



TALLINNA TEHNIKAÜLIKOOL
INSENERITEADUSKOND
Mehaanika ja Tööstustehnika Instituut

VERTIKAALSE TUULETUNNELI MOOTORISÕLME PROJEKTEERIMINE

DESIGN OF A VERTICAL WIND TUNNEL MOTOR UNIT

MAGISTRITÖÖ

Üliõpilane: Egert Vaht

/nimi/

Üliõpilaskood 191771MATM

Juhendaja: Toivo Tähemaa, Teadur

/nimi, amet/

Tallinn 2021

(Tiitellehe pöördel)

AUTORIDEKLARATSIOON

Olen koostanud lõputöö iseseisvalt. Lõputöö alusel ei ole varem kutse- või teaduskraadi või inseneridiplomit taotletud.

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

“25” mai 2021

Autor:

/ allkiri /

Töö vastab bakalaureusetöö/magistritööle esitatud nõuetele

“.....” 20.....

Juhendaja:

/ allkiri /

Kaitsmisele lubatud

“.....”20... .

Kaitsmiskomisjoni esimees

/ nimi ja allkiri /

Lihtlitsents lõputöö reprodutseerimiseks ja lõputöö üldsusele kättesaadavaks tegemiseks¹

Mina, Egert Vaht (*autori nimi*) (sünnikuupäev: 21.05.1989)

1. Annan Tallinna Tehnikaülikoolile tasuta loa (lihtlitsentsi) enda loodud teose „Vertikaalse tuuletunneli mootorisõlme projekteerimine“,

(*lõputöö pealkiri*)

Mille juhendaja on Toivo Tähemaa,

(*juhendaja nimi*)

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

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

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

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

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

_____ (*allkiri*)

25.05.2021 (*kuupäev*)

Mehaanika ja tööstustehnika instituut

LÕPUTÖÖ ÜLESANNE

Üliõpilane: Egert Vaht, 191771MATM (nimi, üliõpilaskood)
Õppekava, peeriala: MATM, tootearendus ja tootmistehnika (kood ja nimetus)
Juhendaja(d): Teadur Toivo Tähemaa, telefon 5091918 (amet, nimi, telefon)
Konsultant:(nimi, amet)
..... (ettevõtte, telefon, e-post)

Lõputöö teema:

(eesti keeles) Vertikaalse tuuletunneli mootorisõlme projekteerimine

(inglise keeles) Design of a vertical wind tunnel motor unit

Lõputöö põhieesmärgid:

1. Uurida olemasolevaid sarnaseid süsteeme, kaardistada võrdlusobjektid
2. Leida viise käitamiskulude ning kasutamismugavuse optimeerimiseks
3. Töötada välja seadme kontseptuaalne lahendus
4. Projekteerida tervikkonstruksioon

Lõputöö etapid ja ajakava:

Nr	Ülesande kirjeldus	Tähtaeg
1.	Ülesande püstitus	16.01.2021
2.	Turu-uuring	27.01.2021
3.	Optimeerimisvõimaluste kaardistamine	12.02.2021
4.	Tehnilise konseptsiooni loomine	24.03.2021
5.	Voolusimulatsioonide ja lõplike elementide analüüs	05.04.2021
6.	Materjalide valik ja projekteerimine	10.05.2021
7.	Töö vormistamine	25.05.2021

Töö keel: Eesti **Lõputöö esitamise tähtaeg:** "26" mai 2021 a

Üliõpilane: Egert Vaht ".....".....20.....a
/allkiri/

Juhendaja: Toivo Tähemaa ".....".....20.....a
/allkiri/

Konsultant: ".....".....20.....a
/allkiri/

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

SISUKORD

EESSÕNA	6
1. SISSEJUHATUS	7
1 Taustauuring	8
1.1 Olemasolevad süsteemid.....	8
2 Aerodünaamika.....	14
2.1 Kärgement	15
3 Akustika	17
3.1 Tiiviku müra	17
3.2 Konstruksioonimüra	18
3.3 Aktiivne mürasummutus	18
3.3.1 Optimeerimine	19
4 Termodünaamika	21
5 Tehniline kontseptsioon.....	23
5.1 Arvutuslik rõhukadu	24
5.2 Mootori paigutus.....	26
5.3 Rootori ehitus	27
5.3.1 Staator	32
5.3.2 Rootorirumm	33
5.4 CFD-analüüs	34
5.4.1 Simulatsiooni tulemus	37
5.5 Tugevusarvutus.....	40
5.5.1 Võlli liistusoone tugevusarvutus.....	43
5.5.2 Mootori kandetoe tugevusarvutus	45
5.5.3 Vibratsioon	48
5.6 Laagripesa.....	49
5.7 Mootori valik.....	52
6 Materjali kulu ja tööaeg.....	56
7 Tark arendus.....	57
KOKKUVÕTE	59
SUMMARY	62
KASUTATUD KIRJANDUSE LOETELU	65
LISAD.....	69
GRAAFILINE OSA.....	71

EESSÕNA

Magistritöö teema valikul sai määravaks autori lennundustaust ja huvi oma igapäevase tegevusvaldkonnaga seonduvat teadustöö vormis põhjalikumalt edasi uurida. Idee selleks andis Johan Pender, kellega peetud vestluste käigus vormus nägemus ja soov projekt teoks teha. Magistritöö käigus on arutatud tuuletunneli vajalikkust ning selle puuduseid ja potentsiaalseid parendamisvõimalusi. Välja on toodud mitmeid innovaatilisi ideid tuuletunneli optimeerimiseks ja tõhustamiseks. Peale põhjalikku analüüsi ning voolusimulatsioonide teostamist on loodud ka tehniline disain ning vähendatud tuuletunneli eeldatavat energiatarbimist. Autor tänab magistritöö juhendajat Toivo Tähemaad, kes oli alati olemas telefonikõne või videosilla kaugusel ning aitas igakülgset töö valmimisel, julgustades ja suunates autorit erinevaid ideid edasi arendama. Uuritud andmete ja teadusartiklite tulemusena valmis vertikaalse tuuletunneli mootorisõlme teemaline magistritöö.

1. SISSEJUHATUS

Inimese soov lindude kombel lennata on inimkonna vanim ihalus – aegade algusest peale on see soov võtnud vormi nii kujutatavas kunstis kuni jõudnud välja reaalsete lennundusmasinate ja -seadeldiste ehitamiseni. Lennuihast ja liuglemispüüdlustest on välja kasvanud omakorda soov vabalangust või kaaluta olekut kogeda. Vabalangust saab tänapäeval tunda langevarjuhüpet tehes. Esimese langevarjuhüppe tegi aastal 1797 Andre-Jacques Garnierin ning esimese õnnestunud avaneva langevarjuga hüppe sooritas aastal 1919 Leslie Irvin [1]. Langevarjuhüppeid sooritatakse peamiselt harrastuspordi eesmärgil, kuid ka võistlusspordis ning militaarsel otstarbel. Kuna selle spordialaga ning tegevusega kaasnevad suured riskid, peetakse seda ka ekstreemspordiks. Ühe hüppe tegemiseks on vaja lennata lennukiga teatud kõrgusele, kus on võimalik saavutada piisava ajaga vabalangemiskiirus, sooritada kehaga erinevaid elemente ning avada langevari, üldjuhul 4000 meetri kõrguselt. Selline tegevus on väga kulukas – lennuki tööaeg on siin üks suurimaid väljaminekuid. Võttes kokku erinevaid rahalisi aspekte ning ohutust on võimalik vabalangemist või ka *body flight* kehalendu simuleerida maapealses atraktsioonis – vertikaalses tuuletunnelis.

Magistritöö eesmärk on välja tuua tuuletunneli ehituslikud iseärasused ning ka puudused. Kuna tuuletunnelid, eriti vertikaalsed tunnelid muutuvad üha populaarsemaks, – seda ka sporditegemise eesmärgil – siis nende kasutamisel tuleb arvestada suurte väljaminekutega, mis muudab antud atraktsiooni kasutamise paljudele entusiastidele kättesaamatuks. Seega käesoleva töö eesmärgiks on optimeerida kulurikkamaid sõlmesid, mis peaks tagama parema majandusliku efektiivsuse ning mille juurutamisel oleks võimalik atraktsiooni või seadme kasutamishinda vähendada. Töö eesmärk ei ole luua ega ehitada täismõõtmelises tuuletunnelis vaid keskenduda mootorisõlme optimeerimisele ning ka uute ideede tutvustamisele. Näiteks, tark juhtimine, aktiivne mürasummutus ja kasuefektiivne jahutamine.

Töö lõpptulemusena ning üheks eesmärgiks projekteeriti tuuletunneli kriitilisem ning kõige kulukam osa – ajami ventilaator. Projekteerimise käigus kasutati inseneri programmipaketti Solid Edge 2020 ning lõplike elementide analüüsiks kasutati programmi Siemens NX, ANSYS fluid simulation. Teostati CFD¹-simulatsioonid ning veenduti nende õigsuses analüütilisel teel.

¹ CFD – *computational fluid dynamics*

1 TAUSTAURING

Tuuletunnelid on seadmed, mis loodi 19. sajandi lõpul ning võimaldavad teadlastel uurida gaaside voolamist ümber katsekehade ning neile mõjuvaid jõude. Juba esimesest päevast alates on tuuletunnelid kasutatud aerodünaamiliste teooriate tõestamiseks ja kontrollimiseks ning lennumasinade disaini parendamiseks. Pikka aega on tuuletunnelite katsetused olnud fookusega teadlaste pärusmaal. Tänapäeval on aerodünaamilised uuringud laienenud mitmetesse valdkondadesse, näiteks arhitektuuri autotööstusse, haridusse, muutes nii madala kiirusega tuuletunneli katsetused nimetatud valdkondades üha olulisemaks. Olgugi et CFD¹-meetodite kasulikkus on aja jooksul arenenud, on tuhandetunnised tuuletunneli testid (WTT²) uue õhusõiduki, tuuleturbiini või mis tahes muu konstruktsiooni väljatöötamiseks tänaseni vajalikud. Sellest tulenevalt on teiste tööstusharude ja teaduse huvi järjest laiemalt kasvanud just nimelt madalatel kiirustel töötavate tuuletunnelite vastu. Lõbustusteks ning õppeharjutusteks arendatakse enamal määral vertikaalseid tuuletunnelid, kuna arenenud on arvutisimulatsioonide täpsus, mis võimaldab piisavalt hästi lõpplahendust visualiseerida ja simuleerida [2].

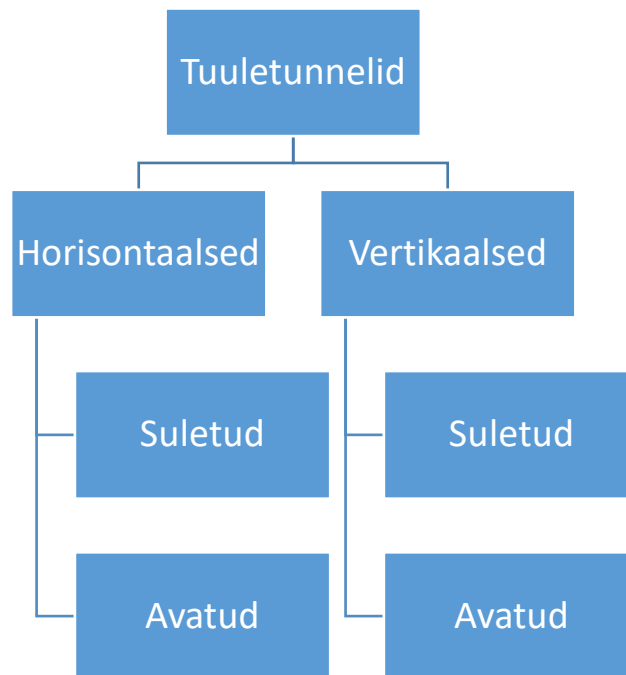
Horisontaalsed tuuletunnelid loodi juba 1800. aastal, et uurida õhuvoolude mõju kehale. Sõjalennunduse arenguga alates 1910. aastast ja pärast Esimest maailmasõda hakkasid suuremad riigid ehitama suuremõõtmelisi tuuletunnelid. 1964. aastal hõljus Jack Tiffany esimese inimesena USA-s Greene'is Wright-Pattersoni lennubaasis vertikaalses tuuletunnelis. Esimene, ainult äriliseks kasutamiseks ehitatud vertikaalne tuuletunnel avati Las Vegases 1982. aasta suvel ja esimene sportlikuks kasutamiseks mõeldud tuuletunnel avati Orlandos, Floridas, mõni aasta hiljem. Uue sajandi alguses hoogustus tuuletunnelite väljatöötamine ning nende kasutamine on hüppeliselt kasvanud. Tuuletunnelis lendamisest on saanud juba rahvusvaheline spordiala, mille tarbeks on loodud vastavasisulised reeglid [3].

1.1 Olemasolevad süsteemid

Kaks peamist klassifikatsiooni tuuakse välja antud töö koondtekstis. Kuna tuuletunnelitel on erinev kasutuskord, siis nende konstruktsioonilised asendid võivad varieeruda. Olenemata eelnevast ei kaota tuuletunnelid oma funktsiooni. Vastavalt skeemile (Joonis 1.1) jaotatakse tuuletunnelid järgnevalt:

¹ Computational fluid dynamics- voolusimulatsioon

² Wind tunnel testing- tuuletunnelis testimine

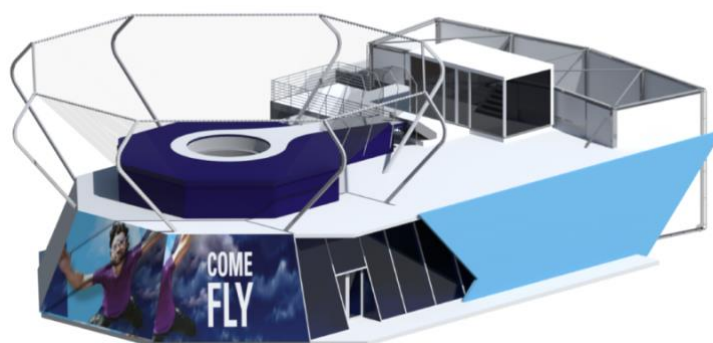


Joonis 1.1 Tuuletunnelite klassifikatsioon



Joonis 1.2 Lahtine horisontaaltuuletunnel [4]

Kõige lihtsama konstruktsiooniga on lahtine vertikaaltuuletunnel. Tegemist on avatud süsteemiga, millel on väga suured energiakaod. Atraktsiooni töötamisel paisatakse tugev õhuvool vertikaalsuunaliselt üles, mille tulemusena on võimalik hõljuda tekkivas õhujoas.



Joonis 1.3 Lahtine vertikaaltuuletunnel, mudel O3s [5]

Vastavalt veebilehel [5] toodud andmetele on antud atraktsiooni parameetrid järgnevad:

- õhujoa ava: 3,05 m;
- võimsus: keskmine 850 kW, nominaalne 1260 kW;
- müratase separaatoris: 65 dBA;
- tuulekiirus: 225 km/h;
- vooluühendus: 2000 kVA, 3 faasi;
- vertikaalne kasutatav ala: 10 m.

Laialdaselt kasutatakse nii-öelda suletud tuulenunneleid, kus toimub pidev õhuringlus. Õhuvoolu kiirust muudetakse vaid õhukanali ristlõike muutmisega. Sellise konstruktsiooniga tuuletunnelid on väga efektiivsed ning energiakaod on viidud minimaalsele tasemele.

Tabel 1.1 Tuuletunnelite võrdlus

Süsteem	Eelised	Puudused
Avatud (ilma tagasivooluta)	Väiksem ja lihtsam konstruktsioon	Voolukvaliteet sõltub suuresti ilmastikutingimustest
	Õhuvoolu jahutamine ei ole vajalik	Suurema müratasemega
		Nõuab suuremat sisendenergiat
		Kasutamine ainult välitingimustes
Kinnine tuuletunnel	Voolu kvaliteet ei ole sõltuv ümbritsevast atmosfäärist	Suurem alginvesteering
	Vajab vähem sisendenergiat	Vajab suurel kasutamiskoormusel jahutamist
	Vähem müra	

Eelnevast tabelist selgub mitu erinevat kriteeriumi tuuletunnelite kasutamise kohta. Kuna soov on tulevikus tunnel projekteerida sisetingimustes kasutamiseks ning võimalikult ökonoomne, siis valikuks jääb kinnine tsirkuleeriv tuuletunnel.



Joonis 1.4 Vertikaalne suletud tuuletunnel R2 [6]

Vastavalt veebilehel [5] toodud andmetele on antud atraktsiooni parameetrid järgnevad:

- õhujoa ava: 3 m;
- võimsus: keskmine 300 kW, nominaalne 630 kW;
- müratase separaatoris: 63 dBA;
- tuulekiirus: 250 km/h;
- vertikaalne kasutatav ala: 11 m.

Elektriseadmetes saavutatakse töö läbi elektrivoolu, mis võib ühe ajavahemiku jooksul olla erinev. Eelnevalt on välja toodud nimivõimsused kahe tuuletunneli kohta ning vajaliku ekspluateerimiskulu väljaarvutamiseks. Et saada ülevaade kahe erineva tuuletunneli opereerimismaksumuse kohta, tuleb eeldada seadme töötamisele kuluvat aega ühes tööpäevas. Selleks, et saada hea ülevaade energiakulu kohta, tuleb kasutada valemit (1.1) aktiivenergia leidmiseks W_a (kWh) [7]:

$$W_a = P \cdot t, \quad (1.1)$$

kus P – seadme võimsus, kW;
 t – töötamise aeg, h.

Eeldusel, et seade O3s töötab keskmiselt kaheksa tundi päevas ning 365 päeva aastas, saab arvutada tarbitava energiakulu:

$$W_a = P \cdot t = 850 \cdot 8 \cdot 365 = 2\,482\,000 \text{ kWh.}$$

Eeldusel, et seade R2 töötab keskmiselt kaheksa tundi päevas ning 365 päeva aastas, saab arvutada tarbitava energiakulu:

$$W_a = P \cdot t = 300 \cdot 8 \cdot 365 = 8\,760\,000 \text{ kWh.}$$

Energiakulu arvutamisel energia maksumuseks on arvesse võetud praegu kehtivad tariifid [8], mille järgi ühe ühiku hind oleks 0,14 € ehk 0,14 €/kWh. Selle põhjal saab koostada järgnevad tabelid (Tabel 1.2), (Tabel 1.3), mis arvestavad seadmeid O3s ja R2.

Tabel 1.2 Nominaalvõimsuse 850 kWh korral maksumus seadmel R2

Periood	Tarbimine (kWh)	Hind (€)
1 tund	850,00	119,00
1 päev	6800,00	952,00
1 kuu	206 833,33	28 956,67
1 aasta	2 482 000,00	347 480,00

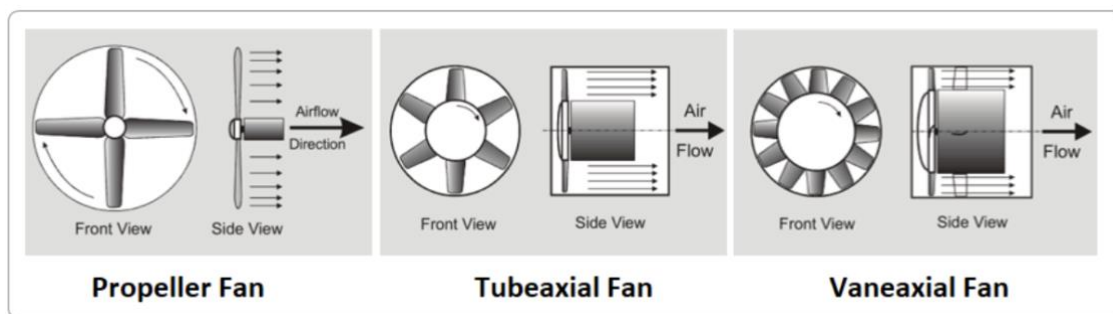
Tabel 1.3 Nominaalvõimsuse 300 kWh korral maksumus seadmel O3s

Periood	Tarbimine (kWh)	Hind (€)
1 tund	300,00	42,00
1 päev	2400,00	336,00
1 kuu	73000,00	10220,00
1 aasta	876000,00	122640,00

Vastavalt tabelitele (Tabel 1.2) ja (Tabel 1.3) näeme, et samadel režiimidel töötades kulutab lahtine tuuletunnel 2,9 korda rohkem energiat, mis muudab sellise kontseptsiooni vähem atraktiivseks ning kulukamaks. Seega keskendume edaspidi suletud ehk kinnisele süsteemile ning selle optimeerimisele. Suletud süsteem jaguneb omakorda kolmeks erinevaks:

- ühepoolne;
- kahepoolne;
- kolmepoolne.

Antud seadmete puhul kasutatakse turul olemasolevaid aksiaaltiivikuid. Neil kõigil on oma eelised ning puudused. Propellertüüpi tiivikud on kõige väikesema kasuteguriga – need suudavad liigutada suurt õhumassiivi süsteemis suhteliselt väikese rõhu tõusuga. Tuubaksiaalne tiivik on suurema kasuteguriga (kui näiteks propellertüüpi, mille kasutegur on 65%) ning suudab tekitada suuremat rõhku. Labaaksiaalne tiivik on neist kolmest kõige efektiivsem ning omab pea 85-protsendilist kasutegurit. Lisaks kasutades tiivaprofiili labade konstrueerimisel on võimalik kasutegurit veel suuremaks saada [9].



Joonis 1.5 Aksiaaltiivikud vasakult paremale: propellertüüpi, tuubaksiaalne, labaaksiaalne [10].

