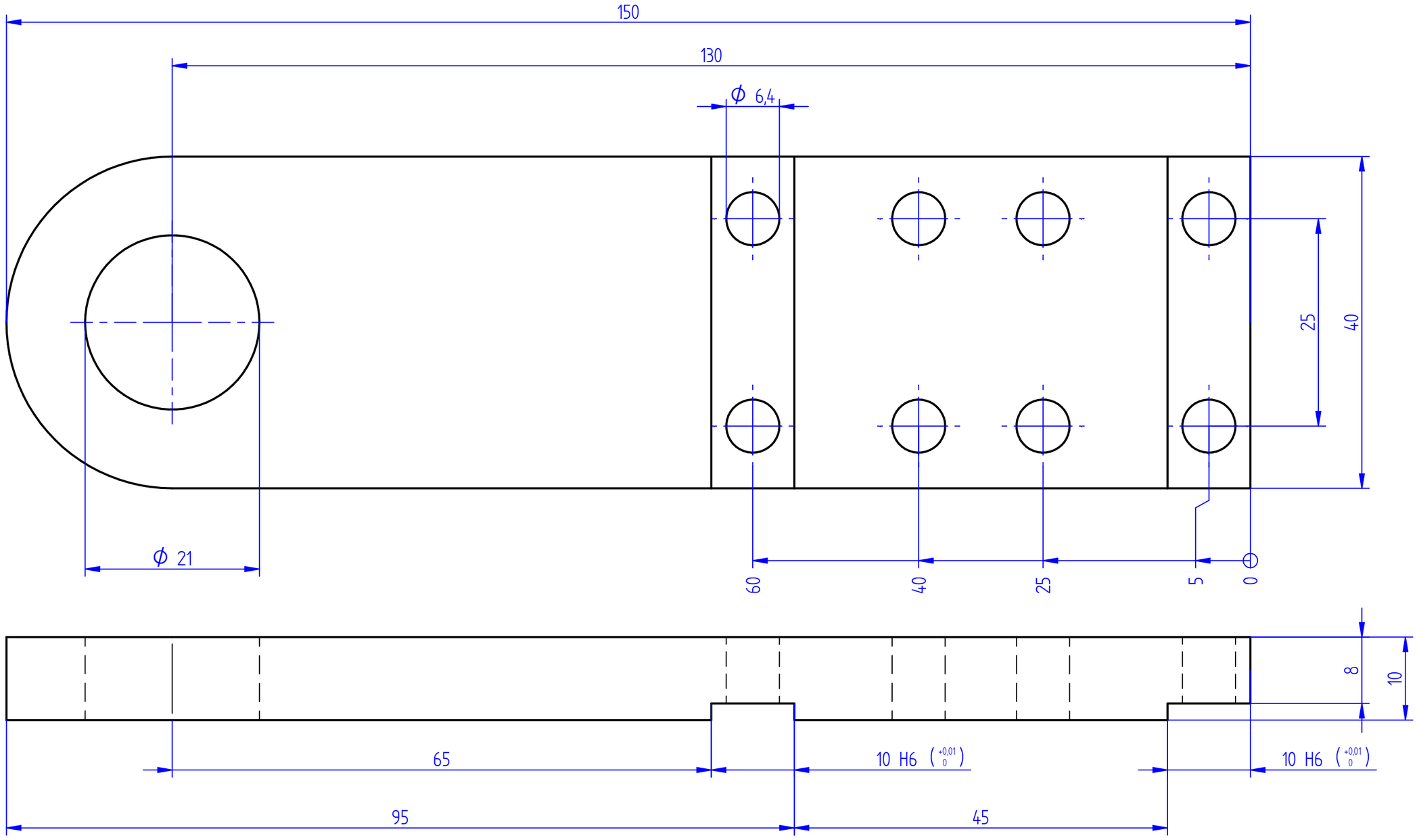
M2, 60 hammast

	Materjal: Steel - Structural:1.0553 , S355J0	Näitamata piirhälbed: ISO-2768-m	Mass: 0,341 kg	Mõõt: 1:1
Teostas	Kristjan Türk	Nimetus: Hammasratas 2		
Kontrollis	Aare Aan			
Kinnitas				
Eesti Maaülikool EMU Tehnikainstituut		Leht: 1 / 1	Tähis: TA 16/120420 5 3 1 0	

