



TALLINNA TEHNIKAÜLIKOOL  
INSENERITEADUSKOND  
Mehaanika ja tööstustehnika instituut

**3D-PRINDITUD SOOJUSVAHETI PROJEKTEERIMINE  
TUDENGIVORMELI VÕISTLUSAUTOLE FEST21**

**DESIGNING 3D-PRINTED HEAT EXCHANGER FOR  
FORMULA STUDENT CAR FEST21**

MAGISTRITÖÖ

Üliõpilane: Konrad Ilustrumm

Üliõpilaskood 192087MATM

Juhendaja: Martin Eerme, professor,  
programmijuht (tootearendus ja  
tootmistehnika)

Tallinn 2021

# 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.....

Autor: .....

/ allkiri /

Töö vastab magistritööle esitatud nõuetele

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

Juhendaja: .....

/ allkiri /

Kaitsmisele lubatud

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

Kaitsmiskomisjoni esimees .....

/ nimi ja allkiri /

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

Mina \_\_\_\_\_ (autori nimi)

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

\_\_\_\_\_  
\_\_\_\_\_

(lõputöö pealkiri)

mille juhendaja on \_\_\_\_\_,  
(juhendaja nimi)

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

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

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

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

\_\_\_\_\_  
(kuupäev)

---

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

## LÕPUTÖÖ ÜLESANNE

**Üliõpilane:** Konrad Ilustrumm, 192087MATM

Õppekava, peeriala: 192087MATM Tootearendus ja tootmistehnika

Juhendaja(d): Martin Eerme, professor, programmijuht (tootearendus ja tootmistehnika) +372 511 1486

Konsultant: .....(nimi, amet)

..... (ettevõtte, telefon, e-post)

### Lõputöö teema:

(eesti keeles) 3D-PRINDITUD SOOJUSVAHETI PROJEKTEERIMINE TUDENGIVORMELI VÕISTLUSAUTOLE FEST21

(inglise keeles) DESIGNING 3D-PRINTED HEAT EXCHANGER FOR FORMULA STUDENT CAR FEST21

### Lõputöö põhieesmärgid:

1. Soojusvaheti konseptsiooni valik
2. Soojustehniliste arvutuste ja soojusülekanne analüüsi teostamine
3. Projekteerida soojusvaheti, mille mass on väiksem, kuid soojusvõimsus on sama valitud temperatuurivahemiku juures

### Lõputöö etapid ja ajakava:

Nr	Ülesande kirjeldus	Tähtaeg
1.	Soojusvaheti konseptsiooni valik	01.10.20
2.	Soojustehniliste arvutuste ja soojusülekanne analüüsi valideerimine	01.11.20
3.	Lõplikule lahendusele soojusülekanne analüüsi teostamine	01.12.20
4.	Soojusvaheti projekteerimine ja tootmine	01.03.21
5.	Lõputöö põhiosa kirjutamine	01.05.21
6.	Lõputöö viimistlus ja köitmine	26.05.21

**Töö keel:** ..... **Lõputöö esitamise tähtaeg:** ".....".....20.....a

**Üliõpilane:** ..... ".....".....20.....a  
/allkiri/

**Juhendaja:** ..... ".....".....20.....a  
/allkiri/

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

# SISUKORD

EESSÕNA .....	7
SISSEJUHATUS .....	8
1. FEST19 LÄHTEPARAMETRID .....	11
1.1 Jahutussüsteemi üldine paigutus .....	11
1.2 Soojusvõimsuse andmed .....	11
1.3 FEST19 3D-prinditud soojusvaheti .....	14
2. VÕIMALIKE LAHENDUSTE LEIDMINE .....	15
2.1 Võimalikud ribide geomeetriad ja nende sooritus .....	15
2.2 Võimalikud veekanali geomeetriad .....	18
2.3 Vooliste voolamise konfiguratsioon soojusvahetis.....	19
2.4 Vooliste soojusmahtuvuse suhe .....	20
3. SOOJUSVAHETI SOOJUSÜLEKANDE ARVUTUSED .....	22
3.1 Vooluhulkade režiimide valik .....	22
3.2 Vooliste parameetrid ja kanali geomeetria parameetrid .....	23
3.3 Soojusülekande teguri määramine .....	23
3.4 Soojusülekande arvutamine .....	24
4. SOOJUSÜLEKANDE ANALÜÜSIGA VALIDEERIMINE .....	26
4.1 Lihtsustatud mudeli arvutuste valideerimiseks .....	26
4.2 Soojusülekande analüüsi ülesehitus .....	27
4.2.1 CAD-mudel.....	27
4.2.2 Analüüsitud mudeli lõplikeks elementideks jagamine .....	27
4.2.3 Analüüsiparameetrite valimine ja määramine.....	29
4.2.4 Analüüsitud mudelite valik ja kirjeldus.....	29
4.2.5 Analüüsi tulemused .....	30
5. LÕPLIKE LAHENDUSTE SOOJUSÜLEKANDE ANALÜÜS .....	33
5.1 Sileda seinaga veekanali analüüs võrdluseks .....	33
5.2 Lõpliku veekanali soojusülekande analüüs.....	36
5.3 Õhukanali soojusülekande analüüs.....	38
5.4 Vee voolavuse analüüs soojusvahetis .....	42
5.5 Soojusvaheti kogu vormeli aerodünaamika koostus.....	45
6. ÕHUKANALI MASSIVOOLUHULGA KATSE .....	47
6.1 Testimisel kasutatud seadmed ja katsedetailid .....	48
6.2 Projekteeritud lahenduse vahekokkuvõte .....	49
7. PRINTIMISTEHNOLOOGIA JA TOOTMINE .....	51
7.1 CAD-mudeli loomine .....	51
7.2 Printimistehnoloogia .....	53

7.3 Tootmine .....	54
KOKKUVÕTE .....	56
SUMMARY .....	59
KASUTATUD KIRJANDUSE LOETELU .....	61
LISAD .....	64
Lisa 1. Soojusvaheti insenertehnilised arvutused .....	65
Lisa 2. Õhukiiruse mõõteseadme andmeleht [33] .....	66
Lisa 3. Katses kasutatud ventilaatori andmeleht [34] .....	68
Lisa 4. 3D-printeri andmed [35] .....	70
Lisa 5. Printimismaterjali AISi10Mg omadused [36] .....	71

## EESSÕNA

Käesolev lõputöö on valminud Tallinna Tehnikaülikooli ja Tallinna Tehnikakõrgkooli tudengite ühisprojekti Tudengivormel raames meeskonnas FS TEAM TALLINN. Lõputöö teema valikul lähtuti suurest huvist valdkonna vastu ning sellest, et valdkond on piisavalt keeruline, et meeskond ei ole suutnud jõuda lahenduseni, mis väljendaks 3D-printimise tehnoloogia kogu võimekust.

Kõik andmed on kogutud meeskonnas olnud mitme hooaja vältel ning nende põhjal püstitati eesmärgid, mille põhjal hakati leidma parendatud lahendust. Teostatavate eesmärkide püstitamiseks peeti nõu meeskonna aerodünaamika ja elektroonikainseneridega.

Lõputöö käigus saavutati soovitud eesmärgid, kus kasutades 3D-printimistehnoloogiat, teostus soojusvaheti, mille mass on ligikaudu 2 korda väiksem võrdlussoojusvahetist, kuid soojusvõimsus on võrdne sama temperatuurivahemiku juures. Metallprintimine võimaldas luua maatriksstruktuuri õhukanalisse, mis tagas endiselt suure soojusülekanne pindala, kuigi soojusvaheti üldmõõtmed muutusid väiksemaks. Õhukanalisse paigutati üle 21 000 jahutusribi ning veekanalisse üle 52 000 poolkerakujulise kõrgenduse soojusülekanne seinale.

Lisaks peaesmärgi saavutamisele vajab töös käsitletud soojusvaheti nõutud jahutusvõimsuse tagamiseks 4 korda väiksemat õhu vooluhulka ning soojusvaheti efektiivsus suurenes üle 3 korra. Sellega on võimalik vahetada jahutusventilaator väiksema vastu, mis langetab jahutussüsteemi tervikmassi veelgi.

Töö autor soovib tänu avaldada oma juhendale Martin Eermele, kelle nõuanded ja soovitused olid abiks lõputöö koostamisel, Tallinna Tehnikaülikooli Inseneriteaduskonnale ja Georg Kõivumäele, kes aitasid lõpliku lahenduse toota. Samuti suur tänu Maano Maasikmetsale, kes aitas soojusvahetit analüüsida kogu vormeli aerodünaamika analüüsis ja kõigile FS Team Tallinn tegevliikmetele ning veteranidele, kes aitasid kaasa lõputöö valmimisele.

## SISSEJUHATUS

Formula Student on 1980. aastal loodud võistlussari, mille eesmärk on anda inseneriteadusi õppivatele tudengitele praktiline väljund oma teadmiste rakendamiseks ning uute kogumiseks. Platvorm, mille sarnast on keeruline leida, kus tudengid saavad ilma kindlaksmääratud suunitluste ja tegevuskava järgi ennast arendada, leides selleks ise kõige parema mooduse, kuidas edestada teisi maailma tipp tehnoloogia ülikoole. Üle 600 meeskonna annavad mitmekülgse konkurentsi, kus on meeskondi, keda FS Team Tallinn on arengu poolest edestamas ning meeskondi, kelle alistamiseks tuleb iga hooaeg kõvasti vaeva näha.

Üks hooaeg vormeli süsteeme edasi mitte arendades, ollakse juba konkurentsist väljas. Kuna võistlus ei koosne ainult ringrajal sõitmisest, siis ei piisa sellest, et võistlusauto on kiire. Seda tuleb osata teoreetiliselt kolmel alal esitleda: disainikaitsmine, kus esitletakse projekteeritud lahendusi, auto kuluaruanne ning äriplaan auto kasumlikuks tootmiseks. Rajal võisteldakse kiirenduses, kurvisuutlikkuse testis sõites 8-kujulist rada ning kvalifiaktsiooni ring kestvussõidu stardijärjekorra määramiseks. Nende kõigi alade soorituste tulemustest kombineeritakse punktisumma ning selgub võistluse võitja.

Selle hooaja võistlusauto kannab nime FEST21 ning on neljaveoline elektrimootoriga vormel, mis on meeskonna 7. sarnane masin ning kogu meeskonna ajaloos on see 14. masin. Esimene elektrivormel ehitati 2013. aastal, kuid selle jahutussüsteem oli mootoriga ostutootena olemas. Sellele järgnenud nelikveolised vormelid on vajanud täiesti meeskonna arendatud jahutussüsteemi. Nii on mitme hooaja jooksul arendatud olemasolev süsteem, mille üheks osaks 3D-prinditud jahutusplaadid kontrolleri elektroonikal ja soojusvahetid, mis jahutavad kogu vormeli süsteeme: nelja elektrimootori jahutuskorpust ja kontrolleri 4 jahutusplaati.

Jahutussüsteemid ei ole aktuaalne ainult tudengivormeli võistlussarjas. Areng, kus autotööstus ja energeetika otsib lahendusi, et täita nõutud saastanorme ja kasutada vähem energiat, nõuavad veelgi täiustatud soojusvaheteid. Üks võimalus on kasutada selleks 3D-printimise tehnoloogiat, mis avab täiesti uued võimalused, mida muude tehnoloogiatega ei ole olnud siia maani võimalik saavutada. Tehnoloogiat ise ei saa pidada enam uuenduslikuks, kuid siiski on enamus valdkonnast ja võimalustest uurimata. Siia juurde lisandub see, tehnoloogiat ei ole veel odav kasutada masstootmiseks, mistõttu on enamus arengust alles ees.

Energeetika valdkonnas nähakse samuti lahendusi kasutades 3D-prinditud lahendusi. GE Research on arendamas soojusvahetit, mis sarnaneb inimese kopsudele ja on 3D-

prinditud nende arendatud niklisulamist. Nii on võimalik tõsta töötemperatuuri üle 232°C ja efektiivsust, kuna suudetakse luua struktuur, millel on suurem soojusülekanne pindala. Muud olemasolevad meetodid on oma piirid saavutanud ja elektrienergia tõhusamalt tootmine kasutades auru jahutujana ei võimaldaks muuta ühte kõige saastavamast valdkonnast keskkonnasäästlikumaks. [1]

Lõputöö probleem on, et ostutootena saadavad soojusvahetid on kindlate standardsete mõõtmetega ning seetõttu on loodavad lahendused piiratud. Tootjad võimaldavad ka piiratud ulatuses kliendi parameetrite järgi teha soojusvaheteid, kuid valikud on siingi limiteeritud. Jahutuskärje geomeetriad on fikitseeritud teatud vahemikku ja sageli ilmneb olukord, kus vajatud mõõtmetele ei ole võimalik kõiki soovitud parameetreid saada. Nii on keeruline uuenduslikke lahendusi luua. Seevastu võimaldab 3D-printimine peaaegu piiramatult uusi lahendusi ja on valitud antud lõputöös projekteeritud soojusvaheti tootmismeetodiks.

Töö eesmärk on projekteerida FEST19 lahendusest väiksema massiga soojusvaheti, säilitades või suurendades jahutusvõimsust sama temperatuurivahemiku juures.

Ülesandeks on uurida vee ja õhu kokkupuutel tekkivat soojusülekanne eraldi. Eesmärgi täitmiseks luuakse arvutusmudel kogu soojusvaheti jaoks, kasutades eelnevalt loodud analüütilisi lahendusi ning kirjandusest leitud katsete andmeid sarnastele struktuuridele.

Eesmärgiks on kasutada lõpuks arvutustes soojusülekanne parameetreid täpselt töö käigus loodud geomeetrialet, leides need lõplikelementide meetodit kasutades. Selleks kontrollitakse soojusülekanne analüüsi vastavust lihtsamale arvutuslikule lahendusele, mille järel tehakse sama analüüs lõplikule loodud lahendusele. Simulatsioonitarkvarana kasutatakse ANSYSi ja selle Fluent keskkonda. Analüüs tehakse vee- ja õhukanalile eraldi, kuna kogu soojusvaheti analüüs on liiga arvutusmahukas. Siiski kasutades tarvilikke ja õigeid lihtsustusi on võimalik hinnata kogu soojusvaheti sooritust. CAD-mudelid selleks luuakse kasutades tarkvara CATIA V5.

Töö esimeses osas antakse ülevaade eelmiselt vormelilt saadud lähteparameetritest ja kogu jahutussüsteemi paigutusest. Kuna selles muudatusi ei tehta, siis see määrab ära soojusvahetite võimalikud asukohad ja arvu. Lisaks kirjeldatakse eelnevalt saadud kogemusi 3D-printimisega.

Teises osas otsitakse kirjandusest olemasolevate lahenduste võimalikke piiranguid, et välistada kohe alguses need, millega ei ole võimalik saavutada soovitud lahendust.

Seejärel luuakse arvutusmudel esialgsele konseptsioonlahendusele, mis määrab ka soojusvaheti üldised mõõtmed ja olemuse.

Kolmandas ja neljandas osas tehakse lihtsustatud geomeetria arvutusmatemaatiline ja analüütiline analüüs selle kontrollimiseks. Sellega valideeritakse arvutusmudeli õigsust, mille põhjal saab hiljem lõplikule lahendusele teha analüütilise analüüsi, et kasutada sellega saadud soojusülekanne parameetreid ning nendega arvutusi täpsustada.

Viiendas osas tehakse analüütiline analüüs valitud vee – ja õhukanali geomeetria ning viimaseks tehakse analüüs soojusvaheti üldisele vee voolamisele.

Kuuendas osas kirjeldatakse vahepealne õhukanali õhu massivooluhulga valideerimise katse, et kontrollida, kas arvutuslikud tingimused on saavutatud.

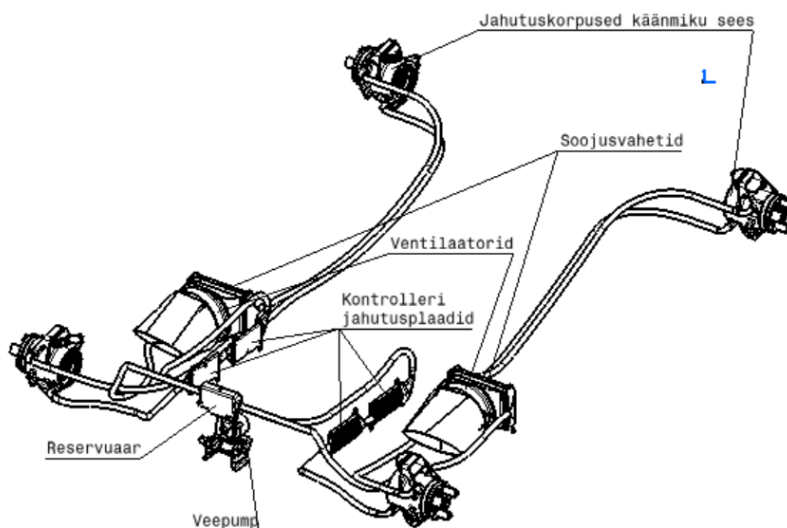
Seitsmendas osas kirjeldatakse lühidalt terve soojusvaheti mudeli loomine koos eripäradega, millega tuleb arvestada tootmisel.

# 1. FEST19 LÄHTEPARAMETRID

Käesoleva töö aluseks on 2018/2019 hooaja võistlusauto lahendus, mida soovitakse parendada vähendades selle soojusvaheti massi, kuid säilitades selle jahutusvõimsus sama temperatuurivahemiku juures. Selleks uuritakse eelneva lahenduse lähteparameetreid ning sooritust, mille põhjal hakatakse projekteerima uut lahendust.

## 1.1 Jahutussüsteemi üldine paigutus

Jahutussüsteemi üldine paigutus mõjutab projekteeritavate soojusvahetite asukoht ning kaudselt määrab ka nende arvu. FEST19 süsteem on tehtud kahe paralleelse ahelena, kus mõlema ahela keskel asub üks pump, peale mida toimub jahutusvedeliku jagunemine kahte ahelasse. Ühte paralleelsesse liini jääb kaks elektrimootorit ning kaks kontrolleri, mille mõlema elemente tuleb jahutada. Selleks on projekteeritud mõlemasse ahelasse üks soojusvaheti. Kogu süsteem on kujutatud joonisel (Joonis 1-1)



Joonis 1-1. FEST19 jahutussüsteemi üldine paigutus ja selle elemendid

Eelmise hooaja jahutussüsteem täitis oma eesmärgi ja selle kohta on head testandmed olemas. Seetõttu üldist süsteemi uuesti ei projekteerita, vaid keskendutakse kontrolleri jahutusplaatide ja kogu süsteemi soojusvahetite arendusse. Käesoleva töö raames käsitletakse ainult vormelauto radiataatorite parendamisele.

## 1.2 Soojusvõimsuse andmed

Eelmine hooaja testiperiood ja kõrgete välisõhutemperatuuridega võistlusperiood Euroopas andsid head tagasisidet jahutussüsteemi toimimise kohta. Vormeli sõidu ajal

kogutakse andmeid elektrimootorite, kontrolleri inverterite ja selle jahutusplaatide ja radiaatorite temperatuuride kohta. Samuti on olemas info veepumba kiirusest ja ventilaatori kiirusest igal hetkel. Need andmed annavad piisava ülevaate ning nende kaudu on võimalik hinnata süsteemi tööd ja vastavast eelnenud insenerarvutustele.

Jahutussüsteemi puhul on oluliseks näitajaks vastavalt võistlusauto töörežiimile ja välisõhutemperatuurile kujunev töötemperatuur. Iga soojusvaheti on võimeline opereerima suurema jahutusvõimsusega, kuid oluline on tagada soovitud jahutusvõimsus kõige madalama lubatud temperatuurivahe juures. Võistlusauto kõige ekstreemsemad olud esinevad Hispaania ja Itaalia võistlustel, kus tuleb arvestada jahutava õhu temperatuuriga 32°C ning sellega, et kogu süsteemi temperatuur ei tõuseks üle 60°C. Selle määrab vormelis kasutatav kontrolleri, mille elemendi temperatuuri ei tohi tõusta üle 60°C [2]. Nii tuleb arvestada, et minimaalselt peab olema tagatud vajaminev soojusvõimsus temperatuurivahega 28°C juures. Andmed kogutakse telemeetria tarkvaraga GEMS Data Analysis, millega on hea hiljem andmeid töödelda ja saada graafiliselt tagasisidet [3], [4].

Kestvussõit on jahutussüsteemile kõige keerulisem ja koormavam võistlusala. See on ainuke osa sõiduladest, kus süsteem saavutab platoo, mis peab jääma lubatud vahemikku, et võistlus lõppeks edukalt. Joonisel (Joonis 1-2) on näha FS Itaalia kestvussõidust kogutud tulemusi.



Joonis 1-2 FS Itaalia võistlustelt kogutud jahutussüsteemi andmed

Jooniselt on näha, kuidas radiaatorisse siseneva jahutusvedeliku temperatuur tõuseb 52°C ning väljund temperatuur on 46°C. Seda kuvab joonisel sisendmuutuja *ECU\_WaterTemp\_In*. Selle temperatuuri langetamist ei peeta vajalikuks, kuna süsteem töötab kõige ekstreemsemates oludes oma lubatud vahemikus ning 8°C on süsteemil veel võimalus töötemperatuuri tõsta, et võimaldada vajaminev jahutusvõimsus.

Teisel real on näha kontrolleri jahutusplaatide temperatuurid sisendmuutuja *AMK\_FR\_TempInverter* ja kolm järgmist samuti, mis on soovituslik mitte lasta üle 60°C tõusta ja seegi nõue on täidetud [2].

Hooaja jooksul on mõõdetud jahutussüsteemi massivooluhulk kogu ahelas. Mõõtmistulemustest selgub, et veepumba maksimaalsel režiimil töötades on mõlemas ahelas vee vooluhulk  $5,8 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$  (3,5 L/min). Seda tulemust ja eelnevalt mainitud võistlustelt kogutud andmete on võimalik arvutada jahutussüsteemi tegelik jahutusvõimsus, mida kasutatakse parendatud lahenduse projekteerimisel sisendina.

Kuigi olemasoleva süsteemi puhul on soojusülekanne jahutusvedelikuna kasutatud destilleeritud vee ja välisõhu koosmõjul tekkiv, siis arvutustes on võimalik kasutada ainult ühe voolise parameetreid. Antud süsteemi puhul ei saa vesi soojust rohkem ära anda, kui jahutav õhk seda ära kannab ja vastupidi. Mõlema voolise jahutusvõimsused peavad olema võrdsed [5, pp. 96, 97].

Otsitav soojusvõimsus arvutatakse kasutades vee parameetreid, kuna neid on lihtsam mõõta, ja on arvutatav valemiga (1-1) [6, p. 13]:

$$Q = m \cdot C \cdot (T_1 - T_2), \quad (1-1)$$

- kus  $m$  – massivooluhulk  $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$ ;  
 $C$  – vedeliku erisoojus  $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{°K}^{-1}$ , 45°C juures;  
 $T_2$  – vedeliku lõpptemperatuur °C;  
 $T_1$  – vedeliku algtemperatuur °C.

Enne valemi rakendamist on vaja eelnevalt leitud vooluhulk teisendada massi vooluhulgaks, milleks tuleb kasutada valemit (1-2) [6, p. 13]:

$$m = \rho \cdot V, \quad (1-2)$$

- kus  $\rho$  – vedeliku tihedus  $\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$  45°C juures [6, p. 878];  
 $V$  – vedeliku vooluhulk  $\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ ;

Vastavalt valemile (1-2) leitakse massivooluhulk,

$$m = 990,1 \cdot 5,8 \cdot 10^{-5} = 0,0578 \left(\frac{kg}{s}\right),$$

Viimaseks saab arvutada ühe radiaatori jahutusvõimsuse valemiga (1-1),

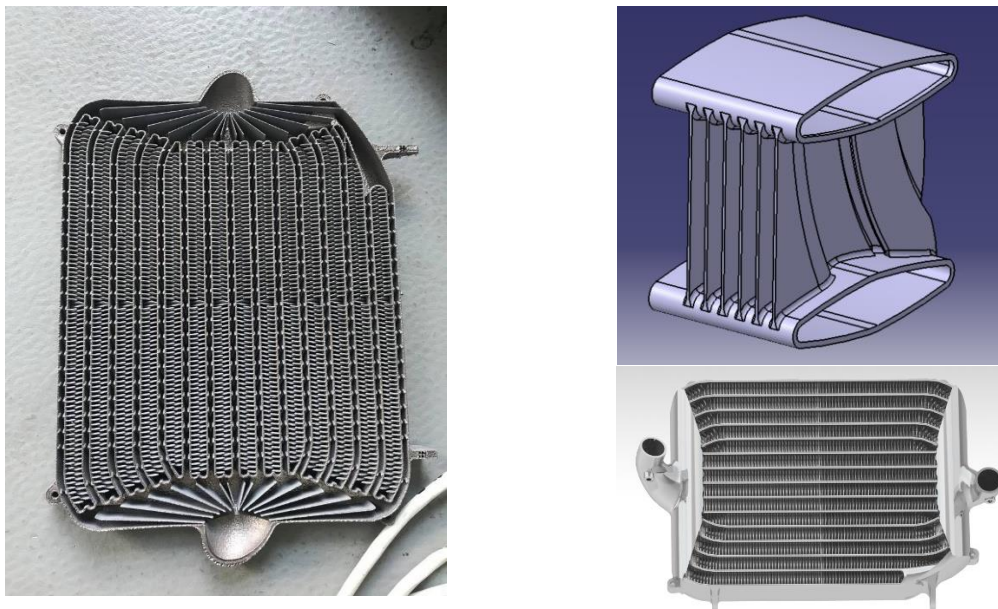
$$Q = 0,0578 \cdot 4180 \cdot (52 - 46) = 1450 (W),$$

Arvutuskäigust on näha, et ühe soojusvaheti projekteerimisel tuleb arvestada hinnanguliselt 1450 W suuruse soojusvõimsusega. See võetakse eesmärgiks, kuid ei ole fikitseeritud, kuna igal hooajal on erinevad tingimused.