Suletud süsteemides (Joonis 1.6) kasutatakse kas tuubaksiaalseid või labaaksiaalseid tiivikuid. Neil mõlemal on suurem kasutegur kui propellertüüpi tiivikul. Sellistes suurtes aplikatsioonides kasutatakse mitut sama tüüpi tiiviksüsteemi, mis muudab konstruktsiooni ja juhtimise keerulisemaks. Mitme mootoriga tuuletunnelid luuakse peamiselt olemasolevaid tiivikusüsteeme kasutades, mis on toodetud vastavate ettevõtete poolt. Antud lõputöö eesmärk on just teha piisavalt optimaalne ühe tiiviku ning mootoriga süsteem, millel oleks kõrge kasutegur (>90).



Joonis 1.6 Suletud süsteem vasakult: ühepoolne, kahepoolne ja kolmepoolne [11].

2 AERODÜNAAMIKA

Kuna tegemist on kinnise süsteemiga ning eeldame, et kokkusurumatu voolamisega, siis selle kokkusurutavuse mõju voolamisele saab väljendada Machi arvuga [12]:

$$Ma = \frac{u}{c_{heli}}, \quad (2.1)$$

kus Ma – Machi suhtarv, Ma ;
 u – õhuvoolu kiirus, m/s;
 c_{heli} – helikiirus (ISA), m/s.

Vastavalt valemile (2.1) saab:

$$Ma = \frac{u}{c_{heli}} = \frac{70}{350} = 0,2 \text{ Mach.}$$

Valemist (2.1) järeldub, et Machi suhtarv on 0,2 ning kriteerium kokkusurumatu voolamise puhul on $Ma < 0,3$.

Igas tunneli punktis on kiirus konstantne, millega on võimalik hinnata erinevate tunnelite osade kiirust. Näiteks: kui on vaja tunneli kasutuskiirust ekspluatatsioonialas üle kanda mootorisõlmele, siis järgneva valemiga (2.2) on seda lihtne hinnata [13, p. 373]:

$$\rho \cdot v \cdot A = konst, \quad (2.2)$$

kus ρ – õhutihedus (ISA), ;
 v – õhuvoolu kiirus, m/s;
 A – toru ristlõige, mm².

Kuna tegemist on alahelikiirusega, õhu kompressiooni ei toimu ning õhutihedus säilib konstantsena, saab eelnevat valemit veelgi lihtsustada (2.2) kirjutades see võrduse (2.3) kujul [13, p. 372]:

$$(v \cdot A)_1 = (v \cdot A)_2, \quad (2.3)$$

kus v – õhuvoolu kiirus, m/s ;
 A – toru ristlõige, m².

Hõõrdekaod tekivad voolise voolamisel mööda piirpinda ning need on järgnevad:

- torustiku ristlõige;
- torustiku kogupikkus;
- gaasi viskoossus;

- torustiku pinnakaredus;
- ühenduste/liidete arv;
- õhumassi voolukiirus.

Energiakadude uurimiseks on vaja käsitleda kahte erinevat õhu voolamist:

- laminaarne;
- turbulentne.

Õhuvoolulaadi kindlaks tegemiseks on vaja määrata selle Reynoldsi R_e arv [14]:

$$R_e = \frac{\rho \cdot v \cdot d}{\mu}, \quad (2.4)$$

kus ρ – voolise tihedus, kg/m^3 ;

v – õhuvoolu suhteline kiirus, m/s ;

d – toru läbimõõt, m ;

μ – kekskonna dünaamiline viskoossus [15], $\text{Pa}\cdot\text{s}$.

Järgnevat valemit (2.4) rakendades, saab:

$$R_e = \frac{1,225 \cdot 70 \cdot 3}{1,825 \cdot 10^{-5}} = 1409589,04.$$

Tegemist on dimensioonitu arvuga, mis määrab voolu omaduse. Reynoldsi arvu on vaja labaprofiili ja staatorilabade arvutamiseks ning kärkelemendi rõhukao koefitsiendi arvutamiseks.

2.1 Kärgelement

Tuuletunneli testosas või rakenduslikus osas peab saavutama võimalikult laminaarse õhuvoolu. Läbi aegade on see olnud murekohaks erinevates aerodünaamilistes aplikatsioonides. Sellest johtuvalt tuleb kasutada voolu kvaliteedi parandamiseks juhtseadmeid ehk ekraane, läbi mille turbulentne õhuvool muudetakse võimalikult laminaarseks, kuid see ei tähenda, et turbulents oleks kadunud. Turbulents muudetakse tänu ekraanide väikesemateks osadeks, mis on väiksema energiaga ning ei põhjusta lisa energiakadu.

Vastavalt Prandtlile on „kärgestruktuur ekraanist juhtseade, mille kaudu üksikud õhufilamendid muudetakse paralleelseks“ [16].

Tüüpilised kärgelementide tüübid, mida kasutatakse tuuletunnelites, on välja toodud (Joonis 2.1) a, b ja c.

Järgneva valemiga (2.5) [9] on võimalik arvutada analüütilisel teel aerodünaamilist kadu K_h .

$$K_h = \lambda_h \left(\frac{L_h}{D_h} + 3 \right) \left(\frac{1}{\beta_h} \right)^2 + \left(\frac{1}{\beta_h} - 1 \right)^2, \quad (2.5)$$

- kus λ_h – hõõrdekoefitsient;
 L_h – kärkelemendi paksus (voolusuunas), mm;
 D_h – hüdrauliline diameeter ühe elemendi kohta, mm;
 β_h – kärkelemendi poorsus.

Rõhukao koefitsient vastavalt valemile (2.5) on [16]:

$$K_h = 0,009 \left(\frac{104}{90} + 3 \right) \left(\frac{1}{0,7396} \right)^2 + \left(\frac{1}{0,7396} - 1 \right)^2 \approx 0,19.$$

Eelnevas valemis (2.5) on kasutatud hõõrdekoefitsienti λ_h , mis on leitud järgneva valemiga (2.6) [16]:

$$\lambda_h = \begin{cases} 0,375 \left(\frac{\Delta}{D_h} \right)^{0,4} R_{e\Delta}^{-0,1} & \text{kui } R_{e\Delta} \leq 275 \\ 0,214 \left(\frac{\Delta}{D_h} \right)^{0,4} & \text{kui } R_{e\Delta} > 275, \end{cases} \quad (2.6)$$

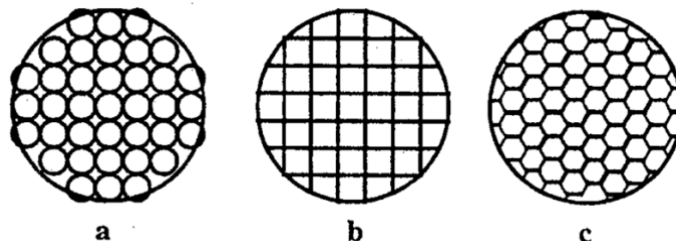
- kus $R_{e\Delta}$ – Reynolds arv;
 Δ – kärkelemendi pinnakaredus [17];
 D_h – hüdrauliline diameeter ühe elemendi kohta, mm.

Hõõrdekoefitsient vastavalt valemile (2.6):

$$\lambda_h = 0,214 \left(\frac{0,033}{90} \right)^{0,4} = 0,009 \quad \text{kui } R_{e\Delta} > 275,$$

Kolmel erineval ekraanil on erinevad K_h väärtused, vastavalt:

- a – 0,30;
- b – 0,22;
- c – 0,20.



Joonis 2.1 Kärkelementide struktuurid: a - rõngjas, b - ristne, c – heksagonaalne

Vastavalt uuritud kirjandusele [16] on kärkelemendil kogukadu ligikaudu 5 protsenti.

3 AKUSTIKA

Kui tuuletunneli ja tunneli osade ning nende sõlmede projekteerimise üheks piirkriteeriumiks on ka akustilised arvutused, siis selles peatükis keskendutakse suuremalt jaolt mürale ning selle vähendamise printsiipidele.

3.1 Tiiviku müra

Kõik tiivikud, mis pöörlevad ning mida kasutatakse töötegemiseks ning mis on võimelised muutma pöörlemisvõimsuse tööks, tekitavad aerodünaamilist müra. Selline müra tekitab ebameeldivust, vibratsiooni konstruktsioonis ning väsitab inimest. Propelleri müra uurimist käsitleb aeroakustika ning seda põhjustavad ebatasased vooluvälja pulsatsioonid, mis on justnimelt tingitud propelleri/tiiviku kiirest pöörlemisest. Hetkel on kasutusel kaks peamist müravähenduse printsiipi: läbi heliallika intensiivsuse vähendamise või müra segamise nii-öelda „hävitavate helilainetega“ vastasfaasi viidud helisignaaliga [18]. Helirõhku L_W (dB) on võimalik arvutada järgneva valemiga (3.1) [19]:

$$L_W = K_W + 10 \log_{10} Q + 20 \log_{10} P + C_N, \quad (3.1)$$

- kus K_W – erihelirõhk vastavale tiivikule, dB;
- Q – vooluhulk, m^3/s ;
- P – kogurõhk, Pa;
- C_N – kasuteguri parandus.

Vastavalt valemile (3.1) saab arvutada tekkiva müra:

$$L_W = 39 + 10 \log_{10} 485 + 20 \log_{10} 699 + 0 = 122,7 \text{ dB}.$$

Eelnevalt arvutatud valemi (3.1) poolt tekitab antud parameetritega tiivik 122,7 dB. Kui on kindlaks tehtud optimaalne tiiviku suurus, siis ei ole võimalik müra vähendada tiiviku režiime muutes (pöörlemissagedust). Suurem tiivik võib pöörelda madalamatel kiirustel, kuid see ei tähenda, et see tekitaks vähem müra. Vastavalt kirjandusele [19] – mida rohkem on tiivikul labasid ning mida enam labad meenutavad optimeeritud tiivaprofiili, seda madalamatel sagedustel helilained eralduvad. Seega inimkõrva jaoks on sellisel kujul rohkem talutavam.

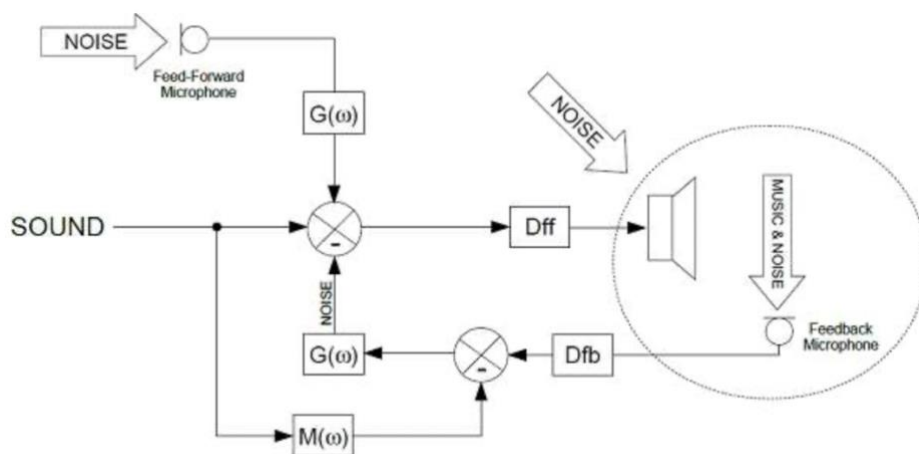
3.2 Konstruksioonimüra

Passiivne mürasummutus on just aktuaalne kõrgemate sageduste puhul, kus kasutatakse isoleermaterjale, ent suurimaks probleemiks on madalsageduslikud mürad, mis tekivad vibratsioonist ning õhu voolamisel tingitud turbulentsest mürast. Sellise müra summutamiseks aitab aktiivne lahendus.

3.3 Aktiivne mürasummutus

Aktiivse (ANC) mürasummutuse tehnoloogia leiutas elektroonikaettevõtte Bose aastal 1986 pilootide tarbeks, pikamaalendude jaoks. Teatavasti on reisilennukil piloodikabiinis suurem müra kui reisijate salongis. See on tingitud vastutulevast õhuvoolust, mis suurel kiirusel vastu esiklaasi kokku surutakse. Vältimaks kuulmise langust ning ka tekitdades meeldivat töökeskkonda, leiutati kõrvaklapid, mis aktiivselt müra vähendavad.

Selline aktiivne mürasummutus põhineb vastandfaasis signaalide liitmise põhimõttel. Ümbritsevast keskkonnast mõõdetakse heli mitmete erinevate mikrofonidega. Kinnipüütud helisignaali faas muudetakse 180 kraadi, mis läbib erinevad filtrid ning võimendid ja seejärel taasesitatakse läbi valjuhääldi. See kõik toimib hetkeliselt tänu kiiretele protsessoritele. Läbi sellise aktiivse mürasummutuse on võimalik vähendada taustamüra praktiliselt kuuldamatuks või filtreerida välja ebavajalikud helid.



Joonis 3.1 Hübriidne mürasummutus [20]

3.3.1 Optimeerimine

Aktiivne mürasummutus kogub oma populaarsust ka mitmetes masinaehituslikes aplikatsioonides. Kuna selline tehnoloogia on nii-öelda tootepõhine, siis ei ole olemas standardset seadet, mis sobiks igale lahendusele. Seega on vaja välja töötada matemaatiline mudel, mis peaks arvestama kõiki vajalikke piirkriteeriume antud konstruktsiooni kohta. Internetis ja teaduskirjandusest leiab palju informatsiooni aktiivse mürasummutuse põhimõtte kohta, kuid ühtegi klassikalist optimeerimise meetodit ei eksisteeri. Probleemseks kohaks on just selle süsteemi seaduspärasus, mis tähendab, et mitme anduri ja valjuhääldi olemasolul ruumis ei saa neid eraldi optimeerida, vaid peab tervet süsteemi samaaegselt optimeerima. Kõige efektiivsem on mürasummutus just kombineeritud sensorite ning valjuhääldite või sagedusvibraatorite puhul.

Esmalt tuleb paika panna andurite (mikrofonide) ning sagedusvibraatorite (valjuhääldite) asukohad. Kuna tegemist on toruja konstruktsiooniga, siis paigutatakse toru sisemusse ümberringi neli andurit kahemeetrise vahedega. Arvestuse kohaselt räägime kümnest meetrist, mis hõlmab endas testala pikkust. Samasuguse loogika kohaselt paigutatakse sagedusvibraatorid (millest osad valjuhääldid) kahemeetrise vahedega. Vastavalt eelnimetatule anname andurite hulgale tähise A ja sagedusvibraatoritele tähise S .

- A – 20 andurit;
- S – 20 sagedusvibraatorit.

Tegelikke positsioone võib antud A ja S puhul olla palju rohkem kui oleme määratlenud. Nendele anname omakorda tähised A_T ja S_T .

- A_T – 80 positsiooni;
- S_T – 80 positsiooni.

Positsioonide asukoht võib olla küll meelevaldne, kuid lihtsalt niisama kuhugi paigutada ei ole otstarbekas. Valitud on just sellised asukohad, kus on andurit lihtne vahetada ning kus on mürarikkamad tsoonid. Nii saame kirjutada valemi (3.2) [21] võimalike positsioonide kohta:

$$[A_T!/\{(A_T - A)! \cdot A!\}] \cdot \left[\frac{S_T!}{\{(S_T - S)! \cdot S!\}} \right], \quad (3.2)$$

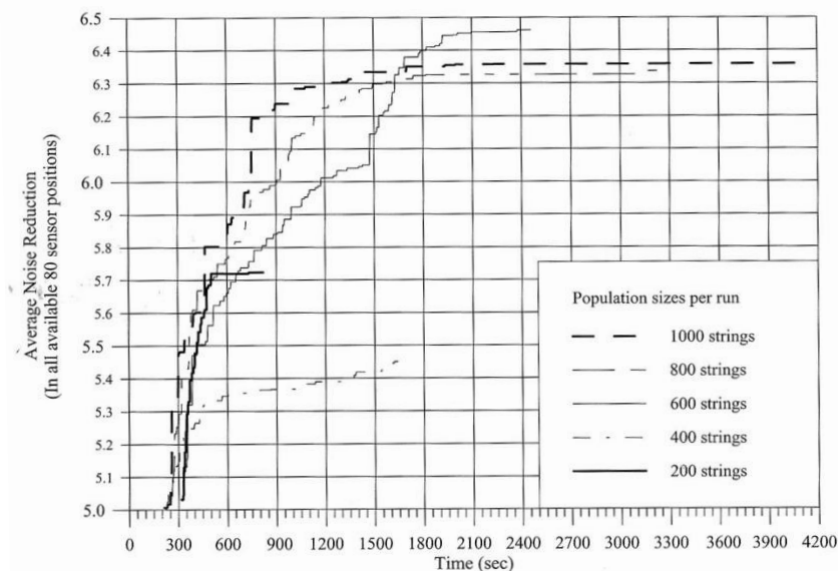
- kus A_T – andurite positsioonid;
 A – andurite hulk, tk;
 S_T – sagedusvibraatorite positsioonid;

S – sagedusvibraatorite hulk, tk.

Kui eelpool mainitud andurite ja sagedusvibraatorite hulgad ning võimalikud positsioonid valemisse panna, saame vastavalt valemile (3.2) võimalikud asukohad numbrilisel dimensioonitil kujul:

$$\begin{aligned} & \left[\frac{80!}{\{(80-20)! \cdot 20!\}} \right] \cdot \left[\frac{80!}{\{(80-20)! \cdot 20!\}} \right] \\ &= \frac{7,156945708 \cdot 10^{118}}{8,320987112 \cdot 10^{81} \cdot 2,432902008 \cdot 10^{18}} \cdot \frac{7,156945708 \cdot 10^{118}}{8,320987112 \cdot 10^{81} \cdot 2,432902008 \cdot 10^{18}} \\ &= \frac{14,31389142 \cdot 10^{236}}{40,48829251 \cdot 10^{198}} \approx 0,354 \cdot 10^{38}. \end{aligned}$$

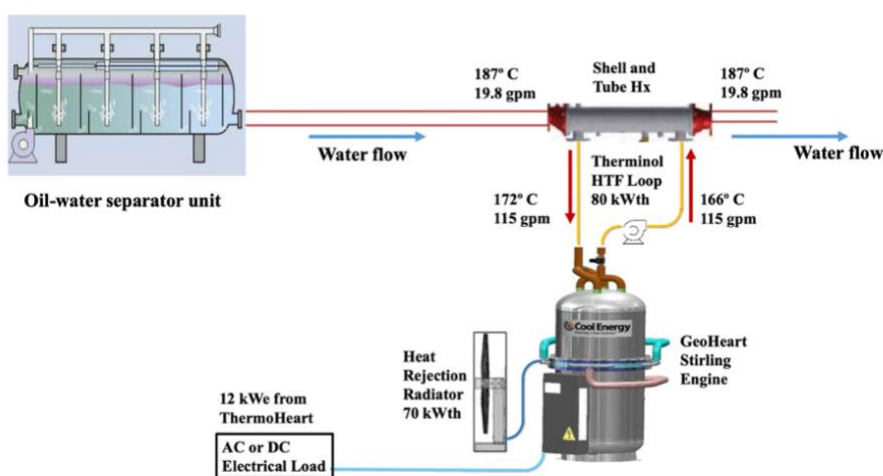
Eeldades ning võttes arvesse erinevaid tegureid, kulub tervel süsteemil ühe protsessi läbitegemiseks 0,001 sekundit ehk ideaalne latentsus. Eelnevalt arvatud võimalikud konfiguratsioonid sensorite ja sagedusvibraatorite asukoha kohta võimaldavad arvutada aja, mis kulub kõikide võimalike asendite protsessimiseks, ning see on $0,354 \cdot 10^{35}$ sekundit. See on ilmselgelt ebamõistlik ja täiesti otstarbetu aeg. Seega tuleks edasises optimeerimises kasutada geneetilist algoritmi. Vastavalt kirjandusele [21] arvutati eelnevalt koostatud geneetilise algoritmi abil erinevate populatsioonide suurusega (vastavalt 200, 400, 600, 800 ja 1000) suletud keskkonnas teoreetiline mürasummutus. Vastavalt (Graafik 3.1) on näha, et parim hindamisfunktsioon saavutati 600 populatsiooniga, mille helirõhu langus on 6,4 dB.



Graafik 3.1 Keskmine mürasummutus

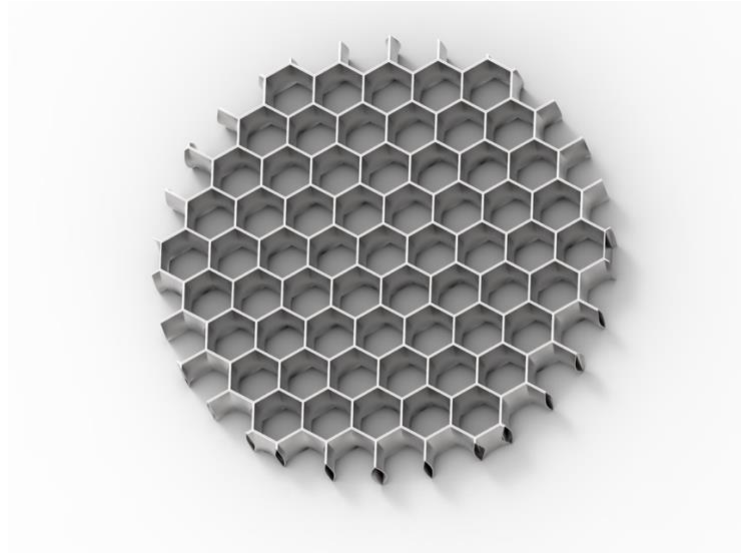
4 TERMODÜNAAMIKA

Tuuletunnelis toimub väga kiire temperatuuri tõus õhumolekulide kiirel liikumisel ning nende pörkumisel teineteise ja konstruktsiooni vastu. Antud juhul on kasutusel tuuletunneli jahutus läbi avanevate klappide, kus imetakse väline jahedam õhk sisse, kuna sellisel teguviisil on negatiivsed tagajärjed terviksüsteemile. Nimelt toimub ka rõhulangus süsteemis, mis omakorda tähendab suuremat lisavõimsust mootorile. Mitmed tänapäevased tuuletunnelid kasutavad n-ö lihtsamat moodust õhu jahutamiseks läbi sisselaskevade. Selle tulemusena kaotab tuuletunnel ligi 20% oma energiast, mis ümber arvestatuna tähendab aastast energiatarbimise tõusu elektrienergia kulu näol.



