

VAASAN YLIOPISTO

TEKNILLINEN TIEDEKUNTA

ENERGIATEKNIikka

Tero Ijäs

**KAASUTURBIINITEKNIIKAN KEHITTÄMINEN
YKSIULOTTEISEN PROSESSIMALLINNUSOHJELMAN
AVULLA**

Diplomityö, joka on jätetty tarkastettavaksi diplomi-insinöörin tutkintoa varten
Vaasassa 3.7.2015.

Työn valvoja

Erkki Hiltunen

Työn ohjaaja

Heikki J Salminen

VAASA 2015

ALKULAUSE

Tämä diplomityö on tehty erään energia-alan yrityksen toimeksiannosta Vaasan yliopiston teknillisessä tiedekunnassa. Aloitin energiatekniikan opintoni Vaasan yliopistossa vuoden 2012 syksyllä. Valmistuin saman vuoden keväällä Jyväskylän ammattikorkeakoulusta paperikoneteknologian insinööriksi. Lapsesta asti minulla on ollut haaveena opiskella diplomi-insinööriksi, joten päätös jatkaa opintoja vielä yliopistossa, oli varsin helppo. Energiatekniikka valikoitui pääaineeksi monestakin syystä, mutta ehkä tärkeimpänä syynä oli alan ajankohtaisuus. Opintoni sisälsivät pääasiassa perusteita energiatekniikasta ja uusiutuvasta energiasta sekä syvällisemmin diesel- ja kaasumootoritekniikasta.

Sain kuulla mahdollisuudesta tehdä diplomityön uuden kaasuturbiinitekniikan kehittämisestä syksyllä 2014, jolloin työnohjaaja Heikki J Salminen oli minuun yhteydessä. Aihe kuulosti heti todella mielenkiintoiselta ja päätinkin välittömästi alkaa tutkia aihetta tarkemmin. Ensimmäinen tapaaminen yrityksen toimitusjohtajan ja työnohjaajan kanssa järjestyi joulukuussa 2014, jolloin sovimme alustavista linjauksista sekä aikatauluista. Varsinaisesti diplomityö käynnistyi tammikuussa 2015, josta tiivistä työskentelyä jatkui kesäkuun loppuun asti.

Haluan kiittää Timo Erämaata, joka mahdollisti minulle tämän mielenkiiltoisen, haastavan sekä erittäin antoisan projektin. Erityisen kiitoksen ansaitsee myös työnohjaaja Heikki J Salminen, jonka tuki pulssikaasuturbiinin mallinnuksessa ja simuloinnissa oli korvaamatonta.

Vaasassa 3.7.2015

Tero Ijäs

SISÄLLYSLUETTELO

ALKULAUSE	1
KUVIOLUETTELO	5
TAULUKKOLUETTELO	6
SYMBOLI- JA LYHENNELUETTELO	7
TIIVISTELMÄ	9
ABSTRACT	10
1 JOHDANTO	11
1.1 Tutkimuksen ongelmanasettelu ja tavoitteet	11
1.2 Työn rakenne	12
2 KAASUTURBIINI	14
2.1 Kaasuturbiini verrattuna dieselmoottoriin	14
2.2 Kaasuturbiinin pääkomponentit	15
2.2.1 Kompressori	15
2.2.2 Polttokammio	18
2.2.3 Turbiini	23
2.3 Kaasuturbiinin kiertoprosessit	24
2.3.1 Brayton-prosessi	24
2.3.3 Humphrey-prosessi	25
2.4 Kaasuturbiini kategoriat	26
2.4.1 Raskasrunkoiset kaasuturbiinit (Frame Type Heavy Duty)	26
2.4.2 Ilmailujohdannaiset kaasuturbiinit (Aircraft derivative)	26
2.4.3 Teollisuuden käyttämät kaasuturbiinit (Industrial Type)	27
2.4.4 Pienikokoiset kaasuturbiinit	27
2.4.5 Ajoneuvokaasuturbiinit	28
2.4.6 Mikroturbiinit	28
2.5 Kaasuturbiinissa käytettävät polttoaineet	28
2.5.1 Polttoaineen valinta	29
2.5.2 Kaasumaiset polttoaineet	30

2.5.3	Nestemäiset polttoaineet	31
2.5.4	Polttoaineen vaikutus kaasuturbiinin suorituskykyyn	33
2.6	Kaasuturbiinista aiheutuvat päästöt	34
2.6.1	Päästömääräykset	35
2.6.2	Hiilimonoksidi ja palamattomat hiilivedyt	36
2.6.4	Pienhiukkaset ja savu	37
2.6.5	Typen oksidit (NO _x)	38
2.6.6	Rikin oksidit (SO _x)	39
3	MIKROTURBIINI	40
3.1	Mikroturbiinien kiertoprosessit	40
3.1.1	Yksinkertainen prosessi (simple cycle)	41
3.1.2	Uudelleenkierrätysprosessi (recuperative cycle)	41
3.1.3	Välijäähdytettyprosessi (intercooled)	41
3.1.4	Uudelleenlämmitysprosessi (reheat)	41
3.1.5	Kaksiakselinen prosessi (split-shaft)	42
3.2	Mikroturbiinin käyttökohteet ja sovellukset	42
3.3	Mikroturbiinimarkkinat	43
4	YKSIULOTTEINEN PROSESSIN MALLINNUSOHJELMA	46
4.1	GT-POWER	46
4.1.1	GT-POWER-mallin konvergointi	46
4.1.2	Suora optimointi (Direct optimizer)	47
4.1.3	DOE (Design of experiments)	47
4.2	GT-POWER:n vastaavuus todellisuuteen	48
5	PULSSIKAASUTURBIINIMALLIN KEHITTÄMINEN JA OPTIMOINTI	50
6	TYÖN TULOKSET	51
6.1	Kaksiportainen malli	51
6.2	Prototyypimalli	53
7	JOHTOPÄÄTÖKSET	55

8 YHTEENVETO	58
LÄHTEET	60
LIITTEET	64
LIITE 1. Vertailukohdaksi kehitetty Capstonen C65 mikroturbiinimalli	64
LIITE 2. Pulssikaasuturbiinin laitteiston mitoituksen lähtökohdat	65
LIITE 3. Alkuperäinen pulssikaasuturbiinimalli	65
LIITE 4. Kompressorin ja turbiinin pyörimisnopeutta säätävät moottorit lisätty	65
LIITE 5. Virtauspenkki	66
LIITE 6. Erilliset venttiilit lisätty	67
LIITE 7. Kompressorille lisättiin nopeuden ohjaus sekä uusi polttokammiomalli	67
LIITE 8. Pulssikaasuturbiinimallin muuttajat	68
LIITE 9. Putkiston lopullinen mitoitus	69
LIITE 10. Loppullinen pulssikaasuturbiinimalli	69
LIITE 11. Loppullinen pulssikaasuturbiinimalli karsittuna	69
LIITE 13. Kaksiportaisen mallin keskimääräiset lämpötilat	69
LIITE 14. Kaksiportaisen mallin keskimääräiset paineet	69
LIITE 15. Kaksiportaisen mallin keskimääräiset Machin luvut	69
LIITE 16. Kaksiportaisen mallin keskimääräiset massavirrat	69
LIITE 17. Kaksiportaisen mallin keskimääräiset virtausnopeudet	69
LIITE 18. Kaksiportaisen mallin keskimääräiset paineamplitudi	70

LIITE 19. Yksiportaisen prototyypin keskimääräiset lämpötilat	70
LIITE 20. Yksiportaisen prototyypin keskimääräiset paineet	70
LIITE 21. Yksiportaisen prototyypin keskimääräiset massavirrat	70
LIITE 22. Yksiportaisen prototyypin keskimääräiset virtausnopeudet	70
LIITE 23. Yksiportaisen prototyypin keskimääräiset paineamplitudit	70

KUVIOLUETTELO

Kuvio 1. Kompressorin toimintaikkuna	16
Kuvio 2. Aksiaalikompressorin rakenne	17
Kuvio 3. Keskipakokompressorin rakenne	18
Kuvio 4. Polttokammio tyypit	19
Kuvio 5. Tyypillinen polttokammion rakenne	20
Kuvio 6. Esimerkki polttokammion pääalueen virtauskuvioista	21
Kuvio 7. Brayton-prosessin P-V-diagrammi	25
Kuvio 8. Humphrey-prosessin P-V-diagrammi	25
Kuvio 9. ICAO:n pienhiukkaspäästö standardi	35
Kuvio 10. Liekin lämpötilan vaikutus NO _x ja CO muodostumiseen	38
Kuvio 11. Uudelleenkierrätysprosessin prosessikaavio	42
Kuvio 12. Eri valmistajien mikroturbiinien hyötysuhteet	44
Kuvio 13. Suoran optimointiprosessin kulku	47
Kuvio 14. Capstone C65 mikroturbiini	49
Kuvio 15. Simulointituloksia on verrattu moottorista mitattuihin arvoihin	49
Kuvio 24. Painepulssi kaksiportaisen mallin polttokammion jälkeisessä putkessa	52
Kuvio 25. Painepulssi prototyypimallin polttokammion jälkeisessä putkessa	54
Kuvio 26. Pulssikaasuturbiini verrattuna kilpailijoihin	56
Kuvio 27. Prototyypimalli verrattuna kilpailijoihin	57

TAULUKKOLUETTELO

Taulukko 1. Kaasumaisten polttoaineiden ominaisuuksia	31
Taulukko 2. Nestemäisten polttoaineiden ominaisuuksia	33
Taulukko 3. Kaasuturbiinista aiheutuvien päästöjen suuruus	34
Taulukko 4. ICAO:n kaasumaistenpäästöjen standardit	35
Taulukko 5. Eri valmistajien mikroturbiinien teknisiä tietoja	45
Taulukko 6. Hajautuksen vaikutus laskenta-aikaan	48
Taulukko 9. Kaksiportaisen mallin ominaisuudet	51
Taulukko 10. Kaksiportaisen mallin kompressorien ja turbiinien ominaisuuksia	52
Taulukko 11. Prototyypimallin ominaisuuksia	53
Taulukko 12. Prototyypimallin kompressorien ja turbiinien ominaisuuksia	53
Taulukko 13. Pulssikaasuturbiini verrattuna kilpailijoihin	56

SYMPOLI- JA LYHENNELUETTELO

°C	Celsius aste
CO	Hiilimonoksidi
CO ₂	Hiilidioksidi
cSt	Viskositeetin yksikkö
DOE	Kokeiden suunnittelu (Design Of Experiments)
FBN	Polttoaineesta peräisin
GRI	Kaasututkimusinstituutti (Gas Research Institute)
H ₂	Kaksimolekyylinen vety
ICAO	Kansainvälinen ilmailuorganisaatio
K	Kelvin
kW	Kilowatti
LCPD	Suuri polttolaitos direktiivi (Large Combustion Plant Directive)
LTO	Lentokoneen nousu/laskeutumis sykli
MW	Megawatti
NO _x	Typen oksidit
ppm	Miljoonasosa (Parts per million)
ppmv	Miljoonasosavolyymi (Parts per million volume)
P-V	Paine-Volyymi
PURPA	Sähkölaitos lainsäädäntö asetus (Power Utility Regulatory Policy Act)
SO _x	Rikin oksidit
RLT	Riippuvainen muuttuja
rpm	Kierrosta minuutissa (revolutions per minute)
UHC	Palamattomat hiilivedyt
WI	Wobbe indeksi

VAASAN YLIOPISTO**Teknillinen tiedekunta****Tekijä:**

Tero Ijäs

Diplomityön nimi:

Kaasuturbiinitekniikan kehittäminen yksiulotteisen prosessinmallinnusohjelman avulla

Valvoja:

Erkki Hiltunen

Ohjaaja:

Heikki J Salminen

Tutkinto:

Diplomi-insinööri

Koulutusohjelma:

Sähkö- ja energiatekniikan koulutusohjelma

Suunta:

Energiatekniikka

Opintojen aloitusvuosi:

2012

Diplomityön valmistumisvuosi:

2015

Sivumäärä: 70 (107)

TIIVISTELMÄ:

Tämä diplomityö on tehty osana toimeksiantaja yrityksen pulssikaasuturbiinin kehittämisprojektia. Yritys on kehittänyt uuden tyyppistä kaasuturbiinia, jonka toiminta periaate poikkeaa tavallisesta kaasuturbiinista palotapahtuman jaksottamisen ansioista. Kehityksen kohteena oleva kaasuturbiini on 100–300 kW eli kyseessä on mikroturbiini. Työn tarkoituksena on käyttää yksidimensioista prosessin mallinnusohjelmaa, jolla pyritään mallintamaan pulssikaasuturbiinin polttoprosessi mahdollisimman tarkasti. Mallinnusohjelmaksi valikoitui GT-POWER, joka on moottorin polttoprosessin mallinnus ja simulointi ohjelma.

Työn tavoitteena on saada pulssikaasuturbiinimalli vastaamaan todellisuutta sekä optimoida polttoprosessi niin, että hyötysuhde olisi mahdollisimman korkea, huomioiden kuitenkin rajoitteet kuten turbiinin sisäänmenolämpötila. Toisena tavoitteena on luoda malli, joka vastaa mahdollisimman tarkasti kehitteellä olevaa prototyyppi pulssikaasuturbiinia. Prototyyppimallin ja varsinaisen pulssikaasuturbiinimallin välinen ero on se, että varsinainen malli on kaksiportainen ja protomalli vain yksiportainen. Työn tutkimusongelma on kuinka saada pulssikaasuturbiinimalli vastaamaan todellisuutta? sekä kuinka mallin hyötysuhdetta voisi vielä parantaa?

Teoriaosuus käsitteli kaasuturbiinitekniikkaa yleisesti, sisältäen kaasuturbiinin keskeiset komponentit, kaasuturbiinikategoriat, käytettävät polttoaineet sekä niistä aiheutuvat päästöt. Mikroturbiinikategoriaa tarkasteltiin myös hieman lähemmin ja läpi käytiin mikroturbiinisovelluksia sekä -markkinoita. Viimeinen teorialuku käsitteli mallinnusohjelma GT-POWER: ia.

Työn tuloksena saatiin luotua pulssikaasuturbiinimalli, joka vastaa hyvin tarkasti todellisuutta. Mallin optimoinnin tuloksena saatiin hyötysuhteeksi 36,2 %, joka on mikroturbiinille todella hyvä lukema. Lisäksi luotiin realistinen GT-POWER-malli prototyyppi pulssikaasuturbiinista. Protomallin hyötysuhteeksi saatiin lopulta 21,2 %.

AVAINSANAT: Kaasuturbiini, hyötysuhde, kompressori, polttokammio, turbiini

UNIVERSITY OF VAASA**Faculty of technology**

Author:	Tero Ijäs
Topic of the Thesis:	Developing gas turbine technology by one dimensional process modeling software
Supervisor:	Erkki Hiltunen
Instructor:	Heikki J Salminen
Degree:	Master of science in technology
Degree Programme:	Electrical and Energy Engineering
Major:	Energy Engineering
Year of Entering the University:	2012
Year of Completing the Thesis:	2015

Pages: 70 (107)

ABSTRACT:

This thesis is part of the pulse gas turbine developing project. Company behind this project, has developed a new type of gas turbine, which differs from other gas turbines by pulsating the combustion. This projects gas turbine is sized between 100—300 kW so it is micro turbine.

The purpose of this thesis is to use one dimensional process modeling software to model the micro turbine process as realistic as possible. The chosen program is GT-POWER which is primarily engine process modeling ja simulating program.

Goal of this thesis is to match the pulse gas turbine model to reality and optimize the process so that the efficiency is as high as possible. Considering constrains like turbines inlet temperature. Another goal is to create model for prototype pulse gas turbine. The difference between those models is that the prototype model contains only one stage, when the real model contains two stages. The research problem of this thesis is how to make pulse gas turbine match the reality? And how to improve the efficiency?

Theoretical discussion considered gas turbine technology generally, including major components of the gas turbine, gas turbine categories, used fuels and emissions. Next chapter was about micro turbine category, the applications and market situation. Last theory chapter was about GT-POWER and its qualities.

Results of this thesis were pulse gas turbine model that matches very closely to reality. The efficiency of that model was 36,2 % after optimizing. That efficiency is very good for micro turbine. Another result for this thesis was creating realistic GT-POWER-model from the prototype. The efficiency of that proto model was 21,2 %.

KEYWORDS: Gas turbine, efficiency, compressor, combustor, turbine

1 JOHDANTO

Tämä diplomityö on tehty osana toimeksiantajayrityksen pulssikaasuturbiinin kehittämiprojektia. Yritys on kehittänyt uudentyyppistä kaasuturbiinia, jonka toimintaperiaate poikkeaa tavallisesta kaasuturbiinista palotapahtuman jaksottamisen ansioista. Palotapahtuman jaksottamisen seurauksena on ehkä mahdollista saada kaasuturbiinin hyötysuhde paremmaksi perinteiseen kaasuturbiiniin verrattuna. Palamisen jaksottaminen on uudenlaista kaasuturbiinitekniikkaa, jollaista ei ole käytössä missään nykysovelluksessa. Aihetta on kuitenkin tutkinut saksalainen tiedemies Hans Holzwarth, joka kehitteli räjähdysturbiiniksi kutsuttua kaasuturbiinia 1905-luvulta lähtien. Holzwarth ylsi tuolloin noin 15 % hyötysuhteeseen (Encyclopedia Britannica 2015).

Keskeisenä tavoitteena projektissa on hyvän hyötysuhteen lisäksi päästöjen minimoiminen. Pulssikaasuturbiini on mallinnettu prosessinmallinnusohjelmaan, jonka perusteella on saatu jo lupaavia tuloksia. Projektin eräänä tavoitteena on toteuttaa pulssikaasuturbiinista prototyyppi, jolla voidaan todentaa mallinnusohjelmasta saatuja tuloksia. Teholuokaltaan kehitteellä oleva pulssikaasuturbiini on noin 100–300 kW eli kyseessä on mikroturbiini.

Kaasuturbiinitekniikka on kehittynyt huimasti vuosien varrella. Suurimmat kaasuturbiinit tuottavat 480 MW tehon ja parhaimmillaan yli 40 % hyötysuhteen. Teholuokaltaan pienemmät kaasuturbiinit eivät kuitenkaan ole yltäneet yhtä hyviin tuloksiin hyötysuhteen osalta. Työssä kehityksen kohteena olevan kaasuturbiinin teholuokan hyötysuhde on yleisesti noin 25–33 %. (Capehart 2014.) Prosessinmallinnusohjelmasta saadut alustavat tulokset viittaavat, että palotapahtuman jaksottamisella on mahdollista päästä korkeampiin hyötysuhdelukemiin.

1.1 Tutkimuksen ongelmanasettelu ja tavoitteet

Tämä työ sai alkunsa, kun kehitteellä oleva pulssikaasuturbiini oli mallinnettu prosessin mallinnusohjelmaan. Tätä mallia oli optimoitu jo jonkin verran ja optimoinnin seurauksena saatu positiivisia tuloksia. Mallin hyötysuhde oli tällöin noin 40 %. Mallin perusteella todettiin, että pulssikaasuturbiinilla on mahdollisuuksia saavuttaa

kilpailukykyinen hyötysuhde. Malli oli kuitenkin hieman keskeneräinen, eikä se vastannut todellisuutta. Tästä johdettuna tämän työn tutkimusongelma on: kuinka saada pulssikaasuturbiinimalli vastaamaan todellisuutta? sekä kuinka pulssikaasuturbiinimallin hyötysuhdetta voisi vielä parantaa?

Työn tavoitteena on saada pulssikaasuturbiinimalli vastaamaan todellisuutta sekä optimoida polttoprosessi niin, että hyötysuhde olisi mahdollisimman korkea, huomioiden kuitenkin rajoitteet kuten turbiinin sisäänmenolämpötilan. Toisena tavoitteena on luoda malli, joka vastaa mahdollisimman tarkasti kehitteellä olevaa prototyyppi pulssikaasuturbiinia. Tätä mallia optimoimalla voidaan nähdä, kuinka paljon todellisen pulssikaasuturbiinin suorituskyky eroaa mallinnusohjelman tuloksista. Prototyyppimallia voidaan käyttää myös varsinaisen prototyyppi prosessin optimointiin. Prototyyppimallin ja varsinaisen pulssikaasuturbiinimallin välinen ero on se, että varsinainen malli on kaksiportainen ja protomalli vain yksiportainen. Nämä portaat viittaavat kompressorin ja turbiinin porrastuksiin.

Työn tarkoituksena on käyttää yksiulotteista prosessinmallinnusohjelmaa, jolla pyritään mallintamaan pulssikaasuturbiinin polttoprosessi mahdollisimman tarkasti. Mallinnusohjelmaksi valikoitui GT-POWER. GT-POWER on moottorin polttoprosessin mallinnus ja simulointi ohjelma, jolla voidaan mallintaa realistisesti mikä tahansa moottori ja simuloida sitä. GT-POWER on osa GT-SUITE-ohjelmaa, joka on tarkoitettu kokonaisten ajoneuvojen mallinnukseen.

1.2 Työn rakenne

Teoriaosuuden alussa käsitellään kaasuturbiinitekniikkaa yleisellä tasolla. Aluksi vertaillaan kaasuturbiinia ja sen suorituskykyä dieselmoottoriin. Kaasuturbiinin pääkomponentit käydään läpi seuraavaksi. Komponenteista esitellään niiden toimintaperiaate, eri vaihtoehdot sekä niiden vaikutus kaasuturbiinin suorituskykyyn. Seuraavana käsittelyssä on kaasuturbiinin kiertoprosessit ja niiden eri vaihtoehdot. Käsittelyssä on myös kaasuturbiinikategoriat sekä niiden ominaisuudet ja haasteet. Oleellista on myös käydä läpi kaasuturbiinissa käytettäviä polttoaineita ja niiden vaikutusta kaasuturbiinin suorituskykyyn. Tämän luvun viimeisenä aiheena käsitellään kaasuturbiinista aiheutuvia päästöjä, kuinka ne syntyvät ja kuinka niitä voidaan vähentää.