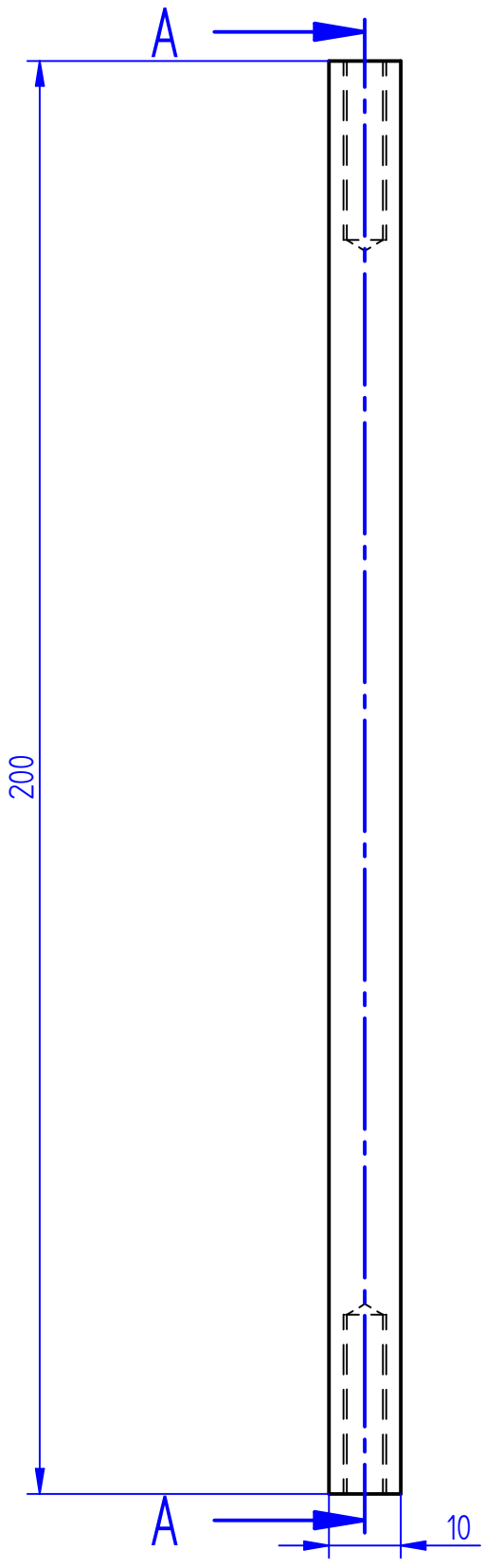


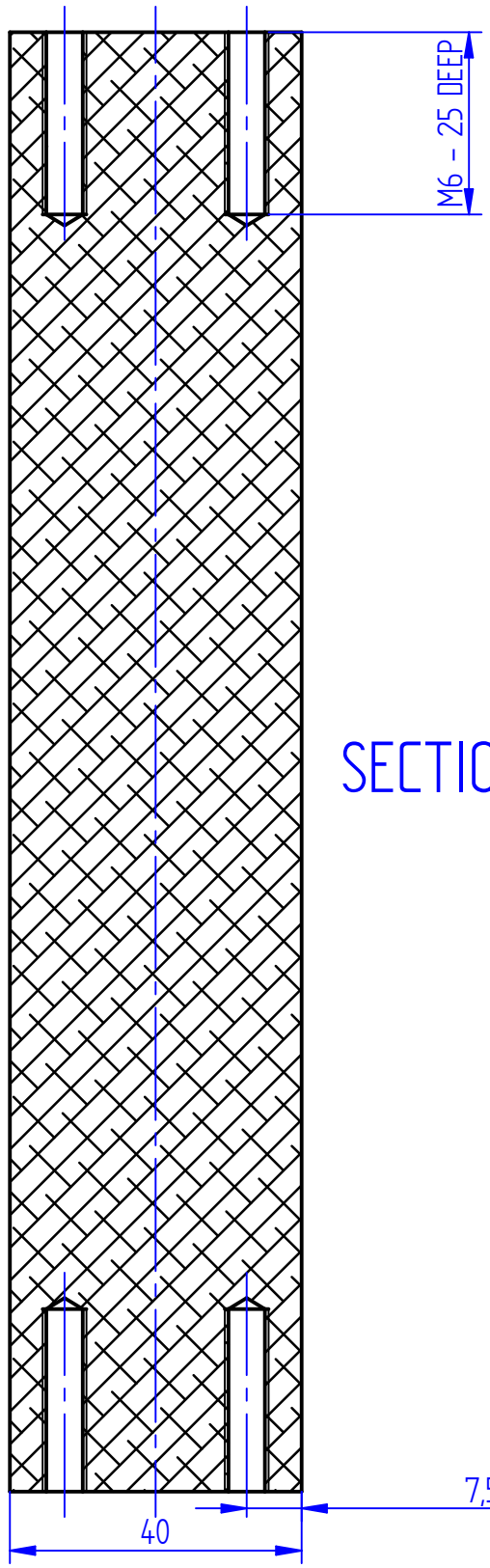
Moodul 2, 70 hammast, spetsiifilised mõõtmed lõikejoonistel

	Materjal: Steel – Structural:1.0553 , S355J0	Näitamata piirhälbed: ISO-2768-m	Mass: 0,343 kg	Mõõt: 1:1
Teostas	Kristjan Türk	Nimetus: Hammasratas 1		
Kontrollis	Aare Aan			
Kinnitas				
Eesti Maaülikool EMU Tehnikainstituut		Leht: 1 / 1	Tähis: TA 16/120420 1 1 1 D	



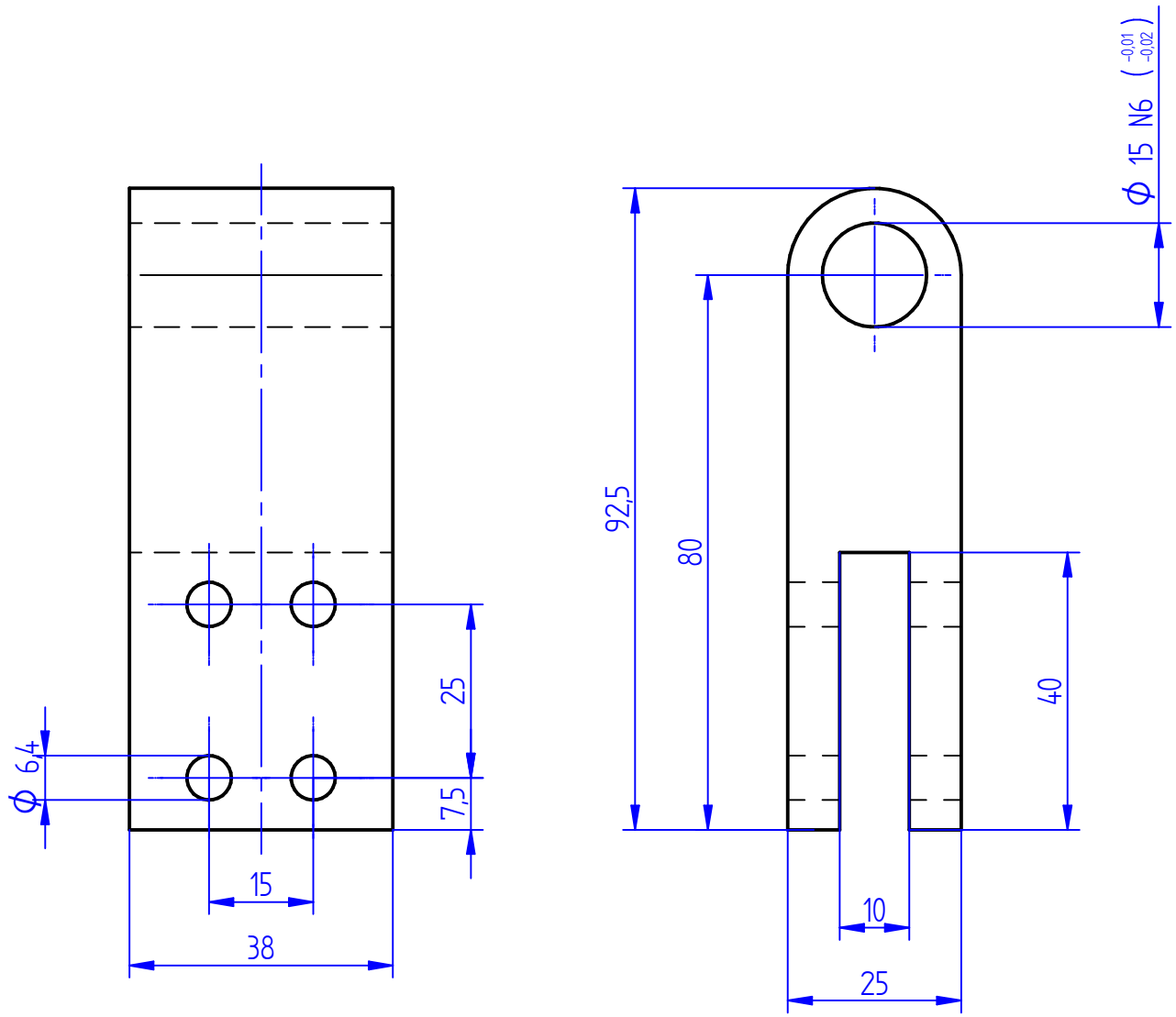
	Materjal: Steel – Structural:1.0553 , S355J0	Näitamata piirhälbed: ISO-2768-m	Mass: 0,397 kg	Mõõt: 2:1
Teostas	Kristjan Türk	Nimetus: Silindri ühendus		
Kontrollis	Aare Aan			
Kinnitas				
Eesti Maaülikool EMU Tehnikainstituut		Leht: 1 / 1	Tähis: TA 16/120420 3 1 1 D	