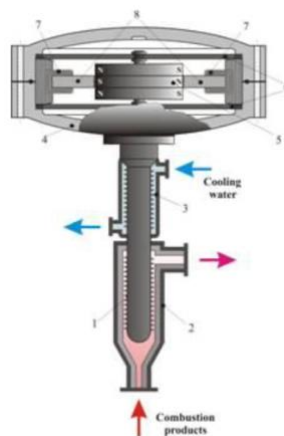
Joonis 4.1 Soojusvaheti elektrigeneraator [22]

Ei ole mõistlik soojust lihtsalt jahutada, vaid koguda soojusenergia kokku ning konverteerida see ümber elektrienergiaks, mida oleks võimalik kasutada uuesti ajami käitamiseks. Selleks on vaja kasutada soojusvaheteid (Joonis 4.1). Ei ole mõtet lihtsalt lisada lisaagregaate jahutusradiaatorite näol, vaid pigem kasutada olemasolevaid lahendusi. Ajakirjandust uurides, selgub, et üks tootja [23] kasutab oma tuuletunnelites aktiivse jahutuse meetodikat, mille radiaatoriteks on õõnsad tuulesuunajad. Antud töös käsitletakse radiaatorina kargelemendist ekraani (Joonis 4.2), mis on täidetud jahutusvedelikuga või väärisgaasiga. Välise süsteemina on ühendatud läbi torude lineaarne generaator (Joonis 4.3) [24], mis toodab elektrit. Tuuletunnelis tõuseb sisetemperatuur 0,17 kraadi minutis, mis teeb ühe tunni kohta temperatuuri tõusuks 10,2 kraadi.



Joonis 4.2 Kärgelemendist soojusvaheti

Uudne soojuse elektrimuundur (generaator) on termodünaamiline soojusmootor, mis on ette nähtud soojuse muundamiseks mehaaniliseks energiaks ja lõpuks elektriks. Joonisel on välja toodud selle põhimõtteskeem. Soojusvaheti (1) on torujas silinder, mille pinnale on kinnitatud palju õhukesi ribisid, mis suurendavad soojusvaheti pindala. Läbi selle toimub efektiivsem energia ülekandumine. Osa (3) on veesärk, milles kasutatakse tavalist tarbevett, tänu millele toimub temperatuuride erinevus töösilindris, mis paneb selle lineaarselt liikuma ning omakorda käivitab generaatori.



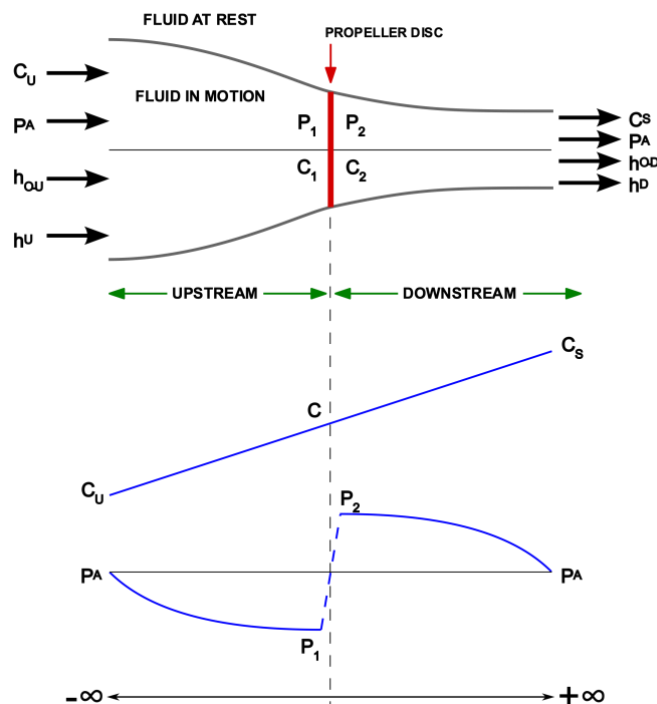
Joonis 4.3 Lineaargeneraator koos soojusvahetiga [24]

Antud töös ei käsitleta kärgelemendi ega soojusvaheti tehnilist kontseptsiooni vaid tuuakse välja selle potentsiaalne kasulikkus tuuletunneli energiakadude vähendamisel.

5 TEHNILINE KONTSEPTSIOON

Õhuvoolu tekitamiseks kasutatakse aksiaalset turbiini. Testalas on tuule kiiruse maksimum 70 m/s ning tunneli läbimõõt 3 meetrit ja kõrgus 9 meetrit. Mõõtmed ning arvkiiteeriumid on võetud erinevaid olemasolevaid tuuletunnelid uurides ning tulevikuprojekti parameetritele tuginedes. Kuna rõhu langus tuuletunnelis on seotud just reaalseste parameetrite ning ehituslike iseärasustega (eelkõige seinade pinnakaredus, liitekohad ja võred), siis on lähtutud katsetuslikest eksperimentidest ning teadustöödest [25], [26] nende valikul.

Vastavalt joonisele (Joonis 5.1) on näha, et õhumassi liikuma panemiseks on vaja tekitada tiiviku ees alarõhk, mille tulemusena hakkab õhumass liikuma kõrgema rõhu alast, tiiviku eest tahapoole. Kuna suletud süsteemis toimub õhutsirkulatsioon ja selle tulemusena hõõrdumine ning muutub ka toru geomeetria, siis õhk kuumeneb ja kogu süsteem kaotab energiat. Katsetuslikult on kindlaks tehtud, et energiakadu läbi soojuste on pea kolmandik. Õhu jahutamise võimalik lahendus on toodud peatükis (Termodünaamika).



Joonis 5.1 Kiiruse ja rõhu varieerumine turbiini laba ees ja taga [27]

Tuuletunneli energiatõhusus E_R on väljendatav suhtena testala läbiv võimsus ja vooluhulga kao kiirus, mis on toodud valemi (5.1) kujul [25]:

$$E_R = \frac{P_T}{P_C} = \frac{1 \cdot m_t \cdot v_t^2}{2 \cdot \Delta H \cdot Q} = \frac{1 \cdot \rho_t \cdot A_t \cdot v_t^3}{2 \cdot \Delta H \cdot Q}, \quad (5.1)$$

- kus P_T – voolujoa võimsus, W;
 P_C – vooluhulga kao kiirus, W;
 ΔH – kogurõhukadu, Pa;
 Q – vooluhulk, m³/s;
 V – voolukiirus, m/s;
 ρ – õhutihedus (ISA), kg/m³;
 m – massihulk, kg/s.

Vastavalt valemile (5.1):

$$E_R = \frac{605,82 \cdot 70^2}{2 \cdot 219,2 \cdot 494,55} \approx 13,69.$$

Antud juhul on tegemist tühja tuuletunneli käitamisega, mis vastavalt allikale [28] määratletakse kõrge kasuteguri ning heade omadustega tuuletunneliks. Hilisemal kasutusel on testala hõivatud inimestega, mille summaarne takistuskoeffitsient 0,078 ning rõhulangus on 202,97 Pa [25]. Eelnevaid parameetreid arvestades saame energiatõhususe koeffitsiendi, kui arvestame lisaks veel ohutusvõrgu takistusteguri 0,1 ning rõhukadu 261 Pa. Vastavalt valemile (5.1):

$$E_R = \frac{605,82 \cdot 70^2}{2 \cdot 683,17 \cdot 494,55} \approx 4,39$$

Koeffitsient 4,39 jääb küll alla eelnevalt arvatud piirile 13,69, kuid on selgelt üle ühe, mille piirist hakatakse määratlema kinniseid tuuletunneleid.

5.1 Arvutuslik rõhukadu

Testala mõõtmed määravad ära mootorisõlme parameetrid. Süsteeminõuded määratakse kahe soovitusliku parameetriga:

- vajalik rõhutõus (väljendatav ka rõhukaona või survekadu);
- vooluhulk.

Iga rõhupaari ja vooluhulga jaoks on erinev süsteemiülesehitus. Testalaks on valitud ringikujulise läbilõikega toru, mille diameeter on 3 meetrit ning mille kõrgus on 3 diameetri kõrgust ehk 9 meetrit. Ristlõike pindala 7,065 m². Peaaegu sama ristlõike mõõde 7,11 m² rakendub ka tiiviku osal. Vastavalt voolu jäävuse seaduse valemile (2.3) saab öelda, et kui testalas vajalik kiirus on määratud 70 m/s, siis turbiini osas peab olema sama kiirus. Eelnev ei arvesta rõhukadu läbi hõõrdumise, õhu viskoossusse ning

temperatuuritõusu. Eeldame, et rõhkkiirus ehk dünaamiline rõhk on mõlemas osas sama suured, siis vastavalt Bernoulli seadusele peab vähenema staatiline rõhk, mille tagajärjel väheneb ka kogurõhk ning võttes hiljem arvesse ka rõhkude kao koefitsiendi terves süsteemis. Kogurõhkukadu p_{total} (Pa) saame väljendada valemiga (5.2) [13, p. 374]:

$$p_{total} = constant = p_{static} + \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v^2, \quad (5.2)$$

kus p_{static} – staatiline rõhk, Pa;
 ρ – õhutihedus (ISA), kg/m³;
 v – voolukiirus, m/s.

Testala vajalik voolukiirus kuni 70 m/s. Vastavalt voolu jäävuse seadusele kehtib ka suletud süsteemis voolise massijäävus $R_m = \dot{m}$ (kg/s) (massi voolukiirus), mille saab lahti kirjutada valemiga (5.3) [13, p. 373], eeldades, et voolise tihedus on ühtlane:

$$\dot{m} = \rho \cdot v \cdot A, \quad (5.3)$$

kus A – kanali ristlõike pindala, m²;
 ρ – õhutihedus (ISA), kg/m³;
 v – voolukiirus, m/s.

Eelnevat valemit (5.3) kasutades, saame voolukiirusele 70 m/s vajaliku ja piisava voolumassi kiiruse \dot{m} (kg/s):

$$\dot{m} = 1,225 \cdot 70 \cdot 7,065 = 605,82 \frac{\text{kg}}{\text{s}}.$$

Vooluhulga Q (m³) ruumkiiruse saab arvutada valemiga (5.4) [13, p. 372] ristlõikes:

$$Q = v \cdot A, \quad (5.4)$$

kus v – voolukiirus, m/s;
 A – toru ristlõike pindala, m².

Eelnevat valemit (5.4) kasutades saame vooluhulga vastavalt kiirusele:

$$Q = 70 \cdot 7,065 = 494,55 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}.$$

Seega peab sama vooluhulk läbima turbiini, et tekitada piisav ja vajalik kiirus testalas. Soovitav voolukiirus, mis oleks vajalik ja piisav on 70 m/s. Seega arvutuslik dünaamiline rõhu P_d (Pa) tõus vastavalt valemile oleks järgnev [13, p. 374]:

$$P_d = \frac{1}{2} \rho_f v^2, \quad (5.5)$$

kus ρ – õhutihedus (ISA), kg/m³;
 v – voolukiirus, m/s.

Eelnevat valemit (5.5) ekspluaterides saame dünaamilise rõhu vastavalt:

$$P_d = \frac{1}{2} \cdot 1,225 \cdot 70^2 = 3001,25 \text{ Pa.}$$

Peamine tähtsus aksiaalturbiini puhul on hoida süsteemis kindel voolu liikumine konstantsel kiirusel, kompenseerides kõiki rõhukadusid. Tiiviku valikul lähtutakse eelkõige staatilise rõhu tõusust. Seda saab väljendada vajaliku ja piisava staatilise rõhu Δp (Pa) valemi (5.6) kujul [29]:

$$\Delta p = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v^2 \cdot \zeta, \quad (5.6)$$

kus ρ – õhutihedus (ISA), kg/m³;
 v – voolukiirus, m/s;
 ζ – kogurõhukao koefitsient.

Vastavalt kirjandusele [29] kogurõhu kao koefitsient suletud süsteemis on 0,16...0,24, millest lähtuvalt saame arvutada staatilise rõhu:

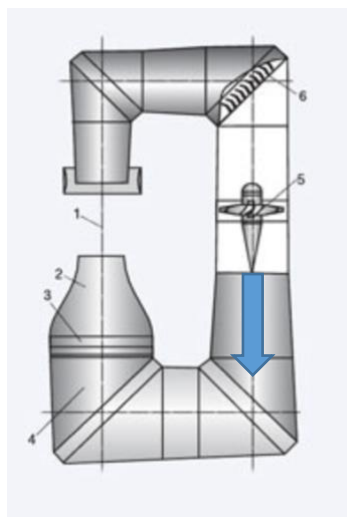
$$\Delta p = \frac{1}{2} \cdot 1,225 \cdot 70^2 \cdot 0,16 = 480,2 \text{ Pa.}$$

Valemiga (5.6) arvatud vajaliku ja piisava staatilise rõhu tõusu saame võrrelda CFD¹-simulatsiooniga, mis on toodud peatükis (CFD-analüüs) ning sellele tuleb lisada ka inimeste poolt tekitatud rõhulangus 202,97 Pa.

5.2 Mootori paigutus

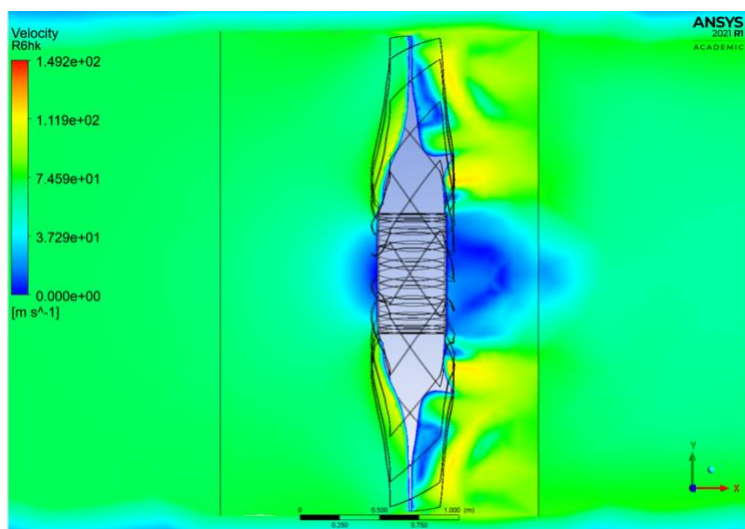
Mootori paigutusel tuleb lähtuda tuuletunneli ehituslikest iseärasustest. Kuna tegemist on vertikaalse tunneliga, siis tiivik ning jõuallikas peavad asuma võrdsel kaugusel testalast, seega mootoriosa peab jääma vertikaalsesse asendisse. Tuuletunnelis liigub õhuvool noolega märgitud suunal (Joonis 5.2). Seega mootoril saab olla kaks võimalikku asendit – kas üleval- või allpool tiivikut.

¹ CFD- computational fluid dynamics (voolusimulatsioon)



Joonis 5.2 Mootori asetus

Mootori asetus väljaspool toru ei ole mõistlik, kuna teeb terviksüsteemi keerulisemaks, mis nõuab juba kardaanülekannet või rihmülekannet (kettülekanne). Peatükis (CFD-analüüs) on loodud CFD-simulatsioon tiiviku simuleerimiseks (Joonis 5.3) ning on näha piirkondi, kus toimub oluline õhuvoolu kiirusekadu, mida on mõistlik kasutada mootori ning esikoonuse/sfääri asetamiseks.



Joonis 5.3 Kiiruse profiil

5.3 Rootori ehitus

Esmalt tuleb rootori konstrueerimisel seada täiendavad piirkriteeriumid ning nõudmised eelnevatele arvutustele. Nõuete ja soovide tingimused on loodud vastava tuuletunneli hoolduse ning kasutamise lihtsamaks muutmiseks.

Tabel 5.1 Nõuete ja soovide loetelu

Tingimus	Nõue	Soov
Lihtne paigaldada	X	
Lihtne koostada		X
Lihtne demonteeritav	X	
Madal Vibratsioon		X
Isetsentreeruv		X
Labad eraldi vahetatavad	X	
Ohutus	X	
Töökindlus	X	

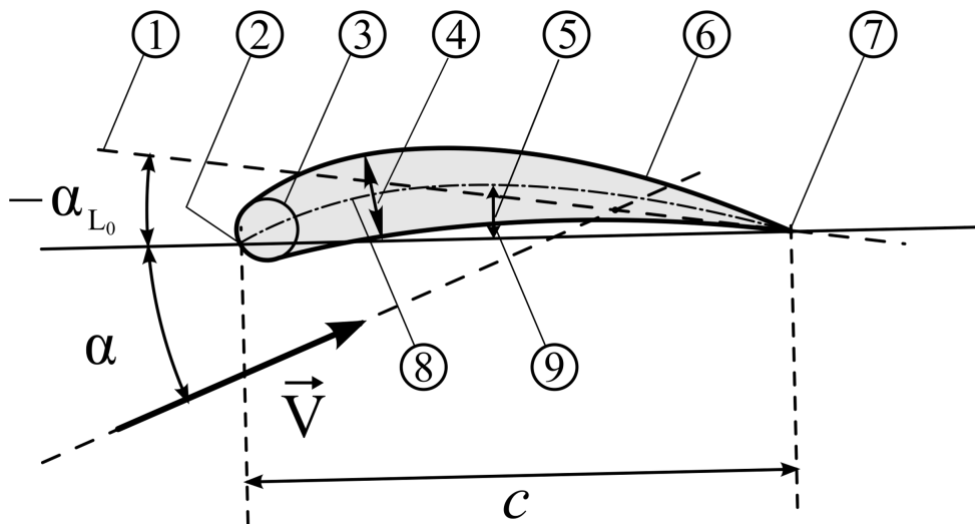
Rohkem labasid vähendab labale rakenduvat koormust, kuid sellega peab tõstma ka rootori pöörete arvu. Tuuletunnelite projekteerimisel kasutatakse üldjuhul olemasolevaid aksiaalseid industriaalseid tiivikuid. Selle puuduseks on suurem müra ning madalam efektiivsus, mis väljendub suurema energiahulga tarbimisega. Rootori valikul on lähtunud eelnevalt tehtud otsusest labaaksiaalne tiivik, mille tiiviku ning rummu soovituslik suhe oleks 0,5-0,65 [26]. Antud juhul on tiivik võimeline tekitama suure staatilise rõhu tõusu, kuid keskmise vooluhulga. Käsitletaval tuuletunnelil on testalaks valitud küllaltki suur läbimõõt, milleks on 3 meetrit, seega oleks vaja suuremat vooluhulka, mis läbiks testala. Antud juhul oleks lahenduseks n-ö hübriidtiivik, mille puhul on kasutusel keskmine tiiviku ning rummu suhe, lisaks suurendatakse labade arvu, misjärel on võimalik liigutada märkimisväärset õhumassi väikesematel pööretel. Tiiviku kasuteguriks on võetud vastavalt 0,92 [30]. Tiiviku disainimisel on lähtunud turboventilaatorite labade disainist, mis on ümber kohandatud töötamiseks tuuletunnelis. Sellekohast informatsiooni, mis hõlmab ventilaatorite kasutegurit väiksematel kiirustel kui ka vedelike dünaamika simuleerimist antud ventilaatoritega, puudub või esineb üksikuid infokilde. Seega tuleb teostada vastavasisulised simulatsioonid ning veenduda, kas on mõistlik ja otstarbekas kasutada laia kõõluga ventilaatorit.

Toote tehnilise lahenduse väljatöötamiseks on uuritud ka olemasolevaid patente, et ei oleks esitatud piiranguid näiteks geomeetrialet. Vastavasisuline patent on US6071077A, mis on tänaseks kehtetu. Tiiviku laba disainimisel tuleb kasutada geomeetrilist väänet. Laba on jagatud viite ossa, et saavutada võimalikult sujuv üleminek. Igal ristlõikel on eelnevast erinev geomeetriline vääne ning ristlõike profiil. Alustades rummust, millel on suurim (positiivne) vääne ning jõudes tippu, millel on vähim vääne. Selliselt tegutsedes, luues muutuvat väänet laba sektsioonides, on võimalik saavutada võimalikult konstantne kohtumisnurk terve laba ulatuses ning seeläbi suurendada kasutegurit. Laba

seksioonide parameetrid on arvutatud kasutades NACA¹ airfoils kalkulaatorit.

Tiivaprofiili või labaprofiili geometria on defineeritud üheksa parameetriga:

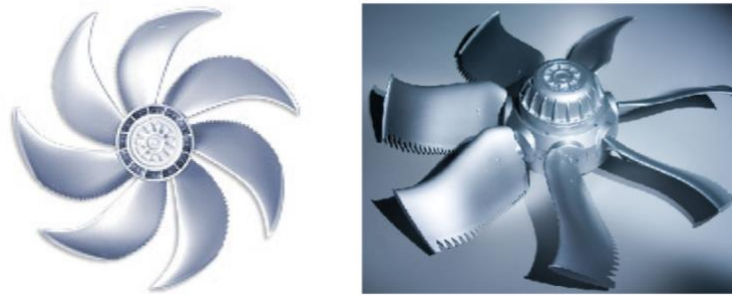
- (1) 0-tõstejoon;
- (2) esiserv;
- (3) esikumerus;
- (4) maksimaalne paksus;
- (5) kõõl;
- (6) ülemine pind;
- (7) tagaserv;
- (8) keskmine kõõl;
- (9) alumine pind.