Työn kolmannessa luvussa tarkastellaan tarkemmin mikroturbiinikategoriaa, sillä työssä käsiteltävä pulssikaasuturbiini on sitä kokoluokkaa. Käsittelyssä on mikroturbiinin ominaisuudet, vaatimukset, rajoitukset sekä mahdolliset eri kiertoprosessi vaihtoehdot. Lisäksi tässä luvussa käydään läpi mikroturbiinimarkkinoita, suurimpia toimijoita ja niiden tuotteiden suorituskykyjä sekä alan tulevaisuuden näkymiä.

Seuraavassa luvussa käsitellään yksidimensioista prosessinmallinnusohjelmaa, joka siis tässä tapauksessa on GT-POWER. Käsittelyssä on asioita, jotka olivat työn toteutuksen kannalta merkittäviä. Tällaisia ovat muun muassa polttoprosessin eri optimointi mahdollisuudet, kuten suoraoptimointi ja DOE (Design of experiments). Oleellista on myös GT-POWER:n vertailu todellisuuteen, jotta voidaan arvioida tuloksien luotettavuutta.

Viides luku käsittelee puolestaan pulssikaasuturbiinin mallinnusta, simulointia ja optimointia. Tässä luvussa esitellään työn lähtökohdat, pulssikaasuturbiinimallin kehittäminen sekä mallin optimointiprosessi. Kappaleessa käydään läpi edellä mainittuja asioita sekä kaksiportaisesta versiosta että yksiportaisesta prototyyppi versiosta. Lisäksi kappaleessa esitellään optimoinnista saatuja tuloksia. Viimeisessä varsinaisessa kappaleessa käydään läpi työssä aikaansaadut tulokset.

2 KAASUTURBIINI

Kaasuturbiini on lämpövoimakone, joka muuntaa polttoaine-energiaa lämmöksi ja tätä lämpöä eteenpäin mekaaniseksi energiaksi (Huhtinen, Korhonen, Pimiä & Urpalainen 2008: 204). Kaasuturbiinien tehoskaala on laaja, sillä kaasuturbiineja löytyy teholuokaltaan 0,1–480 MW väliltä (Boyce 2012: 3). Kaasuturbiinin pääkomponentit ovat kompressori, polttokammio ja turbiini. Kompressori tuottaa korkeapaineista ilmaa, joka ohjataan polttokammioon poltettavaksi polttoaineen kanssa. Palotapahtumassa syntyy kuumia kaasuja, jotka laajenevat turbiinissa kehittämällä tehoa. Turbiinin akseli pyörittää samalla kompressoria ja näin prosessi jatkaa toimintaa. Turbiinin kehittämästä tehosta saadaan ulos noin kolmasosa, sillä suuriosa tehosta käytetään kompressorin pyörittämiseen. (Huhtinen ym. 2008: 204.)

Kaasuturbiinien käyttö energiateollisuudessa on kasvanut viimeisen 60-vuoden ajan. Sen kompakti koko, kevyt paino sekä useat polttoaine vaihtoehdot tekevät kaasuturbiinista hyvän energiantuotantotavan. Kaasuturbiinin eduksi voidaan laskea myös sen alhaiset hankinta- ja kunnossapitokustannukset. Nykyään kaasuturbiinien polttoaineena voidaan käyttää monia eri polttoaineita, kuten maakaasua, biodieseliä, dieseliä ja etanolia. Kaasuturbiiniteknologia on kehittynyt viimeisen 20-vuoden aikana huomasti. Tähän on vaikuttanut muun muassa materiaalitekniikka, uudet pinnoitteet ja jäähdytys ratkaisut sekä yhdistetynkierron sovellukset. Teknologian kehitys yhdistettynä kompressorien painesuhteen nousuun 7:1→45:1, ovat kasvattaneet kaasuturbiinien hyötysuhdetta 15→48 %. (Boyce 2012: 3.)

2.1 Kaasuturbiini verrattuna dieselmoottoriin

Kaasuturbiini kilpailee tehon tuotannossa nopean ja keskinopean dieselmoottorin kanssa aina 10 MW asti. Kaasuturbiinilla on monia etuja dieselmoottoriin nähden. Se pystyy tuottamaan suuremman väännön matalilla nopeuksilla kuin dieselmoottori. Kaasuturbiinit ovat myös vähemmän tilaa vieviä ja reilusti kevyempiä sekä niiden kunnossapito on edullisempaa. Polttoaineen vaihtaminen kesken ajon kaasusta nestemäiseen polttoaineeseen onnistuu kaasuturbiinilla helposti. Kaasuturbiini tuottaa myös vähemmän värinää kuin dieselmoottori. Lisäksi mikäli hukkalämmön hyödyntäminen on mahdollista, on kaasuturbiinilla huomattava etu dieselmoottoriin

nähdän. Kaasuturbiinissa 95 % syötetystä polttoainetehosta, mikä ei mene hyötytehoksi, siirtyy korkean lämpötilan kaasuna pakokaasuksi. Tätä hyödyntämällä voidaan päästä hyötysuhteessa jopa yli 60 %. (Fletcher & Walsh 2004: 9—10.)

Dieselmoottorilla on puolestaan parempi polttoaineen ominaiskulutus, varsinkin pienemmillä tehoalueilla. Tämä ero kuitenkin pienenee ylitettäessä tehossa 500 kW raja. Dieselmoottori on myös nopea käynnistää, sillä käynnistymiseen ei kulu kuin 5 sekuntia, kaasuturbiinilla tämä aika voi olla useita minuutteja. (Fletcher & Walsh 2004: 9—10.)

2.2 Kaasuturbiinin pääkomponentit

Kaasuturbiinia voidaan käyttää moniin eri energiantuotantosovelluksiin, johtuen sen tehoskaalan laajuudesta. Kaasuturbiinit koostuvat kuitenkin aina samankaltaisista pääkomponenteista, joita ovat kompressori, polttokammio ja turbiini. Muitakin komponentteja kaasuturbiineista löytyy, kuten regeneraattori ja välijäähdytin. (Boyce 2012: 51.)

Kaasuturbiinin kilpailukyky energiatuotantomarkkinoilla on kaikkien näiden komponenttien yhteistoiminnan tulos. Tavoitteena on kehittää jokaista osa-aluetta mahdollisimman tehokkaaksi ja näin parantaa kaasuturbiinin kokonaistehokkuutta ja suorituskykyä. Tällaisia kehityskohteita ovat esimerkiksi kompressorin painesuhteen nostaminen tai korkeampien turbiinin sisäänmenolämpötilojen saavuttaminen. Toisaalta tämän kaltaisilla parannuksilla voi olla myös vastakkaissuuntaisia vaikutuksia, kuten lämpötilan kohoamisesta johtuvaa materiaalikustannusten kasvua. (Soares 2008: 1.)

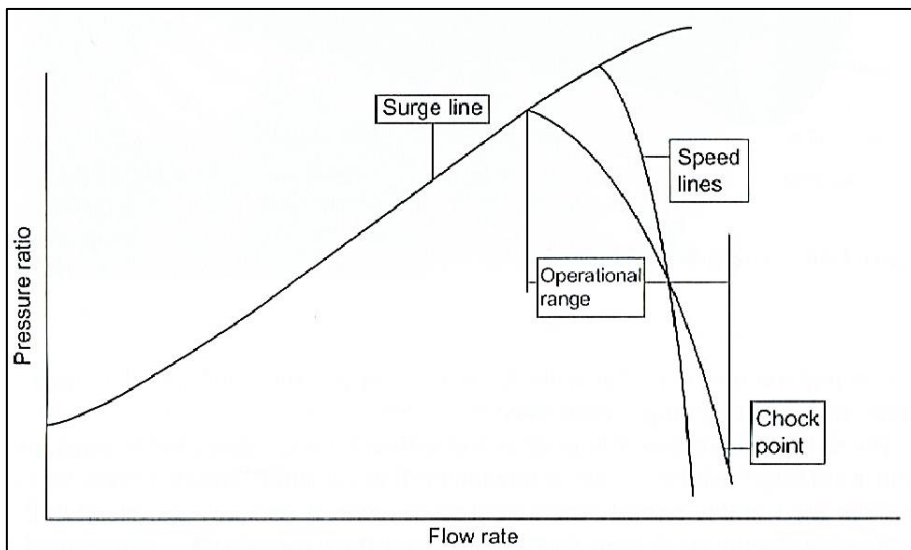
2.2.1 Kompressori

Kompressorin tehtävänä on paineistaa polttokammioon ohjattava ilma. Kaasuturbiinissa käytettäviä kompressorityyppejä ovat aksiaali- ja keskipakokompressorit, jotka ovat jatkuvan virtauksen kompressoreja. Kompressorit on vielä luokiteltu kolmeen kategoriaan painesuhteensa mukaisesti. Kategoriat ovat teollisuus, ilmairuoka ja kehitys. Ilmailussa käytettäviltä kaasuturbiinien kompressoreilta vaaditaan korkeaa painesuhdetta jokaista porrasta kohti. Porraskohtainen painesuhde saattaa olla jopa 1,4. Teollisuuskategorian kaasuturbiinin kompressorin porraskohtainen painesuhde

puolestaan on huomattavasti alhaisempi noin 1,05—1,3. Tähän on syynä kompressorilta vaadittava laaja toimintaikkuna. (Boyce 2012: 51–53.)

Toimintaikkunan laajuuteen vaikuttaa kompressorin portaiden lukumäärä sekä niiden painesuhteet. Mitä suurempi painesuhde ja portaiden määrä, sitä kapeampi on toimintaikkuna. Kuviosta 1. ilmenee kuinka kompressorin toimintaikkuna määärätty. Se on siis alue, joka jää virtauspisteen ja tukehtumispiirteen väliin. Virtauspiste kuvastaa sitä hetkeä, jolloin virtaus kääntyy kompressorissa. Tukehtumispiirteen puolestaan kuvaa hetkeä, jolloin virtaus on saavuttanut maksiminsa. (Boyce 2012: 51–53.)

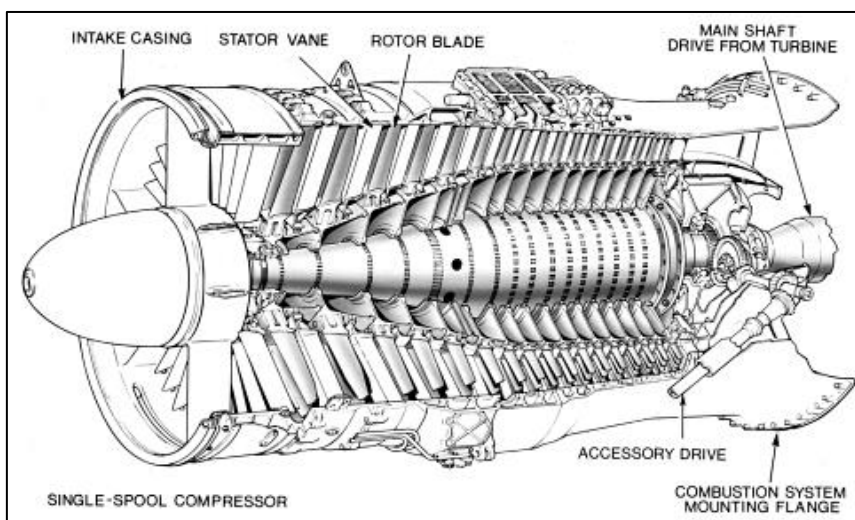
Kompressorien hyötysuhde on tärkeässä asemassa koko kaasuturbiinin hyötysuhteen kannalta, sillä se kuluttaa 55—60 % kaasuturbiinin kehittämästä tehosta. Kompressorin hyötysuhdetta on saatu nostettua vuosien mittaan tasaisesti ja tänä päivänä kompressorin hyötysuhde voi olla 75—85 % luokkaa. (Boyce 2012: 51–53.)



Kuvio 1. Kompressorin toimintaikkuna (Boyce 2012: 53).

Aksiaalikompressoria käytetään suurimmassa osassa kaasuturbiineja, varsinkin yli 5 MW sovelluksissa. Ilma ohjautuu kompressorin aksiaalissuunnassa ja poistuu kaasuturbiinista myös samansuuntaisesti. Kompressorin puristaa ilmaa ensin kiihdyttämällä sitä, jonka jälkeen levittää sen paineen nostamiseksi. Ilma kiihtyy pyörivien lapojen (roottorin)

ansiosta ja leviää sitten paikallaan olevien lapojen (staattorin) voimasta. Staattori muuntaa roottorin aikaansaaman nopeuden näin ollen paineen nousuksi. Ilma etenee portaitaan eteenpäin, jolloin paine nousee hieman joka portaalla. (Boyce 2010: 1.) Jokainen porraskompressori sisältää siis staattorin ja roottorin. Tällä tyyllä saavutetaan 1,1:1—1,4:1 painesuhde jokaista porrasta kohti. Kokonaisuudessa painesuhde voi kuitenkin olla jossain ilmailusovelluksissa jopa 40:1. Kuviossa 2 on tyypillisen aksiaalikompressorin rakenne. (Boyce 2012: 55.)

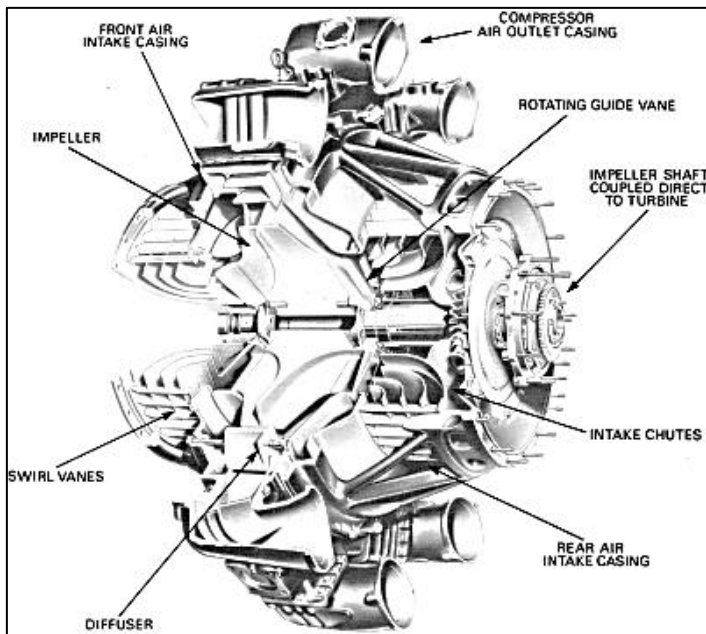


Kuvio 2. Aksiaalikompressorin rakenne (Soares 2008: 189).

Keskipakokompressoreja käytetään enimmäkseen pienemmän kokoluokan kaasuturbiineissa. Ominaisuuksiltaan ne soveltuvat erityisesti petrokemianteollisuuden käyttöön, niiden suuren prosessinvaihtelutoleranssin sekä muita kompressorityyppejä paremman luotettavuutensa vuoksi. Painesuhteita löytyy 1:3—13:1 jokaista porrasta kohden. (Boyce 2012: 55.)

Keskipakokompressorin toimintaperiaate perustuu siihen, että turbiini pyörittää juoksupyörää korkeilla nopeuksilla ja ilma ohjautuu jatkuvasti juoksupyörän keskelle. Keskipakoilmion johdosta ilma virtaa säteittäin ulospäin kohti juoksupyörän kärkiä, jolloin ilmapirtauksen nopeus kasvaa, mikä aiheuttaa myös paineen nousua. Juoksupyörän ohitettuaan paineistettu ilma ohjautuu diffuusorille, jossa suuttimet muuntavat suurimman osan kineettisestä energiasta paine-energiaksi. Ilmapirtauksen ja paineen nousun maksimoimiseksi on juoksupyörän pyörittävä erittäin suurilla

nopeuksilla. Kompressorin tehokkuuden takaamiseksi on tärkeää ettei ilmaa vuoda hukkaan. Kuviossa 3 on tyypillinen keskipakokompressorin rakenne. (Soares 2008: 189—190.)



Kuvio 3. Keskipakokompressorin rakenne (Soares 2008: 189).

2.2.2 Polttokammio

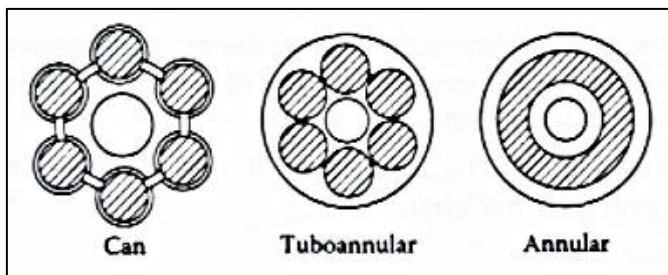
Polttokammion tehtävänä on nostaa kompressorin syöttämän korkeapaineisen ilman lämpötilaa ja syöttää sitä eteenpäin turbiinille. Polttokammion sisäänmenolämpötila riippuu kaasuturbiinin painesuhteesta, käytetystä kuormasta, kaasuturbiinityypistä sekä onko käytössä regeneraattori. Tyypillisesti polttokammion sisäänmenolämpötilat ovat 370—650 °C. Ulostulolämpötila puolestaan vaihtelee normaalisti välillä 800—1590 °C. Polttokammion sisällä lämpötila kohoaa hieman korkeammalle noin 1800—1920 °C tienoille. (Boyce 2012: 61.) Korkeampien lämpötilojen käyttöä rajoittaa suuttimien ja turbiinin lapojen materiaalit (Soares 2008: 199).

Polttokammiolta vaaditaan paljon ominaisuuksia, jotta tehokas palaminen olisi mahdollista. Palamisen tulisi olla mahdollisimman täydellistä, eikä palamatonta polttoainetta saisi jäädä. Sytytyksen tulisi olla mahdollisimman luotettava ja tasainen,

varsinkin alhaisissa lämpötilaolosuhteissa. Painehäviön tulisi olla vähäistä sekä ulostulolämpötilan jakautumisen optimoitua. (Ballal & Lefebvre 2010: 9—10.)

Polttokammion tehokkuutta mitataan paineen laskun sekä ulostulolämpötilan tasaisuuden avulla. Tehokkuus polttokammion osalta tarkoittaa siis palamisen täydellisyyttä. Tämä vaikuttaa suoraan polttoaineen kulutukseen, sillä palamattoman polttoaineen lämpöarvo jää tällöin käyttämättä. (Boyce 2012: 61.)

Polttokammioityyppejä on kolmenlaisia, putkimainen (tubular/can), rengasmainen (annular) sekä niiden yhdistelmä (tuboannular). Kuviossa 4 on esitettyinä nämä kolme perustyyppiä. Polttokammioityypin valintaan vaikuttaa kaasuturbiinin yleinen rakenne sekä tilankäytölliset tarpeet. (Ballal ym. 2010: 10.)



Kuvio 4. Polttokammioityypit (Ballal ym. 2010: 10).

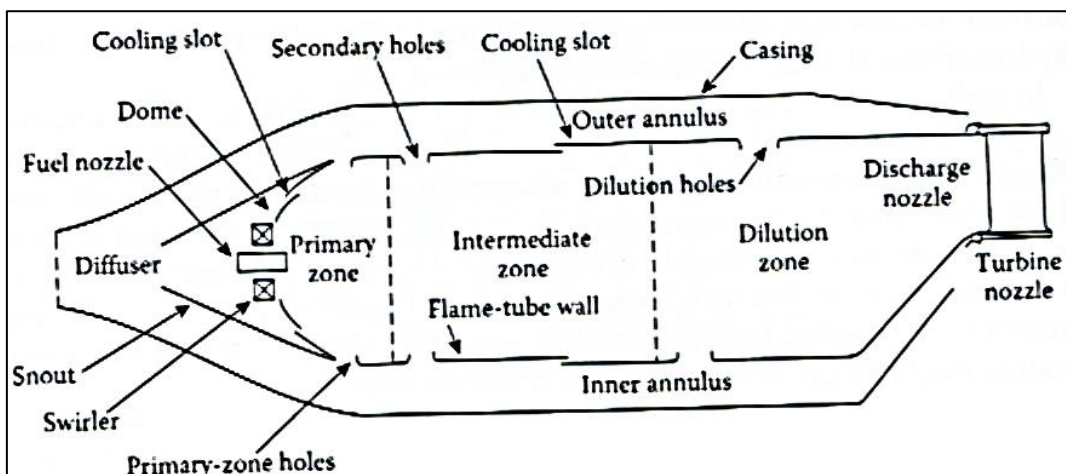
Putkimainen polttokammio koostuu sylinterialivuorauksesta, joka on asennettu sylinterimäiseen koteloon. Polttokammioita on yleensä 6–16 ja ne on aseteltu ympyrämuodostelmaan. Tämän tyyppisen polttokammion etuina ovat sen helppo ja halpa valmistettavuus sekä sen helpompi kunnossapidettävyys. Käyttökohteena pääosin teollisuuden kaasuturbiinit, sillä koko ja paino rajoittavat niiden käyttöä muissa sovelluksissa. (Ballal ym. 2010: 11.)