### 1.3 FEST19 3D-prinditud soojusvaheti

FEST19 võistlusautol oli meeskonna teine järjestikune hooaeg, kus projekteeriti parendatud metallprinditud soojusvaheti. Kahe eelneva hooaja peale on kogunenud teatav kogemus, millised struktuurid on võimalikud selle tehnoloogiaga.

Kui esimene lahendus FEST18-l oli lihtne sirgete ribidega, kuna puudus kogemus, siis FEST19 lahendus tehti selline, mida ei olnud võimalik toota muud meetodit kasutades kui 3D-printimine. Tulemused on näha joonisel (Joonis 1-3).



Joonis 1-3. FEST19 3D-prinditud soojusvaheti

Kogu protsessi jooksul saadi kinnitust, et keerulisemaid struktuure on võimalik metallprintida ning tulemused vastavad eelnenud insenertehnilistele arvutustele ja analüüsidele.

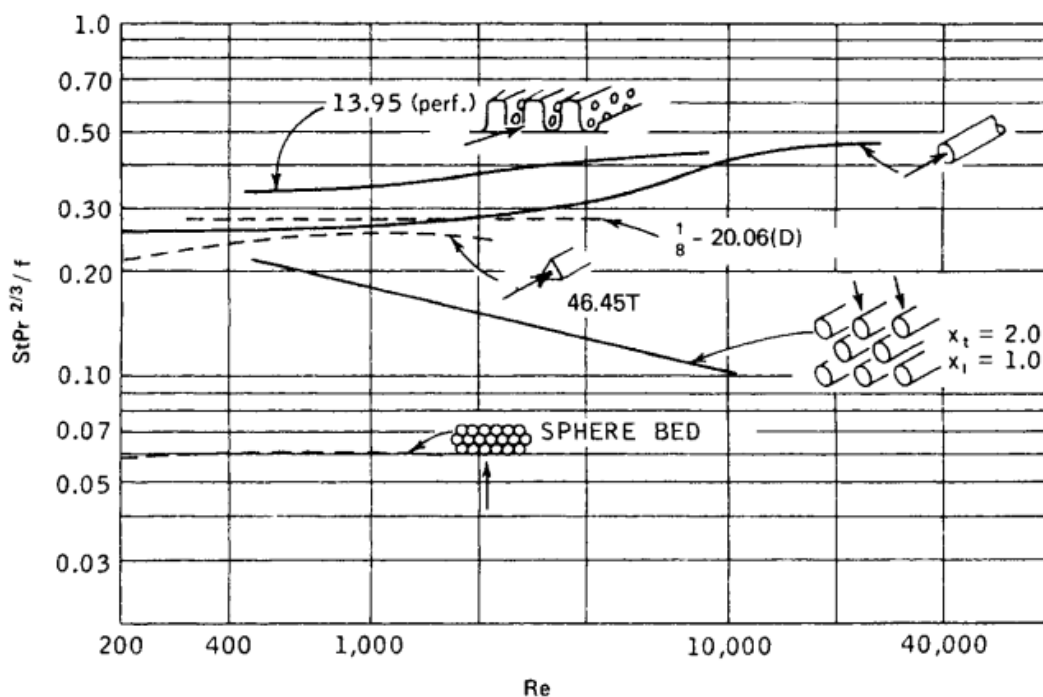
## 2. VÕIMALIKE LAHENDUSTE LEIDMINE

3D-printimisega on võimalik erinevaid keerulised struktuuriga geomeetriad, kuid see ei tähenda, et need parendaksid soojusülekannet. Eelnevalt on mitmed uurijad loonud ja katsetanud mitmesuguseid geomeetriad ning sellest järelanud seaduspärasid. Neid on võimalik kasutada ja välistada projekteerimise alguses lahendused, millel oma olemusest on juba piirangud ja ei võimalda saavutada soovitud eesmärke.

### 2.1 Võimalikud ribide geomeetriad ja nende sooritus

William M. Kays ja Alexander L. London on oma teadusuuringutega leidnud nii arvutusmatemaatilisi kui ka katselisi tulemusi väga paljudele üldlevinud soojusvahetite jahutuskärje geomeetriaatele. Lisaks sellele võrrelnud neid omavahel, et luua seaduspärasid, millised võiksid olla hinnangulised sooritusvõimed erinevates tingimustes. Kõige tähtsamad tulemused on nad formuleerunud raamatusse „Compact Heat Exchanger, Third Edition“, millest saab väga põhjaliku ülevaate [7]. Joonisel (Joonis 2-1).

Fig. 2-41 Ratio of Stanton number to friction factor for a number of illustrative cases.



Joonis 2-1. Erinevate üldlevinud struktuuride võrdlus vertikaalteljel oleva soojusülekanndeteguri ja voolise voolurežiimi vahel horisontaalteljel [7].

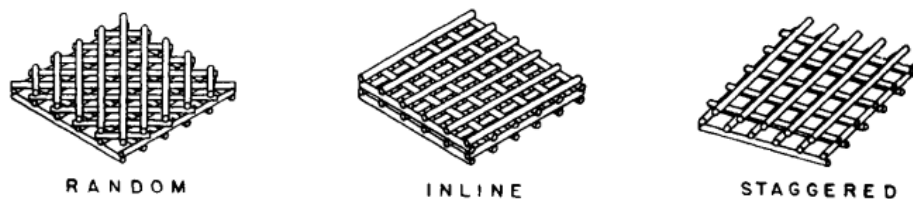
Sellest võrdlusest järeldub, et üldlevinud perforeeritud või väljalõigetega ribad (*louvered fin*), graafikul kõige kõrgemal, võimaldavad saada kõige paremat tulemust. Võiks

arvata, et ringi- või vihmapiisakujulised kanalid, kuhu on jahutusvedelik sisse voolama pandud annavad paremat tulemust, siis katsed näitavad vastupidist. Torudest soojusvaheti jääb graafikul keskmisesse alasse.

Teiseks võiks arvata, et keeruline kerageomeetriast koosnev struktuur annab hea tulemuse, siis siingi järeldub jooniselt, et selline lahendus on kõige madalamete soojusülekanne näitajatega. Seetõttu hakatakse otsima üldkasutatud ribidele sarnast lahendust, kuid leides 3D-printimistehnoloogiat kasutades võimalus neid nii paigutada, et soojusülekanne pindala oleks suurem või nende asetus kutsuks esile voolise voolamisparameetrite muutust, mis suurendab soojusülekande tegurit.

3D-printimistehnoloogia annab võimaluse luua maatrikgeomeetria, mis oleks õhukanali sees ja suurendaks soojusvaheti õhupoolse külje pindala. Kuid siingi võivad esialgsed hinnangud olla petlikud. Iga esmapilgul uus maatriksstruktuur ei tähenda soojusülekanne suurendamist. Joonisel (Joonis 2-2) on näha kolm esimest võimalikku maatriksstruktuuri.

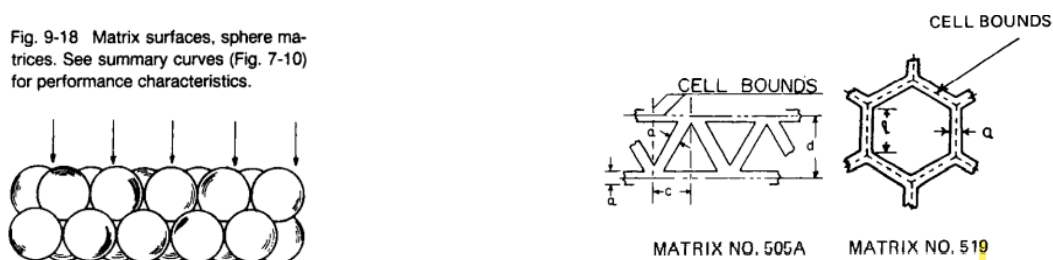
Fig. 9-14 Matrix surfaces, crossed-rod matrices.



Joonis 2-2. Kolm lihtsamat maatriksstruktuuri [7, p. 184]

Keerulisemad kasutatavad maatriksid võiks välja näha järgnevad, mida on näha joonisel (Joonis 2-3).

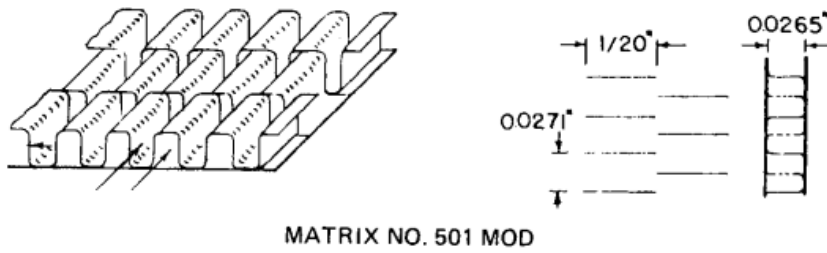
Fig. 9-18 Matrix surfaces, sphere matrices. See summary curves (Fig. 7-10) for performance characteristics.



Joonis 2-3. Keramaatriks ning kolmnurk ja kuusnurk geometriaga maatriksid [7, p. 185]

Viimaseks esmapilgul üldlevinud ribide hulka kuuluv üksteise taga olev nihutusega ribi, kuulub samuti maatriksstruktuuride kategooriasse. Seda on näha joonisel (Joonis 2-4).

Fig. 9-16 Matrix surfaces, plate-fin surfaces, stacked.



Joonis 2-4. Üksteise taga nihutusega olevad sirged ribad [7, p. 185]

Uurides nende geomeetriate teisi parameetreid on võimalik välistada lahendused, mille on kõige madalamad sooritusvõimed. Üheks kõige paremaks näitaks on soojusülekanne pindala suhe kasutatud ruumaalasse ehk pindalatihedus  $\beta$  (ingl. *Area Density*). Kolme esimese eelmainitud maatriksi pinnatiheduse näitaja on toodud joonisel (Joonis 2-5).

Table 9-5 Surface Geometry, Flow Through Crossed-Rod Matrices†

Matrix no.	Porosity $\beta$	Rod diameter $d$		Transverse pitch $X_t$	Hydraulic radius $r_h$		Free-flow/ frontal area $\sigma$	Heat transfer area/ total volume $\alpha$	
		in	$10^{-3}$		ft	$10^{-3}$ m		ft <sup>2</sup> /ft <sup>3</sup>	m <sup>2</sup> /m <sup>3</sup>
1	0.832	0.375	9.53	4.675	0.0387	11.80	0.618	21.5	70.5
2	0.817	0.375	9.53	4.292	0.0349	10.64	0.588	23.4	76.8
3	0.766	0.375	9.53	3.356	0.0256	7.80	0.493	30.0	98.4
4	0.725	0.375	9.53	2.856	0.0206	6.28	0.422	35.2	115.5
5	0.675	0.375	9.53	2.417	0.0162	4.94	0.344	41.6	136.5
6	0.602	0.375	9.53	1.974	0.0118	3.60	0.243	50.9	167.0
7	0.500	0.375	9.53	1.571	0.00781	2.30	0.132	64.0	210.0

† Applicable to in-line, staggered, or random stacking.

Joonis 2-5. Kolme erineva maatriksi pindalatiheduse näitaja [7, p. 170]

Kolmnurkse ja kuusnurkse maatriksi geomeetriaga struktuuri andmed on toodud joonisel (Joonis 2-6).

Table 9-7 Glass Ceramic Matrices

Matrix no.	Porosity $\beta$	Passage count		Hydraulic diameter $4r_h$		$L/4r_h$	Heat transfer area/ total volume $\alpha$	
		1/in <sup>2</sup>	1/m <sup>2</sup>	ft	$10^{-3}$ m		ft <sup>2</sup> /ft <sup>3</sup>	m <sup>2</sup> /m <sup>3</sup>
505A	0.794	526	815,300	0.00247	0.753	101	1,285	4,216
519	0.811	1,683	2,608,655	0.00197	0.600	127	1,646	5,400

Joonis 2-6. Kolmnurkse ja kuusnurkse maatriksi pindalatiheduse näitaja [7, p. 172]

Kera maatriksstruktuuri ei uurita eraldi, kuna see on joonise (Joonis 2-1) alusel kõige kehvema võimalike omadustega. Viimaseks tuuakse joonisel (

Table 9-6 Surface Geometry, Plate-Fin Matrix

Matrix no.	Plate spacing $b$		Fins/in	Hydraulic diameter $4r_A$		Fin thickness, $\delta$		Flow length of uninterrupted fin		Heat transfer area/volume between plates $\beta$		Porosity $p$	Plate thickness		Total heat transfer area/total volume $\alpha$	
	ft	$10^{-3}$ m		ft	$10^{-3}$ m	in	$10^{-3}$ m	in	$10^{-3}$ m	ft <sup>2</sup> /ft <sup>3</sup>	m <sup>2</sup> /m <sup>3</sup>		in	$10^{-3}$ m	ft <sup>2</sup> /ft <sup>3</sup>	m <sup>2</sup> /m <sup>3</sup>
501MOD	0.00218	0.665	35.74	0.001885	0.575	0.001	0.0254	0.05	1.27	1976	6,483	0.896	0.001	0.0254	1,902	6,240

Joonis 2-7) välja üksteise taga nihutusega olevad ribad.

Table 9-6 Surface Geometry, Plate-Fin Matrix

Matrix no.	Plate spacing $b$		Fins/in	Hydraulic diameter $4r_A$		Fin thickness, $\delta$		Flow length of uninterrupted fin		Heat transfer area/volume between plates $\beta$		Porosity $p$	Plate thickness		Total heat transfer area/total volume $\alpha$	
	ft	$10^{-3}$ m		ft	$10^{-3}$ m	in	$10^{-3}$ m	in	$10^{-3}$ m	ft <sup>2</sup> /ft <sup>3</sup>	m <sup>2</sup> /m <sup>3</sup>		in	$10^{-3}$ m	ft <sup>2</sup> /ft <sup>3</sup>	m <sup>2</sup> /m <sup>3</sup>
501MOD	0.00218	0.665	35.74	0.001885	0.575	0.001	0.0254	0.05	1.27	1976	6,483	0.896	0.001	0.0254	1,902	6,240

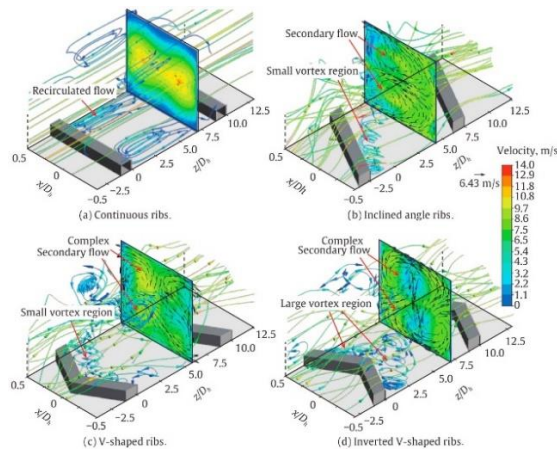
Joonis 2-7. Üksteise taga nihutusega olevate ribide pindalatiheduse näitaja [7, p. 171]

Jooniselt nähtub, et geomeetria, mis esmahinnangul oleks välistatud, kuna tundub liiga lihtne ja tavaline võimaldab tegelikult nendest maatriksitest kõige suuremat soojusülekanne pindala ruumala kohta. Seega võiks Matrix 501MOD ja selle sarnane lahendus anda kõige parema tulemuse. Vastava geomeetria kasuks saab veel välja tuua, et peale iga lühikest ribi algab voolisel uuesti seinäärse aeglase pinnakihi välja kujunemine. Põhjuseks on keerutav õhuvool, mis ribi lõpust eraldub ning järgmise ribi külje lähedal edasi liigub. Seetõttu on võimalikud soojusülekangetegurid suuremad [5, p. 218]

## 2.2 Võimalikud veekanalite geomeetriad

FEST19 veekanalite projekteerimisel sai analüüsitud mitmeid geomeetriad, mille eesmärgiks oli seinäärse tekkiva aeglase voolise kihi häirimine. Soojusülekanne mõjutamiseks on see tegur üks olulisemaid. Kanali sisse pannakse traate ja spiraale, mis tekitavad turbulentsset voolurežiimi. Kuid see ei ole kunagi sama tõhus, kui otse seinale tekitatud geomeetria, mis segab ja ei lase aeglasel äärealal välja kujuneda. [7, pp. 157-159]

Seetõttu keskenduti FEST19 lahenduse projekteerimisel samuti geomeetriaatele, mida on võimalik luua otse seinale. Joonisel (Joonis 2-8) on näidatud ühed võimalikud lahendused, mida FEST19 lahenduse käigus analüüsiti.



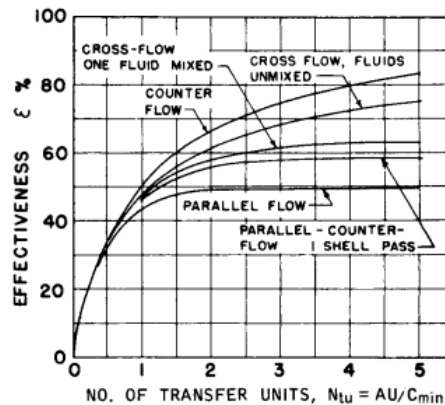
Joonis 2-8. Geomeetriad, mis ei lase aeglasel äärealal välja kujuneda [8], [9]

Joonisel on visualiseeritud ka põhjused, miks sellised lahendused head on. Peamine põhjus on väiksed ja suured keerutavate voolise vooludega piirkonnad seinal olevate kõrgenduste taga. See tähendab, et need alad on väga turbulentsete vooludega, mis ongi takistuseks aegalse seinäärse piirikihi väljakujunemiseks. Sellega kaasneb soojusülekande teguri kasv.

## 2.3 Vooliste voolamise konfiguratsioon soojusvahetis

Soojusvaheti mõlemat voolist on võimalik erinevalt kanalitesse voolama panna. Soojusülekande seisukoha pealt on oluline vahe, kas voolis seguneb pidevalt või voolavad väiksemates kanalites ega segune. Esmapilgul on lihtne eeldada, et kui voolis seguneb kogu aeg, siis sellega suureneb soojusülekande tegur, kuid tegelikult on tulemus vastupidine. Seda iseloomustab katsetega leitud tulemused, mida on näha joonisel (Joonis 2-9).

Fig. 2-28 Heat transfer effectiveness as a function of number of transfer units; effect of flow arrangement for  $C_{min}/C_{max} = 1$ .



Joonis 2-9. Soojusvaheti efektiivsuse sõltuvus voolise voolamise liigist [7, p. 70]

Sellest ilmneb, et kõige kõrgema soojusvaheti efektiivsuse tagab vooliste voolamine eraldiseisvates kanalites, mitte ühes suures alas, kuhu on loodud mingi geomeetria soojusülekanne pindala suurendamiseks. Seetõttu kasutatakse kindlasti sarnast lahendust, kus nii jahutusvedelikul kui ka õhul on üksteisest eraldiseisvad väiksed kanalid. Nii on tagatud, et mõlemal voolisel on suurem osa kontaktis soojusülekanne pinnaga. Teiseks on näha, et kõige parema tulemuse annab kahe voolise vastassuunaline voolamine (ingl. *Counter flow*) või ristivoolamine (ingl. *Cross-flow*). FEST19 lahendus oli ristivoolamisega ning seetõttu otsitakse, kas käesolevas töös käsitletud lahendus oleks võimalik vastassuunalise voolamise konfiguratsiooniga teha, et suurendada sellega veelgi efektiivsust.

## 2.4 Vooliste soojusmahtuvuse suhe

Soojusvahetil, kus soojus kantakse ülelt vooliselt teisele, vaadeldakse mõlema voolise maksimaalset soojusmahtuvust eraldi. Kogu soojusülekanne suuruse määrab väiksema soojusmahtuvusega voolis, kuna mõlema voolise soojusvõimsused peavad olema võrdsed [5, pp. 96, 97].

Lisaks eelpool mainitud voolamise liigile on kõrge efektiivsusega soojusvaheti saavutamiseks oluline jälgida vooliste soojusmahtuvuse suhet. Ilmneb nähtus, kus kõrge tõhusus on võimalik saavutada ainult kahes äärmuses – soojusmahtuvuste suhe võrdub 1-ga või läheneb 0-le. Ülejäänud juhtudel ei ole võimalik saavutada väga palju suuremat efektiivsust kui 50% või peab selleks kasutama väga suurt soojusülekanne pindala. Joonisel (Joonis 2-10) vertikaal teljel olev ülekantud soojusühikute hulka iseloomustav dimensioonita muutuja  $Ntu$  sõltub soojusülekandepindala suurusest. Suurem pindala tõstab  $Ntu$  väärtust. Efektiivsuse sõltuvust on näha joonisel (Joonis 2-10).

Table 2-2 Counterflow Exchanger Performance

Exchanger effectiveness ( $\epsilon$ ) as a function of capacity-ratio ratio ( $C_{\min}/C_{\max}$ ) and number of heat transfer units ( $N_{tu}$ )

$N_{tu}$	$\epsilon$ for indicated capacity-rate ratios, $C_{\min}/C_{\max}$							
	0	0.25	0.50	0.70	0.75	0.80	0.90	1.00
0	0	0	0	0	0	0	0	0
0.25	0.221	0.216	0.210	0.206	0.205	0.204	0.202	0.200
0.50	0.393	0.378	0.362	0.350	0.348	0.345	0.339	0.333
0.75	0.528	0.502	0.477	0.457	0.452	0.447	0.438	0.429
1.00	0.632	0.598	0.565	0.538	0.532	0.525	0.513	0.500
1.25	0.713	0.675	0.635	0.603	0.595	0.587	0.571	0.556
1.50	0.777	0.735	0.691	0.655	0.645	0.636	0.618	0.600
1.75	0.826	0.784	0.737	0.697	0.687	0.677	0.657	0.636
2.00	0.865	0.823	0.775	0.733	0.722	0.711	0.689	0.667
2.50	0.918	0.880	0.833	0.788	0.777	0.764	0.740	0.714
3.00	0.950	0.919	0.875	0.829	0.817	0.804	0.778	0.750
3.50	0.970	0.945	0.905	0.861	0.848	0.835	0.807	0.778
4.00	0.982	0.962	0.928	0.886	0.873	0.860	0.831	0.800
4.50	0.989	0.974	0.944	0.905	0.893	0.880	0.850	0.818
5.00	0.993	0.982	0.957	0.921	0.909	0.896	0.866	0.833
5.50	0.996	0.988	0.968	0.933	0.922	0.909	0.880	0.846
6.00			0.975	0.944		0.921	0.892	0.857
6.50			0.980	0.953		0.930	0.902	0.867
7.00			0.985	0.960		0.939	0.910	0.875
7.50			0.988	0.966		0.946	0.918	0.882
8.00			0.991	0.971		0.952	0.925	0.889
8.50			0.993	0.975		0.957	0.931	0.895
9.00			0.994	0.979		0.962	0.936	0.900
9.50			0.996	0.982		0.966	0.941	0.905
10.00			0.997	0.985		0.970	0.945	0.909
$\infty$	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000

Joonis 2-10. Vastassuunalise voolamisega soojusvaheti efektiivsuse sõltuvus soojusmahtuvuse suhtest ja soojusülekanne hulga muutujast  $N_{tu}$  [7, p. 62]

Lisaks eelnevale selgub antud jooniselt, et suhte 0 lähedal olles on võimalik sama  $N_{tu}$  juures saavutada suurem soojusvaheti efektiivsus kui 1 lähedal olles. FEST19 lahendus on projekteeritud suhte 1 lähedale. See tähendab, et 70% efektiivsuse saavutamiseks on vaja kaks korda suuremat  $N_{tu}$  väärtust, mis väljendub tunduvalt suuremas soojusülekanne pindalas, kui oleks vaja suhte 0 lähedal olles. Seetõttu projekteeritakse käesolevas töös vooliste soojusmahtuvussuhe lähenema 0-le.

### 3. SOOJUSVAHETI SOOJUSÜLEKANDE ARVUTUSED

Kõigi eelpool mainitud teadmiste põhjal on võimalik hakata tegema insenertehnilisi arvutusi, määramaks soojusvaheti mõõtmeid ja kontrollimaks võimalikke lahendusi. Selle käigus leitakse või valitakse puuduolevad parameetrid, mida eelpool käsitletud ei ole. Antud protsessi käigus on võimalik väga kiiresti välistada erinevaid lahendusi võrreldes sellega kui iga lahenduse jaoks teha esialgne CAD-mudel ning seejärel soojusülekande analüüs tarkvaraga ANSYS.