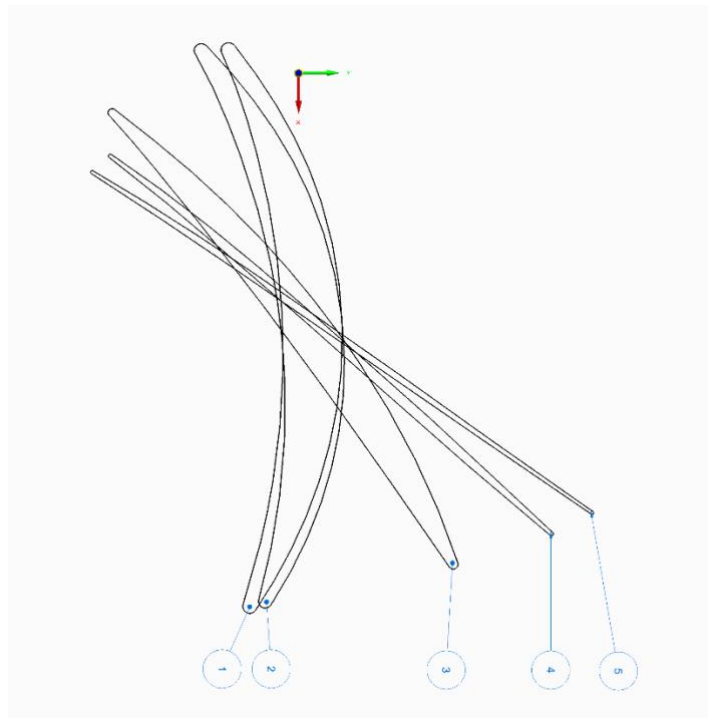
Joonis 5.4 NACA profiil

Profiilide arvutamisel on lähtutud laba relativsest õhuvoolust igal laba seksioonis (Joonis 5.6), mille kindlakstegemisel on lähtutud Cordier'i [31] diagrammist. Erinevad seksioonid ühendatakse omavahel andes neile terviklik laba kuju. Disainimise seisukohalt soovitakse rootori osas tekitada võimalikult vähe müra ning vastavalt kirjandusele [31] on leitud, et laba tipu eendamise laia kõõluga labadel vähendab tekkivat mürataset.

¹ NACA- National Advisory Committee for Aeronautics



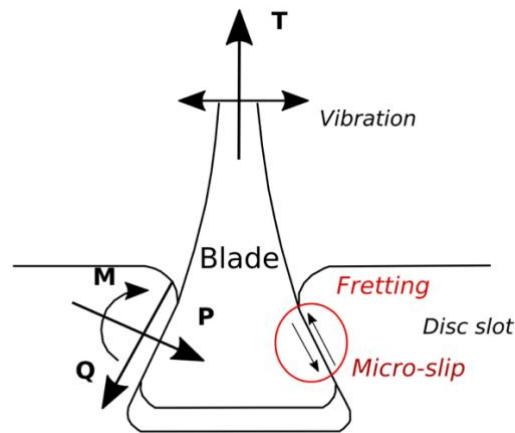
Joonis 5.5 Eenduvate esiservatippudega labaprofiilid [31]



Joonis 5.6 Laba seksioonid jagatud 5 ossa. Lugemine algab laba rummusest!

Oluline ühenduskoht on laba ühendamine rummuga, kus toimub jõudude ülekandumine. Kuna tegemist on võrdlemisi õhukese labaga, siis ühenduskoht peab olema vastupidav, mis võtaks vastu erinevad koormused. Rootorit koormab peamiselt tsentrifugaaljõud, mis tekib selle pöörlemisel ümber rummu telje. Vibratsioon tekib peamiselt pöörlemisest tingitud ebastabiilsest aerodünaamilisest koormusest ning kandub mööda kalasaba ühendust rummule. Hoolimata tsentrifugaalsest koormusest toimub kalasaba ühenduses niinimetatud mikrolibisemine (Joonis 5.7) tänu muutuvatele aerodünaamilistele jõududele. Tegemist on siirdeistuga, mis võimaldab labal mikromeetriste inkrementidega selle pesas liikuda/libiseda. Läbi sellise dünaamika summutatakse suurem osa tekkivast vibratsioonist hõõrdumise teel, mis vähendab

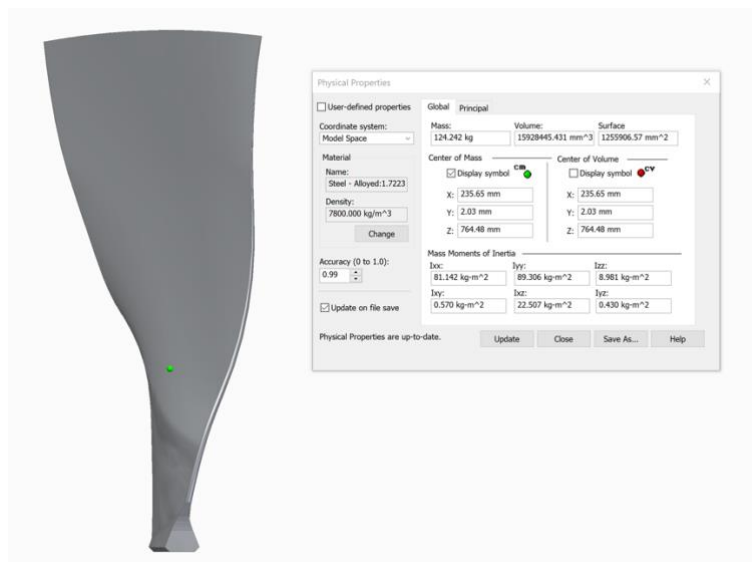
oluliselt frettingkorrosiooni¹, pikendades laba eluiga olulisel määral [32]. Frettingkorrosioon on frettingkorrosiivkulumise alaliik [33, p. 35].



Joonis 5.7 Kalasaba ühendus [32]

Kuna hõõrdumine tekib vaid pesas, siis ei ole mõistlik tervet tiivikulaba teha kõrgtugevdatud materjalist, vaid tuleks kasutada kas kohtkarastust või kleepida lisamaterjali õhukese lehe kujul laba kinnitustallale. Laba materjali valikul tuleb lähtuda eelkõige tekkivatest pingetest, et materjal oleks piisavalt vastupidav töötavatele režiimidele. Kontrollarvutus teostatakse peatükis (Tugevusarvutus). Vaadates (Joonis 5.8) näeme, et antud laba mass on 124,242 kg, mis 20 laba puhul teeb 2484,84 kg. Selline raskus muudab konstruktsiooni veel raskemaks ning labade vahetamisel ja hooldamisel on vaja kasutada tõsteseadmeid.

¹ „Frettingkorrosioon on mehaaniline kulumine, mis tekib istupinnas, kui kehad üksteise suhtes väikese amplituudiga (1...150 µm) võnguvad. Näiteks võib see tekkida rummu ja võlli siirdeistus“ [44].



Joonis 5.8 Laba mass terase puhul

Komposiitmaterjalide kasutamine tiivikute ja tuuleturbiinide ehitusel on laialdaselt arenenud ning kasutusel. Antud laia kõõluga laba oleks samuti mõistlik toota komposiitmaterjalist. Algse vormi tegemine on kulukas eriti väikeseeria puhul. Kuna plaan on antud tiivikukonstruktsiooni kasutada ka teistes aplikatsioonides, siis majanduslikult on see otstarbekas.

5.3.1 Staator

Staatorisektsioon projekteeritakse samal põhimõttel nagu rootorilabadki, kuid staatoritel puudub laba vääne. Staatoritele antakse tiivakuju, mis toimib kui õhuvoolusuunaja ning selle peamine ülesanne on kohe pärast tiivikut korrastada õhuvoolu suunda (Joonis 5.17) seeläbi suurendades hüdraulilist kasutegurit. Tiiviku pöörlemise tulemusel pannakse pöörlema ka õhuvool, mis on soovimatu nähtus tuuletunnelites. Selle vältimiseks on vajalik kasutada lisaseadmetena staatorilabasid.

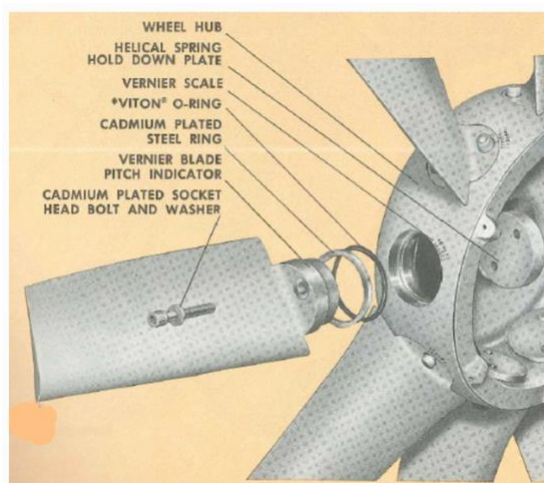


Joonis 5.9 Ekstrudeeritud staator

Staatorid toodetakse alumiiniumi ekstrudeerimise (Joonis 5.9) teel ning valitakse võimalikult sobiv kataloogitoode, mis vastab antud õhuvoolu parameetritele. Staatori tiivaprofiil on loodud NACA-*airfoils*'i kalkulaatoriga, mis on kajastatud peatükis (Rootori ehitus) ning selle koordinaadid asuvad (Lisa 1).

5.3.2 Rootorirumm

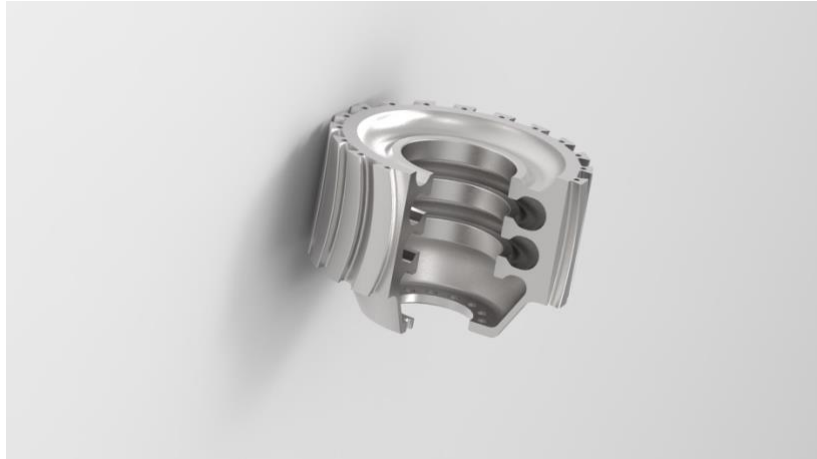
Rootorirummule laba kinnitamise viise on erinevaid ning nendel kõigil on omad puudused ja eelised. Autori arvates kõige lihtsam kinnitusviis on selle seadmine eeldefineeritud pesasse nagu seda on kujutatud (Joonis 5.10). Selline tehnoloogia on laialdaselt kasutusel, kuid seab piirangu laba kõõlu pikkusele ning kasutatavate labade koguarvule. Antud töös on kasutatud laia kõõluga labasid, mille koguarv ühes rummus on 20 tükki ning need tuleb kõik ühele rummule ära mahutada. Seega tuleks kasutada tehnoloogiat, mis võimaldab ühele rummule seadistada tiheda vahega labasid.



Joonis 5.10 Laba kinnitamine

Sellist tehnoloogiat kasutatakse aksiaalsetes turbiinmootorites, mis on võimelised tekitama keskmisest suurema rõhutõusu võrreldes konventsiaalsete ventilaatoritega.

Rummu konstrueerimisel on lähtunud lihtsasti seadistamise printsiibist. Laba peab olema kergesti eemaldatav ning laba paika seadmisel peab see ennast ise tsentreerima ning hilisem reguleerimine ei ole vajalik. Aksiaalturbiinmootorites kasutatakse juba pool sajandit n-ö pesasse asetamist. Selline tehnoloogia tagab väga täpse tsentreeringu, kuna eelnevalt on võimalik kõik pesad vajaliku täpsusega töödelda.

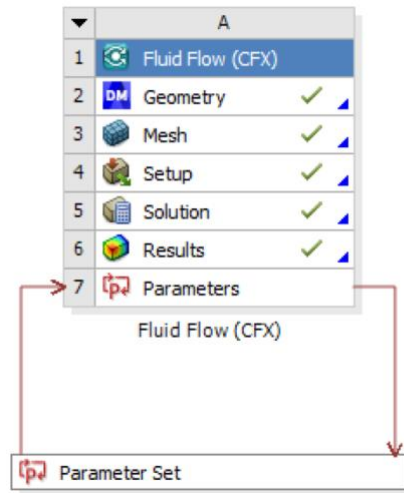


Joonis 5.11 Rootorirumm

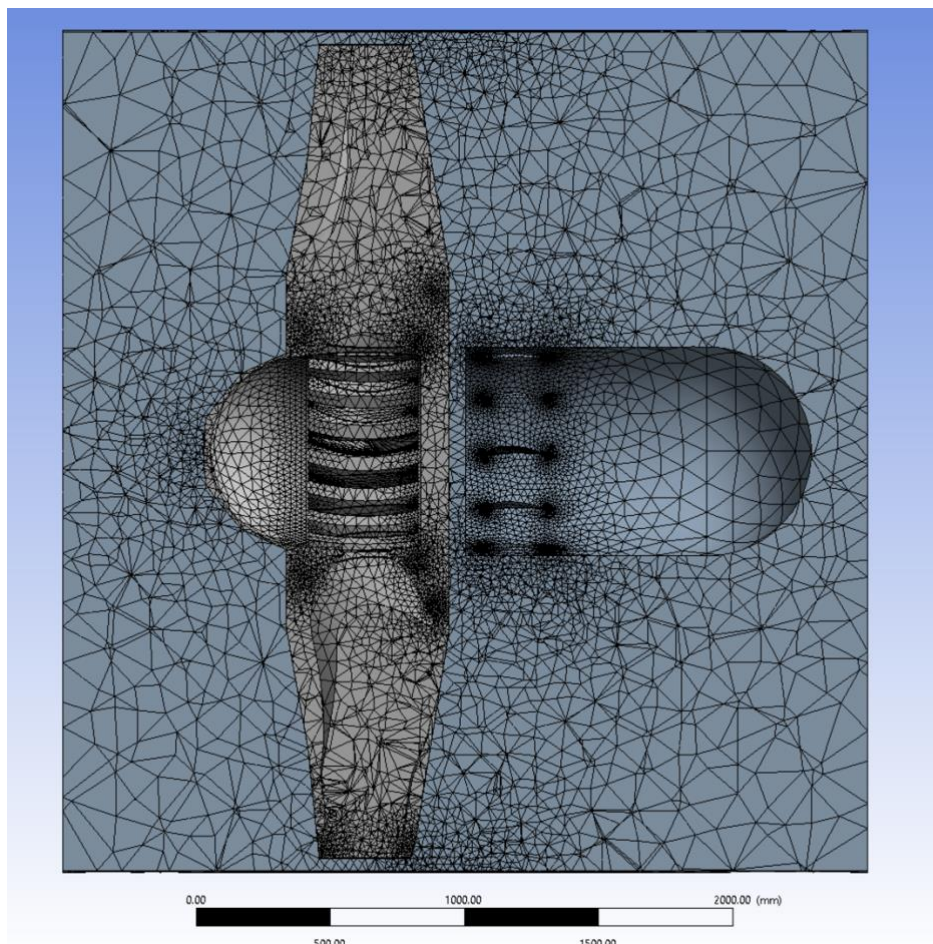
Tegemist on üsna suure detailiga ning kui see valmistada terasest, siis oleks mõistlik rumm teha seest õõnes ning mitmete jäikust lisavate ribidega see tugevdada. Ribid teha võimalikult suurte raadiustega, mis toimivad pingekontsentraatoritena. Majanduslikus mõttes ei ole mõtet teha mootorirummu supersulamist või titaanist (vajalikud tugevusarvutused on järgnevas peatükis). Vähendamaks materjali väsimust on kinnituspesade töötlemisel võimalik teostada haavelkalestamine. Sellise meetodiga on võimalik tõsta rummu pesade väsimustugevust kohaliku kalestamise teel haavlijoas.

5.4 CFD-analüüs

CFD analüüsimiseks kasutatakse ANSYS-e programmpaketti *Fluid flow* (CFX). Geomeetria imporditakse ning defineeritakse kaks erinevat domeeni: üks saab nimetuse *turbine*, mis hõlmab endas ainult tiivikuga seotud geomeetriat ning teine *stationary*, mis on n-ö ümbritsev õhumass toru lõikes. Pärast seda genereeritakse võrkelemendid (Joonis 5.13) ning kasutatakse *face sizing*'ut – see annab täpsema ja peenema võrgustiku piiripindadel.

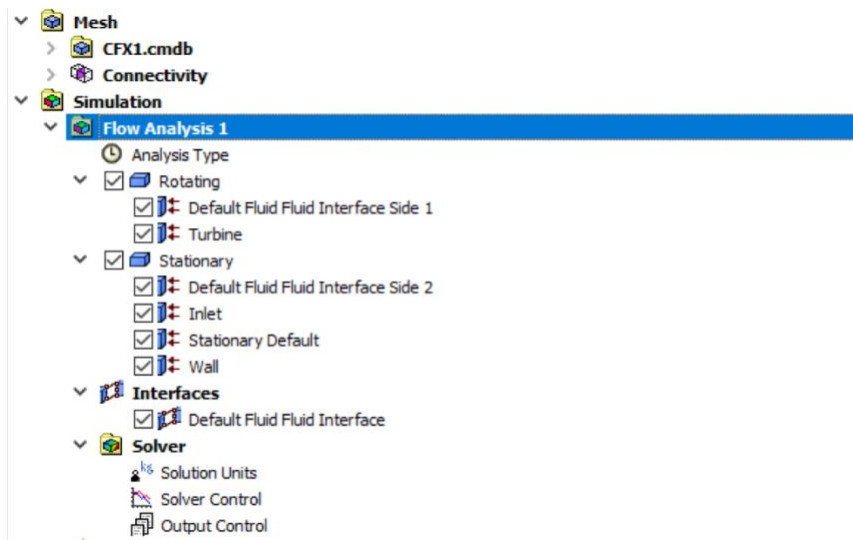


Joonis 5.12 CFX-analüüs



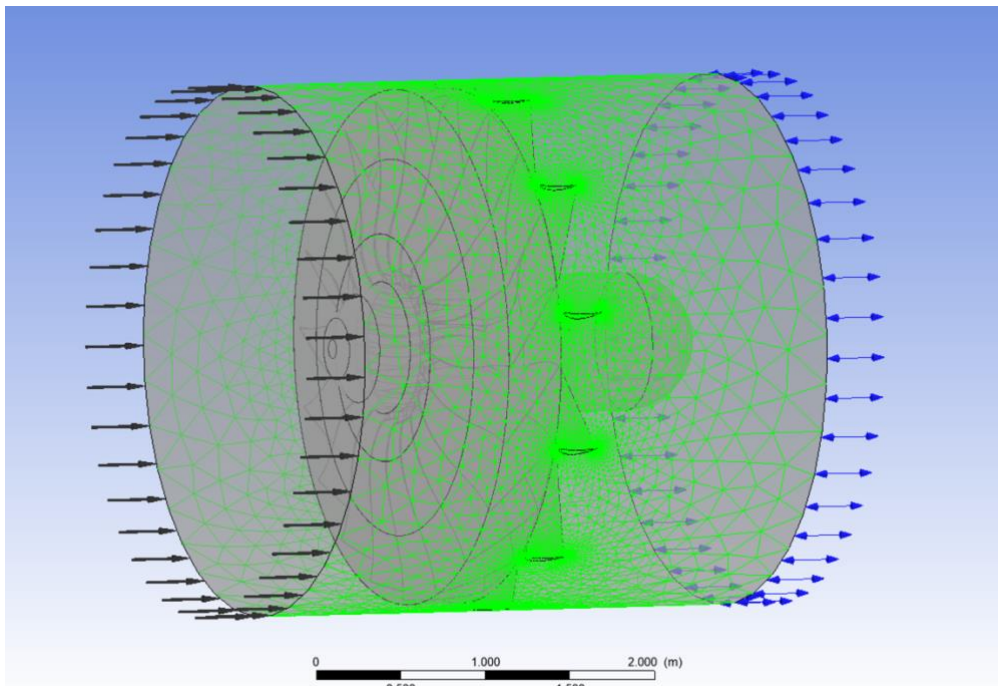
Joonis 5.13 Mesh

Simulatsiooni üles seadmiseks on kaks domeeni, millega defineeritakse omakorda piirpinnad, mis on toodud (Joonis 5.14).



Joonis 5.14 Piirpinnad

Õhumassile, mis siseneb turbiini, antakse nimetus *MassFlow*, mis on omakorda sisendparameeter simulatsioonile ning mida on võimalik hiljem muuta. Väljundpinnale, kus toimub õhuvoolu lahkumine, on antud relatiivne rõhk 0 Pa (Opening Pres. And Dirn), mis on tähistatud (Joonis 5.15) siniste nooltega.