Rengasmainen polttokammio koostuu puolestaan rengasmaisesta vuorauksesta samanmallisen kotelon sisällä. Tämän mallista polttokammiota pidetään niin sanottuna täydellisenä polttokammiona, sen aerodynaamisten ominaisuuksien ansiosta. Ainoana miinuspuolena on kammion ulkokehään kohdistuva voimakas kuormitus. Kolmas polttokammioityyppi on kahden edellä mainitun yhdistelmä. Putkimaisia kammioita on

aseteltuna rengasmaiseen koteloon. Tyypillisesti putkimaisia kammioita on 6—10 kappaletta. Tarkoituksena on yhdistää rengasmaisen polttokammion tiiviys ja putkimaisen kammion mekaaniset edut. (Ballal ym. 2010: 11–12.)

Polttokammiota suunniteltaessa eräs tärkeimmistä kysymyksistä on painehäviöiden minimoiminen. Polttokammiossa painehäviöt koostuvat kahdesta tekijästä, jotka ovat kylmähäviö (ΔP_{cold}) ja kuumahäviö (ΔP_{hot}). Kylmähäviöllä tarkoitetaan häviötä, joka tapahtuu kun ilmaa virtaa polttokammion läpi. Kuumahäviö puolestaan kuvaa häviötä, joka aiheutuu kun lämpöä lisätään suuren nopeuden virtaukseen. Kokonaispainehäviö on siis kylmä- ja kuumahäviöiden summa ($\Delta P_{\text{cold}} + \Delta P_{\text{hot}} = \Delta P$). Diffuusorilla on suuri rooli kylmähäviöiden minimoimisessa, sillä sen aiheuttama painehäviö menee täysin hukkaan. Polttokammion seinämien aiheuttama painehäviö voi puolestaan olla hyödyllistä turbulenssi-ilmiön myötä. Kylmähäviötä on yleensä noin 2,5—5 % syöttöpaineesta. (Ballal ym. 2010: 14.)

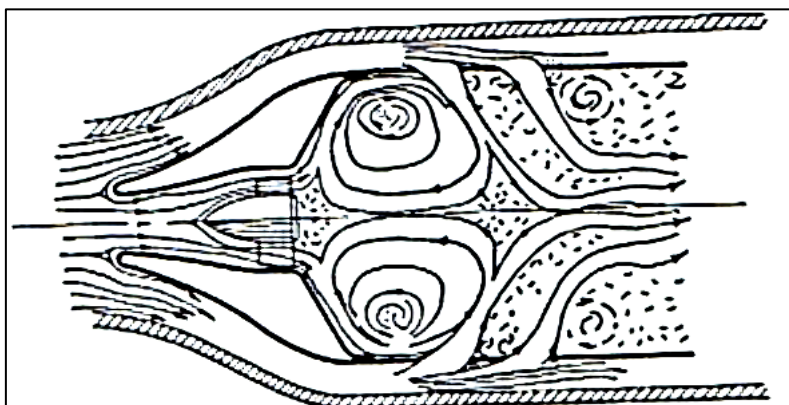
Diffuusori sijaitsee polttokammion suulla (ks. kuvio 5), josta kompressorin tuottama paineistettu ilma syötetään polttokammioon. Diffuusorin tehtävänä on vähentää kompressorin syöttämän ilman nopeutta ja samalla kerätä mahdollisimman paljon dynaamista painetta. Lisäksi tehtävänä on syöttää ilmaa mahdollisimman tasaisesti polttokammioon. Diffuusorityyppisiä on kahdenlaisia, aerodynaaminen sekä vaihediffuusori. (Ballal ym. 2010: 14—15.)



Kuvio 5. Tyypillinen polttokammion rakenne (Ballal ym. 2010: 18).

Polttokammio jaetaan kolmeen alueeseen, jotka ovat pää-, väli- ja laimennusalue (ks. kuvio 5). Pääalueen (primary zone) tärkeimpänä tehtävänä on ankkuroida sytytysliekki ja tarjota riittävästi aikaa, lämpötilaa ja turbulenssia mahdollisimman täydellisen palamisen takaamiseksi. Tavoitteen saavuttamiseen vaikuttaa olennaisesti pääalueen virtauskuvio. Monenlaisia virtauskuvioita on olemassa mutta niille yhteistä on takaisinkaartuva virtaus (ks. kuvio 6), joka kierrättää osan kuumasta kaasusta takaisin jatkuvan sytytyksen takaamiseksi. Lämpötilan noustessa tällä alueella yli 1730 °C, alkaa syntyä suuria määriä hiilimonoksidia (CO) ja vetyä (H₂). Kaasujen tulisi tällöin edetä suoraan laimennusalueelle, jossa lisättävä ilmamäärä jähdyttää kaasun nopeasti ja näin pysäyttää kaasujen muodostumisen. Tämän jälkeen hiilimonoksidi voidaan poistaa polttokammioista palamattomana. Hiilimonoksidi hankaloittaa palotapahtumaa sekä on saaste. Nykyään välitila (intermediate zone) on jäänyt pois ja puhutaan enemmänkin vain pää- ja laimennusalueesta. (Ballal ym. 2010: 15—17).

Laimennusalue (dilution zone) ottaa vastaan palamisesta jäljelle jääneen ilman sekä syöttää sitä eteenpäin turbiinille sopivalla lämpöjakaumalla. Varsinkin korkeilla turbiinin sisäänmenolämpötiloilla on tärkeää, etteivät kuumimmat kaasut kohdistu turbiinin lapojen kärkiin eivätkä juuriin. Laimennukseen käytettävissä oleva ilmamäärä on yleensä 20—40 % kokonaisilmamäärästä. Laimennusalueen vuorauksessa on reikiä, joista laimennusilmaa syötetään. Reikien muotoilu on suunniteltu niin, että ilma läpäisee kaasuvirran mahdollisimman tehokkaasti. (Ballal ym. 2010: 17).



Kuvio 6. Esimerkki polttokammion pääalueen virtauskuvioista (Ballal ym. 2010: 16).

Kaasuturbiinissa voidaan käyttää sekä nestemäisiä että kaasumaisia polttoaineita. Nestemäisiä polttoaineita käytettäessä on huomioitava nesteen sumutuksen tärkeys. Nestemäiset polttoaineet eivät höyrysty riittävästi sytytystä ja palamista varten, ellei niitä sumuteta suuri määrä suurelle alueelle. Tavoitteena on pienentää pisarakokoa, sillä pienemmät pisarat höyrystyvät helpommin. Pisarakoko vaikuttaa oleellisesti myös sytytysenergian tarpeeseen, palamisen tehokkuuteen sekä päästöjensyntymiseen. Sumutus saadaan aikaan perinteisesti syöttämällä polttoaine kovalla paineella tarkoin suunnitellun aukon läpi. (Ballal ym. 2010: 18).

Kaasumaisia polttoaineita käytettäessä esiintyy hieman erilaisia ongelmia. Ongelmia aiheuttavat varsinkin kaasut, joilla on matala lämpöarvo. Tällöin kaasulla on myös matala palonopeus, jonka vuoksi tarvitaan suurempi paloalueen volyyymi. Lisäksi vaadittava sekoittuvuus voi olla vaikea saavuttaa. Nämä ongelmat voivat aiheuttaa epätasaista palamista. (Ballal ym. 2010: 20).

Polttokammion tulee kestää nurjahduskuorma, jonka aiheuttaa sisäseinämään kohdistuva paine-ero sekä jatkuva altistuminen korkealle lämpötilalle. Lämpötilan osalta voidaan selvittää käyttämällä korkean lämpötilan kestäviä materiaaleja sekä käyttää tehokasta seinämän jäähdystystä. Palotilan ilma-massavirtauksesta käytetään jopa 20 % seinämien jäähdyttämiseen. Sisäseinämän jäähdytys on tullut entistä tärkeämmäksi polttokammion sisäänmenoilman korkeamman lämpötilan vuoksi. Toisaalta mitä enemmän ilmaa joudutaan käyttämään jäähdytykseen, sitä vähemmän ilmaa on käytettävissä palamiseen sekä laimennukseen. Tästä voi seurata palotilan ulostulo lämpötilajakauman huonontuminen ja näin turbiinilapojen lyhempi käyttöikä. (Ballal ym. 2010: 22).

Palotilaa voidaan jäähdyttää useilla eri ratkaisuilla. Yleisimmin käytetään kulmavuodatustekniikkaa, jossa pieniä reikiä porataan sisäseinämän läpi lähes seinämän pinnan suuntaisesti. Tällöin ilma virtaa sisäseinämää pitkin poistaen lämpöä seinämästä, jonka jälkeen ilma tarjoaa suojaa kuumilta palamiskaasuilta. Tällä jäähdytys ratkaisulla voidaan vähentää jäähdytysilman tarvetta jopa 30 %. Toisaalta seinämän paksuutta on lisättävä, jotta jäähdytysaukoista saadaan riittävän pitkät sekä seinämästä riittävän vahva. (Ballal ym. 2010: 22—23).

2.2.3 Turbiini

Turbiinin tehtävänä on kehittää tehoa ja tarjota sitä kompressorille ja muille laitteille. Turbiini ottaa energiaa polttokammioista vapautuvasta kuumasta kaasusta paisuttamalla kaasun alempaan paineeseen ja lämpötilaan. Turbiiniin kohdistuu paljon räsitystä, sillä sisään tulevan kaasun nopeus voi olla jossain kohdin turbiinia jopa 760 m/s ja lämpötila 1700 °C. (Soares 2008: 233).

Turbiini koostuu yhdestä tai useammasta vaiheesta. Jokainen vaihe sisältää yhden rivin paikallaan olevia suutinohjaussiipiä ja toisen rivin pyöriä lapoja. Vaiheiden lukumäärä riippuu tehontarpeesta, vaaditusta pyörimisnopeudesta sekä turbiinille sallitusta ympärysmäärästä. (Soares 2008: 233).

Kaasuturbiineissa voidaan käyttää yhtä tai useampaa akselia, tällöin myös turbiineja on sama määrä. Korkean painesuhteen kaasuturbiineissa on usein käytössä kaksi akselia, jotka pyörittävät matala- ja korkeapainekompressoria. Kolmen akselin ratkaisua käytetään keskitason painesuhteen ja korkean ohitussuhteen omaavissa kaasuturbiineissa. Mahdollista on käyttää myös vapaatehoturbiinia, jolloin turbiini voi pyöriä optimaalisella nopeudella, koska se ei ole mekaanisesti riippuvainen kompressorista tai muista turbiineista. (Soares 2008: 233).

Turbiinin tehokkuuteen vaikuttaa monta eri häviötekijää. Turbiinin lavoissa sekä suutinohjaussiivissä aiheutuu aerodynaamista häviötä. Häviötä aiheutuu myös lapojen kärjissä sekä pakokaasusysteemissä. Kokonaisuudessaan nämä häviöt aiheuttavat noin 8 % tiputuksen turbiinin tehokkuuteen. (Soares 2008: 237).

Kaasuturbiineissa käytetään kahden tyyppisiä turbiineja, aksiaali- ja radiaaliturbiineja. Turbiinityypit voidaan jakaa edelleen impulssi- ja reaktiityyppeihin. Impulssityypin turbiini ottaa kaiken enthalpian pudotuksen suuttimista, kun puolestaan reaktiityypin turbiini puolittaa enthalpian pudotuksen suuttimille ja juoksupyörän lavoille. Aksiaaliturbiini on käytössä suurimmassa osassa kaasuturbiineja. Tämän tyyppin turbiinissa virtaus tulee ja lähtee turbiinista aksiaalissuuntaisesti. Lapojen jäähtymisen ja uusien materiaaliratkaisujen ansiosta turbiinin sisäänmenolämpötila voi olla jopa 1560 °C. Pienemmän kokoluokan kaasuturbiineissa ei voida käyttää turbiinin lapojen jäähtymistä, joten sallitut turbiinin sisäänmenolämpötilat ovat alhaisemmat noin 870–950 °C. Radiaaliturbiini muistuttaa keskipakokompressoria, jossa käänteinen virtaus sekä

päinvastainen pyörintäsuunta. Etuna aksiaaliturbiiniin nähden on sen lyhyempi rakenne. Radiaaliturbiinin käyttökohteena ovat pienen kuorman sovellukset. (Boyce 2012: 76).

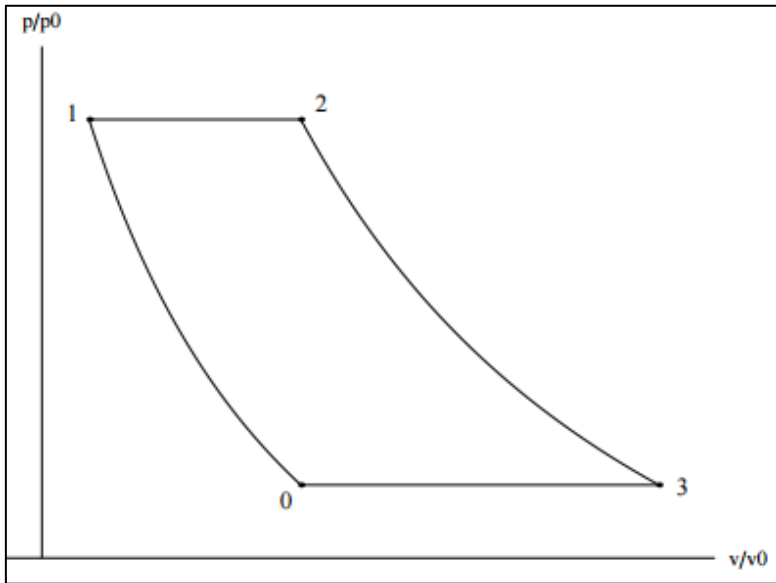
2.3 Kaasuturbiinin kiertoprosessit

Kiertoprosessi kuvaa kahden tai useamman tilamuutoksen sarjaa, jonka päätteeksi systeemi saavuttaa alkuperäisen termodynaamisen tilansa. Puhuttaessa termodynaamisesta koneesta kiertoprosessin vaatimuksena on vielä, että kiertoprosessi toteutuu jatkuvasti ja lämpöä otetaan sekä luovutetaan prosessin eri vaiheissa. Mikäli koneen tekemä työ on positiivista, on kyseessä lämpövoimakone. Hyötysuhde voidaan määrittellä kiertoprosessille seuraavasti: ”Prosessista ympäristöön saatavan hyötyenergian suhteena prosessiin sijoitettuun energiaan nähden”. Hyötysuhde voidaan ilmaista myös systeemin tekemän työn suhteena ylemmästä lämpövarastosta otettuun lämpöön nähden. Kiertoprosessin hyötysuhde määritellään seuraavalla yhtälöllä: $\eta = W$ (tehty työ) / Q_y (otettu lämpö). Lämpövoimakoneen kiertoprosessia voidaan kuvata usean eri mallin avulla. Ideaalisena prosessina pidetään Carnot-prosessia, jolla tyypillisesti kuvataan dieselmoottorin kiertoprosessia. Kaasuturbiinin kiertoprosessia puolestaan kuvataan yleisimmin Brayton-prosessina. (Tulkki 2004: 196).

2.3.1 Brayton-prosessi

Kaasuturbiinin kiertoprosessia kuvataan usein Brayton-prosessilla. Brayton-prosessi koostuu kahdesta isobaarisesta (tasainen paine) prosessista ja kahdesta isentrooppisesta (tasainen entropia) prosessista. Isentrooppinen osuus on myös adiabaattinen, eli lämpöä ei siirry prosessin aikana. Brayton-prosessin hyötysuhde kasvaa, jos painesuhdetta tai palamisen lämpötilaa nostetaan. (Boyce 2012: 89.) Kuviossa 7 on esitetty Brayton-prosessi P-V-diagrammin (paine-volyymi) avulla. Brayton-prosessin vaiheet ovat: (Bellini 2010: 29).

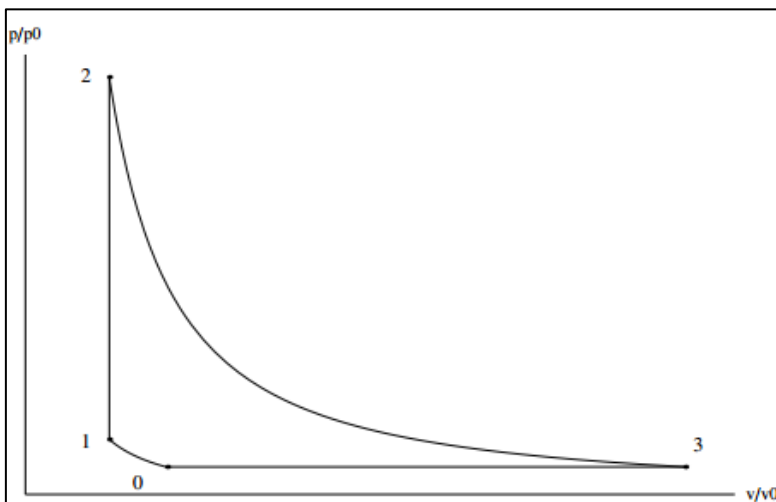
- **0-1** adiabaattinen, joka kuvaa sisään tulevan ilman paineistusta kompressorilla
- **1-2** isobaarinen, joka kuvaa polttoaineen palamista
- **2-3** adiabaattinen, joka kuvaa kaasujen laajentumista turbiinissa
- **3-0** isobaarinen, joka kuvaa ilman jäähtymistä takaisin lähtötilanteeseen.



Kuvio 7. Brayton-prosessin P-V-diagrammi (Bellini 2010: 29).

2.3.3 Humphrey-prosessi

Työssä kehityksen kohteena olevan pulssikaasuturbiinin kiertoprosessia voidaan kuvata Humphrey-prosessina. Humphrey-prosessi eroaa Brayton-prosessista 1-2 vaiheen kohdalla. Brayton-prosessissa tämä vaihe kuvataan isobaariseksi eli tasaisen paineen prosessiksi. Puolestaan Humphrey-prosessissa kyseisessä vaiheessa paine kasvaa. Humphrey-prosessin P-V-diagrammi on esitetty kuviossa 8. (Bellini 2010: 27.)



Kuvio 8. Humphrey-prosessin P-V-diagrammi (Bellini 2010: 27).

2.4 Kaasuturbiini kategoriat

Kaasuturbiinit soveltuvat monipuolisen teho sekä koko skaalan ansiosta useisiin voimantuottoa vaativiin kohteisiin. Käyttökohteita löytyy sähköntuotannossa, öljytehtailla, ilmailussa sekä pienempi muotoisesti, vaikka kotitalouksissa (Soares 2008: 1). Suorakäyttöiset kaasuturbiinit on jaoteltu kuuteen kategoriaan niiden tehon ja toimintaperiaatteen mukaan. Nämä kategoriat ovat: raskasrunkoiset kaasuturbiinit, ilmailujohdannaiset kaasuturbiinit, teollisuuden käyttämät kaasuturbiinit, pienikokoiset kaasuturbiinit, kulkuvälinekaasuturbiinit sekä mikroturbiinit (Boyce 2012: 15).

2.4.1 Raskasrunkoiset kaasuturbiinit (Frame Type Heavy Duty)

Raskasrunkoiset kaasuturbiinit saapuivat markkinoille 1950-luvulla ja ne olivat pitkälti johdettu raskaista höyryturbiineista. Tyypillisesti näitä turbiineja ei rajoittanut koko tai paino, joten ne koostuivat raskaasta valurautarungosta, suuren halkaisijan omaavasta palotilasta, holkkilaakereista, suurista staattoreista ja lavoista sekä suuresta etutilasta. Painesuhde on ajan mittaan kasvanut 5:1→35:1. Suurimmillaan teho voi olla jopa 480 MW. Turbiinin sisäänmenolämpötila on raskaissa kaasuturbiineissa noussut yli 1500 °C, minkä johdosta hyötysuhde on noussut yli 40 %, parhaimmillaan jopa 48 %. Tavoitteena on nostaa lämpötilaa entisestään, mutta tällöin lapojen jäähtymisen merkitys kasvaa, jotta kuumakorroosiota voidaan estää. Kompressori on tyypillisesti 15—25-portainen aksiaalikompressori. Polttokammio koostuu joko useasta pienemmästä rengasmaisesti järjestetystä kammioista tai yhdestä suuremmasta kammioista, jossa useita suuttimia. Raskasrunkoisten kaasuturbiinien vahvoina puolina ovat pitkäikäisyys, korkea käytettävyys sekä muita kaasuturbiineja parempi hyötysuhde. (Boyce 2012: 16–17.)

2.4.2 Ilmailujohdannaiset kaasuturbiinit (Aircraft derivative)

Ilmailujohdannaisia kaasuturbiineja käytetään sähköntuotantoon, koska ne reagoivat kuorman muutoksiin paljon nopeammin kuin raskasrunkoiset kaasuturbiinit. Toisaalta kevyemmän painonsa vuoksi niitä käytetään myös meriteollisuudessa. Nämä kaasuturbiinit koostuvat kahdesta pääkomponentista, jotka ovat ilmailujohdannainen kaasugeneraattori sekä vapaatehoturbiini. Kaasugeneraattori on johdettu lentokoneiden moottorista, huomioon on otettu mahdollisuus eri polttoainevaihtoehdoille sekä erilainen toimintaympäristö. Kaasugeneraattorin tehtävänä on tuottaa korkean lämpötilan kaasuja kovalla paineella. Generaattorin tuottama kaasunpaine on 3–5 bar ja lämpötila 700–930

°C. Käytössä on yleensä aksiaalikompressorit, jotka on porrastettu matala- ja korkeapaineportaaseen. Tällöin myös turbiiniosuus on jaettu matala- ja korkeapaineosuuteen, jotka toimivat synkronisoidusti kompressorin porrastuksen kanssa. Akselit ovat samankeskisesti, jotta porrastus voidaan optimoida. Ilmailujohdannaisilla kaasuturbiineilla voidaan saavuttaa 50 MW teho ja noin 40 % hyötysuhde. Näiden kaasuturbiinien etuina ovat alhaiset asennuskustannukset, mahdollisuus kauko-ohjaukseen sekä helppo kunnossapidettävyys. (Boyce 2012: 30–39.)