#### 3.1 Vooluhulkade režiimide valik

Üldiselt on teada, et vooliste voolamisel on kahte tüüpi voolurežiime – laminaarne ja turbulentne. Arusaamatust ei ole kumbagi omaduste kirjeldamisel. Tuntud käsitlus on, et kanalisese voolamise puhul on laminaarne voolamine kuni  $Re = 2300$  [6, p. 422]. Reynolds number on dimensioonita väärtus, mis iseloomustab voolise kihtide inertsjõu ja viskoossuse ehk kihtide hõõrdejõudude suhet. See tähendab seda, et kui voolamise kiirusest, pinnakaredusest ja ka näiteks vibratsioonist tingitult ületab voolise kihtide inertsjõud kihtide vahelise hõõrdejõu, toimubki üleminek laminaarselt voolamiselt turbulentssele. [6, pp. 342, 343]

Seevastu võib sageli leida erinevaid käsitlusi, mis hetkel täpselt toimub üleminek ühelt teiselt, kuna selget piiri ei ole võimalik eristada ja teatud vahemikus võngub voolamine laminaarse ja turbulentsse vahel. Mainitakse, et üleminek on vahemikus  $Re = 2300-4000$  või isegi kuni  $Re = 10\ 000$ . [6, p. 442] Kirjandus, mis on üksikasjalikult just soojusvaheteid uurinud ja katsetanud väidab samuti, et radiaatorite puhul tuleks arvestada, et vahemik 2300 – 4200 on ülemineku ala. Kuid, sageli on soojusvaheti ka  $Re = 10\ 000$  vahemikus osaliselt ülemineku alas [7, p. 152]. See teeb valiku lihtsamaks – nii kõrge väärtuse saavutamise tähendaks tunduvalt suuremat veepumpa ja veelgi suuremat ventilaatorit. Seda ei peeta õigustatuks energia- ega ruumikuluks. Mehaaniline energia on sageli 4-10 korda rohkem väärt, kui soojusvõimsusest saadav kasu. Voolukiiruseid tõstes tõuseb soojusülekanne väiksema kui astendaja 1 võrra, kuid rõhulangus kasvab voolukiiruse ruudu või kuubi võrra. Seetõttu on soovituslik voolise voolurežiimid jätta laminaarsesse alasse. [7, p. 13]

Jahutusvedeliku vooluhulk on eelmise hooaja süsteemis määratud  $5,8 \times 10^{-5} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ , mis on 3,5 L/min. Soojusvaheti kanalite arv valitakse selliselt, et voolamise režiim oleks laminaarne. Õhu vooluhulk valitakse valemiga (1-1) nii et selle maksimaalne jahutusvõimsus oleks üle nõutud piiri.  $0.066 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$  ehk  $0.075 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$  tagab selle, et

maksimaalselt on jahutusvõimsus 1888 W. Seega tuleb soojusvaheti efektiivsus projekteerida selliselt, et oleks tagatud nõutud 1450 W jahutusvõimsus süsteemil.

### **3.2 Vooliste parameetrid ja kanali geomeetria parameetrid**

Vooliste parameetrid valitakse nende keskmise töötemperatuuri järgi. Jahutusvedeliku oma saab leida testandmete järgi, milleks on 49°C ning eelmise hooaja arvutuste põhjal on õhu keskmine temperatuur ligikaudu 34.5°C. Selle järgi valitakse vajalikud parameetrid arvutuste jaoks, mida on näha lisas (Lisa 1). [8, p. 49], [6, pp. 878, 884]

Õhukanali ja veekanaligeomeetria iseloomustavad mõõtmed võetakse CAD-mudelist, kuna käsitsi geomeetria pindalade ja suuruste arvutamine läheb tülikaks. Peamised kasutatud suurused on kanali külgede pikkused ning kogu soojusülekanne pindala ja kanali ristlõike vaba osa pindala voolisel läbimiseks.

Mõlema voolise voolamise parameetrid arvutatakse kirjanduses defineeritud valemitega [7, pp. Nomenclature xiv, 8, ]

### **3.3 Soojusülekanne teguri määramine**

Soojusülekanne teguri määramine on üks kõige keerulisem osa kogu projekteerimise käigus, kuna see sõltub kanali geomeetriast, voolise omadustest, voolamise režiimist ning veel mitmest dimensioonita väärtusest, mis kirjeldavad soojusülekanne. Arvutuste jaoks kasutatakse sarnaste geomeetria katsetel kogutud tulemusi, et saada hinnanguline väärtus projekteeritava lahendusele. Hiljem parandatakse seda soojusülekanne analüüsiga.

Väga paljudele võimalikele geomeetriaele on toodud katselised tulemused kirjanduses [7]. Õhukanali jaoks võetakse Matrix 501MOD näitajad ning soojusülekanne tegur arvutatakse valemiga samas kirjanduses [7, pp. 212 , 4].

Veekanaligeomeetria jaoks võetakse katsetest saadud väärtus kanalile, mille seinal on poolkerakujulised kõrgendused (ingl. *Dimpled*) [7, p. 214]. See geomeetria oli FEST19 lahenduse analüüsis kõrge soojusülekanne teguriga [8, p. 23] Seda kinnitavad samuti teised uuringud [10], [11], [12]. Soojusülekanne tegur arvutatakse samuti kirjanduses käsitletud valemitega [7, pp. 212 , 4].

### 3.4 Soojusülekanne arvutamine

Kõik eelnevad parameetrid ja arvutused on vajalikud, et leida viimasena puuduolevad muutujad soojusülekanne suuruse arvutamiseks. Leida tuleb kogu soojusülekanne pindala soojusülekanne tegur  $UA$ , üle kantud soojusühiku suurus  $NTU$  (ingl. *Number of Transfer Unit*), vooliste soojusmahtuvuste suhe  $C_r$  ja soojusvaheti efektiivsust väljendav tegur  $\varepsilon$  [7], [13].

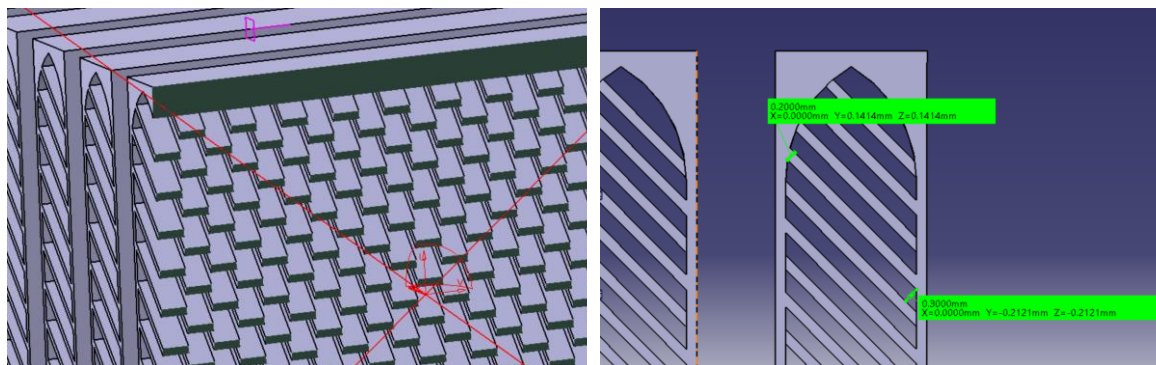
Arvutustulemused on näha lisa (Lisa 1). Selgub, et uus projekteeritud soojusvaheti, mille esialgsed kriitilisemad parameetrid on toodud võrdluses FEST19 lahendusega tabelis (Tabel 3-1) täidab soovitud eesmärgi.

Tabel 3-1. Arvutustulemuste esialgne võrdlemine FEST19 lahendusega

	FEST19	FEST21
Õhu soojusülekannepinna pindala, [m <sup>2</sup> ]	0,58	0,40
Vee soojusülekannepinna pindala, [m <sup>2</sup> ]	0,112	0,158
Jahutuskärje üldmõõtmed, [m]	0,15 x 0,15 x 0,021	0,147 x 0,08 x 0,024
Õhu kontaktpinna pindalatihedusühik, [m <sup>2</sup> /m <sup>3</sup> ]	1228	2081
Jahutusvõimsus, [W]	963 [8, p. 49]	1175

Kuigi antud lahendus ei täida soovitud 1450 W suurust soojusvõimsust, siis jätkatakse selle lahenduse arendamist. Arvutused on tehtud katsetes kogutud sarnaste geomeetria muutujate järgi. Järgmiseks tehakse käesolevas töös käsitletud lahendusele soojusülekanne analüüs, et saada täpsemad väärtused, millega arvutusi täiendada.

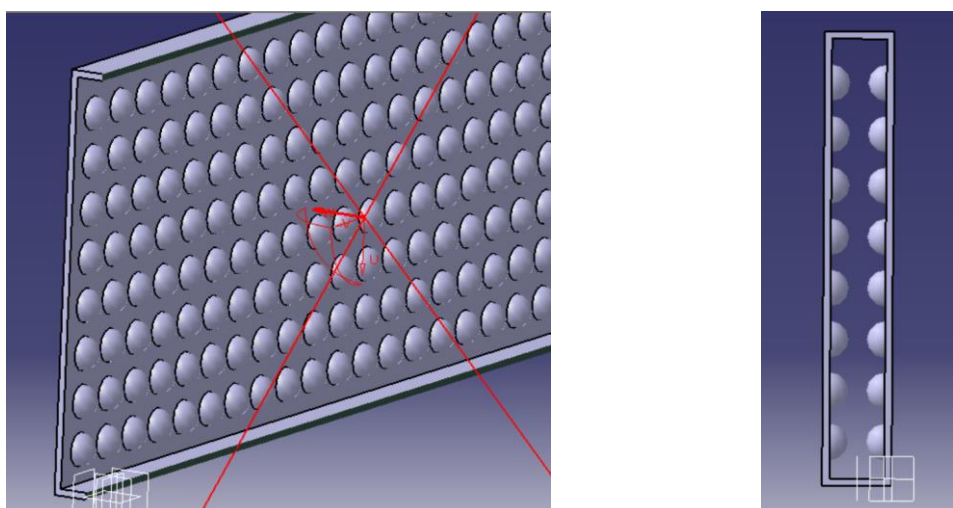
Õhukanali ja veekanali esialgsed geomeetriad on näidatud joonisel (Joonis 3-1).



Joonis 3-1. Õhukanalis kasutatav maatriks

Kanal on mõõtmetega 2,5 x 24 x 80 mm. Maatriks koosneb õhu liikumise suunas 1 mm pikkustest 0,2 mm paksustest ribidest, mis on üksteise teha nihkega asetatud. Otsast vaadates on õhul nagu pikad sirged kanalid, kuid tegelikult liigub õhk kogu aeg ümber lühikese ribi ning õhuvoolud liituvad ja lahknevad järjepidevalt ümber ribide.

Veekanal kasutatav geomeetria on näha joonisel (Joonis 3-2).



Joonis 3-2. Veekanal kasutatav poolkerakujuline kõrgendustega geomeetria

Veekanal on mõõtmetega 1,5 x 12 x 80 mm ning kanalid on 0,5 mm kõrgused poolkerad üksteise taga sammuga 1,5 mm ning üksteise peal sammuga 1,4 mm. Nii tekib geomeetria vahele 0,5 mm distants. Mõlemasse kanalisse tehtud struktuuri eesmärk on peatükis 2 mainitud seinäärse aegalse, kuni isegi seisva voolise kihi, tekkimise takistamine.

## 4. SOOJUSÜLEKANDE ANALÜÜSIGA VALIDEERIMINE

Arvutustes kasutati katsetedega saadud sarnaste geomeetria tulemustest saadud parameetreid. Kuid see ei kirjelda piisavalt täpselt projekteeritavat soojusvahetit. Seetõttu on keeruline teha optimaalset lahendust ning ebavajalik üledimensioneerimine on lihtne tekkima. Seda välditakse soojusülekande analüüsiga, mis võimaldab saada tulemused projekteeritud lahendusele ja arvestab asjaoludega, mida arvutustehniliselt on tülikas teostada.

Kuid enne lõpliku lahenduse analüüsimist on vaja valideerida, millised arvutusmodelid annavad piisavalt täpset tulemust lihtsale soojusülekande protsessile.

### 4.1 Lihtsustatud mudeli arvutuste valideerimiseks

Lihtsaid soojusülekande juhtumeid on võimalik käsitsi arvutada [7, p. 17]. Selleks tehakse ühe valitud parameetritega sirge kanali jaoks soojusülekande arvutused ja hiljem kontrollitakse soojusülekande analüüsiga. Kanali valitud parameetrid ja analüüsi jaoks sisendid on võetud sarnased eelnevates arvutustes kasutatud juhtumile, mida on näha tabelis (Tabel 4-1)

Arvutuskäikus saab kasutada üldisemaid valemeid, kuna geomeetria on lihtsam ja matemaatiliselt hea kirjeldada. Valemid on võetud kirjandusest ja tulemused on näha tabelis (Tabel 4-1)

Tabel 4-1. Lihtsustatud kanali soojusülekande arvutustulemused, kasutades voolisena vett

Nimetus	Tähis	Väärtus	Ühik	Viide
Tihedus	$\rho$	990,1	$\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$	[6, p. 878]
Dünaamiline viskoossus	$\mu$	$5,96 \times 10^{-4}$	$\text{Kg}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{s}^{-1}$	[6, p. 878]
Soojusjuhtivustegur	$k$	0,637	$\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$	[6, p. 878]
Kanali kõrgus	$a$	0,012	m	
Kanali laius	$b$	0,0015	m	
Külgede suhe	$r$	8		
Voolise voolamiskiirus	$v$	0,058	$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$	
Hüdrauliline diameeter	$D_h$	0,00267	m	[6, p. 422]
Reynolds number	$Re$	256,94		[6, p. 422]
Nusselt number	$Nu$	6,49		[6, p. 437]
Soojusülekande tegur	$h$	1550,30	$\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$	[6, p. 822]

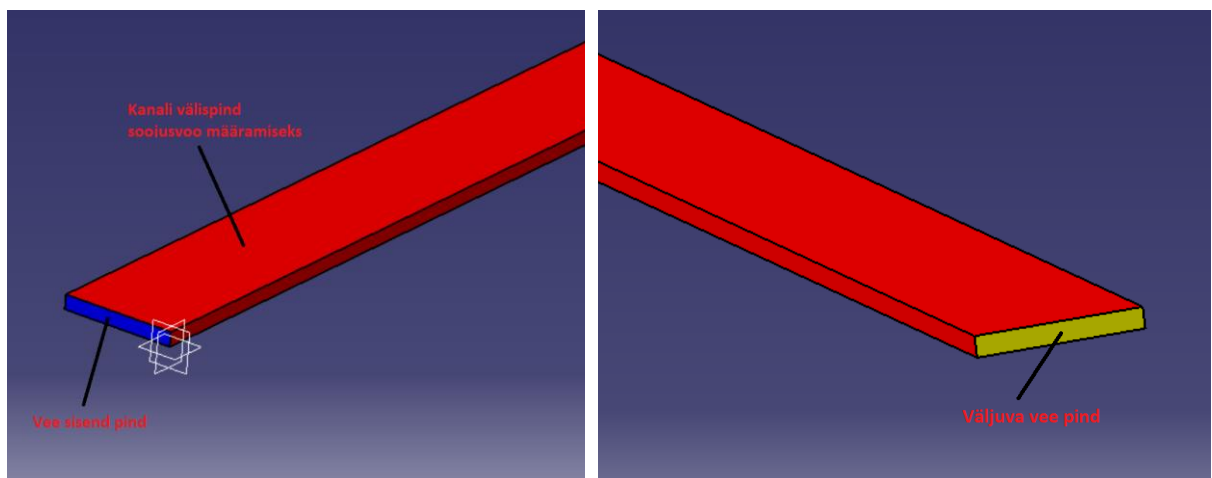
Soojusülekande tegur on see, mille väärtust hakatakse võrdlema analüüsitulemusega.

## 4.2 Soojusülekanne analüüsi ülesehitus

Soojusülekanne analüüsi ülesehitamisel on mitu võimalust ja kasutada saab erinevaid arvutusmudeleid, mis olenevalt mudeli eripäradele võivad anda sarnaseid või täiesti erinevaid tulemusi. Antud olukorras kontrollitakse kahe arvutusmudeliga – k-omega ning k-epsilon, mis on tõestanud, et suudavad anda sarnaseid tulemusi katsetulemustele. [14], [15], [16]

### 4.2.1 CAD-mudel

Analüüsimine algab CAD-mudeli tegemisega. Erinevalt tugevusarvutustes kasutatavast reaalsusele lähedast lihtsustatud mudelit, siis vooliste voolamisega ja soojusülekanne analüüsimiseks tuleb teha lõpp detailist positiiv, et saaks analüüsida selles olevat tühja ruumala, kus voolis voolab [17]. Arvutustes ei olnud vaja määrata kanali pikkust, kuna arvutused eeldasid, et kanal on piisavalt pikk, et tekiks väljakujunenud voolamise jaotus. Voolamine kujuneb välja üsna pikas kanalis alles – alates 1 m hakkab stabiliseerumine kuni lõpmatuseni välja [14]. Esialgu valitakse kanali pikkuseks 2 m ning mudel on näha joonisel koos pindadega, kuhu määratakse analüüsi sisendväärtused (Joonis 4-1).



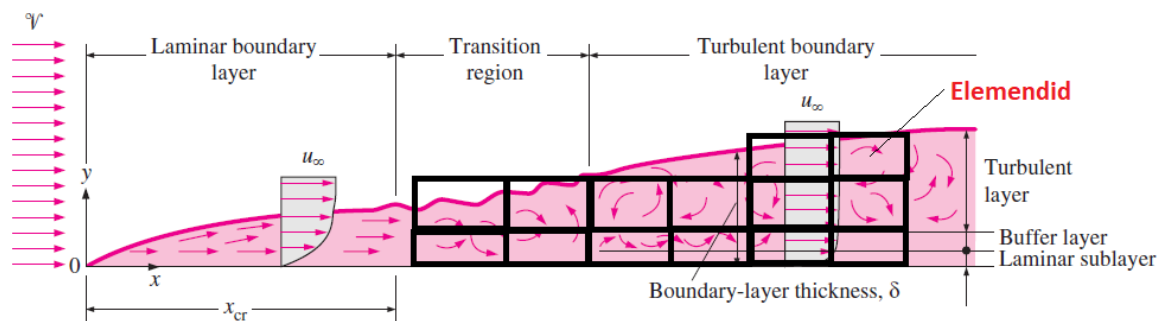
Joonis 4-1. Veekanalimudel koos näidatud analüüsi sisendpindadega

### 4.2.2 Analüüsimudeli lõplikeks elementideks jagamine

CAD-mudelile järgneb selle lõplikeks elementideks jagamine. Analüüsi puhul on kõige olulisem seinäärse ala arvutamine. Seetõttu tuleb sinna teha väikse suurusega elemendid, kuid sellega tõuseb kiiresti arvutusvõimsuse vajadus, kuid arvutustäpsus ei parane ilmingimata. Seega tuleb otsida lahendust, mis oleks arvutusvõimsuselt võimalik ja annaks piisavalt täpse tulemuse.

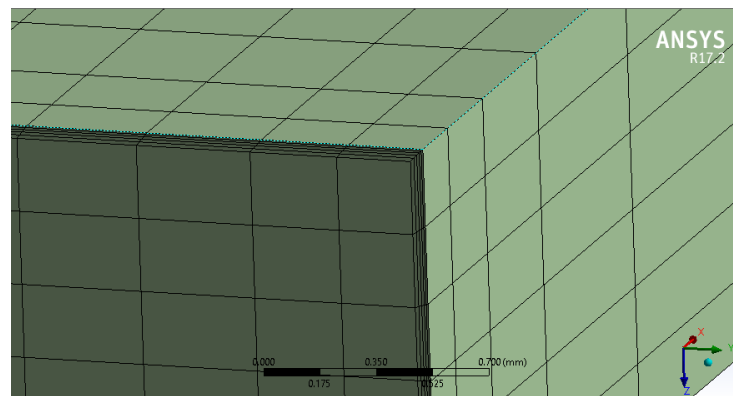
Hindamiseks, kas elemntide võrgustik on hea, kasutatakse kolme näitajat – elemendi moonutustegur (ingl. *Skewness*),  $y^+$  suurus ning elementide kogu arv [18, pp. 21-22], [19]. Kolmest muutujast jälgitakse kõige rohkem  $y^+$  suurust, mis on soojusülekanne analüüsi puhul kõige olulisem. Sellega määratakse, kas seinäärne ala on piisvalt täpselt elementideks jaotatud valitud arvutusmodeli jaoks. [14], [20]

$y^+$  väärtus näitab, kas esimene võrestiku element on piisavalt väike, et see oleks täiesti piirikihi sees [14], [20]. Selle visualiseerimine on näha joonisel (Joonis 4-2).



Joonis 4-2. Piirikihti iseloomustav joonis võetud kirjandusest ning elementide paigutus lisatud autori poolt [6, p. 339] [8]

Arvutusmodelite jaoks on suurusel  $y^+$  erinevad vahemikud, mille täitmisel saab arvutustulemusi pidada õigeks kõige väiksema veaprotsendiga. Kõige olulisem tegur, millega seda suurust mõjutada saab on mudeli võrestiku elementide suurus. Sageli on selleks vaja kasutada funktsiooni *Inflation*, millega on võimalik tekitada mudeli seinäärde väiksema suurusega elemente. Enamus olukordadest on see itereeriv protsess, kus tehakse esimene analüüs ning kontrollitakse seinal  $y^+$  väärtuse suurust ning vajadusel muudetakse võrestiku elementide suurust. [14] [20] Seinte äärde tehtud tihedama elementide võrgustikuga ala on näha joonisel (Joonis 4-3).



Joonis 4-3. Tihedama elementide võrgustikuga ääreala

### 4.2.3 Analüüsiparameetrite valimine ja määramine

Analüüsiparameetritest tuleb määrata siseneva vee kiirus, vee väljuval pinnale mõjuv rõhk ning küljepindadele mõjuv soojusvoog [14], [21]. Parameetrite väärtused on toodud tabelis (Tabel 4-2).

Tabel 4-2. Analüüsi sisendite parameetrid

Nimetus	Väärtus
Vedeliku sisend voolukiirus	0,058 m ·s <sup>-1</sup>
Vedeliku väljund pinnal olev rõhk	0 Pa
Soojusvoog kanali küljepindadele	5000 W ·m <sup>-2</sup>
Voolamise aeg	4 s

Vedelikuna kasutatakse vett ja selle soojusülakannet iseloomustavaid parameetreid. Voolukiirus tuleb peatükis 2 leitud vooluhulgast, mis on seotud olemasoleva süsteemi veepumba voolhulgaga ja soojusvaheti valitud kanali mõõtmete ja arvu järgi. Väljundis olev 0 Pa suurune rõhk tähendab vaba väljavoolu kanalist, kus muid lisatakistusi ei ole määratud. Soojusvoo suurus on valitud piisavalt suur, et küljeseintel ja vedeliku temperatuuris tekiks suurem muutus. Analüüsimisel kasutatakse *Transient* meetodit. See tähendab, et analüüs on ajalise faktoriga seotud. Nii on võimalik arvutusmodelil saavutada koondunud lahendus turbulentsetele voolise osadele, kuna tulemuste erinevusi võrreldakse väga lühikese ajavahemiku tagant. [20] 4 s on valitud autori poolt, et soojusülekanne saaks kesta ja teataval määral stabiliseeruda.

### 4.2.4 Analüüsimumdelite valik ja kirjeldus

Soojusülekanne analüüsid tehakse kahe erineva arvutusmudeliga – k-omega ning k-epsilon ning mõlemal juhul valideeritakse nende olulisemad seaded. Mitme mudeli valideerimise põhjuseks on see, et need arvutavad kanali seinäärset aeglase voolukiirusega ala erinevalt. Ühed mudelid arvutavad otse seina ääres olevaid elemente, kuid teised kasutavad interpoleerimismudeleid, et arvutada seinäärset ala. [14] [20]

Esimest analüüsi tehakse k-epsilon mudeliga ja kahe selle alamseadega – Standard ja Realizable. Need on ühed enam-kasutatavad mudelid, kuna annavad täpseid tulemusi laias olukordade vahemikus. Põhjuseks on see, et arvutusmudeleid on täpsustatud katseandmetega [20]. Lisaks aktiveeritakse funktsioon Enhanced Wall Treatment, mis sobib y+ väärtusele kuni 60 [22].

K-omega mudeli puhul kasutatakse Standard mudelit, mis arvutab piirikihis olevaid elemente ka ja võtab arvesse nende tingimuste eripärasid. Väga laialdaselt kasutuses lennunduses ja reaktiivmootorites. [20] Kõigi arvutusmudelite valitud seaded ning nõutud y+ vahemikud on toodud tabelis (Tabel 4-3).

Tabel 4-3. Analüüsimudelite valitud parameetrid [14], [16], [20]

Nimetus	Y+
k-epsilon Standard Enhanced Wall Treatment	0 – 2 soovituslik, kuni 5 lubatud
k-epsilon Realizable Enhanced Wall Treatment	0 – 2 soovituslik, kuni 60 lubatud
k-omega Standard Low Reynolds	0 – 2 soovituslik, kuni 5 lubatud

Kui  $y+$  väärtus jääb sellest vahemikust välja, siis tuleb kasutada teistsuguseid seadeid. Arvutusmudelitega otsitakse arvutatud tulemustest kõige väiksema veaprotsendiga erinevust. Seda kasutatakse hiljem lõpliku lahenduse soojusülekanne analüüsi tegemiseks.

