

Lappeenrannan teknillinen yliopisto

LUT School of Energy Systems

Energiatekniikan koulutusohjelma

Alexi Tornberg

LEIJUKATTILAN SAVUKAASUJEN LOPPULÄMPÖTILAN HALLINTA

Työn tarkastajat: TkT Esa Vakkilainen
DI Jarmo Tervo
Työn ohjaaja: DI Ilkka Kunnari
DI Pentti Arhippainen

Lappeenrannassa 19.5.2015

TIIVISTELMÄ

Lappeenrannan teknillinen yliopisto
LUT School of Energy Systems
Energiatekniikan koulutusohjelma

Alexi Tornberg

Leijukattilan savukaasujen loppulämpötilan hallinta

Diplomityö

2015

125 sivua, 35 kuvaa, 14 taulukkoa, 37 yhtälöä ja 5 liitettä

Tarkastajat: Professori, TkT Esa Vakkilainen

DI Jarmo Tervo

Ohjaajat: DI Ilkka Kunnari

DI Pentti Arhippainen

Hakusanat: Leijukattila, savukaasu, ilman esilämmitin, höyrynuohous, lämmöntalteenotto

Nyky aikaista leijukattilaa voidaan ohjata ja säätää erilaisten säätöpiirien ja sekvenssien kautta erittäin tarkasti. Toiminnot on optimoitu parhaan hyötysuhteen saavuttamiseksi ja kunnossapitokustannusten minimoimiseksi. Tehokkaasta automaatiosta ja nykyaikaisista laitevalinnoista huolimatta leijukattiloissa on usein yksi osa-alue, jota ei pystytä hallitsemaan tehokkaasti. Useilla voimalaitoksilla savukaasu poistuu liian korkeassa lämpötilassa viimeiseltä lämpöpinnalta. Kun kattilahyötysuhdetta tarkastellaan epäsuoralla menetelmällä, savukaasuhäviö on merkittävin tekijä kaikista häviöstä.

Tässä diplomityössä on etsitty mahdollisuuksia savukaasun loppulämpötilan hallintaan kattilan ajoarvojen muutoksella sekä lämpöpintoja muuttamalla. Tutkimus keskittyy Järvi-Suomen Voima Oy:n Ristiinan voimalaitokselle. Tutkimus on tehty yhteistyössä laitoksen omistajien Pohjolan Voima Oy:n, UPM-Kymmene Oyj:n sekä laitetoimittaja Valmet Oyj:n kanssa.

ABSTRACT

Lappeenranta University of Technology
LUT School of Energy Systems
Energy Technology

Aleksi Tornberg

Controlling the flue gas temperature in fluidized bed boiler

Master's thesis

2015

125 pages, 35 figures, 14 tables, 37 equations and 5 appendices

Examiners: Prof (Tech) Esa Vakkilainen

M.Sc (Tech) Jarmo Tervo

Supervisors: M.Sc (Tech) Ilkka Kunnari

M.Sc (Tech) Pentti Arhippainen

Keywords: Fluidized bed, flue gas, air preheater, sootblowing, heat recovery

Modern fluidized bed boiler can be operated fairly accurately via various control circuits and sequences. The process have been optimized to reach the best boiler efficiency and to minimize maintenance costs. Despite modern automation solutions and devices there is still often one sector left in the power generation process that cannot be controlled as efficiently. From many fluidized bed boilers flue gas exits the system with excessively high temperature. When boiler efficiency is calculated with indirect method, flue gas loss is the most significant factor.

This Master's Thesis concentrates on examining different solutions to control flue gas temperature in fluidized bed boiler by changing automation parameters and planning modifications to heat transfer. The research was done in Järvi-Suomen Voima Oy powerplant in Ristiina. This Master's Thesis was made with help and support from the powerplant owners UPM-Kymmene Oyj and Pohjolan Voima Oy as well as boiler manufacturer Valmet Oyj.

ALKUSANAT

Tämä diplomityö on tehty opinnäytetyöksi LUT School of Energy Systems:in energiatekniikan laitokselle uusiutuvan energian laboratorioon. Työ on kirjoitettu Lappeenrannan teknillisen yliopiston sekä Järvi-Suomen Voima Oyj:n Ristiinan voimalaitoksen tiloissa 11/2014-5/2015 välisenä aikana.

Diplomityö on tehty yhteistyössä työn tilaajan Pohjolan Voima Oyj:n, voimalaitoksen osakkaan UPM-Kymmene Oyj:n sekä kattilavalmistaja Valmet Oyj:n kanssa. Koen olleeni diplomityöntekijänä poikkeuksellisen onnellisessa asemassa, sillä olen saanut pitkin matkaa nauttia laajasta asiantuntijaverkosta ympärilläni. Yliopiston puolelta erityiskiitokset kuuluvat diplomityötäni ohjanneille professoreille Esa Vakkilaiselle sekä Juha Kaikolle. Haluan kiittää Pohjolan Voima Oy:n Pentti Arhippaista, Juha Koukia ja Jarmo Tervoa sekä UPM-Kymmene Oyj:n Ilkka Kunnaria ja Pekka Töyrylää tutkimuksen mahdollistamisesta, asiantuntevista ja kannustavista kommentteista sekä ohjauksesta koko tutkimuksen ajalta. Olen myös erittäin kiitollinen Valmet Oyj:n Risto Eteläahon ja Maaret Karppisen tarjoamasta laskenta-avusta vesikierrolla varustetun ilmanesilämmittimen dimensioiden selvittämisessä.