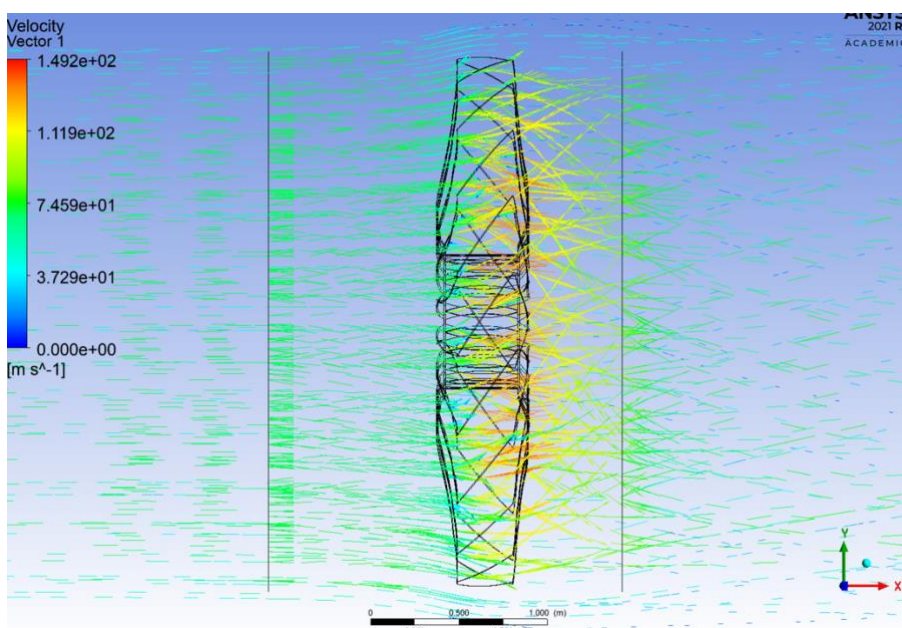


Joonis 5.15 Domeenide defineerimine

Pöörlevale domeenile nimetusega *Rotating* on antud nurkkiirus nimetusega OmegaX, mis on defineeritud sisendparameetriga 60 rad/sek ning mida on võimalik hiljem muuta. Oluliseks kriteeriumiks domeenide koostoime defineerimisel on vajalik segunemismudel nimetada *Frozen Rotor*'iks, kuna idee seisneb selles, et antud simulatsioonis ei pöörle tiivik vaid domeen.

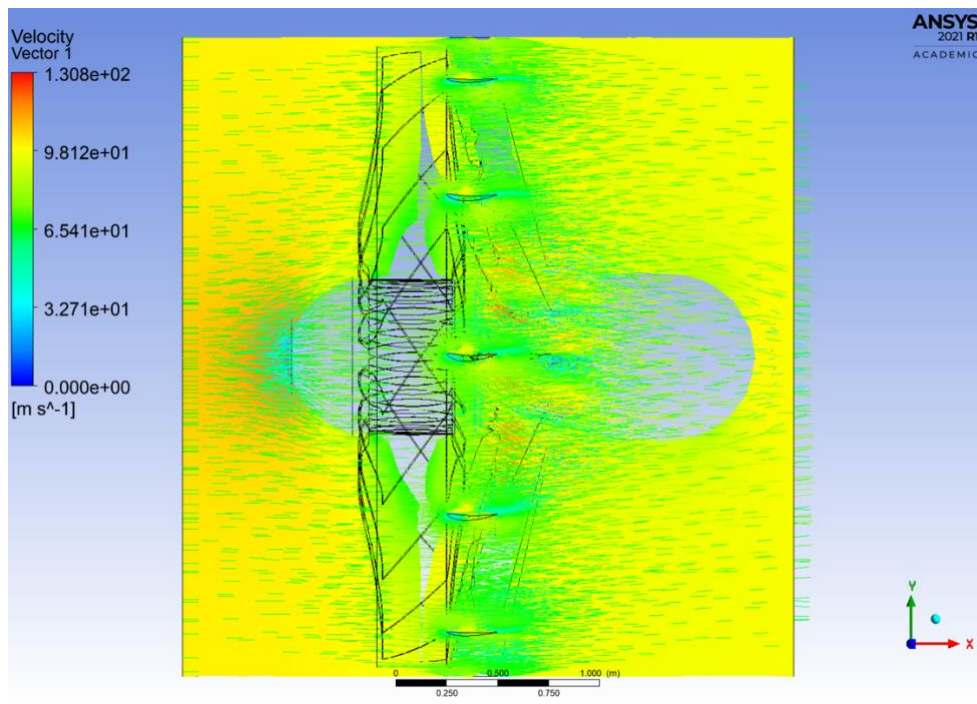
5.4.1 Simulatsiooni tulemus

Simulatsioonis pandi proovile erinevad labade poole võrra vähendamise ja staatorite kasutamise juhtumid. Vastavalt (Joonis 5.17) on näha staatorite positiivne mõju simulatsioonis. Tiivik paneb õhujoa pöörlema (Joonis 5.16), mis ei ole antud aplikatsioonis soovitud. Küll aga on näha, kuidas staatorid õhujuga sirgestavad.



Joonis 5.16 Tiivik ilma õhuvoolu sirgestajata

Selline tulemus on tuuletunnelis väga oluline, sest see tõstab õhuvoolu kvaliteeti. Staatorite asetamisel tuleb aga olla hoolikas – need tuleb asetada esimeses etapis pärast tiivikut. Hilisemad kinnituselemendid, mis on mõeldud mootori kinnitamiseks, ei vähenda enam õhuvoolu kvaliteeti oluliselt, kuna järgnevad voolusirgestajad asuvad tunneli pöördekohtades.



Joonis 5.17 Staatorite mõju

Voolusimulatsioon koostati mitme erineva sisendparameetriga ning selle tulemused on esitatud tabelis (Tabel 5.2). Eelkriteeriumina arvatud rõhukadu tühja tunneli puhul on vastavalt valemile (5.6) 480,2 Pa. Vähemalt kolme inimesega tunnelis tekib lisaks summaarne rõhukadu 202,97 Pa. Liites eelneva saame tekkiva kogurõhukao 683,17 Pa, mis tähendab, et tiivik peab sama rõhu tekitama tunnelis. Kokkuvõtvas tabelis (Tabel 5.2) saavutati vajalik ja piisav rõhutõus 698,45 Pa.

Tabel 5.2 Simulatsiooni tulemused

Rõhkude vahe, Pa	Voolukiirus, m/s	Toru ristlõige, m ²	Vääne, Nm	Pöörlemissagedus rad/sek	Tõmbejõud, N	Hüdrauliline kasutegur, %
481,960	67,2151481	7,1	6750,86	60	5141,77	56,86402848
536,911	67,2650840	7,1	6750,97	60	5142,03	63,39346607
591,869	67,3163447	7,1	6750,97	60	5142,03	69,93558423
646,822	67,3680131	7,1	6750,97	60	5142,03	76,48759397
701,772	67,4201910	7,1	6750,97	60	5142,03	83,04973774
756,720	67,4721651	7,1	6750,97	60	5142,03	89,62152228
546,237	67,873079	7,1	6513,96	60	5538,5	67,44536734
556,566	67,9836514	7,1	6472,22	60	5610,8	69,27652494
566,498	68,0946314	7,1	6433,66	60	5679,23	71,05124586
576,08	68,2061209	7,1	6396,12	60	5746,21	72,79622307
585,50	68,3181200	7,1	6359,10	60	5812,04	74,54017731
594,634	68,4304248	7,1	6322,10	60	5877,33	76,27034824
604,406	68,5458889	7,1	6286,6	60	5939,04	78,0925351
614,920	68,6589071	7,1	6246,12	60	6006,89	80,09833684
625,327	68,7716195	7,1	6205,63	60	6074,93	82,11998241

Rõhkude vahe, Pa	Voolukiirus, m/s	Toru ristlõige, m ²	Vääne, Nm	Pöörlemissagedus rad/sek	Tõmbejõud, N	Hüdrauliline kasutegur, %
635,715	68,8837205	7,1	6165,59	60	6143,15	84,16331827
646,116	68,9958215	7,1	6125,36	60	6211,63	86,24224838
656,540	69,1079225	7,1	6085,00	60	6280,4	88,35812583
677,470	69,3320226	7,1	6003,9	60	6418,85	92,70609616
687,971	69,4440217	7,1	5963,20	60	6488,53	94,93893164
698,495	69,5560208	7,1	5922,42	60	6558,52	97,21134463
709,048	69,6678161	7,1	5881,59	60	6628,19	99,52482781

Hüdrauliline kasutegur $\eta_{hüd}$ on arvutatud vastavalt valemile (5.7) [9]:

$$\eta_{hüd} = \frac{\Delta p \cdot Q}{T \cdot \omega}, \quad (5.7)$$

- kus Δp – voolujoa võimsus, Pa;
 Q – vooluhulk, m³/sek;
 T – vääne, N*m;
 ω – tiiviku nurkkiirus, rad/sek.

Eelnevat valemit (5.7) kasutades saame kasuteguri:

$$\eta_{hüd} = \frac{698,4952 \cdot 69,57 \cdot 7,11}{5922,425 \cdot 60} = 97,211.$$

Vajaliku mehaanilise võimsuse P (W) leidmiseks kasutatakse valemit (5.8):

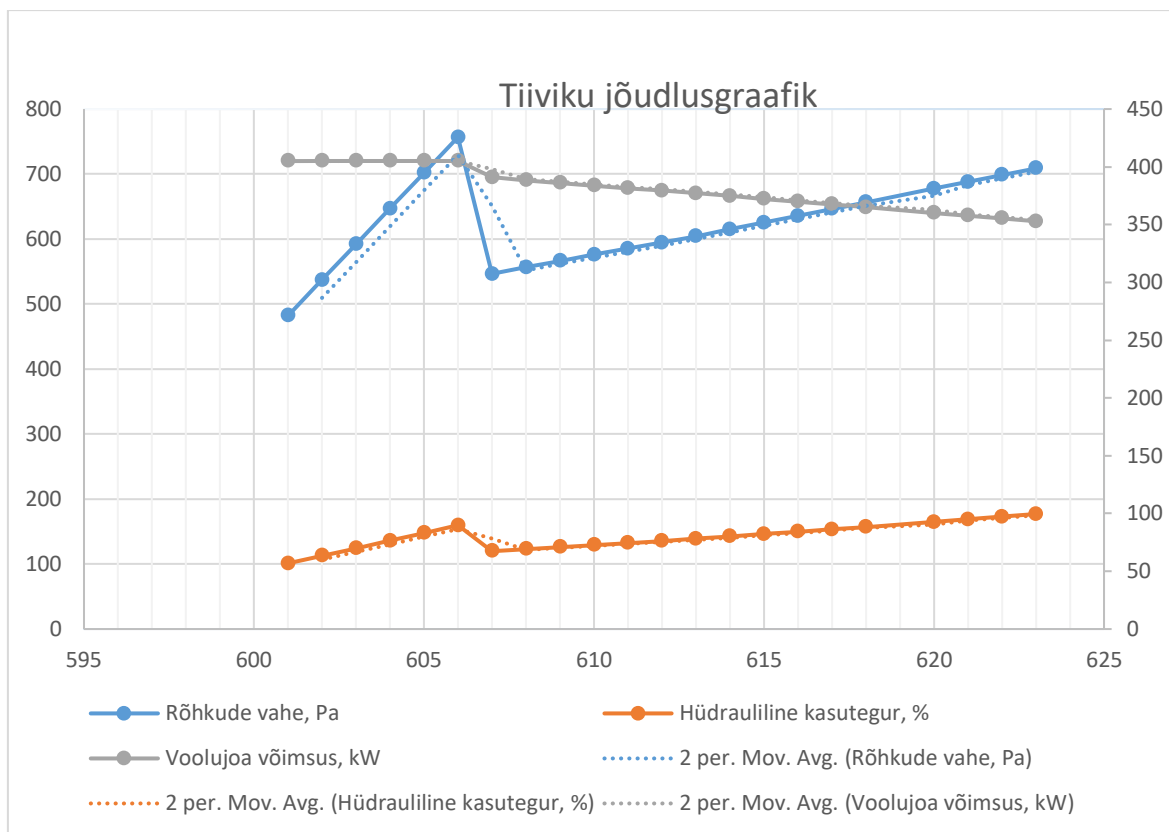
$$P = \frac{T \cdot \omega}{1000}, \quad (5.8)$$

- kus ω – tiiviku nurkkiirus, rad/sek;
 T – moment, N*m.

Vastavalt valemile (5.8):

$$P = \frac{5922,425 \cdot 60}{1000} = 355,35 \text{ kW}.$$

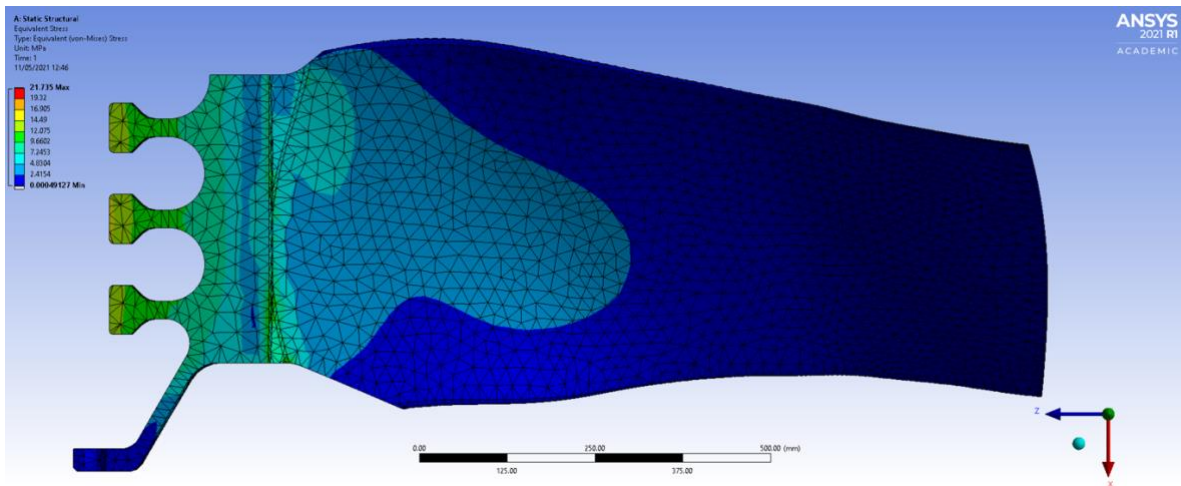
Voolusimulatsiooni tulemustega on koostatud vastavasisuline nomogramm (Graafik 5.1). Graafikust on näha piirkonda, kus toimub hüppeline rõhutõus, mis kujutab endast tiiviku ebastabiilset õhuvoolu seisundit. Antud kiiruse juures eralduvad tiiviku labalt õhuvoolu piirikihid ning kanduvad üle järgnevale tiivikule, mis põhjustab tugeva turbulentsi tekke õhuvoolude segunemise tagajärjel ning tiivik variseb. Sellisel juhul õhuvoolu kasutegur väheneb märkimisväärselt ning tuleb antud osa vältida.



Graafik 5.1 Tiiviku jõudlusgraafik

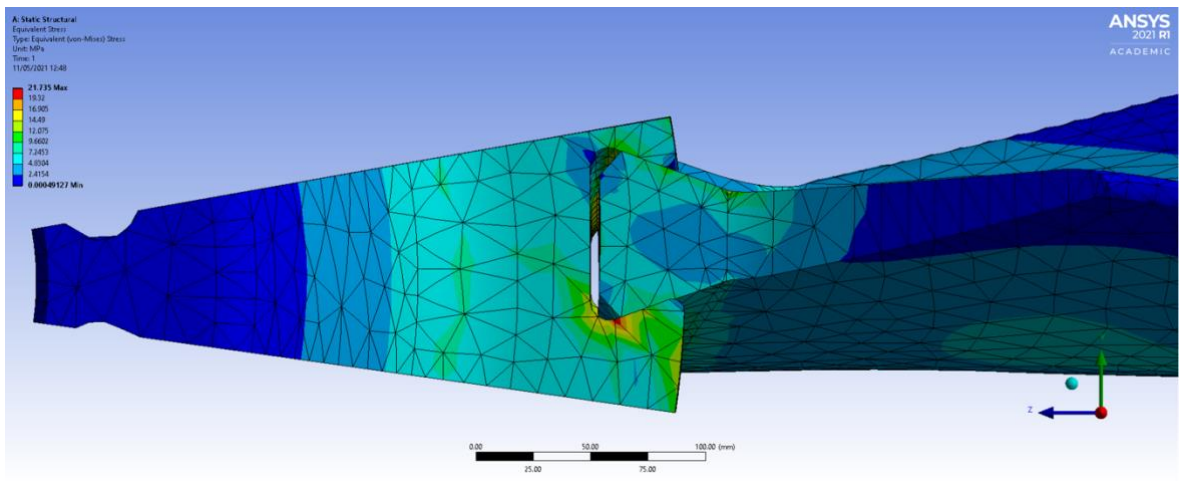
5.5 Tugevusarvutus

Labade ning rummu tugevusarvutamise teostamisel kasutatakse programmpaketti ANSYS. Selleks valitakse simulatsiooni tüüp, milleks on *Static Structural*. Kõik tekkivad pinged peavad jääma väiksemaks kui materjali voolavuspiir või purunemispiir. Rootorirumm on jaotatud sektoriks 1/20, mis teeb simulatsiooni aja kiiremaks ning ei nõua nii palju arvutusressurssi. Labade ning rummudele on antud pöörlemise kiirus vastavalt 60 rad/sek. Rummu materjaliks on valitud masinkonstruksioonteras E355, mille voolapiir on 355 N/mm² [34, p. 123] ning labade materjal klaasplast (FRP), mille tõmbetugevus on 365 N/mm² [34, p. 223]. Nagu (Joonis 5.18) näha, kujuneb suurimaks labade tekkivaks pingeks 21,735 MPa, mis jääb alla mõlema materjali voolapiirile. Suurim pinget tekib siiski tiivikurummus, mida on ka näha jooniselt. Antud juhul on tegemist suure ohutusvaruga ~ 21 korda.

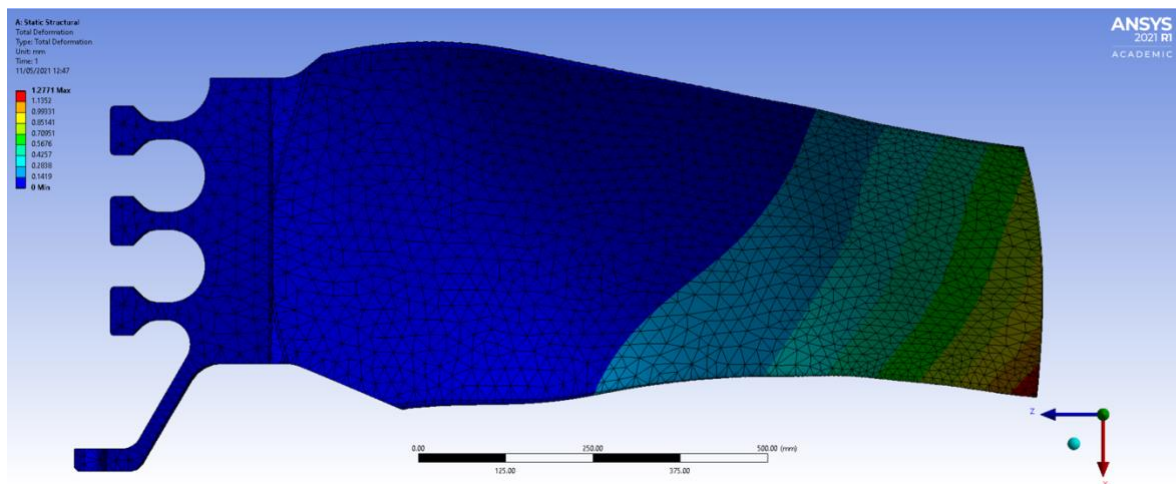


Joonis 5.18 Labas tekkivad pinged

Tekkivad pinged vastavalt (Joonis 5.18) on lokaalsed ning ei levi laiemalt, seega on mõttekas haavelkalestimine antud kohas.



Joonis 5.19 Rummu ja tiiviku kontaktpinna suurim pinge



Joonis 5.20 Labas tekkivad deformatsioonid

Tsentripedaalpinge σ (N/mm^2), mis rakendub kalasaba hõõrdepinnale, arvutamiseks kasutatakse järgnevat valemit (5.9) ning lähtutakse parameetritest (Joonis 5.21) [35]:

$$\sigma = \frac{m \cdot r_c \cdot \omega^2 \cdot \sin 20 \cdot 0,1}{A \cdot 2}, \quad (5.9)$$

kus m – tiiviku mass, kg;

r_c – kagus laba massikeskmest laba tippu, mm;

ω – nurkkiirus, rad/s;

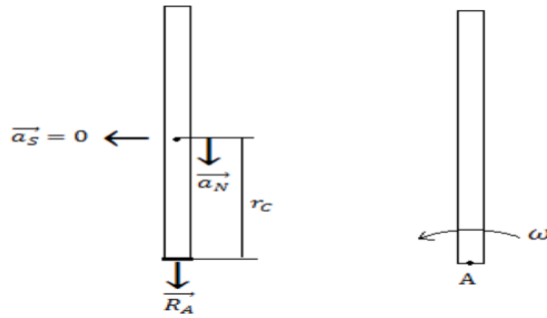
A – laba ristlõike pindala, mm^2 .

Tsentraalpinge valemi (5.9) kohaselt on:

$$\sigma = \frac{m \cdot r_c \cdot \omega^2}{A} = \frac{29,6 \cdot 394,5 \cdot 60^2 \cdot \sin 20 \cdot 0,1}{29675,88 \cdot 2} = 24,22 \text{ Mpa.}$$

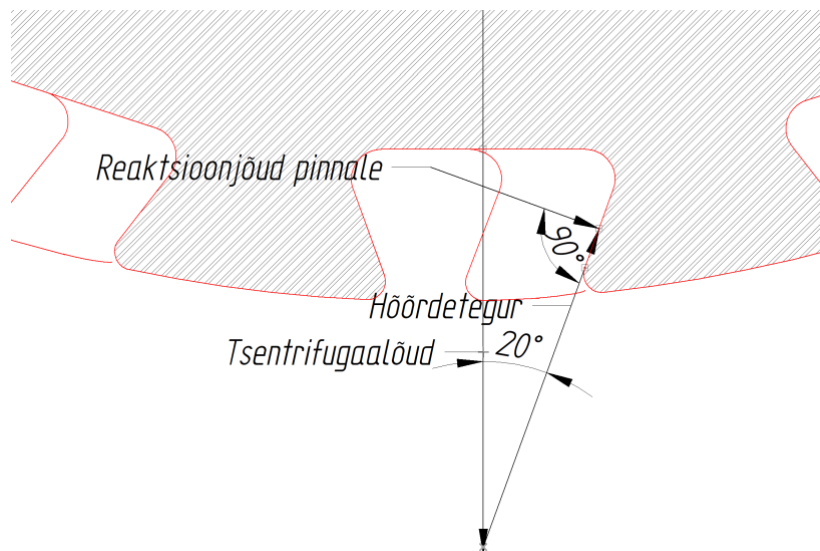
Arvutamisel on lähtunud printsiibist, et pool jõudu rakendub ühele pinnale ning arvesse on võetud ka hõõrdeegurit pindade vahel 0,1, mida kasutati LEM¹-arvutuses.