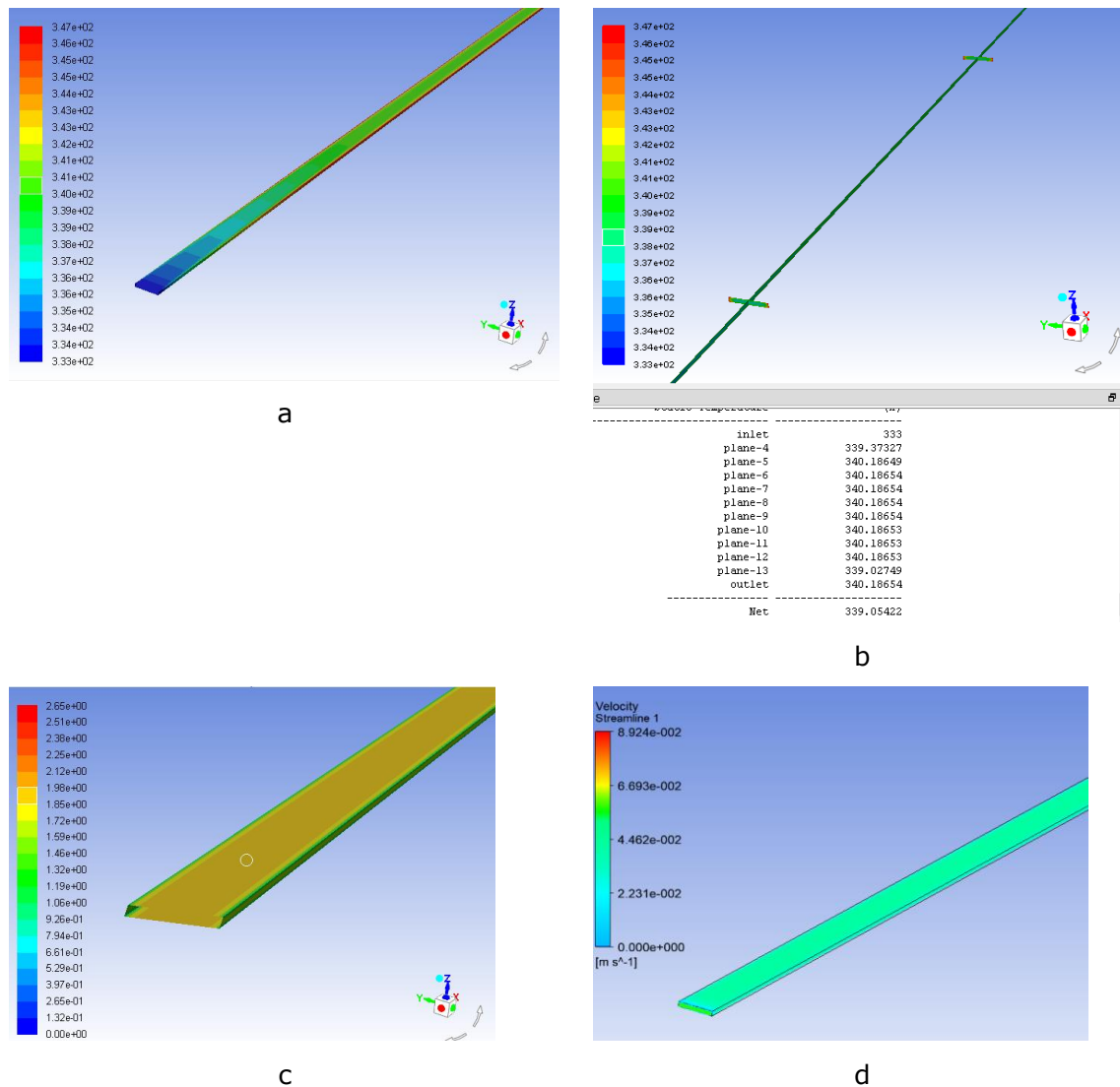
#### 4.2.5 Analüüsi tulemused

Tulemustes võrreldakse soojusülekande teguri väärtust, kuid seda suurust ei saa otse simulatsioonis kuvada. Põhjuseks on arvutustehnilised eripärad, mida saab näidata soojusvoo arvutamise valemiga (4-1) [15],

$$q = h \cdot (T_w - T_f), \quad (4-1)$$

- kus
- $h$  – soojusülekande tegur  $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$ ;
  - $T_w$  – kanali seina temperatuur K;
  - $T_f$  – võrdlustemperatuur voolise sees K;

Tulemused teebki ebatäpseks võrdlustemperatuuri määramine, mida peab kasutaja ise hindama ja head mudelit selle hindamiseks ei ole. Seetõttu tuleb kasutada meetodit, kus voolamise suunas tehakse mitu tasapinda ning iga tasapinna peale arvutatakse voolise keskmine temperatuur. Järgmiseks leitakse nende tasapindade omavaheline kogu keskmine voolise temperatuur. Viimaseks on kogu pinna keskmise temperatuuri leidmine, mida Fluent kuvab korrektselt, mille kaudu saab lõpuks soojusülekande teguri arvutada valemiga (4-1). [15], [14] Selline meetod vastab ka katsetustega soojusülekande teguri leidmise protsessile [23]. K-omega analüüsiga saadud kanali seina ja voolise keskmise temperatuuri jaotus on näha joonisel (Joonis 4-4). Lisaks on näidatud seina  $y+$  väärtus ja voolise voolujooned.



Joonis 4-4. K-omega analüüsi tulemused: *a* - kanali seina temperatuur jaotus, *b* - vedeliku keskmine temperatuur erinevatel ristlõigetel, *c* - kanali seina  $y^+$  väärtuse jaotus, *d* - vedeliku voolujooned kanalis

Kõigi kolme arvutusmudeliga tehti samad analüüsid ja tulemused on toodud koondtabelis (Tabel 4-4).

Tabel 4-4. Kõigi arvutusmodelite tulemused

Nimetus	Arvutatud	k-omega Standard Low Reynolds	k-epsilon Standard Enhanced Wall Treatment	k-epsilon Realizable Enhanced Wall Treatment
Keskmine soojusvoog, [W · m <sup>-2</sup> ]	-	5000	5000	5000
Keskmine seinatemperatuur, [K]	-	342,435	342,426	342,426
Keskmine $y^+$	-	1,8	1,8	1,8
Keskmine voolise temperatuur, [K]	-	339,054	338,882	338,881
Soojusülekanalitegur, [W · m <sup>-2</sup> · K <sup>-1</sup> ]	1550,30 (Tabel 4-1)	1478,852	1410,437	1410,437
Erinevus arvutusest, [%]	-	4,61	9,00	9,02

Kogutud andmetega on võimalik arvutada soojusülekanne tegur valemiga (4-1), kust on avaldatud  $h$ ,

$$h = \frac{5000}{(342,435 - 339,054)} = 1478,852 \text{ (W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}\text{)},$$

Autor jääb tulemustega rahule, kuna analüüs ei väljenda täpselt arvutustele vastavat olukorda, kuna ei ole täpselt samad katsetingimustega, millega arvutusvalemid on loodud. Lisaks peetakse soojusülekanne puhul ka erinevust suuremat kui 10% mõistlikuks [6, p. 420], [7, p. 41]. Lõpplahenduste analüüsimisel kasutatakse k-omega Low Reynolds arvutusmudelit, kuna sellel on kõige väiksem 4.61%-line erinevus arvutatud tulemusest.

## 5. LÕPLIKE LAHENDUSTE SOOJUSÜLEKANDE ANALÜÜS

Peatükis 2 tehtud arvutustes kasutati kirjandusest leitud katsete tulemusi antud töös käsitletud geomeetriaal sarnaste lahenduste kohta. Selles peatükis leitakse soojusülekande analüüsi teostades täpsem soojusülekandeegur lõpplahendusele ning korrigeeritakse antud parameeter arvutustes. Selleks analüüsitakse õhukanal ja veekanal eraldi, kuna see on mõistlik lihtsustus ja neid saab üksteisest sõltumata uurida. Lisaks sellele teostatakse üldine vee voolavuse analüüs soojusvahetis, et tagada võrdne jaotus kanalites. Kui voolis ei ole ühtlaselt kanalites jaotunud on soojusülekanne tunduvalt väiksem [7, p. 41].

### 5.1 Sileda seinaga veekanal analüüs võrdluseks

Peatükis 4 käsitleti arvutusmudeli valideerimist voolise voolamisega väga pikas kanal. Projekteeritava soojusvaheti kanal tuleb tunduvalt lühem ning seetõttu esinevad seal voolamisel lisanduvad nähtused [6, p. 423].

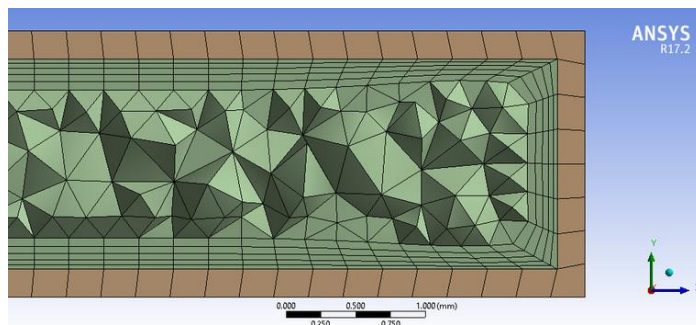
Antud olukorras ei jõua nii lühikese kanali jooksul toimuda voolamise ning samuti voolise temperatuuri ühtlast väljakujunemist. See tähendab, et seda on keerulisem arvutada ning katsetega on saadud valemid ainult lihtsatele geomeetriaale. [6, p. 423], [23] Soojusülekande analüüs võtab neid nähtuseid arvesse.

Seetõttu tehakse eelnevalt valideeritud analüüsimeetodiga analüüs lõpliku lahendusega sama pikale kanalile, millel puudub igasugune geomeetria soojusülekandeeguri tõstmiseks. Saadud tulemusi saab võrrelda lõpplahendusega.

Antud analüüsi oleks võimalik ka ainult vedeliku kehaga teostada nagu tehti peatükis 4. Kuid kahe mudeliga lahendus on valitud selleks, et tekiks muutumatu suurusega veekanal välispinnad, kuhu määratakse soojusvoog. Vastasel juhul muutes veekanal sisemist geomeetria, muutub suure tõenäosusega selle pindala ja soojusvoog tuleb iga analüüs jaoks uuesti arvutada, et mudelil oleks kõigi erinevate lahendustega jääv soojusülekanne ja neid saaks omavahel võrrelda. See väljendub kirjanduses leitava valemiga [6, p. 6].

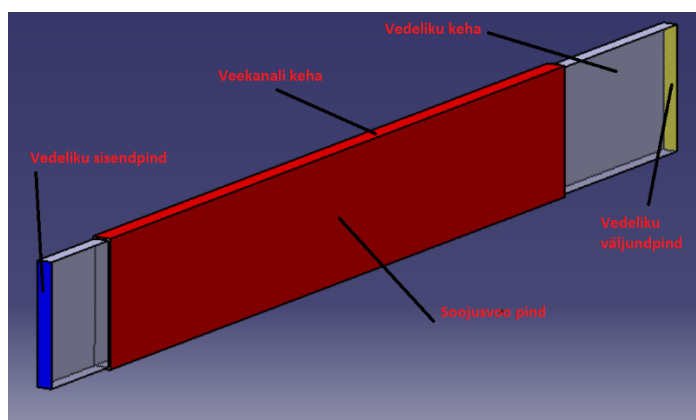
Kahe mudeliga analüüsimist kasutatakse veekanal lõpliku lahenduse tegemisel. Seetõttu tehakse ka siledaseinalise kanali analüüs võrdlemiseks sama meetodiga. Peamine erinevus peatükis 4 käsitletuga on see, et kaks mudelit tuleks ANSYSi DesignModuler keskkonnas üheks liita. Selle tulemusena jagab ANSYS mudeli elementideks nagu oleks tegemist ühe kehaga, mis tähendab, et kahe mudeli kontaktis

püütakse ühendada mõlema mudeli elementide tippe. See muudab võrgustiku kvaliteeti paremaks, elemente on vähem ja arvutamine on kiirem. Mudeli võrgustikku koos seinäärse tihedama elementide alaga on näha joonisel (Joonis 5-1).



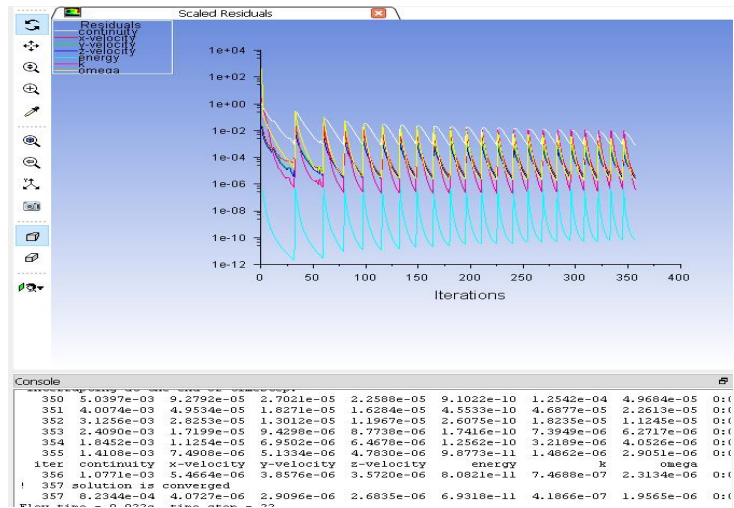
Joonis 5-1. Siledaseinalise mudeli ühilduv võrgustik kahe mudeli keha vahel

Järgmisena näidatakse joonisel (Joonis 5-2) analüüsi mudel koos pindadega, kuhu määratakse sisendväärtused.



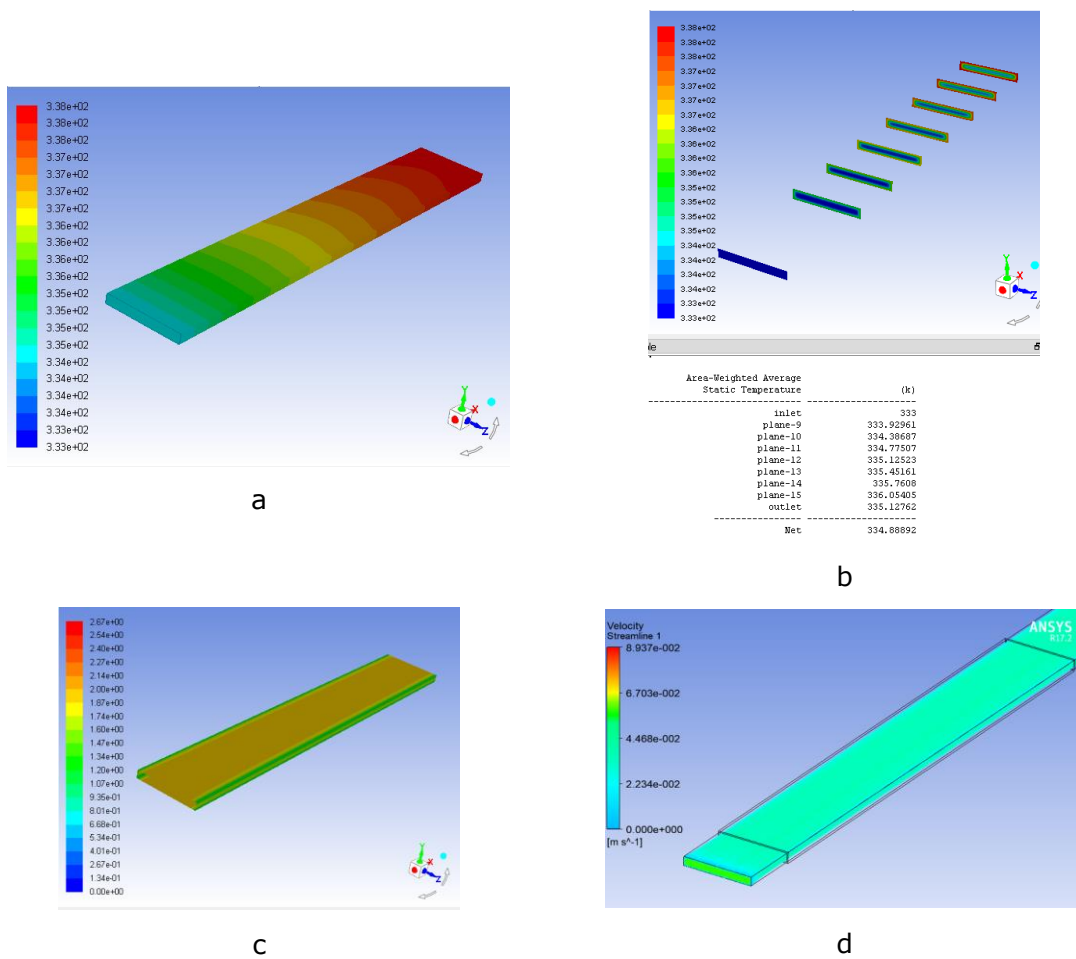
Joonis 5-2. Siledaseinalise veekanali analüüsimudel

Analüüsi arvutamise käigus tuleb jälgida arvutusmudeli parameetreid, mis annavad esimese ülevaate tulevast analüüsi tulemustest. Oluline on, et need parameetrid hakkaksid langema tsükliliselt. See näitab, et CAD-mudel ja elementidevõrgustik on piisavalt hea kvaliteediga ning arvutustsüklid koonduvad ja on saavutatud lubatud hälvega tulemus. Peale seda liigub mudel järgmise ajatsükli juurde edasi ja arvutab järgmise osa mudelist. Kui väärtused langevad alla  $1 \times 10^{-4}$ , siis saab seda pidada rahuldavaks tulemuseks. [22] Joonisel (Joonis 5-3) on näha perioodiliselt, kuidas parameetrid langevad kaks suurusjärku.



Joonis 5-3. Analüsimudeli parameetrite koondumise arutamise ajal

Antud mudelile tehti peatükis 4 käsitletud meetodit kasutades soojusülekandeanalüüs, mille tulemused on näha joonisel (Joonis 5-4)

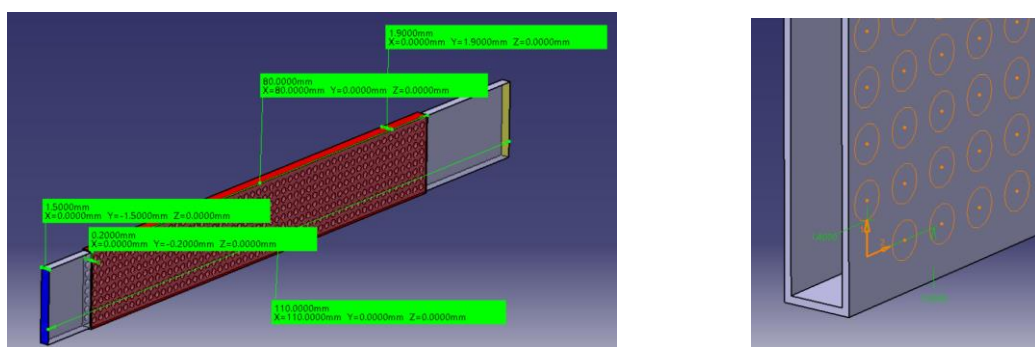


Joonis 5-4. Siledaseinalise kanali tulemused: *a* - kanali seina temperatuuri jaotus, *b* - vedeliku keskmine temperatuur erinevatel ristlõigetel, *c* - kanali seina  $y^+$  väärtuse jaotus, *d* - vedeliku voolujooned kanalis

Tulemusteks saadi, et kanali seina temperatuur tõuseb 338 K-ni kanali lõpus ning seina keskmine temperatuur on 336,6 K. Äärekihti iseloomustava suuruse  $y+$  keskmine väärtus on 1,8, mis jääb lubatud piiridesse. Vedeliku keskmine temperatuur erinevatelt ristlõigetelt on 334,889 K ning nende andmete kaudu arvutatud soojusülekande tegur  $2895,2 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$ . Järgmiseks teostatakse lõplikku lahenduse soojusülekande analüüs.

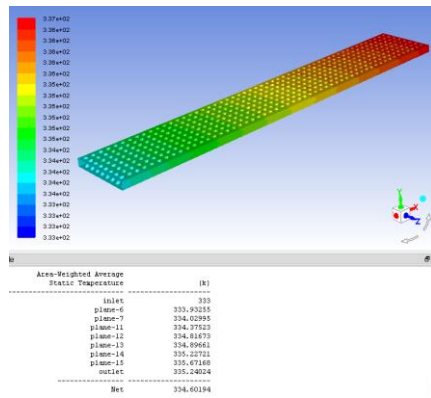
## 5.2 Lõpliku veekanali soojusülekande analüüs

Lõpliku lahenduse analüüsimudel on samasugune nagu eelmises alapeatükis käsitletud. Ainukese elemendina muudetakse kanali seina geomeetria. Sinna tehakse 1 mm diameetriga poolkerakujulised kõrgendused korduva sammuga 1,4 mm ja 1,5 mm mõlemale seinale. Geomeetria on näha joonisel (Joonis 5-5).

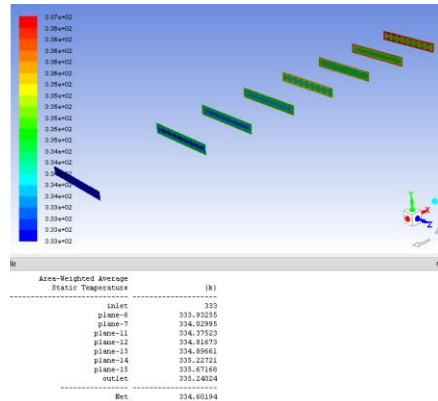


Joonis 5-5. Veekanali soojusülekande analüüsi mudel

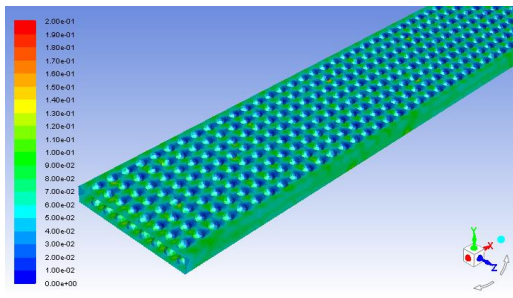
Analüüsis kasutatud parameetrid on toodud tabelis (Tabel 4-2) ning ülesehitus on sama, mis kirjeldatud peatükis 4.2. Tasub märkida, et analüüsis kasutatav soojusvoog ei vasta tegelikule olukorrale ja on tunduvalt väiksem. Tulenevalt valemist (4-1), siis soojusvoog muudab ainult temperatuuride suuruste vahemikku, kuid pinna ja voolise keskmise temperatuuride omavaheline seos jääb muutumatuks ning selle määrab voolise sisendkiirus ja kanali geomeetria. Need on valitud vastavalt tegelikule lõpplahendusele. Seetõttu saab analüüsist tulemuseks saadud soojusülekande tegurit kasutada. Tulemused on näidatud joonisel (Joonis 5-6).



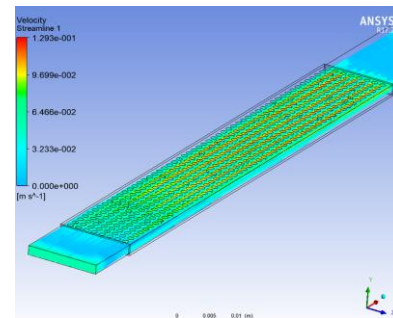
a



b



c



d

Joonis 5-6. Poolkerakujuliste kõrgendustega kanali tulemused: *a* - kanali seina temperatuur jaotus, *b* - vedeliku keskmine temperatuur erinevatel ristlõigetel, *c* - kanali seina  $y+$  väärtuse jaotus, *d* - vedeliku voolujooned kanalis

Tulemused näitavad oodatud muutust soojusülekanne suurusesse. Kanali pinna maksimaalne temperatuur langes 337 K peal, kuid keskmine temperatuur langes 335,2 K-ni, mis tähendab 1,4 K madalamat temperatuuri, kuid kanal on ainult 80 mm pikk. Voolujoonte pealt on näha jooniselt (Joonis 5-6 d), kuidas seinal olev geomeetria sunnib vedelikul liikuma kiiresti ja keerutama ning ei lase aeglasel seinaäärsel piirikihil välja kujuneda. Seda väljendab kanalis olev suurem voolamiskiirus võrreldes siledaseinalise kanaliga. Antud tulemuste järgi arvutatades, kasutades valemit (4-1) tuleb soojusülekande teguri väärtuseks on  $4334 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$ . Võrreldes siledaseinalise kanaliga on tegur kasvanud  $\sim 50 \%$ . Võrdlus FEST19 lahendusega on toodud tabelis (Tabel 5-1).

Tabel 5-1. FEST19 ja FEST21 veekanalitulemuste võrdlus

Nimetus	FEST19	FEST21
Soojusülekanne pindala, [m <sup>2</sup> ]	0,11	0,158
Soojusülekande tegur, [W/m <sup>2</sup> · K]	1584,76 [8, p. 50]	4334

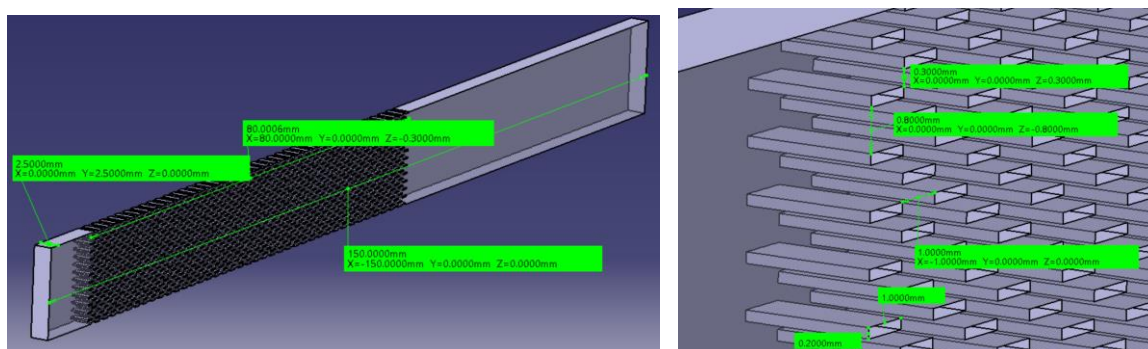
FEST19 soojusülekande tegurile on juurde arvestatud hinnanguline suurenemine, mis saadi analüüsitulemustest võrreldes siledaseinalise kanaliga. Kahe lahenduse tulemused ei ole kõige õigem võrrelda, kuna kanali hüdraulilised diameetrid on erinevad ja see

mõjutab tulemusi. Sellest hoolimata terviklahendusena on autor tulemusega rahul, kuna soojusülekandeegur on suurenenud ligikaudu 2,7 korda.