2.4.3 Teollisuuden käyttämät kaasuturbiinit (Industrial Type)

Teollisuuden käyttämät kaasuturbiinit ovat keskikokoisia ja sijoittuvat tehon tuotannoltaan 5–20 MW luokkaan. Ne ovat hyvin samanlaisia kuin raskasrunkoiset kaasuturbiinit mutta pienempikokoisia. Käytössä on yleensä kaksiakselinen ratkaisu, joka mahdollistaa tehokkaan käytön myös osittaiskuormitusolosuhteissa. Kompressorina käytetään 10–16 portaista aksiaalikompressorit, jolla saadaan aikaan 5:1–15:1 painesuhde. Amerikkalaiset käyttävät rengastyypistä polttokammiota, jossa 5–10 polttokammiota on asetettu ympyrämuodostelmaan. Euroopassa puolestaan käytetään sivupolttokammiota ja samalla myös alhaisempia turbiinien syöttölämpötiloja. Kaasuturbiini on kaksi- tai kolmivaiheinen aksiaaliturbiini, jossa ensimmäisen vaiheen suuttimet ja lavat ovat ilmajäähdytettyjä. Voimaturbiini on puolestaan yksi- tai kaksiportainen aksiaaliturbiini, joka ei ole fyysisesti kytketty kaasuturbiiniin. Tämän kokoluokan kaasuturbiineja käytetään merellä sijaitsevilla alustoilla sekä petrokemianteollisuudessa. Suoratoimisten turbiinien hyötysuhde on melko alhainen, mutta sitä voidaan parantaa hyödyntämällä pakokaasut esimerkiksi höyryksi. (Boyce 2012: 39–41.)

2.4.4 Pienikokoiset kaasuturbiinit

Pienikokoisiin kaasuturbiineihin luetaan kaikki 0,5–2,5 MW tehon tuottavat kaasuturbiinit. Malliltaan nämä voivat muistuttaa suurempia kaasuturbiineja, mutta myös erilaisia ratkaisuja on olemassa. Käytössä voi olla keskipakokompressorit tai yhdistelmä keskipako- ja aksiaalikompressorit. Painesuhde näillä kompressoriratkaisuilla on luokkaa 8:1. Polttokammiona käytetään yksipuoleista polttokammiota, jossa päästään 980 °C lämpötiloihin. Turbiini on puolestaan radiaalivirtausturbiini. Hyötysuhteeltaan pienikokoiset kaasuturbiinit eivät pysty kilpailemaan suurempien kanssa, sillä niiden hyötysuhde jää vain 15–25 %. (Boyce 2012: 42–43.)

2.4.5 Ajoneuvokaasuturbiinit

Kaasuturbiiniratkaisut eivät ole olleet menestyksekkäitä ajoneuvoteollisuudessa. Pääsyyinä tähän on kaasuturbiinin korkea hinta ja huono hyötysuhde. Tämän kokoluokan dieselmoottorin hyötysuhde on luokkaa 28 %, kun puolestaan kaasuturbiinilla se on vain 18–20 %. Alhaiseen hyötysuhteeseen vaikuttaa matala painesuhde sekä alhaiset tuloilman lämpötilat. Tilanteen parantamiseksi voidaan käyttää regeneraattoria, jolla saadaan nostettua paineistetun tuloilman lämpötilaa 240→690°C. Hyöty saadaan siitä, että tuloilman lämpötilaa tarvitsee nostaa polttokammiossa vain 690→1015 °C. Ilman regeneraattoria lämpötilaa tulisi nostaa 240→1015 °C. Kaasuturbiini koostuu keskipakokompressorista sekä kompressoriturbiinista, joilla saadaan aikaan korkean paineen ja lämpötilan omaavaa kaasua voimaturbiinin pyörittämiseen. Voimaturbiinin tehtävänä on puolestaan tuottaa paljon vääntöä matalilla nopeuksilla ja näin jäljitellä perinteistä vaihteistoa. Teholuokaltaan tämän tyyppiset kaasuturbiinit ovat noin 300–1500 hevosvoimaa eli noin 224–1120 kW. (Boyce 2012: 44–50.)

2.4.6 Mikroturbiinit

Mikroturbiinit sijoittuvat teholuokaltaan 10–350 kW väliin. Mikroturbiinit koostuvat yleensä radiaalikompressorista sekä radiaaliturbiinista. Mikroturbiinien tärkeimpinä kriteereinä voidaan pitää alhaisia hankintakustannuksia, hyötysuhdetta sekä alhaisia päästöjä. Lisäksi kompaktikoko sekä hiljainen käyntiäänäni ovat eduksi (Boyce 2012: 50–51). Tasalaatuinen energia, korkea luotettavuus, pitkä käyttöikä, alhaiset kunnossapitokustannukset, alhaiset värinätasot sekä päästöt ovat myös mikroturbiinien etuja. Toisaalta pienikokoisilla kaasuturbiineilla on erittäin haastavaa saavuttaa kilpailukykyinen hyötysuhde. Valmistukseen liittyvät rajoittavat tekijät sekä lämmönsiirron ja vuotojen merkitykset alkavat korostua. Mikroturbiinit voivat tarjota energiaa kotitalouksille tai muille pienille yksiköille sekä toimia hätävarana ja kysyntähuippujen tasoittajana niiden ainutlaatuisen joustavuuden ansiosta. Ne soveltuvat hyvin myös kaukosähköntuotantoon voimaverkon ulkopuolisilla alueilla. Mikroturbiineista on kerrottu tarkemmin luvussa 3. (Bowkett & Verstraete 2014: 445.)

2.5 Kaasuturbiinissa käytettävät polttoaineet

Kaasuturbiinin suurimpia etuja on sen polttoainejoustavuus. Polttoaineena voidaan käyttää laajaa skaalaa eri polttoaineita, aina kaasuisista nestemäisiin polttoaineisiin (Boyce

2012: 515). Polttoaineen laatu ja koostumus vaikuttavat olennaisesti kaasuturbiinin elinikään. Polttoaineen valinta perustuu usein hintaan sekä saatavuuteen. Maakaasu on ollut suosituin valinta kaasuturbiinin polttoaineeksi sen alhaisen hinnan, laajan saatavuuden sekä siitä aiheutuvien vähäisten päästöjen ansiosta (Kurz & Mokhatab 2012: 1).

Maakaasu hallitsee kaasuturbiinin polttoainemarkkinoita, mutta nestemäisiä polttoaineita käytetään silti edelleen paljon. Varsinkin kehitysmaissa nestemäiset polttoaineet ovat suosittuja, sillä monissa maissa maakaasun jakelua on rajoitettu. Vaihtoehtoisten polttoaineiden käyttäminen aiheuttaa kuitenkin omat haasteensa muun muassa kuljetukseen, varastointiin, polttoaineen käsittelyyn sekä polttoaineen palamiseen liittyen. (Bromley, Meher-Homji & Zachary 2010: 155—156.)

2.5.1 Polttoaineen valinta

Polttoainetta valittaessa päällimmäisenä valintakriteerinä on usein hinta. Tarkemmin katsottuna polttoaineen valintaan liittyy kuitenkin useita seikkoja, jotka tulee ottaa huomioon. Ominaisuuksien huomioon ottamisella tavoitellaan korkeaa tehokkuutta ja käytettävyyttä sekä alhaisia kokonaiskustannuksia. Tärkeimpinä seikkoina polttoaineen valinnassa ovat polttoaineen lämpöarvo, puhtaus, syövyttävyys, sakkautuvuus sekä saatavuus. (Boyce 2012: 519.)

Polttoaineen lämpöarvo vaikuttaa polttoainejärjestelmän kokoon. Lämpöarvon vaikutus on suurempaa kaasumaisilla kuin nestemäisillä polttoaineilla. Tämä johtuu nestemäisten polttoaineiden lämpöarvon samankaltaisuudesta. Kaasumaisten polttoaineiden lämpöarvovaihtelu on puolestaan suurta, aina maakaasun $41\,000\text{ kJ/m}^3$ prosessoidun kaasun $11\,200\text{ kJ/m}^3$. Prosessoidun kaasun tapauksessa polttoainejärjestelmän on oltava suurempi, koska samaan lämpötilan nousuun vaadittava kaasumäärä on tällöin myös suurempi. (Boyce 2012: 519.)

Polttoaineen aiheuttamaa korroosiota esiintyy enimmäkseen polttokammiossa sekä turbiinin lavoissa. Korroosio johtuu polttoaineen sisältämistä raskasmetalleista. Polttoaineesta johtuvaa korroosiota voidaan vähentää tehokkaasti polttoaineen käsittelyllä. Polttoaineen käsittelyllä voidaan poistaa myös yhdisteitä, jotka aiheuttavat polttoaineen sakkautumista. Polttoaineen sakkautumista saattaa esiintyä polttoainejärjestelmässä. (Boyce 2012: 520.)

Polttoainetta valittaessa on otettava huomioon myös muitakin kuin polttoaineen ominaisuuksiin liittyviä seikkoja. Alla on listattuna polttoaineen valintaan oleellisesti liittyviä seikkoja: (Bromley ym. 2010: 157.)

- polttoaineen hinta ja laatu
- paikallinen saatavuus ja saatavuuden luotettavuus
- polttoaineen soveltuvuus käyttökohteeseen
- paikalliset päästörajoitukset
- paikalliset säädökset.

2.5.2 Kaasumaiset polttoaineet

Kaasumaisista polttoaineista yleisin ja eniten käytetty on maakaasu. Muita kaasumaisia polttoaineita ovat mm. kivihiilikaasu sekä koksaamokaasu. Näiden kaasujen kysyntä on kasvussa, sillä maakaasun jakelua on paikoin rajoitettu. Kaasumaisten polttoaineiden etuina ovat niiden korkea terminen tasapaino sekä puhdas palaminen. Kaasumaisten polttoaineiden ominaisuuksia löytyy taulukosta 1. (Ballal ym. 2010: 478.)

Kaasumaisten polttoaineiden ominaisuuksia kuvataan parhaiten wobbe indeksillä (WI). Wobbe indeksi saadaan laskettua polttoaineen ylemmän lämpöarvon suhteesta suhteellisen tiheyden neliöön. Wobbe indeksi kuvaa polttoaineen vaihdettavuutta ja sen avulla voidaan vertailla eri kaasujen palamisen energiantuotantoa. (Abbott 2009: 10.)

Maakaasu koostuu pääasiassa metaanista (75—97 %) sekä pienistä määristä muita hiilivetyjä kuten butaani, etaani sekä propaani. Maakaasun koostumus vaihtelee melko paljon riippuen kaasun alkuperästä. Jotkin maakaasut sisältävät jopa 15 % typpi- ja hiilidioksidia. Maakaasua kutsutaan joko makeaksi tai happamaksi sen rikki- ja hiilidioksidin pitoisuuden mukaan. (Ballal ym. 2010: 478.)

Kivihiilikaasun koostumus ja lämpöarvo riippuvat kivihiilityypistä sekä valmistus lämpötilasta. Korkean lämpöarvon omaavat kaasut sisältävät yleensä paljon vetyä ja metaania, jolloin typpipitoisuus on alle 11 %. Puolestaan matalan lämpöarvon omaavat kaasut sisältävät jopa 55 % typpeä. Kivihiilikaasun suurin epäpuhtauden aiheuttaja on rikki, joka voi aiheuttaa korroosiota varsinkin yhdistettynä natriumiin tai potassiumiin. (Ballal ym. 2010: 479.)

Koksaamakaasu sisältää pääasiassa metaania ja vetyä. Se omaa suuren energiatheyden jopa 20—24 MJ/m³. Koksaamokaasu sisältää usein hiukkasia, jotka tulee poistaa pesemällä. Koksaamokaasu valmistetaan ilmakehänpaineessa, jonka vuoksi kaasuturbiinin polttoaineen painevaatimukset saattavat aiheuttaa lisähuomiota. Generaattorikaasua saadaan, kun kivihiiltä poltetaan osittain. Energiatheydeltään kaasu on erittäin alhaista vain noin 4,5—5,2 MJ/m³. (Ballal ym. 2010: 480.)

Kaasumaiset polttoaineet sisältävät aina epäpuhtauksia, jotka on hyvä poistaa. Tällaisia epäpuhtauksia ovat mm. vesi, ruoste, hiilivetynesteet, glykolit sekä voiteluöljy. Kaikkien nesteiden poistaminen kaasusta on vaikeaa, mutta ehdottoman tärkeää. Neste voi aiheuttaa itsestään syttymistä sekä lämpöarvon vaihteluja. Kaasujen tulistus on ainoa keino, jolla voidaan päästä eroon nesteistä. Tulistuksella tarkoitetaan polttoainekaasun lämpötilan lisäämistä 25—30 °C. (Boyce 2012: 537.)

Taulukko 1. Kaasumaisten polttoaineiden ominaisuuksia (Ballal ym. 2010: 479).

Property	Natural Gas	Coal Gas (Low Btu)	Coal Gas (High Btu)	Coke-Oven Gas	Blast-Furnace Gas	Producer Gas
Energy density (Btu/ft ³)	950–1150	110–165	500–700	525–650	90–100	120–140
Energy density (MJ/m ³)	35–43	4.1–6.1	19–26	20–24	3.4–3.7	4.5–5.2
Relative density (air = 1.0)	0.58–0.72	0.80–0.92	0.41–0.48	0.40–0.45	0.95–1.05	0.86
Composition (vol%)						
Methane	75–97	0.5–4.5	20–35	28–32		1.2
CH ₄ -other hydrocarbons	2–20		2–4	2–4		
Hydrogen		12–16	40–55	50–55	1–4	16.5
Carbon monoxide		2–32	5–15	5–7	25–30	24
Nitrogen	1–16	30–55	4–11	1–6	55–60	50.8
Carbon dioxide	0.1	0.5–10	2–4	2–3	8–16	7.5

2.5.3 Nestemäiset polttoaineet

Nestemäisiä polttoaineita käytetään etenkin alueilla, joissa maakaasua ei ole saatavilla. Tyypillisiä nestemäisiä polttoaineita ovat kerosiini, kasoliini, teollisuusbenssiini (naphtha), kondensaatit, etanoli sekä metanoli. Kevyitä tisleitä, kuten kasoliini ja kerosiini, käytetään ilmailussa. Puolestaan raskaita tisleitä käytetään teollisuuden kaasuturbiineissa. (Ballal ym. 2010: 474.)

Nestemäisten polttoaineiden tärkeimpiä ominaisuuksia kaasuturbiinin kannalta ovat leimahduspiste, viskositeetti, jähmettymispiste, hiilijännös sekä ominaispaino.

Leimahduspisteellä tarkoitetaan sitä lämpötilaa, jossa palaminen alkaa. Viskositeetti puolestaan kertoo, kuinka paljon polttoaine vastustaa virtausta. Tämä tieto on tärkeää polttoainejärjestelmää mitoittaessa. Jähmettymispiste kuvaa alhaisinta lämpötilaa, jossa polttoainetta voidaan varastoida ja se on vielä juoksevaa. Käytettäessä polttoaineita, joilla korkea jähmettymispiste, on syytä käyttää putkistojen lämmitystä. Hiilijäännöksellä tarkoitetaan sitä hiilen määrää, joka jää jäljelle haittuvien aineiden höyrystymisen jälkeen. Ominaispaino kertoo polttoaineen painon suhteessa veden painoon. Nestemäisten polttoaineiden ominaisuuksia löytyy taulukosta 2. (Boyce 2012: 523.)

Kasoliinien vahvuus on niiden korkea palamisen laatu. Toisaalta niiden matala viskositeetti voi aiheuttaa ongelmia voitelevuuden osalta. Lisäksi alhainen leimahduspiste sekä korkea haihtuvuus aiheuttavat lisähuomiota turvallisuuteen. (Ballal ym. 2010: 475.)

Kerosiini on jalostettu raakaöljystä tislaamalla. Kerosiinin leimahduspiste on suhteellisen alhainen 38–70 °C, kuten myös suhteellinen tiheys. Kerosiinia käytetään ennen kaikkea lentokoneiden polttoaineena, koska sen korkea lämpöarvo minimoi polttoaineen painon. Lisäksi kerosiini ei sisällä korroosiota aiheuttavia komponentteja, kuten rikkiä, mikä on tärkeää arvokkaissa moottoreissa. (Speight 2002: 157–158.)

Diesel on raskaampi raakaöljyryhmä kuin kerosiini. Dieseliä on jalostettu kerosiinia vähemmän ja se on hinnaltaan halvempaa. Diesel sisältää pieniä määriä muita komponentteja, kuten syövyttävää rikkiä. Diesel-polttoaineita on olemassa kuusi eri luokkaa. Mitä pienempi on luokan numero, sitä lähempänä ovat polttoaineen ominaisuudet kerosiinia. Kaasuturbiineissa käytetään yleisesti numero 1 ja numero 2 luokkien polttoaineita. Dieseliä käytetään erityisesti merisovelluksissa, jolloin rikin vaikutukset eivät ole niin suuret. Tämä johtuu siitä että järjestelmät on suunniteltu kestävämmän syövyttävät olosuhteet. Maasovelluksissa dieseliä käytetään usein maakaasun varapolttaineena. (Gupta, Rehman & Sarviya 2010: 2946.)

Bio-diesel on ympäristöystävällinen polttoaine, joka soveltuu hyvin kaasuturbiiniin. Bio-diesel on normaalia dieseliä parempaa mm. rikkipitoisuuden, leimahduspisteen, aromaattipitoisuuden sekä biohajoavuuden osalta. Ominaisuuksiltaan bio-diesel on hyvin samankaltainen dieselin kanssa ja siksi se onkin oiva vaihtoehto dieselin korvaajaksi. Bio-dieselin viskositeetti on 1,9–6,0 cSt, joka on hyvin lähellä normaali

dieselin viskositeettiä. Leimahduspiste on hyvin korkea yli 100 °C. (Gupta ym. 2010: 2948.)

Etanoli on päästöjen puolesta yksi parhaista polttoaineista. Dieseliin verrattuna päästöjä on jopa 48 % vähemmän. Etanoli palaa puhtaasti, jonka vuoksi turbiinin elinikä pitenee. Etanolin huonona puolena on sen alhainen höyrynpaine, mikä johtaa nopeaan haihtumiseen. Etanolin lämpöarvo on myös suhteellisen alhainen, noin 37 % vähemmän kuin dieselillä. Metanoli on hyvin samankaltainen etanolin kanssa. Molemmilla alkoholeilla on alhainen leimahduspiste noin 11–13,8 °C, mikä tarkoittaa, että ne ovat erittäin herkästi syttyviä. Metanolin lämpöarvo on hieman etanolia pienempi. (Gupta ym. 2010: 2949.)

Taulukko 2. Nestemäisten polttoaineiden ominaisuuksia (Ballal ym. 2010: 474).

Fuel Type	True Distillates		Ash-Bearing Fuels	
	Kerosine	No. 2 Distillate	Blended Residuals and Crudes	Heavy Residuals
Relative density at 311 K	0.793	0.82–0.88	0.80–0.92	0.92–1.05
Viscosity at 311 K (m ² /s)	1.4 × 10 ⁻⁶	2 × 10 ⁻⁶ –4 × 10 ⁻⁶	2 × 10 ⁻⁶ –10 ⁻⁴	10 ⁻⁴ –18 × 10 ⁻⁴
Viscosity at 311 K (cSt)	1.4	2.0–4.0	2–100	100–1800
Flash point (K)	311–344	339–367	283–367	353–403
Flash point (°F)	100–160	150–200	50–200	175–265
Pour point (K)	228	253–273	263–318	263–308
Pour point (°F)	-50	-10–30	15–110	15–95
Lower specific energy (MJ/kg)	42.8	42–43	42–43	40–41
Lower specific energy (Btu/lb)	18,400	18,060–18,490	18,060–18,490	17,200–17,630
Sulfur (% by mass)	0.01–0.1	0.1–0.8	0.2–3	0.5–4
Nitrogen (% by mass)	0.002–0.01	0.005–0.06	0.06–0.2	0.05–0.9
Hydrogen (% by mass)	12.8–14.5	12.2–13.2	12.0–13.2	10–12.5

2.5.4 Polttoaineen vaikutus kaasuturbiinin suorituskykyyn

Polttoaineen valinnalla on oleellinen vaikutus kaasuturbiinin suorituskykyyn. Esimerkiksi maakaasu tuottaa 2–3 % enemmän tehoa kuin tisleet, johtuen

palamistuotteiden korkeammasta ominaislämpökapasiteetista. Tämä taas on seurausta suuremmasta veden höyrystymisestä, joka johtuu korkeammasta vety-hiilisuhteesta. Maakaasu sisältää pääosin metaania, mutta se voi myös sisältää etaania, propaania tai pentaania. Nämä raskaammat hiilivedyt nostavat maakaasun lämpöarvoa. Toisaalta maakaasu voi sisältää myös lämpöarvoa laskevia komponentteja, kuten typpeä tai hiilidioksidia. Yleisesti voidaan sanoa että polttoaineet, jotka sisältävät enemmän vetyä tuottavat yleensä myös enemmän tehoa. Tätä voidaan kompensoida lisäämällä hieman polttoaineen syöttöä. (Bromley ym. 2010: 157.)