¹ LEM – lõplike elementide meetod



Tabel 5.3 Tsentripedaalpinge skeem

Vastavalt valemile (5.9) veenduti, et LEM-arvutuse tulemus vastab käsiarvutusmudelile ning tekkivad pinged jäävad alla materjali voolepiiri.



Joonis 5.21 Jõu rakendumine kaldpinnale

5.5.1 Võlli liistusoone tugevusarvutus

Võlli arvutamisel tuleb kindlaks teha kriitilise osa, ehk liistusoone suurim väändepinge τ_{max} (Pa), mis on leitav valemiga (5.10) [34, p. 49]:

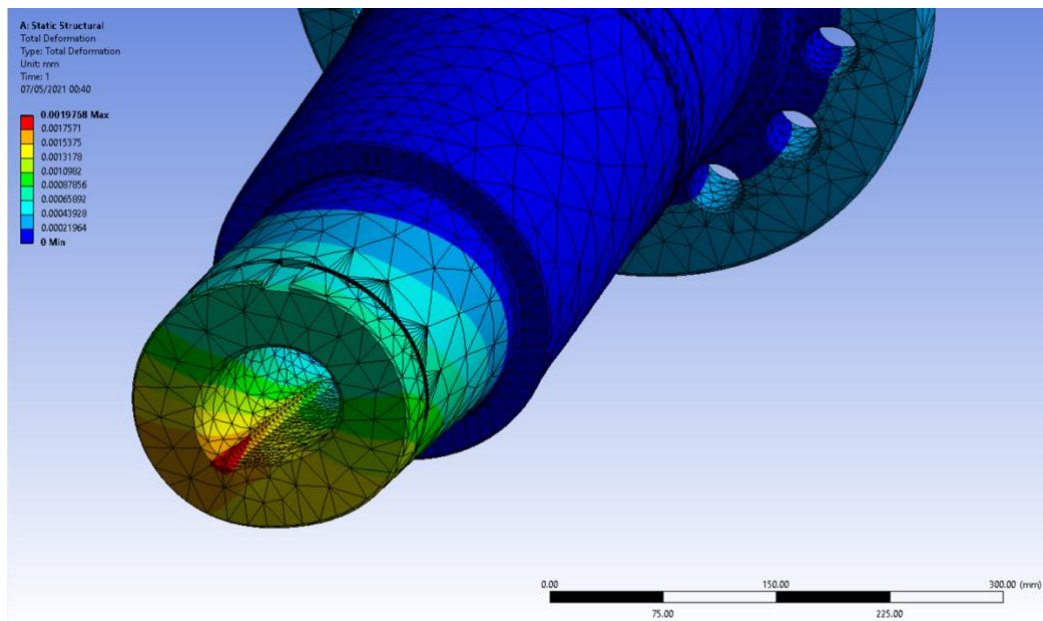
$$\tau_{max} = K \cdot \frac{T}{W_0} = K \cdot \frac{16 \cdot T}{\pi \cdot d^3} \quad (5.10)$$

- kus K – kontsentratsioonitegur staatilise koormuse puhul, $K=17$;
- T – väändemoment, $N \cdot m$;
- d^3 – võlli diameeter, mm ;
- W_0 – polaarvastupanumoment, mm^3 .

Vastavalt valemile (5.10) leiame suurima väändepinge juhul kui mootor kannab üle 5922,425 Nm:

$$\tau_{max} = 1,7 \cdot \frac{16 \cdot 5922,425 \cdot 10^3}{\pi \cdot 190^3} = 7,48 \text{ MPa.}$$

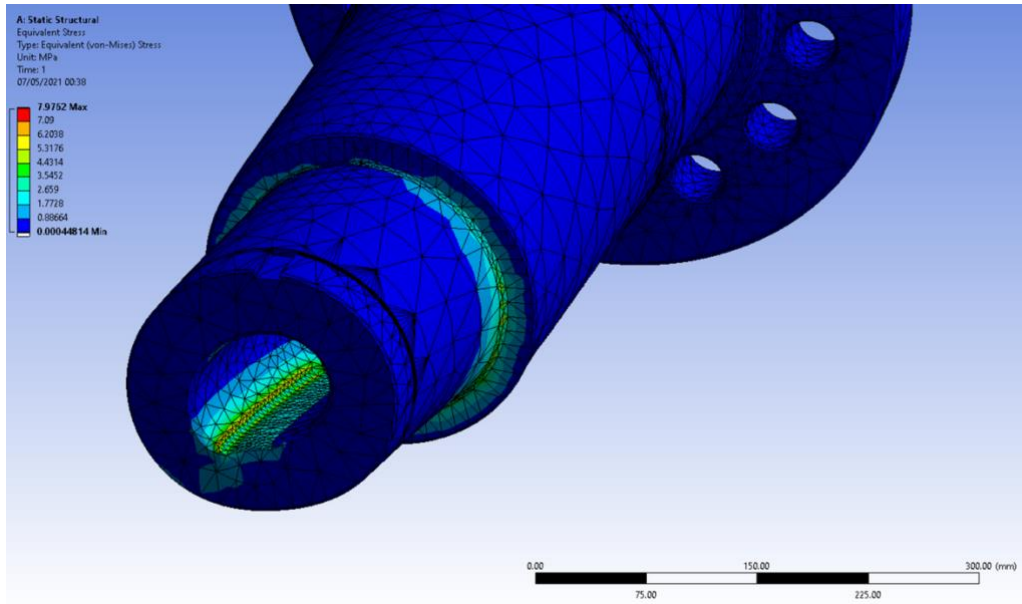
Sellest järeldame, et antud arvvärtus 7,48 jääb selgesti alla võlli materjali suurimast lubatud poolest pingest 420 MPa¹ ning ohutusvaru on ligikaudu 28-kordne. Lisaks arvutusele on teostatud staatika analüüs antud koormamise juhul ning vastavalt (Joonis 5.23) on näha, et suurim pinge, mis tekib liistusoones, on 7,97 Mpa. Tulemusega võib rahule jääda.



Joonis 5.22 Liistusoone elastne deformatsioon

Vastavalt (Joonis 5.22) on näha liistusoones tekkivat elastset deformatsiooni, mis on 0,002 mm.

¹ EN19/EN 1.0763/44SMnPb28 [34, p. 141]



Joonis 5.23 Liistusoone suurim pinge

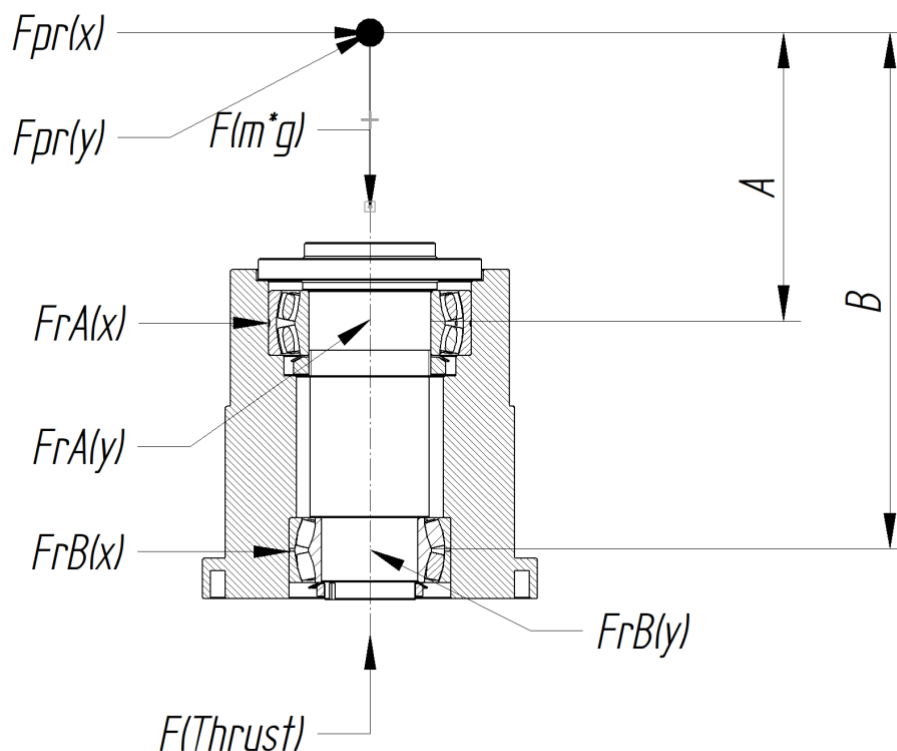
5.5.2 Mootori kandetoe tugevusarvutus

Esmalt tuleb defineerida, millised jõud ja kuidas rakenduvad laagrikorpusele. Eelnevalt on teostatud dünaamiline simulatsioon tiivikuga ning saadud rakenduvad jõud koordinaattelgedes. Tiiviku jõud mõjuvad selle raskuskeskmes, selleks on vaja arvutada kaugused raskuskeskmest, kuna võllile rakendub väändemoment, mis on tingitud tiiviku aksiaalsuunas risti tekkivatest jõududest. Antud jõud on toodud (Tabel 5.4).

Tabel 5.4 Jõudude tabel globaalses koordinaadistikus, N

force_x()@Turbine	force_y()@Turbine	force_z()@Turbine
6558.52	149.831	28.4826

Lisaks mõjuvad laagrile ning selle korpusele tiiviku poolt tekitatud tõmbejõud, mis on vastavalt (Tabel 5.4) 6558,52 N. Tegemist on aksiaalsuunalise jõuga.



Joonis 5.24 Rakenduvad reaktsioonjõud

Tabel 5.5 Jõuõlg

Jõuõlg	Kaugus, mm
A	$338,75 + 122,5 = 461,25$
B	$572 + 338,75 = 919,75$

$$FrA(x) = \frac{F_{pr}(x)(A + (B - A))}{B - A} = \frac{156(0,46 + (0,929 - 0,46))}{(0,929 - 0,46)} = 309 \text{ N}$$

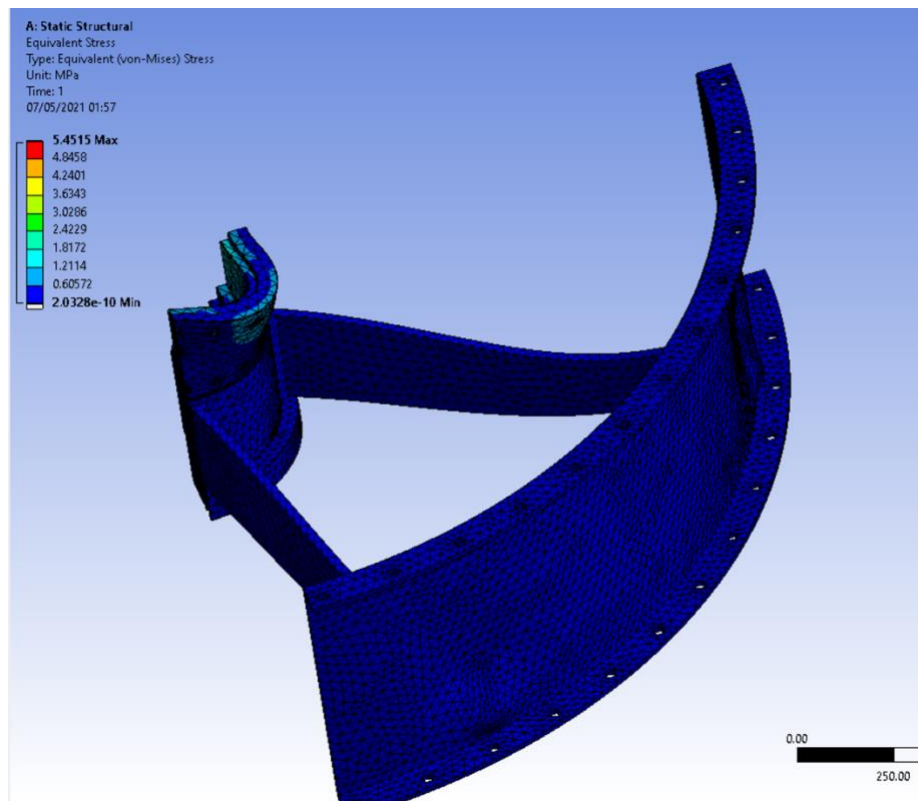
$$FrB(x) = F_{pr}(x) - FrA(x) = -153 \text{ N}$$

$$FrA(y) = \frac{F_{pr}(y)(A + (B - A))}{B - A} = \frac{48(0,46 + (0,929 - 0,46))}{(0,929 - 0,46)} = 95 \text{ N}$$

$$FrB(y) = F_{pr}(y) - FrA(y) = -47 \text{ N}$$

ANSYS-e programmipaketiga on koostatud staatikaanalüüs antud konstruktsioonile kasutades tulemusi CFD-analüüsist ning eelnevalt arvutatud reaktsioonjõudu. „Konstruktsiooni tugevust võib pidada küllaldaseks kui suvalises löikes pinge ei ületa

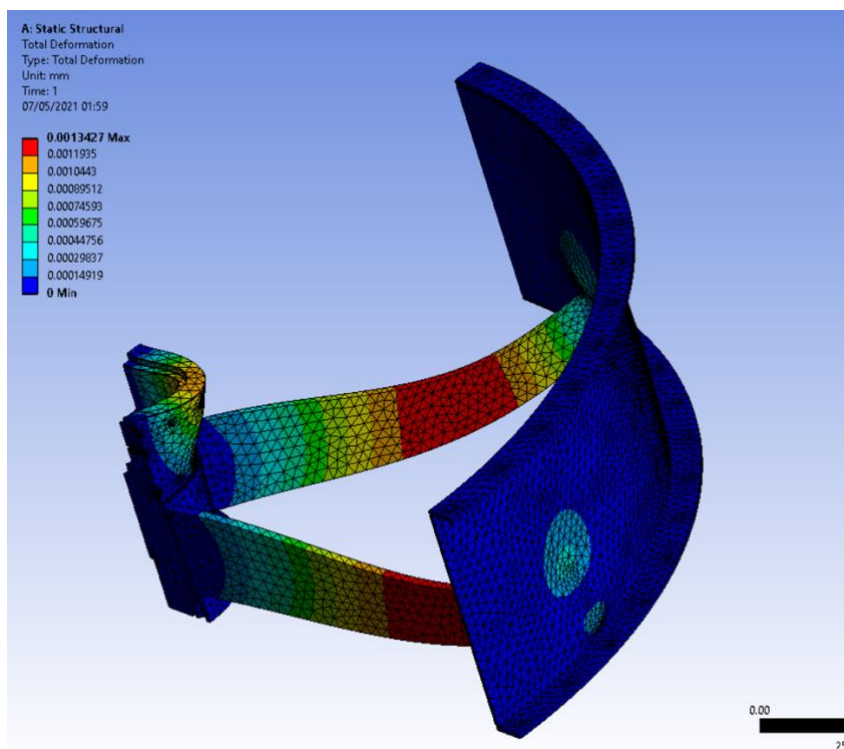
lubatud väärtust" [36, p. 23]. Materjaliks on valitud teras E355N¹, mille voolepiiriks on võetud 355 N/mm² [34, p. 123] ning eeldatud materjalipaksuseks on > 16 mm.



Joonis 5.25 Suurim pinge

Vastavalt (Joonis 5.25) on näha, et suurim pinge, mis tekib konstruktsioonis, on 5,45 MPa. Simulatsiooni arvutuses on lisaks arvesse võetud ka tiiviku detsentreering laba purunemise näol. Rummu materjaliks on võetud hea löiketöödeldavusega teras 1.0763 [34, p. 141].

¹ N – normaliseeritud (EN10025-3)



Joonis 5.26 Elastne deformatsioon

Vastavalt (Joonis 5.26) on näha, et suurim elastne deformatsioon, mis tekib konstruktsioonis, on 0,0013 mm. Tiivikusektsioonis olevas torus ja tiiviku vahel on 10 mm raadiuses kliirens, mis ei tekita olukorda, kus tiivikulaba peaks toru sisepinnaga kokku puutuma.

5.5.3 Vibratsioon

Tiiviku näol on tegemist pöörleva objektiga, mis pöörleb teatud nurksagedusega. Juhul, kui laba enda võnkesagedus satub tiiviku pöörlemissagedusega samasse vahemikku, tekib resonants (süsteem omab suurimat võnkeamplituudi), mis võib olla hävitav antud konstruktsioonile, kuna lühendab oluliselt tiiviku eluiga või tekitab ebavajalikku müra. Selle vältimiseks tuleb eeldefineerida ja kindlaks teha omavõnkesagedused ANSYS-e simulatsioonipaketis modaalanalüüsi teostades. Tegemist on eelanalüüsiga ning reaalne katsetus teostatakse valmisagregaati käitades.

Nurksageduse ω (Hz) arvutuse ühe laba kohta antud aplikatsioonis saab väljendada valemiga (5.11):

$$\omega = \frac{n \cdot \#}{60}, \quad (5.11)$$

- kus ω – võnkesagedus (omasagedus) [13, p. 402], Hz;
 n – pöörete arv, p/min;

– labade arv.

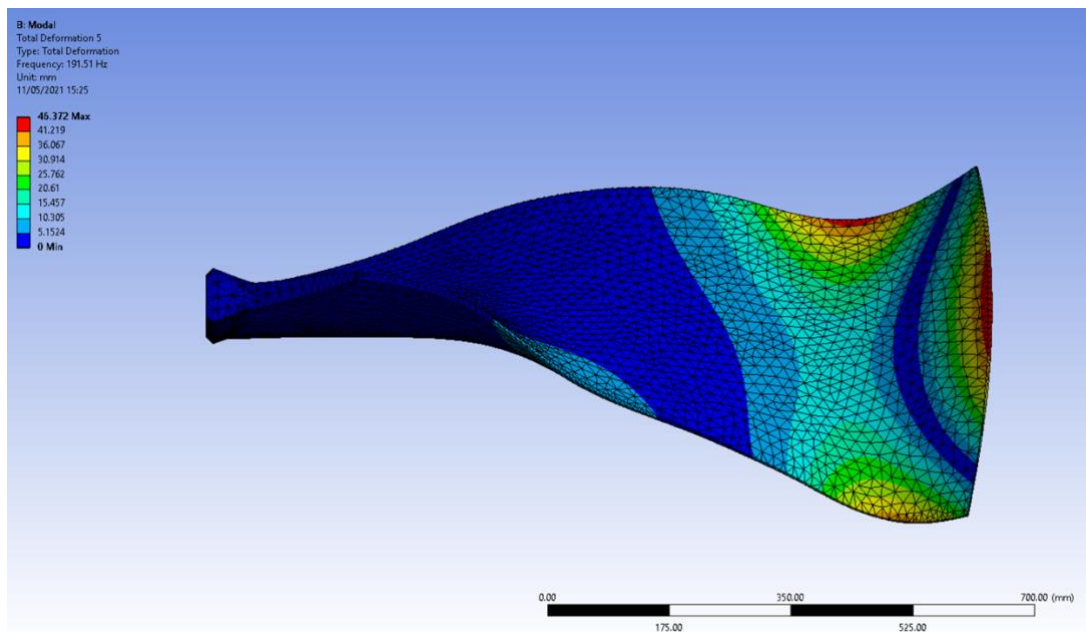
Valemit (5.11) kasutades saame arvutada võnkesageduse:

$$\omega = \frac{563,4 \cdot 20}{60} = 187,6 \text{ Hz.}$$

Valemist (5.11) lähtub, et ühe laba sagedus – 563,4 pöret minutis – pöörlemisel on vastavalt 187,6 Hz ning see peab jääma omavõnke sageduste vahele, et mitte tekitada resonantsi. Jooniselt (Joonis 5.27) näeme, et antud töörežiim peaks jääma ANSYS-e simulatsioonipaketiga arvatud omavõnkesageduste moodulite 4 ja 3 vahele.



Joonis 5.27 Erinevad omavõnkesageduste moodulid



Joonis 5.28 Deformatsioon resonantssagedusel 191,51 Hz

5.6 Laagripesa

Laagrite valikul on lähtutud tiiviku poolt tekkivatest jõududest ning momentidest. Laagritüübiks on valitud kaherealine sfääriline rull-laager, mis suudab vastu võtta suuri

radiaalseid ning aksiaalseid jõude. Sellised laagrid on heade tsentreerimisomadustega ning sobivad hästi võllide laagerdamiseks. Laagrid on valitud SKF-kataloogist.



Joonis 5.29 Laagri 23148 CC/W33 mõõtmed [37]

Tabel 5.6 Laagri 23148 CC/W33 andmed

Mõõtmed	Väärtus, mm
d	240
D	400
B	128
d ₂	≈277
D ₁	≈348
b	16,7
K	9
r _{1,2}	min. 4
Seademõõtmed	
d _a	min. 257
D _a	max. 383
r _a	max. 3



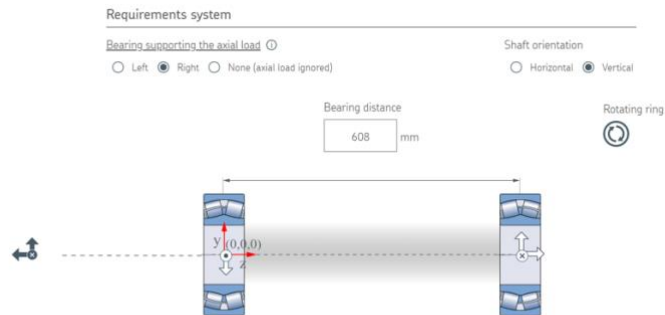
Joonis 5.30 Laagri 24138 CC/W33 mõõtmed [38]

Tabel 5.7 Laagri 24138 CC/W33 andmed

Mõõtmed	Väärtus, mm
d	190
D	320
B	128
d ₂	≈215
D ₁	≈268
b	11,1
K	6
r _{1,2}	min. 3
Seademõõtmed	
d _a	min. 204
D _a	max. 306

Mõõtmed	Väärtus, mm
r_a	max. 2,5

Laagritele kanduvad jõud on eelnevalt arvutatud peatükis (Mootori kandetoe tugevusarvutus) ning neid on kasutatud SKF-i interaktiivses laagrite arvutusmudelis.