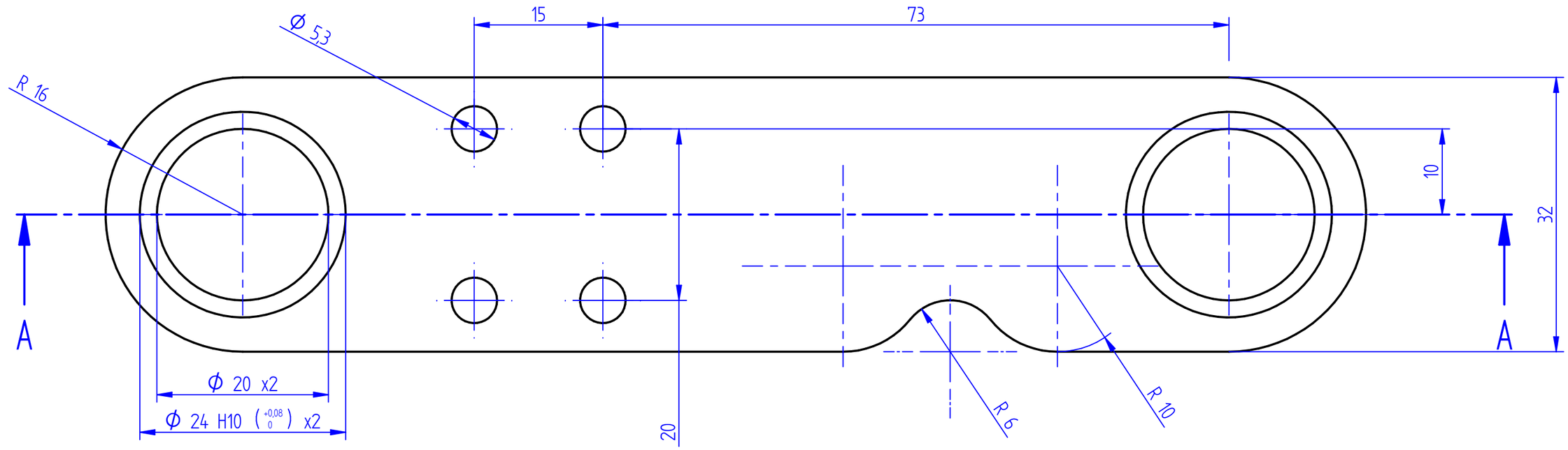


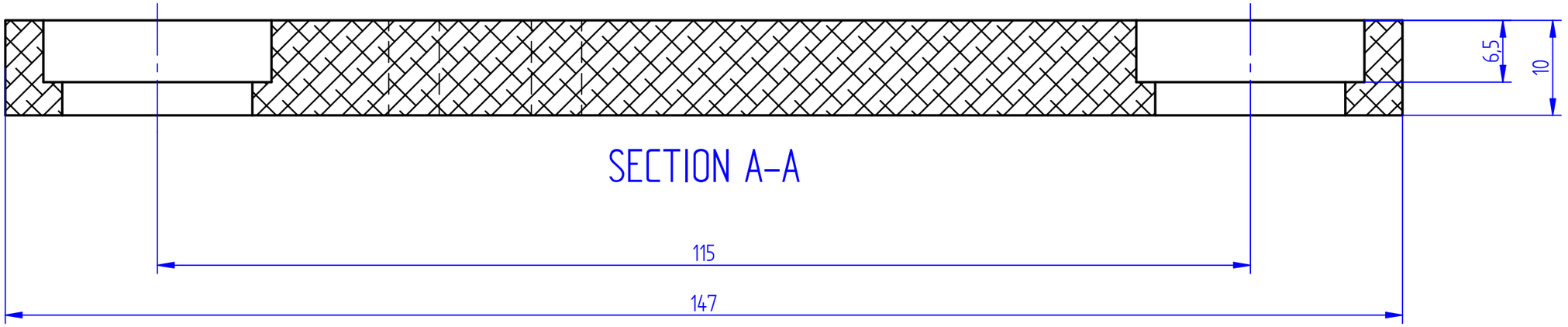
SECTION A–A

	Materjal: Aluminum, 6061-T6	Näitamata piirhälbed: ISO-2768-m	Mass: 0,212 kg	Mõõt: 2:1
Teostas	Kristjan Türk	Nimetus: Kinnitus		
Kontrollis	Aare Aan			
Kinnitas				
Eesti Maaülikool EMU Tehnikainstituut		Leht: 1 / 1	Tähis: TA 16/120420 3 3 1 0	



