

Jaakko Yläjärvi

KESKIPAKOKOMPRESSORIN SUORITUS- KYVYN NUMEERINEN ANALYSOINTI

Tekniikan ja luonnontieteiden tiedekunta
Diplomityö
Maaliskuu 2019

TIIVISTELMÄ

JAAKKO YLÄJÄRVI: Keskipakokompressorin suorituskyvyn numeerinen analysointi

Tampereen yliopisto

Diplomityö, 52 sivua

Maaliskuu 2019

Konetekniikan diplomi-insinöörin tutkinto-ohjelma

Pääaine: Sovellettu mekaniikka ja lämpötekniikka

Tarkastajat: professori Reijo Kouhia, DI Antti Mikkonen

Avainsanat: keskipakokompressor, numeerinen virtausdynamiikka, juoksupyörä, taseyhtälöt, turbulenssin mallintaminen, kompressorikartta.

Keskipakokompressor on jatkuvatoiminen kompressor, jonka tehtävä on nostaa kaasun painetta. Keskipakokompressoreissa paineen nousu perustuu pääosin pyörivän juoksupyörän siipien kaasulle antamaan staattisen paineen ja kineettisen energian nousuun. Tässä diplomityössä tutkittiin paperiteollisuuden alipainesovelluksiin kehitettyjä keskipakokompressoreja. Numeerinen virtausdynamiikka tarkoittaa sellaisten systeemien analysointia, joissa esiintyy nesteiden ja kaasujen liikettä eli virtaamista, lämmönsiirtoa yms.

Tässä diplomityössä analysoitiin keskipakokompressorin suorituskykyä numeerisella virtausdynamiikalla. Laskentaan käytettiin kaupallista ANSYS CFX 19.0-ohjelmistoa. Työn tutkimusongelmana oli laatia laskentamalli keskipakokompressorille. Tässä työssä tutkittiin myös, missä laajuudessa ja millä menetelmillä keskipakokompressoreja voidaan analysoida numeerisella virtausdynamiikalla. Työtä varten valmistettiin erillinen juoksupyörä. Tässä työssä keskipakokompressorista mallinnettiin vain osa periodisen juoksupyörän periodisen symmetrisyyden vuoksi. Laskenta-alue verkotettiin rakenteellisella heksaedriverkolla. Numeerisella virtausdynamiikalla saatuja tuloksia verrattiin mittauksilla saatuihin tuloksiin.

Diplomityötä varten valmistettu juoksupyörä osoittautui melko huonoksi ja heikkotehoiseksi. Tämä johtuu siitä, että kaasuvirtaus juoksupyörän sisällä ei mennyt optimaalisesti. Numeerisella virtausdynamiikalla saatiin arvioitua melko hyvin keskipakokompressorin yleistä suorituskykyä. Silti simulaatioita voidaan kehittää tulevaisuudessa monella tavalla. Esimerkiksi työssä käytettävissä oleva laskentatehon määrä rajoitti mallinnetun geometrian laajuutta ja simulaatioissa käytetyn laskentaverkon tiheyttä. Työssä käytettyyn turbulenssimalliin löytyy myös lukuisia korjauksia ja niiden toimivuutta keskipakokompressorin analysoinnissa kannattaa kokeilla.

ABSTRACT

JAAKKO YLÄJÄRVI: Numerical analysis of centrifugal compressor performance

Tampere University

Master of Science Thesis, 52 pages

March 2019

Master's Degree Programme in Mechanical Engineering

Major: Applied Mechanics and Thermal Sciences

Examiners: Professor Reijo Kouhia, M.Sc. Antti Mikkonen

Keywords: Centrifugal compressor, Computational fluid dynamics, impeller, balance equations, modeling turbulence, compressor map

Centrifugal compressor is a continuous flow compressor which function is to increase pressure of gas. Pressure rise is achieved mainly by adding static pressure and kinetic energy through rotating impeller. In this thesis, a centrifugal compressor developed for paper mill vacuum applications is examined. Computational fluid dynamics is the analysis of systems which involve fluid flow, heat transfer etc.

In this thesis, performance of centrifugal compressor was analyzed using computational fluid dynamics. Commercial software ANSYS CFX 19.0 was used in simulations. Research problem of this thesis was to create a simulation model for centrifugal compressor. In this thesis, it was also investigated to what extent and by which methods centrifugal compressor can be analyzed using computational fluid dynamics. A separate impeller was manufactured for this thesis. Because of the periodic symmetry of the impeller, only a portion of compressor was modeled. The modeled compressor was meshed with structured hexahedral grid. Results obtained with computational fluid dynamics were compared to measured results.

The impeller manufactured for this thesis turned out to be quite poor in terms of performance. This is because gas flow inside the impeller did not pass optimally. Using the computational fluid dynamics, the overall compressor performance was estimated quite well. Still, there are many ways to further develop the simulations in the future. For example, the available computing power limited the scope of modeled geometry and grid density used in simulations. Also, there are lot of corrections to turbulence model used in this thesis and it is worth trying out their functionality in simulating centrifugal compressor.

ALKUSANAT

Tämä diplomityö tehtiin yhteistyössä yrityksen Runtech by Gardner Denver kanssa. Haluan kiittää Runtechia tästä diplomityömahdollisuudesta. Kiitokset Ville Lahdensuolle työn aiheen ideoimisesta ja työn ohjauksesta. Haluan kiittää myös muuta Runtechin henkilökuntaa neuvoista ja kannustuksesta työn aikana.

Yliopiston puolelta haluan kiittää tarkastajiani professori Reijo Kouhiaa ja DI Antti Mikosta rakentavasta palautteesta ja kaikesta ohjauksesta, jota sain työn aikana.

Lopuksi haluaisin kiittää perhettäni ja ystäviäni tuesta ja kannustuksesta opintojeni aikana.

Tampereella, 26.03.2019

Jaakko Yläjärvi

SISÄLLYSLUETTELO

1.	JOHDANTO	1
1.1	Työn taustat ja tutkimusongelma.....	1
1.2	Työn rakenne ja rajaukset	2
2.	KESKIPAKOKOMPRESSORI.....	3
2.1	Toimintaperiaate.....	3
2.2	Pääosat	5
2.2.1	Imukanava	5
2.2.2	Juoksupyörä.....	6
2.2.3	Diffuusori	8
2.2.4	Spiraali	10
2.3	Kompressorikartta	11
2.4	Runtechin valmistamat keskipakokompressorit.....	14
3.	MATEMAATTISET MALLIT JA LASKENNAN MENETELMÄT	16
3.1	CFD:n soveltaminen keskipakokompressoriin.....	16
3.1.1	Laskenta-alueen laajuus	16
3.1.2	Virtauksen aikariippuvuuden käsittely.....	17
3.1.3	Turbulenssin mallintaminen	18
3.2	Rajapintamallit	19
3.3	Matemaattiset mallit	20
3.3.1	Taseyhtälöt	20
3.3.2	Termodynaamiset yhtälöt.....	21
3.3.3	Reynolds-keskiarvotetut Navier-Stokesin yhtälöt	23
3.3.4	$k-\omega$ SST turbulenssimalli	24
3.4	Ratkaisun kulku ja hallitsevien yhtälöiden diskretointi.....	27
4.	LASKENTAMALLIN LAADINTA	29
4.1	Laskenta-alueen laadinta.....	29
4.2	Laskentaverkon laadinta	30
4.3	Laskennan reunaehdot	32
4.4	Verkkoriippumattomuustutkimus.....	34
4.5	Ratkaisun suppeneminen.....	36
5.	TULOKSET JA LASKENTAMALLIN VALIDOINTI.....	39
5.1	Lasketut ja mitatut kompressorikartat.....	39
5.2	Virtauskentän visualisointi.....	43
6.	YHTEENVETO JA JOHTOPÄÄTÖKSET	48
6.1	Yhteenveto	48
6.2	Johtopäätökset	48
	LÄHTEET.....	50

LYHENTEET JA MERKINNÄT

Lyhenteet

CAD	Computer Assisted Design
CFD	Computational Fluid Dynamics
DNS	Direct Numerical Simulation
GGI	General Grid Interface
LES	Large Eddy Simulation
RANS	Reynolds-Averaged Navier-Stokes
RMS	Root Mean Square
RSM	Reynolds Stress Model
SS	Steady State
SST	Shear Stress Transport

Matemaattiset symbolit

Kreikkalaiset aakkoset

γ	Isentrooppivakio
δ_{ij}	Kroneckerin delta
ε	Turbulenssin kineettisen energian dissipaatio
η_s	Isentrooppinen hyötysuhde
λ	Lämmönjohtavuus
μ	Dynaaminen viskositeetti
μ_t	Pyörreviskositeetti
ν	Kinemaattinen viskositeetti
π	Painesuhde
ρ	Tiheys
τ_{ij}	Viskoosi jännitystensori
τ_w	Leikkausjännitys seinällä
Ω	Kulmanopeus
ω	Turbulenssin ominaisdissipation määrä

Roomalaiset aakkoset

a	Paikallinen äänen nopeus
b	Leveysmitta
c_p	Ominaislämpökapasiteetti vakioaineessa
C_{pr}	Paineennousukerroin
c_v	Ominaislämpökapasiteetti vakiotilavuudessa
e	Sisäenergia
e_t	Kokonaisenergia
F_1	SST-mallin ensimmäinen sekoitusfunktio

F_2	SST-mallin toinen sekoitusfunktio
h	Entalpia
I_{Tu}	Turbulenssin intensiteetti
k	Turbulenssin kineettinen energia
K_{pr}	Kokonaispaineennousukerroin
Ma	Machin luku
N	Pyörimisnopeus
N_s	Ominaispyörimisnopeus
p	Paine
P_k	Turbulenssin kineettisen energian tuotto
P_{kb}	SST-mallin lähdetermi
$P_{\omega b}$	SST-mallin lähdetermi
q	Lämpövuoto
q_m	Massavirta
q_v	Tilavuusvirta
r	Säde
Re	Reynoldsin luku
R_{spec}	Ominaiskaasuvakio
S	Invariantti venymänopeuden mitta
S_E	Energian taseyhtälön lähdetermi
S_{ij}	Venymänopeustensori
S_M	Liikemäärän taseyhtälön lähdetermi
T	Lämpötila
t	Aika
T_S	Sutherlandin lain vakio
u	Nopeus
u_*	Kitkanopeus
U	Kehänopeus
W	Työ
x_i	Kartesisen koordinaatiston koordinaatti
y	Etäisyys seinämään
y^+	Dimensioton seinämämitta
Δt	Aika-askel

Yläindeksit ja alaindeksit

A_t	Suureen A arvo kokonaistilassa
\bar{A}	Reynolds-keskiarvotuksen keskimääräinen komponentti
A'	Reynolds-keskiarvotuksen heilahteleva komponentti
\tilde{A}	Favre-keskiarvotuksen keskimääräinen komponentti
A''	Favre-keskiarvotuksen heilahteleva komponentti
A_s	Isentrooppisesti laskettu suure A
A_{ref}	Suureen A arvo referenssitilassa

u_θ	Nopeuden u tangentiaalinen komponentti
A_{t-t}	Suure A laskettu kokonaistilasta kokonaistilaan
A_0	Suureen A arvo imukanavan sisääntulossa
A_1	Suureen A arvo juoksupyörän sisääntulossa
A_2	Suureen A arvo diffuusorin sisääntulossa
A_3	Suureen A arvo spiraalin sisääntulossa
A_4	Suureen A arvo spiraalin ulostulossa

1. JOHDANTO

1.1 Työn taustat ja tutkimusongelma

Keskipakokompressori on jatkuvatoiminen kompressori, jonka tehtävä on nostaa kaasun painetta. Keskipakokompressoreissa paineen nousu perustuu pääosin pyörivän juoksupyörän siipien kaasulle antamaan staattisen paineen ja kineettisen energian nousuun. Jotta saavutetaan hyvä hyötysuhde tämä kineettinen energia pitää muuttaa staattiseksi paineeksi. Tähän käytetään diffuusoria.

Keskipakokompressoreja käytetään niiden laajan toiminta-alueen ja monipuolisuuden vuoksi hyvin laajalti teollisuudessa eri sovelluksissa. Öljy- ja kaasuteollisuus, sekä prosessiteollisuus käyttävät keskipakokompressoreja monenlaisten kaasujen paineistamiseen ja kuljettamiseen. Niitä käytetään myös pienissä kaasuturbiineissa, polttomoottorien turboahtimissa, jäähdytysprosesseissa ja lämpöpumpuissa. Tämä diplomityö tehtiin yritykselle nimeltä Runtech by Gardner Denver, joka suunnittelee ja valmistaa keskipakokompressoreja paperiteollisuuden alipainesovelluksiin.

CFD (computational fluid dynamics) eli numeerinen virtausdynamikka, tarkoittaa sellaisten systeemien analysointia, joissa esiintyy nesteiden ja kaasujen liikettä eli virtaamista, lämmönsiirtoa, kemiallisia reaktioita, säteilyä yms. Systeemejä analysoidaan numeerisilla menetelmillä ja laskenta suoritetaan tietokoneilla. Tämän diplomityön tutkimusongelmana oli laatia CFD-laskentamalli keskipakokompressorille. Laskentaan käytettiin kaupallista ANSYS CFX 19.0-ohjelmistoa. Työn muina tavoitteina oli:

1. Perehtyä keskipakokompressorien toimintaperiaatteeseen ja pääosiin.
2. Perehtyä miten keskipakokompressorien suorituskyky määritellään ja miten näitä tuloksia yleensä esitetään.
3. Perehtyä CFD-ohjelmistojen toimintaan ja matemaattisiin malleihin ratkaisijan taustalla.
4. Tutkia millä laajuudella ja menetelmillä keskipakokompressoreja voidaan analysoida CFD-ohjelmistoilla.

Diplomityötä varten valmistettiin kompressoriin erillinen juoksupyörä. Kyseisessä juoksupyörässä oli 17 siipeä ja se oli tyypiltään katettu juoksupyörä. Kyseisen juoksupyörän tuli olla nopeasti ja helposti valmistettavissa. Pyörän suorituskyvylle ja hyötysuhteelle ei asetettu erityisiä vaatimuksia. Kyseiselle kompressorille tehtiin varsin kattavat koeajot, joten CFD-simulaatioiden tulokset validoitiin koeajoista saadulla mittausdatalla.

Motivaatio CFD-laskennan soveltamiseen keskipakokompressoreihin on ilmeinen. Nykyään CFD on tärkeä työkalu iteratiivisessa suunnitteluprosessissa keskipakokompressoreja kehitettäessä. CFD-simulaatioilla voidaan saada tarkkaa tietoa virtaustilanteesta kompressorin sisällä ja suunnitteluratkaisujen vaikutuksesta kompressorin suorituskykyyn. Tämä vähentää prototyyppien tarvetta ja nopeuttaa tuotekehitystä.

1.2 Työn rakenne ja rajaukset

Työ jakautuu karkeasti kolmeen osaan: teoriaosaan, laskentamallin laadintaan ja tulosten esittelyyn. Luvussa 2 käsitellään lyhyesti keskipakokompressoreja. Luvussa tarkastellaan keskipakokompressorien toimintaperiaatetta, keskeisimpiä suorituskyvyn mittareita, pääosia ja tärkeimpiä virtausilmiöitä. Luku 3 keskittyy laskennan menetelmiin ja matemaattisiin malleihin. Luvussa tarkastellaan aluksi, miten ja missä laajuudessa keskipakokompressoreja voidaan analysoida CFD:llä. Tämän jälkeen perehdytään matemaattisiin menetelmiin ja ratkaisun kulkuun CFX:n taustalla. Luku 4 käsittelee laskentamallin laadintaa. Luvussa tarkastellaan laskenta-alueen- ja verkon laatimista, verkon riippumattomuutta, laskennan reunaehtoja ja ratkaisun suppenemista. Luvussa 5 esitellään laskennan tulokset ja verrataan niitä kokeellisiin tuloksiin. Luvussa myös havainnollisetaan virtauskenttää kompressorin sisällä. Luku 6 on yhteenveto ja pohdintaa työstä. Luvun lopussa esitellään havaittuja parannuskohteita laskentamallin laadinnassa.

Laskentamallia laadittaessa keskityttiin vain yksivaiheisiin keskipakokompressoreihin. Yksi kompressorivaihe tarkoittaa yhtä juoksupyörää. Laskennan menetelmien käsitelyssä kuitenkin sivuttiin hieman monivaiheisten kompressorien laskentaa. Laskentamallin tuli olla sellainen, että sitä voisi helposti soveltaa muihin vastaavalla periaatteella toimiviin kompressorimalleihin. Tämä tavoite toteutui hyvin luonnollisena osana työtä. Työssä käsiteltiin tämän vuoksi hieman erilaisten kompressorikonstruktioiden tai sovel-luskohteiden laskentaa. Työssä sivuttiin muutamassa kohtaa keskipakokompressorien suunnittelua, kun se nähtiin tarpeelliseksi. Työssä ei käsitelty kompressorien lujuustar-kasteluja, valmistusteknisiä tarkasteluja tai roottoridynamiikan tarkasteluja.

2. KESKIPAKOKOMPRESSORI

Tämä luku toimii johdantona keskipakokompressoreihin. Tässä luvussa tarkastellaan keskipakokompressorien toimintaperiaatetta, pääosia, suorituskyvyn mittareita ja tärkeimpiä virtausilmiöitä keskipakokompressorien sisällä.

2.1 Toimintaperiaate

Keskipakokompressorit, kuten myös aksiaalikompressorit kuuluvat kineettisiin eli jatkuvatoimisiin kompressoreihin. Muita nimityksiä tälle kompressorityypille ovat mm. radiaalikompressor, radiaaliahdin ja turbokompressor. Englanniksi kompressorityypin nimi on centrifugal compressor. Keskipakopuhaltimet (engl. centrifugal blower) ovat keskipakokompressoria heikkotehoisempia, hitaammin pyöriviä ja pienemmän painesuhteen tuottavia. Englannin kielessä erotellaan vielä erikseen centrifugal fan, joilla tarkoitetaan vielä heikkotehoisempia laitteita.

Ylipainesovelluksissa, väliaineen ollessa ilma, saavutetaan yksivaiheisella keskipakokompressorilla painesuhde 2-5. Kompressorin painesuhde voidaan määrittellä usealla tavalla. Painesuhde voidaan määrittää sisääntulon kokonaispaineesta ulostulon kokonaispaineeseen. Tällöin oletetaan, että virtauksen dynaamista painetta voidaan vielä myöhemmin käyttää hyödyksi. Toinen tapa on määrittää painesuhde kokonaispaineesta staattiseen paineeseen, ja tällöin oletetaan, että kompressorin jälkeen dynaamista painetta ei saada hyödynnettyä. Tässä työssä kompressorin painesuhde määritellään kompressorin sisääntulon kokonaispaineesta ulostulon kokonaispaineeseen. Painesuhde lasketaan kaavalla

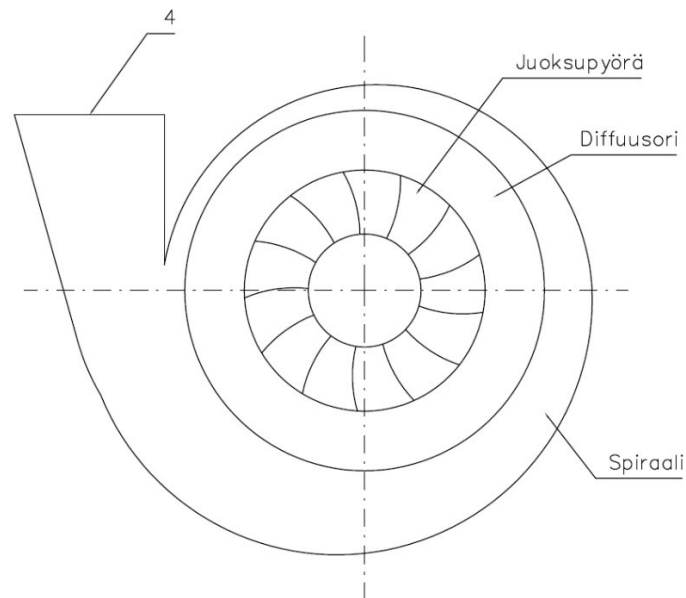
$$\pi_{t-t} = \frac{p_{t4}}{p_{t0}}, \quad (1)$$

jossa p_{t0} on kompressorin sisääntulon kokonaispaine ja p_{t4} ulostulon kokonaispaine. Painesuhde riippuu puristettavan kaasun moolimassasta [4]. Verrattuna aksiaalikompressoreihin, keskipakokompressorilla saavutetaan yhdellä vaiheella paljon suurempia painesuhteita. Yksivaiheisella aksiaalikompressorilla painesuhde on yleensä noin 1,2 [22, s.13].

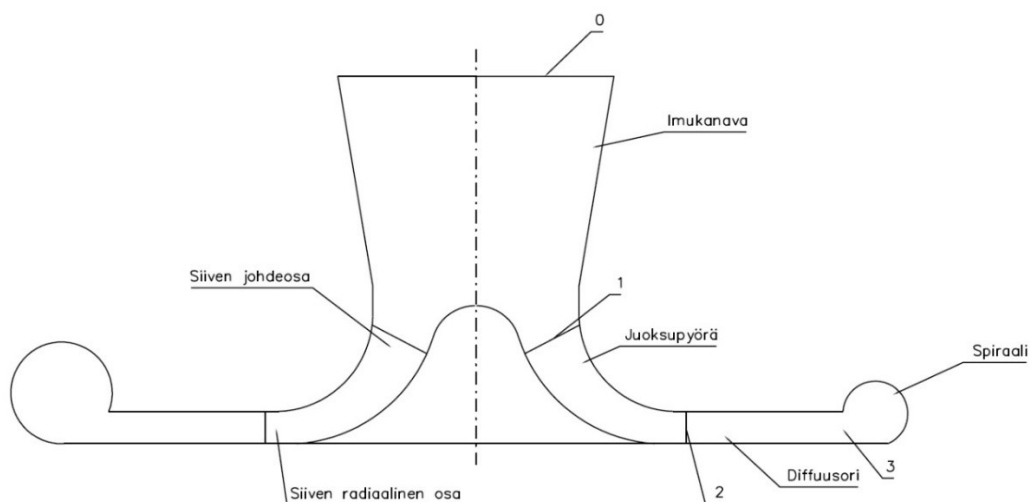
Keskipakokompressoreja voidaan käyttää myös alipaineen tekemiseen. Tämä tilanne ei merkittävästi eroa ylipainekäytöstä. Alipainetta tehtäessä kompressorin on kytkettävä putkistoon siten, että virtausvastukset ovat kompressorin imupuolella, kun ylipainesovelluksissa virtausvastukset ovat poistupuolella. Keskipakokompressorien monipuolisuuden vuoksi niitä käytetään hyvin laajalti eri sovelluksissa. Verrattuna samankokoiseen aksiaalikompressorin, keskipakokompressorin on yksinkertaisempi ja halvempi valmistaa ja

soveltuu siten pienempiin kokoluokkiin [12,14]. Öljy- ja kaasuteollisuus, sekä prosessiteollisuus käyttävät keskipakokompressoreja erilaisten kaasujen paineistamiseen ja kuljettamiseen. Niitä käytetään myös pienissä kaasuturbiineissa, polttomoottorien turboahtimissa, jäähdytysprosesseissa ja lämpöpumpuissa. Suurissa kokoluokissa ja sovelluksissa, aksiaalikompressorit voittavat keskipakokompressorit paremmalla hyötysuhteellaan ja suuremmalla tehollaan.

Keskipakokompressorien tärkeimmät osat virtausmekaniikan mielessä ovat juoksupyörä (impelleri), diffuusori, spiraali ja imukanava, johon voidaan sisällyttää johdesiipiä. Keskipakokompressorin pääosat, sekä työssä käytetyt tilapisteen on esitetty kuvissa (1) ja (2).