### 5.3 Õhukanali soojusülekande analüüs

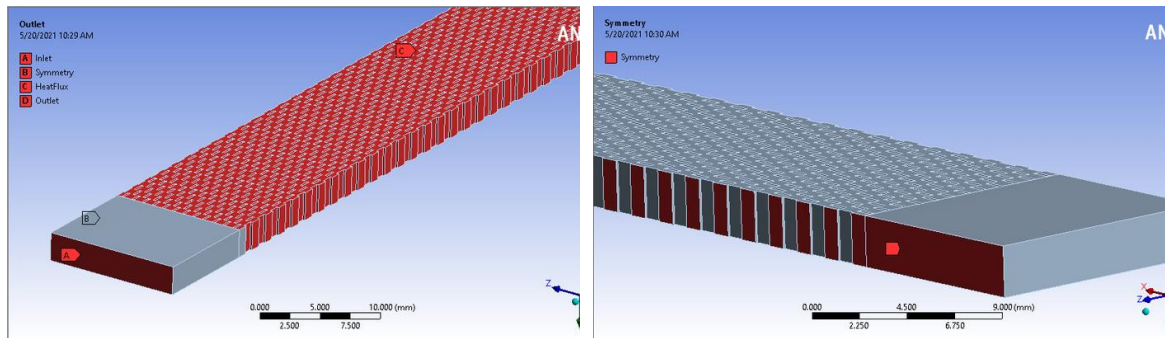
Õhukanali soojusülekande analüüs on keerulisem. Selle põhjustab väikese mõõtmetega geomeetria ning seinäärse ala piirikihi arvutamiseks on vaja luua veelgi tihedam lõplike elementide võrgustik. Seetõttu kirjeldatakse siin peatükis lisanduivaid meetodeid, mida ei olnud vaja kasutada analüüsi valideerimise ega veekanali soojusülekande analüüsimisel.

Kuna geomeetria voolukanalis on täis ribisid, mis on tiheda maatsiksina paigutatud, siis õhukanali analüüsimisel kasutatakse ainult voolise keha. Sellega välditakse kanali kehaga lisanduivaid elemente, mis tõstavad kogu elementide võrgustiku arvu liigselt suureks. Samuti tuleb kasutada analüüsimisel ainult poolt ühest kanalist, et vähendada elementide arvu. Voolise keha geomeetria tähtsamad mõõtmed on toodud ülevaatlikult joonisel (Joonis 5-7).



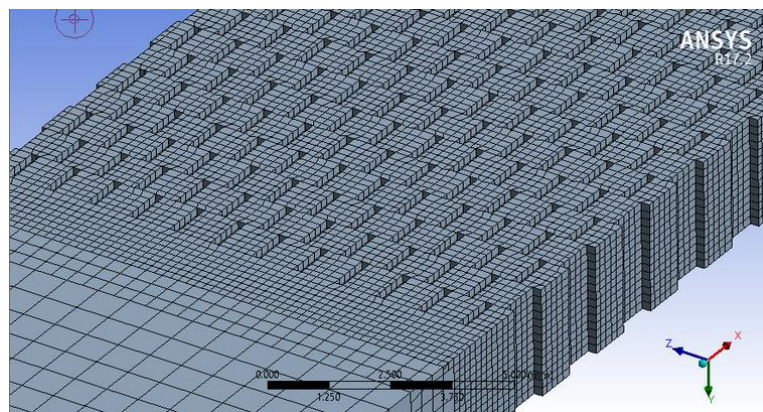
Joonis 5-7. Õhukanali geomeetria tähtsamad mõõtmed ülevaatlikult

Järgmisena näidatakse analüüsimudeli pinnad, mis on vaja defineerida. Veekanali mudeli analüüsist erinevalt määratakse siin soojusvoog otse voolise keha pindadele, mis on tegelikkuses kanali seintega kontaktis. Sealt kaudu toimub soojusülekanne ja soojuskoormuse levimine voolisele. Lisaks sellele defineeritakse sümmeetria telg, kuna analüüsis kasutatakse ainult ühte poolt kanalist [21]. See on mõistlik lihtsustus, mis muudab analüüsi arvutamist kiiremaks, kuid annab soovitud tulemuse [21]. Analüüsimudeli jaoks defineeritud pinnad on näidatud joonisel (Joonis 5-8).



Joonis 5-8. Õhukeha analüüsimudelil defineeritud pinna parameetrite sisendite jaoks.

Järgmine eripära on elementide võrgustiku loomisel. Kuna ribide maatriks on väga tihe, siis ei olnud sinna võimalik teha seina äärde väiksema elementide suurusega ala. Elementide koguarv oleks läinud ebanõistlikult suureks ning võimalike muudatuste tegemine ja järgmise versiooni analüüsimine oleks olnud veelgi aeganõudevam. Elementidevõrgustik on näha joonisel (Joonis 5-9).



Joonis 5-9. Õhukeha elementide võrgustik

Kuna seinäärne ala on suurema elementide suurusega, kui eelmised analüüsid, siis etteulatuvalt tuleb analüüsi meetod välja vahetada k-epsilon Realizable Enhanced Wall Treatment vastu. See võimaldas analüüsida suurema  $y^+$  vahemikku hõlmates, mida on näha tabelis (Tabel 4-4).

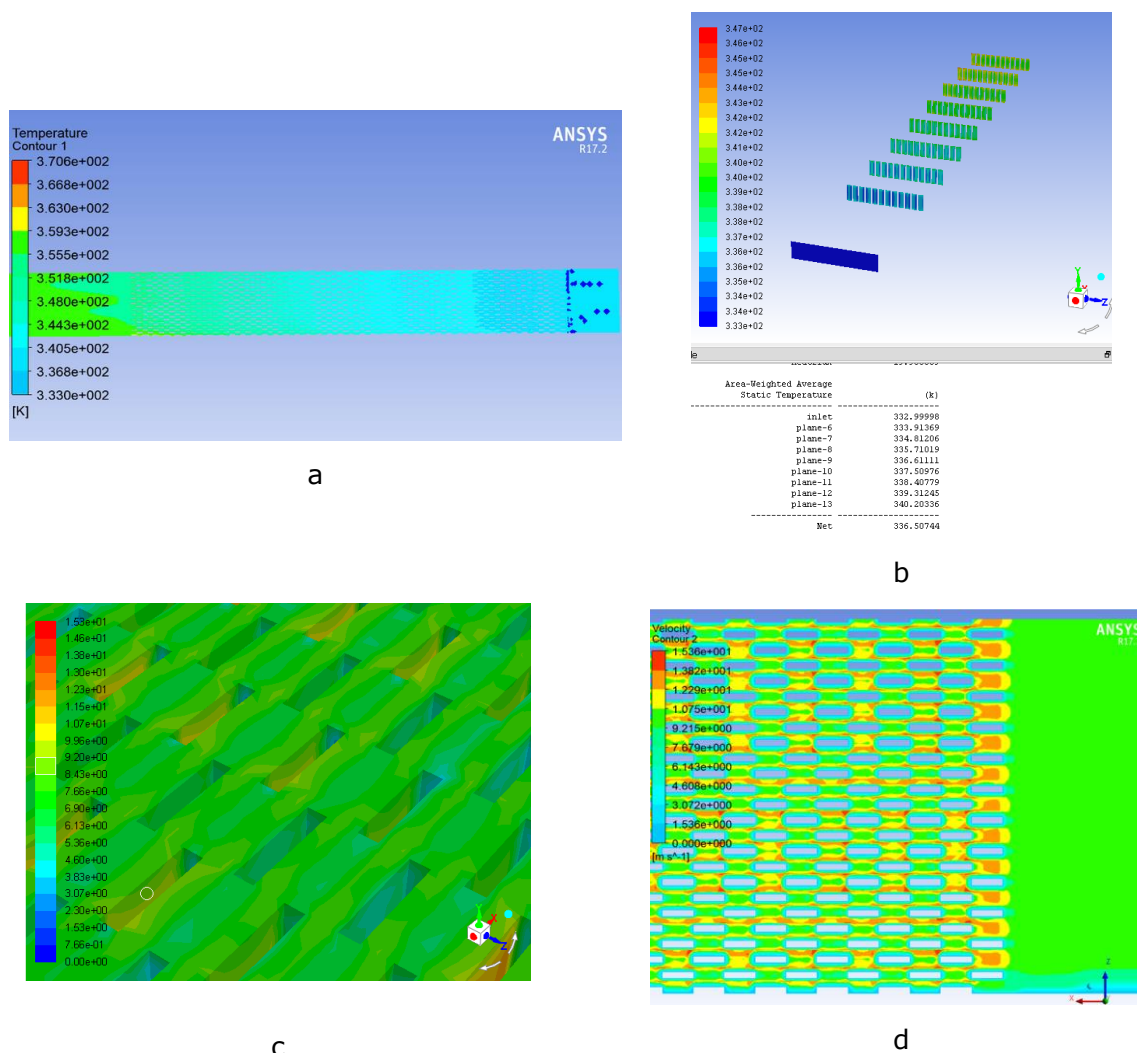
Järgmisena tuuakse välja analüüsis kasutatud parameetrid, kuna need on erinevad eelnevalt kasutatud väärtustest. Kõik eelmised valideerimisanalüüsid ja veekanali analüüsid tehti vee omadustega. Õhukanali analüüsis kasutatud parameetrid on toodud tabelis (

Tabel 5-2)

Tabel 5-2. Õhukanali analüüsi parameetrid

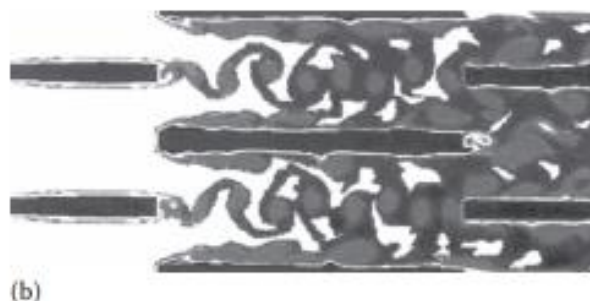
Nimetus	Väärtus
Õhu sisend voolukiirus	9,1 m · s <sup>-1</sup>
Õhu väljund pinnal olev rõhk	0 Pa
Soojusvoog kanali küljepindadele	1000 W · m <sup>-2</sup>
Sümmeetriatelg	-
Soojusülekanne aeg	4 s

Õhu voolukiirus on peatükis 2 arvutustes leitud väärtusest kaks korda väiksem, kuna analüüsis on kasutusel ainult pool kanalit. Soojusvoo suurus on taaskord valitud piisavalt suur, et tekiks temperatuuri suurem varieeuvus. Soojusülekande tegur sellest ei mõjutu. Sümmeetriatelg ei vaja sisendit, vaid võimaldab hiljem tervet kanalit kuvada tulemuste hindamisel [21]. Analüüsi tulemused on toodud joonisel (Joonis 5-10).



Joonis 5-10. Õhukanali analüüsi tulemused: *a* - kanali seina temperatuur jaotus, *b* - vedeliku keskmine temperatuur erinevatel ristlõigetel, *c* - kanali seina  $y^+$  väärtuse jaotus, *d* - vedeliku voolujooned kanalis

Tulemustest on näha, kuidas õhu märgatavam temperatuuri kasv 340 K-ni esineb alles ribide lõpus ja suurem osa kanalist on madalama temperatuuriga. Keskmise  $y^+$  (Joonis 5-10 c) väärtus on 19,9, mis jääb arvutusmudeli lubatud 60 vahemikku. Oluline on jälgida, et liiga kõrged väärtused ei jääks seintele, kus toimub peamine soojusülekanne – antud olukorras siis ribide seinad. Viimaseks on näha (Joonis 5-10 d), kuidas peale iga ribi on kiirema voolamiskiirusega õhuvoolud. See on täpselt see nähtus, mida antud lahendusega on otsitud. Iga ribi järele tekib keerutav õhuvool, mis kulgeb järgmise ribi seinale lähedal ning ei lase aeglasel seinäärsele seisval voolise kihil tekkida [5, p. 218]. Seda on näha joonisel (Joonis 5-11). Nii hakkab seinäärse kihi kujunemine iga kord alugusest peale ja soojusülekande tegur suureneb sellest. Tulemustest valemiga (4-1) arvutatud soojusülekande tegur on  $432,90 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$ .



Joonis 5-11. Peale iga ribi keerutav ja turbulentne õhuvool, mis ei lase aeglasel piirikihil tekkida järgmise ribi pinnale [5, p. 218]

Võrreldes FEST19 3D-prinditud lahendusega on tulemused paranenud. Võrdlus on toodud tabelis (Tabel 5-3)

Tabel 5-3. FEST19 ja FEST21 lahenduste võrdlus

Nimetus	FEST19	FEST21
Soojusülekande pindala, $[\text{m}^2]$	0.58	0.40
Pindalatihedus, $[\text{m}^2 \cdot \text{m}^{-3}]$	1228	2081
Soojusülekande tegur, $[\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$	307,46	432,90

FEST19 õhukülje soojusülekande tegur on hinnanguliselt suurendatud selle võrra, mis analüüsitulemused muutusid võrreldes sirge ribiga tehtud baasanalüüsi puhul. Sellest hoolimata on käesoleva töö tulemus parem. Soojusülekande pindala on vähenenud, kuid see on väiksema ruumaala peale mahutatud ning sellest on soojusvaheti pindalatihedus tegur suurenenud 1.69 korda ning soojusülekande tegur on kasvanud ~41%. Autor jääb selle tulemusega rahule.

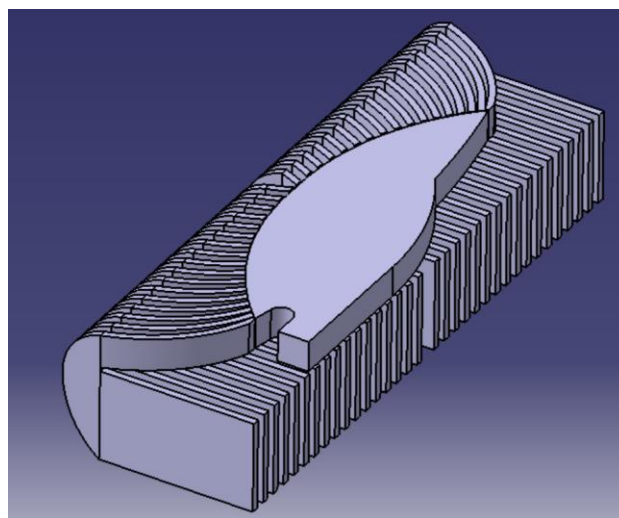
## 5.4 Vee voolavuse analüüs soojusvahetis

Viimaseks on vaja kontrollida, kuidas vee vooluhulk kõigi kanalite vahel jaguneb. See on oluline, kuna vastasel juhul võivad teatud kanalid jääda väga aeglase veevahetusega osadeks. Seega ei toimu ka oodatud soojusülekanne ning kaudselt öeldes on soojusvaheti soojusülekanne pindala nende kanalite võrra väiksem. Tulemuseks on mitte projekteeritule vastav lahendus.

Ühe võimalusena kasutatakse ahanevat paaki, mis tekitab voolusuunas liikudes aina suurema takistuse voolamisele. See suunab voolamise kanalitesse. [24, p. 405] Voolise jagunemist on võimalik ka kanaleid ühendavas paagis suunata. Sinna sisse on võimalik 3D-printida väga lihtsatest suunajatest kuni keeruliste struktuurideni välja. Kui voolise sisend on kõigi kanalite suhtes sümmeetriliselt asetatud, on jagamist kõige lihtsam teha. Parimal juhul jaguneb voolis ise passiivselt üsnagi võrdselt – eeldusel, et kõik kanalid on võrdse hüdraulilise diameetria ja pikkusega, mille tulemuseks on võrdne takistus voolamisele.

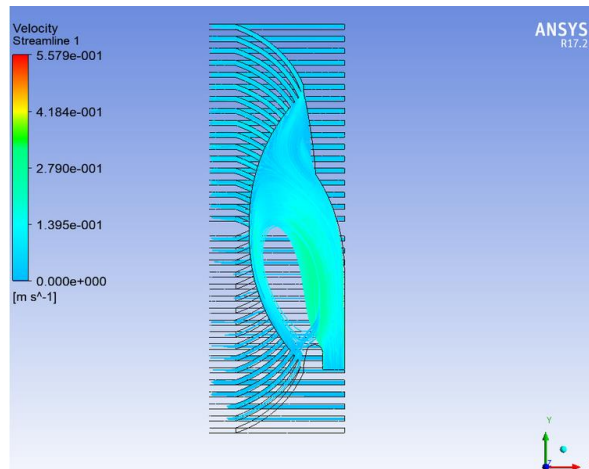
Antud töö käigus valmival soojusvahetil ei olnud võimalik jahutusvedeliku sisendit kanalite suhtes sümmeetriliselt asetada. Seetõttu pidi tegema paaki suunajad, mis vedeliku voolu võrdselt kanalite vahel jagaks.

Analüüsi jaoks tuli teha lihtsustatud CAD-mudel, kuna kogu soojusvaheti kanaleid ei ole otstarbekas analüüsida. Oluline on vaadelda ja mõjutada seda, kuidas vedeliku voolamine paagis jaguneb. Sellest sõltub voolamise jagunemine kanalitesse. Lihtsustatud mudel on näha joonisel (Joonis 5-12)



Joonis 5-12. Lihtsustatud mudel soojusvaheti veekanalitest vedeliku jagunemise analüüsimiseks

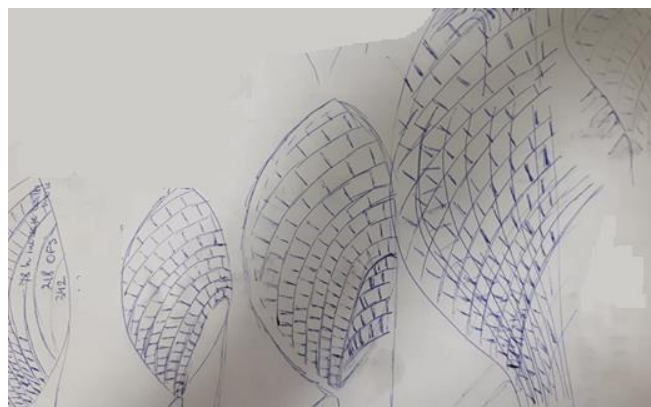
Esimene analüüs tehti ilma suunajateta, et saada kinnitus voolamise ebavõrdsest jagunemisest ning sellest, et vedelikul on inertsist lihtsam edasi liikuda, kui muuta suunda ja minna ka kanalitesse. Tulemus on toodud joonisel (Joonis 5-13).



Joonis 5-13. Vedeliku jagunemine paagis ilma suunajatega

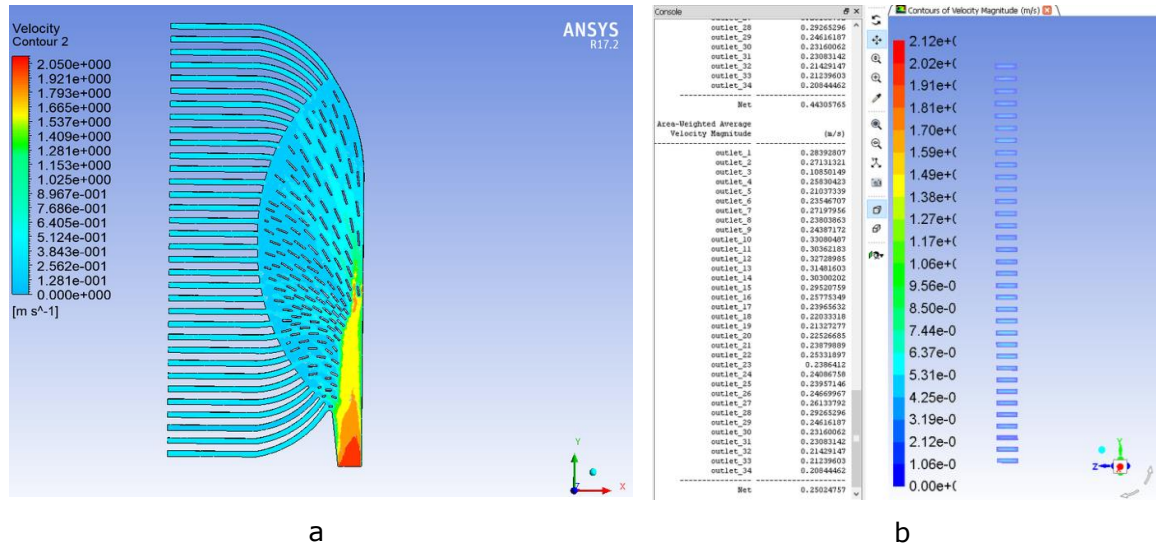
Tulemus on oodatud ning näitab vajadust leida geometria, mis jagab voolamise ühtlaselt laiali. Peamiseks suunaks on leida paaki suunajate kombinatsioon, mis tekitab ühtlasema takistuse kogu paagi ulatuses ning suurendab seda vedeliku otse liikumise suunas viimaste kanalite juurde. Nii sunnitakse jahutusvedelikul minema läbi teiste veekanalite ka. Tasub märkida, et elementide võrgustiku tegemisel tuli seinäärde teha tihedam ala. Muidu ei suuda Fluent hästi voolujooni kitsastes kanalites kuvada. Sisendiks oli soojusvahetisse sisenev 3,5 L/min vooluhulk.

Enne aeganõudvate CAD-mudelite tegemist skitseeriti paberi peal võimalikke lahendusi. Samuti oli soov vältida nii võimalikke disainivigu, mis võivad alles kogu struktuuri tegemise viimases osas esineda. Esimesed võimalikud geometriad on näha joonisel (Joonis 5-14).



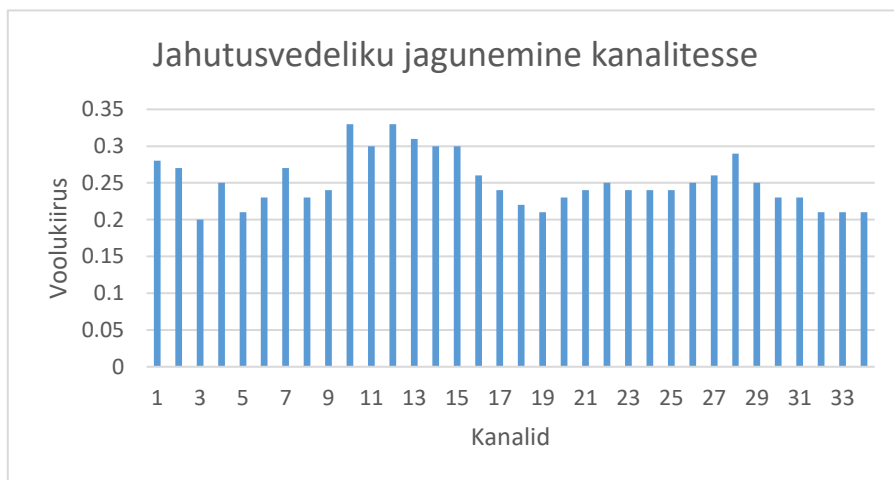
Joonis 5-14. Esimesed maatriks geometriad, mis võrdsest voolamist kanalitesse jagaksid

Eesmärk oli luua vaheseintest koosnev maatriks, millel on võrdsed või kindla väärtuse võrra muutuvad vahed. Samuti iga järgmine vaheseinte rida jagab eelmise voolamise kaheks. Nii tekib kogu aeg aina väiksemaks jagunev voolamine, mis lõpuks läheb võrdselt kõikidesse kanalitesse. Seda maatriksit hakati CAD-mudelid teostama. Kogu protsessi käigus tuli teha üle 15 uue mudeli, kus vaheseinte asendit korrigeeriti. Lõpptulemus on näha joonisel (Joonis 5-15)



Joonis 5-15. Jahutusvedeliku kanalitesse jagunemise tulemused

Jooniselt on näha, et voolamine on tunduvalt ühtlasemalt jagunenud ja graafiliselt pildilt ei ole enam lihtne eristada, mida tuleks muuta. Selleks määrati enne analüüsi kõigile kanali väljundpindadele erinevad nimed, et hiljem oleks lihtsam kuvada kõigi kanalite keskmist voolukiirust. Väljavõtet otse analüüsist on näha joonisel (Joonis 5-15 b). Väärtuste arusaadavaks tõlgendamiseks kanti need graafikule ja arvutati standardhälve. Graafik on näha alljärgnevalt (Graafik 1).