2.6 Kaasuturbiinista aiheutuvat päästöt

Polttoprosessista aiheutuvat päästöt ovat nousseet suuren huomion kohteeksi, niiden ympäristö- ja terveysvaikutusten vuoksi. Viimeisen vuosikymmenen aikana kaasuturbiinin päästövaatimukset ovat kiristyneet nopeaan tahtiin. Nopeaa on ollut myös teknologioiden kehitys, joilla päästöjä pyritään vähentämään. Keskeisimmät kaasuturbiinista aiheutuvat päästöt ovat hiilimonoksidi, palamattomat hiilivedyt, pienhiukkaset sekä typen että rikin oksidit. Taulukosta 3 löytyy kaasuturbiinista aiheutuvat päästöt sekä niiden suuruusluokat. (Ballal ym. 2010: 359—360.)

Taulukko 3. Kaasuturbiinista aiheutuvien päästöjen suuruus (Moore & Pavri 2001: 2).

Minor Species Pollutants	Typical Concentration (PPMV)	Source
Nitric Oxide (NO)	20 - 220	Oxidation of Atmosphere Nitrogen
Nitrogen Dioxide (NO ₂)	2 - 20	Oxidation of Fuel-Bound Organic Nitrogen
Carbon Monoxide (CO)	5 - 330	Incomplete Oxidation of Fuel Carbon
Sulfur Dioxide (SO ₂)	Trace - 100	Oxidation of Fuel-Bound Organic Sulfur
Sulfur Trioxide (SO ₃)	Trace - 4	Oxidation of Fuel-Bound Organic Sulfur
Unburned Hydrocarbons (UHC)	5 - 300	Incomplete Oxidation of Fuel or Intermediates
Particulate Matter Smoke	Trace - 25	Inlet Ingestion, Fuel Ash, Hot-Gas-Path
		Attrition, Incomplete Oxidation of Fuel or Intermediates

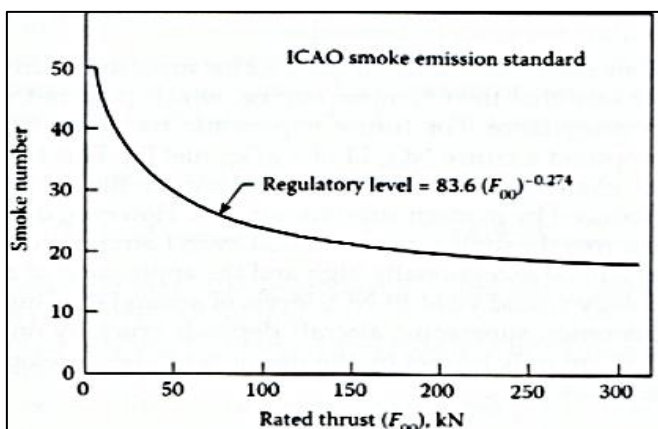
2.6.1 Päästömääräykset

Kaasuturbiinista aiheutuvia päästöjä koskevat määräykset ovat tiukentuneet vuosi vuodelta. Määräykset on jaoteltu erikseen ilmailussa käytettäville kaasuturbiineille sekä maalla kiinteästi toimiville kaasuturbiineille. Ilmailua koskevat päästömääräykset on laatinut kansainvälinen siviili-ilmailuorganisaatio (ICAO). Määräykset koskevat siviili suihkuturbiineja, joiden työntövoima on yli 26,7 kN laskeutumis- ja noususyklillä (LTO). Tämä tarkoittaa sitä tilannetta, kun ollaan lentokentän läheisyydessä alle 914m korkeudessa. ICAO:n määräykset kaasumaisille päästöille löytyvät taulukosta 4 ja pienhiukkaspäästöjä koskevat määräykset esitetään kuviossa 9. (Ballal ym. 2010: 362.)

Taulukko 4. ICAO:n kaasumaisten päästöjen standardit (Ballal ym. 2010: 362).

Emission (g/kN)	Subsonic Turbojet/Turbofan Engines ^a	Supersonic Turbojet/Turbofan Engines
HC	19.6	140 (0.92) ^{π_{00}}
CO	118.0	4550 (π_{00}) ^{-1.03}
NO _x	32 + 1.6 π_{00} -1.04 + 2 π_{00} (2007 + engines)	36 + 2.4 π_{00}

Tämän päivän suihkuturbiineissa on saatu merkittävästi vähennettyä hiilimonoksidin (CO) ja palamattomien hiilivetyjen (UHC) päästöjä kaikissa toiminta olosuhteissa. Näin ollen typen oksidit (NO_x) on merkittävin päästöjen aiheuttaja. (Ballal ym. 2010: 362.)



Kuvio 9. ICAO:n pienhiukkaspäästö standardi (Ballal ym. 2010: 363).

Maalla kiinteästi toimivien kaasuturbiinien päästömääräykset ovat vaikeammin määritettävissä. Määräykset vaihtelevat maakohtaisesti sekä jopa aluekohtaisesti. Määräyksiin vaikuttaa myös kaasuturbiinin koko sekä käytettävä polttoaine. Näin ollen selkeitä ja yhteneväisiä päästömääräyksiä ei ole olemassa. Suurin osa kaasuturbiineista käyttää polttoaineenaan maakaasua, jolloin ainoa merkittävä päästö on typen oksidit. Tämän vuoksi myös määräyksiä on suunnattu juuri typen oksidi päästöjä ajatellen. Yhdysvaltojen ympäristönsuojelu organisaatio (EPA) on laatinut seuraavanlaisia määräyksiä: (Ballal ym. 2010: 364–365.)

- Uusien sähköntuotantoon käytettävien kaasuturbiinien NO_x-rajat, jotka käyttävät maakaasua ovat: 42 ppmv/ alle 3 MW, 25 ppmv/3—110 MW sekä 15 ppmv/ yli 110 MW.
- Uusien sähköntuotantoon käytettävien kaasuturbiinien NO_x-rajat, jotka käyttävät muuta kuin maakaasua ovat: 96 ppmv/ alle 3 MW, 74 ppmv/3—110 MW sekä 42 ppmv/ yli 110 MW.
- Uusien mekaanisen käytön kaasuturbiinien (alle 3,5 MW) NO_x-raja, jotka käyttävät maakaasua on 100 ppmv.
- Uusien mekaanisen käytön kaasuturbiinien (alle 3,5 MW) NO_x-raja, jotka käyttävät muuta kuin maakaasua on 150 ppmv.

Euroopassa on puolestaan ollut käytössä LCPD-direktiivi (Large Combustion Plant Directive) vuodesta 2005 lähtien. Tämän direktiivi koskee kaikkia polttoainekäyttöisiä laitoksia, joiden lämpöteho kapasiteetti on yli 50 MW. Kaasuvoimaloille asetettu raja on 50 mg/m³. (Klein 2012.)

2.6.2 Hiilimonoksidi ja palamattomat hiilivedyt

Hiilimonoksidia (CO) muodostuu suuria määriä kun kaasuturbiinia ajetaan rikkaalla seoksella. Tällöin paloalueella ei ole riittävästi happea hiilidioksidireaktion toteuttamiseen. Hiilimonoksidia voi muodostua myös ajettaessa stoikiometrisellä tai laihalla seoksella. Tuolloin hiilimonoksidin muodostumisen aiheuttaa hiilidioksidin dissosiaatio. Hiilimonoksidipäästöt ovat luokkaa 5—330 ppmv. (Ballal ym. 2010: 366.)

Hiilimonoksidipäästöt lisääntyvät myös sytytyslämpötilaa pienentämällä alle 816 °C (Moore & Pavri 2001: 4).

Palamattomien hiilivetyjen (UHC) muodostumiseen vaikuttavat hyvin samankaltaiset tekijät kuin hiilimonoksidin muodostumiseen (Moore & Pavri 2001: 5). Tarkalleen ottaen palamattomien hiilivetyjen muodostuminen yhdistetään huonoon sumutukseen, riittämättömään palamisnopeuteen sekä näiden yhdistelmään. Kyseisten päästöjen suuruusluokkakin on hyvin samankaltainen (Ballal ym. 2010: 370).

Yleisesti voidaan sanoa, että nämä päästöt aiheutuvat epätäydellisestä palamisesta ja siksi niiden vähentäminen onkin palamisen tehokkuuden parantamista. Polttokammion pääalueen ekvivalenssisuhde on oleellisessa roolissa, sillä sen muuttaminen ohjaa päästöjen muodostumista molempiin suuntiin. Ekvivalenssisuhteella tarkoitetaan tässä yhteydessä ilma-polttoainesuhdetta. Ekvivalenssisuhteen optimi on noin 0,8, vaikka sen nostaminen yli yhden nostaakin palamisen nopeutta. Samalla kuitenkin vähennetään hapen määrää, jolloin hiilimonoksidi ja hiilivedyt eivät voi muuntua hiilidioksidiksi (CO₂) ja vedeksi (H₂O). (Ballal ym. 2010: 381.)

Polttokammion seinämien jäähtyöksellä on myös vaikutusta hiilimonoksidin sekä hiilivetyjen syntymiseen. Vähentämällä seinämien jäähtyykseen käytettävän ilman määrää, varsinkin pääalueella, voidaan tehokkaasti vähentää näiden päästöjen syntymistä. Viimeisenä keinona on parantaa polttoaineen sumutusta polttokammioon syötettäessä. (Ballal ym. 2010: 382.)

2.6.4 Pienhiukkaset ja savu

Pakokaasun savu aiheutuu hienojakoisten nokipartikkeleista, joita syntyy polttoainerikkailla alueilla. Polttoainerikkaat alueet sijaitsevat lähellä polttoaineensyöttöä, jota kohti palaneet hiukkaset liikkuvat. Suurin osa pääalueella muodostuneesta noesta palaa korkeissa lämpötiloissa polttokammion alemmissa osissa. Koostumukseltaan noki on pääasiassa hiiltä (noin 96 %), mutta sisältää myös vetyä ja happea. Polttokammionpaine vaikuttaa oleellisesti noen muodostumiseen, sillä korkeissa paineissa nokea muodostuu helpommin. (Ballal ym. 2010: 370–373.)

Pakokaasun savutusta voidaan vähentää lisäämällä polttokammion sisäänmenoilman lämpötilaa, vähentämällä polttokammionpainetta sekä parantamalla polttoaineen

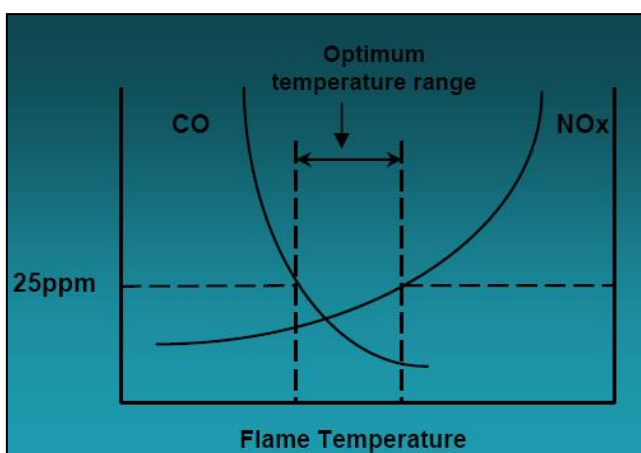
sumutusta. Polttokammion sisäänmenolämpötilan kasvattamisella on vaikutusta sekä noen muodostumiseen että sen pois polttamiseen. Yhteisvaikutuksena yleensä savutus kuitenkin vähenee. Käytännössä savutuksen vähentäminen onnistuu ehkäisemällä polttoainerikkaiden alueiden syntymistä. Ilmansyötön lisääminen pääalueelle on aina eduksi, mutta sen vaikutus muun muassa sytytykseen on otettava huomioon. (Ballal ym. 2010: 384–387.)

2.6.5 Typen oksidit (NO_x)

Typen oksidien muodostumiseen vaikuttaa eniten palamisen lämpötila. Typen oksidien muodostuminen kasvaa merkittävästi lämpötilan noustessa yli $1600\text{ }^\circ\text{C}$. Toisaalta palamisen lämpötilaa laskiessa kasvavat hiilimonoksidipäästöt (ks. kuvio 10). Lämpötilan optimialue päästöjen kannalta on noin $1400\text{—}1600\text{ }^\circ\text{C}$. (Alne 2007: 15.)

Typen oksidien muodostumisen mekanismit on jaettu kahteen ryhmään. Typen oksidit, jotka muodostuvat vapaan typen hapettumisen seurauksena kutsutaan lämpö NO_x :ksi (thermal NO_x). Lämpö NO_x :ien muodostumiseen vaikuttavia tekijöitä ovat: (Moore & Pavri 2001: 2.)

- NO_x kasvaa nostettaessa palamisen lämpötilaa ja polttoaine/ilma suhdetta
- NO_x kasvaa polttokammion paineen lisääntyessä
- NO_x kasvaa liekkivyöhykkeen viipymän kasvaessa
- NO_x vähenee veden, höyryn tai kosteuden lisäämisen johdosta.



Kuvio 10. Liekin lämpötilan vaikutus NO_x ja CO muodostumiseen (Alne 2007: 15).

Toista typen oksidin muodostumismekanismeja kutsutaan orgaaniseksi NO_x:ksi (organic NO_x). Tällaiset päästöt ovat muodostuneet orgaanisesti sitoutuneen typen hapettumisesta. Orgaaninen typpi on peräisin polttoaineesta (FBN). Orgaanisen typen hapettuminen on paljon tehokkaampaa kuin vapaan typen. Palamisen lämpötilan vähentämisellä ei ole suurta vaikutusta orgaanisen NO_x:n muodostumiseen. Samoin kuin veden lisäämisellä polttokammioon, mikä mahdollisesti jopa lisää NO_x:ien muodostumista. (Moore & Pavri 2001: 2.)

2.6.6 Rikin oksidit (SO_x)

Kaasuturbiinista aiheutuvat rikin oksidien päästöt johtuvat lähes kokonaan polttoaineesta. Tällä hetkellä ei ole olemassa kaasuturbiinin sisäistä tekniikkaa, jolla voitaisiin kontrolloida tai poistaa rikin oksidien päästöjä. Päästöihin voidaan vaikuttaa vain käyttämällä polttoaineita, jotka sisältävät vähän tai ei ollenkaan rikkiä. Rikin oksidien päästöt sisältävät sekä SO₂ että SO₃. Suurin osa polttoaineen rikistä hapettuu SO₂, jopa noin 95 %. Loput polttoaineen rikistä hapettuu SO₃, joka yhdistyessään veden kanssa muodostaa haitallista rikkihappoa. (Moore & Pavri 2001: 7.)

3 MIKROTURBIINI

Mikroturbiinit ovat kokoluokaltaan pieniä ja niiden tehontuotanto on luokkaa 10—350 kW. Mikroturbiinit koostuvat yleensä yhdestä akselista, rengasmaisesta polttokammioista, yksiportaisesta radiaalikompressorista sekä radiaaliturbiinista. Kompressorin painesuhte on tyypillisesti noin 3:1—4:1. Pyörimisnopeudet ovat noin 60 000–100 000 rpm (Boyce 2012: 50–51). Yksinkertaisella prosessilla saavutetaan vain noin 15 % hyötysuhde, joten yleensä käytetään joko välijäähdytettyä tai uudelleenkierrätysprosessia. Tänä päivänä mikroturbiineilla saavutetaan noin 30—33 % hyötysuhde (Capehart 2014).

Mikroturbiinin suorituskykyyn vaikuttaa kaksi päätekijää. Ensimmäisenä vaikuttavana tekijänä on mikroturbiinin sisältämien komponenttien tehokkuus, kuten kompressorin ja turbiinin. Hyvän hyötysuhteen saavuttamiseksi on varsinkin kompressorin hyötysuhteen oltava mahdollisimman hyvä, koska se kuluttaa suuren osan mikroturbiinin tuottamasta tehosta. Nykyään kompressorien hyötysuhteet ovat luokkaa 70—90 %. Toinen mikroturbiinin suorituskykyyn vaikuttava päätekijä on turbiinin sisäänmenokaasujen lämpötila. Korkeilla lämpötiloilla saadaan aikaan korkeampi hyötysuhde, mutta materiaalitekniset seikat rajoittavat tätä lämpötilaa. Nykyään turbiinin sisäänmenolämpötilat ovat noin 700—870 °C. Korkea lämpötila sekä turbiinin korkea pyörintänopeus, jopa 120 000 rpm, aiheuttavat kovaa räsitusta turbiinin lapoihin. (Carrillo, Dias, Gomes, Nascimento, Rodrigues, Santos & Velasques 2014:)

Mikroturbiinilla on useita etuja muihin saman kokoluokan energiantuotantomuotoihin verrattuna. Tällaisia etuja ovat: liikkuvien osien vähäinen määrä, kompakti koko, kevyt rakenne, alhaiset päästöt sekä hukkalämmön hyödyntämismahdollisuudet. Mikroturbiinien uskotaan ottavan haltuun suuren osan hajautetun energiantuotannon markkinoista. Tämä johtuu mikroturbiinin suhteellisen alhaisesta hankintahinnasta, alhaisista käyttö- ja huoltokustannuksista sekä automatisoidusta sähköohjauksesta. (Capehart 2014.)

3.1 Mikroturbiinien kiertoprosessit

Mikroturbiinien mahdollisia kiertoprosesseja ovat yksinkertainen, uudelleenkierrätys, välijäähdytetty, uudelleenlämmitetty tai kaksiakselinen prosessi. Yksinkertaisella prosessilla saavutetaan niin alhainen hyötysuhde, että yleensä käytössä on joko

uudelleenkierrätys- tai välijäähdytettyprosessi. Jotkin sovellukset vaativat puolestaan kaksiakselisen prosessin. (Capehart 2014.)

3.1.1 Yksinkertainen prosessi (simple cycle)

Yksinkertainen prosessi tarkoittaa kaasuturbiinia, jossa paineistettu ilma sekoitetaan polttoaineen kanssa ja seos poltetaan vakioaineolosuhteissa. Tuloksena on kuumia kaasuja, jotka laajenevat turbiiniosuudessa tuottaen voimaa. Yksinkertaisen prosessin P-V-diagrammi löytyy kappaleesta 2.2.1. Tällaisen kaasuturbiinien hyötysuhde on noin 15 %. Yksinkertaisen prosessin etuina ovat alhainen hankinta hinta sekä korkea luotettavuus. Lisäksi hukkalämpöä on käytettävissä jatkokäyttöön enemmän kuin uudelleenkierrätysprosessissa. (Capehart 2014.)

3.1.2 Uudelleenkierrätysprosessi (recuperative cycle)

Uudelleenkierrätysprosessissa käytetään lämmönvaihdinta, jolla kerätään lämpöä pakokaasusta. Talteen kerätty lämpö syötetään kompressorin ja polttokammion väliin, jolloin polttokammioon menevän paineistetun ilman lämpötila on korkeampi. Polttokammioon syötettävän ilman lämmityksellä voidaan saavuttaa noin 30–40 % polttoainesäästöt. Uudelleenkierrätysprosessin hyötysuhde on noin 20–30 %. Kuviossa 11 on esitetty uudelleenkierrätysprosessin prosessikaavio. (Capehart 2014.)

3.1.3 Välijäähdytettyprosessi (intercooled)

Välijäähdytetyllä prosessilla tarkoitetaan yksinkertaista prosessia, johon on lisätty välijäähdytin kompressorin vaiheiden väliin. Välijäähdyttimellä varustettu prosessi voi vähentää kompressorin tekemää kokonaistyötä ja kasvattaa siitä ulos saatavaa työtä. Välijäähdyttimellä saavutetaan vähäisempi kompressorin tarvitsema teho. Tämä saadaan aikaan jäähdyttämällä kompressorin toisen vaiheen sisääntuloilmaa ympäristön tasolle ja pitämällä yllä samaa kokonaispainesuhdetta. (Boyce 2012: 102–103.)

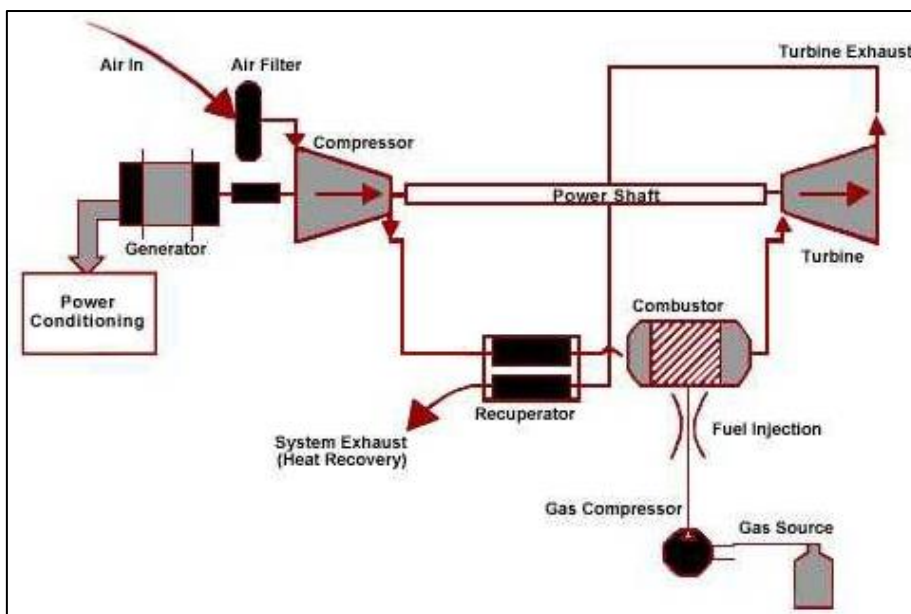
3.1.4 Uudelleenlämmitysprosessi (reheat)

Uudelleenlämmitysprosessin tarkoituksena on lisätä turbiinin tekemään työtä, ilman että kompressorin tekemä työ lisääntyy tai että turbiinin sisäänmenolämpötila kasvaa. Tämä prosessi saadaan aikaan lämmittämällä kaasua ennen kuin se laajenee. Kaasun

lämmittäminen tapahtuu juuri ennen kuin se syötetään polttokammioon. Ideana on minimoida laajenemisen häviöt ja tulla lähemmäs isotermistä laajenemisprosessia. (Milancej 2005: 10.)