Kuva 1: Keskipakokompressorin pääosat ja työssä käytetyt tilapistet edestä.



Kuva 2: Keskipakokompressorin pääosat ja työssä käytetyt tilapistet, leikkauskuvanto.

Puristettava kaasu imetään imukanavan kautta juoksupyörään. Juoksupyörässä virtauksen suunta kääntyy aksiaalisesta radiaaliseksi. Juoksupyörästä lähtevä voimakkaasti pyörivä virtaus ohjataan diffuusoriin. Diffuusorista virtaus kerätään spiraalin avulla yhteen poistoaukkoon, josta se ohjataan putkiston kautta käyttökohteeseen. Kaasun staattinen paine nousee juoksupyörän johdeosassa suhteellisen nopeuden hidastumisen, radiaalisessa osassa keskipakois- ja coriolisvoiman ja diffuusorissa nopeuden hidastumisen vuoksi. [12,14]

Keskipakokompressoreille, kuten muillekin virtauskoneille, voidaan johtaa dimensioanalyysin avulla erityisiä dimensiottomia lukuja. Näiden avulla voidaan verrata ja suunnitella virtauskoneita. Yleisin virtauslaskennassa käytetty dimensioton luku on Reynoldsin luku Re . Se kuvaa virtauksen inertiaivoimien ja viskoosien voimien suhdetta. Reynoldsin lukua on hankala arvioida kompressorin sisällä, koska virtauksen nopeus ja tiheys muuttuvat. Cumpsty esitti Reynoldsin luvun määrittämiseen kaavan

$$Re = \frac{U_2 b_2}{\nu}, \quad (2)$$

jossa U_2 on juoksupyörän kehänopeus siiven jättöreunalla, b_2 on juoksupyörän ulostulon leveys ja ν kaasun kinemaattinen viskositeetti [5, s. 18]. Keskipakokompressoreille tärkeä dimensioton luku on ominaispyörimisnopeus N_s , joka määritellään kaavalla

$$N_s = \frac{\Omega \sqrt{q_{v1}}}{\Delta h_s^{3/4}}, \quad (3)$$

jossa Ω on juoksupyörän kulmanopeus, q_{v1} imutilavuusvirta ja Δh_s isentrooppinen entalpiannousu kompressorissa [20, s. 49]. Ominaispyörimisnopeus kuvaa paineen nousun ja tilavuusvirran suhdetta eri pyörimisnopeuksilla. Se on tärkeä luku kompressorin suunnittelussa, sillä kompressorivaiheen paras hyötysuhde saavutetaan ominaispyörimisnopeudella 0,6-0,9 [5, s. 20-21].

2.2 Pääosat

2.2.1 Imukanava

Imukanavan tärkein tehtävä on tasoittaa virtaus juoksupyörän sisääntuloon. Juoksupyörälle menevän virtauksen tulisi olla myös mahdollisimman pyörteetön. Yksinkertaisimmillaan imukanava voi olla pelkkä sulava supistus imuputkiston halkaisijasta juoksupyörän imuaukon halkaisijaan. Yleensä imukanavassa on erilaisia suodattimia, äänenvaimentimia ja mittalaitteita. Jotta ne eivät häiritsisi virtausta, ne täytyy asettaa riittävän kauaksi juoksupyörästä. [14, s. 14]

Imukanavaan voidaan asettaa johdesiivet, jos halutaan muuttaa kompressorin toimintaa, tai tasoittaa juoksupyörälle menevää virtausta. Johdesiivillä käännetään juoksupyörälle menevää virtausta ja siten vaikutetaan virtauksen kohtauskulmaan ja juoksupyörän tekemän työn määrään yhtälön (4) mukaisesti. Johdesiivien käyttö tulee erityisesti kysymykseen suuren kierrosnopeuden kompressoreilla, joilla juoksupyörän siiven kärjen ja juoksupyörään tulevan virtauksen suhteellinen nopeus on lähellä Machin lukua 1. Jos Machin luku on lähellä ykköstä ja virtauksen kohtauskulma on suuri, virtaus ei kiinnity juoksupyörän siipeen ja kompressorin sakkaa. Jos juoksupyörälle menevä virtaus on pyörteetöntä, eikä ole tarvetta säätää kompressorin toimintaa, ei johdesiipiä tarvita. [12,14]

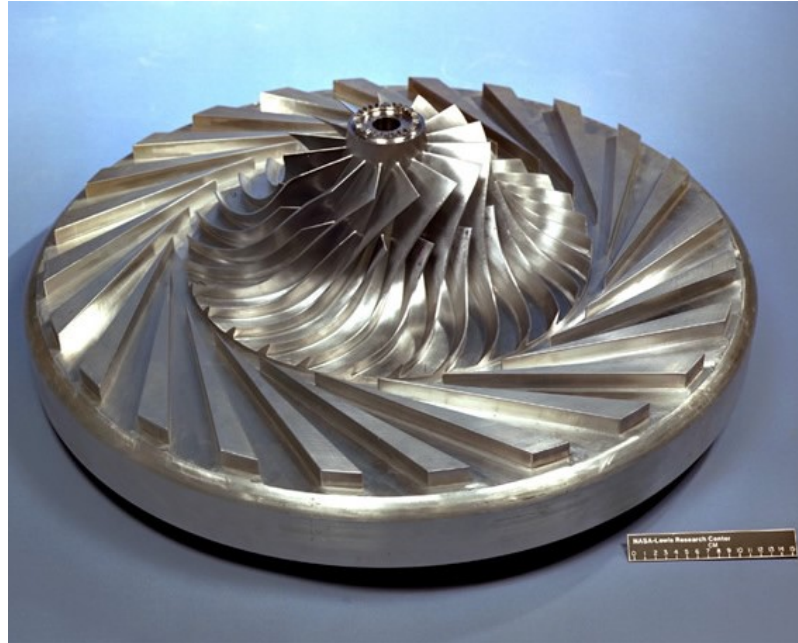
2.2.2 Juoksupyörä

Juoksupyörä on keskipakokompressorin tärkein osa. Juoksupyörä on se kompressorivaiheen komponentti, joka tekee työtä kaasuun, nostaen sen kineettistä energiaa ja painetta. Juoksupyörän tekemän työn määrää kuvaa Eulerin turbokoneyhtälö

$$W = U_2 u_{\theta 2} - U_1 u_{\theta 1}, \quad (4)$$

jossa U_1 kehänopeus siiven tuloreunalla, $u_{\theta 2}$ virtauksen tangentialinen nopeus siiven jättöreunalla ja $u_{\theta 1}$ tangentialinen nopeus siiven tuloreunalla [6, s. 8]. Vaikka keskipakokompressoria kutsutaan myös radiaalikompressoriksi, se ei tarkoita, että virtaus lähtisi juoksupyörästä radiaaliseen suuntaan. Itse asiassa se lähtee juoksupyörästä hyvin tangentialisesti, mitä yhtälö (4) myös kertoo. Yhtälön (4) avulla voidaan myös selittää, miksi paikallaan pysyvillä siivillä ei voida siirtää energiaa virtaukseen.

Juoksupyörän siipien tarkastelu jaetaan yleensä johdeosaan ja radiaaliseen osaan kuten kuvassa (2) on esitetty. Johdeosan oleellinen tehtävä on laskea staattista painetta juoksupyörän sisään tulossa, jolloin virtaus tulee juoksupyörän siipisoliin ja joutuu mukaan juoksupyörän pyörimisliikkeeseen [14, s. 10]. Johdeosalla virtauksen staattinen paine nousee, koska virtauksen ja siiven suhteellinen nopeus pienenee. Johdeosalla täytyy kiinnittää erityistä huomiota sisään tulevan virtauksen suhteelliseen Machin lukuun, kuten edellisessä kappaleessa on selitetty [14, s. 16]. Kompressorin usein tukkeutuu, kun johdeosalla saavutetaan Machin luku 1. Tukkeutumista voidaan estää käyttämällä puolikkaita siipiä, ns. splitterisiipiä. Splitterisiivillä saadaan kasvatettua kompressorin toiminta-aluetta, kun juoksupyörän läpi voi mennä isoja massavirtoja, ja kompressorin tekemä työ säilyy korkeana [12, s. 2-14]. Kuvassa (3) on esitetty avoin juoksupyörä splitterisiivillä.



Kuva 3: Avoin juoksupyörä splitterisiivillä. [17]

Siipisolassa eli kahden siiven välisessä kanavassa, virtaukseen ja sen kehittymiseen vaikuttavat monet eri tekijät. Rajakerrokset kehittyvät siiven, kannen ja pohjan pinnoilla. Jos juoksupyörän sisääntulossa virtaus oli tasaisesti jakaantunut, päävirtaus menee siipisolän mukaisesti, ainakin siipisolän alussa. Myöhemmin siipisolän radiaalisessa osassa keskipakovoima ja erityisesti coriolisvoima erottaa hitaan ja nopean virtauksen, ja toisiovirtaus alkaa kehittyä. Tämä toisiovirtaus kerääntyy siiven imupuolelle, ja lähelle katetta, kun taas päävirtaus kerääntyy siiven painepuolelle ja lähelle pohjaa. [12, s. 2-17]

Pää- ja toisiovirtauksista klassinen esimerkki ovat Eckardtin tekemät mittaukset keskikapakkokompressorin juoksupyörälle [7]. Eckardtin mittauksissa erot virtauksissa korostuivat pyörimisnopeuden ja massavirran kasvaessa. Toisiovirtaus irtosi siiven imupinnasta, kun siiven kaarevuus oli tarpeeksi suurta. Eckardt kuvaili päävirtausta hyvin isentrooppiseksi, kun taas toisiovirtauksessa tapahtuu merkittäviä häviöitä.

Pää- ja toisiovirtauksen vuoksi myös juoksupyörästä diffusorille menevä virtaus on todella epäyhtenäinen. Diffusorissa nopeampi päävirtaus sekoittuu hitaampaan toisiovirtaukseen.

Juoksupyörät voivat olla avoimia tai siipien päällä voi olla kansi, joka pyörii siipien kanssa. Avoimilla juoksupyörillä kantta ei ole, ja siipien kärjen ja kompressorin muiden rakenteiden välissä on pieni välyys. Tästä välyksestä vuotaa virtausta ja se huonontaa kompressorin suorituskykyä ja hyötysuhdetta [22, s. 13-17]. Kärkivälisvirtauksesta johtuvat häviöt korostuvat pienillä juoksupyörillä. Juoksupyörän kattamisesta on sekä hyötyä, että haittaa. Jos juoksupyörä katetaan, voidaan juoksupyörän ja kompressorin muiden rakenteiden väliin jättää suuri välyys, jonka vuoksi katettuja juoksupyöriä käytetään usein

monivaiheisissa kompressoreissa [5, s. 64]. Monivaiheisissa kompressoreissa voi olla aksiaalista liikettä. Selkeänä haittapuolena kattamisessa on, se että kansi on mekaanisessa mielessä täysin turha paino siipien päällä, ja nostaa merkittävästi juoksupyörän mekaanisia raskuuksia. Tämän vuoksi katettuja pyöriä ei voi pyörittää niin suurella nopeudella kuin avoimia.

Lähes kaikissa moderneissa juoksupyörissä siivet kaareutuvat pyörimissuuntaan nähden taaksepäin [5, s. 263-265]. Tämä niin sanottu backsweep parantaa juoksupyörän hyötysuhdetta ja laajentaa kompressorin toiminta-alueita. Lisäksi se tekee juoksupyörästä poistuvasta virtauksesta yhtenäisemmän, ja tehostaa näin diffuusorin toimintaa. Toisaalta täysin radiaalisilla siivillä saavutetaan paremmat painesuhteet [6, s. 246]. Aerodynaamisesti paras ratkaisu olisi, jos juoksupyörän jättöreuna olisi terävä, kuten siipiprofileissa on. Tämä ei kuitenkaan ole mahdollista mekaanisista syistä, koska tällä alueella on suurimmat jännitykset. Sen vuoksi jättöreunat ovat usein hyvinkin tylppiä. Virtauksen irrotessa tylpistä jättöreunasta se voi alkaa muodostamaan oskilloivaa pyörrettä (engl. vortex shedding), ja se taas tekee juoksupyörästä poistuvan virtauksen epäyhtenäisemmäksi.

2.2.3 Diffuusori

Juoksupyörästä lähtevän virtauksen kineettinen energia on noin 30-40% juoksupyörän tekemän kokonaistyön määrästä [12, s. 3-1]. Jotta saavutettaisiin hyvä hyötysuhde kompressorivaiheessa, tämä kineettinen energia pitäisi saada mahdollisimman hyvin muutettua staattiseksi paineeksi. Diffuusorin tehtävä on nostaa virtauksen staattista painetta hidastamalla sen nopeutta ts. pienentämällä virtauksen dynaamista painetta. Tätä kuvaa diffuusorin paineenousukerroin C_{pr} [13, s. 2-10]. Toinen diffuusorin hyvyttä kuvaava luku on kokonaispainehäviökerroin K_{pr} . Nämä kertoimet määritellään

$$C_{pr} = \frac{p_3 - p_2}{p_{t2} - p_2}, \quad (5)$$

$$K_{pr} = \frac{p_{t2} - p_{t3}}{p_{t2} - p_2}, \quad (6)$$

joissa p_2 on staattinen paine ja p_{t2} kokonaispaine diffuusorin sisään tulossa, kuvan (2) mukaisesti. Vastaavasti p_3 on staattinen paine ja p_{t3} kokonaispaine diffuusorin ulostulossa. Kertoimet C_{pr} ja K_{pr} voidaan määritellä myös muille komponenteille, kuten spiraalille vastaavasti, jos niissä tapahtuu kaasun nopeuden hidastumista, mistä ollaan kiinnostuneita.

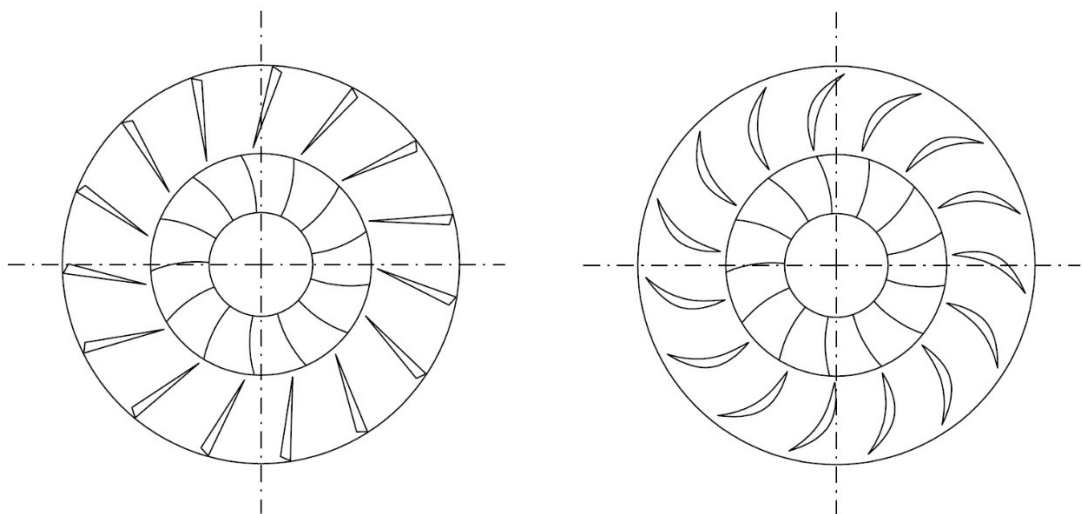
Keskipakokompressoreissa käytetään yleisesti radiaalisia diffuusoreja, joissa voi olla siivet tai ne voivat olla siivettömiä. Siivetön diffuusori on yksinkertaisimmillaan kaksi yhdensuuntaista paikallaan pysyvää seinää, jotka muodostavat tasaleveän raon [12, s. 3-1]. Seinät muodostavat rengasmaisen kanavan juoksupyörän ulostulosta johonkin säteeseen,

ja sen jälkeen virtaus yleensä kerätään spiraaliin. Virtauskanavan pinta-ala kasvaa säteen kasvaessa. Virtauksen nopeus laskee virtauskanavassa ja siten sen staattinen paine nousee. Siivettömällä diffuusorilla saavutetaan parhaimmillaan noin 0,5 paineenousukerroin [5, s. 76]. Kuvassa (2) on siivetön diffuusori.

Siivetön diffuusori on yksinkertaisuutensa vuoksi halpa valmistaa [12, s. 3-1]. Sillä saavutetaan laaja toiminta-alue, koska se ei käytännössä voi tukkeutua. Lisäksi siivekkeiden puuttuessa niistä ei synny ylimääräisiä värähtelyjä juoksupyörään. Siivetön diffuusori voi olla kapeampi kuin juoksupyörän ulostulon korkeus. Kavennus voi olla kannen, pohjan tai molemmilla puolilla. Jaatinen tutki väitöskirjassaan kavennettuja siivettömiä diffuusoreja ja totesi, että kavennus kannen puolella parantaa kompressorivaiheen hyötysuhdetta, sekä tasoittaa diffuusoriin menevää virtausta [11].

Ylipainepuolen sovelluksissa painesuhteen 3 saavuttaminen siivettömällä diffuusorilla on hankalaa. Siivellistä diffuusoria on käytettävä, jos halutaan saavuttaa suuri painesuhde yhdellä kompressorivaiheella. Cumpstyn mukaan siivellisellä diffuusorilla voidaan saavuttaa jopa 0,7 paineenousukerroin [5, s.76]. Myös kompressorivaiheen hyötysuhde on parempi, kuin siivettömällä diffuusorilla. Siivellisen diffuusorin tehokkaampi toiminta perustuu siihen, että diffuusorin siivekkeet kääntävät virtausta enemmän radiaaliseksi, jolloin sen kulkema matka diffuusiokäytävissä lyhenee, ja kitkasta syntyvät häviöt pienenevät.

Siivellinen diffuusori voidaan suunnitella monella eri tavalla. Diffuusorin siivekkeet voivat olla esimerkiksi vain yksinkertaisia kiiloja tai siipiprofiileja. Diffuusiokäytävät voivat olla suoria tai pyörimissuuntaan hieman käyriä. Yleisesti käytetään suoria diffuusiokäytäviä. Kuva (4) on kaavakuva kahdesta erilaisesta siivellisestä diffuusorista. Kuvassa (3) olevassa kompressorissa on käytetty kiilamaisia diffuusorisiivekkeitä.



Kuva 4: Kaksi erilaista siivellistä diffuusoria.

Juoksupyörän ja siivellisen diffuusorin välissä on aina siivetön osuus. Tämä toimii kuin siivetön diffuusori. Koska juoksupyörästä lähtevä virtaus ei ole yhtenäinen mm. pää- ja toisiovirtauksen vuoksi, tämän siivettömän osuuden tarkoituksena on stabiloida virtausta, laskea diffuusiokäytäviin menevän virtauksen Machin lukua ja vaimentaa juoksupyörän siipien ja diffuusorin siipien toisiinsa kohdistamia värähtelyitä. [5, s.266-269]

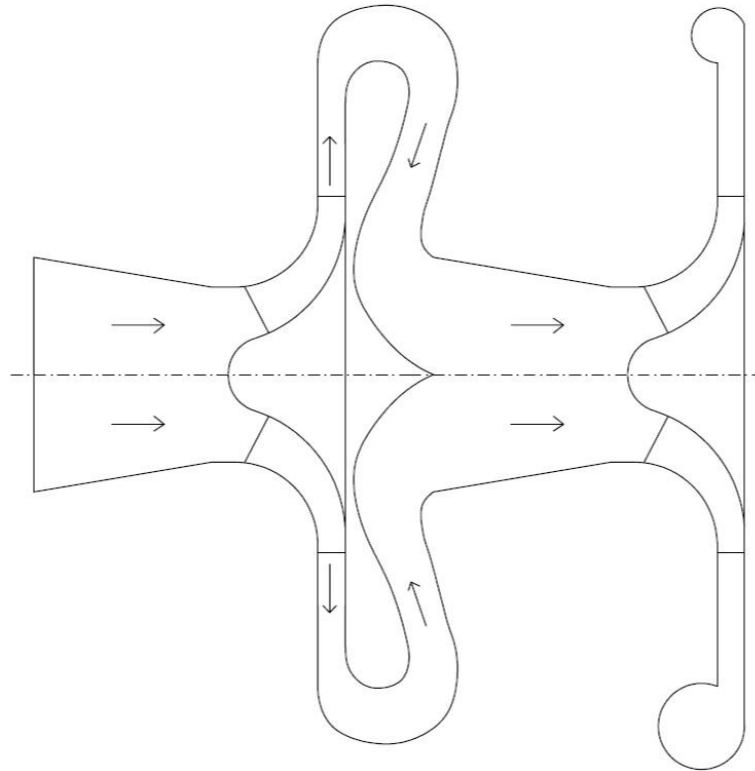
Siivellinen diffuusori pienentää huomattavasti kompressorin toiminta-aluetta. Koska diffuusiokäytävissä on olemassa kurkku, siivellinen diffuusori tukkeutuu, kun kurkussa virtauksen nopeus saavuttaa Machin luvun 1. Siivellinen diffuusori on myös todella herkkä juoksupyörästä tulevan virtauksen kulmalle. Kun massavirtaa tai pyörimisnopeutta kasvatetaan, juoksupyörän jättöreunalta lähtevä virtaus muuttuu tangentiaalisemmaksi. Tämä tarkoittaa, että virtauksella on liian suuri kohtauskulma diffuusorin siivekkeisiin ja se heikentää merkittävästi siivellisen diffuusorin suorituskykyä. Diffuusorin siivekkeisiin voidaan asentaa servomootorit, jolloin voidaan vaikuttaa virtauskulmaan. Tämä laajentaa siivellisen diffuusorin toiminta-aluetta. [5, s. 285-286]

2.2.4 Spiraali

Yksivaiheisissa kompressoreissa diffuusorista tuleva virtaus kerätään spiraalin avulla yhteen poistoaukkoon ja poistoputkistoon. Spiraalin poikkileikkaus suunnitellaan yleensä kompressorin suunnittelupisteen mukaan. Jatkuvuusyhtälöllä lasketaan spiraalin poikkileikkauksen pinta-ala siten, että virtausnopeus pysyy vakiona koko spiraalin kierroksen ajan, kun lisää virtausta tulee spiraaliin. Näin myös virtauksen staattinen paine pysyy vakiona koko spiraalin kierroksen kompressorin suunnittelupisteessä. Spiraaliosan jälkeen ennen poistoputkistoa voi olla erillinen kartiomainen diffuusori, jolla voidaan vielä hidastaa virtausta ja korottaa sen staattista painetta. Näitä osia kuitenkin käsitellään yhtenä kokonaisuutena, jota kutsutaan spiraaliksi. [12,20]

Jos massavirta on pienempi kuin suunnittelupisteessä, virtaus hidastuu spiraalissa, koska sen pinta-ala kasvaa nopeammin kuin mitä tarvitsisi. Tämä aiheuttaa positiivisen painegradientin spiraaliin, ja virtauksen staattinen paine kasvaa. Vastaavasti suuremmilla massavirran arvoilla spiraaliin syntyy negatiivinen painegradientti. Painegradientit aiheuttavat häiriötä virtauksen nopeuteen, paineeseen ja virtauskulmiin juoksupyörässä ja diffuusorissa. Nämä heikentävät kompressorivaiheen hyötysuhdetta. Jos diffuusorissa on siivet, nämä vaimentavat merkittävästi painegradientista syntyviä häiriöitä juoksupyörään. [12,20]

Painegradienteista syntyy myös radiaalisia voimia juoksupyörään ja pahimmillaan ne aiheuttavat merkittävää kuormitusta kompressorin laakereihin. Spiraalin sijasta joskus käytetään vakio-poikkipinta-alaisia virtauskerääjiä. Näin saadaan eliminoitua painegradienteista syntyvät kuormitukset. Haittapuolena on huonompi hyötysuhde myös suunnittelupisteessä. [12]

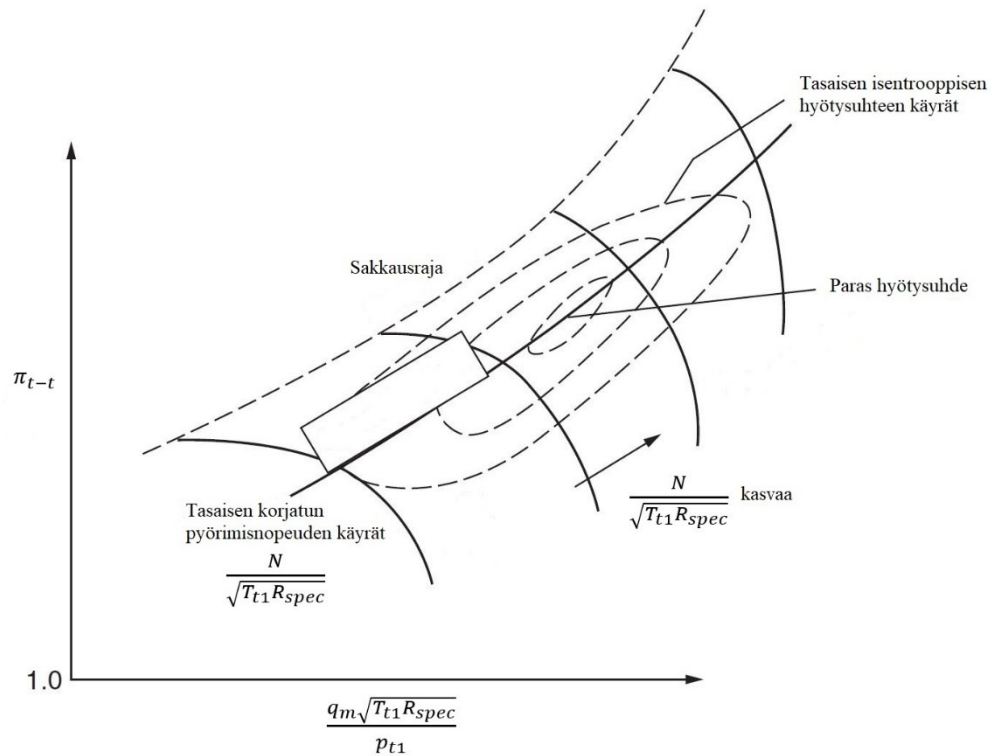


Kuva 5: Kaksivaiheisen keskipakokompressorin kaavakuva.