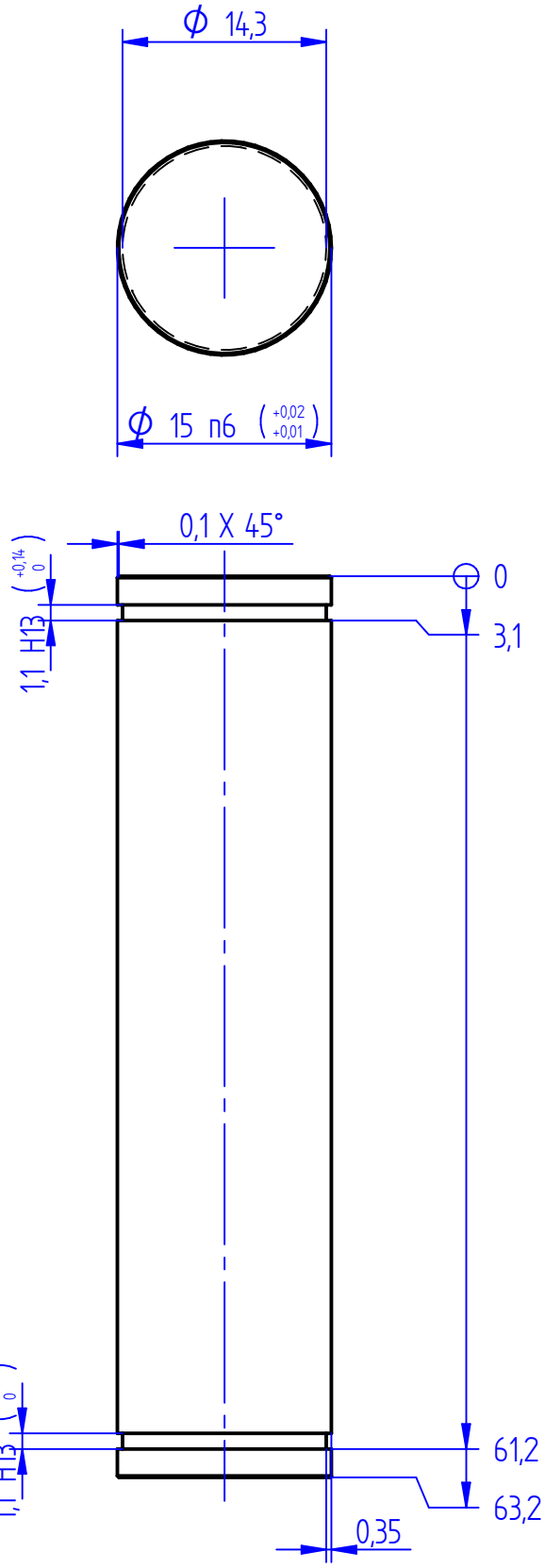
	Materjal: Aluminum, 6061-T6	Näitamata piirhälbed: ISO-2768-m	Mass: 0,167 kg	Mõõt: 2:1
Teostas	Kristjan Türk	Nimetus: Kepsu kinnitus		
Kontrollis	Aare Aan			
Kinnitas				
Eesti Maaülikool EMU Tehnikainstituut		Leht: 1 / 1	Tähis: TA 16/120420 3 2 1 D	