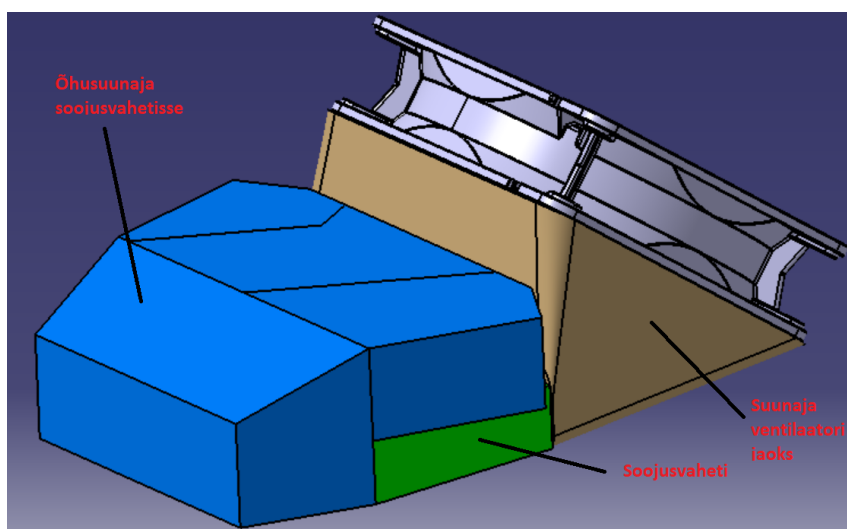
Graafik 1. Jahutusvedeliku jagunemine kanalitesse

Voolukiiruste keskmiseks väärtuseks kanalites tuli  $0.25 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ . Standardhälve on  $0.04 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ . FEST19 lahenduse puhul, kus vedelik sisenes paaki keskelt ja oli seega sümmeetriliselt asetsetud kanalite suhtes saavutati tulemuseks standardhälve  $0.02 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ . See olukord võimaldas ühtlasemat jagunemist, kuna voolamine jaguneb juba passiivselt ühtlasemalt kui antud lahenduse puhul. Samuti oli kanaleid üle kahe korra vähem. Seetõttu oleks edasi vaja käsitletud paaki matemaatiliselt täies ulatuses defineerida. See ei ole antud töö peamine eesmärk ja autor jääb tulemusega rahule.

## 5.5 Soojusvaheti kogu vormeli aerodünaamika koostus

Enne kui lõplik CAD-mudel valmis tehakse, tuleb lahendust kontrollida kogu vormelauto aerodünaamika analüüsis. See võtab arvesse sõitmise ajal autot ümbritsevad õhuvoolusid. Olenevalt aerodünaamikaelementide paigutusest võib tekkida täiesti ebasoodne olukord, kus soojusvaheti ette tekitakse keerutavad õhuvoolud. Sellisel juhul ei pruugi piisata ka soojusvaheti taga olevast ventilaatorist. [25]

Analüüsi jaoks anti arvutustes selgunud soojusvaheti mõõtmed ning tehti lihtsustatud mudel, mis koosnes ainult kärje osast. Sellest läbiv õhu massi vooluhulk on uuritav suurus, et kontrollida, kas arvutustes vajalik õhuhulk on tagatud. Analüüsi jaoks tehtud lihtsustatud mudel on näha joonisel (Joonis 5-16).

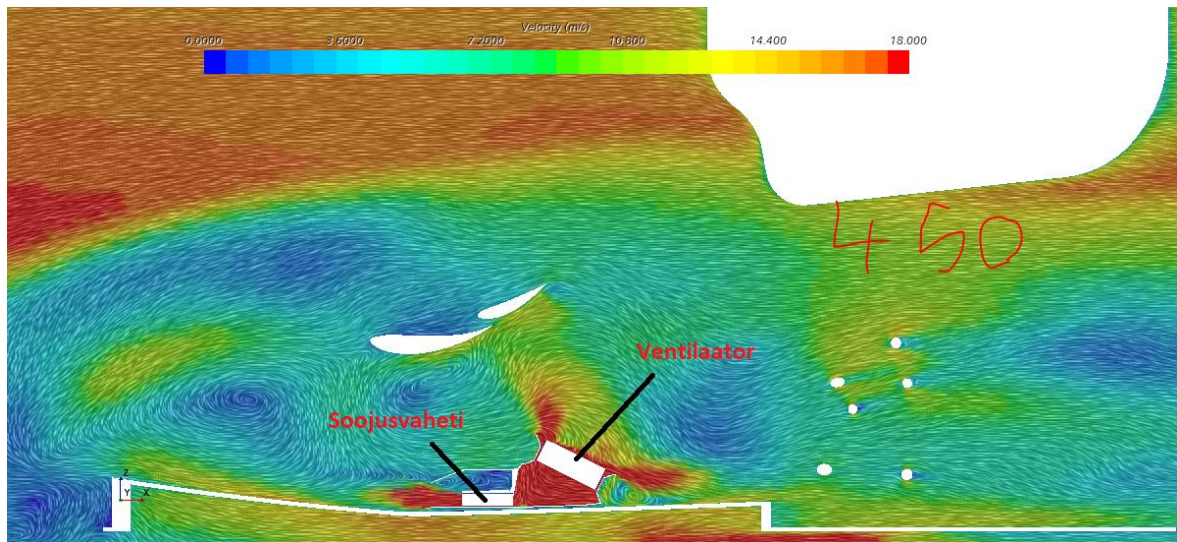


Joonis 5-16. Kogu vormeli aerodünaamika jaoks tehtud lihtsustatud soojusvaheti mudel ventilaatoriga

Õhusuunaja disain ei ole peamine uuritav osa. Kuna uue soojusvahetiga on arvutuste kohaselt vaja 4 korda väiksemat õhu massivooluhulka, siis ainuke uuritav osa on, kui suur vooluhulk soojusvaheti kõrge läbib. Lisanduvaks eeliseks on see, et meeskonna aerodünaamikainsenerid ei pea eraldi õhku ümber vormeli jahutusradiaatori jaoks

suunama. Seda saab kasutada aerodünaamilise survejõu tekitamiseks. Aerodünaamikas on väga oluline, et jahutussüsteemi jaoks suunataks minimaalselt nii palju õhku, kui on vaja soojusvahetite jahutamiseks [26]. Seetõttu otsitakse lahendust, kus kogu õhukogus, mida soojusvaheti vajab, võimaldab ventilaator.

Lisaks mudelile anti analüüsi jaoks soojusvaheti õhukanalite poorsuse näitaja, mis arvutuste kohaselt on 0,73. Saadud tulemused on näha joonisel (Joonis 5-17).



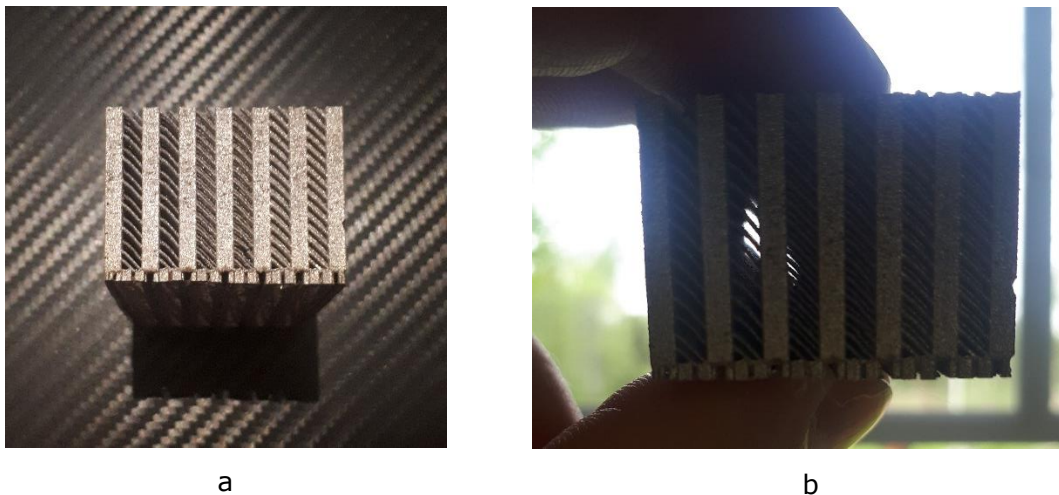
Joonis 5-17. Vormel auto aerodünaamika koostus tehtud analüüs soojusvaheti lihtsustatud mudeliga.

Soojusvaheti koostu tehtud läbilõike pinnalt mõõdetud õhu massivooluhulk on  $0,06 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-2}$ . Arvestades soojusanalüüside valideerimisel leitud võimalikku viga, siis selle tulemusega ollakse rahul. Vajaliku vooluhulga tagamiseks tehakse reaalne katse projekteeriva soojusvaheti õhukanali struktuuriga.

## 6. ÕHUKANALI MASSIVOOLUHULGA KATSE

Enne kui tehakse lõplik CAD-mudel soojusvahetist, siis kontrollitakse katsega õhu massivooluhulka läbi õhukanalite. Arvestades, et arvutused ja tehtud analüüsid ei väljenda täpselt seda millisena 3D-prinditud mudeli kvaliteet lõpuks tuleb, siis soovitakse selles katseliselt veenduda.

Tegelikult tehti varem arvutumudeli ja analüüsimisega paralleelselt üks väike väljalõige võimalikust lahendusest, et näha, kuidas 3D-printer seda prindib. Peamiseks, milles sooviti veenduda oli ribide maatriksi vahele jäävad vahed, et neid täis ei prindita ja jääk pulber oleks eemaldatav. See andis kinnitust arvutusmeetodi ja projekteerimisega edasiminemiseks. Proovitükk on näha joonisel (Joonis 6-1).



Joonis 6-1. Proovidetail erinevate tihedusega ribide maatriksiga

Katsedetail 3D-prinditi roostevabast, kuna antud printer oli vaba sellel hetkel ainukesena. Joonisel (Joonis 6-1 b) oleval pildil on näha, et ribide vahed ei ole kinniseks prinditud. Kuid kitsas kaamera fookus ja ribide maatriks võimaldab ainult piiratud mudeli osast korraga läbi näha.

Tulemustest selgub, et printer on suuteline loodud maatriksit printima. Ühe korraga prinditi mitu versiooni ning samuti katsetati ribisid, kus mudelis oli ribi tehtud tegelikkusest õhemaks. Selle põhjuseks on FEST19 soojusvaheti projekteerimisel selgunud asjaolu, et printer jälgib geomeetria kontuurjooni. Seega liigub laserkiir õhukese ribi ühe külje joont pidi ja hiljem liigub teise külje joont pidi. Kuna laseril on teatav laius ning termotsoon, siis prinditavast pulbrist keevitatakse laiem osa, kui ribi tegelikult on. Õhukeste ribide puhul on sellel nähtusel oluline osa. Seetõttu tehakse mudelis ribi õhemaks, mis seda kompenseeriks ja lõpuks tuleks ikkagi masina minimaalsele võimalikule seinapaksusele lähedane tulemus, milleks on 0,2 mm. [8],

[27] Mudelis tehti ribi paksuseks 0,05 mm ning paigutati 45 kraadise nurga alla, et neid saaks printida ilma tugistruktuurideta. Prinditud tulemus oli 0,2 – 0,3 mm, millega saab rahule jääda.

## 6.1 Testimisel kasutatud seadmed ja katsedetailid

Testimise jaoks tehti lõpplahendusele lähedaste mõõtmetega õhukanalite mudel, mille vahel oli veekanalid. Kuid need oli kinnised, et õhk sealt läbi ei pääseks. Õhukanalites oli ribide maatriks, mille mõõtmed on toodud joonisel (Joonis 5-7). Testimise jaoks tehti juurde sama vormeli aerodünaamika analüüsis kasutatud õhusuunaja ventilaatori jaoks. Õhukanalid tuli printida kahes osas, kuna metallprinteris oli sel ajal väiksem platvorm sees. Üks pool mudelist on näha joonisel (Joonis 6-2) koos õhusuunajaga ja ventilaatoriga.



Joonis 6-2. Soojusvahetit läbiva õhu vooluhulga määramise katse

Vältimaks, et ventilaator õhku kusagilt mujalt tõmbaks, teibiti koostu ühendavad liited ning õhukanalite ette tekitati väike suue. Õhu vooluhulk tuli arvutada katsetulemustest, kuna mõõtmisseadmega sai määrata õhukiirust. Mõõtmeseadme andmed on toodud alljärgnevas tabelis (Tabel 6-1) ja lisas (Lisa 2) ja kasutatud ventilaatori andmeleht on toodud lisas (Lisa 3).

Tabel 6-1. Mõõtmeseadme tähtsamad andmed, [28]

Nimetus	
Mass	428 g
Mõõtmed	220 x 74 x 46
Töö temperatuuri vahemik	-20 to +50°C
Kaitseklass	IP54
Kuumtraadiga voolukiiruse mõõtevahemik	0 – 20 m ·s <sup>-1</sup>
Täpsus	+ - 0,03 m ·s <sup>-1</sup>
Väiksem mõõtejaotis	0,01 m ·s <sup>-1</sup>

Katsetulemustest selgub, et antud ventilaator tekitab soojusvaheti suudmesse õhuvoolukiiruse 19 – 20 m/s olenevalt sellesst, millisest asukohast mõõta. Kasutades lisa (Lisa 1) tehtud arvutustes olevad soojusvaheti kogu esikülje pindala ja õhutihedust on võimalik leida õhu massivooluhulk. Selleks kujuneb 0,087 – 0,09 kg ·s<sup>-1</sup>. Arvutuste kohaselt on see piisav, et antud lahendusega tagada soovitud temperatuurivahemikus nõutud jahutusvõimsus 1450 W. Selleks läheks vaja 0.07 – 0.075 kg ·s<sup>-1</sup> õhu massivooluhulka. Mõõtmiskatse on näha joonisel (Joonis 6-3).



Joonis 6-3. Mõõtmistulemused katse ajal

Autor on tulemustega rahul ning katseline kontrollimine võimaldab antud lahendus lõpuni projekteerida.

## 6.2 Projekteeritud lahenduse vahekokkuvõte

Katsega õhukoguse valideerimine oli viimane etapp enne lõpliku tervikumudeli tegemist ning tootmist. Vahekokkuvõtet tehes on toodud välja, peamised tegurid, mis on võimaldanud teha parendatud lahendust. Need on olnud järgnevad:

- Vooliste soojusmahtuvuse suhe (ingl. *Heat Capacity Ratio*) on viidud teise äärmuse - 0 lähedale. See tähendab, et sama soojusvaheti pindala juures on üle kantud soojusühikute hulk (ingl. *NTU – Number of Transfer Unit*) kõrgem. Selle tulemuseks tõuseb sama soojusülekanne pindala kasutades soojusvaheti efektiivsus üle kahe korra. Näidatud joonisel (Joonis 2-9).

- Järgmiseks oli soojusvaheti konfiguratsiooni muutmine ristsuunaliselt voolamiselt vastasuunalisele. See on kõige efektiivsem viis soojuse ülekandemiseks kahe voolise vahel.
- Sellele järgnes õhukanalisse uue maatriks struktuuri tegemine, millega oli võimalik mahutada peaaegu sama soojusülekande pindala väiksema ruumala sisse. Õhukanalites on üle 21 000 väikse ribi kokku.
- Veekanali soojusülekande pinnale tehti poolkaarekujulised kõrgendused, mis ei lase seinäärsel aeglase voolamisega, kuni isegi seisval, veekihtidel välja kujuneda. Veekanali seinasad katab üle 52 000 sellise struktuuri.

Parema ülevaate saamiseks on toodud lisaks võrdlus FEST19 lahendusega, mis on näha tabelis (Tabel 6-2).

Tabel 6-2. FEST19 ja FEST21 soojusvahetite tähtsamate parameetrite ülevaade

Nimetus	FEST19	FEST21
Soojusmahtuvuste suhe	0,86	0,31
Voolamise konfiguratsioon	Risti voolamine	Vastassuunaline voolamine
NTU	0,24	1,9
Efektiivsus	0,19	0,8
Vajalik jahutusvedeliku vooluhulk, [L/min]	3,5	3,5
Vajalik õhu vooluhulk, [kg/s]	0,28	0,075
Veekanali soojusülekande tegur	1584,76	4334,12
Õhukanali soojusülekande tegur	307,46	446,83
Vee külje soojusülekande pindala	0,11	0,18
Õhu poole soojusülekande pindala	0,58	0,40
Temperatuurivahemik, [°C]	25	25
Soojusvaheti maksimaalne jahutusvõimekus, [W]	5552	1888
Soojusvaheti tegelik jahutusvõimsus, [W]	1050	1504
Soojusülekande pindala mõõtmed	150 x 150 x 20	147 x 80 x 24
Õhu soojusülekande pindalatihedus, [m <sup>2</sup> ·m <sup>-3</sup> ]	1228	2081
Mass, [kg]	0,490	0,250

See kõik on võimaldanud kasutada jahutamiseks 4 korda väiksemat õhu vooluhulka. Soojusvaheti efektiivsuse pea 3 kordne tõus on võimaldanud kasutada õhukogust, mille maksimaalne võimalik jahutusvõimsus oleks nõutud 1888 W. Vältides sellega olukorda, kus õhu maksimaalne võimalik jahutusvõimsus on tegelikult üle 5 korra kõrgem, kui vajalik. Kuid ebaefektiivsuste tõttu on olnud vaja nii palju üle dimensioneerida, et nõutud tingimused oleks täidetud. Õhukoguse tagamine on sageli jahutussüsteemis kõige kriitilisem. Nüüd on vooluhulk viidud minimaalse varuga nõutud jahutusvõimsust tagava vooluhulgani. Lisaks soojusvaheti massi vähendamisele on võimalik antud lahendusega ka jahutusventilaator võtta 130 g kergem. Viimaseks ülesandeks jääb lõpliku CAD-mudeli tegemine antud töös käsitletud parameetrite järgi ning toota detail.

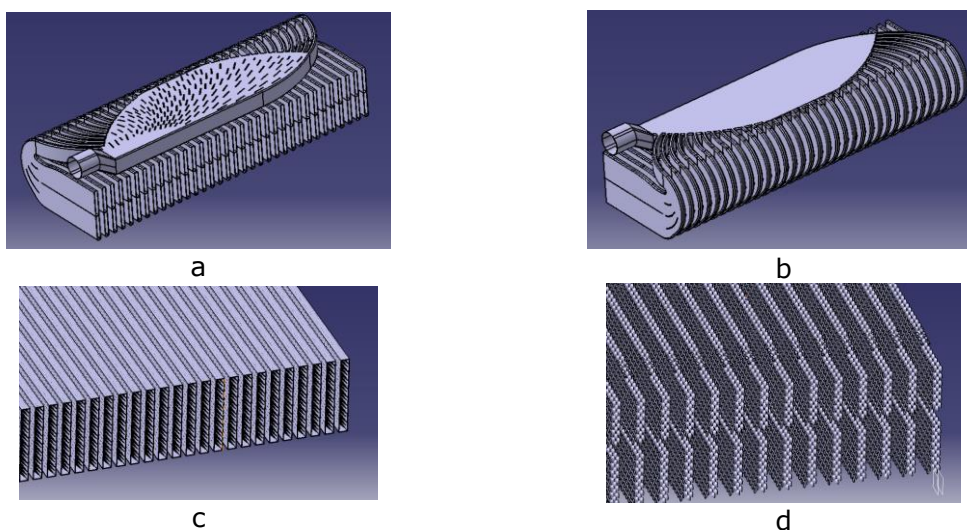
## 7. PRINTIMISTEHNOLOOGIA JA TOOTMINE

Viimases peatükis käsitletakse CAD-mudeli tegemist, mis on alus printimistehnoloogia kasutamisel. Seejärel kirjeldatakse lühidalt tootmist ning millised protsessid kuuluvad veel antud töös käsitletud soojusvaheti tootmise juurde.

### 7.1 CAD-mudeli loomine

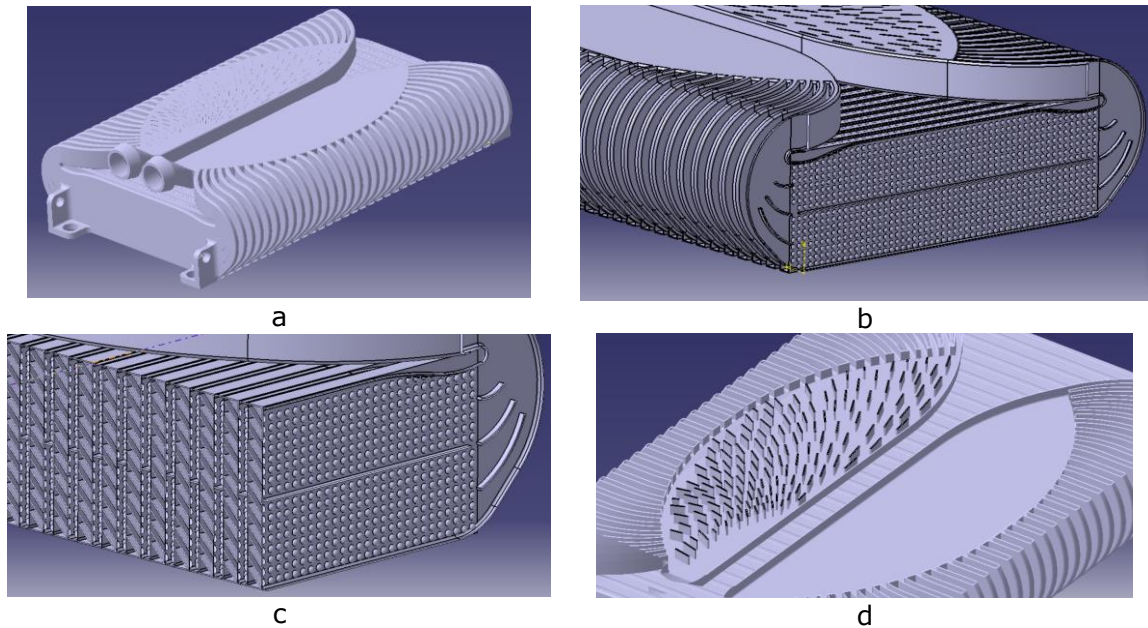
CAD-mudeli loomine on eraldi välja toodud, kuna protsessi käigus on mainimist vajavaid asjaolusid. Peamine tegur, mis on teinud protsessi aeganõudvaks ja keeruliseks on olnud korduvad geometriad. Üle 52 000 poolekerakujulist kõrgendust veekanalis ning üle 21 000 ribi õhukanalis tekitavad olukorra, kus peale igat muudatust kulub mudeli uuendamiseks tarkvaral tunduvalt rohkem aega. Eelneva lihtsa geomeetrilise parameetri muutmine mudeli lõpus tähendas üle poole tunnist mudeli uuendamise tsüklit mõningatel juhtudel. Seetõttu tuli isegi CAD-mudeli ülesehitamise protsess alguses läbimõelda, kuni viimaste sammudeni välja, koos kindla järjekorraga. Kõik vee- ja õhukanali tuhanded geometriad tuli jätta viimaseks. Kuid see tähendas, et mudel tuli ka sellele kohandatult üles ehitada, et hiljem oleks vaja teha minimaalselt käsklusi, mis tähendaks pikka mudeli uuendamist tarkvaral.

Seetõttu jagati mudel väiksemateks mooduliteks, kasutades alam-mudeli osasid (ingl. *PartBody* Catia V5 tarkvaras) – pool soojusvaheti veekanalitest, teine pool veekanaleid, õhukanalid, veekanalite poolkerakujulise kõrgendused. See võimaldas ehitada väiksemat mudeli osa, et protsessid oleks kiiremad. Viimaseks liideti kõik kokku. CAD-mudeli osad on toodud joonisel (Joonis 7-1).



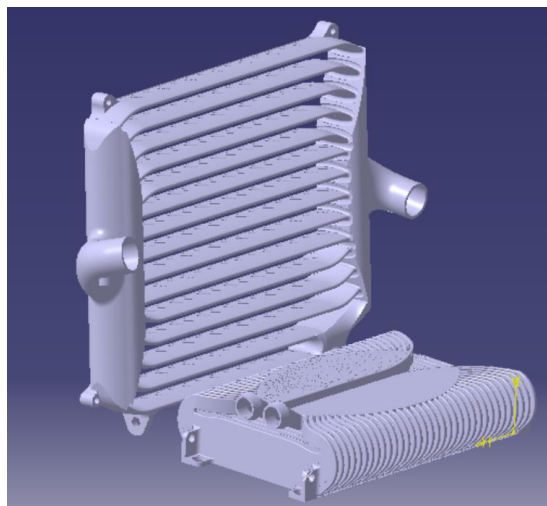
Joonis 7-1. CAD-mudeli 4 alam-mudelit: *a* – üks pool veekanaleid, *b* – teine pool veekanaleid, *c* – õhukanali ribide mudel, *d* – veekanalite poolkaarkõrgendused

Võrdlusena saab tuua, et kogu meeskonna vormeli koostu faili suurus on ~900MB. Kuid antud töös käsitletud soojusvaheti faili suurus kujunes lõpus ~250MB. Lõplikud CAD-mudelid on näha joonisel (Joonis 7-2).



Joonis 7-2. FEST21 lõplik lahendus: *a* – kogu soojusvaheti, *b* – veekanali poolkerakõrgendused, *c* – ribi maatriksiga õhukanalid, *d* – veepaak voolamise jaotamise geometriaga

Viimaseks enne tootmist on toodud võrdlus FEST19 soojusvahetiga, mida on näha joonisel (Joonis 7-3).