Monivaiheisessa kompressorissa spiraalin tai virtauskerääjän sijasta on palautuskanavat, joilla virtaus ohjataan seuraavan kompressorivaiheen imukanavaan, kuten kuvassa (5) on esitetty. [12]

2.3 Kompressorikartta

Kuvan (6) kaltaista esitystä kutsutaan keskipakokompressorin tunnuskentäksi tai kompressorikartaksi. Vaaka-akselilla on yleensä korjattu tai dimensioton massavirta. Teollisuudessa käytetään myös sovelluskohteesta riippuen korjattua tai dimensiotonta tilavuusvirtaa. Erityisesti alipainesovelluksissa käytetään usein tilavuusvirtaa. Pystyakselilla on painesuhde. Hieman kaarevat, oikealla jyrkästi alaspäin tippuvat käyrät ovat korjatun tasaisen pyörimisnopeuden käyriä. Yksi käyrä vastaa siis yhtä korjattua pyörimisnopeutta, esim. 60 %, 70 %, 90 % jne. suunnittelupisteen pyörimisnopeudesta. Kompressorikartassa voidaan myös esittää tasaisen isentrooppisen hyötysuhteen käyrät, kuten kuvassa (6) olevat katkoviivalla piirretyt suljetut käyrät. Koska kompressoria ei välttämättä ajeta suunnittelupisteen massavirran arvolla, tai pyörimisnopeudella, kompressorikartasta voidaan lukea kompressorin suorituskyky muissa käyttötilanteissa.



Kuva 6: Suurinopeuksisen keskipakokompressorin kompressorikartta. Perustuu lähteeseen [6].

Kompressorin toiminta-aluea rajoittaa vasemmalla sakkausraja. Sakkauksella tarkoitetaan, että virtaus irtoaa jossain kompressorin osassa, yleensä juoksupyörän johdeosassa. Myös siivellinen tai siivetön diffuusori voi sakata. Virtaus irtoaa, kun kompressorin ulos- ja sisääntulon välillä paine-ero kasvaa liian suureksi kompressorin paineenkorotuskykyyn nähden, ja tämä paine-ero irrottaa virtauksen. Sakkauksessa virtaus sykkii edes takaisin kompressorissa, ja tästä syntyvät värähtelyt voivat pahimmillaan hajottaa kompressorin. Sakkauksessa kompressorin hyötysuhde ja painesuhde romahtavat. [18, s. 9-12]

Oikealta toiminta-aluea rajoittaa tukkeutumisraja. Tukkeutuminen tarkoittaa sitä, että jossain kompressorin osassa saavutetaan Machin luku 1. Yleensä tämä tapahtuu juoksupyörän johdeosan kurkussa, tai siivellisen diffusorin kurkussa. Tukkeutumisessa kompressorin hyötysuhde romahtaa, ja painesuhde tippuu lähes pystysuoraan alaspäin, kuten kuvasta (6) nähdään. Yleensä tukkeutumisen rajana pidetään isentrooppisen hyötysuhteen putoamista arvoon 50%. Tukkeutuminen ei kuitenkaan aiheuta epästabiilia virtausta kuten sakkkaus. Kompressorin toiminta-alue jää sakkaus- ja tukkeutumisrajan väliin. [14]

Kompressorin hyötysuhde ei ole ikinä täydellinen kaikkien prosessissa tapahtuvien dynaamisten ja termodynaamisten häviöiden takia. Kompressorin isentrooppinen hyötysuhde voidaan määrittää vertaamalla todellista kaasun puristuksessa kokema entalpiamuutosta ideaaliseen, eli isentrooppiseen entalpiamuutokseen. Tämä voidaan tehdä monella tavalla riippuen siitä, mistä ollaan kiinnostuneita. Määrittystavan valinnassa päteivät

samat säännöt, kuin mitä tässä luvussa on aikaisemmin selitty painesuhteelle [20, s.15-16]. Tässä työssä kompressorin isentrooppinen hyötysuhde lasketaan kokonaistilasta kokonaistilaan ja se määritellään kaavalla

$$\eta_{s\ t-t} = \frac{h_{t_{4s}} - h_{t_0}}{h_{t_4} - h_{t_0}} \approx \frac{T_{t_{4s}} - T_{t_0}}{T_{t_4} - T_{t_0}}, \quad (7)$$

jossa h_{t_4} on kokonaistilan entalpia ja T_{t_4} kokonaislämpötila ulostulossa. Kokonaistilan entalpia isentrooppisessa puristuksessa kompressorin ulostulossa on $h_{t_{4s}}$. Kokonaistilan entalpia sisääntulossa on h_{t_0} ja lämpötila T_{t_0} .

Kaavan (7) oletus, että isentrooppinen hyötysuhde voidaan laskea lämpötiloilla, on tarkka, jos kaasun ominaislämpökapasiteetti vakiopaineessa pysyy vakiona. Mittauksia varten voidaan myös arvioida ominaislämpökapasiteettien keskiarvo sisään- ja ulostulon välillä. Ulostulossa kokonaistilan lämpötila $T_{t_{4s}}$ voidaan laskea ideaalikaasulle isentrooppisen puristuksen relaatiolla

$$\frac{T_{t_{4s}}}{T_{t_0}} = \left(\frac{p_{t_4}}{p_{t_0}} \right)^{\frac{R_{spec}}{c_{p,avg}}}, \quad (8)$$

jossa p_{t_4} on kokonaispaine kompressorin ulostulossa ja p_{t_0} kokonaispaine sisääntulossa, R_{spec} mittaustilan ominaiskaasuvakio ja $c_{p,avg}$ kaasun ominaislämpökapasiteetin keskiarvo sisään- ja ulostulon välillä [20, s. 15-16]. Sijoittamalla yhtälö (8) yhtälöön (7), saadaan isentrooppisen hyötysuhteen lauseke

$$\eta_{s\ t-t} = \frac{T_{t_0} \left(\pi_{t-t}^{\frac{R_{spec}}{c_{p,avg}}} - 1 \right)}{T_{t_4} - T_{t_0}}. \quad (9)$$

Imutila vaikuttaa keskipakokompressorien suorituskykyyn toimintapisteessä. Hyvin usein keskipakokompressoria käytetään paineistamaan ympäristöstä imettyä ilmaa. Keskipakokompressori on tilavuusvirtalaite, joten ilman paineella, lämpötilalla ja suhteellisella kosteudella on vaikutusta kompressorin puristaman ilman tiheyteen ja sitä kautta myös suorituskykyyn. Tämän vuoksi myös kompressorikartoissa, kuten kuvassa (6) käytetään korjattuja massavirran, tilavuusvirran ja pyörimisnopeuden arvoja. Tällöin niistä ”siivotaan” imutilan vaikutukset pois. Korjatut arvot eivät välttämättä ole dimensiottomia. Jos halutaan verrata keskenään erilaisissa imutiloissa tehtyjä mittauksia, täytyy mitaustulokset muuttaa samaan referenssitilaan. Referenssitilan massavirta $q_{m,ref}$, pyörimisnopeus N_{ref} ja imutilavuusvirta $q_{v1,ref}$ voidaan laskea yhtälöillä

$$q_{m,ref} = q_m \frac{p_{t1,ref}}{p_{t1}} \sqrt{\frac{T_{t1} R_{spec}}{T_{t1,ref} R_{spec,ref}}}, \quad (10)$$

$$N_{ref} = N \sqrt{\frac{T_{t1,ref} R_{spec,ref}}{T_{t1} R_{spec}}}, \quad (11)$$

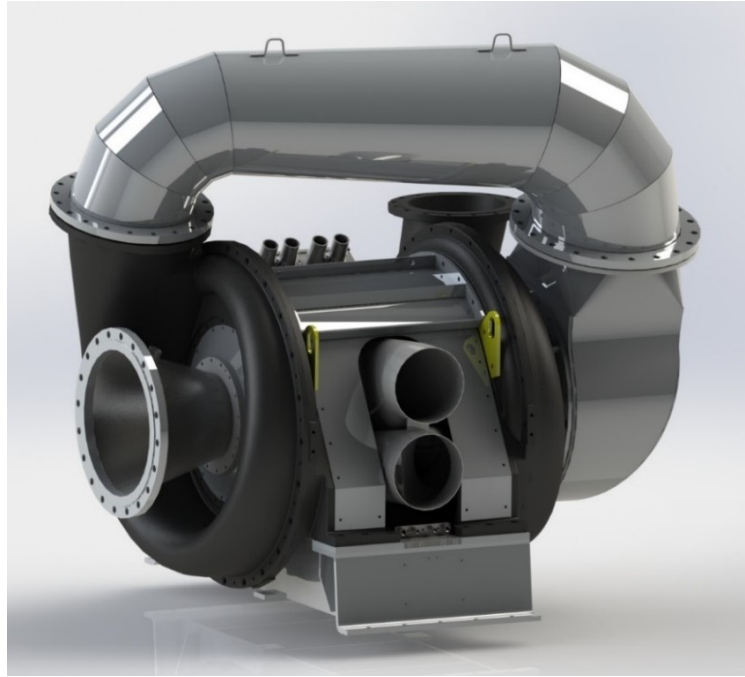
$$q_{v1,ref} = q_{v1} \sqrt{\frac{T_{t1,ref} R_{spec,ref}}{T_{t1} R_{spec}}}, \quad (12)$$

joissa q_m on mittaustilan massavirta N mittaustilan pyörimisnopeus, q_{v1} mittaustilan tilavuusvirta, p_{t1} mittaustilan kokonaispaine ja T_{t1} mittaustilan lämpötila. Vastaavasti $p_{t1,ref}$ on referenssitilan kokonaispaine, $T_{t1,ref}$ referenssitilan lämpötila ja $R_{spec,ref}$ referenssitilan ominaiskaasuvakio. [20, s. 15-16]

2.4 Runtechin valmistamat keskipakokompressorit

Runtechin valmistamat kompressorit ovat yksi- tai kaksivaiheisia paperiteollisuuden alipainesovelluksiin kehitettyjä suuren pyörimisnopeuden keskipakokompressoreja. Niillä tehdään alipaine kompressorin sisääntuloon ja imupuolen putkistoon. Kompressorin ulostulossa vallitsee ilmanpaine ja imetty ilma korotetaan siihen. Suorituskykyisimmät kaksivaiheiset kompressorit tuottavat noin painesuhteen 3,2, mikä tarkoittaa noin 70 kPa alipainetta. Kompressorin sisääntulossa vallitsee siis noin 30 kPa absoluuttinen paine. Kuvassa (7) on 3D-CAD:llä (Computer assisted design) renderöity kuva Runtechin valmistamasta kaksivaiheisesta keskipakokompressorista.

Runtechin kompressoreissa juoksupyörät ovat suoraan kiinni sähkömoottorin akselilla, ilman vaihdelaatikkoa tai välityksiä. Sähkömoottoria ohjataan taajuusmuuttajalla, jolloin saavutetaan portaaton pyörimisnopeuden säätö. Nopeuden säätämiseen perustuva kompressorin kapasiteetin säätö on energiatehokkuuden näkökulmasta hyvä ratkaisu. Kompressorin tuottamaa alipainetta ja tilavuusvirtaa säädellään prosessin tarpeiden mukaan, eikä virtausta esimerkiksi kuristeta venttiileillä turhaan. Runtechin kompressorit on suunniteltu todella laajalle toiminta-alueelle ja niinpä niissä käytetään siivetöntä diffuusoria. Lisäksi kompressorit ovat täysin alikriittisiä, eli ensimmäiset kriittiset ominaistajuudet sijaitsevat runsaasti kompressorin kierrostaajuusalueen yläpuolella.



***Kuva 7:** Runtechin valmistama kaksivaiheinen keskipakokompressorit.*

Vanhat tekniikat paperinvalmistusprosessissa tarvittavan alipaineen tekemiseen ovat nes-terengaspumput ja vakiopyörimisnopeudella pyörivät monivaiheiset kompressorit. Nes-terengaspumppeihin verrattuna Runtechin alipainekompressorien etu on, että ne eivät tarvitse yhtään vettä, parempi säädettävyys, parempi hyötysuhde ja pienempi koko. Moni-vaiheisiin vakionopeudella pyöriviin kompressoreihin verrattuna, Runtechin alipai-nekompressorien etu on parempi säädettävyys, parempi hyötysuhde ja pienempi koko. Kuvassa (8) on kaksivaiheinen kompressorit asennettuna paperitehtaalla.



***Kuva 8:** Kaksivaiheinen kompressorit asennettuna tehtaalla.*

3. MATEMAATTISET MALLIT JA LASKENNAN MENETELMÄT

Nykyään on olemassa lukuisia erilaisia kaupallisia ja avoimeen lähdekoodiin perustuvia CFD-ohjelmistoja. Tässä diplomityössä laskennat suoritettiin käyttäen kaupallista ANSYS CFX 19.0-ohjelmistoa. Tässä luvussa tarkastellaan, miten CFD:tä voi soveltaa keskipakokompressorien analysointiin. Keskipakokompressoreita voidaan analysoida CFD-ohjelmistoilla useammalla eri tavalla ja laajuudella. Paljon riippuu siitä, kuinka paljon laskentatehoa on käytettävissä ja kuinka kauan laskennat saavat viedä aikaa. Luvussa on myös tarkasteltu mitä numeerisia menetelmiä ja hallitsevia yhtälöitä CFD-koodin taustalla on.

3.1 CFD:n soveltaminen keskipakokompressoriin

3.1.1 Laskenta-alueen laajuus

Hyvin usein spiraali jätetään mallintamatta laskennassa. Tällöin voidaan käyttää hyväksi juoksupyörän periodista (jaksollista) symmetrisyyttä. Spiraali rikkoo geometrian periodisen symmetrisyyden. Kompressorista voidaan mallintaa vain yksi siipisola, tai tarvittaessa yksi siipisola ja yksi splitterisola, ja näitä vastaavat alueet siivetöntä diffuusoria ja imukanavaa. Koska juoksupyörässä voi olla esimerkiksi 20 siipeä, tämä pudottaa laskentamallin koon kahdeskymmenesosaan. Tätä tapaa käyttivät mm. Jaatinen-Värri et. al ja Gibson et. al [5,9,10]. Kompressorin ja spiraalin optimoidaan yleensä yhdelle massavirralle ja pyörimisnopeudelle (ns. suunnittelupiste). Jos spiraali on suunniteltu hyvin, suunnittelupisteessä sen vaikutus kompressorivaiheen suorituskykyyn on vähäinen kuten kappaleessa 2.2.4 on selitetty. Muissa kuin suunnittelupisteessä (nk. off-design alue), spiraali vaikuttaa jonkin verran suorituskykyyn ja tämä pitää ottaa huomioon tuloksia tarkastellessa.

Yksi tapa ottaa spiraalin vaikutukset huomioon CFD-analyseissa ilman valtavaa laskentatehon tarvetta, on laskea se paloittain. Ensiksi lasketaan juoksupyörä ja difuusori, ja siitä saatuja tuloksia käytetään reunaehtoina spiraalin laskennassa. Tätä tapaa käyttivät Pitkänen et al. spiraalin painejakauman laskentaan [19]. Tätä tapaa voi käyttää, jos tarvitsee selvittää spiraalissa tapahtuva painehäviö. Tätä tapaa voi myös käyttää, jos spiraalissa on kartiomainen difuusori, jossa tapahtuu vielä merkittävää dynaamisen paineen muuttumista staattiseksi paineeksi, ja tämä pitää ottaa huomioon suorituskykyä arvioitaessa. Tällä tavalla tarvittava laskentateho tippuu merkittävästi. Vastaavaa taktiikkaa voi käyttää monivaiheisten kompressorien laskentaan. Tämä tapa tosin siivoaa kaikki komponenttien välillä tapahtuvat vuorovaikutukset pois.

3.1.2 Virtauksen aikariippuvuuden käsittely

Keskipakokompressoreilla tehtävät CFD-analyysit ovat usein Steady-State (SS) tyyppiä. Tämä tarkoittaa yksinkertaistusta, että virtaustilanteen oletetaan olevan ajasta riippumaton, joten todellista aikainformaatiota virtauksen kuvaamiseen ei tarvita. Todellisuudessa pyörivässä laitteessa muuttuvat melkein kaikki suureet ajan suhteen, mutta keskiarvo voi pysyä samana. SS-simulaatiot voidaan näin ollen tulkita eräänlaiseksi aikakeskiarvoksi, mistä myös yleensä ollaan kiinnostuneita. Suunnittelupisteessä virtaus kompressorin sisällä menee optimaalisesti. Tällöin häviöt ovat minimissään, hyötysuhde maksimissaan ja SS-simulaatiot onnistuvat yleensä hyvin. SS-simulaatiot saattavat vastata myös hyvin mittaustuloksia, jos kompressorin suorituskykyä mitattaessa tulosten annetaan tasaantua ajan suhteen. CFD laskelmia tehtäessä ei myöskään olla kiinnostuneita kompressorin kiihdytysvaiheesta.

Virtaus juoksupyörän sisällä näyttää ajasta riippumattomalta, kun sitä tarkastellaan koordinaatistosta, joka pyörii samalla pyörimisnopeudella kuin itse laskenta-alue [6, s. 4]. Koska keskipakokompressorissa on useampia komponentteja, joista jotkin ovat paikallaan pysyviä (diffuusori, imukanava, spiraali), tarvitaan pyörivien ja stationääristen komponenttien välille erityisiä rajapintamalleja, joita käsitellään myöhemmin. SS-analyysit eivät välttämättä onnistu, koska kompressorissa voi olla ilmiöitä, jotka ovat täysin aikariippuvaisia pyörivässäkin koordinaatistossa tarkasteltuna. Näitä voivat olla mm. virtauksen paikallinen irtoaminen seinästä tai kompressorin täysi sakkkaus, pyörteen muodostuminen virtauksen irrotessa juoksupyörän tylpistä jättöreunasta, äänen nopeuden saavuttamisesta syntyvät tiivistysaallot tai roottori-staattori vuorovaikutukset. Roottorilla tarkoitetaan yleisesti pyörivää komponenttia ja staattorilla paikallaan pysyvää komponenttia. Näitä vuorovaikutuksia voi olla esim. juoksupyörän ja siivellisen diffuusorin välisiä ilmiöt, tai juoksupyörän ja spiraalin välisiä ilmiöt. Nämä ilmiöt voimistuvat, kun kompressoria ajetaan suunnittelupisteen ulkopuolella. SS-simulaatioiden huono tai oskilloiva ratkaisun suppeneminen voi viitata, että virtaustilanne onkin ajasta riippuva.

Jos SS-simulaatiot eivät onnistu, ei ole muuta vaihtoehtoa kuin ajasta riippuvat eli transientit simulaatiot. Nämä vievät paljon enemmän laskentatehoa kuin SS-laskennat. Lucius ja Brenner tutkivat työssään keskipakokompressorin transientteja ilmiöitä ja laskentaa [15]. He totesivat, että laskettaessa kompressori spiraalin kanssa, transientit laskelmat antavat parempia tuloksia kuin SS-laskennat. Laskenta-aikaa transientit analyysit veivät noin 20 kertaa enemmän. Transientit laskennat tarvitsevat hyvän alkuarvauksen, josta laskentaa lähdetään edistämään. SS-laskentoja voidaan käyttää alustamaan transientteja laskentoja, joten kompressoria analysoitaessa CFD:llä, kannattaa aina ensimmäisenä keilla SS-simulaatioita.

3.1.3 Turbulenssin mallintaminen

Tärkeänä huomioon otettavana asiana on käytettävä turbulenssimalli. Turbulenttia virtausta voisi kuvailla kaaottiseksi ja epäsäännölliseksi [23, s. 40-42]. Turbulentissa virtauksessa virtauksen suureiden arvot heilahtelevat ajan ja paikan suhteen. Keskipakokompressorin Reynoldsin luku on yleensä noin 10^5 - 10^7 , joten virtaustilanne kompressorin sisällä oletetaan CFD-analyyseissä täysin turbulentiksi. Kompressoria ennen tai jälkeen olevissa putkistoissa, virtaus saattaa olla paikallisesti laminaari. Koska virtaus kompressorin sisällä on turbulentti ja sisältää monia erilaisia ilmiöitä mm. isentrooppinen päävirtaus, hidas ja häviöllinen toisiovirtaus, seinämien aiheuttama rajakerros, ja mahdolliset virtauksen irtoamiset seinämillä, on turbulenssimalliin kiinnitettävä huomiota. Kaikkein yksinkertaisimmat turbulenssimallit eivät kykene kuvaamaan virtausilmiöitä kompressorin sisällä.