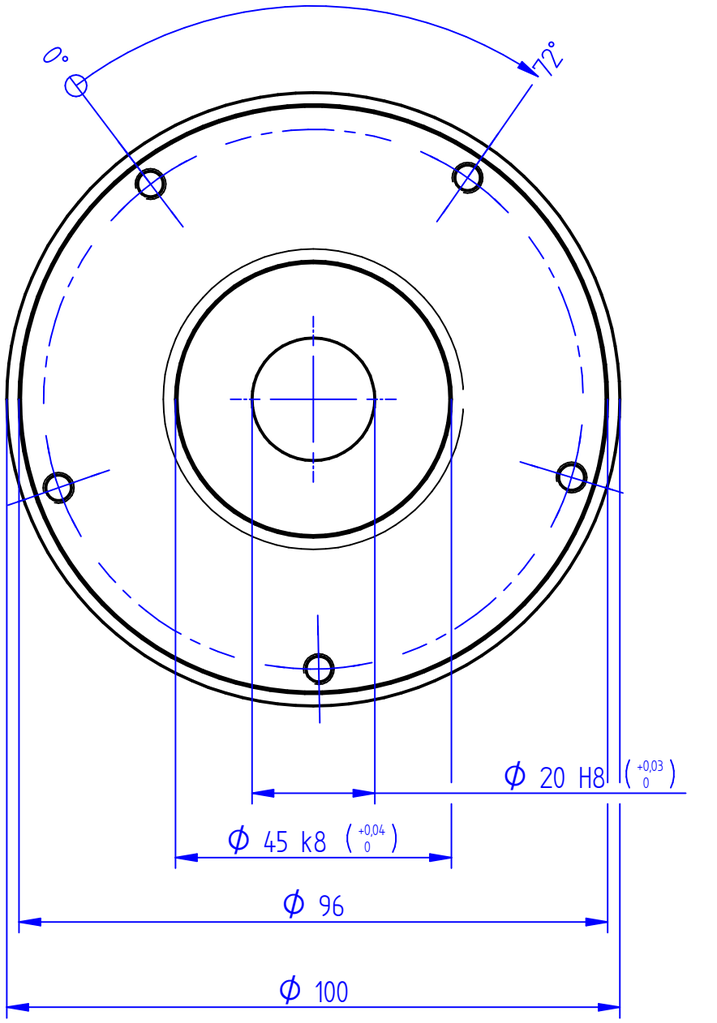


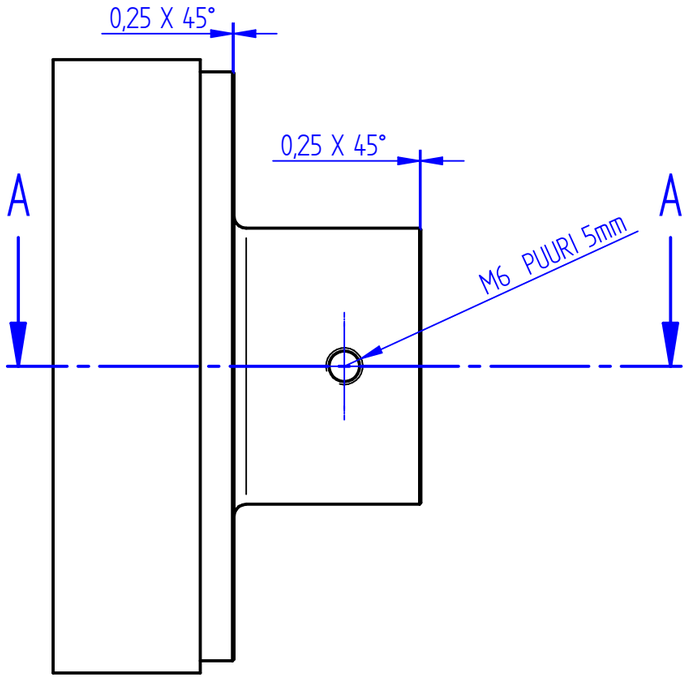
SECTION A–A

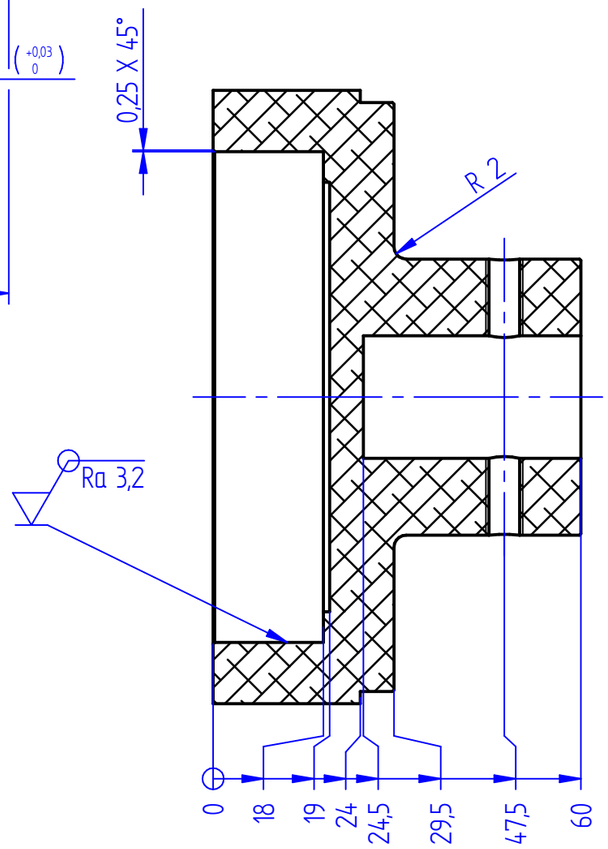
Materjal: Aluminum, 6061-T6		Näitamata piirhälbed: ISO-2768-m	Mass: 0,095 kg	Mõõt: 2:1
Teostas	Kristjan Türk	Nimetus: Keps		
Kontrollis	Aare Aan			
Kinnitas				
Eesti Maaülikool EMU Tehnikainstituut		Leht: 1 / 1	Tähis: TA 16/120420 4 2 1 D	

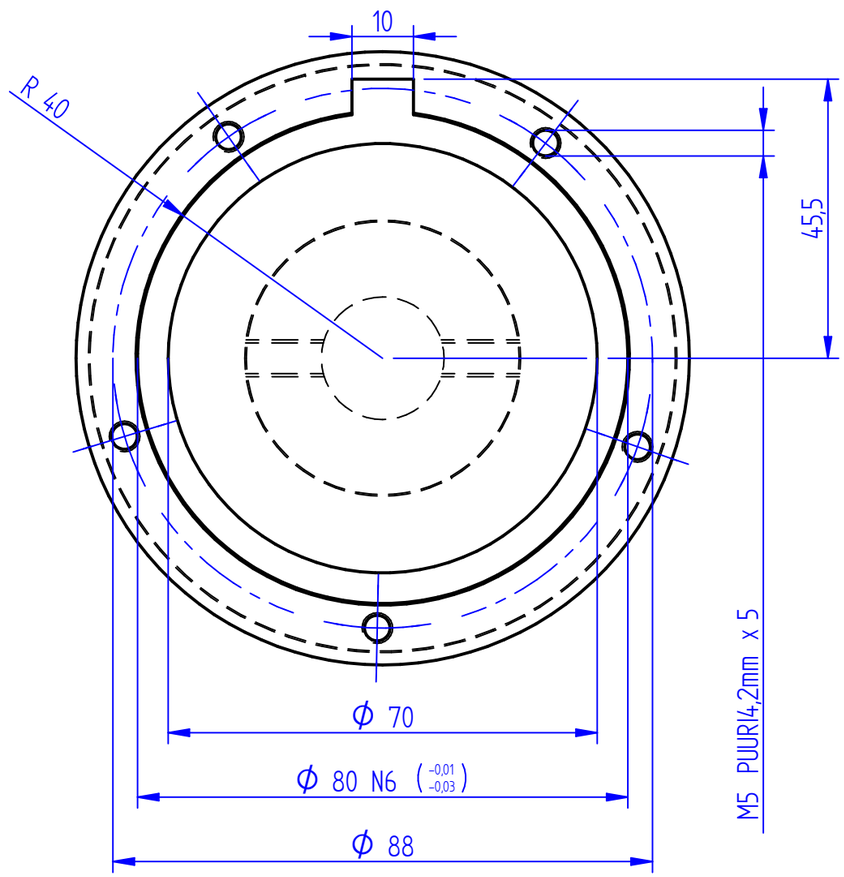


Materjal: Steel – Structural:1.0553 , S355J0		Näitamata piirhälbed: ISO-2768-m	Mass: 0,087 kg	Mõõt: 2:1
Teostas	Kristjan Türk	Nimetus: Kepsusõrm		
Kontrollis	Aare Aan			
Kinnitas				
Eesti Maaülikool EMU Tehnikainstituut		Leht: 1 / 1	Tähis: TA 16/120420 4 3 1 0	