Joonis 7-3. FEST19 ja FEST21 lõplik lahendus võrdlusena

## 7.2 Printimistehnoloogia

3D-printimistehnoloogia laialdaselt huvi pakkuv valdkond nii teadlastele kui ka disaineritele. Ideed ja geomeetriad, mida sellega teostada saab, on lõputud. Praegusel hetkel saab pidada piiranguteks peamiselt materjalivalikut ning kõrget tootmiskulu. [29] Kuid see on muutumas üha kiiremini. Viimaste aastatega on tulnud mitmeid start-up ettevõtteid, mis arendavad uusi 3D-printimistehnoloogiaid ning otsivad võimalusi, kuidas tehnoloogia odavamaks muuta. Kiired arengud käivad kõrge temperatuuri taluvusega polümeermaterjalide loomisel ning komposiitmaterjalide 3D-printimist peetakse kiire kasvu alguses olema. Mitmed ettevõtted – Fortify, Impossible Objects ja Arevo, on saanud investoritelt tehnoloogia arendamiseks miljoneid dollareid. Üheks tunnistuseks, et investorid ja arendajad usuvad tehnoloogia läbimurde võimesse tulevikus. [29], [30]

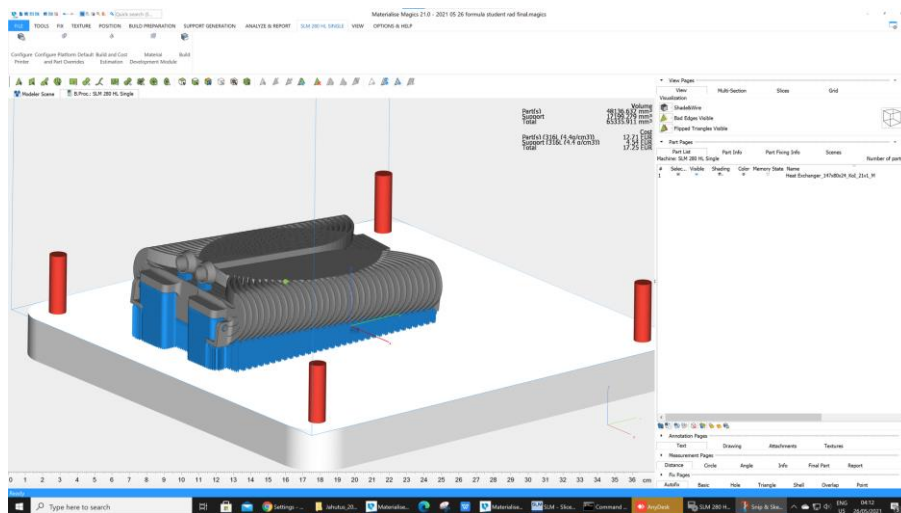
Üheks oluliseks näitajaks on lennukitööstus. Olles saanud osaleda Eesti Lennundusklastri tutvustaval üritusel, siis 3D-printimistehnoloogiat ei peetud lähiajal läbimurdevaks seal. Kuid seegi on muutumas. Airbus soovib kasvatada kiirelt lennukite interjööriks olevaid detail 3D-printitud variantide vastu. Samuti kasutada tehnoloogiat varudetailide tootmiseks, kuna kunagi ei vahetata tervet partiid välja. [31]

Käesolevas töös oleva soojusvaheti võimaldas 3D-printida Tallinna Tehnikaülikool inseneriteaduskond. Ülikoolis 3D-printimisega tegeleva vanemteaduri sõnul on võimalik teoreetiliselt printida seinapakust 0,2 mm seinapaksust. Printeritüüp on Selective Laser Melting (SLM), kus laserikiir sulatab läbimi haaval pulbermaterjali vastava kontuuri järgi üksteise külge [32]. Muud parameetrid on välja toodud lisas (Lisa 4).

Materjalina kasutati alumiiniumpulbrit AISi10Mg, mille peamised omadused on näha lisas (Lisa 5). Materjalil ei ole parimad soojusjuhtivus omadused. Vastav materjal tuli valida, kuna seda oli hetkel ainukesena piisavas koguses. Meeskonnal ja vanemteaduril on suurem kogemus antud alumiiniummaterjaliga ning seetõttu otsustati materjali mitte vahetada. Uue materjaliga tuleks teha uued katseprintimised, kuna printeri tarkvaras on palju parameetreid, mida tuleks eeldatavasti muuta. Lisaks võib soojusvaheti printitud seinad jääda poorseks ning nõrgaks.

## 7.3 Tootmine

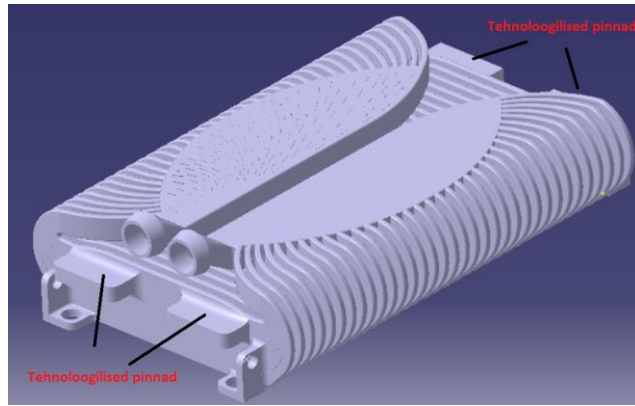
Välja võib tuua mõned eripärad, mida tuli tootmise käigus jälgida. Soojusvaheti tuli printida kahes tasapinnas 4-kraadise nurga all, mida on näha joonisel (Joonis 7-4). Sellist printimist võimaldas asjaolu, et soojusvaheti üks külg on parendatud lahendusega 150 mm asemel 80 mm ja nurga alla pannes ei tõusnud kogu mudel liigselt kõrgeks. See andis võimaluse teha veepakke rohkem horisontaalseks ja enam ei pidanud jälgima veetilga sarnast kuju FEST19 lahendusel. Nii printides on võimalik printida kanalid tugisturktuurideta.



Joonis 7-4. Soojusvaheti asend printimislaual

Teine eripära võrreldes tavapärase tootmisega oli soovitud seinapaksuse saavutamine. Printeril laser käib ribi kontuuri üle mõlemalt poolt ribi. Laseril on laseri diameetri suurune nihe materjali/seina suunas, et prinditaks õige välismõõduga geometria. Kui sein on väga õhukeseks tehtud, sulatab nihkes laserikiir nii-öelda laseri tagant, teiselt poolt ikkagi materjali ja tekivad seinapaksused tuleb peale kahte laseri läbimõõdu paksem kui soovitud. Seetõttu tehti radiaatori mudel, millel oli ribi paksus 0,05 mm. Sellisel juhul tekib peaaegu olukord nagu laser käiks mõlemad korrad mööda ühte ja sama kontuuri ning seinapaksus saavutatakse kõige lähedasem laseri läbimõõdule. See on ka minimaalne võimalik saavutatav seinapaksus. [8, p. 38] Lisaks sellele pandi ribid eraldi veel 45-kraadise nurga alla. Selliselt koos tõusva nurgaga printimisel on ribid vertikaalsemad ja printimisel tuleb seinapaksus väiksem.

Viimaseks protsessiks oli radiaatori alumise pinna ületöötlus. Soojusvaheti tuli panna nurga alla ja sellest tekkinud tugistruktuurid tuleb töödelda. Selleks kasutati manuaalfreesi. Soojusvaheti freesipinki kinnitamiseks tehti juurde tehnoloogilised kõrvad, mis kõige viimasena töödeldakse ka ära. Need on näha joonisel (Joonis 7-5).



Joonis 7-5. Tehnoloogilised pinnad soojusvaheti hilisemaks manuaalfreespingis töötlemiseks

Õhusuunaja jaoks tehtud keermestatud avad, keermestati käsitsi ning voolikuotsad tuli liivapaberi ja viiliga puhastada, et vooliku ühendamisel tekiks veekindel ühendus. Soojusvaheti tootmisjoonised on toodud lisas (Lisas 6).

## KOKKUVÕTE

Lõputöö eesmärk sai täidetud, mille tulemusena projekteeriti ja toodeti 3D-prinditud soojusvaheti, mille mass on langenud 0,24 kg võrreldes FEST19 lahendusega, ehk soojusvaheti on ligikaudu kaks korda kergem. Kogu protsessi käigus säilitati siiski nõutud jahutusvõimsus sama temperatuurivahe juures. Arvutuslikult on see isegi kuni 500 W suurem.

Üleeelmise hooaja võistlusauto FEST19 3D-prinditud soojusvaheti andis antud lõputöö jaoks lähteparameetrid. Selle järgi oli mõistlik projekteerida kaks soojusvahetit, kuna üldist jahutussüsteemi konfiguratsiooni muutmist ei peetud vajalikuks. Lisaks sellele olid eelmiste hooegade võistlustingimused andnud piisavalt tagasisidet, et teada, kui suurt jahutusvõimsust vaja on. Temperatuuriandurite ja mõõdetud jahutusvedeliku vooluhulga põhjal sai arvutada nõutud jahutusvõimsuse, milleks oli 1450 W. See võeti lõputöö aluseks. Eelmiste soojusvahetite projekteerimise ja tootmisega oli olemas kogemus, et 0,2 mm lähedast seinapaksust on võimalik saavutada printimistehnoloogiga.

Projekteerimist alustati võimalike lahenduste uurimisega kirjandusest. Põhjuseks oli eesmärk leida soojusvahetite parameetrid, mida ei saa 3D-printimisega mõjutada, kuid võimaldavad teha madalama massiga lahendust sellest hoolimata. Seetõttu uuriti põhjalikult erinevate enim-levinute geomeetriaate soojusülekande parameetrite võimekust. Printimistehnoloogiat kasutades on võimalik teha väga keerulisi ja esmapilgul parendatud struktuure, kuid see ei tähenda, et soojusülekande sellest suureneks. Lahenduste leidmine suunati tihedalt paigutatud ribide kombineerimisele õhukanalis ja võimaliku maatriksstruktuuri kasutamisele. Veekanalisse seinal asuvaid geomeetriaid, mis takistaks aeglise või seisva vedeliku kihi tekkimise seinäärsesse allasse.

Järgmisena nähti, et soojusvaheti vooliste soojusmahtuvuse suhte äärmusest 1, teise äärmuse 0 lähedale projekteerides on võimalik saavutada pea kaks korda väiksema *NTU* väärtusega sama soojusvaheti efektiivsus. See tähendab tunduvalt väiksemat soojusülekande pindala ja kogu mõõtmeid. Võistlusauto jahutussüsteemi projekteerimisel väga oluline. Teise tegurina sooviti kasutada kahe voolise ristivoolamise konfiguratsiooni asemel vastassuunalist voolamist, mis annab kõige kõrgema soojusülekande efektiivsuse.

Kogutud andmete põhjal sai hakata tegema insenertehnilisi arvutusi, et luua parendatud lahendus. Selle käigus valiti vooliste vooluhulgad, kus jahutusvedeliku oma oli määratud

ning õhu vooluhulk arvutati selle maksimaalse soojusmahtuvuse järgi, mis tagaks nõutud jahutusvõimsuse. Projekteerides soojusmahtuvuse suhte 0 lähedale võimaldas kasutada 4 korda väiksemat õhu vooluhulka võrreldes FEST19 lahendusega. Piisava õhu vooluhulga tagamine võistlusautol on olnud alati keeruline, kuna see tähendab aerodünaamikas kompromisside leidmist aerodünaamilise survejõu arvelt. Antud lahendus muutus peaaegu sõltumatuks aerodünaamilise õhu suunamisest, kus ventilaator tagab piisava õhu koguse. Voolamise režiimideks valiti madala Reynoldsi numbriga voolamine, kuna soojusvahetis on üleminek turbulentsse sageli alles väärtuse  $Re = 10\ 000$  juures, mille tagamiseks tuleks terve jahutussüsteem ümber projekteerida. Protsessi käigus loodi soojusvahetile uus arvutusmoodul ning valitud jahutuskanalite võimalikele geomeetriaatele otsiti kirjandusest sarnaste lahenduste soojusülekanalitegurid. Nii saadi arvutuslikuks lahenduseks soojusvaheti jahutuskärje mõõtmetega 147 x 80 x 24 mm.

Arvutusandmeid sooviti korrigeerida projekteeritud lahenduse soojusülekanalite analüüsist saadud soojusülekanaliteguriga. Sellele eelnes käsitsi arvutatud tulemus lihtsustatud soojusülekanalite kanalisisel ja selle järgi erinevate analüüsitud mudelite ja seadete valideerimine. Tulemuseks saadi, et k-omega Low Reynolds mudel andis kõige väiksema 4.61% erinevusega tulemuse. Seda mudelit kasutati lõpliku lahenduse analüüsimisel. Kuid teised kaks testitud mudelit k-epsilon Standard ja k-epsilon Realizable andsid samuti piisavalt hea tulemuse erinevusega ~10%.

Esimesena tehti analüüs veekanalile. FEST19 lahenduse projekteerimisel võrreldi mitmeid geomeetriaid, kus seina peal olid nurga all kõrgendused. Seetõttu oli juba paljude geomeetriaide võimekusest teatav info olemas. Vedeliku seinäärse piiriala välja kujunemise takistamiseks valiti poolkerakujulised kõrgendused, mis olid FEST19 lahenduste võrdluses kõrge võimaliku soojusülekanaliteguriga ning samuti kinnitab seda kirjandus. Uueks soojusülekanaliteguriks saadi  $4334\ \text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$ , mis oli 2,7 korda suurem kui FEST19 hinnanguline lahendus. Neid kahte lahendust ei saa täiesti võrrelda, kuna lisaks voolise kihte segavale geomeetriaale on muutunud ka kanali hüdrauliline diameeter. Terviklahendusena aga parendatud tulemus, millega saab igati rahule jääda.

Õhukanalisse implementeeriti üksteise taga nihutusega olevad 1 mm pikkused ribad maatriks. Eesmärgiks oli samuti tekitada olukord, kus peale iga ribi toimub õhuvoolu eraldumine, mis tekitab keerise ning ei lase järgmise ribi pinnal aegalse seinäärse piirialal välja kujuneda, tõstes nii soojusülekanalitegurit. Tulemustes õhukanali pikki ristlõikepinnale voolukiiruste andmed kandes oli selgelt näha, kuidas iga ribi taga oli kiirema õhuvooluga ala, mis iseloomustab võimalikku keerisele sarnast liikumist. Analüüsiga saadud soojusülekanalite väärtus oli  $446\ \text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$ , mis on 1,45 korda

kõrgem. Kogu soojusülekanne pindala on väiksem, kuid pindalatihedus on ~34% kõrgem, mis tähendab, et kogu soojusülekanne pindala on mahutatud väiksema ruumala sisse. Sellega kaasneb terviklahenduse massi vähenemine.

Tagamaks ühtlast vedeliku jagunemist kanalite vahel tehti vee voolavuse analüüs soojusvaheti paagis. Selleks tehti eraldi analüüsimudel ning paaki loodi vaheseintest geometria, mis olid paigutatud üksteisest ühtlaselt muutuva sammuga vastavalt paagi kuju jälgima. Lisaks oli iga järgmine vaheseinte rida nihkes eelmisest, mis tekitas olukorra, kus iga järgnev vahesein jagas voolu kaheks, kuni aina väiksemaks ja vedelik jagunes kanalite vahel võrdselt ära.

Viimase analüüsina tegi vormeli meeskonna aerodünaamikainsener analüüsi, kus kontrolliti õhuvooluhulka läbi soojusvaheti. Tulemuseks saadi  $0,06 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$ . Kuid projekteeritud lahenduse valideerimiseks teostati katse, kus kasutati vormeli akukasti jahutuseks kasutatud ventilaatorit. Soojusvaheti kärje eest mõõdetud õhuvoolu kiirus ja selle kaudu arvatud massivooluhulk andis tulemuseks  $0,07 - 0,075 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$ . See tagab arvutuste kohaselt piisava jahutusvõimsuse ning töös käsitletud lahendusest sai teha lõplikku CAD-mudeli.

Üldiseks seinapaksuseks soojusvahetil jäi  $0,15 \text{ mm}$  ning ribad tehti paksusega  $0,05 \text{ mm}$ , et saavutada võimalikult ligilähedane tulemus minimaalsele võimalikule  $0,2 \text{ mm}$ -le. Lõplikeks jahutuskärje mõõtudeks sai  $147 \times 80 \times 24 \text{ mm}$  ning kogu soojusvaheti massiks  $250 \text{ g}$ . Lisaks soojusvaheti massi vähendamisel saavutati kõrvaltulemusena ka võimalus kasutada  $130 \text{ g}$  väiksema massiga jahutusventilaatorit. Ülekantud soojusühikute hulk *NTU* suurenes 8 korda ning soojusvaheti efektiivsus tõusis 4 korda.

Käesoleva töö tulemusi saab kasutada tudengivormeli sarja soojusvahetite projekteerimiseks, kus on väga oluline kerge ja väikeste mõõtudega tõhus soojusvaheti. Lisaks on võimalik kohandada tulemusi selleks, et projekteerida elektroonikakomponentide jahutust, kus on vaja veelgi väiksemaid ja efektiivsemaid soojusvaheteid.

Töö autor näeb perspektiivi arendada töös saadud tulemusi edasi. See ei ole kindlasti 3D-printimistehnoloogia maksimaalne võimalik piir ja tehnoloogia arenemine võimaldaks parendada antud lahendust või leida täiesti teistsugune lähenemine. Uurida tuleks faasivahetusega soojusülekanneid ja kuidas oleks võimalik 3D-printitud poorseid struktuure seal kasutada. See võimaldaks veelgi vähendada soojusvaheti mõõtmeid ja massi.

## SUMMARY

The following thesis *Designing 3D-printed heat exchanger for Formula Student car FEST21* is about designing, analysing heat transfer and manufacturing a 3D-printed heat exchanger. The aim of the thesis was to design a heat exchanger which has lower mass and therefore smaller measurements but has same or higher heat transfer rate for given temperature difference.

The task was to find fundamental parameters which could be changed to make a light weight heat exchanger and then make use of tremendous possibilities to use high complex geometries as heat transfer enhancement, which could be only 3D-printed. The aim was to analyse its heat transfer performance and use the results for the overall heat exchanger calculations.

First step was to get initial parameters from FEST19 cooling system. The whole cooling system layout was not changed therefore two heat exchangers were the most optimal – one for each parallel system part. Temperature data from the competitions gave enough input for calculating the needed cooling capacity which was 1450 W. Additionally previous 3D-printing experience gave good assumptions for geometries which are feasible. Therefore it was known that wall thickness 0,2 mm can be accomplished.

Previous researchers work gave deep understanding about used and studied geometries and about their limits. Therefore it was certain from the beginning that high density fins or some kind of matrix structure have to be used. Moreover it was examined that designing heat capacity ratio for two fluid near 0 would give higher heat exchanger effectiveness with same heat transfer area. This was critical factor in this thesis. Additionally changing the flow pattern from cross-flow to counterflow the effectiveness could be increased even more. It is the most efficient configuration for heat transfer.

All this data was used to make a new calculation module for whole heat exchanger in MS Excel. During this process flow regime was chosen as low Reynolds number flow because the transition region can be up to  $Re = 10\,000$  for heat exchangers. Reaching for these flows would need total redesign for whole cooling system. Therefore it was out of consideration. Calculated core dimensions became 147 x 80 x 24 mm and heat transfer coefficients for similar geometries were used.

Calculations needed to be correlated with results from the exact design heat transfer analysis. First a simple solution calculation and analysis validation for different models were done. K-omega Low Reynolds model gave the smallest 4.61% difference from calculations and was therefore used for final design analysis.

The water channel was first analysed. During designing FEST19 solution, many possible geometries were studied. Dimpled wall seemed to be a very efficient way to enhance heat transfer rate by disturbing the boundary layer and not letting the thick boundary layer to develop. New forming of boundary layer starts after every dimple. Final heat transfer coefficient became  $4334 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$ . It was increased by 2,7 times compared to FEST19 solution. They are not completely comparable but difference is still considerable.

Geometry similar to strip-fin was fitted into air channel where fins with 1 mm in length and offset relative to previous row created a matrix structure. The aim was the same to disturb the boundary layer – it has to start again after every short fin. Moreover the results from analysis showed that the flow gets more turbulence after every rib and increasing the heat transfer coefficient therefore. Final result  $446 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$  was 1,45 times higher compared to FEST19. The total heat transfer surface was lower but the area density was increased by 34%.

Flow maldistribution was considered. Therefore a structure was created into inlet header where matrix of distributors divided the flow into two after every row and evened the flow rates into channels. The last analysis was determining the flow rate through heat exchanger in aerodynamic analysis. Results showed  $0,06 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$  of mass flow rate. It was checked with a core airflow test where air velocity was measured and mass flow rate was calculated after. Results showed  $0,07 - 0,075 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$ . This ensures required heat transfer rate.

The overall wall thicknesses became 0,15 mm and fins were with 0,05 mm thickness. The reason was to get the final rib thickness as close as possible to the minimum value 0,2 mm. Final core dimensions became  $147 \times 80 \times 24 \text{ mm}$  and total mass 0,25 kg. *NTU* increased 8 times and effectiveness increased by 4 times.

The results of this thesis can be used for designing heat exchangers for Formula Student racing cars where high compact surfaces are needed. Furthermore these results can be implemented as cooling elements for electronics equipment. Dimensional restrictions are even higher there.

The author sees perspective to further develop the design. It is definitely not the upper limit for 3D-printed technology. Deeper study should be conducted in heat transfer with phase-change and film boiling where 3D-printed structures could be used for wicks.

## KASUTATUD KIRJANDUSE LOETELU

- [1] © AMFG 2020, „Application Spotlight: 3D Printing for Heat Exchangers,” 2019. [Võrgumaterjal]. Available: <https://amfg.ai/2019/07/17/3d-printing-for-heat-exchangers-application-spotlight/>. [Kasutatud 04. märts, 2021].
- [2] AMK, „AMK Racing KIT 4 wheel drive "Formula Student Electric",” [Võrgumaterjal]. Available: [https://amk-group.com/amk-dokucd/dokucd/FSE/en/content/resources/pdf-dateien/pdk\\_205481\\_kw26-s5-fse-4q\\_kw-r06\\_en\\_.pdf](https://amk-group.com/amk-dokucd/dokucd/FSE/en/content/resources/pdf-dateien/pdk_205481_kw26-s5-fse-4q_kw-r06_en_.pdf). [Kasutatud 01. aprill, 2021].
- [3] © General Engine Management Systems Ltd 2021, „GEMS Performance Electronics,” [Võrgumaterjal]. Available: <https://gems.co.uk/products/data-acquisition/da3/>. [Kasutatud 17. mai, 2021].
- [4] © General Engine Management Systems Ltd 2021, „GEMS Performance Electronics,” [Võrgumaterjal]. Available: <http://gems.co.uk/wp/wp-content/uploads/2018/01/DA3-Technical-Specification.pdf>. [Kasutatud 17. mai, 2021].
- [5] K. Thulukkanam, Heat Exchanger Design Handbook, Boca Raton: CRC Press, Taylor & Francis Group, 2013.
- [6] Y. A. Cengel, Heat Transfer - A Practical Approach Second Edition, Mcgraw-Hill, 2002.
- [7] W. M. K. & A. L. London, Compact Heat Exchanger, Third Edition, New Delhi: Vinod Kumar Jain, Scientific International (Pvt.) Ltd., 2018.
- [8] K. Ilustrumm, *3D-prinditud radiaatori projekteerimine vormeli võistlusautole FEST19*, Tallinn: Tallinna Tehnikakõrgkool, 2019.
- [9] N. Kaewchoothong, K. Maliwan, K. Takeishi ja C. Nuntadusit, „Science Direct - Effect of inclined ribs on heat transfer coefficient in stationary square channel,” [Võrgumaterjal]. Available: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S2095034917301307>. [Kasutatud 10. aprill, 2021].
- [10] M. A. I. A. Ganesan, „Flow Analysis and Characteristics Comparison of Double Pipe Heat Exchanger Using Enhanced Tubes,” [Võrgumaterjal]. Available: <http://www.iosrjournals.org/iosr-jmce/papers/ICRTEM/ME/Volume-7/MECH-16.pdf?id=7622>. [Kasutatud 10. aprill, 2021].
- [11] Tokyo University of Agriculture and Technology Thermal Fluids Engineering Lab., Dept. of Mechanical Systems Engineering Murata Lab, „Toyko University of AT & T Thermal Fluids Engineering Lab. Murata Lab,” [Võrgumaterjal]. Available: <https://www.mmlab.mech.tuat.ac.jp/mmlab/research/research-gt-e.shtml>. [Kasutatud 14. mai, 2021].
- [12] N. V. T. K. Y. K. Nopparat Katkhwaw, „Heat transfer behavior of flat plate having 45° ellipsoidal dimpled surfaces”.

- [13] D. G. B. L. A. M. a. X. F. Matthew Carl, „THE THEORETICAL AND EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF THE HEAT TRANSFER PROCESS OF AN AUTOMOBILE RADIATOR,” 2012. [Võrgumaterjal]. [Kasutatud 14. aprill, 2021].
- [14] D. D. B. B. J. C. Adam Neale, „CFD calculation of convective heat transfer coefficients and validation – Part 2: Turbulent flow,” Eindhoven University of Technology, Eindhoven, 2006.
- [15] D. D. B. B. J. C. Adam Neale, „CFD calculation of convective heat transfer coefficients and validation - Part I: Laminar flow,” Eindhoven University of Technology, Eindhoven, 2006.
- [16] M. K. R. L. F. R. Menter, „Ten Years of Industrial Experience with the SST Turbulence Model,” Begell House Inc., Otterfing, Germany, 2003.
- [17] ANSYS Inc., „Introduction to CFD Methodology,” ANSYS Inc., 2010.
- [18] S. Viitak, *FORMULA STUDENT KLASSI VORMELAUTO TAGATIIVA GEOMEETRIA OPTIMEERIMINE*, Tallinn: Tallinna Tehnikaülikool, 2016.
- [19] ANSYS Inc, „ANSYS Fluent Meshing User´s Guide,” ANSYS Inc, 2005.
- [20] ANSYS Inc., „Turbulence Modeling,” ANSYS Inc., 2010.
- [21] ANSYS Inc., „Cell Zones and Boundary Conditions\_ Lecture 4,” ANSYS Inc., 2010.
- [22] ANSYS Inc, „Turbulence Modeling, Heat Transfer & Transient Calculations - Lecture 3,” 2013.
- [23] J. M. M. Everts, „Laminar hydrodynamic and thermal entrance lengths for simultaneously hydrodynamically and thermally developing forced and mixed convective flows in horizontal tubes,” Elsevier Inc., Pretoria, 2020.
- [24] I. E. Idel´chik, „Handbook of Hydraulic Resistance,” Israel Program for Scientific Translations, 1960.
- [25] D. S. a. L. L. Lasse Christoffersen, „Optimizing the Cooling Air Flow of a Formula Car,” European Automotive Simulation Conference, Göteborg, 2009.
- [26] B. M. JOHN WALTER, „Automotive Cooling System Component Interaction,” Graduate Faculty of Texas Tech University, 2001.
- [27] S. PAL ja I. & B. T. DRSTVENSEK, „Physical Behaviors of Materials in Selective Laser Melting Process,” DAAAM International Scientific Book 2018, 2018.
- [28] Testo SE & Co, „Multi-function measuring instrument testo 435 – The allrounder for ventilation and indoor air quality”.
- [29] © AMFG 2020, „AMFG / Autonomous Manufacturing,” [Võrgumaterjal]. Available: <https://amfg.ai/2020/01/07/top-10-3d-printing-trends-in-2020/>. [Kasutatud 24. mai, 2021].