DNS (direct numerical simulation) on simulointimenetelmä, jossa ratkotaan ajasta riippuvat hetkellistä turbulenssia kuvaavat Navier-Stokesin yhtälöt (13), (14) ja (15), ilman mitään erillistä turbulenssimallia. Ratkaisussa käytetään erittäin tiheää laskentaverkkoa ja pientä transienttia aika-askelta. Tällöin saadaan kuvattua kaikkein pienimmätkin turbulenttiset heilahtelut ja pyörteet. DNS tarvitsee niin paljon laskentatehoa, että se on tällä hetkellä täysin poissuljettu vaihtoehto käytännön virtauslaskennassa. [23, s. 110]

LES (large eddy simulation) menetelmän idea on laskea DNS:n vaatimaa laskentatehoa suodattamalla suorasta ratkaisusta pienimmät turbulentit heilahtelut pois. Vain suurimmat pyörteet, joilla on iso merkitys ratkaisuun, ratkaistaan tarkasti ajan suhteen hetkellisistä Navier-Stokesin yhtälöistä. Pienimmät pyörteet eivät kuitenkaan ole merkityksellisiä. Ne pitää kuitenkin ottaa ratkaisuun mukaan ja ne mallinnetaan jollain mallilla. LES vaatii kuitenkin todella paljon laskentatehoa ja on siten ehkä tulevaisuuden työkalu virtauslaskennassa. [23, s. 98]

Insinöörisovelluksissa ei yleensä olla kiinnostuneita hetkellisestä turbulenssista vaan sen keskiarvosta. Teollisuudessa käytetään paljon Reynolds-keskiarvotettuihin Navier-Stokesin yhtälöihin perustuvia turbulenssimalleja. Yleisesti näistä yhtälöistä käytetään nimitystä RANS (Reynolds-averaged Navier-Stokes equations). Reynolds-keskiarvotuksesta syntyy ylimääräisiä jännityksen kaltaisia termejä. Nämä niin kutsutut Reynolds-jännitystermit pitää mallintaa, jotta yhtälöryhmä olisi suljettu ja ratkaistavissa. Tätä kutsutaan turbulenssin sulkeutumisongelmaksi. Reynolds-jännityksiin palataan myös myöhemmin tässä työssä.

Tänä päivänä on kehitetty todella paljon erilaisia RANS:iin perustuvia turbulenssimalleja. Yleisesti käytetyimmät ovat kuitenkin erilaiset kaksiyhtälömallit ja Reynolds-jännitysmallit (engl. Reynolds stress models, RSM). Teollisuudessa yleisesti käytettyjen kaksiyhtälömallien nimitys tulee siitä, että niissä käytetään kahta ylimääräistä siirtoyhtälöä, joilla kuvataan virtauksen keskimääräisiä turbulenttisia ominaisuuksia. Teollisuudessa myös

paljon käytetyissä RSM-malleissa, jokainen Reynolds-jännitystermi ratkaistaan omasta differentiaaliyhtälöstään, joten näitä yhtälöitä on yhteensä 6. Nämä differentiaaliyhtälöt voidaan johtaa Navier-Stokesin yhtälöistä.

3.2 Rajapintamallit

Keskipakokompressorissa on useampia komponentteja, jotka mallinnetaan omina laskenta-alueinaan. Komponentit voivat pyöriä tai olla stationäärisiä. Jotta transientit tai SS-analyysit onnistuisivat, täytyy näiden laskenta-alueiden väliin laittaa sopiva rajapintamalli. CFX:ssä rajapinta on aina muotoa General Grid Interface (GGI), eli kaikkein yleisin mahdollinen rajapinta [2]. Tällä voidaan esimerkiksi yhdistää heksaedreillä verkotettu alue tetraedreillä verkotettuun alueeseen. Tämän vuoksi eri komponentit (imukanava, juoksupyörä, diffuusori, spiraali) voidaan verkottaa tarkoitukseen sopivimmalla verkolla. Mahdollisia rajapintamalleja on CFX:ssä tarjolla kolme: Frozen rotor, Stage ja Transient rotor stator. Näitä tulee käyttää kun:

- Rajapinnan toisella puolella oleva komponentti lasketaan stationäärisessä koordinaatistossa ja toinen pyörivässä koordinaatistossa.
- Rajapinnan molemmilla puolilla olevat komponentit lasketaan pyörivässä koordinaatistossa, mutta niillä on eri pyörimisnopeus.
- Rajapinnan eri puolilla olevat komponentit ovat eri jaolla. Tällöin voidaan laskea yksi siipisola juoksupyörästä ja yksi diffuusorikäytävä siivellisestä diffuusorista. Diffuusorissa ei ikinä ole yhtä paljoa siivekkeitä kuin juoksupyörässä tärinäongelmien vuoksi.

Frozen rotor (kutsutaan myös multiple reference frame malliksi) malli tarkoittaa, että rajapinnalla laskennassa käytettävää koordinaatistoa muutetaan, tai vuosuureita skaalataan sopivasti, jos komponenttien jako muuttuu. Rajapinnan eri puolilla olevat komponentit pysyvät kuitenkin samassa suhteellisessa asemassa toisiinsa nähden. Frozen rotor malli ottaa huomioon komponenttien väliset ilmiöt, mutta vain kyseessä olevassa suhteellisessa asemassa. Vaikka Frozen rotor ottaa huomioon komponenttien erisuuruiset jaot, mutta niiden suhteen tulisi olla lähellä ykköstä numeeristen virheiden minimoimiseksi. Esitettä kolmesta mallista se vie vähiten laskentatehoa. [2]

Stage mallissa (kutsutaan myös Mixing plane malliksi) vuosuureet keskiarvotetaan rajapinnalla koko kehän yli, ennen kuin ne siirretään seuraavaan komponenttiin. Tämän jälkeen voidaan laskea SS-ratkaisut. Tämä keskiarvotus aiheuttaa kertaluontoisen sekoitushäviön. Malli sopii hyvin tilanteisiin, jossa virtaus sekoittuu myös oikeasti pyörivän ja paikallaan pysyvän komponentin välillä, komponenttien välisen suhteellisen liikkeen vuoksi. Tällaisia tilanteita ovat esim. pyörivän juoksupyörän ja siivellisen diffuusorin vuorovaikutukset. Keskiarvotuksen jälkeen vuosuureita voidaan skaalata sopivasti, jos komponenttien jako muuttuu. Näin Stage-mallilla voidaan saada järkevän kokoisia las-

kentamalleja ja SS-tuloksia monivaiheisille kompressoreille. Kaikista roottori- ja staattoriivekkeistä voidaan mallintaa vain yksi siipisola periodisen symmetrisyyden vuoksi. Stage vie enemmän laskentatehoa kuin Frozen rotor malli. [2]

Transient rotor stator on nimensä mukaisesti täysin transientti rajapintamalli. Se ottaa huomioon kaikki ilmiöt komponenttien välillä, jotka ovat suhteellisessa liikkeessä toisiinsa nähden. Komponenttien suhteellinen asema päivitetään jokaisella transientilla aika-askeleella. Tämän mallin huono puoli on, että se vaatii paljon laskentatehoa. Lisäksi komponenttien jaon suhteen tulee olla 1, tai todella lähellä sitä numeeristen virheiden minimoimiseksi. Jotta tämä ehto toteutuu, joudutaan käytännössä usein mallintamaan koko kompressorin. [2]

3.3 Matemaattiset mallit

3.3.1 Taseyhtälöt

CFD perustuu kolmeen fysiikan keskeiseen taseyhtälöön. Yhtälöt ovat massan säilymisyhtälö eli nk. jatkuvuusyhtälö (13), liikemäärän taseyhtälö (14) ja energian taseyhtälö (15) [23, s. 24]. Yhtälöt tunnetaan yleisesti nimellä Navier-Stokesin yhtälöt. Kokoonpuristuvan, turbulentin, ajasta riippuvan virtauksen hallitsevat yhtälöt karteesisissa koordinaatistossa, paikallisessa muodossa, ovat

$$\frac{\partial p}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0, \quad (13)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} + S_M, \quad (14)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho e_t) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i e_t) = -\frac{\partial}{\partial x_i}(p u_i) - \frac{\partial q_i}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_i}(u_j \tau_{ij}) + S_E, \quad (15)$$

joissa x_i on karteesisen koordinaatiston koordinaatti ($i=1,2,3$), u_i on virtauksen nopeus suuntaan x_i , ρ kaasun tiheys, p virtauksen paine ja t aika. Yhtälöt on kirjoitettu tensorimuodossa käyttäen Einsteinin summaussääntöä. Mikäli termissä esiintyy sama indeksi kahdesti, suoritetaan summaus indeksin suhteen.

Liikemäärän taseyhtälö (14) on auki kirjoitettuna kolme yhtälöä x, y ja z suuntiin. Se vastaa Newtonin toista lakia viskoosille virtaukselle. Liikemäärän taseyhtälössä S_M on lähdermi [23, s. 24]. Pyörivän laskenta-alueen (juoksupyörän) tapauksessa lähdermi sisältää keskipakois- ja corioliskiihtyvyydet [4].

Liikemäärän taseyhtälössä (14) ja energian taseyhtälössä (15) esiintyvä jännitystensori τ_{ij} kuvaa virtauksesta syntyviä kaasun viskooseja jännityksiä. Tässä työssä kaasuna on

kuiva ilma, joten se voidaan mallintaa newtonilaisena fluidina [23, s. 21-23]. Silloin sen konstitutiivinen yhtälö on

$$\tau_{ij} = 2\mu \left(S_{ij} - \frac{1}{3} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \right), \quad (16)$$

jossa μ on fluidin dynaaminen viskositeetti, δ_{ij} Kroneckerin delta ja venymänopeustensori on

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right). \quad (17)$$

Kroneckerin delta määritellään

$$\delta_{ij} = \begin{cases} 1, & \text{jos } i = j \\ 0, & \text{jos } i \neq j \end{cases}. \quad (18)$$

Tässä työssä käytettiin energian taseyhtälössä kokonaisenergiaa e_t , koska kaasun kompressorin sisällä pitää mallintaa kokoonpuristuvana. Kokonaisenergia lasketaan yhtälöllä

$$e_t = e + \frac{1}{2} u_i u_i, \quad (19)$$

jossa e on kaasun sisäenergia [23, s. 18-20]. Kuten liikemäärän taseyhtälössä, myös energian taseyhtälössä S_E on lähde-termi. Energian taseyhtälössä termi $\frac{\partial}{\partial x_i} (u_j \tau_{ij})$ kuvaa viskoosista jännityksistä syntyvää kaasun sisäistä lämpenemistä, ja se suositellaan otettavaksi mukaan keskipakokompressorin laskennassa [3]. Energian taseyhtälössä q_i on lämpövoima ja voidaan laskea Fourierin lailla

$$q_i = -\lambda \frac{\partial T}{\partial x_i}, \quad (20)$$

jossa T on kaasun lämpötila ja λ kaasun lämmönjohtavuus [23, s. 18].

3.3.2 Termodynaamiset yhtälöt

Navier-Stokesin yhtälöissä on 6 muuttujaa, mutta vain 5 yhtälöä. Jotta yhtälöryhmä olisi suljettu ja ratkaistavissa, tarvitaan kuudes yhtälö termodynamiikasta, eli ns. tilanyhtälö [23, s. 20-21]. Tässä työssä on kompressorin puristama ilma mallinnettu yksinkertaisena ideaalikaasuna, joten sen tilanyhtälö on

$$\rho = \frac{p}{R_{spec} T}. \quad (21)$$

Tarkemmin sanottuna ilman oletettiin olevan kalorisesti täydellistä kaasua, jolloin ilman molekyylien väliset vuorovaikutukset toisiinsa, Van der Waalsin voimat, jätetään huomiotta [23, s. 20-21]. Tästä oletuksesta seuraa, että ilman ominaislämpökapasiteetit pysyvät vakiona. Tätä saadaan yhtälöt

$$e = c_v T, \quad (22)$$

$$h = c_p T, \quad (23)$$

$$c_p - c_v = R_{spec} = 287 \text{ J/kgK}, \quad (24)$$

$$\gamma = \frac{c_p}{c_v} = 1,4, \quad (25)$$

joissa c_v on ominaislämpökapasiteetti vakio-tilavuudessa, h on staattinen entalpia ja γ on ilman isentrooppivakio. Monet reaali-kaasut käyttäytyvät kuten ideaalikaasu matalissa paineissa. Ideaalikaasuoletus toimii tässä työssä hyvin, koska kompressorin puristama kaasu on kuivaa ilmaa ja paineet pieniä. Suurimmillaan paine on kompressorin poistopuolella vallitseva yksi ilmanpaine, imupuolella alle ilmanpaineen.

Virtauksen Machin luku määrittää virtauksen nopeuden u suhteena paikalliseen äänen nopeuteen a . Ideaalikaasulle, kuten tässä työssä käytetylle ilmalle tämä voidaan ilmaista kaavalla [6, s. 12-13]

$$\text{Ma} = \frac{u}{a} = \frac{u}{\sqrt{\gamma R_{spec} T}} \quad (26)$$

Kuten kaavasta (21) nähdään, Machin luku riippuu virtauksen lämpötilasta. Kaasua puristettaessa kasaan sen lämpötila nousee. Tämän vuoksi juoksupyörältä lähtevän virtauksen nopeus voi olla esim. 400 m/s, mutta virtauksen lämpötila on noussut, joten se ei ole saavuttanut äänen nopeutta.

Jos $\text{Ma} < 0,3$, virtausta voidaan käsitellä kokoonpuristumattomana. Oletetaan, että gravitaatiotermi voidaan jättää pois keskipakokompressoreissa. Tällöin virtauksen kokonaispaine voidaan laskea Bernoullin yhtälöstä

$$p_t = p + \frac{1}{2} \rho u^2 \quad (27)$$

jossa ρ on kaasun tiheys (vakio) [6, s. 12]. Kokonaislämpötila T_t on kokoonpuristumattomalle virtaukselle sama kuin virtauksen staattinen lämpötila T .

Kun virtauksen $\text{Ma} > 0,3$, kaasun tiheys ei ole vakio ja virtaus pitää laskea kokoonpuristuvana. Oletetaan, että kaasu tuodaan stagnaatiotilaan isentrooppisesti ja kaasu on kalori-

sesti täydellistä kaasua. Stagnaatiotilaa kutsutaan myös patotilaksi, ja siinä virtauksen nopeus on nolla. Tällöin stagnaatiotila sama kuin virtauksen kokonaistila. Yhdistetään kaasun staattinen entalpia (23) virtauksen kineettiseen energiaan ja saadaan yhtälössä (7) käytetty kokonaisentalpia [4]

$$h_t = h + \frac{u^2}{2}. \quad (28)$$

Kokoonpuristuvalla virtauksella voidaan esitetyillä oletuksilla johtaa kaasun kokonaispaineen ja staattisen paineen välille yhtälö [6, s. 12-13]

$$\frac{p_t}{p} = \left(1 + \frac{\gamma - 1}{2} \text{Ma}^2\right)^{\frac{1}{\gamma - 1}}. \quad (29)$$

Kokoonpuristuvalla virtauksella staattinen lämpötila ei ole sama kuin kokonaislämpötila. Staattisen- ja kokonaislämpötilan välille voidaan johtaa yhtälö [6, s 12-13]

$$\frac{T_t}{T} = 1 + \frac{\gamma - 1}{2} \text{Ma}^2. \quad (30)$$

3.3.3 Reynolds-keskiarvotetut Navier-Stokesin yhtälöt

Yhtälöt (13), (14) ja (15) kuvaavat laminaarin virtauksen lisäksi myös hetkellistä turbulencia virtausta. Kuten edellä on selitetty, yleensä ei olla kiinnostuneita hetkellisestä turbulenssista vaan sen keskiarvosta. Reynolds esitti ajatuksen aikakeskiarvotettujen yhtälöiden käytöstä turbulentin virtauksen ratkaisemiseksi. Reynoldsin ajatus on, että kunkin ratkaistavan suureen hetkellinen arvo voidaan jakaa ajan suhteen keskimääräiseen \bar{u}_i ja heilahtelevaan komponenttiin u'_i [23, s. 49]. Esimerkiksi nopeudelle tämä voidaan lausua

$$u_i = \bar{u}_i + u'_i, \quad (31)$$

jossa nopeuden ajan suhteen keskimääräinen komponentti määritellään

$$\bar{u}_i = \frac{1}{\Delta t} \int_t^{t+\Delta t} u_i dt. \quad (32)$$

Reynoldsin aikakeskiarvotuksen lisäksi kokoonpuristuvassa virtauksessa täytyy ottaa huomioon tiheyden keskimääräiset vaihtelut turbulenssin takia. Tiheyden hetkelliset heilahtelut oletetaan yleensä merkityksettömiksi. Muuten hallitsevista yhtälöistä tulee liian monimutkaisia ratkaistaviksi. Tätä kutsutaan Favre-keskiarvotukseksi, ja se voidaan esittää

$$u_i = \tilde{u}_i + u_i'', \quad (33)$$

jossa nopeus \tilde{u}_i yhdistetään tiheyteen $\bar{\rho}$ yhteydellä

$$\tilde{u} = \frac{\bar{\rho} u}{\bar{\rho}} \quad (34)$$

Eli mato suureen päällä kuvaa Favre-keskiarvotusta ja viiva Reynolds-keskiarvotusta. Yleensä käytetään Reynolds-keskiarvotusta tiheydelle ja paineelle ja Favre-keskiarvotusta muille suureille. Näiden keskiarvotuksien avulla voidaan esittää Reynolds-keskiarvotetut Navier-Stokesin yhtälöt [23, s. 61-66]

$$\frac{\partial \bar{\rho}}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\bar{\rho} \tilde{u}_i) = 0, \quad (35)$$

$$\frac{\partial (\bar{\rho} \tilde{u}_i)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{\rho} \tilde{u}_i \tilde{u}_j) = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{\tau}_{ij} - \overline{\rho u_i'' u_j''}) + S_M, \quad (36)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} (\bar{\rho} \tilde{e}_t) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{\rho} \tilde{u}_j \tilde{e}_t) \\ = -\frac{\partial}{\partial x_i} (\tilde{u}_i \bar{p}) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\tilde{u}_i \bar{\tau}_{ij}) - \frac{\partial \bar{q}_i}{\partial x_i} - \frac{\partial}{\partial x_j} (\overline{u_j'' p}) \\ - \frac{\partial}{\partial x_j} (\overline{\rho u_j'' e_t''}) + S_E. \end{aligned} \quad (37)$$

Virtauksen tiheyskeskiarvotettu kokonaisenergia \tilde{e}_t saadaan yhtälöllä

$$\tilde{e}_t = \tilde{e} + \frac{1}{2} \tilde{u}_i \tilde{u}_i + k, \quad (38)$$

jossa turbulenssin kineettinen energia k määritellään yhtälöllä

$$k = \frac{1}{2} \overline{u_i'' u_i''}. \quad (39)$$

3.3.4 k- ω SST turbulenssimalli

Liikemäärän taseyhtälössä (36) esiintyvä termi $-\overline{\rho u_i'' u_j''}$ on auki kirjoitettuna kuusi jännityksen kaltaista termiä. Yleisesti niitä kutsutaan Reynolds-jännityksiksi. Tässä työssä käytetty turbulenssimalli käyttää pyörreviskositeetin μ_t käsitettä. Pyörreviskositeettia (tai turbulenti viskositeetti) käyttävät mallit perustuvat ns. Boussinesqin approksimaatioon [23, 66-67]. Tällä yhdistetään pyörreviskositeetti Reynolds-jännityksiin yhtälöllä

$$-\overline{\rho u_i'' u_j''} = 2\mu_t S_{ij} - \frac{2}{3} \left(\rho k + \mu_t \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right) \delta_{ij}. \quad (40)$$

Tässä työssä käytettiin Menterin kehittämää Shear Stress Transport (SST) mallia. SST-malli on kaksiyhtälömalli ja sillä yhdistetään k - ε - ja k - ω turbulenssimallien parhaat puolet [16]. Vapaa virtaus lasketaan käyttäen k - ε mallia ja virtaus lähellä seinämää käyttäen k - ω mallia. Turbulenssin kineettisen energian dissipaatiota merkitään ε . SST-malliin on laadittu matemaattiset sekoitusfunktiot. Lähellä seinämää sekoitusfunktiot saavat arvon 1, joten turbulenssimallin formulaatio on k - ω mallin mukainen. Kaukana seinämästä sekoitusfunktiot saavat arvon 0, joten turbulenssimallin formulaatio pelkistyy k - ε malliksi.

SST-mallia käytetään yleisesti keskipakokompressorien laskentaan, sillä se antaa kaksiyhtälömalliksi hyviä tuloksia virtauksille, jotka ovat vastakkaisen painegradientin. Vastakkainen painegradientti tarkoittaa, että virtauksen staattinen paine nousee virtaussuuntaan kuljettaessa. SST-malli pystyy myös kaksiyhtälömalliksi hyvin kuvaamaan virtauksen irtoamisen seinältä vastakkaisen painegradientin alla. Gibson et al. vertailivat eri turbulenssimalleja keskipakokompressorin CFD-laskennassa, ja totesivat, että SST-malli antaa tarkkoja tuloksia monissa erilaisissa toimintapisteissä ja on testatuista malleista selkeästi nopein laskenta-ajan suhteen [8]. SST-malli kuvasi melko hyvin virtausilmiöitä kompressorin sisällä ja antoi hyviä tuloksia, kun tarkastellaan kompressorin yleisisiä suorituskyvyn mittareita, kuten painesuhdetta ja hyötysuhdetta.

SST-mallissa siirtoyhtälöt turbulenssin kineettiselle energialle k ja turbulenssin ominaisdissipaation määrälle ω ovat

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j k) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{k3}} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_k - \beta' \rho k \omega + P_{kb}, \quad (41)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j \omega) &= \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{\omega 3}} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + (1 - F_1) 2\rho \frac{1}{\sigma_{\omega 2} \omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \\ &+ \alpha_3 \frac{k}{\omega} P_k - \beta_3 \rho \omega^2 + P_{\omega b}, \end{aligned} \quad (42)$$

joissa F_1 on sekoitusfunktio ja P_{kb} ja $P_{\omega b}$ ovat käyttäjästä riippuvia lähdetermejä [4,16]. Yhtälöissä (41) ja (42) P_k on turbulenssin kineettisen energian tuottotermi ja se lasketaan

$$P_k = \left[2\mu_t S_{ij} - \frac{2}{3} \left(\rho k + \mu_t \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right) \delta_{ij} \right] \frac{\partial u_j}{\partial x_i}. \quad (43)$$

Kaksiyhtälömallien yleisesti tunnettu ongelma on, että ne liioittelevat turbulenssin kineettisen energian tuottoa stagnaatioalueella, kuten siiven stagnaatiopisteessä. Tämän vuoksi turbulenssin kineettisen energian tuottotermi esitetään usein rajoittimen kanssa. CFX:ssä

rajoitin ei kuitenkaan ole oletuksena käytössä ja tässä työssä sitä ei käytetty. SST-mallissa pyörreviskositeetti lasketaan

$$\mu_t = \frac{a_1 k \rho}{\max(a_1 \omega, S F_2)}, \quad (44)$$

jossa F_2 on sekoitusfunktio ja invariantti venymänopeuden mitta on

$$S = \sqrt{2 S_{ij} S_{ij}}. \quad (45)$$

Sekoitusfunktio F_1 määritellään yhtälöllä

$$F_1 = \tanh \left(\left(\min \left[\max \left(\frac{\sqrt{k}}{\beta' \omega y}, \frac{500 \nu}{y^2 \omega} \right), \frac{4 \rho k}{C D_{kw} \sigma_{\omega 2} y^2} \right] \right)^4 \right), \quad (46)$$

joissa y on etäisyys lähimpään seinään, ν on ilman kinemaattinen viskositeetti ja

$$C D_{kw} = \max \left(2 \rho \frac{1}{\sigma_{\omega 2} \omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j}, 1,0 \times 10^{-10} \right). \quad (47)$$

Sekoitusfunktio F_2 määritellään yhtälöllä

$$F_2 = \tanh \left(\left[\max \left(\frac{2 \sqrt{k}}{\beta' \omega y}, \frac{500 \nu}{y^2 \omega} \right)^2 \right] \right). \quad (48)$$

SST-mallin kertoimet voidaan laskea lineaarikombinaationa

$$\Phi_3 = F_1 \Phi_1 + (1 - F_1) \Phi_2 \quad (49)$$

jossa Φ_3 on kerroin, jolla on alaindeksi 3. Vastaavasti Φ_1 ja Φ_2 ovat kertoimia alaindeksillä 1 ja 2. Kaikki SST-mallissa tarvittavat kertoimet on listattu taulukkoon (1). [4,16]

Taulukko 1: SST-mallissa tarvittavat kertoimet.