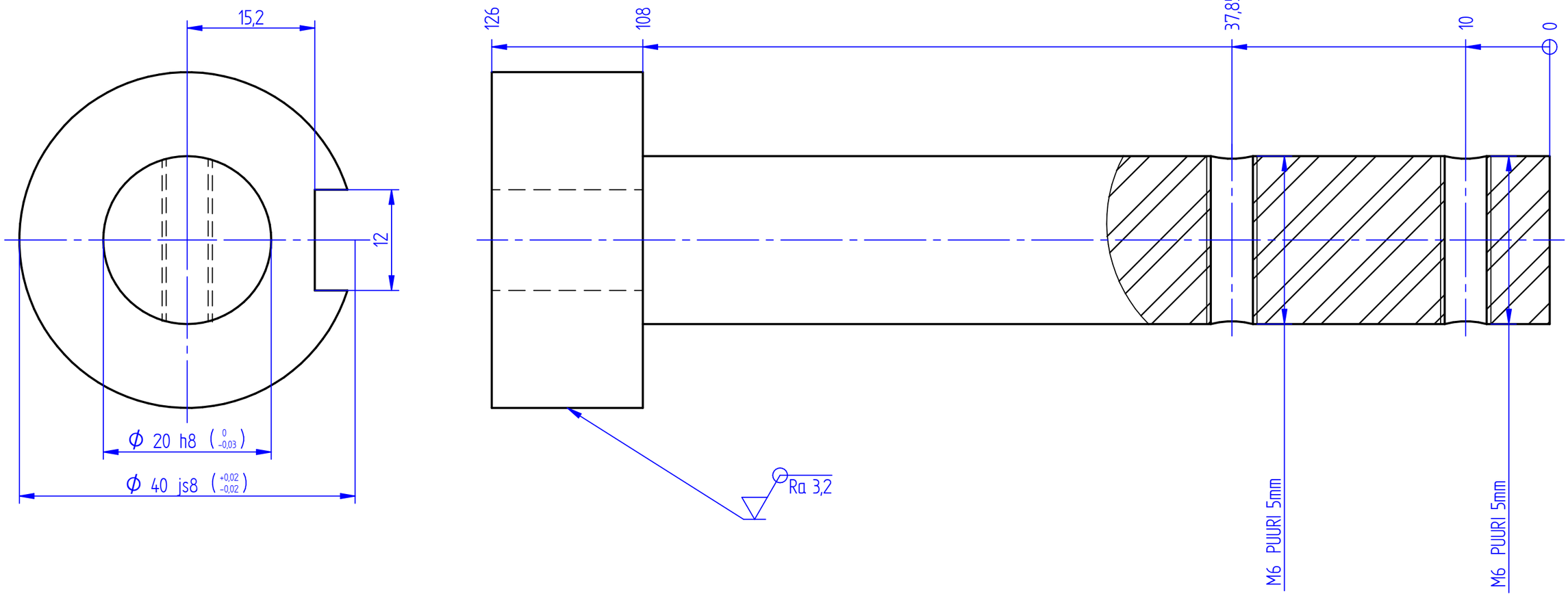




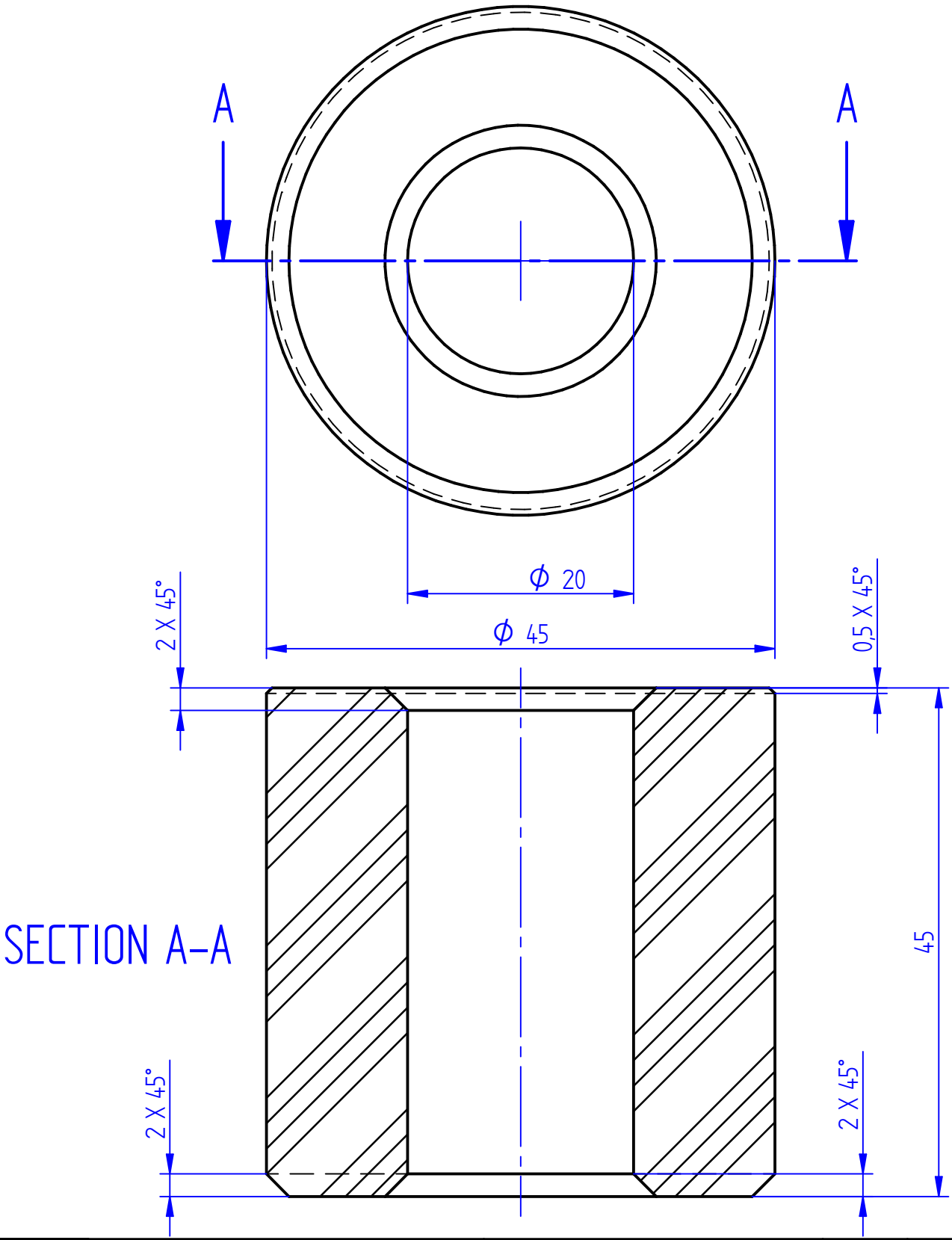


SECTION A–A

	Materjal: Aluminum, 6061-T6	Näitamata piirhälbed: ISO-2768-m	Mass: 0,455 kg	Mõõt: 2:1
Teostas	Kristjan Türk	Nimetus: Differentsiaali rumm		
Kontrollis	Aare Aan			
Kinnitas				
Eesti Maaülikool Tehnikainstituut		Leht: 1 / 1	Tähis: TA 16/120420 5 2 1 D	