3.1.5 Kaksiakselinen prosessi (split-shaft)

Kaksiakselisessa prosessissa on matala- ja korkeapaine turbiini. Korkeapaine turbiini pyörittää kompressoria ja matalapaine turbiini puolestaan tuottaa tehoa. Tällä järjestelyllä voidaan tuottaa paljon vääntöä matalilla kierrosnopeuksilla. Akselit voivat pyöriä eri nopeuksilla. Kaksiakselista prosessia käytetään pääasiassa korkeaa vääntöä ja suurta kuorman vaihtelua vaativissa sovelluksissa. (Boyce 2012: 100–101.)



Kuvio 11. Uudelleenkierrätysprosessin prosessikaavio (Capehart 2014).

3.2 Mikroturbiinin käyttökohteet ja sovellukset

Mikroturbiinit soveltuvat moniin eri hajautetun energiantuotannon sovelluksiin. Mikroturbiinit ovat joustavia ja ne tuottavat tasalaatuista energiaa sekä niistä aiheutuvat

päästöt ovat suhteellisen vähäisiä (Soares 2007: 21). Alla on listattuna mikroturbiinien käyttökohteita: (Capehart 2014).

- hajautettuun energiantuotantoon alueille, joissa ei ole yhteyttä voimaverkkoon
- vähentämään voimaverkon taajuusvaihteluja ja jännitepiikkejä
- varaenergianlähteeksi
- energia huippujen tasaajana, kun kulutus on suurinta
- lisäämään paikallista energiantuotantokapasiteettiä
- alueille, joissa on halvempaa tuottaa energiaa itse
- CHP (Combined Heat and Power): Hukkalämmön hyödyntäminen olemassa oleviin prosesseihin.

Alla on listattuna mahdollisia mikroturbiinisovelluskohteita:

- sotilaallinen voimantuotanto
- kuljetus propulsiojärjestelmät (wilsonsolarpower)
- pienteollisuus
- terveydenhuoltolaitokset
- toimistot
- koulut (Soares 2007: 21.)

3.3 Mikroturbiinimarkkinat

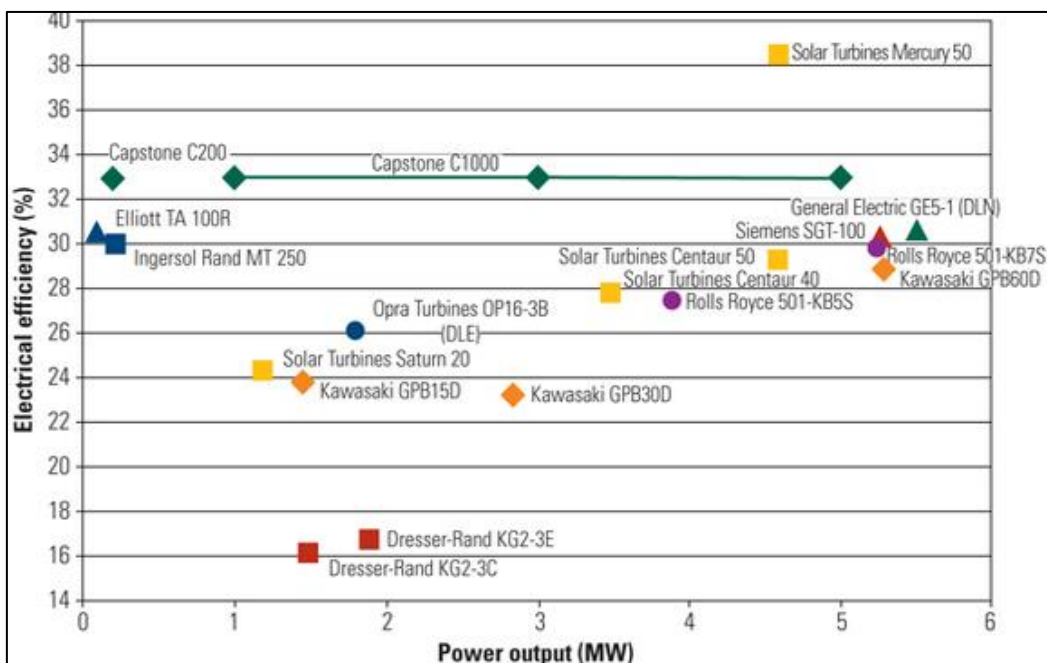
Mikroturbiinit saapuivat energiantuotantomarkkinoille 1970-luvulla. Tällöin tutkittiin mahdollisuutta korvata mäntämootorit mikroturbiineilla. Ensimmäiset mikroturbiinit olivat suunniteltu lentokoneisiin, linja-autoihin sekä ohjusten laukaisuun. Mikroturbiinit eivät kuitenkaan saavuttaneet menestystä kulkuvälinemarkkinoilla useastakin syystä. Vuonna 1978 aloitettiin projekti, joka tähtäsi kaasuturbiinien käyttöön sotilaallisissa sovelluksissa. Projektin antina oli polttoaineen kulutuksen merkittävä aleneminen aikaisempiin mikroturbiineihin verrattuna. Lisäksi havaittiin, että polttoaineena voidaan käyttää useita eri vaihtoehtoja. Muutama vuosi myöhemmin Yhdysvaltojen armeijalle toimitettiin 200 mikroturbiinia. (Carrillo ym. 2014: 108.)

Yhdysvalloissa vuonna 1978 säädetty PURPA (Power Utility Regulatory Policy Act), mullisti energiamarkkinat ja mahdollisti hajautetun energiantuotannon kasvun. Tämän

seurauksena mikroturbiineja alettiin tutkia ja kehittää entistä intensiivisemmin. Advanced Energy System (AES) -hankkeen tuloksena saatiin aikaan mikroturbiini, jonka teho oli luokkaa 50 kW. Tämä hanke kuitenkin lopetettiin, sillä laitteen hankintahinta olisi ollut liian kallis. Tämän jälkeen Gas Research Institute (GRI) on tukenut lukuisia uusia mikroturbiinihankeita. (Carrillo ym. 2014: 109.)

Nykyään mikroturbiinivalmistajia on runsaasti ja niistä merkittävimpiä ovat: Capstone, Elliott Energy Systems, Ingersoll-Rand Energy Systems & Power Recuperators WorksTM, Turbec, Browman Power and ABB Distributed Generation sekä Volvo Aero Corporation. Kuviossa 12 on esitetty näiden valmistajien mikroturbiinien hyötysuhteita tuotetun tehon suhteen. Taulukkoon 5 on puolestaan listattu näiden valmistajien mikroturbiinien teknisiä tietoja. (Carrillo ym. 2014: 109.)

Capstone kehittää uutta edistynyttä kaasuturbiinia C370 yhdessä Oak Ridge National Laboratory:n (ORNL) ja NASA Glenn Research Center:n kanssa. Tavoitteena tällä projektilla on saavuttaa 42 % hyötysuhde, käyttäen kaksiportaista kompressoria ja turbiinia, uudelleenkierrätystä sekä välijäähdytystä. Lisäksi uusien keraamimateriaalien käytöllä mahdollistetaan korkeammat turbiinin sisäänmenolämpötilat. (Gemmer 2014)



Kuvio 12. Eri valmistajien mikroturbiinien hyötysuhteet (Gilette 2010).

Taulukko 5. Eri valmistajien mikroturbiinien teknisiä tietoja (Carrillo ym. 2014: 112).

Model	Manufacturers	Power Output	Set	Total Efficiency (LHV)	Pressure Ratio	TET	Nominal Speed
		kW		%		°C	Rpm
-	AlliedSignal	75	A Shaft	30 (HHV)	3.8	871	85,000
TA 45	Elliott Energy System	45	A Shaft	30	-	871	-
TA 80	Elliott Energy System	80	A Shaft	30	-	871	68,000
TA 200	Elliott Energy System	200	A Shaft	30	-	871	43,000
C30	Capstone	30	A Shaft	28		871	96,000
C65	Capstone	65	A Shaft	29		871	85,000
C200 HP	Capstone	200	A Shaft	33		870	45,000
-	Power Works™	70	Two Shafts	30 (HHV)	3	704	-
MT 100	ABB	100	A Shaft	30	4.5	950	70,000

Mikroturbiinin hankintahinta on tällä hetkellä noin 700—1100 \$/kW eli noin 650—1000 €/kW. Kulut sisältävät kaikki laitteet, ohjelmistot sekä tarvittavan peruskäyttökoulutuksen. Lämmöntalteenotto lisää hankintakustannuksia noin 75—350 \$/kW. Tulevaisuudessa kaasuturbiinin valmistajat tähtäävät 650 \$/kW hankintakustannuksiin, mikä on mahdollista, jos markkinat ja myyntivolyymit kasvavat. (Capehart 2014.)

Mikroturbiinit sisältävät vähäisen määrään liikkuvia osia, joten niiden luotettavuus on todella korkealla tasolla verrattuna muihin saman kokoluokan energiantuotantomuotoihin. Suuriosa kaasuturbiinien valmistajista lupaa kunnossapitovälin 5000—8000 tuntiin ja tällöin kunnossapitokustannukset ovat noin 0,005—0,016 \$/kWh. (Capehart 2014.)

4 YKSIULOTTEINEN PROSESSIN MALLINNUSOHJELMA

Tässä kappaleessa käsitellään työssä käytettyä GT-POWER-ohjelmaa, jolla voidaan mallintaa ja simuloida mitä tahansa moottoriprosessia. Kappaleessa käydään läpi niitä osioita, jotka ovat työn kannalta merkittäviä. Lopuksi arvioidaan GT-POWER:in vastaavuutta todellisuuteen.

4.1 GT-POWER

GT-POWER on markkinoiden johtava moottorin simulointiohjelma, jota muun muassa käyttävät suurimmat moottorinvalmistajat. Ohjelmalla voidaan simuloida kaiken kokoisia ja tyyppisiä moottoreita. GT-POWER on osa GT-SUITE-ohjelmaa, joka on tarkoitettu kokonaisten ajoneuvojen mallinnukseen. GT-POWER sisältää kattavan kokoelman moottorin suorituskykyä analyysoivia malleja, joilla voidaan analysoida erilaisia moottoriasetuksia ja niiden vaikutusta moottorin suorituskykyyn. (Gamma Technologies 2015.)

GT-POWER:lla voidaan ennustaa moottorin käyttäytymiseen liittyviä ilmiöitä. Sen ratkaisijan ydin pohjautuu yksiulotteisiin täysin epävakaisiin ja epälineaarisiin Navier-Stokes yhtälöihin. Tämän ytimen jälkeen on termodynaaminen ja ilmiöperustainen ratkaisija, jolla saadaan käsitys esimerkiksi palamisesta, lämmönsiirrosta sekä sylinterinliikkeistä. Tällä ratkaisijayhdistelmällä on mahdollista saada erittäin tarkkoja tietoja moottorin käyttäytymisestä. (Gamma Technologies 2015.)

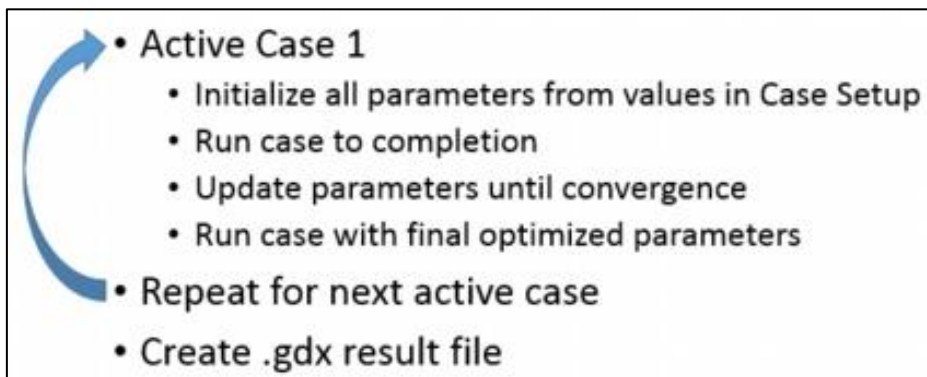
4.1.1 GT-POWER-mallin konvergointi

Konvergoinnilla (Convergence) tarkoitetaan sitä saavuttaako ohjelmaan rakennettu malli yksikäsitteisen ratkaisun (Steady state), kun sitä simuloidaan. Mallin konvergoitumiselle voidaan asettaa rajoitukset niin minimiin kuin maksimiin. Minimiraja tarkoittaa sitä laskentakierrosten määrää, joka mallin on aina käytävä läpi ennen konvergoitumista. Maksimiraja puolestaan ilmaisee suurimman mahdollisen määrän kierroksia, jonka malli käy läpi vaikka malli ei konvergoisikaan. Tällöin ei voida olla varmoja saatujen tuloksien luotettavuudesta. Mallin kokonaislaskenta-aika määräytyy siis siitä, kuinka kauan yksi

laskentakierros kestää ja kuinka nopeasti malli konvergoi eli montako laskentakierrosta tarvitaan. (Salminen 2015b.)

4.1.2 Suora optimointi (Direct optimizer)

Suora optimoija löytää RLT-muuttujalle (riippuvainen muuttuja) optimin vaihtelemalla yhtä tai useampaa parametria (riippumaton muuttuja). Optimoija perustuu simulointiin, jossa arvioidaan riippuvaista muuttujaa käyttäen algoritmia, joka päivittää uudet parametriarvot. Tämä prosessi jatkuu niin monta iteraatiokierrosta, kunnes optimiarvo löytyy tai saavutaan käyttäjän määrittämään maksimi iteraatiokierrosten määrään. Suora optimoija optimoi jokaisen tapauksen (case) itsenäisesti yhdellä ratkaisijalla ja toistaa tätä toimintaa. Kuviossa 13 on esiteltynä suoran optimoijan optimointiprosessi vaihe vaiheelta. (Gamma Technologies 2015.)



Kuvio 13. Suoran optimointiprosessin kulku (Gamma Technologies 2015).

4.1.3 DOE (Design of experiments)

DOE:lla (Design of Experiments) voidaan testata useita tapauksia samanaikaisesti ja käyttäjä voi määrittellä halutut arvot joka tapaukselle. Tämä mahdollistaa suuremman optimoitavien muuttujien joukon, sillä laskentaa voi hajauttaa useammille tietokoneille. Simuloinnin päätyttyä voidaan löytää muuttujille arvoja, joilla yksi tai useampi RTL-muuttuja saavuttaa optimiarvonsa. Tämä tapahtuu DOE-POST osiossa.

Hajautettu laskenta vähentää huomattavasti DOE:n laskenta-aikaa, varsinkin jos optimoinnin kohteena on suuri joukko muuttujia. Työssä käytettiin paljon DOE-optimointia ja sen hajautetun laskennan hyödyt tulivat selkeästi esille. Taulukossa 6 on esiteltyä hajautuksen vaikutusta laskenta-aikaan.

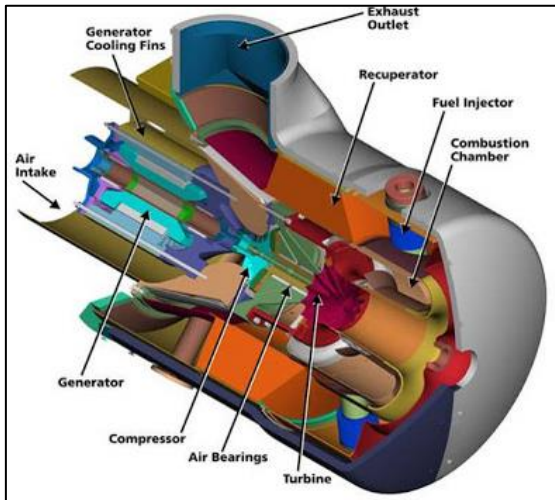
Taulukko 6. Hajautuksen vaikutus laskenta-aikaan.

		Laskenta-aika	Laskenta-aika
Muuttujia	Case lukumäärä	ilman hajautusta	hajautettuna 15 ytimele
7	715	700 min	46 min
10	1001	1000 min	66 min
19	7315	7300 min	470 min

4.2 GT-POWER:n vastaavuus todellisuuteen

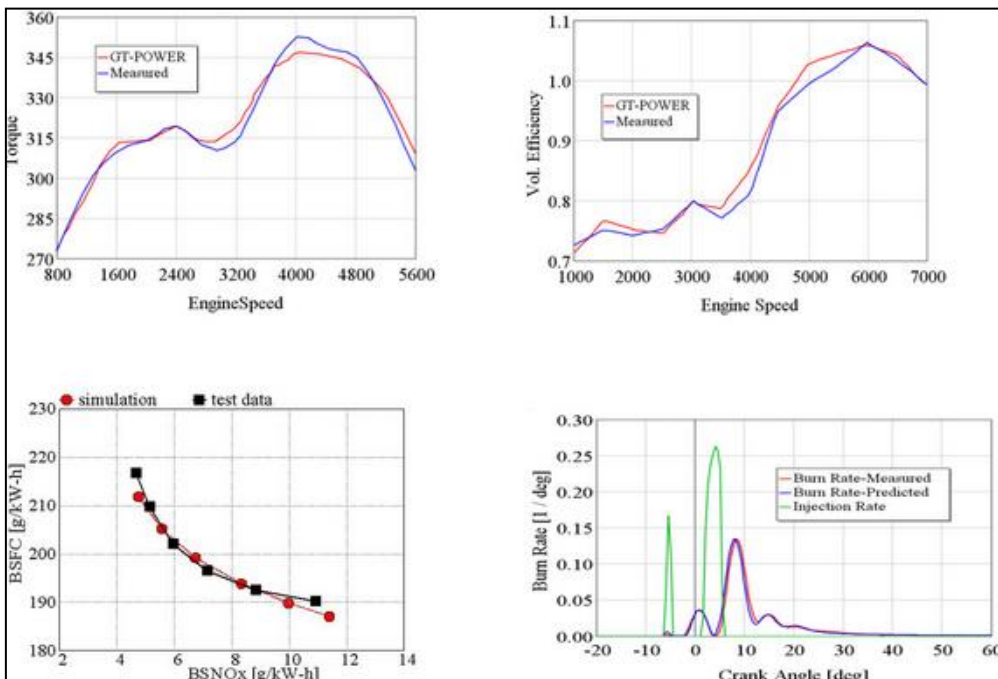
GT-POWER-malli saadaan todella suurella todennäköisyydellä vastamaan todellisuutta, kun käytössä on oikeita mittaustietoja moottorista. Mallilla ennustaminen voi puolestaan olla hieman haastavaa. Tällöin joudutaan turvautumaan jonkin verran oletuksiin, kun todellista tietoa ei ole saatavilla. GT-POWER on suunniteltu pääasiassa mäntämoottorin mallinnukseen, joten kaasuturbiinimallin vastaavuudesta todellisuuteen ei ole täyttä varmuutta. (Salminen 2015a.) Tämän vuoksi oli tarpeen luoda vertailukohdaksi GT-POWER-malli Capstone C65 mikroturbiinista (ks. Liite 1). C65 valittiin vertailukohdaksi siitä saatavilla olevien tietojen perusteella. Lisäksi C65 on Capstone:n lippulaivatuote, jota on myyty reilusti muita malleja enemmän. Kuviossa 14 on Capstone C65 mikroturbiini.

Mallia simuloimalla havaittiin, että GT-POWER-malli vastaa hyvin todenmukaisesti oikeaa Capstone:n C65 mikroturbiinia. Saatavilla olevilla tiedoilla päästiin mallissa hieman huonompiin hyötysuhdelukemiin. Todellisen C65 mikroturbiinin ilmoitettu hyötysuhde on 29 % ja teho 65 kW. Mallin vastaavat arvot olivat 26 % ja 64 kW. Tämä ero voi johtua muun muassa todellisen regeneraattorin paremmasta hyötysuhteesta.



Kuvio 14. Capstone C65 mikroturbiini (Capstone turbine corporation 2015).

Kuviossa 15 on esiteltyä GT-POWER:lla saatuja simulointituloksia, joita on sitten verrattu todellisiin moottorista mitattuihin arvoihin. Näiden tulosten perusteella näyttää, että GT-POWER pystyy mallintamaan todellista moottoriprosessia todella tarkasti. (Gamma Technologies 2015.)



Kuvio 15. Simulointituloksia on verrattu moottorista mitattuihin arvoihin (Gamma Technologies 2015).

5 PULSSIKAASUTURBIINIMALLIN KEHITTÄMINEN JA OPTIMOINTI

Varsinainen työosuus piti sisällään pulssikaasuturbiinimallin kehittämisen niin, että malli vastaisi mahdollisimman tarkasti todellista pulssikaasuturbiinia sekä optimoida tämä malli hyötysuhteen kannalta mahdollisimman hyväksi. Lisäksi piti saada aikaan prototyyppi pulssikaasuturbiinia mahdollisimman tarkasti mallintava malli. Tässä kappaleessa käsitellään työn lähtökohtia, mallin kehittämis- sekä optimointiprosessia. Käsitelyssä on mukana kaksiportainen malli sekä prototyypimalli.

Luku 5 on poistettu toimeksiantajan pyynnöstä.

6 TYÖN TULOKSET

Tämä kappale käsittelee työssä aikaan saatuja tuloksia ja esittelee lopullisten mallien ominaisuuksia. Tuloksia käydään läpi sekä kaksiportaisen mallin että prototyypimallin osalta. Käsitelyssä on myös rajoitteet, jotka pulssikaasuturbiinimallille asetettiin sekä kuinka ne vaikuttivat mallien lopullisiin toteutuksiin.