Joonis 5.31 Laagrite vahekaugus

Laagrite elueaks saavutati (Joonis 5.32) 22,8 aastat, mis antud aplikatsiooni ja jõude arvestades usutav, kuid siiski tuleb arvestada ka laagrite alakoormusega, mis kajastub määrimise intervalliga.

BEARING RATING LIFE				
Designation	Life model		SKF life modification factor a_{skf}	Contamination factor η_c
	Basic $\frac{L_{10h}}{h}$	SKF $\frac{L_{10mh}/10GMh^*}{h}$		
Left ▶ 23148 CC/W33	$> 2 \times 10^5$	$> 2 \times 10^5$	50	0.83
Right ▶ 24138 CC/W33	$> 2 \times 10^5$	$> 2 \times 10^5$	50	0.82

Joonis 5.32 Laagrite eluiga

Vastavalt (Joonis 5.33) on näha, et laagrit 23148 tuleb määrida iga 112,5 päeva tagant, eeldusel, et seadeldist kasutatakse 24 tundi ööpäevas. Selle tarvis on laagripesale tehtud määrdekanalid. Hooldusvälba vähendamiseks pakub SKF ühe variandina kõrge kulumiskindlusega ning hooldusvabasid laagreid. Liikuvad kontaktpinnad kaetakse õhukese kõvapiindega füüsikalise aursadestuse teel. Kaetud pinna kõvaduseks on võimalik saavutada 1200 HV₁₀¹.

¹ Vickersi kõvaduse tähis $F \approx 100N$

GREASE LIFE AND RELUBRICATION INTERVAL					
Designation	Grease Relubrication interval t_f h	Grease quantity		Speed factor Speed x mean diameter nd_m mm/min	
		Side	Ring		
Left ▶ 23148 CC/W33	2700	256	102	194000	
Right ▶ 24138 CC/W33	2890	205	82	153000	

Joonis 5.33 Laagrite määrimine

5.7 Mootori valik

Mootori valikul tuleb eelnevalt selgeks teha, mis parameetritel mootor töötama peab. Lähtuma peab tiiviku käitamisest. Kindlaks tuleb teha ka mootori vajalik võimsus. Eelnevalt simuleeritud tiiviku pöörlemisest selgus, et maksimaalne vääne, mis tekib, on 5922,425 Nm. Seega saame vajaliku mootori võimsuse arvutada lähtuvalt eelnevalt leitud tiiviku (0,972) ja mootori (0,95) kasuteguritest. Kasutegurit on võimalik leida järgneva valemiga (5.12):

$$Kasutegur = \eta = \frac{P_{in}}{P_{out}}, \quad (5.12)$$

- kus η – kasutegur;
 P_{in} – sisendvõimsus, W;
 P_{out} – väljundvõimsus, W;

Eelnevat valemit (5.12) modifitseerides:

$$P_{out} = P_{in} \cdot \eta_{mootor} = 1 * 0,972 = 0,972,$$

$$P_{out} = P_{in} \cdot \eta_{tiivik} = 0,972 * 0,95 = 0,923.$$

Vajaliku võimsuse P (W) leidmiseks kasutatakse valemit [29] (5.13):

$$P = \Delta P \cdot \frac{Q}{\eta}, \quad (5.13)$$

- kus P – kogurõhutõus, Pa;
 Q – vooluhulk, m³;
 η – kasutegur.

Valemit (5.13) rakendades saab vajaliku ja piisava võimsuse arvutada:

$$P = 698,5 \cdot \frac{494,55}{0,923 * 1000} \approx 374 \text{ kW}.$$

Mootorite valik on teostatud kasutades ABB interaktiivset generaatorit ning kataloogi [39]. Mootori valikul on lähtutud eelnevalt arvutatud vajalikust võimsusest, võttes arvesse nii tiiviku kui mootori kasutegurit. Seadme võrgupinge on 400 V. Seega

vastavalt (Joonis 5.34) on piisava võimsusega mootor 450-kW M3BP355MLC4. Tegemist on induktsioonmootoriga.

Lisaks on mootori valikul lähtunud selle võimalikult suurest kasutegurist. ABB spetsifikatsioonide järgi kuulub antud mootor standardi IEC TS 60034-30-1 kohaselt IE4-energiatõhususklassi.

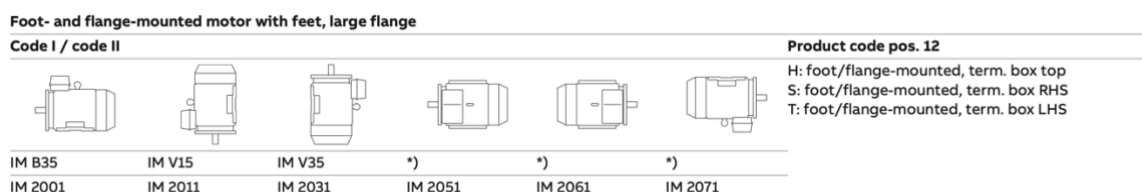
Output kW	Motor type	Product code	Speed r/min	Efficiency IEC 60034-30-1: 2014			Power factor Cosφ	Current			Torque			Moment of inertia J = 1/4 GD²kgm²	Weight kg	Sound pressure Level L _{pa} dB
				Full load 100%	3/4 load 75%	1/2 load 50%		I _N A	I _v /I _N	T _N Nm	T _v /T _N	T _v /T _N				
1500 r/min = 4 poles				400 V 50 Hz				CENELEC-design								
11	M3BP 160MLA 4	3GBP162410...M	1477	93.3	93.4	92.9	0.79	21.6	7.6	71.1	2.7	3.7	0.123	188	62	
15	M3BP 160MLB 4	3GBP162420...M	1478	93.9	94.1	93.2	0.76	30.3	8.3	98.4	3.5	3.9	0.127	175	62	
18.5	M3BP 180MLA 4	3GBP182410...M	1482	94.2	94.2	93.5	0.83	34.2	8.6	121	3.0	3.8	0.191	226	62	
22	M3BP 180MLB 4	3GBP182420...M	1479	94.5	95.0	94.9	0.82	41	6.7	142	2.1	2.7	0.188	232	62	
30	M3BP 200MLA 4	3GBP202410...M	1486	94.9	94.9	94.2	0.76	59.8	8.7	194	4.1	4.2	0.369	304	63	
37	M3BP 225SMA 4	3GBP222210...M	1480	95.2	95.7	95.6	0.84	66.8	7.5	239	3.1	3.2	0.536	383	66	
45	M3BP 225SMB 4	3GBP222220...M	1478	95.4	96.0	96.2	0.85	80.1	7.3	291	2.5	2.9	0.536	403	66	
55	M3BP 250SMA 4	3GBP252210...M	1483	95.7	95.8	95.4	0.83	100	7.8	354	3.3	3.5	0.933	467	67	
75	M3BP 280SMC 4	3GBP282230...M	1487	96.0	96.4	96.1	0.86	130	7.8	481	2.8	2.9	1.85	725	72	
90	M3BP 280MLA 4	3GBP282410...M	1489	96.1	96.5	96.4	0.85	160	8.8	577	3.4	3.2	2.3	840	72	
110	M3BP 315SMC 4	3GBP312230...M	1491	96.3	96.5	96.1	0.85	194	7.8	704	2.4	3.1	2.9	1000	68	
132	M3BP 315SMD 4	3GBP312240...M	1490	96.4	96.6	96.2	0.85	234	7.9	846	2.6	3.2	3.2	1065	68	
160	M3BP 315MLB 4	3GBP312420...M	1490	96.6	96.8	96.4	0.87	278	7.9	1026	2.7	3.0	3.9	1220	68	
200	M3BP 315LKB 4	3GBP312820...M	1490	96.7	96.9	96.8	0.87	346	7.6	1282	2.5	2.9	5	1480	74	
200	M3BP 355SMA 4	3GBP352210...M	1491	96.7	96.8	96.4	0.87	345	7.3	1282	2.1	2.7	5.9	1610	74	
250	M3BP 315LKC 4	3GBP312830...M	1490	96.7	96.9	96.8	0.87	432	7.8	1601	2.3	3.0	5.5	1600	74	
250	M3BP 355SMB 4	3GBP352220...M	1491	96.7	96.8	96.5	0.87	433	7.8	1601	2.5	2.9	6.9	1780	74	
315	M3BP 355SMC 4	3GBP352230...M	1490	96.7	96.8	96.5	0.86	554	7.4	2017	2.8	2.9	7.2	1820	74	
355	M3BP 355MLA 4	3GBP352410...M	1491	96.7	96.9	96.5	0.87	616	7.9	2274	2.7	2.9	8.4	2140	78	
400	M3BP 355MLB 4	3GBP352420...M	1490	96.7	96.7	96.3	0.85	700	6.8	2563	2.1	2.8	8.4	2140	78	
450	M3BP 355MLC 4	3GBP352430...M	1489	96.7	96.7	96.5	0.86	779	6.8	2886	2.4	2.8	8.4	2140	78	

Joonis 5.34 Mootori parameetrid

Vastavalt (Joonis 5.34) näeme, et antud mootori energiatõhususklass on 96,7. Eelnenud valemis (5.13) mootori eeldatavat võimsust arvutades oli kasutusel kasutegur 0,95. Vastavalt valemile (5.13) on arvutatud volujoa võimsus, selleks, et arvutada vajalik mehaaniline võimsus, mida mootor peab võimaldama. Kasutame valemit (5.8) ning leiame vastava võimsuse:

$$P = \frac{5922,425 * 60}{1000 * 0,94} \approx 379 \text{ kW}.$$

Kinnitusflantsi tüübi valikul lähtutakse sellest, et mootor kinnitatakse vertikaalasendis. Seega ei ole mõistlik valida sellist kinnitusviisi, mille kinnitid asuvad mootori külgedel.

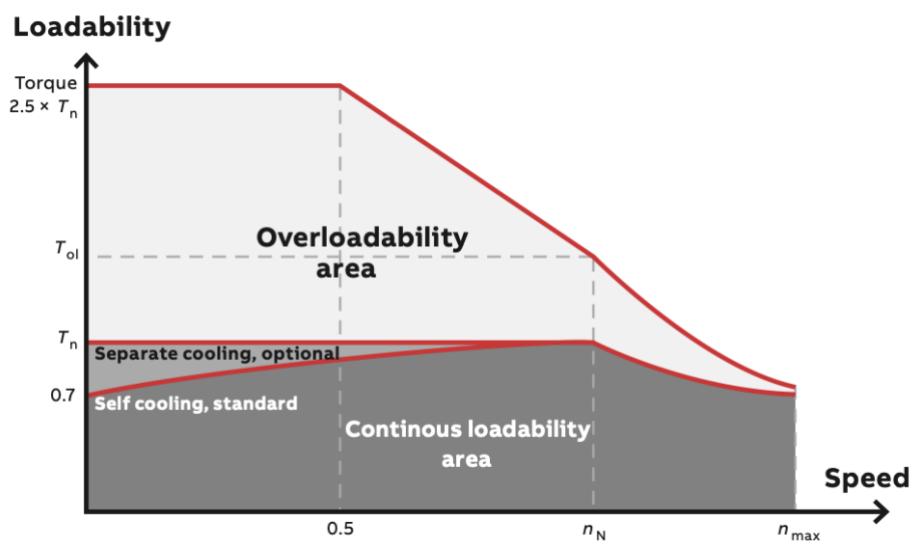


Joonis 5.35 Flantsi tüüp ABB

Vastavalt koormusgraafikule (Joonis 5.36) näeme, et pöörete vähendamisel kaks korda annab mootor kahe- ja poolekordse nominaalväände (T_n).

$$T_{540} = 2,5 \cdot T_n = 2,5 \cdot 2886 = 7215 \text{ Nm}$$

Mootori juhtimiseks soovib ABB juhtkontrollerit ACH580-07. Tegemist on sagedusmuunduriga, millega on võimalik väga täpselt muuta mootori režiime väikeste inkrementidena, sh vääne või pöörlemise kiirust.



Joonis 5.36 Koormusgraafik [40]

Kui kasutada valem (1.1) saame arvutada aastase elektrienergia tarbimise. Eeldades, et seade töötab keskmiselt 8 tundi päevas:

$$W_a = P \cdot t = 379 \cdot 8 \cdot 365 = 1\,106\,680 \text{ kWh.}$$

Tabel 5.8 Mudelite võrdlus [9]

Mudel	Diameeter, m ²	Maksimaalne voolukiirus, m/s	Maksimaalne energiatarbimine, kWh	Maksimaalne võimsus, kW
1003-600	7,07	70	462	497
10R2-600	7,07	70	462	497

Nüüd saab omavahel võrrelda valemist (1.1) leitud aastast energiatarbimist ja tabelisse (Tabel 1.3) kantud andmeid. Arvestada tuleb, et tabelis (Tabel 1.3) on arvestatud keskmise koormusega, mis ei väljendu maksimaalse kasutuse korral. Maksimaalse kasutuse korral on andmed toodud (Tabel 5.8), mille põhjal saame arvutada elektrienergia kokkuhoiu:

$$(462 \cdot 8 \cdot 365 \cdot 0,14) - (1106680 \cdot 0,14) = 33930,4 \text{ €.}$$

Eelnevast arvutusest selgub, et elektrienergia rahaline sääst on 33930,04 €, mis on küllaltki arvestatav kokkuhoid. Võrdlus on tehtud hetkel turul oleva ökonoomseima seadme avalikustatud andmetega. Kui lisada juurde energiatagastussüsteem, millest oli juttu peatükis (Termodünaamika), väheneks energiatarbimine veel, kuid see nõuab lähemat uurimist ning katsetamist.

6 MATERJALI KULU JA TÖÖAEG

Töötasu arvestuses on kasutatud aastal 2021 kehtivaid keskmisi valdkonna töötasusid. Materjali maksumuse arvestamisel on kasutatud aastal 2021 kehtivaid hindu, mille arvutamisel on konsulteeritud mitme valdkonna ettevõttega.

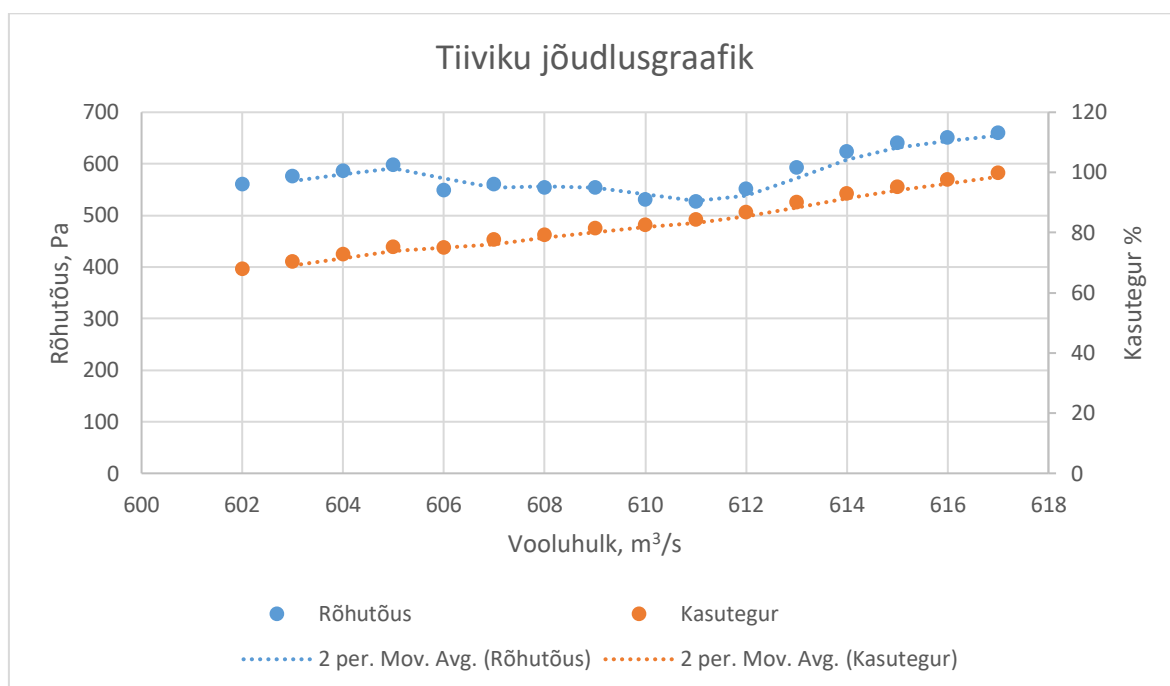
Tabel 6.1 Kuluarvestus

Projekteerimine	Aeg, h	Summa, EUR	Materjalikulu, EUR
Tiivikutoru_1	5	100	
Tiivikutoru_2	5	100	
Tiivikutoru_3	5	100	
Staator	10	200	
Staatori_koost	15	300	
Tiivikulaba	24	480	
Tiivikurumm	27	540	
Tiivikukoost	14	280	
Veovõll	32	640	
Laagripesa	25	500	
Laagri/mootori kinnitus	17	340	
Kokku:	179	3580	
Koostamine/tootmine	Aeg, h	Summa, EUR	Materjalikulu, EUR
Tiivikutoru_1	12	480	3744
Tiivikutoru_2	12	480	3744
Tiivikutoru_3	12	480	3744
Staator	17	680	X
Staatori_koost	24	960	2749
Tiivikulaba X20	280	11200	6780
Tiivikurumm	49	1960	1456
Tiivikukoost	2	80	X
Veovõll	16	640	1233
Laagripesa	23	920	1754
Laagri/mootori kinnitus	42	1680	2250
Kokku:	489	19560	27454
Keevitamine	Aeg, h	Summa, EUR	
Tiivikutoru_1	12	360	
Tiivikutoru_2	12	360	
Tiivikutoru_3	12	360	
Staatori_koost	12	360	
Laagri/mootori kinnitus	12	360	
Kokku:	60	1800	
ABB mootor		17680	
Eksperimentaalosa	100	10000	
Kokku:	828	52620	80074

Tabelist (Tabel 6.1) järeldub, et eeldatav kulu, mis tekib antud seadme projekteerimisel ning valmistamisel, on vastavalt 80 074,00 €. Kuna metallihind on pidevas muutumises ning pole eeldust projekti realiseerumisajale, on tegemist puht arvutusliku summaga. Lõplik summa selgub terve tuuletunneli valmisprojekteerimisel ning hindamisel. Projekti võimalikul edasilikumisel on vajalik leida era- või riiklik rahastus sõltuvalt projekti hilisemast kasutusotstarbest.

7 TARK ARENDUS

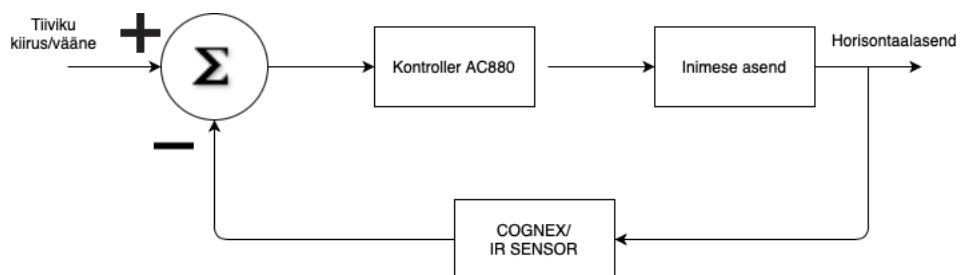
Lisaks masina enda anduritele ja turvaprogrammidele on mistahes atraktsiooni või seadeldise käitamiseks vajalik ka inimressurss. Praegu teadaolevate samalaadsete atraktsioonide puhul, mis asuvad näiteks kaubanduskeskustes või ka spetsiaalsetes selleks kohandatud hoonetes, on vajalik vähemalt kolmeliikmeline julgestusmeeskond. Meeskond koosneks sissepääsus asuvast administraatorist ja kahest instruktorist, kellest üks instrueerib ootel inimesi ning teine julgestab kas tunnelis või tunneli sissepääsu juures. Kiiruse reguleerimine käib läbi käesignaali, mis edastatakse läbi juhtpulti mootori juhtimisagregaati. Selline süsteem on aeglane ning valmistab tunnelis viibijatele ebamugavusi. Mõistlik lahendus oleks luua vastav käekellasarnane juhtpult, mis paigaldatakse osaleja randmele. Sellel asuks pöörlev ketas, mille reguleerimisel oleks võimalik muuta tuuletunnelis õhuvoolu kiirust. See aga ei tähenda kindlasti seda, et õhuvoolu saaks hetkega vaigistada ning tunnelis hõljuvad inimesed prantsataksid maha. Graafikul (Joonis 7.1) on näha, et juba väga väikeste inkrementidega muutub joa rõhk ning toimub kiiruse kasv ja suureneb kasutegur.