- [30] M. Petch, „3D-printing Industry,” [Võrgumaterjal]. Available: <https://3dprintingindustry.com/news/80-additive-manufacturing-experts-predict-the-3d-printing-trends-to-watch-in-2020-167177/>. [Kasutatud 24. mai, 2021].
- [31] 3DR HOLDINGS, „3D-Print.com,” [Võrgumaterjal]. Available: <https://3dprint.com/279617/airbus-wants-stratasys-to-make-more-3d-printed-parts-for-its-planes/>. [Kasutatud 24. mai, 2021].
- [32] K. Plewa, „Sculpteo: The Battle of innovation and tradition: Metal Casting vs Metal 3D printing,” [Võrgumaterjal]. Available: <https://www.sculpteo.com/blog/2018/08/14/the-battle-of-innovation-and-tradition-metal-casting-vs-metal-3d-printing/>. [Kasutatud 15. mai, 2019].
- [33] Testo.
- [34] San Ace, „140x140x38 mm San Ace 140 9GV Type“.
- [35] © SLM Solutions NA Inc. 2017\_02, „SLM 280 2.0,” SLM Solutions NA Inc., 2017.
- [36] © 2018 SLM Solutions, „SLM Solutions: SLM Solutions Metal Powder & Material Parameters – qualified,” 2018.
- [37] L. S. Sterling, The Art of Agent-Oriented Modeling, London: The MIT Press, 2009.

## **LISAD**

Lisa 1. Soojusvaheti insenertehnilised arvutused .....	65
Lisa 2. Õhukiiruse mõõteseadme andmeleht [33] .....	66
Lisa 3. Katses kasutatud ventilaatori andmeleht [34] .....	68
Lisa 4. 3D-printeri andmed [35] .....	70
Lisa 5. Printimismaterjali AlSi10Mg omadused [36] .....	71

# Lisa 1. Soojusvaheti insenertehnilised arvutused

FEST 21

Vee poole parameetrid
Sisestatud suurused

Vooluhulgad	Sümbol	Ühik	Arvutatud
Sisenemiskiirus	Uf	m/s	0.024
Vooluhulk	mc	l/min	3.5
Massivooluhulk	mc	kg/s	0.0578
Ruumala vooluhulk	vfa	m <sup>3</sup> /s	0.0005833

Vee omadused	Sümbol	Ühik	Arvutatud
Tihedus	pc	Kg/m <sup>3</sup>	990.1
Erisoojus	Cc	J/KgK	4180
Soojusjuhtivus	kc	W/mk	0.637
Dünaamiline viskoossus	µc	Kg/ms	0.0005960 @49 degrees
Prandtl Number	-	-	3.91
Paisumistegur	-	-	0.000415
Sisenemistemperatuur	Tc	C	57
Soojusmahtuvus	Cc	J/K	241.419

Geomeetria parameetrid_Vesi	Sümbol	Ühik	Arvutatud	CAD/Analüüs
Ühe kanali minimaalne ristlõikepindala voolamiseks		m <sup>2</sup>		0.00001172
Ühe kanali kogu soojusülekanne pindala		m <sup>2</sup>		0.0028260
Kanalite arv	-	-	86	
Kanali pikkus	L1	m	0.08	
Kanali laius	a	m	1.5	
Kanali kõrgus	b	m	12	
Kanali külgede suhe	-	-	8	
Soojusvaheti esikülje pindala	Afr	m <sup>2</sup>		0.0038

Voolamise parameetrid_Sisemine	Sümbol	Ühik	Arvutatud	CAD/Analüüs
Voolamiskiirus	vc	m/s	0.049	
Massi voolamiskiirus	Gmax	kg/m <sup>2</sup> s	111.999	
Hüdrauliline diameeter	Dh	m/s	0.00133	
Hüdrauliline diameeter_Lihtne	Dh	m/s	0.00554	
Reynolds Number	Re	-	249.39	
Voolamise režiim	-	-	Laminar	
StPr2/3_Dimpled	Stc	-	0.0052	
Soojusülekanne_Kirjandusest sarnasele lahendusele	hc	W/m <sup>2</sup> K	989.83	
Soojusülekanne_Soojusülekanne analüüsist	hc	W/m <sup>2</sup> K		4334.12

Soojusülekanne pindala	Sümbol	Ühik	Arvutatud	CAD/Analüüs
Kogu minimaalne minimaalne ristlõikepindala voolamiseks	Ao	m <sup>2</sup>	0.00077352	
Kogu soojusülekanne pindala	A	m <sup>2</sup>	0.1885	

Õhu poole parameetrid
Sisestatud suurused

Vooluhulgad	Sümbol	Ühik	Arvutatud
Sisenemiskiirus	Uf	m/s	10.000
Massivooluhulk	ma	kg/s	0.075
Ruumala vooluhulk	vfa	m <sup>3</sup> /s	0.068
Ruumala vooluhulk	vfa	m <sup>3</sup> /min	3.930

Õhu omadused	Sümbol	Ühik	Arvutatud
Tihedus	pa	Kg/m <sup>3</sup>	1.145
Erisoojus	Ca	J/KgK	1007
Soojusjuhtivus	ka	W/mK	0.02625
Dünaamiline viskoossus	µa	Kg/ms	0.00001895 @34.5 degree
Kinemaatiline viskoossus	v	m <sup>2</sup> /s	0.00001655
Prandtl Number	-	-	0.7268
Õhutemperatuur	Ta	C	32
Soojusmahtuvus	Ca	J/K	75.525

Geomeetria parameetrid_Õhk	Sümbol	Ühik	Arvutatud	CAD/Analüüs
Ühe kanali minimaalne ristlõikepindala voolamiseks		m <sup>2</sup>		0.0000435
Ühe kanali kogu soojusülekanne pindala		m <sup>2</sup>		0.01188
Kanalite arv	-	-	34	
Kanali pikkus	L2	m	0.08	
Kanali laius	a	m	2.5	
Kanali kõrgus	b	m	24	
Kanali külgede suhe	-	-	9.6	
Soojusvaheti esikülje pindala	Afr	m <sup>2</sup>		0.0038

Voolamise parameetrid_Sisemine	Sümbol	Ühik	Arvutatud	CAD/Analüüs
Voolamiskiirus	va	m/s	18.195	
Massi voolamiskiirus	Gmax	kg/m <sup>2</sup> s	28.598	
Hüdrauliline diameeter	Dh	m/s	0.00051943	
Poorsus	p	-	0.73	
Reynolds Number	Re	-	783.87	
Voolamise režiim	-	-	Laminar	
StPr2/3_Matrix 601MOD	Sta	-	0.0118	
Soojusülekanne_Kirjandusest sarnasele lahendusele	ha	W/m <sup>2</sup> K	413.158	
Soojusülekanne_Soojusülekanne analüüsist	ha	W/m <sup>2</sup> K		448.83

Air Area Calculations	Sümbol	Ühik	Arvutatud	CAD/Analüüs
Kogu minimaalne minimaalne ristlõikepindala voolamiseks	Ao	m <sup>2</sup>	0.0014790	
Kogu soojusülekanne pindala	A	m <sup>2</sup>	0.4039	
Pindalatihedus		m <sup>2</sup> /m <sup>3</sup>	2081	

Soojusülekanne	Sümbol	Ühik	Arvutatud
Kogu soojusülekanne	UA	-	144.6101
Ülekantud soojusühikud	NTU	-	1.91
Soojusmahtuvuste suhe	C(ratio)	-	0.31
Efektivsus	-	-	0.80
Maksimaalne jahutusvõimsus	W	-	1888.125
Tegelik jahutusvõimsus	W	-	1508.159



# Lisa 2. Õhukiiruse mõõteseadme andmeleht [33]

testo 435



## Technical data

### Overview of versions testo 435

The table provides a fast overview of the connectable probes and the instrument equipment per version.

Connectable probes (optional)	testo 435-1	testo 435-2	testo 435-3	testo 435-4
IAQ probe for the measurement of CO <sub>2</sub> , air temperature, indoor air humidity and absolute pressure	X	X	X	X
Thermal flow velocity probe with integrated temperature and air humidity measurement	X	X	X	X
Vane and hot wire probes	X	X	X	X
Temperature probe for immersion/penetration, air and surface measurements	X	X	X	X
Wireless probes for temperature measurements	X	X	X	X
Ambient CO probe	X	X	X	X
Absolute pressure probe	X	X	X	X
Integrated differential pressure measurement for flow velocity measurement with Pitot tube and for monitoring filters (not retro-fittable)			X	X
Comfort probe for degree of turbulence measurement for the objective evaluation of the air velocity in a room		X		X
Humidity probe for air temperature and air humidity measurements		X		X
Wireless probe for air temperature and air humidity measurement		X		X
Lux probe for the measurement of light intensity		X		X
Temperature probe for determining U-value		X		X
<b>Instrument equipment</b>				
Easy operation with user profiles	X	X	X	X
Illuminated display	X	X	X	X
Testo fast printer for documenting measurement data (optional)	X	X	X	X
Instrument store for 10000 measurement values (not retro-fittable)		X		X
PC software for the analysis, archiving and documentation of the readings		X		X

### testo 435-1/-2/-3/-4










Sensor types	NTC	Type K (NiCr-Ni)	Type T (Cu-CuNi)	Testo humid. sensor, cap.
Measuring range	-50 to +150 °C	-200 to +1370 °C	-200 to +400 °C	0 to +100 %RH
Accuracy ±1 digit	±0.2 °C (-25 to +74.9 °C) ±0.4 °C (-50 to -25.1 °C) ±0.4 °C (+75 to +99.9 °C) ±0.5% of m.v. (remaining range)	±0.3 °C (-60 to +60 °C) ±(0.2 °C +0.5% of m.v.) (remaining range)	±0.3 °C (-60 to +60 °C) ±(0.2 °C +0.5% of m.v.) (remaining range)	See probe data
Resolution	0.1 °C	0.1 °C	0.1 °C	0.1 %RH
Sensor types	Vane	Hot wire	Absolute pressure probe	CO <sub>2</sub> (IAQ probe)
Measuring range	0 to +60 m/s	0 to +20 m/s	0 to +2000 hPa	0 to +10000 ppm CO <sub>2</sub>
Accuracy ±1 digit	See probe data	See probe data	See probe data	See probe data
Resolution	0.01m/s (60 + 100 mm Vane) 0.1 m/s (16 mm Vane)	0.01 m/s	0.1 hPa	1 ppm CO <sub>2</sub>

### testo 435-2/-4

### testo 435-3/-4

Sensor types	Lux	Differential pressure probe, internal
Measuring range	0 to +100000 Lux	0 to +25 hPa
Accuracy ±1 digit	See probe data	±0.02 hPa (0 to +2 hPa) ±1% of m.v. (remaining range)
Resolution / Overload	1 Lux; 0.1 Hz	0.01 hPa / 200 hPa

## Probes

Probe type	Dimensions Probe shaft/probe shaft tip	Measuring range	Accuracy	t <sub>90</sub>	Part no.
<b>IAQ probes (testo 435-1/-2/-3/-4)</b>					
IAQ probe to assess Indoor Air Quality, CO <sub>2</sub> , humidity, temperature and absolute pressure measurement, with desk-top stand		0 to +50 °C 0 to +100 %RH 0 to +10000 ppm CO <sub>2</sub> -600 to +1150 hPa	±0.3 °C ±2 %RH (+2 to +98 %RH) ±(75 ppm CO <sub>2</sub> ±3% of m.v.) (0 to +5000 ppm CO <sub>2</sub> ) ±(150 ppm CO <sub>2</sub> ±5% of m.v.) (+5001 to +10000 ppm CO <sub>2</sub> ) ±10 hPa		0632 1535
Ambient CO probe, for detecting CO in buildings and rooms		0 to +500 ppm CO	±5% of m.v. (+100.1 to +500 ppm CO) ±5 ppm CO (0 to +100 ppm CO)		0632 1235
Globe probe Ø 150mm, TC Type K, for measuring radiant heat		0 to +120 °C	Class 1		0602 0743
<b>Flow velocity probes (testo 435-1/-2/-3/-4)</b>					
Thermal velocity probe with built-in temperature and humidity measurement, Ø 12 mm, with telescopic handle (max. 745 mm)		-20 to +70 °C 0 to +100 %RH 0 to +20 m/s	±0.3 °C ±2 %RH (+2 to +98 %RH) ±(0.03 m/s ±4% of m.v.)		0635 1535
Vane meas. probe, 16 mm diameter, with telescopic handle max. 890 mm, e.g. for meas. in ducts, can be used from 0 to +60 °C		+0.6 to +40 m/s Operating temperature 0 to +60 °C	±(0.2 m/s ±1.5% of m.v.)		0635 9535
Vane meas. probe, 60 mm diameter, with telescopic handle max. 910 mm, e.g. for meas. at duct exit, can be used from 0 to +60 °C		+0.25 to +20 m/s Operating temperature 0 to +60 °C	±(0.1 m/s ±1.5% of m.v.)		0635 9335
Hot wire probe for m/s and °C, Ø probe head 7.5 mm, with telescopic handle (max. 820 mm)		0 to +20 m/s -20 to +70 °C	±(0.03 m/s ±5% of m.v.) ±0.3 °C (-20 to +70 °C)		0635 1025
<b>Funnel measurement (testo 435-1/-2/-3/-4)</b>					
Vane meas. probe, 100 mm diameter, for measurements with funnel set 0563 4170		+0.3 to +20 m/s 0 to +50 °C	±(0.1 m/s ±1.5% of m.v.) ±0.5 °C		0635 9435
testovent 417 funnel set for plate outlets (Ø 200 mm) and funnel for ventilator (330 x 330 mm) for ingoing and outgoing air					0563 4170
Flow straightener testovent 417					0554 4172
Flow straightener set testovent 417 consisting of funnel set testovent 417 and flow straightener testovent 417					0554 4173

2) More temperature probes on the internet at [www.testo.com](http://www.testo.com)

# Lisa 3. Katses kasutatud ventilaatori andmeleht [34]

DC Fan



## 140x140x38 mm

San Ace 140 9GV type

### General Specifications

- Material ..... Frame: Aluminum, Impeller: Plastic (Flammability: UL 94V-1)
- Expected life ..... See the table below. (L10 life: 90% survival rate for continuous operation in free air at 60°C, rated voltage)
- Motor protection function ..... Locked rotor burnout protection, Reverse polarity protection  
For details, please refer to p. 529.
- Dielectric strength ..... 50/60 Hz, 500 VAC, for 1 minute (between lead wire conductors and frame)
- Insulation resistance ..... 10 MΩ or more with a 500 VDC megger (between lead wire conductors and frame)
- Sound pressure level (SPL) ..... At 1 m away from the air inlet
- Storage temperature ..... -30 to +70°C (Non-condensing)
- Lead wire ..... ⊕Red ⊖Black (Sensor) Yellow (Control) Brown
- Mass ..... 630 g

### Specifications

The models listed below **have pulse sensors with PWM control function.**

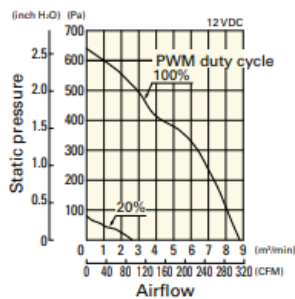
Model no.	Rated voltage [V]	Operating voltage range [V]	PWM duty cycle* [%]	Rated current [A]	Rated input [W]	Rated speed [min <sup>-1</sup> ]	Max. airflow [m <sup>3</sup> /min] [CFM]	Max. static pressure [Pa] [InchH <sub>2</sub> O]	SPL [dB (A)]	Operating temperature [°C]	Expected life [h]
9GV1412P1G001	12	10.8 to 13.2	100	4.6	55.2	7600	8.8 310	640 2.57	70	-20 to +70	40000/60°C
			20	0.26	3.12	2300	2.66 93	80 0.32	39		
9GV1412P1S001			100	3.1	37.2	6650	7.7 272	480 1.93	67		
			20	0.26	3.12	2300	2.66 93	80 0.32	39		
9GV1412P1H001			100	1.7	20.4	5200	6.0 212	300 1.2	62		
			20	0.26	3.12	2300	2.66 93	80 0.32	39		
9GV1424P1G001	24	21.6 to 26.4	100	2.3	55.2	7600	8.8 310	640 2.57	70		
20			0.13	3.12	2300	2.66 93	80 0.32	39			
9GV1424P1S001			100	1.55	37.2	6650	7.7 272	480 1.93	67		
			20	0.13	3.12	2300	2.66 93	80 0.32	39		
9GV1424P1H001			100	0.85	20.4	5200	6.0 212	300 1.2	62		
			20	0.13	3.12	2300	2.66 93	80 0.32	39		
9GV1448P1G001	48	36 to 60	100	1.15	55.2	7600	8.8 310	640 2.57	70		
20			0.11	5.28	2300	2.66 93	80 0.32	39			
9GV1448P1S001			100	0.78	37.44	6650	7.7 272	480 1.93	67		
			20	0.11	5.28	2300	2.66 93	80 0.32	39		
9GV1448P1H001			100	0.42	20.16	5200	6.0 212	300 1.2	62		
			20	0.11	5.28	2300	2.66 93	80 0.32	39		

\* PWM frequency: 25 kHz. Fan does not rotate when PWM duty cycle is 0%.

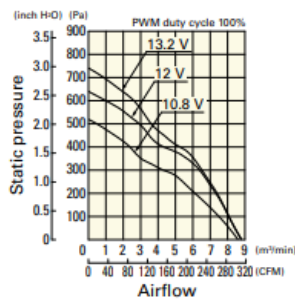
### Airflow - Static Pressure Characteristics / PWM Duty - Speed Characteristics Example

9GV1412P1G001 With pulse sensor with PWM control function

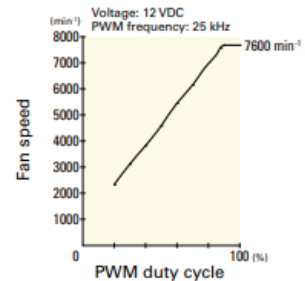
PWM duty cycle



Operating voltage range



PWM duty - Speed characteristics example

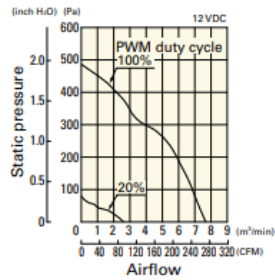


**Airflow - Static Pressure Characteristics / PWM Duty - Speed Characteristics Example**

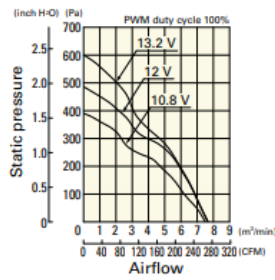
**DC**  
DC Fan 140 mm sq.

**9GV1412P1S001** With pulse sensor with PWM control function

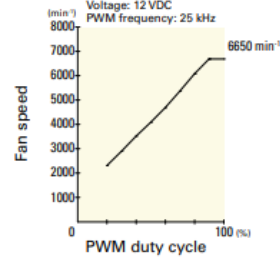
PWM duty cycle



Operating voltage range

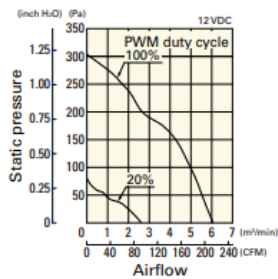


PWM duty - Speed characteristics example

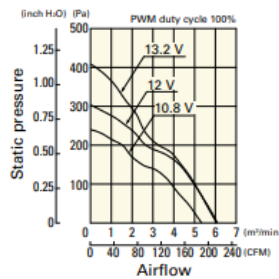


**9GV1412P1H001** With pulse sensor with PWM control function

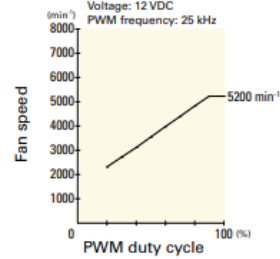
PWM duty cycle



Operating voltage range

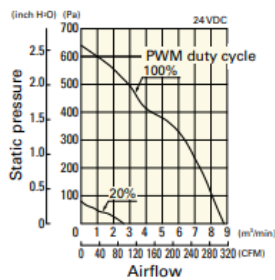


PWM duty - Speed characteristics example

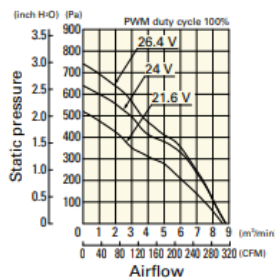


**9GV1424P1G001** With pulse sensor with PWM control function

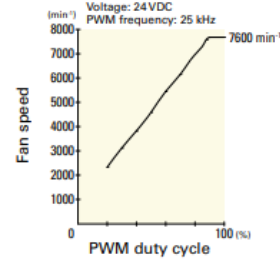
PWM duty cycle



Operating voltage range

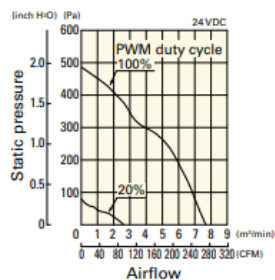


PWM duty - Speed characteristics example

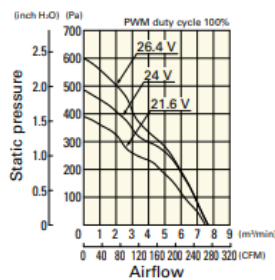


**9GV1424P1S001** With pulse sensor with PWM control function

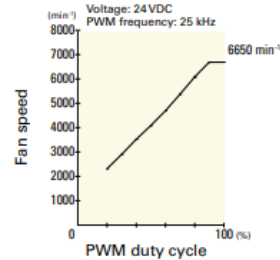
PWM duty cycle



Operating voltage range

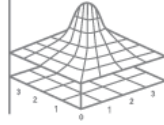


PWM duty - Speed characteristics example



## Lisa 4. 3D-printeri andmed [35]

**SLM**  
SOLUTIONS



**SLM 280<sub>2.0</sub>**

### Technical Specifications

Build Envelope (L x W x H)	280 x 280 x 365 mm reduced by substrate plate thickness
3D Optics Configuration	Single (1x 400 W), Twin (2x 400 W), Single (1x 700 W),
Dual Configuration:	Twin (2x 700 W), Dual (1x 700 W and 1x 1000 W)
with switching unit	IPG fiber laser
Build Rate	up to 55 cm <sup>3</sup> /h
Variable Layer Thickness	20 µm - 75 µm
Min. Feature Size	150 µm
Beam Focus Diameter	80 - 115 µm
Max. Scan Speed	10 m/s
Average Inert Gas Consumption in Process	2,5 l/min (argon)
Average Inert Gas Consumption Purging	70 l/min (argon)
E-Connection / Power Input	400 Volt 3NPE, 63 A, 50/60 Hz, 3,5 - 5,5 kW
Compressed Air Requirement / Consumption	ISO 8573-1:2010 [1:4:1], 50 l/min @ 6 bar
Dimensions (L x W x H)	2600 mm x 1200 mm x 2700 mm
Weight (without / incl. powder)	approx. 1300 kg / approx. 1800 kg

System configuration for all types of metal powders  
Technical changes reserved

## Lisa 5. Printimismaterjali AlSi10Mg omadused [36]

### Materialdatenblatt

Material Data Sheet



### Al-Alloy AlSi10Mg / EN AC-43000 / EN AC-AISi10Mg<sup>[1]</sup>

#### Physikalische und chemische Eigenschaften Physical and Chemical Properties

Massendichte <sup>[2]</sup> Mass density <sup>[2]</sup>	≈ 2,67 g/cm <sup>3</sup>		
Wärmeleitfähigkeit bei 20 °C Thermal conductivity at 20 °C	130 – 150 W/(m·K)		
Schichtdicke Layer thickness	30 µm	60 µm	
Laserleistung Laser power	400 W <sup>[3]</sup>	400 W <sup>[4]</sup>	700 W <sup>[5]</sup>
Bauteildichte <sup>[6]</sup> Component density <sup>[6]</sup>	≥ 99,5 %	≥ 99,0 %	≥ 99,0 %
Theoretische Aufbaurrate je Laser <sup>[7]</sup> Theoretical build-up rate per laser <sup>[7]</sup>	24,6 cm <sup>3</sup> /h	35,6 cm <sup>3</sup> /h	67,9 cm <sup>3</sup> /h
Chemische Zusammensetzung [Massenanteil in %] <sup>[8]</sup> Chemical composition [Mass fraction in %] <sup>[8]</sup>	Element	Min.	Max.
	Al	Balance	Balance
	Si	9,00	11,00
	Fe		0,55
	Cu		0,05
	Mn		0,45
	Mg	0,20	0,45
	Zn		0,10
	Ti		0,15
	Ni		0,05
	Pb		0,05
	Sn		0,05
	Other each		0,05
	Other total		0,15
Partikelgröße <sup>[9]</sup> Particle size <sup>[9]</sup>	20 – 63 µm		
Partikelform <sup>[9]</sup> Particle shape <sup>[9]</sup>	Sphärisch Spherical		