6.1 Kaksiportainen malli

Työn tuloksena saatiin luotua pulssikaasuturbiinimalli GT-POWER-ohjelmalla, mikä vastaa suhteellisen todenmukaisesti todellista pulssikaasuturbiinia. Mallia kehitettiin niin todenmukaiseksi, kun se on mahdollista ennen kuin tiedetään varsinaisten osien ominaisuudet tai saadaan oikeita mittaustuloksia. Mallin konvergoitumisen kanssa oli alussa hieman ongelmia, mutta lähemmäs lopullista versiota tultaessa, konvergoituminen parantui jatkuvasti. Malli konvergoi lopulta 83 kierroksen jälkeen ja laskenta-ajaksi saatiin 68 sekuntia. Yksikäsitteiseen ratkaisuun päästiin siis todella nopeasti, vaikka kyseessä on todella monimutkainen prosessi. Lopullinen kaksiportainen pulssikaasuturbiinimalli löytyy liitteestä 10. Mallin hyötysuhteeksi saatiin 36,2 %, ominaiskulutukseksi 339 g/kWh sekä tehoksi 182 kW. Mallissa käytettiin polttoaineena RE85:sta. Taulukoon 9 on koottu yksityiskohtaisesti tietoja mallin ominaisuuksista.

Taulukko 9. Kaksiportaisen mallin ominaisuuksia.

Taulukko on poistettu toimeksiantajan pyynnöstä.

Mallin kehittämisen tärkeimpänä rajoitteena oli turbiinin sisäänmenolämpötila. Koko mallin kehityksen ajan turbiinin sisäänmenolämpötila pyrki nousemaan asetetun rajan yli, joka tässä tapauksessa oli 1200 K. Parhaat hyötysuhdelukemat saavutettiin aina korkeilla turbiinin sisäänmenolämpötiloilla. Tämä ei ole mikään ihme, sillä yleisestikin kaasuturbiinin hyötysuhteen kehityksen esteenä on nimenomaan tämä lämpötila. Lopullisessa mallissa lämpötila pysyi asetetun rajan alla ja oli lopulta 1197 K eli 924 °C. Koko prosessin keskimääräiset lämpötilalukemat löytyvät liitteestä 13.

Pulssikaasuturbiiniprosessin keskeisenä ominaisuutena on kokonaispainetaso. Hyvän hyötysuhteen saavuttamiseksi vaaditaan suhteellisen korkeaa painetasoa, mutta se tuo mukanaan myös haasteita. Korkea painetaso on vaikeaa toteuttaa, ilman suhteettoman kokoisia kompressoreita. Lisäksi tämä lisäisi koko laitteen valmistus kustannuksia. Tänä päivänä sopivan kokoluokan kompressoreilla päästään noin 5:1 painesuhteisiin, joten tätä pidettiin myös eräänä rajoitteena. Kompressorien portaiden painesuhteet pyrittiin myös pitämään samalla tasolla keskenään, jotta tehtävä työ jakautuisi tasaisesti molemmille kompressoreille. Kompressorien lopulliset painesuhteet asettuivat 3.54 ja 4.37. Turbiinien lopulliset vastaavat painesuhteet olivat 3.29 ja 3.59. Koko prosessin keskimääräinen painetaso on esitettyä liitteessä 14.

Taulukko 10. Kaksiportaisen mallin kompressorien ja turbiinien ominaisuuksia.

Taulukko on poistettu toimeksiantajan pyynnöstä.

Kappale on poistettu toimeksiantajan pyynnöstä.

Pulssikaasuturbiini eroaa tavallisesta kaasuturbiinista palamisen jaksottamisen ansiosta. Polttoainetta siis syötetään jaksokkaasti eikä jatkuvalla syötöllä. Tämä saadaan aikaan avaamalla ja sulkemalla imuventtiileitä haluttuun tahtiin. Polttoaine syötetään kahteen imukanavaan, josta se ohjautuu imuventtiilien kautta polttokammioon. Jaksottainen palaminen mahdollistaa polttokammion sisällä hetkellisesti korkeammat lämpötilat, kuin perinteisessä kaasuturbiinissa. Palamisen jaksottaminen näkyy painepulsseina. Kuviossa 24 on esitetty paineamplitudi polttokammion jälkeisessä putkessa (Turbine_feed). Painepulssit vaikuttavat isoon osaan systeemiä, aina puskuritankilta matalapaineturbiinille asti. Hyötysuhteen kannalta on oleellista saada painepulssi ajoitettua halutulla tavalla. Mallissa painepulssin ajoitusta ja vaikutusta voitiin säätää puskuritankin jälkeisen putken mitoituksella. Liitteessä 18 näkyy koko prosessin osalta keskimääräiset paineamplitudin suuruudet.

Kuvio on poistettu toimeksiantajan pyynnöstä.

Kuvio 24. Painepulssi kaksiportaisen mallin polttokammion jälkeisessä putkessa.

6.2 Prototyypimalli

Työn tuloksena saatiin luotua rakenteilla olevasta prototyypin pulssikaasuturbiinista GT-POWER-malli (ks. liite 12), joka vastaa melko tarkasti todellisuutta. Mallia voidaan tarkentaa sitä mukaa kun oikeita prototyypin osia saadaan hankittua. Protomalli konvergoi todella nopeasti, jo 92 kierroksen kohdalla. Laskenta-aikaa kului vain 11 sekuntia. Voidaan siis päätellä, että laskenta onnistuu ongelmitta, sillä yksikäsitteinen ratkaisu saatiin niin nopeasti. Protomallin lopulliseksi hyötysuhteeksi saatiin 21,2 %, jolloin teho oli 13,2 kW ja ominaiskulutus 580 g/kWh. Taulukoon 11 on kerätty protomallin ominaisuuksia.

Taulukko 11. Prototyypimallin ominaisuuksia.

Taulukko on poistettu toimeksiantajan pyynnöstä.

Protomallin rajoitteena olivat samat rajoitteet kuin kaksiportaisessa mallissakin. Turbiinin sisäänmenolämpötila osoittautui keskeiseksi rajoitteeksi myös protomallin kohdalla, sillä samat lainalaisuudet pätevät sekä isoihin että pieniin kaasuturbiineihin. Protomallin turbiinin sisäänmenolämpötila asettui lopulta 924 °C. Koko prosessin keskimääräiset lämpötilat löytyvät liitteestä 19. Paine osoittautui myös erääksi haasteeksi protomallissa, sillä hyvän hyötysuhteen saamiseksi vaadittiin ruuvikompressorilta suurta painesuhdetta. Kompressorin lopulliseksi painesuhteeksi saatiin 5,55, joka on mahdollista saavuttaa tämän kokoluokan ruuvikompressorilla. Turbiinin painesuhde oli puolestaan 5,96. Protomallin kompressorin ja turbiinin ominaisuuksia löytyy tarkemmin taulukosta 12. Koko prosessin keskimääräiset paineet löytyvät liitteestä 20.

Taulukko 12. Prototyypimallin kompressorien ja turbiinien ominaisuuksia.

Taulukko on poistettu toimeksiantajan pyynnöstä.

Kappale on poistettu toimeksiantajan pyynnöstä.

Protomallissa painepulssitkin ovat pienempää luokkaa, mutta kuten kuviosta 25 voi huomata, painepulssin muoto on hyvin samankaltainen kuin kaksiportaisessa mallissa.

Kuvion painepulssi on mitattu protomallin polttokammion jälkeisestä putkesta (HPT_feed_pipe). Liitteestä 23 voi nähdä protomallin keskimääräiset paineamplitudin suuruudet.

Kuvio on poistettu toimeksiantajan pyynnöstä.

Kuvio 25. Painepulssi prototyyppimallin polttokammion jälkeisessä putkessa.

7 JOHTOPÄÄTÖKSET

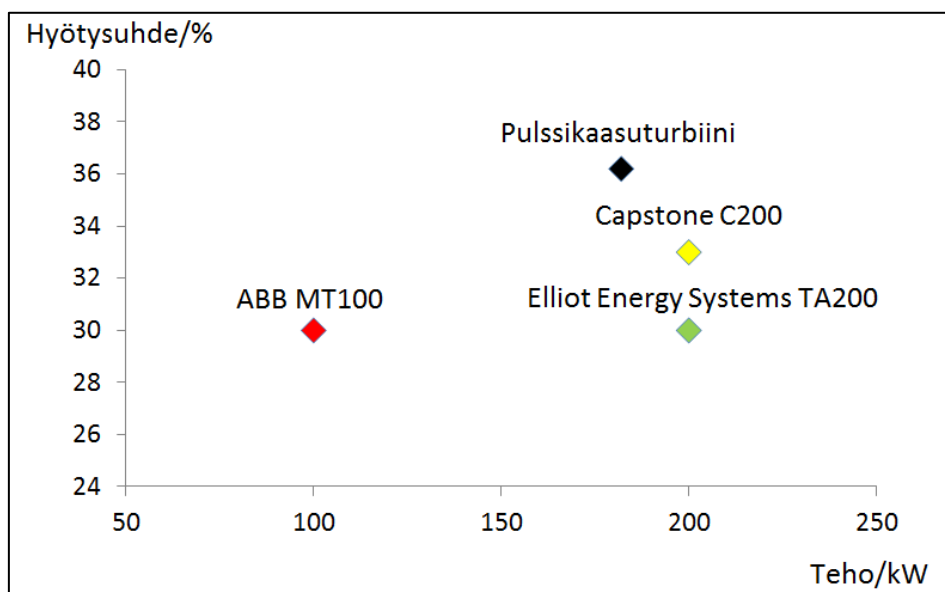
Työn ensimmäisenä tavoitteena oli saada pulssikaasuturbiinimalli vastaamaan todellista pulssikaasuturbiinia. Laitteen mitoituksen ja suorituskykyarvojen tuli olla toteutettavissa. Mallia lähdettiin kehittämään osio kerrallaan. Kyseessä oli monimutkainen prosessi, eikä vastaavaa ole yritetty toteuttaa, joten varsinaisia vertailukohteita ei ollut. Mallia voitiin kuitenkin verrata saman kokoluokan mikroturbiineihin, kuten Capstone C200-versioon. Mikäli tarvittavia tietoja ei ollut saatavilla, käytettiin vertailukohtana saman kokoluokan moottoreita. Näin voitiin varmistua, että malli on mahdollista myös käytännössä toteuttaa. Näiltä osin mallia voidaan pitää hyvinkin realistisena.

Kappale on poistettu toimeksiantajan pyynnöstä.

Pulssikaasuturbiinimallin tuloksia verrattaessa kilpailijoiden mikroturbiinien tuloksiin, voidaan todeta, että pulssikaasuturbiini on todella kilpailukykyinen. Malli osoittaa, että palamisen jaksottamisella voidaan päästä perinteistä jatkuvaa palamista korkeampiin hyötysuhteisiin. Mallin hyötysuhde 36,2 % on korkea verrattuna kilpailijoiden hyötysuhteisiin. Capstone ylittää noin 33 % hyötysuhteeseen ja muut noin 30 %. Tässä vaiheessa kyseessä on kuitenkin vasta malli, jonka tulokset on vielä todennettava oikealla laitteella. Lupauksia antavia tuloksia kuitenkin mallista saatiin.

Oleellista on myös verrata pulssikaasuturbiinimallin turbiinin sisäänmenolämpötilaa kilpailijoiden vastaaviin lukemiin. Yleisenä turbiinin sisäänmenolämpötilana mikroturbiineilla voidaan pitää noin 870 °C, sillä suuriosa mikroturbiinien valmistajista käyttää kyseistä lämpötilaa. Poikkeuksena kuitenkin ABB, jonka mikroturbiini MT100:n turbiinin sisäänmenolämpötilaksi on ilmoitettu 950 °C. Tätä taustaa vasten pulssikaasuturbiinimallin 923 °C ei ole mahdoton toteuttaa, mutta varmempaa olisi käyttää hieman alhaisempaa lämpötilaa. Kuviossa 26 on vertailtu pulssikaasuturbiinimallin tuloksia kilpailijoihin nähden. Taulukoon 13 on puolestaan koottu pulssikaasuturbiinimallin ja kilpailijoiden mikroturbiinien tuloksia.

Voidaan siis todeta, että työn tuloksena saatiin luotua todellista pulssikaasuturbiinia vastaava GT-POWER-malli ja mallia optimoimalla päästiin hyötysuhteen osalta todella kilpailukykyisiin tuloksiin.



Kuvio 26. Pulssikaasuturbiini verrattuna kilpailijoihin (Carrillo ym. 2014: 112).

Taulukko 13. Pulssikaasuturbiini verrattuna kilpailijoihin (Carrillo ym. 2014: 112).

	Pulssikaasuturbiini	Capstone C200	Elliot energy systems TA200	ABB MT100
Teho/ kW	182	200	200	100
Hyötysuhde/ %	36.2	33	30	30
Turbiinin sisäänmenolämpötila/ °C	923	870	871	950
Pvörintä nopeus/ rpm	68 900	45 000	43 000	70 000

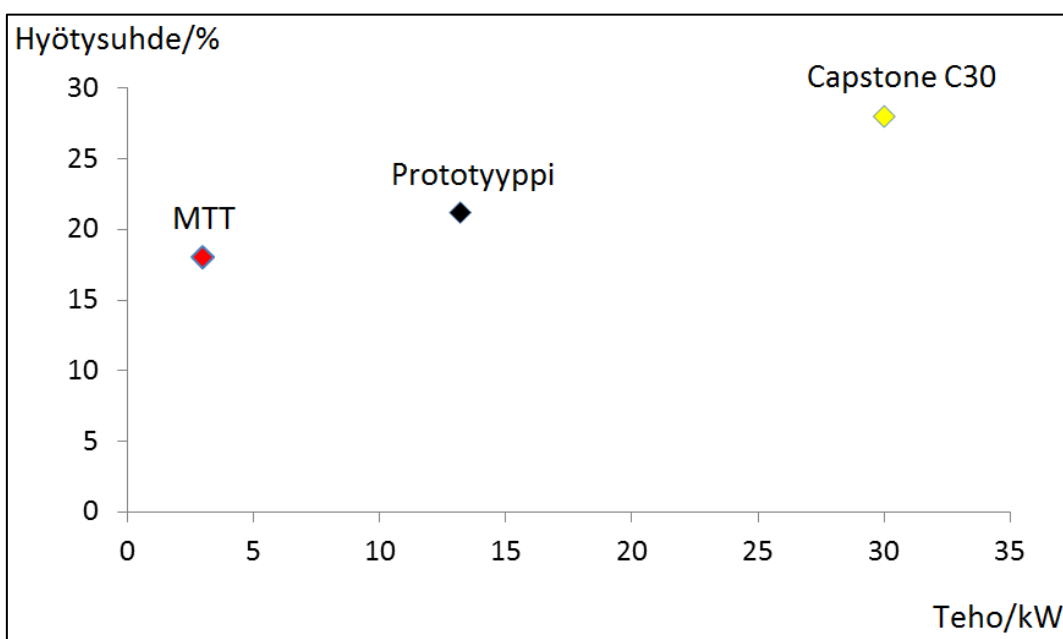
Työn toisena selkeänä tavoitekokonaisuutena oli luoda prototyyppi pulssikaasuturbiinia vastaava GT-POWER-malli. Prototyyppi eroaa varsinaisesta pulssikaasuturbiinista kompressorin ja turbiinin yksiportaisuuden sekä imuventtiileiden määrän kohdalla. Lisäksi prototyypin putkistot ovat kokoluokaltaan pienempiä. Voidaan siis päätellä, että protomallin realistisuus on saamaa luokkaa kuin kaksiportaisenkin mallin.

Varsinaisessa prototyypissä turbiini korvataan kuristimella, jotta toteutus on helpompi ja toisaalta edullisempi. Kuristin voidaan lisätä protomalliin jälkikäteen, mutta hyötysuhteen laskennan kannalta oli järkevää jättää turbiini toistaiseksi malliin. Protomallia voidaan lisäksi tarkentaa sitä mukaan, kun todellisen prototyypin osia saadaan hankittua. Mallia on tarkoitus käyttää myös prototyypin optimoinnissa, jolloin prototyypistä saatuja mittaustuloksia syötetään protomalliin. Tämän jälkeen mallia optimoidaan ja saadut muutokset tehdään varsinaiseen prototyyppiin.

Protomallin hyötysuhteeksi saatiin 21,2 %, jolloin teho oli 13,2 kW. Hyötysuhde on todella hyvä noin pienen teholuokan mikroturbiinille. Vertailtaessa protomallin tulosta kilpailijoiden saman kokoluokan mikroturbiinien tuloksiin, voidaan nähdä että protomalli ylittää todella kilpailukykyiseen hyötysuhteeseen. Pienen kokoluokan mikroturbiinien hyötysuhteita on ilmoitettu suhteellisen huonosti, mutta esimerkiksi MTT:n 3 kW mikroturbiini ylittää 18 % hyötysuhteeseen. Tätä pidetään kokoluokan maailmanennätyksenä. MTT:n mikroturbiini on teholtaan protomallia pienempi, mutta tuloksia voidaan kuitenkin peilata toisiinsa. Toisaalta Capstone ylittää hieman suuremman kokoluokan C30-versiollaan (30 kW) hieman alle 30 % hyötysuhteeseen. Kuviossa 27 on vertailtu prototyypimallia kilpailijoiden saman kokoluokan mikroturbiineihin.

Protomallilla saavutetut tulokset toimivat tavoitteena varsinaiselle prototyypille. Mikäli prototyypillä saavutetaan suunnilleen protomallin suorituskyky, voidaan myös todennäköisesti olettaa, että myös kaksiportaisella pulssikaasuturbiinilla voidaan ylittää mallin kaltaiseen suorituskykyyn.

Toisenkin tavoitteen osalta voidaan todeta, että työn tuloksena saatiin luotua prototyyppi pulssikaasuturbiinia vastaava GT-POWER-malli. Lisäksi mallin hyötysuhde saatiin optimoitua kilpailukykyiselle tasolle.



Kuvio 27. Prototyypimalli verrattuna kilpailijoihin (Carrillo ym. 2014: 112).

8 YHTEENVETO

Tämä työ tehtiin osana pulssikaasuturbiinin kehittämiprojektia. Työn lähtökohtana oli, että pulssikaasuturbiini oli mallinnettu GT-POWER-ohjelmaan ja sen perusteella käytettäväksi konseptiksi oli valikoitunut kaksiportainen välijäähdyttimellä varustettu versio. Putkistojen alustava mitoitus oli myös saatu tehtyä. Malli ei kuitenkaan vastannut todellista pulssikaasuturbiinia kovinkaan tarkasti. Työn tavoitteena oli kehittää pulssikaasuturbiinimallia niin että se vastaisi mahdollisimman tarkasti todellista pulssikaasuturbiinia sekä optimoida prosessi niin, että hyötysuhde olisi mahdollisimman korkea. Toisena tavoitteena oli luoda GT-POWER-malli kehitteellä olevasta pulssikaasuturbiinin prototyypistä. Tällä mallilla voitaisiin todentaa simuloinnista saatuja tuloksia.

Työ aloitettiin tutustumalla kaasuturbiinitekniikkaan ja sitä kautta myös pulssikaasuturbiiniin. Samalla löytyi myös hyviä lähteitä aiheesta, joita myöhemmin tarvittiin. Kaasuturbiini oli entuudestaan varsin vieras, joten aihealueen ymmärtäminen vei alussa aikaa. Huolellisen pohjatyön jälkeen teoriaosuuden kirjoittaminen eteni aikataulun mukaisesti. Varsinainen teoriaosuus valmistuikin melko nopeasti. Varsinaisesti pulssikaasuturbiinimallin työstäminen aloitettiin tutustumalla malliin ja sen ominaisuuksiin. Samalla pyrittiin pääsemään sisään myös GT-POWER-ohjelmaan, josta kokemusta oli viime kevään polttomoottorin simulointi-kurssilta. Tässä vaiheessa hahmoteltiin myös rajoitteet, jotka mallin kehittämisessä tulevat vastaan. Työn ohjaaja Heikki J Salminen oli alusta asti mukana kehittämässä mallia ja avustamassa ohjelman käytön kanssa.

Pulssikaasuturbiinimallin kehittäminen ja optimointi olivat jatkuvaa eli mallia kehitettiin askel askeleelta lähemmäs todellista pulssikaasuturbiinia sekä samalla mallia optimoitiin. Optimointimenetelminä käytettiin case, suoraa sekä DOE-menetelmää. Hyötysuhteen kannalta kehitysprosessi oli aaltoliikettä, sillä välillä lukemat nousivat todella korkealle jopa 45 %, jonka jälkeen pudottiin reilusti alaspäin malliin tehtyjen pakollisten muutosten seurauksena. Mallia kehitettiin siihen pisteeseen, että voitiin suurella todennäköisyydellä todeta, että malli vastaa suhteellisen tarkasti todellista pulssikaasuturbiinia. Tämän jälkeen mallia optimoitiin ja lopulliseksi hyötysuhteeksi saavutettiin 36,2 %, jolloin teho oli 182 kW.

Seuraavana vaiheena oli testata paisuntakammio-osuuden (versio 3) vaikutusta mallin hyötysuhteeseen. Versio 3:sta optimointiin jonkin verran mutta hyötysuhteen osalta ei saavutettu niin hyvää tulosta kuin versio 1:llä. Lisäksi paisuntakammio aiheutti ongelmia mallin konvergointiin. Voitiin siis todeta, että versio 1:llä saadaan parempi lopputulos hyötysuhteen kannalta. Tässä vaiheessa loppuivat myös käytössä olleet GT-POWER-lisenssit, joten DOE-optimointi ei enää ollut mahdollista.