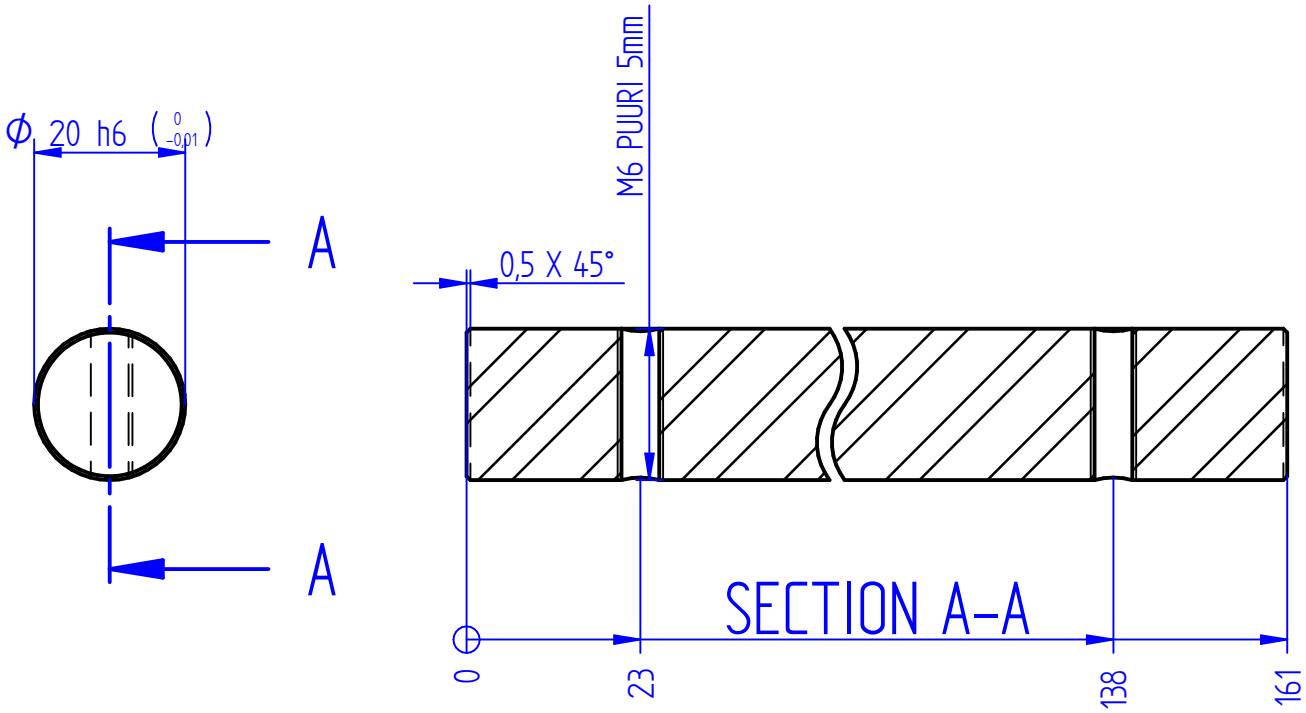


	Materjal: Steel – Structural:1.0553 , S355J0	Näitamata piirhälbed: ISO-2768-m	Mass: 0,427 kg	Mõõt: 2:1
Teostas	Kristjan Türk	Nimetus: Väljundvõll		
Kontrollis	Aare Aan			
Kinnitas				
Eesti Maaülikool EMU Tehnikainstituut		Leht: 1 / 1	Tähis: TA 16/120420 5 4 1 D	