$\beta' = 0,09$	$\alpha_1 = 5/9$	$\beta_1 = 0,075$
$\sigma_{k1} = 1,176$	$\sigma_{\omega 1} = 2$	$\alpha_2 = 0,44$
$\beta_2 = 0,0828$	$\sigma_{k2} = 1$	$\sigma_{\omega 2} = 1/0,856$

Seinämien käsittelyssä SST on k - ω pohjainen, eli se kykenee laskemaan virtauksen tarkkana seinämälle asti. Tätä varten laskentaverkko tulee laatia sellaiseksi, että lähellä seinämää ensimmäinen laskentakoppi on rajakerroksen viskoosin alikerroksen alueella. Tämän arviointiin käytetään dimensiotonta seinämämittaa y^+ , joka määritellään

$$y^+ = \frac{u_* y}{\nu}, \quad (50)$$

jossa kitkanopeus lähimmällä seinällä määritellään yhtälöllä

$$u_* = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}}, \quad (51)$$

jossa τ_w on leikkausjännitys seinällä. Jotta laskentakopit olisivat viskoosin alikerroksen alueella, dimensiottoman seinämämitan tulee ehdottomasti olla $y^+ < 5$. Jos halutaan saada tarkkoja tuloksia, niin $y^+ \approx 1$. Tosin Menterin mukaan $y^+ = 3$ ei vielä huononna tuloksia [16].

Insinöörisovelluksissa ja monimutkaisissa geometrioissa, ehdon $y^+ \approx 1$ toteuttaminen voi olla joskus todella vaikeaa. Sen vuoksi CFX käyttää k - ω pohjaisille malleille omaa seinämäkäsittelyä, joka on koko ajan päällä. Tätä seinämäkäsittelyä ei käsitellä tarkasti tässä työssä, ja se on matemaattisesti melko monimutkainen. Yksinkertaisesti sen idea on se, että SST-malli toimii normaalisti niille laskentaverkoille, joilla ensimmäinen laskentakoppi on viskoosin alikerroksen alueella ja jotenkin niille laskentaverkoille, joilla näin ei ole. [4]

3.4 Ratkaisun kulku ja hallitsevien yhtälöiden diskretointi

Yhtälöt (35), (36) ja (37) ovat jatkuvia ja osittaisdifferentiaaliyhtälöitä. Niille ei käytännön sovelluksissa yleensä löydy analyttistä ratkaisua, joten yhtälöille täytyy hakea numeerinen ratkaisu. CFX:ssä ratkaisu menee seuraavasti. Aivan ensimmäiseksi spatiaalinen laskenta-alue diskretoidaan laskentaverkolla. CFX käyttää ratkaisussaan ns. kontrollitilavuusmenetelmää. Laskentaverkosta muodostetaan pieniä kontrollitilavuuksia. Kontrollitilavuus tarkoittaa pientä tilavuutta laskentaverkon jokaisen solmupisteen ympärillä. Kontrollitilavuusmenetelmää voidaan käyttää myös ei-rakenteellisille verkoille ja hyvin monimutkaisille muodoille. [4]

Hallitsevat yhtälöt (35), (36) ja (37) integroidaan jokaisen kontrollitilavuuden yli. Kaikki tilavuusintegraalit jotka sisältävät divergenssioperaattoreita muutetaan pintaintegraaleiksi Gaussin divergenssilauseella. Gradientti- tai divergenssioperaattoreita sisältävät termit tulkitaan vuotyypiksi suureiksi kontrollitilavuuksien pinnoilla. Kaikki tilavuusintegraalit diskretoidaan ja pintaintegraalit diskretoidaan integroimispisteissä, jotka ovat kontrollitilavuuksien pintasegmenttien keskellä. [4]

Advektiotermien diskretoitiin käytettiin toisen kertaluvun ylävirtakaavaa (CFX:ssä nimellä High Resolution). Siinä integroimispisteen suureen arvo φ_{ip} lasketaan ylävirran solmupisteestä yhtälöllä

$$\varphi_{ip} = \varphi_{up} + \beta \nabla \varphi \cdot \Delta \vec{r}, \quad (52)$$

jossa φ_{up} on suureen arvo ylävirran solmupisteessä, \vec{r} on vektori ylävirran solmupisteestä integroimispisteeseen ja $\nabla \varphi$ suureen gradientti ylävirran solmupisteessä. Kerroin β lasketaan jokaiselle integroimispisteelle erikseen. Kertoimen β arvo on hyvin lähellä ykköstä, ei kuitenkaan yli sen. Kerroin kuvaa toisen kertaluvun ylävirtakaavan painotusta ja stabiloi ratkaisua. Turbulenssisuureet diskretoitiin ensimmäisen kertaluvun ylävirtakaavalla (CFX:ssä nimellä First Order). Sen yhtälö on myös (52), mutta siinä $\beta = 0$, eli $\varphi_{ip} = \varphi_{up}$.

Hallitsevat yhtälöt ovat nyt diskretoitu säilymismuodossa, eli ne kuvaavat vuosuuareiden säilymistä yhdessä laskentakopissa. Ne ovat siis vuosuuareiden taseyhtälöt yhdessä laskentakopissa. Alkuperäiset osittaisdifferentiaaliyhtälöt on muutettu algebrallisiksi yhtälöiksi, jotka ovat ratkaistavissa matriisimenetelmillä. CFX on ns. kytketty ratkaisija, eli se ratkaisee yhtälöt nopeuksille ja paineelle yhtä aikaa. Kaikki CFD-ratkaisijat eivät toimi näin vaan ratkaisevat ensin yhtälöt nopeuksille jollain arvatulla paineella, ja korjaavat sitten painetta. Yleisesti voidaan sanoa, että CFX:n ratkaisuteknikka vaatii vähemmän iteraatiokierroksia ratkaisun suppenemiseen, mutta iteraatiokierroksissa menee kauemmin aikaa. [3]

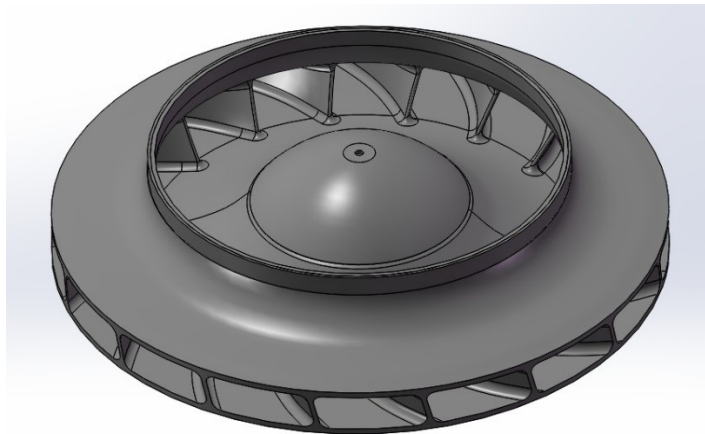
CFX käyttää SS-simulaatioissa pseudoaika-askelta hallitsevien yhtälöiden stabilointiin ja alirelaksointiin [2]. Koska CFX on tyypiltään täysin implisiittinen ratkaisija, suhteellisen suurta aika-askelta voi käyttää, jotta SS-simulaatiot suppenevät ratkaisuun mahdollisimman nopeasti. Liian suuri aika-askel tosin tekee suppenemisestä epävakaa. Liian pieni aika-askel puolestaan johtaa siihen, että suppenemisen saavuttamiseen menee paljon iteraatiokierroksia ja aikaa. Keskipakokompressorin laskettaessa suositeltava aika-askel on $0,1/\Omega$, jossa Ω on kompressorin kulmanopeus yksikössä [rad/s] [3].

4. LASKENTAMALLIN LAADINTA

Diplomityötä varten valmistetussa pyörässä oli 17 siipeä, se oli tyypiltään katettu juoksupyörä ja sen kanssa käytettiin siivetöntä diffuusoria. Tässä luvussa on tarkasteltu keskikpakokompressorin laskentamallin laadintaa, käytettyjä reunaehtoja, käytetyn laskentaverkon riippumattomuutta ja laskennan suppenemista.

4.1 Laskenta-alueen laadinta

Kompressorin spiraali päätettiin jättää mallintamatta. Spiraalin jättäminen pois antaa mahdollisuuden käyttää hyväksi juoksupyörän periodista symmetrisyyttä. Laskentamalliin otettiin vain yksi siipisola ja sitä vastaavat alueet siivetöntä diffuusoria ja imukanavaa. Laskenta-alue saatiin näin kutistettua alle seitsemästoistaosaan. Kompressorin komponentit mallinnettiin SolidWorks 2017 ohjelmistolla. Imukanava haluttiin mallintaa kokonaan, jotta sisääntulo ei vaikuttaisi laskennan tuloksiin. Kuvassa (9) on esitetty lasketavan juoksupyörän 3D-malli.



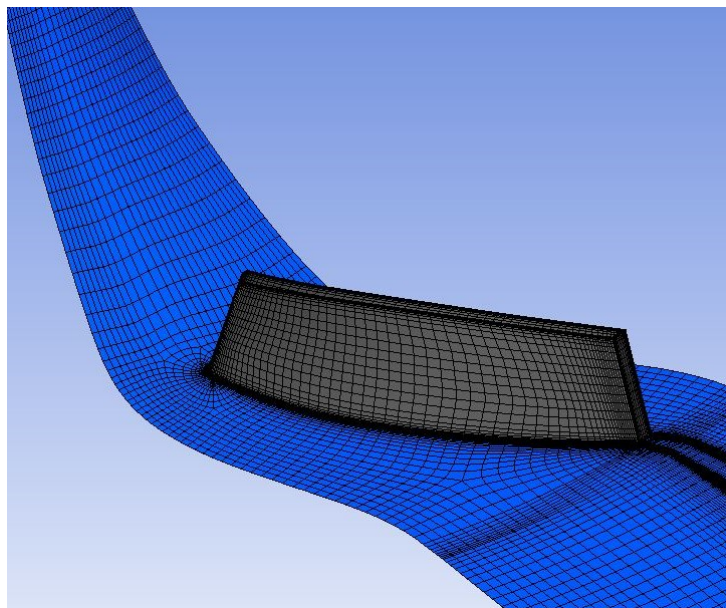
Kuva 9: Juoksupyörän 3D-malli. Juoksupyörässä oli 17 siipeä ja se oli tyypiltään katettu pyörä.

Ensimmäisiä simulaatioita ajettaessa, huomattiin, että laskenta-alueen ulostulossa, eli diffuusorin ulostulossa esiintyi takaisinvirtausta. CFX varoitti tästä, joten diffuusorikanavaa päätettiin jatkaa tasaleveänä alavirtaan päin. Todellinen laskenta-alueen ulostulon säde oli $1,15r_3$. Ulostulon jatkaminen pidemmälle alavirran puolelle poisti takaisinvirtausongelman ja estää, ettei ulostulo muutenkaan vaikuta laskennan tuloksiin. Hieman samantyyppistä taktiikka käyttivät myös Jaatinen-Värrä et al [9]. Heidän mallissaan diffuusorin ulostulon jälkeen, laskenta-alueita oli jatkettu alavirtaan siten, että laskenta-alueen poikkipinta-ala pysyi vakiona. Tulokset luettiin kuitenkin pinnalta, joka oli määritelty sille säteelle kuin diffuusorin ulostulo, kuten kuvassa (13) on esitetty.

Juoksupyörän ja diffuusorin rajapintaa ei voitu asettaa samalle säteelle kuin juoksupyörän ulostulo verkotusongelmien vuoksi. Tämän vuoksi se asetettiin säteelle $1,03r_2$. Jättöreuna mallinnettiin hyvin tylppänä, mitä se onkin, koska juoksupyörä sorvataan lopulliseen ulkohalkaisijaan.

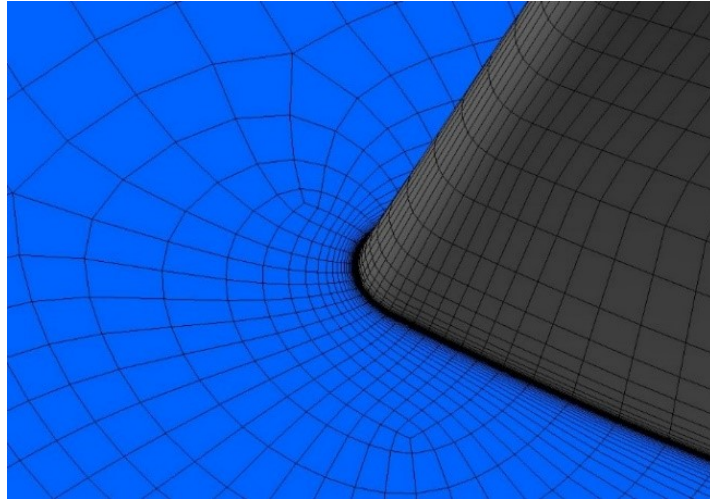
4.2 Laskentaverkon laadinta

Kaikki komponentit verkotettiin rakenteellisella heksaedriverkolla. Verkotus suoritettiin ANSYS:n dedikoidulla pyörivien koneiden verkotukseen tarkoitetulla ohjelmalla TurboGrid. TurboGrid mallintaa ja verkottaa siipisolan siten, että siipi on laskenta-alueen keskellä. Kuvassa (10) on esitetty tässä työssä käytetty laskentaverkko. Kuvan selvytyden vuoksi, siinä on esitetty vain pohjan ja siiven pinnat.



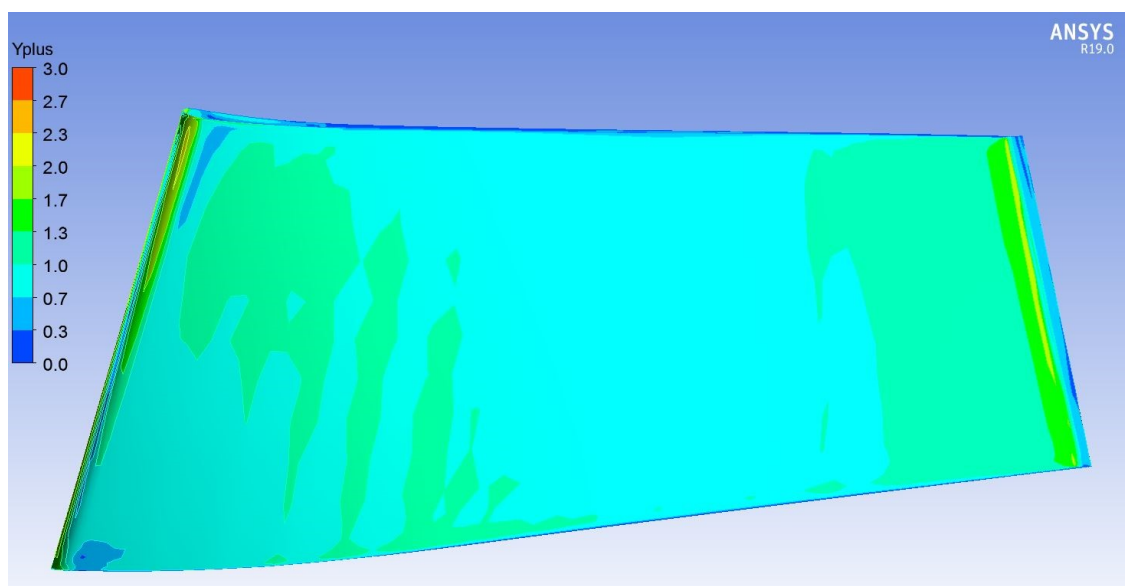
Kuva 10: Työssä käytetty laskentaverkko.

TurboGrid osaa arvioida sopivaa verkotusta seinämälle, jos sille antaa tavoitellun y^+ arvon ja Reynoldsin luvun. Kaavan (2) avulla arvioitiin Reynoldsin luvuksi $1,5 \cdot 10^6$. Tällä saatiin y^+ toteutumaan noin ykkösenä kaikilla pinnoilla. Hankalin kohta verkottaa oli siiven tuloreuna, jossa y^+ oli yleensä noin 2. Kuvassa (11) on esitetty verkotus siiven tuloreunalla.



Kuva 11: Laskentaverkko siiven tuloreunalla.

Laskennoissa käytetty massavirran arvo vaikutti y^+ arvoon. Mitä suurempi massavirta, sen suuremmat nopeudet ja sitä vaikeampi $y^+ \approx 1$ oli toteuttaa. Siiven painepinnalla y^+ toteutui huonommin, kuin imupinnalla. Diffuusion ja imukanavan seinämällä $y^+ < 1$ toteutui selkeästi. Suure y^+ on siitä haastava, että sen tarkkaa arvoa ei tiedetä, ennen kuin simulaatiosta on saatu suppeutunut ratkaisu. Kuvassa (12) on esitetty kaikkein hankalin tilanne y^+ arvon kannalta, eli suurimman lasketun pyörimisnopeuden suurin massavirta.



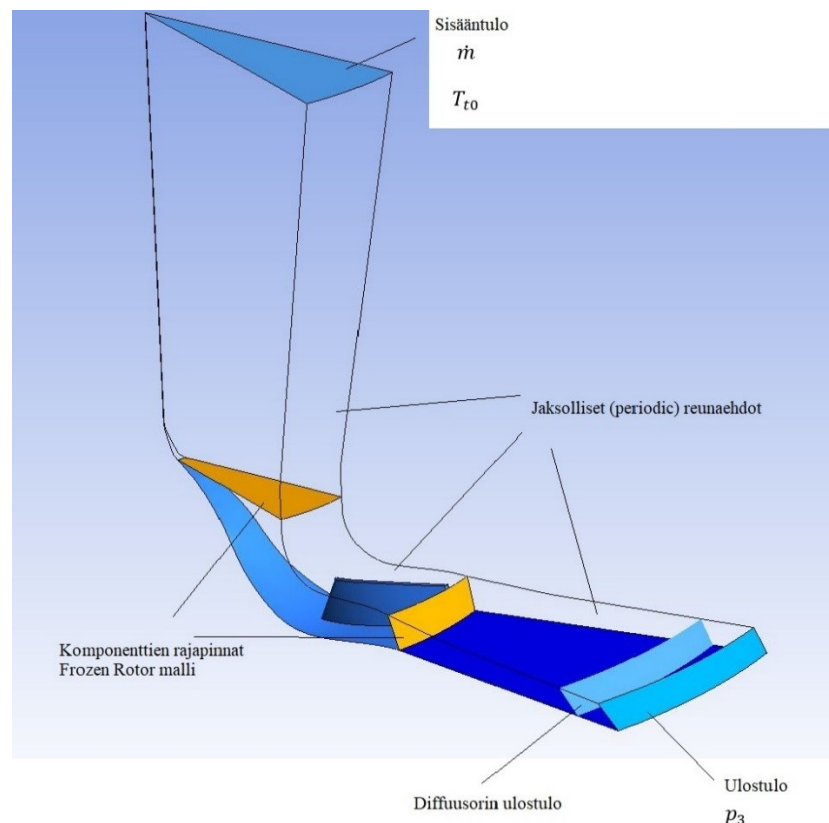
Kuva 12: Toteutunut y^+ arvo hankalimmassa tilanteessa, eli pyörimisnopeuden ollessa 100 % ja massavirran 127 % suunnittelupisteen massavirrasta. Koko painepinnalla y^+ on noin 1-1,5 ja siiven tuloreunalla noin 2,3.

TurboGrid osaa arvioida verkon laatua ja sen kriteerit ovat tiukemmat kuin CFX:n. Ainoa parametri, joka oli yli kriteerien, oli muotosuhde (engl. Aspect ratio). Se määritellään laskentakopin pisimmän sivun ja lyhyimmän sivun suhteena. Suuri muotosuhde kertoo,

että kopit ovat hyvin ohuita. Tämä on silti hyväksyttävää, koska kopit, joilla oli suuri muotosuhde, sijaitsivat rajakerroksen alueella. Siellä koptien tuleekin olla ohuita, jotta ne kuvaisivat hyvin virtausta paksuussuunnassa.

4.3 Laskennan reunaehdot

Laskenta haluttiin suorittaa SS-tyyppisenä, koska kompressorin suorituskykyä mitattaessa kompressorin toiminnan annettiin tasaantua jopa 20-30 min jokaisessa toimintapisteessä ennen tulosten lukemista. Kuvassa (13) on esitetty laskennassa käytetyt reunaehdot.



Kuva 13: Laskenta-alue ja käytetyt reunaehdot.

Koska juoksupyörästä mallinettiin vain yksi siipisola, sekä sitä vastaavat alueet siivetöntä diffuusoria ja imukanavaa, näiden alueiden reunoille laitettiin periodiset reunaehdot. Juoksupyörän laskenta-alueeseen laitettiin haluttu pyörimisnopeus. Koska tässä tilanteessa kaikkien komponenttien väliset vuorovaikutukset ovat melko heikkoja, rajapinnoilla malliksi valittiin Frozen rotor malli. Koska kaikilla kolmella komponentilla on sama jako, molemmilla rajapinnoilla valittiin erikseen vaihtoehto, että komponenttien jako ei muutu.

Sisääntulossa määriteltiin virtauksen massavirta ja virtauksen kokonaislämpötila. Massavirta oletettiin tasaisesti jakautuneeksi ja tulevan täysin aksiaalisessa suunnassa sisääntuloon. Kaikki seinät käsiteltiin adiabaattisina, eli täysin eristettyinä. Tämä tarkoittaa, että systeemin energia nousee vain juoksupyörän tekemän työn seurauksena. Tämä on hyvä yksinkertaistus kompressoreille [6, s. 7]. Seinät käsiteltiin myös sileinä ja no-slip ehto laitettiin päälle. Tämä tarkoittaa sitä, että seinän lähellä olevalla kaasulla on sama nopeus kuin seinällä. Kaasu ei siis luista seinällä.

Sisääntulossa pitää myös määrittellä turbulenssin parametrit. Sisääntulo on imukanava, josta kompressori kiinnitetään imuputkistoon. Yksi tapa määrittellä turbulenssin intensiteetti on annettu yhtälöllä

$$I_{Tu} = 0,16(\text{Re}_D)^{-1/8}, \quad (53)$$

jossa Re_D on putkivirtauksen Reynoldsin luku [1]. Koska CFD-laskelmat tehtiin ennen mittauksia, ei ollut käytettävissä tarkkaa tietoa virtauksen nopeudesta tai ilman tiheydestä imuputkistossa. Tämän vuoksi ne arvioitiin muista kompressorimalleista. Riippuen massavirrasta, turbulenssin intensiteetiksi arvioitiin yhtälöllä (53) 4,1-4,6 %. Turbulenssin intensiteetiksi asetettiin 5 % (medium intensity).

Kaasuna oleva ilma mallinnettiin ideaalikaasuna yhtälön (21) mukaisesti. Ilman dynaamisen viskositeetin lämpötilariippuvuus mallinnettiin Sutherlandin lailla

$$\mu = \mu_{ref} \left(\frac{T}{T_{ref}} \right)^{3/2} \frac{T_{ref} + T_S}{T + T_S} \quad (54)$$

jossa kuivalle ilmalle $\mu_{ref}=1,716 \cdot 10^{-5}$ kg/ms, $T_{ref}=273,15$ K ja $T_S=110,4$ K [21]. Ilman lämmönjohtavuus pidettiin vakiona $\lambda=2,612 \cdot 10^{-2}$ W/mK.

Ulostulossa määriteltiin tasainen staattinen paine. Tämä ei pidä paikkaansa kuin suunnittelupisteessä spiraalin vaikutuksien vuoksi. Lisäksi on yleisesti tunnettua, että lähestyttäessä sakkausrajaa, staattinen paine ulostulossa on huono reunaehto ja voi johtaa ongelmiin CFD-ohjelmien kanssa [3]. Tämä johtuu siitä, että sakkausrajalla painesuhde pysyy vakiona tai laskee. Tämän vuoksi sakkausrajalta voi löytyä useampia massavirran arvoja, jotka toteuttavat kyseisen reunaehdon. Tällä ei kuitenkaan tässä työssä ole merkitystä. Sakkaustilanne on SS-simulaatioilla muutenkin hyvin hankalaa, ellei mahdotonta laskea hyvällä tarkkuudella. Sakkauksen tarkempi laskenta vaatisi todennäköisesti transienttia laskentaa.