Työn tuloksena saatiin luotua lähellä todellista pulssikaasuturbiinia oleva malli, jota optimoimalla päästiin mikroturbiinille erinomaiseen hyötysuhteeseen. Tällä hetkellä markkinoiden paras mikroturbiinin hyötysuhde on noin 33 %, joten pulssitoiminnalla varustetulla kaasuturbiinilla voidaan siis saavuttaa markkinoiden paras hyötysuhde. Laskennalliset tulokset on kuitenkin todennettava todellisella pulssikaasuturbiinilla ennen kuin voidaan olla täysin varmoja tuloksien paikkansa pitävyydestä.

Kappale on poistettu toimeksiantajan pyynnöstä.

LÄHTEET

- Abbott, D. J. (2009). The impact of natural gas quality on gas turbine performance. *European turbine network*. [Pdf] [Viitattu 1.4.2015]. Saatavissa: http://www.etn-gasturbine.eu/fileadmin/04_PUBLICATIONS/Position_Papers/ETN_Position_Paper_-_The_Impact_of_Natural_Gas_Quality.pdf
- Alne, K. S. (2007). *Reduction of NO_x Emissions from the Gas Turbines for Skarv Idun*. Norwegian University of Science and Technology. Master thesis.
- Ballal, D. R. & Lefebvre, A. H. (2010). *Gas turbine combustion. Alternative fuels and emissions*. 3 rd ed. Boca Raton: Taylor & Francis Group. 537
- Bellini, R. (2010). *IDEAL CYCLE ANALYSIS OF A REGENERATIVE PULSE DETONATION ENGINE FOR POWER PRODUCTION*. University of Texas at Arlington. Doctor of philosophy.
- Bowkett, C & Verstraete, D. (2014). *Impact of heat transfer on the performance of micro gas turbines*. Julkaisussa: Applied energy. Saatavissa: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0306261914011258>
- Boyce, M. (2012). *Gas turbine engineering handbook*. 4 th ed. Oxford: Butterworth-Heinemann publications. 956.
- Boyce, M. (2010) *Axial-flow Compressors*. [Pdf]. Houston. [Viitattu 29.3.2015]. Saatavissa: <http://www.netl.doe.gov>
- Bromley, A. F., Meher-Homji, C.B. & Zachary, J. (2010). Gas turbine fuels-system design, combustion and operability. *Proceedings of the thirty-ninth turbomachinery symposium*. 155—185.

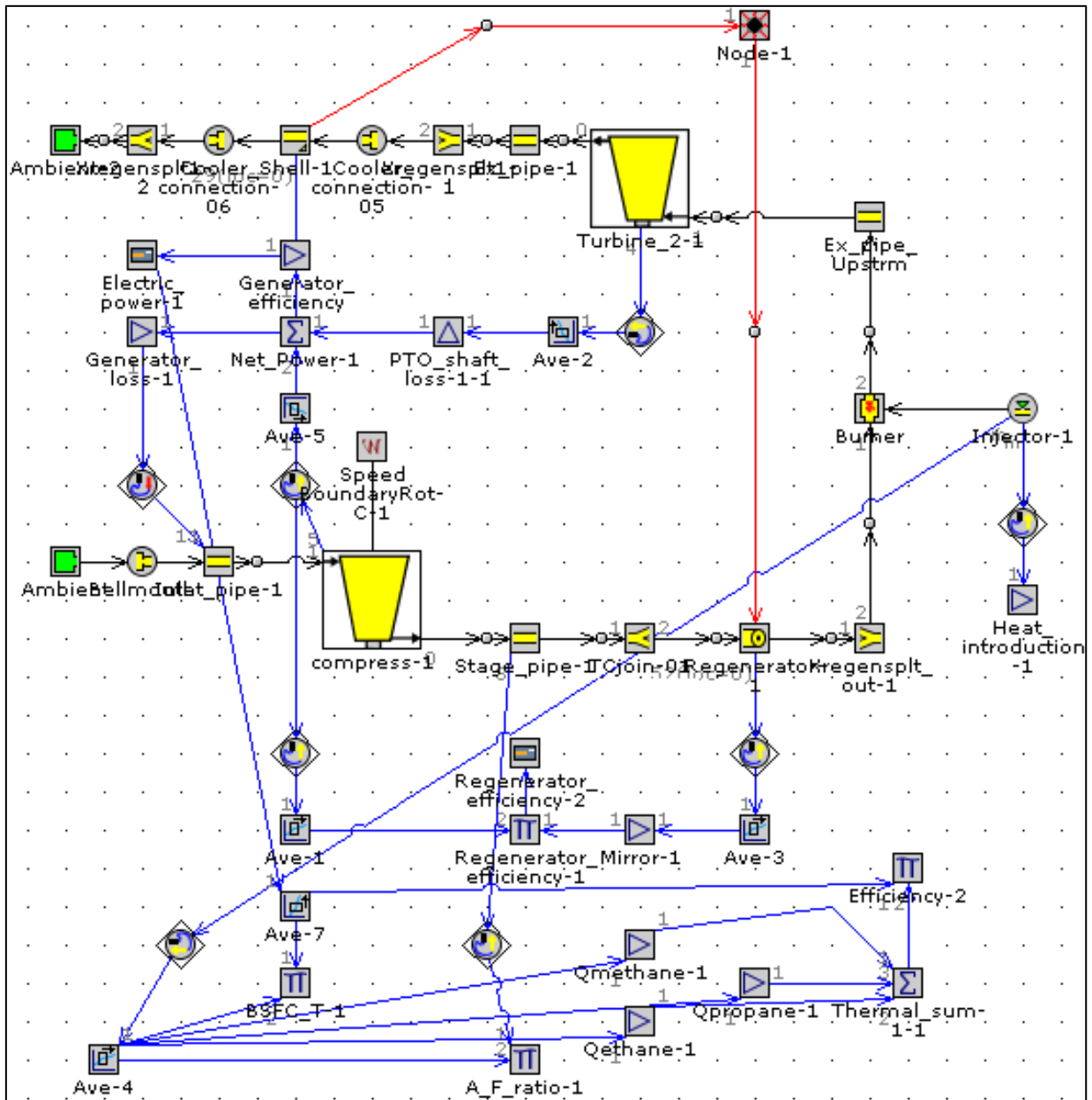
- Capehart, B. L. (2014). Microturbines. *Whole building design guide*. [Viitattu 9.4.2015]
Saatavissa: <http://www.wbdg.org/resources/microturbines.php>
- Capstone Turbine Corporation (2015). Products & Solutions. Saatavissa: <http://www.capstoneturbine.com/prodsol/products>
- Car and driver (2015). The Future of the Internal-Combustion Engine. Saatavissa:
<http://www.caranddriver.com/features/the-future-of-the-internal-combustion-engine>
- Carrillo, R. A., Dias, F. G., Gomes, E. B., Nascimento, M. A., Rodrigues, L. O., Santos, E. C. & Velasques, E. G. (2014). *Micro Gas Turbine Engine: A Review*. Chapter 5. Federal University of Itajuba. Unifei Brazil
- Encyclopedia Britannica (2015). Hans Holzwarth. Turbine engine. Saatavissa: <http://global.britannica.com/biography/Hans-Holzwarth>
- Fletcher, P. & Walsh, P.P. (2004). *Gas turbine performance*. 2 nd ed. Fairfield: Blackwell publishing company. 631
- Gamma Technologies (2015). Saatavissa: http://www.gtisoft.com/applications/a_Engine_Performance.php
- Gemmer, B. (2014). *High Efficiency Microturbine with Integral Heat Recovery*. U.S Department of Energy. Energy Efficiency & Renewable Energy. Advanced manufacturing office. Saatavissa: <http://www.energy.gov/sites/prod/files/2014/09/f18/capstone.pdf>

- Gillette, S. (2010). Microturbine Technology Matures. *Power*. Electric power. Saatavissa: <http://www.powermag.com/microturbine-technology-matures/>
- Gupta, K. K., Rehman, A. & Sarviya, R. M. (2010). Bio fuels for gas turbine. *Renewable and sustainable energy reviews*. [Pdf] 14 [Viitattu 31.3.2015]. 2946—2954.
- Huhtinen, M., Korhonen, R. Pimiä, T & Urpalainen, S. (2008). *Voimalaitostekniikka*. 1 st ed. Keuruu: Otavan kirjapaino Oy. 342.
- Klein, M. (2012). Emission control for gas turbine energy systems. *Cogeneration and On-site Power Production*. [Verkkodokumentti] 1: 3 [Viitattu 2.4.2015]. Saatavissa: <http://www.cospp.com/articles/print/volume-13/issue-2/features/emissions-control.html>
- Kurz, R. X. & Mokhatab, S. (2012). Important properties for industrial gas turbine fuels. *Pipeline and gas journal* [Verkkodokumentti] 239: 6 [Viitattu 31.3.2015]. Saatavissa: <http://www.pipelineandgasjournal.com/important-properties-industrial-gas-turbine-fuels>
- Milancej, M. (2005). *Advanced Gas Turbine Cycles: Thermodynamic Study on the Concept of Intercooled Compression Process*. Institute of Turbomachinery. International Faculty of Engineering Technical. University of Lodz. Diploma thesis.
- Moore, G. D. & Pavri R. (2001). Gas turbine emissions and control. *GE power systems*. [Pdf] 03:01 [Viitattu 2.4.2015]. Saatavissa: http://site.ge-energy.com/prod_serv/products/tech_docs/en/downloads/ger4211.pdf
- Salminen, H. J. (2015a). Expert, Engine Performance Expertise, Research & Technology Engines, Wärtsilä. Vaasan yliopisto. 13.5.2015

- Salminen, H. J. (2015b). Expert, Engine Performance Expertise, Research & Technology Engines, Wärtsilä. Vaasan yliopisto. 14.5.2015
- Soares, C. (2008). *Gas turbine: A Handbook of Air, Land and Sea Applications*. 2 nd ed. Waltham: Butterworth-Heinemann publications. 967
- Soares, C. (2007). *Microturbines: Applications for Distributed Energy Systems*. 1 st. ed. Elsevier inc. Burlington. USA.
- Spakovszky, Z. S. (2009). *Brayton cycle*. Thermodynamics and propulsion. Massachusetts institute of technology. Saatavissa: <http://web.mit.edu/16.unified/www/SPRING/propulsion/notes/node27.html>
- Speight, J. G. (2002). *Handbook of petroleum product analysis*. 1 st ed. New Jersey: John Wiley & sons Inc. 389
- Tulkki, J. (2004). *Kiertoprosessit ja termodynaamiset koneet*. Fysiikka 3. Aalto yliopisto. Saatavissa: http://www.lce.hut.fi/teaching/S-114.325/luennot/I_Luku8_S04.pdf

LIITTEET

LIITE 1. Vertailukohdaksi kehitetty Capstonen C65 mikroturbiinimalli



LIITE 2. Pulssikaasuturbiinin laitteiston mitoituksen lähtökohdat

Liite on poistettu toimeksiantajan pyynnöstä.

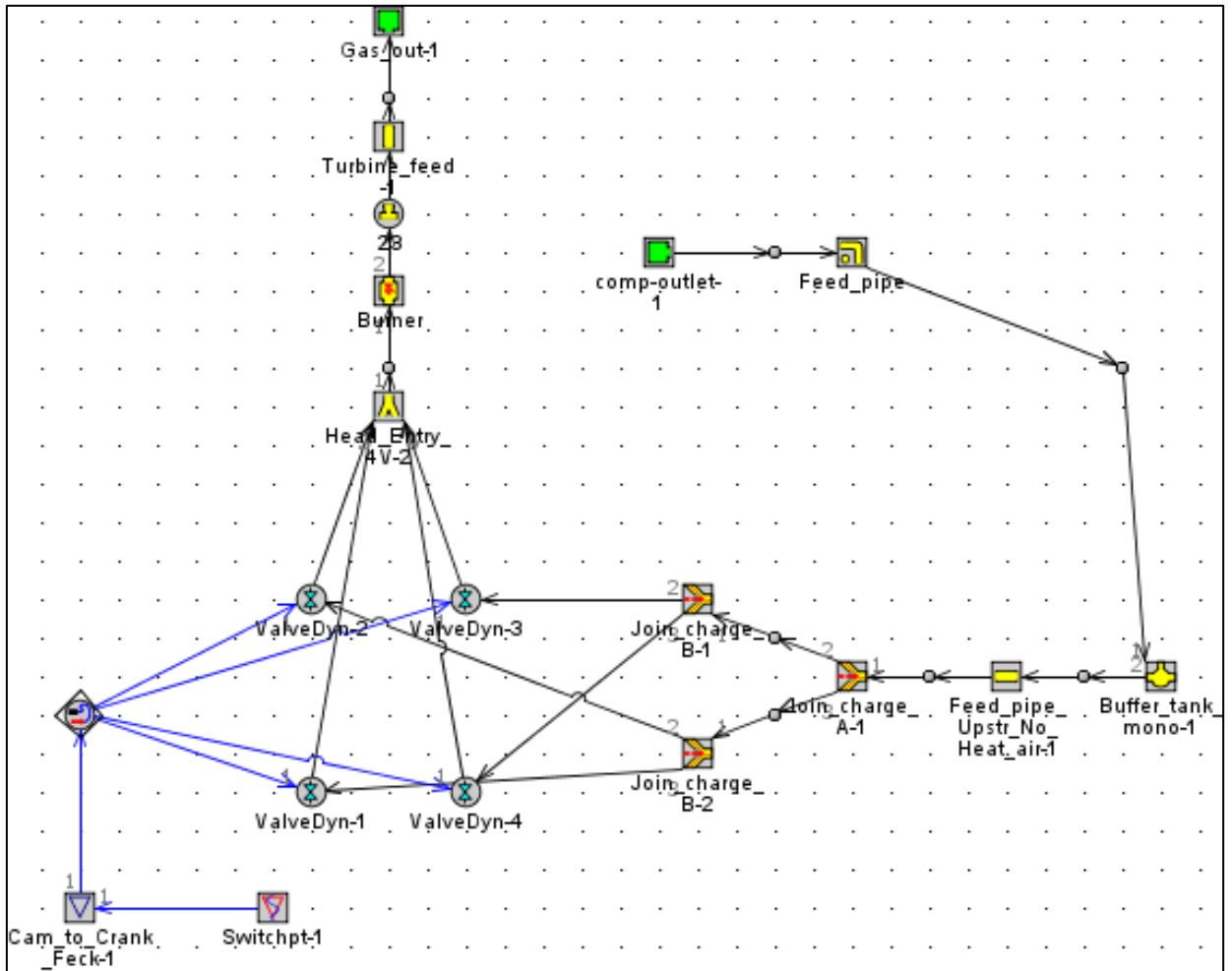
LIITE 3. Alkuperäinen pulssikaasuturbiinimalli

Liite on poistettu toimeksiantajan pyynnöstä.

LIITE 4. Kompressorin ja turbiinin pyörimisnopeutta säättävät moottorit lisätty

Liite on poistettu toimeksiantajan pyynnöstä.

LIITE 5. Virtauspenkki



LIITE 6. Erilliset venttiilit lisätty

Liite on poistettu toimeksiantajan pyynnöstä.

LIITE 7. Kompressorille lisättiin nopeuden ohjaus sekä uusi polttokammionmalli

Liite on poistettu toimeksiantajan pyynnöstä.

LIITE 8. Pulssikaasuturbiinimallin muuttujat

AC_h_eff - Sum Coefficients	Compass - Mass Multiplier	
dci - Diameter at Outlet End	turb_ori - Turbine Orifice Diameter	
dci2 - Diameter at Outlet End	Speed_stage1 - Imposed Speed	
dexex - Diameter at Outlet End	Injection&Combustion	
dinex - Diameter at Inlet End	Brn1 - Duration (def = 10% to 90'	
dvalv - Diameter	comb-timing-main	
dx - Discretization Length	comb-timing-pre-chamb	
f - Frequency	Db - Diameter	
InletL - Length	duty - Injection duty	
Lintel - Length	fmassA - Injected Mass from injec	
R - Rounded Corner Radius (only if D	fmassB - Injected Mass from injec	
start - Angle at Start of Simulation	ftime - Time or Angle Array Multipl	
Steambranch - Branch Angle	Inj - Injection Timing Angle	
Xl - Length	Lb - Length	
YA - Branch Angle (Half Angle)	mshare - Main Injected Mass Shar	
YB - Branch Angle (Half Angle)	Injend - Injection Timing	
Spark - Spark Timing	Wiebe1 - Wiebe Exponent	
X1 - X Location of Spark	Delay1 - Anchor Angle (50% of Fu	
fmc - Flame Center Motion Control	IVCs - Angle at Last Valve Close	
Z1 - Z Location of Spark	Ejector	
FlKernel - Flame Kernel Growth Multipl	De2 - Expansion Diameter	
FlSpeed - Turbulent Flame Speed Mu	De11 - Expansion Diameter	
Taylor - Taylor Length Scale Multiplie	DE12 - Outer Diameter at Outlet E	
Tamb - Temperature	DE21 - Inner Diameter at Outlet Ei	
ValveTiming	De22 - Diameter at Outlet End	
dvi - Valve Reference Diameter	exrat - Inner Diameter at Inlet Enc	
inangA - Angle Multiplier for "A" valve	inrat - Inner Diameter Ratio at Inle	
inangB - Angle Multiplier for "B" valve	Tf1 - Length	
india - Main Diameter	Tf12 - Length	
IVC - Cam Timing Angle	Dchamb - Diameter	
lift - Lift Multiplier	Exbranch - Branch Angle	
SA - Constant or Dependency Refer	Lcon - Length	
Valve-Seat-Stiffness - Stop Stiffness	Lmain - Length	
Turbos	Lplain - Length	
HPC-power - Compressor Input Powe	Ldiff - Length	
dampT - Damping Multiplier	Lsting - Length	
HPTmass - Mass Multiplier	Dsting - Diameter at Inlet End	
Cmassrat - Mass Flow Rate at Desigr	Dend - Diameter at Outlet End	
Prcomp - PR at Design Point	Buffer_tank	
Cwheeldia - Wheel Diameter	a2 - Angle (Planar Configuration)	
LPC_design_RPM - Compressor Spee	bufd - Diameter	
Compass - Mass Multiplier	Fuel	
turb_ori - Turbine Orifice Diameter	C2H5OHLHV - Lower Heating Valu	
	C2H6LHV - Lower Heating Value	
	C3H8LHV - Lower Heating Value	
	CH4LHV - Lower Heating Value	
	indoleneLHV - Lower Heating Vali	
	xeth - Fraction	
	xmeth - Fraction	
	xprop - Fraction	
	Supercharger	
	massf - Mass Multiplier	
	sceff - Efficiency Multiplier	
	Screwspeed - Imposed Speed	
	dampC - Damping Multiplier	
	SPRMP - Pressure Ratio Multiplier	
	Inlet	
	dfeed - Diameter at Inlet End	
	dfeed2 - Diameter at Inlet End	
	dinman - Diameter at Inlet End	
	Djoin - Diameter	
	douman - Diameter at Outlet Enc	
	L1 - Length	
	L2 - Length	
	L3 - Length	
	Ljoin - Length	
	Pang - Angle wrt X-axis (3D)	
	Stagel - Length	
	ds - Diameter at Inlet End	
	Intercooler	
	ICd - Diameter at Inlet End	
	ICl - Length	
	dxcold - Discretization Length	
	ICpipes - Number of Identical Pip	

LIITE 9. Putkiston lopullinen mitoitus

Liite on poistettu toimeksiantajan pyynnöstä.

LIITE 10. Lopullinen pulssikaasuturbiinimalli

Liite on poistettu toimeksiantajan pyynnöstä.

LIITE 11. Lopullinen pulssikaasuturbiinimalli karsittuna

Liite on poistettu toimeksiantajan pyynnöstä.

LIITE 12. Lopullinen yksiportainen prototyypimalli

Liite on poistettu toimeksiantajan pyynnöstä.

LIITE 13. Kaksiportaisen mallin keskimääräiset lämpötilat

Liite on poistettu toimeksiantajan pyynnöstä.

LIITE 14. Kaksiportaisen mallin keskimääräiset paineet

Liite on poistettu toimeksiantajan pyynnöstä.

LIITE 15. Kaksiportaisen mallin keskimääräiset Machin luvut

Liite on poistettu toimeksiantajan pyynnöstä.

LIITE 16. Kaksiportaisen mallin keskimääräiset massavirrat

Liite on poistettu toimeksiantajan pyynnöstä.

LIITE 17. Kaksiportaisen mallin keskimääräiset virtausnopeudet

Liite on poistettu toimeksiantajan pyynnöstä.

LIITE 18. Kaksiportaisen mallin keskimääräiset paineamplitudi

Liite on poistettu toimeksiantajan pyynnöstä.

LIITE 19. Yksiportaisen prototyypimallin keskimääräiset lämpötilat

Liite on poistettu toimeksiantajan pyynnöstä.

LIITE 20. Yksiportaisen prototyypimallin keskimääräiset paineet

Liite on poistettu toimeksiantajan pyynnöstä.

LIITE 21. Yksiportaisen prototyypimallin keskimääräiset massavirrat

Liite on poistettu toimeksiantajan pyynnöstä.

LIITE 22. Yksiportaisen prototyypimallin keskimääräiset virtausnopeudet

Liite on poistettu toimeksiantajan pyynnöstä.

LIITE 23. Yksiportaisen prototyypimallin keskimääräiset paineamplitudit

Liite on poistettu toimeksiantajan pyynnöstä.