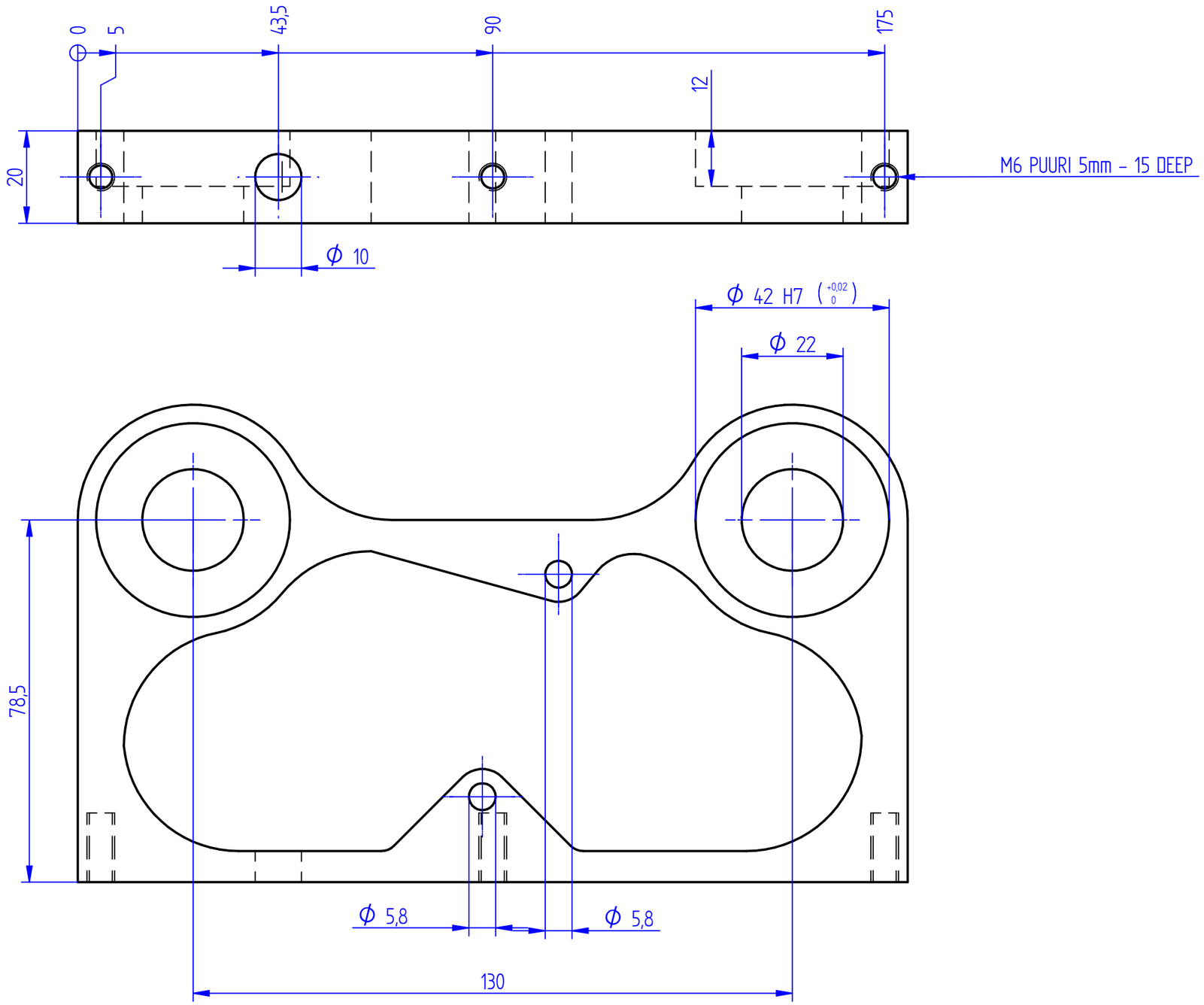


SECTION A–A

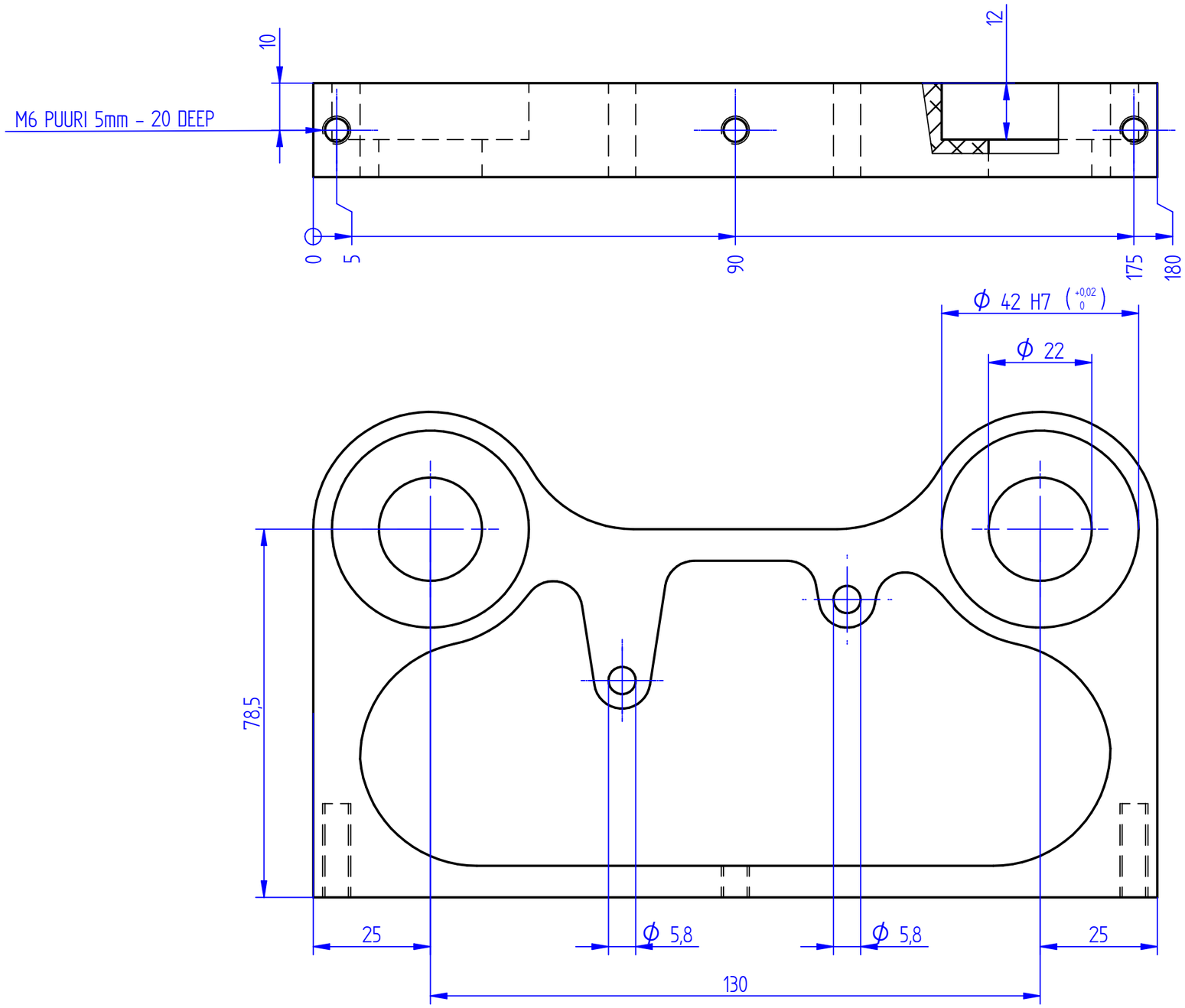
	Materjal: Polyethylene, low density	Näitamata piirhälbed: ISO-2768-m	Mass: 0,050 kg	Mõõt: 2:1
Teostas	Kristjan Türk	Nimetus: Distants puks		
Kontrollis	Aare Aan			
Kinnitas				
Eesti Maaülikool EMU Tehnikainstituut		Leht: 1 / 1	Tähis: TA 16/120420 5 5 1 D	



	Materjal: Steel – Structural:1.0553 , S355J0	Näitamata piirhälbed: ISO-2768-m	Mass: 0,388 kg	Mõõt: 2:1
Teostas	Kristjan Türk	Nimetus: Diferentsiaali võll		
Kontrollis	Aare Aan			
Kinnitas				
Eesti Maaülikool EMU Tehnikainstituut		Leht: 1 / 1	Tähis: TA 16/120420 1 1 D	



	Materjal: Aluminum, 6061-T6	Näitamata piirhälbed: ISO-2768-m	Mass: 0,334 kg	Mõõt: 2:1
Teostas	Kristjan Türk	Nimetus: Raam 2		
Kontrollis	Aare Aan			
Kinnitas				
Eesti Maaülikool EMU Tehnikainstituut		Leht: 1 / 1	Tähis: TA 16/120420 1 3 D	



	Materjal: Aluminum, 6061-T6	Näitamata piirhälbed: ISO-2768-m	Mass: 0,333 kg	Mõõt: 2:1
Teostas	Kristjan Türk	Nimetus: Raam 1		
Kontrollis	Aare Aan			
Kinnitas				
Eesti Maaülikool EMU Tehnikainstituut		Leht: 1 / 1	Tähis: TA 16/120420 1 2 0	