Yksi hyvä vaihtoehto reunaehdoiksi olisi määrittää kokonaispaine- ja lämpötila sisääntulossa ja massavirta ulostulossa. Tämä kuvaa erityisen hyvin tilannetta, jossa ilmaa imeetään ympäristöstä ja puhalletaan korkeampaan paineeseen, kuten ylipainetta tekevissä kompressoreissa hyvin usein on. Alipainekompressoreissa se on myös toimiva reunaehto,

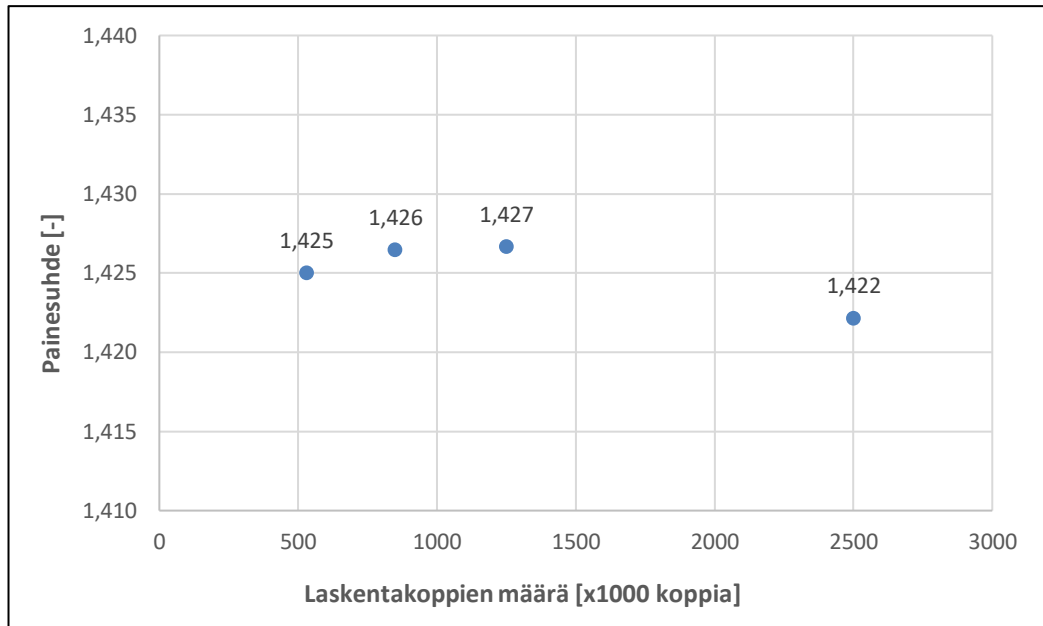
mutta koko tasaisen pyörimisnopeuden käyrän laskeminen on haastavampaa, koska sisääntulon paine riippuu massavirrasta. Massavirta ulostulossa on huono reunaehto lähestyttäessä tukkeutumisrajaa [3]. Jos ulostulossa reunaehtona annettu massavirta ylittää tukkeutumistilanteen massavirran, ajaudutaan ongelmiin CFD-ratkaisijan kanssa. Nettomasavirta tukkeutumistilanteen jälkeen laskee alavirtaan mennessä, kunnes tiheys on nolla. Aivan kuten sakkaustilanteen, tukkeutumistilanteen laskeminen hyvällä tarkkuudella olla haastavaa, ellei mahdotonta SS-laskennoilla. Lähestyttäessä tukkeutumisrajaa, voidaan jossain kohtaa kompressoria saavuttaa paikallisesti äänen nopeus. Tästä syntyvä tiivistysaalto voi irrottaa virtauksen. Nämä molemmat voivat olla transientteja ilmiöitä.

Kolmas vaihtoehto reunaehdoiksi olisi määrittää kokonaispaine- ja lämpötila sisääntulossa ja staattinen paine ulostulossa. Tämä saattaa tarvita paremman alkuarvauksen ratkaisun suppenemiseen. Lisäksi jos on tärkeää saada massavirta vastaamaan mitattua massavirtaa, tämä ei ole paras reunaehtoyhdistelmä. Jotta tällä reunaehtoyhdistelmällä saataisiin massavirta vastaamaan tarkasti mitattua, jouduttaisiin massavirtoja tarkkailemaan sisään- ja ulostulossa, ja paine-eroa hienosäätämään laskennan edetessä. [3]

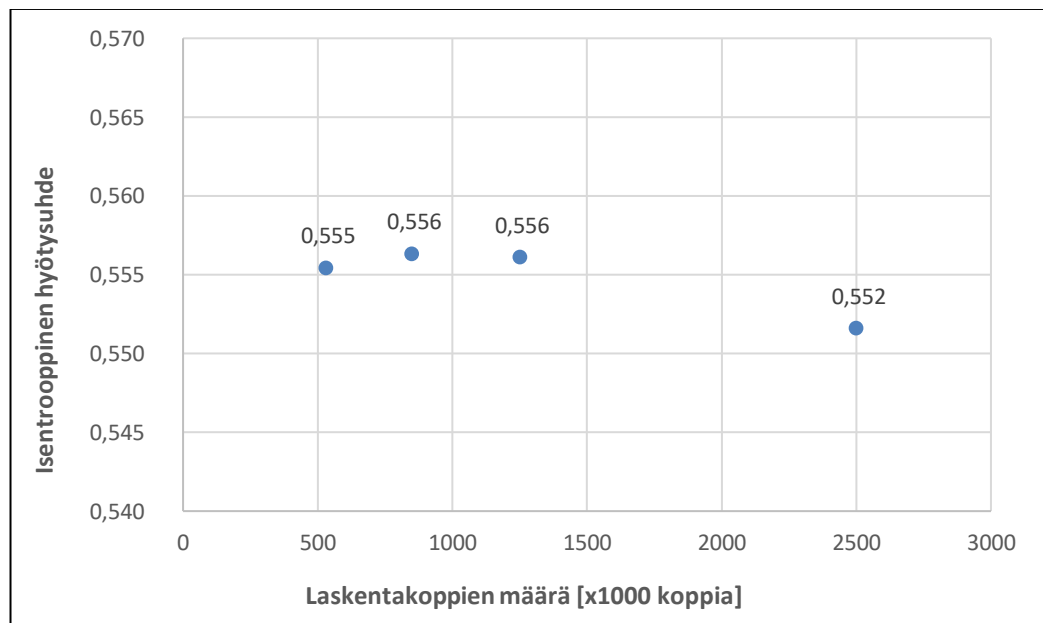
4.4 Verkkoriippumattomuustutkimus

CFD-analyyseissa liian karkea laskentaverkko saattaa aiheuttaa virheitä tuloksiin. Kun laskentaverkkoa tihennetään, tulokset tarkentuvat, kunnes jollain verkon tiheydellä muutokset tuloksissa ovat hyvin pieniä. Tällöin voidaan sanoa, että laskenta on verkkoriippumaton.

Laskentaverkon riippumattomuuden tutkimista varten laadittiin neljä eri laatuista verkostusta. Verkon asetukset pidettiin samoina, vain verkotuksen tiheyttä muutettiin. Verkoissa oli 530 000, 830 000, 1 250 000 ja 2 500 000 koppia. Analyysit ajettiin kaikilla verkoilla samoilla asetuksilla juoksupyörän pyörimisnopeuden ollessa 100 % suunnittelupisteen pyörimisnopeudesta ja massavirta 120 % suunnittelupisteen massavirrasta. Kuvissa (14) ja (15) on esitetty laskettu painesuhde ja isentrooppinen hyötysuhde kaikilla neljällä verkolla.



Kuva 14: Painesuhde neljällä tutkitulla verkolla.



Kuva 15: Isentrooppinen hyötysuhde neljällä tutkitulla verkolla.

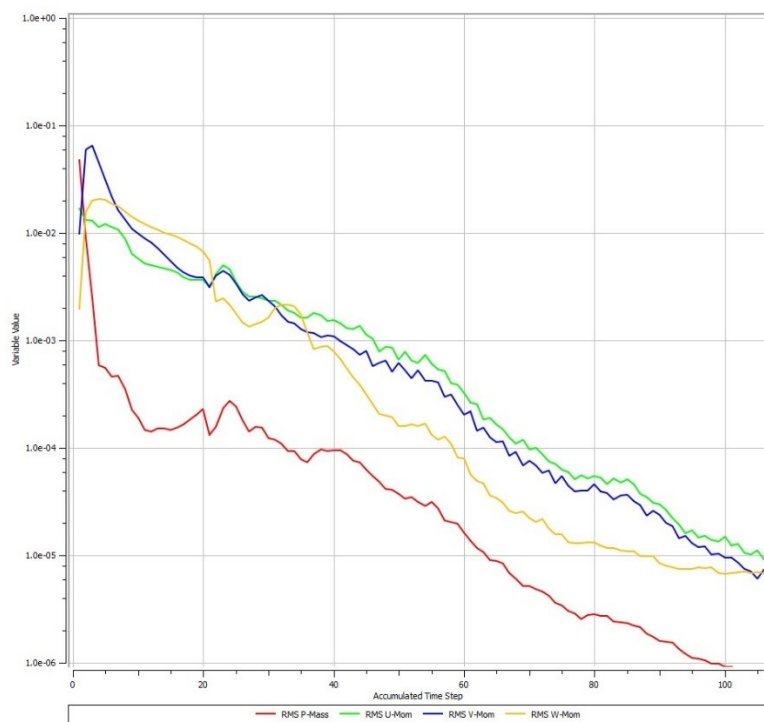
Kuten kuvista (14) ja (15) nähdään, erot ovat neljän verkon kesken hyvin pieniä. Tämän perusteella päätettiin, että lopuissa analyyseissa käytettiin verkkoa, jossa on 830 000 laskentakoppia, koska 830 000 laskentakoppia skaalautui vielä hyvin käytetyllä tietokoneella laskenta-ajan suhteen. Kahdella tiheimmällä verkolla laskenta-aika alkoi olla pitkä, koska käytettävissä oli melko rajallisesti laskentatehoa.

Verkkoriippumattomuutta tutkittaessa huomattiin, että tiheimmät verkot suppenivat ratkaisuun huomommin, ja seuraavassa kappaleessa esiteltävät suppenemiskriteerit eivät ko-

konaan täyttyneet kahdella tiheimmällä verkolla. Ratkaisu kuitenkin suppeni insinöörisovelluksessa täysin riittävään tarkkuuteen. Tämä on hyvin tyypillistä, koska tiheämpi verkko alkaa mallintamaan tarkemmin pieniä turbulenssin heilahteluja, pyönteitä yms. ilmiöitä, jotka eivät välttämättä ole ajasta riippumattomia. Käytetyllä verkolla, jossa oli 830 000 laskentakoppia, laskenta suppeni asetettuihin kriteereihin.

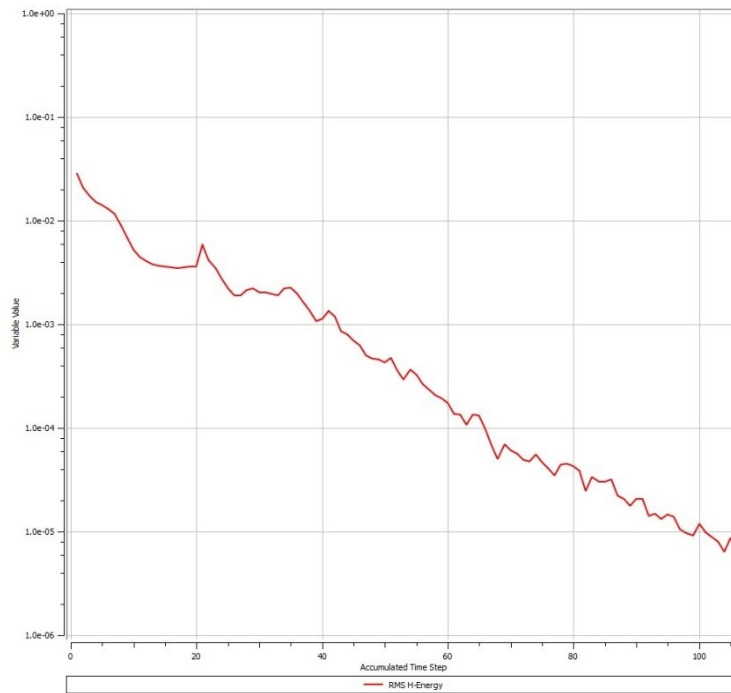
4.5 Ratkaisun suppeneminen

Epälineaarisen yhtälöryhmän ratkaisu matriisimenetelmillä on iteratiivinen prosessi. Iteraatiokierrosten aikana ratkaisun suppenemista seurattiin ja arvioitiin monella eri tavalla. Suppenemiskriteereiksi asetettiin, että Navier-Stokesin yhtälöiden neliöllisesti keskiarvoitetut residuaalit eli ns. RMS-residuaalit (Root mean square) painuivat arvoon $1 \cdot 10^{-5}$, joka CFX:ssä tarkoittaa todella hyvää suppenemista. Arvo $1 \cdot 10^{-4}$ tarkoittaa hyvää suppenemista ja on monissa insinöörisovelluksissa täysin riittävä. Kuvassa (16) on esitetty jatkuvuusyhtälön ja liikemäärän taseyhtälöiden RMS-residuaalit.



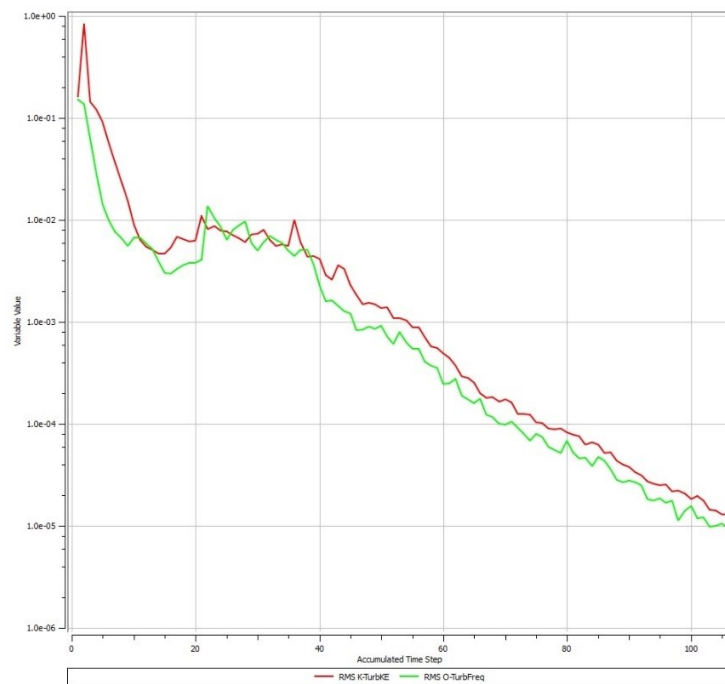
Kuva 16: *Jatkuvuusyhtälön ja liikemäärän taseyhtälöiden RMS-residuaalit. Kuva on otettu pisteessä, jonka pyörimisnopeus on 100 % ja massavirta 76 % suunnittelupisteen arvoista.*

Kuvassa (17) on esitetty energian taseyhtälön RMS-residuaalit.



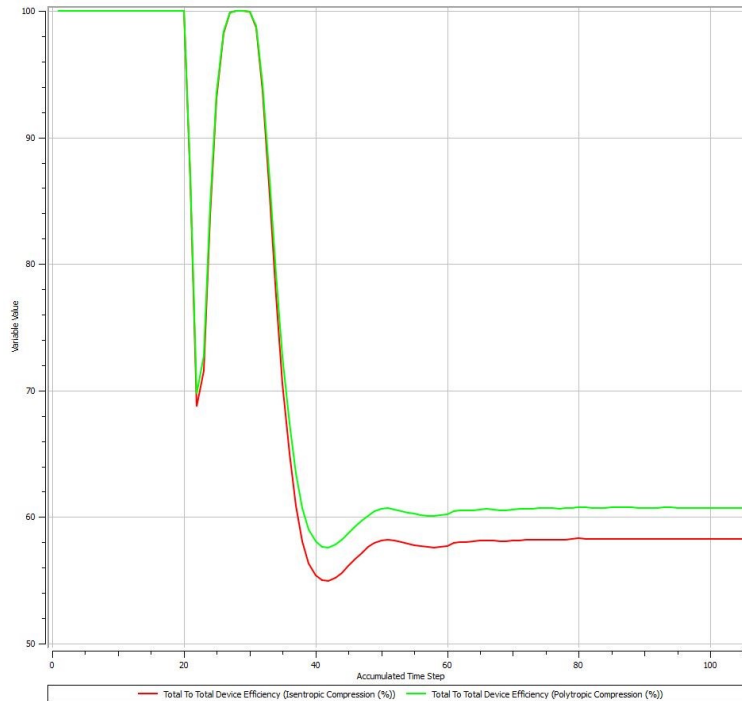
Kuva 17: Energian taseyhtälön RMS-residuaali. Kuva on otettu pisteessä, jonka pyörimisnopeus on 100 % ja massavirta 76 % suunnittelupisteen arvoista.

Turbulenssisuureiden siirtoyhtälöille ei asetettu erillistä suppenemiskriteeriä. Kun ratkaisu oli suppeutunut, myös niiden RMS-residuaalit painuivat lähelle arvoa $1 \cdot 10^{-5}$. Kuvasssa (18) on esitetty turbulenssisuureiden siirtoyhtälöiden RMS-residuaalit.



Kuva 18: Turbulenssisuureiden siirtoyhtälöiden RMS-residuaalit. Kuva on otettu pisteessä, jonka pyörimisnopeus on 100 % ja massavirta 76 % suunnittelupisteen arvoista.

Koska sisääntulossa oli määritelty reunaehtona massavirta, ulostulossa seurattiin massavirran kehittymistä laskennan edetessä. Kun ratkaisu oli suppeutunut, ulostulon massavirta oli sama kuin sisääntulossa. Lisäksi laskennan edistymistä seurattiin tarkkailemalla kompressorin isentrooppista hyötysuhdetta ja painesuhdetta, jotka ratkaisun suppeutuessa eivät enää muuttuneet. Kuvassa (19) on esitetty isentrooppisen hyötysuhteen muuttuminen laskennan edetessä.



Kuva 19: Kompressorin isentrooppisen hyötysuhteen muuttuminen laskennan edetessä. Kuva on otettu pisteessä, jonka pyörimisnopeus on 100 % ja massavirta 76 % suunnitellupisteen arvoista.

Lisäksi vaadittiin, että hallitsevien yhtälöiden globaali tasapaino toteutui 1% tarkkuudella. Tosin Navier-Stokesin yhtälöiden RMS-residuaalinen painuminen arvoon $1 \cdot 10^{-5}$ tarkoitti, että globaali tasapaino toteutui paljon tarkemmin kuin vaadittiin. Ratkaisun suppeneminen vei noin 80-200 iteraatiokierrosta. Ensimmäisen suppeutuneen ratkaisun jälkeen tätä voitiin käyttää muiden analyysien alustuksessa. Näissä parempi alkuarvaus johti nopeampaan suppenemiseen.

5. TULOKSET JA LASKENTAMALLIN VALIDOINTI

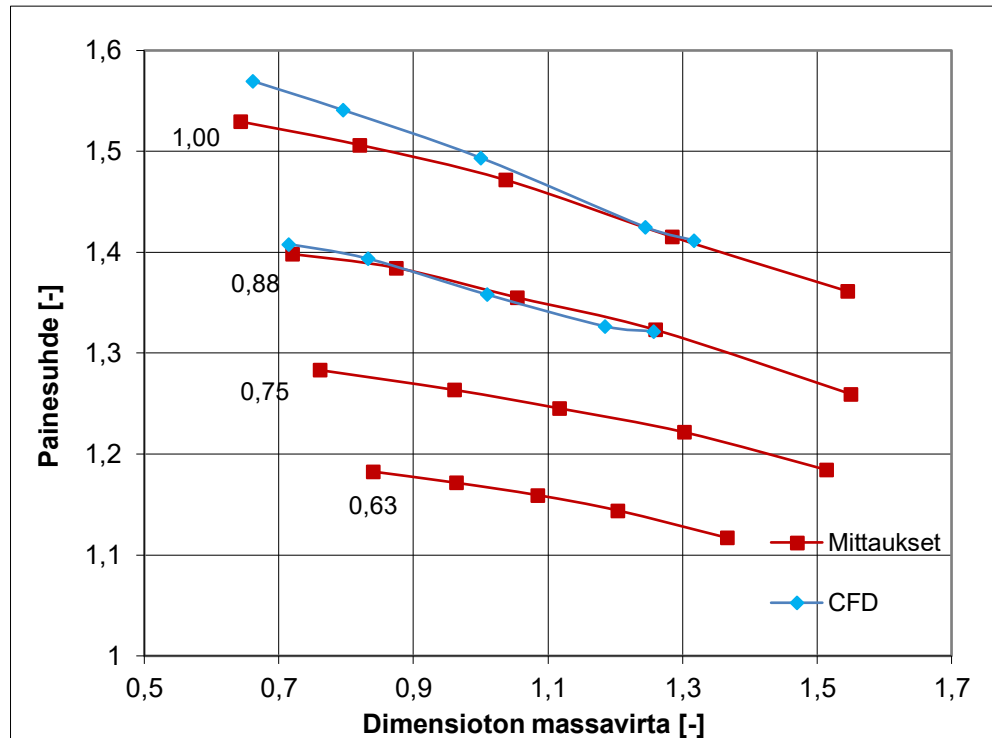
Tässä luvussa esitellään tulokset ja keskustellaan niistä. Luvussa esitellään kompressorin mitattu ja laskettu kompressorikartta. Lisäksi luvussa visualisoidaan virtauskenttää kompressorin sisällä.

5.1 Lasketut ja mitatut kompressorikartat

Keskipakokompressorin suorituskykymittaukset tehtiin Runtechin Kotkan tehtaan koeajobunkkerissa. Kompressorille tehtiin hyvin laajat mittaukset, jotta päästäisiin hyvin käsitykseen sen toiminta-alueesta. Kompressorin suorituskyky mitattiin neljällä pyörimisnopeudella, jotka olivat 63 %, 75 %, 88 % ja 100 % suunnittelupisteen pyörimisnopeudesta. Jokaisella pyörimisnopeudella ajettiin 5 massavirran arvoa. Yhtä pistettä ajettaessa, kompressorin toiminnan annettiin tasaantua noin 20-30 min, jotta varmistettiin, että mitatuissa arvoissa kaikki heilahtelut ajan suhteen olivat poissa. Selvimmin nämä heilahtelut näkyvät isentrooppisessa hyötysuhteessa, joka on todella herkkä lämpötilan ja paineen pienille muutoksille.

Aikataulujen takia, CFD:llä ehdittiin laskea kaksi suurinta tasaisen pyörimisnopeuden käyrää. Laskennassa käytettiin liukulukujen kaksoistarkkuutta (engl. double precision), joka tarkoittaa 64 bitin tarkkuutta. Kuten ennalta arveltiin, massavirran arvon lähestyessä tukkeutumisrajaa, eivät CFD-laskennat suppeutuneet SS-laskennalla mihinkään ratkaisuun. Laskennan reunaehto teoriassa olisi ollut oikea tukkeutumisen laskemiseen. Tämä johtuu siitä, että lähestyttäessä tukkeutumista kaasun nopeus kompressorin sisällä kasvaa, ja jossain kohtaa saavutetaan paikallisesti äänen nopeus. Tästä syntyvä tiivistysaalto ja sen mahdollisesti aiheuttama paikallinen virtauksen irtoaminen ovat transientteja ilmiöitä, ja SS-laskenta ei kykene laskemaan niitä tarkasti. CFD:llä saatiin laskettua pisteet hyvin läheltä sakkausrajaa, vaikka laskennan reunaehto oli teoriassa väärä tähän.