Joonis 7.1 Tiiviku jõudlusgraafik

Kiiruse muutmisel tuleks kasutada negatiivse tagasisidega loogikaskeemi (Joonis 7.2). Cognex kaamera ja IR-sensor tuvastavad inimese keha asendi ning vajadusel muudetakse voolukiirust vastavalt. Kui inimene soovib ise režiime muuta, siis kasutatakse randmepulti, mille pöörlev ketas annab omakorda signaali AC880-

kontrollerile. Testala vahetusse lähedusse on paigutatud pitot¹-toru õhuvoolu kiiruse mõõtmiseks, lisaks sisendava staatilise rõhu mõõtmiseks.



Joonis 7.2 Juhtimisskeem



Joonis 7.3 Juhtpult

¹ Pitot-toru – on seadeldis õhuvoolu kiiruse mõõtmiseks. Toru mõõdab kogurõhku, millest staatilise rõhu lahutades on võimalik määrata dünaamiline rõhk ning läbi selle arvutada õhuvoolukiirus.

KOKKUVÕTE

Töö valmimise algusfaasis toodi välja tuuletunnelite põigus ajalugu ning nende otstarve. Selgitati nende olulisust asjaarmastajate ning professionaalide kasutuses. Sellest tekkis ka vajadus hakata uurima antud süsteeme põhjalikumalt ning selgus, et kasutuses on mitmeid samalaadseid tuuletunnelid maailma eripaigus. Tegemist ei ole küll laialt kasutuses olevate seadmetega, kuid need muutuvad tavatarbija jaoks järjest enam populaarsemaks. Kuna Eestis puudub selline atraktsioon, vormus töö autoril antud teemat arutades idee projekteerida tuuletunnel.

Alustades uurimist ja võrdlemist erinevate tunnelite osas selgus, et kättesaadav informatsioon on piiratud ning suurem osa tarvilikust *know-how*st on koondunud tootjate kätte. Seega tuli hakata ise erinevaid süsteeme uurima ja võrdlema. Tuuletunnelite kõige kulurikkam sõlm on ventilaatori osa, kus tekitatakse õhuvool, mis on vajalik tuuletunneli käitamiseks. Uurides erinevaid mudeleid selgus, et mitmed ettevõtted kasutavad n-ö olemasolevaid turbiine, mis ei ole üldjuhul optimeeritud andmaks suurimat potentsiaali energiatõhususe näol. Kuna jätkusuutlik energiatootmine ja -tarbimine on muutunud maailmas aina aktuaalsemaks, tuleks vaadata ja uurida, kuidas saavutada kõige ökonoomsem süsteem, mis oleks ka tarbija jaoks taskukohane ja seega atraktiivne.

Uurides ning konsulteerides inimestega, kes on ise kasutanud vertikaalseid tuuletunnelid, selgus ka üks oluline puudus, mis tekib antud seadeldisi käitades. Nimelt: õhuvoolu liikumisest tekkiv tiivikumüra. Antud lõputöös on esitletud ideed, kuidas sellises keskkonnas vähendada müra. Selleks pakuti välja aktiivne mürasummutus. Sellise tehnoloogia rakendamist ei suutnud töö autor ühestki maailmas kasutatavast vertikaaltuuletunnelist leida. Antud idee juurutamine tulevases valmisseedeldises muutuks innovaatiliseks uuenduseks. Lisaks on ebasobiv nähtus pidev temperatuuritõus õhuhõõrdumise näol. Hetkel kasutavad mitmed tootjad jahutamiseks konvensiaalselt lahendust avatud sisselaske näol. Toimub n-ö õhuvahetus, kus imetakse seadeldisest ümbritsev õhk sisse, mis on jällegi sisekeskkonna stabiilsuse muutja ning vähendab hüdraulilist kasutegurit. Lahendusena on pakutud kergelemendist loodud radiaatorit, mis toimib kui soojusvaheti ning mille energiavahetusest oleks võimalik lisaelektrit toota.

Lõputöö järgnevatel osades keskenduti olemasoleva süsteemi väljatöötamisele. Toodi erinevaid näiteid tiivikute konstruktsioonide ning nende efektiivsuse kohta. Lennukite turboventilaatorid on energiatõhususe seisukohalt viimse piirini optimeeritud. Muutus stiimuliks kasutada laia kõõluga tiivikut antud süsteemis. Nimelt toodi välja, et laia kõõlu

ning optimeeritud väändega tiivikud annavad suure kasuteguri õhuvoolu liigutamises, mis väljendatakse antud tuuletunnelis kui hüdraulilise kasutegurina. Lisaks selgitati, kuidas mõjutab tiiviku eenduv esitipp õhuvoolu akustikat, mis suuresti alandab tekkivaid turbuletsitsoone antud osas, vähendades seeläbi müra. Järgnevalt arutleti tiivikute paigaldamist selle rummule, kuna laia kõõlu ja tiheda ringasetusega tiivikute eksploatatsiooniks on ainult üks võimalik lahendus – kalasaba ühendus. Seejärel otsustatigi selle kasuks.

Suurim ning aeganõudvam osa oli voolusimulatsioonide ning kontseptuaalse disaini paralleelne loomine. Eelnevalt arvatud eelkriteeriumid, vajalik ja piisav vooluhulk ning kiirus antud süsteemis, rõhukaod takistuste naol andsid sisendi simulatsioonide teostamiseks. Teadusartiklite uurimisel selgus, et laia kõõluga labad võiks antud süsteemis toimida, misjärel teostati voolusimulatsioon. Tegemist on suure konstruktsiooniga, mis seadis palju piiranguid CFD-arvutustele. Kodukasutuses ei ole võimalik ega ka praktiline omada ülivõimsat arvutit, seega tuli kasutada erinevaid olemasolevaid seaduseid konstruktsiooni vähendamiseks. Töö autor kasutas tarvilikke loogikaelemente geomeetria peegeldamiseks ning sektoriteks jagamiseks. Voolusimulatsioonile anti kõik ISA¹-tingimused arvestades lisaks turbulentsi mudelitega. Simulatsiooni tulemused olid üllatavad, eelseatud hüpotees pidas paika ning saavutati piisav rõhutõus antud süsteemile seatud kitsendustes. Järgnevat analüüsi uurides oli selgelt näha, kuidas on vaja voolu suunda muuta allavoolusuunal kohe pärast tiivikut. Selle tarbeks kasutati staatoreid.

Olles veendunud simulatsioonide paikapidavuses otsustati välja töötada lõplik konstruktsiooniline seade. Kõikide tähtsamate detailide ja koostudega teostati lisaks LEM-tugevusanalüüs ning tugevusarvutused ja veenduti nende ohutuses ja töökindluses. Suurem osa detailidest on valmistatud eritellimusel ning on loodud vastavasisulised tehnilised joonised. Kuna kavas on ka sõlme valmisprojekteerimine, siis on ka koostatud vastavasisuline eelhindamine kuluartiklitele. Tegemist on esimese osaga majandusarvutusest ning nõuab järgnevat põhjalikku analüüsi. Lõputöö viimases peatükis on kajastatud potentsiaalne tuuletunneli juhtimisseade, mida saaks klient ise kasutada oma randmel, mis on lisaks eelnimetatule uudne idee ning nõuab samuti edasiarendamist.

Magistritöö autor kirjutas antud lõputööd suure pühendumuse ning huviga antud valdkonna vastu. Tegemist on realiseeritava projektiga, mis on valmis teostamiseks. Esimeses etapis tuleks kaasata huvitatud partner ja investor või taotleda raha

¹ ISA- International standard atmosphere

erinevatest toetusmeetmetest. Realiseerumise järgmistes etappides on vajalik luua meeskond ja projekteerida puuduvad tuuletunneli osad.

SUMMARY

In the initial phase of the work, the brief history of wind tunnels and their purpose were outlined. Their importance in the use by both enthusiasts and professionals was explained. This also necessitated a more in-depth study of these systems, and revealed that a number of similar wind tunnels are in use around the world. These are not large-scale devices in use, but are becoming increasingly popular with the average consumer. As there is no such attraction in Estonia, the author of the work and his acquaintance sat down and discussed this topic and the idea arose to design the aforementioned wind tunnel for Estonia as well.

Initiating the investigation and comparison of the different tunnels, it became clear that the information available was limited and that most of the necessary know-how was concentrated in the hands of the respective manufacturers. So the author had to start researching and comparing different systems by himself. The most costly unit of wind tunnels is the part of the fan where the air flow required to operate the wind tunnel is generated. Examining different models, it became clear that many companies use the so-called available on purchase turbines that are generally not optimized to deliver maximum potential in terms of energy efficiency. As electricity consumption becomes more and more relevant in the world, it should be looked at and explored how to make a more economical system that would become more attractive and affordable for the consumer.

Researching and consulting with people who have used vertical wind tunnels themselves revealed one important drawback that arises when operating these devices, namely the noise generated by the movement of the impeller through air. This thesis presents the idea of how to reduce noise in such an environment and proposed active noise attenuation. The author of the work could not find such an application of the technology in any of the vertical wind tunnels used in the world. Introducing this idea into a ready-made device in the future would turn it into an innovative assembly. In addition, the unsuitable phenomenon is the constant rise in temperature in the form of air friction, and many manufacturers currently use a conventional solution for cooling, in the form of an open inlet. There is a so-called air exchange where the air surrounding the device is sucked in, which changes stability inside wind tunnel and reduces the hydraulic efficiency. As a solution, a radiator made of a honeycomb element has been proposed, which acts as a heat exchanger and from the energy exchange of which it would be possible to produce additional electricity.

The following sections of the dissertation focused on the development of the existing system. Various examples were given in the form of impeller designs and their efficiency. Aircraft turbofans have been optimized to the limit in terms of energy efficiency and have become an incentive to use a wide chord blades in this system. Namely, it was pointed out that the impellers with a wide chord and optimized pitch provide a high efficiency in the movement of the air flow, which is expressed in a given wind tunnel as a hydraulic efficiency. In addition, it was explained how the protruding front tip of the impeller affects the airflow acoustics, which greatly lowers the resulting turbulence zones in this part, thereby reducing noise. Next, the installation of the impellers on its hub was discussed. Due to there being only one possible solution for the operation of wide chord and dense arrangement blades, a decision in favor of it was made. This structural feature in the wind tunnel makes it unique and easy to maintain.

The biggest and most time-consuming part was creating flow simulations and conceptual design. The pre-calculated criterias and variables, the required and sufficient flow rate and speed in the given system, the pressure losses due to obstacles provided input for performing the simulations. It was made clear and researched that scientific articles about the wide chord blades could work in this system, then a flow simulation was performed. It is a large design that placed many limitations on CFD calculations. It is not possible to own or have a practical supercomputer in home use, so various existing laws had to be used to reduce the design. The author used the necessary logic elements to reflect the geometry and divide it into sectors. In addition to turbulence models, the flow simulation was given all ISA conditions. The results of the simulation were surprising, the preset hypothesis was valid and a sufficient increase in pressure was achieved for the constraints imposed on this system. Examining the following analysis, it was clear how it is necessary to change the flow direction immediately after the impeller in the downstream direction in which the stators are used.

Convinced of the reality and validity of the simulations, it was decided to develop the final design device. In addition, all the most important parts and assemblies were subjected to strength analysis in the form of FEM and strength calculations, and their safety and reliability were verified. Most of the details have been made to special order and the corresponding technical drawings have been created. As the plan is to complete the design of this unit, a corresponding preliminary assessment has also been prepared for the cost items. This is the first part of the economic calculation and requires a thorough analysis. The last chapter of the dissertation presents a potential wind tunnel control device that could be used by the client on his wrist, which is an innovative idea in addition to the previous ones and requires further work.

The author of the master's thesis wrote this thesis with great dedication and interest in this field. This is a tangible project that is also ready to be implemented. The first step is to find investors and apply funds from various projects. In addition, a team must be created and missing parts of the wind tunnel must be designed.

KASUTATUD KIRJANDUSE LOETELU

- [1] [Online]. Available: <https://en.wikipedia.org/wiki/Parachuting>. [Accessed 13 01 2021].
- [2] [Online]. Available: <https://www.intechopen.com/books/wind-tunnel-designs-and-their-diverse-engineering-applications/design-methodology-for-a-quick-and-low-cost-wind-tunnel>. [Accessed 12 02 2021].
- [3] [Online]. Available: <https://www.flyin2024.com/wp-content/uploads/2018/11/277-Press-release-2019.pdf>. [Accessed 16 02 2021].
- [4] [Online]. Available: <https://www.tecquipment.com/subsonic-wind-tunnel-450mm>. [Accessed 2021 03 08].
- [5] [Online]. Available: <https://aerodium.technology/vertical-wind-tunnels/>. [Accessed 13 02 2021].
- [6] [Online]. Available: <https://aerodium.technology/vertical-wind-tunnels/r2/>. [Accessed 08 03 2021].
- [7] [Online]. Available: http://www.ene.ttu.ee/leonardo/elektro_alused/6Vahelduvvool.pdf. [Accessed 01 02 2021].
- [8] [Online]. Available: <https://elektrihind.ee/paketid>. [Accessed 08 03 2021].
- [9] F. Cevik, "Design of an axial flow for a vertical wind tunnel for paratroopers," Middle East Technical University, 2010.
- [10] [Online]. Available: <https://blog.softinway.com/an-overview-of-axial-fans/>. [Accessed 07 03 2021].
- [11] [Online]. Available: https://actiflow.be/wp-content/uploads/sites/6/2018/08/Compare_01.jpg. [Accessed 02 02 2021].
- [12] L. Janek, Rakenduslik hüdroomehanika, Tallinn: TTÜ Kirjastus, 2019.
- [13] D. Halliday, R. Resnick and J. Walker, 2008, Cleveland: John Wiley & Sons, Inc., 2008.
- [14] [Online]. Available: https://et.wikipedia.org/wiki/Reynoldsi_arv. [Accessed 06 04 2021].
- [15] [Online]. Available: https://www.engineersedge.com/physics/viscosity_of_air_dynamic_and_kinematic_14483.htm. [Accessed 06 04 2021].

- [16] J. Barlow, W. Rae and A. Pope, *Low Speed Wind Tunnel Testing*, New York: John Willey & Sons, INC, 1996.
- [17] [Online]. Available: https://www.pngkey.com/detail/u2e6y3e6u2a9y3o0_surface-roughness-and-waviness-of-ozone-treated-gray/. [Accessed 05 05 2021].
- [18] 08 03 2021. [Vörgumaterjal]. Available: <https://www.hindawi.com/journals/ijae/2019/3750451/>.
- [19] [Online]. Available: https://www.mne.psu.edu/lamancusa/me458/11_fan.pdf.
- [20] [Online]. Available: <https://www.edn.com/active-noise-cancellation-trends-concepts-and-technical-challenges/>. [Accessed 12 02 2021].
- [21] Z. Diamantis and D. Tsahalis, "Optimization of an Active Noise Control System Inside and Aircraft, Based on the Simultaneous Optimal Positioning of Microphones and Speakers, with the Use of a Genetic Algorithm," in *Computational Optimization and Applications*, Berliin, Kluwer Academic Publishers, 2002.
- [22] [Online]. Available: https://www.energy.gov/sites/prod/files/2015/06/f23/10-LT_Stirling%20Engine_Cool%20Energy.pdf. [Accessed 02 03 2021].
- [23] [Online]. Available: <https://tunneltech.eu/hi-tech/#base-jumping>. [Accessed 06 04 2021].
- [24] [Online]. Available: <http://www.encontech.nl/papers/Heat-to-electricity%20converter.pdf>. [Accessed 05 04 2021].
- [25] [Online]. Available: <https://etd.lib.metu.edu.tr/upload/12612790/index.pdf>. [Accessed 26 03 2021].
- [26] S. Kesharwani, C. S. Mistry, S. Roy, K. P. Sinhamahapatra and A. Roy, "Rechearchgate," 7-8 12 2017. [Online]. Available: https://www.researchgate.net/publication/321720892_Design_Aspects_for_Large_Diameter_Low_Speed_Axial_Flow_Fan_for_Wind_Tunnel_Application/link/5a2e1ef60f7e9b63e53d4434/download. [Accessed 03 03 2021].
- [27] [Online]. Available: https://en.wikipedia.org/wiki/Axial_fan_design. [Accessed 01 02 2021].
- [28] [Online]. Available: <https://nvlpubs.nist.gov/nistpubs/Legacy/IR/nbsir85-3168.pdf>. [Accessed 26 03 2021].
- [29] [Online]. Available: <https://www.intechopen.com/books/wind-tunnel-designs-and-their-diverse-engineering-applications/design-methodology-for-a-quick-and-low-cost-wind-tunnel>. [Accessed 24 03 21].
- [30] [Online]. Available: <http://medcraveonline.com/AAOAJ/AAOAJ-01-00004.php>. [Accessed 25 03 2021].

- [31] S. Castegnaro, "ResearchGate," [Online]. Available: https://www.researchgate.net/publication/325905169_Aerodynamic_Design_of_Low-Speed_Axial-Flow_Fans_A_Historical_Overview. [Accessed 22 04 2021].
- [32] J. Yuan, "On an improved adaptive reduced-order model for the computation of steady-state vibrations in large-scale non-conservative systems with friction joints," Imperial College London, London, 2020.
- [33] P. Kulu, J. Kübarsepp, A. Laansoo and R. Veinthal, *Materjalitehnika I Tehnomaterjalid*, Tallinn: TTÜ Kirjastus, 2015.
- [34] P. Kulu, E. Hendre, M. Veermäe and T. Eikholm, *Mehaanikainseneri Käsiraamat*, Tallinn: TTÜ Kirjastus, 2012.
- [35] [Online]. Available: <http://his.diva-portal.org/smash/get/diva2:747962/FULLTEXT01.pdf>. [Accessed 18 04 2021].
- [36] H. Arumäe, I. Kleis, H. Lepikson, U. Raukas and L. Üksti, *Rakendusmehaanika*, Tallinn: Valgus, 1984.
- [37] [Online]. Available: <https://www.skf.com/group/products/rolling-bearings/roller-bearings/spherical-roller-bearings/productid-24138%20CC%2FW33>. [Accessed 10 05 2021].
- [38] [Online]. Available: <https://www.skf.com/group/products/rolling-bearings/roller-bearings/spherical-roller-bearings/productid-23148%20CC%2FW33?system=metric>. [Accessed 10 05 2021].
- [39] [Online]. Available: https://library.e.abb.com/public/5c6f165165214e9197fde91d98108d0b/IE5%20SynRM%20motors_9AKK107743%20EN%2012-2019.pdf?x-sign=dAciQcgNi4rl+PXUjb5L2d2fHyVFrq2Qo+dNagaRPsniVT81zia8Le6bGh2f2T3y. [Accessed 18 04 2021].
- [40] [Online]. Available: https://library.e.abb.com/public/5c6f165165214e9197fde91d98108d0b/IE5%20SynRM%20motors_9AKK107743%20EN%2012-2019.pdf?x-sign=dAciQcgNi4rl+PXUjb5L2d2fHyVFrq2Qo+dNagaRPsniVT81zia8Le6bGh2f2T3y. [Accessed 18 04 2021].
- [41] L. S. Sterling, *The Art of Agent-Oriented Modeling*, London: The MIT Press, 2009.
- [42] [Online]. Available: <https://becominghuman.ai/genetic-algorithm-for-reinforcement-learning-a38a5612c4dc>. [Accessed 02 01 2021].
- [43] [Online].
- [44] [Online]. Available: <https://et.wikipedia.org/wiki/Fretingkorrosioon>. [Accessed 19 04 2021].

[45] [Online]. Available: <https://www.skf.com/group/products/rolling-bearings/roller-bearings/spherical-roller-bearings/productid-23948%20CC%2FW33>. [Accessed 30 04 2021].

LISAD

Lisa 1 Staatori koordinaadid

X	Y
240,0869	0,28968
239,7317	0,45024
238,6675	0,9288
236,8992	1,716
234,4349	2,79672
231,2861	4,15008
227,4674	5,75016
222,9977	7,56696
217,8989	9,56616
212,1965	11,71152
205,92	13,96368
199,103	16,28232
191,7821	18,6264
183,9977	20,95536
175,794	23,22864
167,2186	25,4076
158,3218	27,45504
149,1571	29,33688
139,7815	31,02144
130,2535	32,4804
120,6346	33,68976
110,9875	34,63008
101,3772	35,28624
91,722	35,62608
82,0428	35,47008
72,606	34,79808
63,4896	33,642
54,76872	32,04408
46,51368	30,05784
38,78904	27,74472
31,65264	25,17216
25,15416	22,41192
19,33632	19,53744
14,23368	16,62072
9,8736	13,7316
6,27624	10,9344
3,4548	8,28672
1,41696	5,83656
0,16464	3,6228
-0,30528	1,67208
0	0
1,04496	-1,33992
2,79024	-2,30328
5,21424	-2,904
8,29176	-3,16248

X	Y
11,9928	-3,10464
16,28472	-2,76216
21,13248	-2,17152
26,4996	-1,37328
32,3484	-0,41064
38,64192	0,6696
45,3432	1,81992
52,41768	2,9916
59,83152	4,13544
67,55256	5,20368
75,55008	6,14904
83,79312	6,92784
92,2512	7,49856
101,0784	7,85688
110,1823	8,12688
119,3654	8,31024
128,5766	8,39352
137,7629	8,36736
146,8697	8,22672
155,8423	7,97184
164,6256	7,6068
173,1636	7,14024
181,4021	6,58464
189,2866	5,95536
196,7645	5,27088
203,7854	4,55112
210,301	3,8172
216,2652	3,09024
221,6359	2,3916
226,374	1,74096
230,4451	1,1568
233,8186	0,6552
236,4696	0,25032
238,3778	-0,0468
239,5286	-0,22848
239,9131	-0,28968

GRAAFILINE OSA

1. Tervikkoost_mootorisõlm_A1 – TTU.01.00.00;
2. Tiiviku_toru_A2 – TTU.01.00.01;
3. Mootori_kinnitussõlm_A2 – TTU.01.02.01;
4. Staatorid_koost_A2 – TTU.01.01.01;
5. Laagri_pesa_A2 – TTU.01.02.02;
6. Võll_2 – TTU.01.02.04