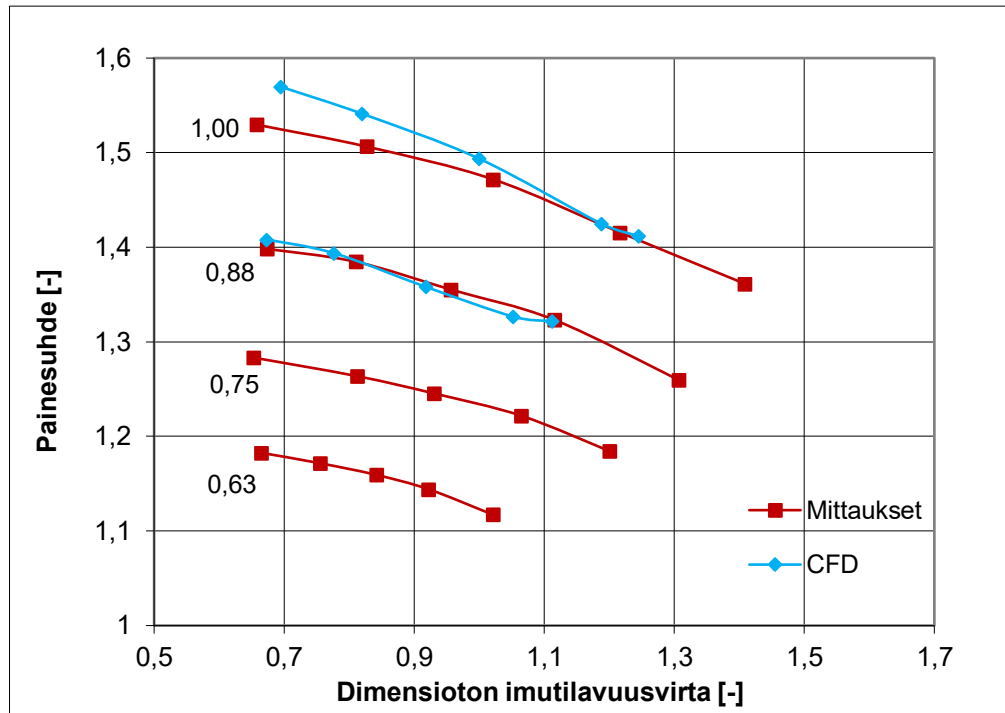
Kuvassa (20) on esitetty kompressorin mitattu ja laskettu kompressorikartta. Vaaka-akselilla on dimensioton massavirta. Kompressorikartoissa pyörimisnopeudet muutettiin dimensiottomiksi jakamalla ne suunnittelupisteen pyörimisnopeuksilla. Vastaavasti myös massa- ja imutilavuusvirrat tehtiin dimensiottomiksi jakamalla ne suunnittelupisteen massa- ja imutilavuusvirralla. Pystyakselilla oleva painesuhde on kokonaispaineesta kokonaispaineeseen, eli yhtälön (1) avulla laskettu. Mittausdata on prosessoitu ja mittaukset muutettu CFD-laskennoissa käytettyyn imutilaan Runtechilla kehitetyllä ohjelmalla. CFD:llä lasketut ja mitatut massavirrat eivät aivan vastaa toisiaan imutilan muunnoksen takia, ja koska CFD-laskelmat tehtiin ennen mittauksia.



Kuva 20: Kompressorikartta. Kompressorin suorituskyky mitattiin neljällä pyörimisnopeudella, jotka olivat 63 %, 75 %, 88 % ja 100 % suunnittelupisteen pyörimisnopeudesta. CFD:llä laskettiin kaksi suurinta pyörimisnopeutta.

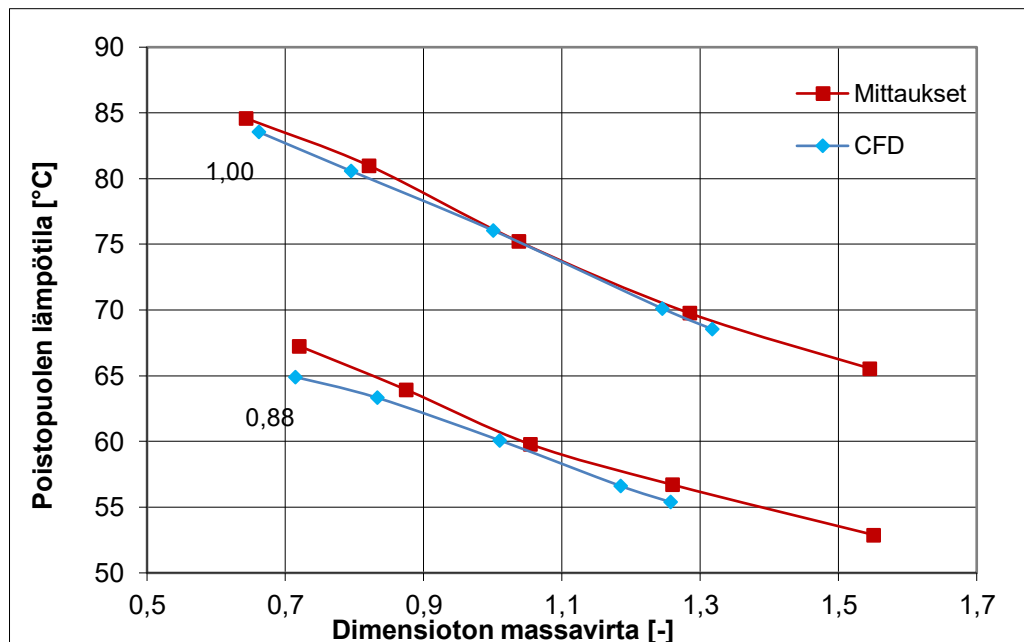
Kuten kuvasta (20) nähdään, kyseisellä kompressorilla päästään hieman yli 1,5 painesuhteeseen, mitä ei voi pitää erityisen hyvänä. Tämä oli odotettua juoksupyörän yksinkertaisuuden vuoksi. CFD liioittelee painesuhdetta suurimmalla pyörimisnopeudella koko matkalta, mutta ei paljoa. Ero on suurimmillaan lähellä sakkaurajaa 0,04 eli noin 2,6 %. Suunnittelupisteessä eroa on alle 0,02 eli alle 1,3 %. Pyörimisnopeudella 88 % CFD:n antamat tulokset ovat käytännössä samat kuin mittaustulokset. Toisin kuin ylipainekompressoreissa, alipainekompressoreissa tukkeutumisrajan määrittäminen ei ole helppoa, koska tukkeutuminen alkaa melko tasaisesti, varsinkin pienellä painesuhteella. Tämän vuoksi kompressorikartoissa ei näy tukkeutumisen tyypillisiä piirteitä, eli pystysuoraan tippuvaa painesuhdetta.

Kuten kuvasta (20) nähdään, kompressorikartan isoimmat painesuhdet saavutetaan varsin pienellä massavirralla. Tämä on tyypillistä alipainekompressorille. Koska ulostulon paine pysyy vakiona eli yhdessä ilmanpaineessa, painesuhteen kasvaessa sisääntulon paine laskee. Tällöin myös ilman tiheys sisääntulossa laskee ja korkean painesuhteen pisteet ovat pienen massavirran alueella. Tämän vuoksi kompressorikartta on esitetty kuvassa (21), siten, että vaaka-akselilla on imutilavuusvirta. Tämä on parempi vaihtoehto kompressorikartan esitystavaksi alipainekompressorille, koska tällöin muuttuva sisääntulon paine ei vaikuta kompressorikartan skaalaukseen.



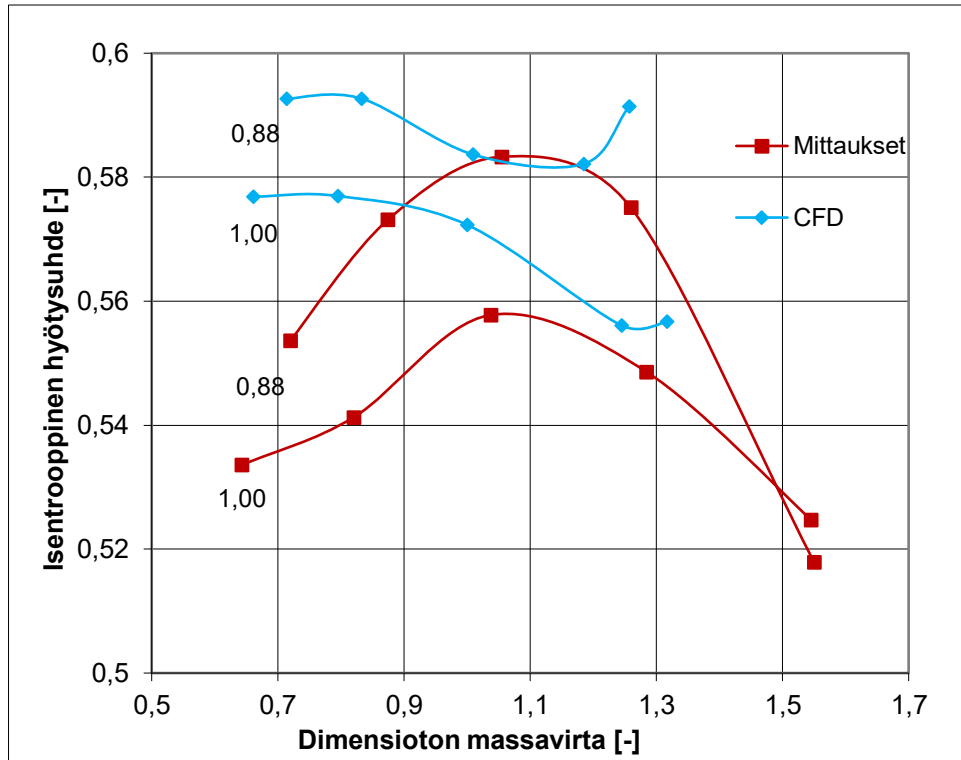
Kuva 21: Kompressorikartta. Kompressorin suorituskyky mitattiin neljällä pyörimisnopeudella, jotka olivat 63 %, 75 %, 88 % ja 100 % suunnittelupisteen pyörimisnopeudesta. CFD:llä laskettiin kaksi suurinta pyörimisnopeutta.

Kuva (21) näyttää tavanomaisemmalta kompressorikartalta. Kuvassa (22) on esitetty mitattu ja CFD-laskelmilla saatu poistopuolen lämpötila.



Kuva 22: Mitattu ja CFD-laskelmilla saatu poistopuolen lämpötila. Lämpötila esitetty kahdella pyörimisnopeudella, jotka olivat 88 % ja 100 % suunnittelupisteen pyörimisnopeudesta.

Kuvasta (22) nähdään, että CFD arvioi virtauksen lämpötilan melko hyvin. Suurimmillaan ero on noin 2,5 °C 88 % pyörimisnopeuden ensimmäisessä pisteessä. Kuvassa (23) on vielä esitetty kompressorin CFD:llä saatu ja mitattu isentrooppinen hyötysuhde. CFD:llä hyötysuhde on laskettu yhtälön (7) mukaan käyttäen entalpioita. Mitattu hyötysuhde on laskettu lämpötiloilla yhtälön (9) mukaan.



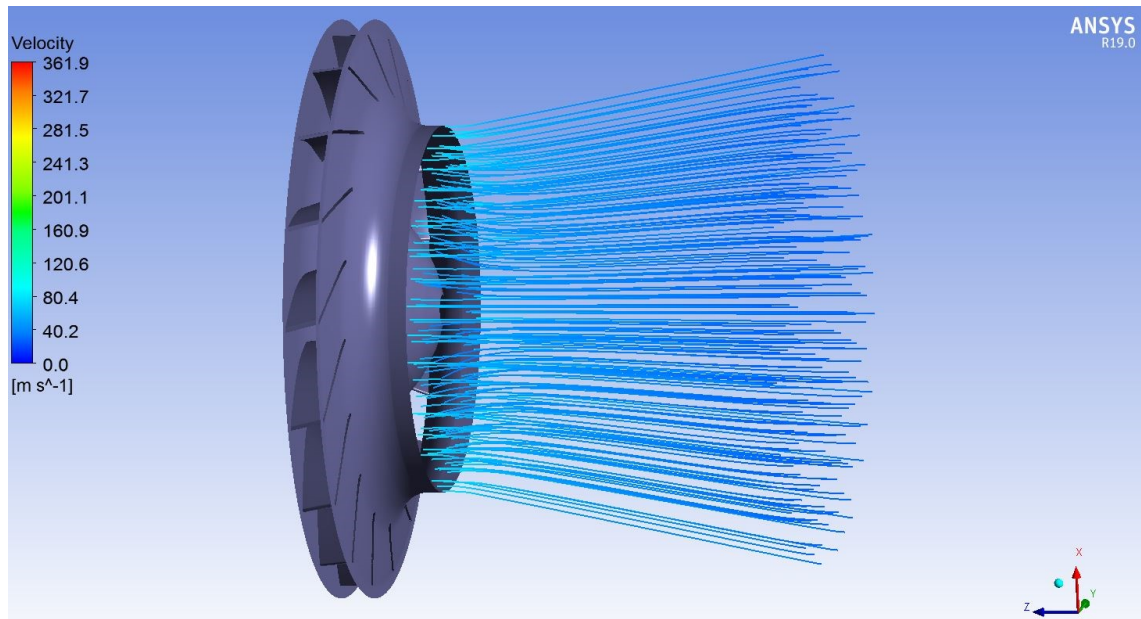
Kuva 23: Kompressorin isentrooppiset hyötysuhteet. Isentrooppiset hyötysuhteet on esitetty kahdella pyörimisnopeudella, jotka ovat 88 % ja 100 % suunnittelupisteen pyörimisnopeudesta.

Kuten kuvasta (23) nähdään, kompressorin isentrooppinen hyötysuhde on todella huono. Kuten painesuhde, tämäkin oli odotettua juoksupyörän yksinkertaisuuden vuoksi. Juoksupyörässä tapahtuu todella merkittäviä häviöitä, jotka laskevat hyötysuhteen arvon alhaiseksi. CFD:llä lasketut isentrooppiset hyötysuhteet ovat pielessä, eikä niillä ole edes mitään trendiä. Huomattavaa on, että CFD liioittelee isentrooppista hyötysuhdetta kaikissa pisteissä. Tämä oli odotettua, koska spiraali jätettiin mallista pois ja spiraalissa tapahtuu aina jonkinlainen painehäviö.

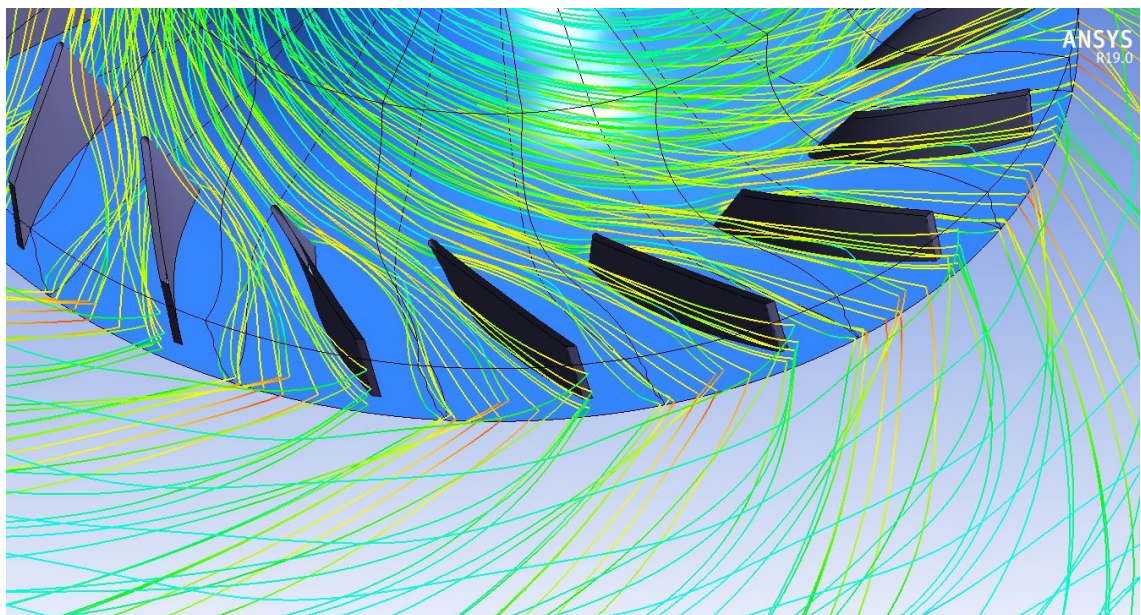
Isot erot isentrooppisissa hyötysuhteissa selittyvät painesuhteen ja lämpötilan virheillä. Isentrooppinen hyötysuhde on todella herkkä pienille paineen ja lämpötilan muutoksille. Esimerkiksi CFD:llä lasketun 100 % pyörimisnopeuden sakkaurajaa lähellä olevan pisteen lämpötila on käytännössä sama kuin mittauksissa. Jos painesuhde tippuisi 1,57:stä 1,53:een, isentrooppinen hyötysuhde laskisi 4 prosenttiyksikköä.

5.2 Virtauskentän visualisointi

Kuvissa (23) ja (24) on esitetty virtaviivoja kompressorin sisällä.



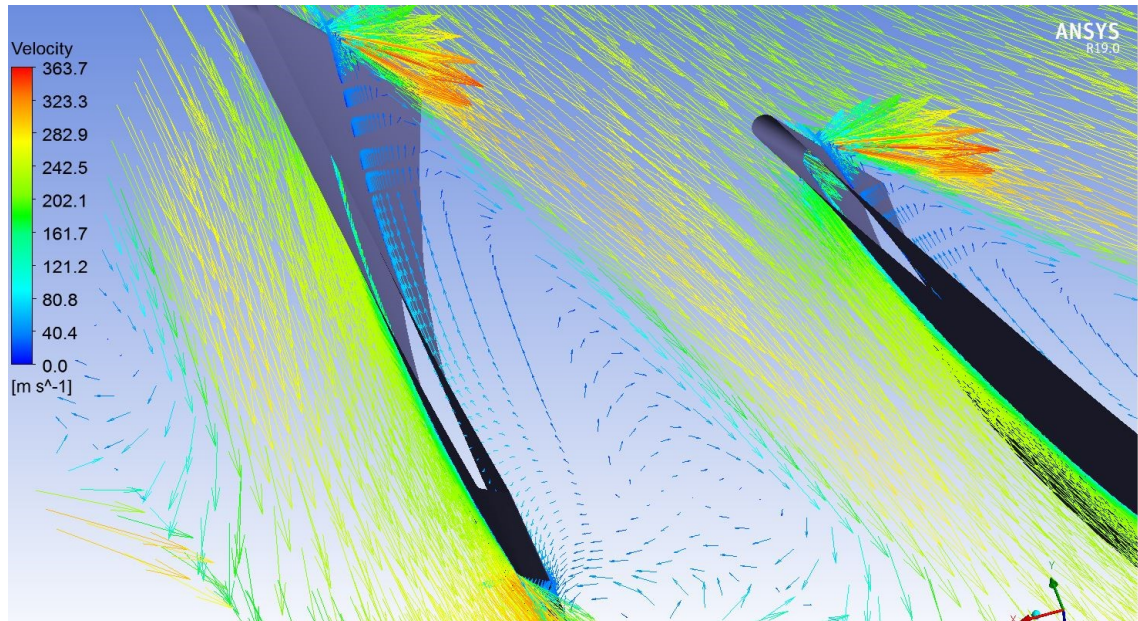
Kuva 23: Imukanavasta juoksupyörälle meneviä virtaviivoja suunnittelupisteessä.



Kuva 24: Virtaviivoja juoksupyörän sisällä suunnittelupisteessä.

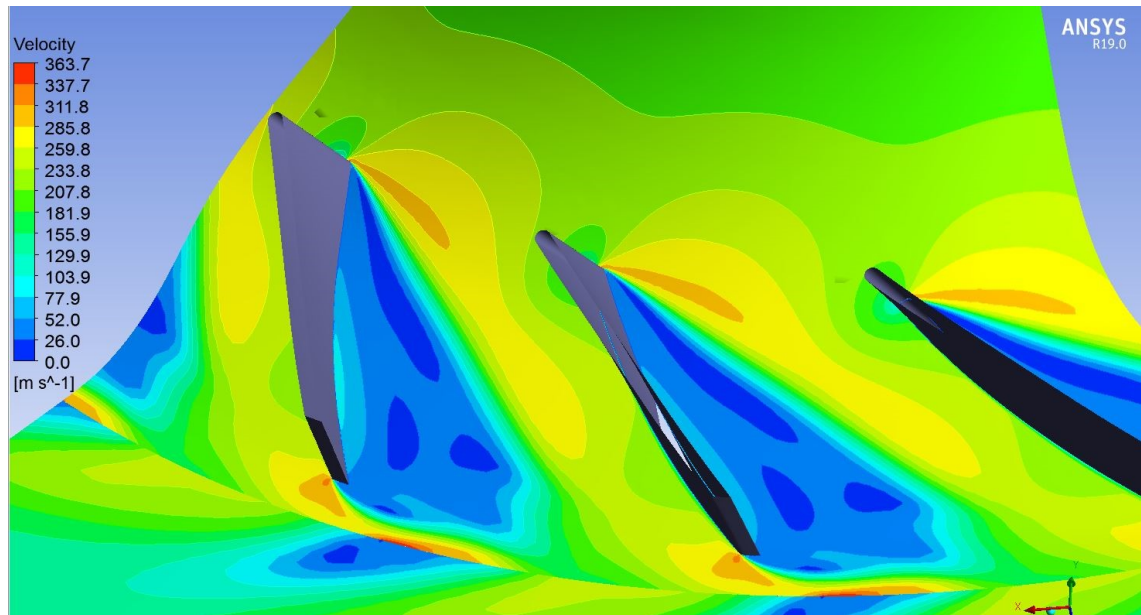
Kuva (23) havainnollistaa miten virtaus tulee juoksupyörälle aksiaalisessa suunnassa. Kuva (24) puolestaan havainnollistaa pyörivää virtausta juoksupyörän sisällä. Juoksupyörästä virtaus lähtee miltei tangentiaalisesti. Kuvaan (24) on myös piirretty rautalankamalli erillisistä siipisolista. Kuvasta (24) näkee hyvin kuinka virtaus ylittää pinnat, joihin asetettiin periodiset reunaehdot.

Kuvassa (25) on esitetty nopeusvektoreita siipisolassa. Vektorit on piirretty pinnalle, joka on korkeudella 50 % siipisolän korkeudesta.



Kuva 25: Kompressorin juoksupyörän siipisolän nopeusvektorit massavirran ollessa 100 % ja pyörimisnopeuden 100 % suunnittelupisteiden arvoista. Vektorit on piirretty pinnalle, joka on korkeudella 50 % siipisolän korkeudesta.

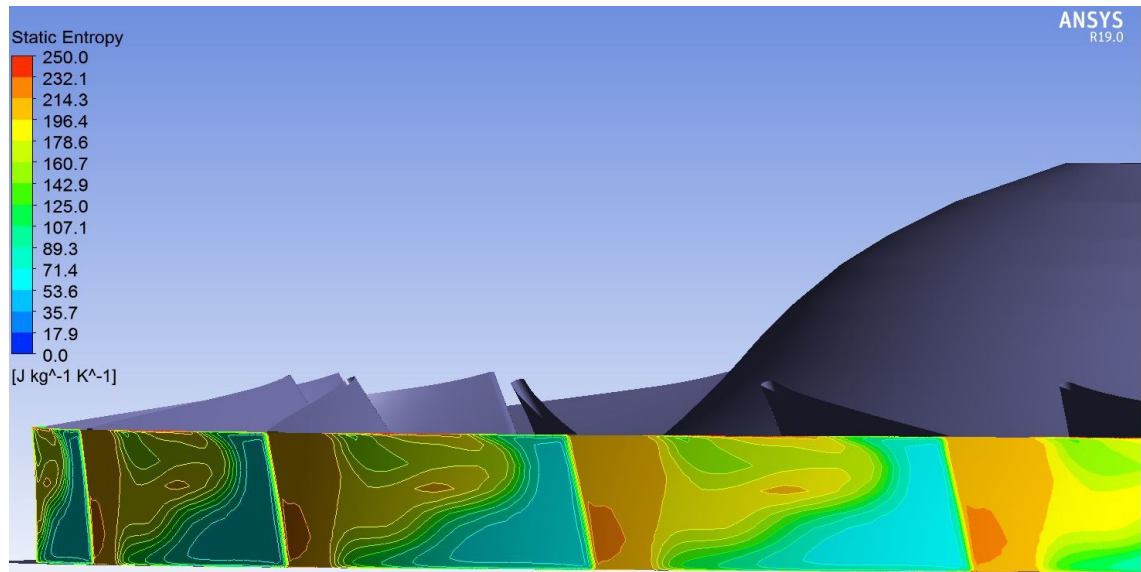
Kuten kuvasta (25) nähdään, virtaus ei kiinnity imupintaan ja siipisolaan muodostuu todella suuri hitaan virtauksen alue ja pyörre. Nopeusvektorit osoittavat siiven pinnalla väärään suuntaan. Suurin osa virtauksesta menee siiven painepinnalla. Tämä ei ole päävirtaus-toisiovirtaus ilmiö. Hyvin suunnitelluissakin juoksupyörissä esiintyy päävirtaus-toisiovirtaus ilmiötä. Näissä juoksupyörissä virtaus menee siipisolän suuntaisesti ja myöhemmin radiaalisessa osassa coriolisvoima erottaa hitaan virtauksen. Tässä tapauksessa juoksupyörän siivet ovat niin lyhyet, että niissä ei ole johdeosaa, vaan pelkkä radiaalinen osa. Kyseinen ilmiö johtuu todennäköisesti siitä, että siipi on väärässä kulmassa virtaukseen nähden ja virtaus ei kiinnity kunnolla siiven imupintaan. Kuvassa (26) on vielä esitetty nopeusjakauma siipisolassa piirrettynä pinnalle, joka on korkeudella 50 % siipisolän korkeudesta.



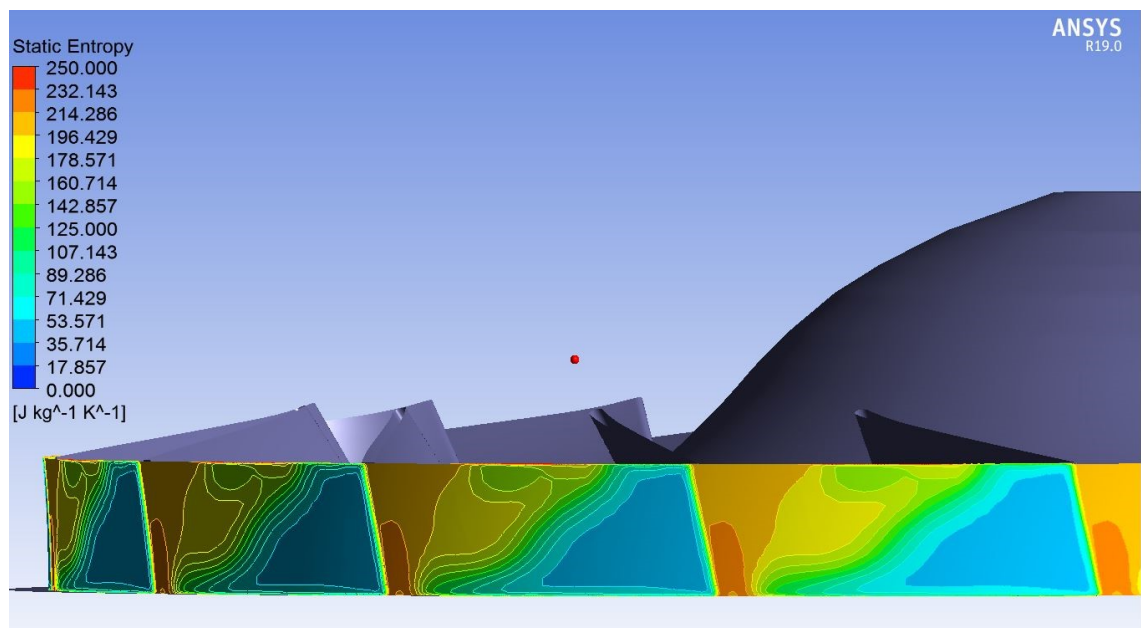
Kuva 26: Kompressorin juoksupyörän siipisolän nopeusjakauma massavirran ollessa 100 % ja pyörimisnopeuden 100 % suunnittelupisteiden arvoista. Jakauma on piirretty pinnalle, joka on korkeudella 50 % siipisolän korkeudesta.

Kuvassa (26) voi havaita vielä paremmin suuren hitaan nopeuden alueen siipisolassa. Kuvasta (26) voi havaita siiven tulo- ja jättöreunan stagnaatiopisteet (patopisteet). Näiden pisteiden ja niiden lähistöllä oleviin arvoihin ei voi luottaa, koska tässä työssä ei käytetty SST-mallille turbulenssin kineettisen energian tuoton rajoitinta. Kaksiyhtälömallien yleisesti tunnettu ongelma on se, että ne liioittelevat turbulenssin kineettisen energian tuottoa stagnaatiopisteissä ja tämä tuottaa epäfysikaalisia tuloksia. Koska stagnaatiopiste sijaitsee siiven alussa, saattaa virhe kulkeutua sieltä koko siipisolän alueelle.

Entropia on termodynaaminen suure, jota on hyvin hankala tai mahdoton mitata. CFD-ohjelmat osaavat sen laskea, joten CFD-ohjelmilla entropia on hyvä keino havainnollistamaan häviöitä kompressorin sisällä. Entropian avulla voidaan myös hyvin erottaa pää- ja toisiovirtaus juoksupyörän ulostulossa. Tätä tapaa Jaatinen-Värri et al. käyttivät artikkelissaan juoksupyörän virtauskentän havainnollistamiseen [10]. Kuvassa (27) esitetty juoksupyörän ulostulon entropia suunnittelupisteessä. Kuvassa (28) on esitetty myös juoksupyörän ulostulon entropia massavirran ollessa 127 % suunnittelupisteen arvosta.



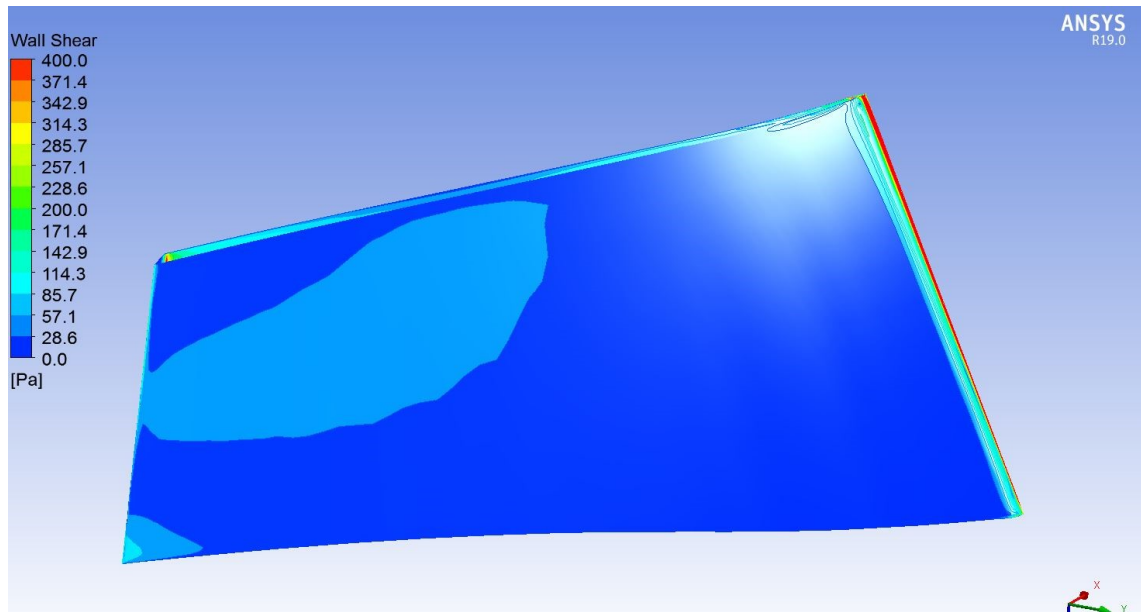
Kuva 27: Kompressorin juoksupyörän ulostulon entropia massavirran ollessa 100 % ja pyörimisnopeus 100 % suunnittelupisteen arvoista.



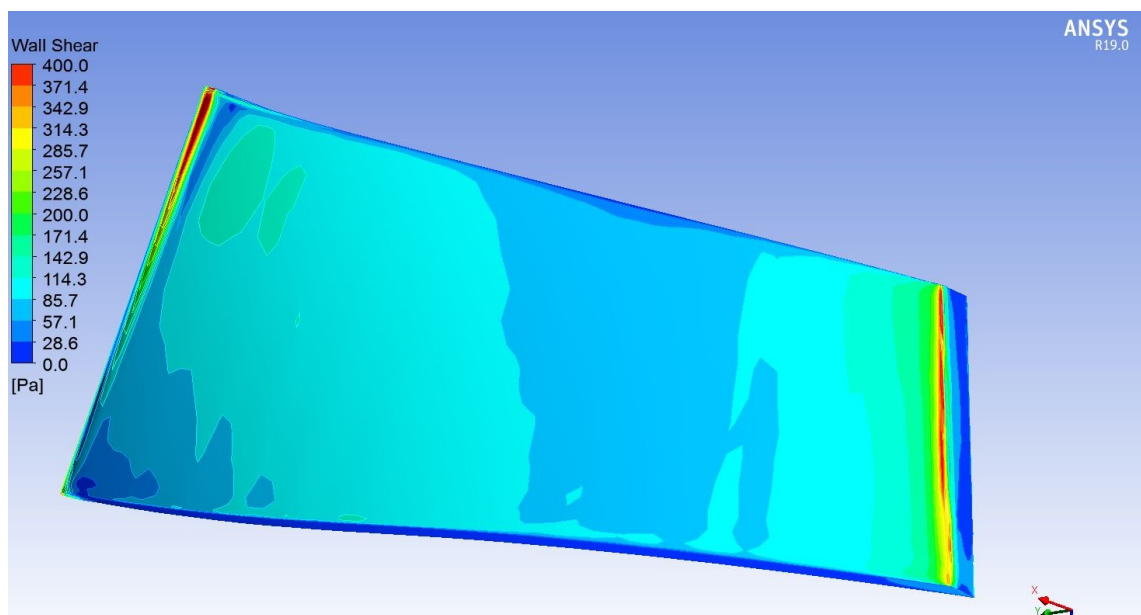
Kuva 28: Kompressorin juoksupyörän ulostulon entropia massavirran ollessa 127 % ja pyörimisnopeus 100 % suunnittelupisteen arvoista.

Kuvista (27) ja (28) voi havaita, kuinka imupinnalta tulevalla virtauksella on suuri entropia. Koska virtaus ei kiinnity imupintaan, virtauksessa tapahtuu suuria häviöitä, joita entropia kuvaa. Häviöllinen virtaus kerääntyy imupinnalle ja lähelle katetta. Painepinnalta tulevalla virtauksella on pieni entropia.

Kuvissa (29) ja (30) on esitetty vielä siiven imu- ja painepinnan leikkausjännitys jakauma suunnittelupisteessä.



Kuva 29: Kompressorin juoksupyörän siiven imupinnan leikkausjännitys jakauma massavirran ollessa 100 % ja pyörimisnopeuden 100 % suunnittelupisteiden arvoista.



Kuva 30: Kompressorin juoksupyörän siiven painepinnan leikkausjännitys jakauma massavirran ollessa 100 % ja pyörimisnopeuden 100 % suunnittelupisteiden arvoista.

Virtaus irtoaa kokonaan seinämästä, kun leikkausjännitys menee nolllaksi. Kuten kuvasta (29) nähdään imupinnalla leikkausjännityksen arvot ovat hyvin pieniä. Tämä tarkoittaa myös sitä, että virtaus ei ole kiinnittynyt kunnolla siiven imupintaan. Kuvasta (30) nähdään, että painepinnalla esiintyy paljon korkeampia leikkausjännityksiä. Tämä on odotettua, sillä suurin osa virtauksesta menee painepinnan kautta.

6. YHTEENVETO JA JOHTOPÄÄTÖKSET

Tässä luvussa on yhteenveto diplomityöstä ja tuloksista. Luvun lopussa on havaittuja parannuskohteita tulevaisuuden mahdollisiin CFD-simulaatioihin.

6.1 Yhteenveto

Tässä työssä analysoitiin CFD:llä alipainesovelluksiin kehitettyä keskipakokompressoria. Erityisesti keskityttiin kompressorin yleisen suorituskyvyn analysoimiseen. Kyseisen kompressorin juoksupyörä oli tyypiltään katettu ja siinä oli 17-siipeä. Sen kanssa käytettiin siivetöntä diffuusoria. Periodisia reunaehtoja käyttäen juoksupyörästä mallinnettiin vain yksi siipisola ja sitä vastaavat alueet imukanavaa ja diffuusoria. Kaikki komponentit verkotettiin rakenteellisella heksaedriverkolla. Laskenta suoritettiin Steady-State tyyppisenä, käyttäen Frozen Rotor-mallia pyörivien ja stationääristen komponenttien välillä. Laskennalla saatuja tuloksia verrattiin kokeellisiin mittaustuloksiin.

Työtä varten valmistettu juoksupyörä osoittautui melko huonoksi. Tämä oli odotettua pyörän yksinkertaisuuden ja siipien lyhyiden vuoksi. Juoksupyörä tuotti hieman yli 1,5 painesuhteen. Isentrooppinen hyötysuhde oli alle 60 %. Hyvin suunnitellulla keskipakokompressorin juoksupyörällä on noin 80-90 % isentrooppinen hyötysuhde, joten eroa hyvin suunniteltuun juoksupyörään on noin 25-30 prosenttiyksikköä.

CFD arvioi melko hyvin yleisiä suorituskyvyn mittareita. Painesuhde oli pyörimisnopeudella 88 % käytännössä sama kuin mitattu. Pyörimisnopeudella 100 % CFD liioitteli painesuhdetta joka pisteessä, mutta eroa oli suurimmillaan noin 2,6 %. Poistupuolen lämpötila puolestaan oli pyörimisnopeudella 100 % käytännössä sama, 88 % pyörimisnopeudella eroa oli suurimmillaan noin 2,5 °C eli noin 4 %. Isentrooppista hyötysuhdetta CFD liioitteli joka pisteessä, mutta se oli odotettua, koska spiraali jätettiin mallintamatta ja siellä tapahtuu aina jonkinlainen painehäviö. Isentrooppinen hyötysuhde oli suurimmillaan noin 5 prosenttiyksikköä liian iso.

6.2 Johtopäätökset

Juoksupyörän siivet olivat todella lyhyet, joten voi ajatella, että niistä puuttui johdeosa kokonaan. Johdeosalla tapahtuu paineen korotusta, koska virtauksen suhteellinen nopeus hidastuu. Tämän vuoksi juoksupyörän paineenkorotuskyky jäi melko huonoksi. Lisäksi juoksupyörän siipi on väärässä kulmassa virtaukseen nähden ja tuleva virtaus ei kiinnity siiven imupintaan kunnolla. Siipisolaan syntyy todella suuri hitaan virtauksen alue, jossa tapahtuu merkittäviä häviöitä. Tähän ratkaisu voisi olla kääntää siiven kärkeä hieman pyörimissuuntaan päin.

CFD-laskentaa voi pitää onnistuneena, koska vaikka juoksupyörä ei ole hyvin suunniteltu ja virtaustilanne juoksupyörän sisällä on todella kaukana optimaalisesta, CFD antoi siitä huolimatta melko hyviä tuloksia. Hyvin suunnitelluille ja optimoiduille juoksupyörille CFD todennäköisesti antaa vielä parempia tuloksia.

Laskentaan jäi silti monia kehityskohteita. Tässä työssä käytettävän laskentatehon määrä rajoitti käytettävän laskenta-alueen laajuutta ja käytettävän laskentaverkon tiheyttä. Jotta mittaukset ja laskennat vastaisivat paremmin toisiaan, pitäisi spiraali ottaa laskentaan mukaan. Tällöin myös käytetyt reunaehdot vastaisivat todellisuutta paremmin. Tässä työssä laskenta-alueen eli diffuusorin ulostulossa määrättiin tasainen staattinen-paine, mikä pitää tarkasti paikkansa vain suunnittelupisteessä. Tasainen staattinen paine spiraalin ulostulossa pitää paljon paremmin paikkansa. Hyvä vaihtoehto reunaehdoksi olisi määrittää sisääntulossa kokonaispaine ja ulostulossa massavirta. Tällöin kompressorin tasaisen nopeuden käyrien määrittäminen on hieman haastavampaa, koska alipainekompressorissa massavirta riippuu sisääntulon paineesta.

Tässä työssä laskentaverkon tiheydellä ei huomattu olevan merkittävää vaikutusta ratkaisuihin, mutta tämä ei todellakaan ole aina tilanne. Koska käytännössä koskaan ei ole aikaa tutkia laskentaverkon riippumattomuutta, verkoista pitää tehdä kerralla riittävän tiheitä. Jos laskentatehoa on riittävästi, vastaavanlainen laskenta, kuin mitä tässä työssä käytettiin kannattaa verkottaa noin 1,5-2 miljoonalla kopilla, jotta verkko on varmasti riittävän hyvä. Tämä määrä noin tuplaantuu, jos mukaan pitää ottaa splitterisiipi.

Keskikipakompressorin laskennassa käytetään yleisesti kaksiyhtälömallien joukkoon kuuluvaa $k-\omega$ SST turbulenssimallia. Tässä työssä virtaustilanne juoksupyörän sisällä oli todella kaukana optimaalisesta, joten kaksiyhtälömallit eivät tässä tilanteessa todennäköisesti anna parhaimpia mahdollisia tuloksia. Laskentoja tehdessä ei käytetty SST-mallille löytyviä erilaisia korjauksia. Esimerkiksi turbulenssin kineettisen energian tuoton rajoittinta olisi pitänyt käyttää. Kaksiyhtälömallien yleisesti tunnettu ongelma on, että ne liioittelevat turbulenssin kineettisen energian tuottoa stagnaatioalueella, kuten siiven stagnaatiopisteessä. Tämä saattaa tuottaa epäfysikaalisia tuloksia. CFX:ssä löytyy SST-mallille muitakin korjauksia. Yksi mielenkiintoinen on ns. Curvature Correction, jonka pitäisi parantaa kaksiyhtälömallien antamia tuloksia voimakkaasti kaarevissa pinnoissa ja pyörivissä alueissa, kuten juoksupyörän sisällä.

Ensimmäisen kertaluvun ylävirtakaava turbulenssisuureiden diskretoinnille oli huono valinta, ja siinä olisi kannattanut käyttää toisen kertaluvun ylävirtakaavaa (54). Ensimmäisen kertaluvun ylävirtakaavaa ei kannata käyttää kuin ensimmäisillä iteraatiokierroksilla ratkaisun liikkeelle saamiseksi. Kun ratkaisu lähtee suppenemaan, kannattaa ensimmäisen kertaluvun kaavat vaihtaa toisen kertaluvun ylävirtakaavoihin.

LÄHTEET

- [1] ANSYS Inc, FLUENT User's guide, Release 19.1.
- [2] ANSYS Inc, ANSYS CFX-Solver Modeling guide, Release 19.1.
- [3] ANSYS Inc, ANSYS CFX Reference Guide, Release 19.1.
- [4] ANSYS Inc, ANSYS CFX-Solver Theory Guide, Release 19.1.
- [5] N. A. Cumpsty, Compressor Aerodynamics, Krieger Publishing Company, Malabar, Florida, 2004, 517 p.
- [6] S. L. Dixon, C. A. Hall, Fluid mechanics and thermodynamics of turbomachinery, 6th ed., Butterworth-Heinemann, Elsevier Inc, Oxford, UK, 2010, 481 p.
- [7] D. Eckardt, Investigation of the jet-wake flow of a highly loaded centrifugal compressor impeller, National Aeronautics and Space Administration, NASA-TM-75232, 1978, 195 p.
- [8] L. Gibson, L. Galloway, S.I. Kim, S. Spence, Assessment of turbulence model predictions for a centrifugal compressor simulation, Journal of the global power and propulsion society, Vol. 1, No 1, 2017, pp. 142-156
- [9] A. Jaatinen-Värri, J. Tiainen, T. Turunen-Saaresti, A. Grönman, A. Ameli, A. Engeda, J. Backman, Centrifugal compressor tip clearance and impeller flow, Journal of Mechanical Science and Technology, Vol. 30, Issue 11, 2016, pp. 5029-5040
- [10] A. Jaatinen-Värri, A. Grönman, T. Turunen-Saaresti, J. Backman, Investigation of the stage performance and flow fields in a centrifugal compressor with a vaneless diffuser, International journal of rotating machinery, Vol. 2014, Article ID 139153, Hindawi Publishing Corporation, 2014, 10 p.
- [11] A. Jaatinen, Performance improvement of centrifugal compressor stage with pinched geometry or vaned diffuser, dissertation, Lappeenranta University of Technology, Acta Universitatis Lappeenrantaensis 352, 2009, 152 p.
- [12] D. Japikse, Centrifugal compressor design and performance, Concepts ETI, Vermont, USA, 1996, 500 p.
- [13] D. Japikse, N. C. Baines, Diffuser design technology, Concepts ETI, Vermont, USA, 1998, 287 p.

- [14] J. Larjola, Radiaalikompressorin suunnittelun perusteet, Aalef Oy, Lappeenranta, Suomi, 1988, s. 60
- [15] A. Lucius, G. Brenner, 3D time accurate CFD simulations of a centrifugal compressor, *Parallel Computational Fluid Dynamics 2008*, Springer Berlin Heidelberg, 2011, pp. 173-180
- [16] F.R. Menter, Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications, *AIAA Journal*, Vol. 32, No. 8, 1994, pp. 1598-1605
- [17] Kuva: NASA CC3 kompressorin, NASA Glenn Research Center (NASA-GRC), Saatavissa: <https://commons.wikimedia.org/w/index.php?curid=17669018> [viitattu 26.01.2019]
- [18] R.C. Pampreen, Compressor surge and stall, Concepts ETI, Norwich, Vermont, USA, 1993, 457 p.
- [19] H. Pitkänen, H. Esa, P. Sallinen, J. Larjola, CFD analysis of a centrifugal compressor impeller and volute, *The American Society of Mechanical Engineers, ASME Paper 99-GT-436*, 1999, 8 p.
- [20] A. Reunanen, Experimental and numerical analysis of different volutes in a centrifugal compressor, dissertation, Lappeenranta University of Technology, *Acta Universitatis Lappeenrantaensis* 118, 2001, 150 p.
- [21] W. Sutherland, The viscosity of gases and molecular force, *Philosophical Magazine*, 1893, pp. 507-531.
- [22] J. Tang, Computational analysis and optimization of real gas flow in small centrifugal compressors, dissertation, Lappeenranta University of Technology, *Acta Universitatis Lappeenrantaensis* 253, 2006, 93 p.
- [23] H.K. Versteeg and W. Malalasekera, *An introduction to Computational Fluid Dynamics: The Finite Volume Method*, 2nd ed., Pearson Education Limited, 2007, Edinburgh Gate, Harlow, England, 518 p.