Kiitos kuuluu myös koko Ristiinan voimalaitoksen henkilökunnalle kaikista neuvoista, tuesta ja hyvästä seurasta mistä olen työn aikana saanut nauttia. Voimalaitoksen käytön ohjauksesta ja käytännön järjestelyistä Ristiinassa haluan kiittää erityisesti käyttöpäällikkö Ilkka Kunnaria, konemestari Jukka Mäkeläistä sekä laitosoperaattori Harri Hyyryläistä.

SISÄLLYSLUETTELO

Tiivistelmä	2
Abstract	3
Alkusanat	4
Sisällysluettelo	5
Symboli- ja lyhenneluettelo	8
1 Johdanto	12
1.1 Taustat	12
1.2 Tavoitteet.....	12
1.3 Rajaus	13
1.4 Tutkimusmenetelmät	13
1.5 Aiemmat tutkimukset	13
2 CHP-voimalaitos ja leijukattilat	15
2.1 Höyrykattilaan ja höyryturbiiniin perustava voimalaitosprosessi	15
2.2 CHP-voimalaitoksen kokonaishyötysuhde.....	17
2.3 Leijukattilatekniikka.....	20
2.3.1 Kerrosleijukattilat.....	21
2.3.2 Kiertoleijukattilat	21
2.4 Vastapainevoimalaitoksen prosessin hallinta	22
2.5 Kotimaiset leijupolttoaineet	23
2.5.1 Polttoaineiden keskeiset määritelmät.....	24
2.5.2 Puupolttoaineet.....	27
2.5.3 Turve	29
2.5.4 Savukaasun happokastepiste	30
2.6 Leijukattiloiden päästöarvot	34
2.6.1 IE-direktiivi ja paras käyttökelpoinen tekniikka BAT	35
2.6.2 BAT-vertailuasiakirjat	36
2.6.3 Leijupolton päästöjen raja-arvot	36
3 Kattilan hyötysuhde	39
3.1 Suora menetelmä	39
3.2 Epäsuora menetelmä.....	41
3.2.1 Palamattomien kaasujen häviöt.....	41
3.2.2 Palamattomien kiintoaineiden häviöt	42
3.2.3 Savukaasun terminen lämpöhäviö	42
3.2.4 Tuhkan mukana poistuva terminen lämpö	44
3.2.5 Säteilyhäviöt.....	45
3.2.6 Kattilan omakäyttöteho	45
3.3 Osakuorman vaikutuksia	45

4	Teollisuuden vastapainevoimalaitoksen energiatalous	47
4.1	Kustannukset	47
4.1.1	Kiinteät kustannukset	47
4.1.2	Muuttuvat kustannukset	48
4.2	Tulot	49
4.3	Yksittäisen investoinnin kannattavuus	50
4.3.1	Nykyarvomenetelmä	51
4.3.2	Sisäisen korkokannan menetelmä	52
4.3.3	Takaisinmaksuajan menetelmä	52
5	Ajotavan vaikutus savukaasun loppulämpötilaan	54
5.1	Nuohous.....	55
5.2	Syöttöveden paine	56
5.3	Ilman syötön säädöt.....	57
5.4	Höyrykuormien tasaaminen höyryakulla	57
5.5	Syöttöveden väliottoesilämmitys	58
6	Savukaasun loppulämpötilan hallinta rekuperatiivisen ilmanesilämmittimen muutostöillä	60
6.1	Lämmönsiirtyminen rekuperatiivisessa ilmanesilämmittimessä.....	61
6.2	Nestekierrolla varustettu ilman esilämmitin.....	66
6.2.1	HERB-tekniikka.....	67
6.2.2	Lämmön siirtyminen nestekierrolla varustetussa ilman esilämmittimessä.....	68
6.3	Muut ratkaisut savukaasun lämmöntalteenotossa	69
6.3.1	Lämpöputki	69
6.3.2	Savukaasupesuri ja lämpöpumppu.....	70
6.3.3	ORC-prosessi	72
7	Järvi-Suomen Voima Oy:n Ristiinan voimalaitos	74
7.1	Käytettävät polttoaineet.....	74
7.1.1	Pääpolttoaine	74
7.1.1.1	Puumurske.....	76
7.1.1.2	Kuori	76
7.1.2	Pöly	77
7.1.3	Raskaspolttoöljy.....	77
7.1.4	Tehon jakautuminen polttoaineille.....	77
7.2	Vesihöyrypiiri.....	79
7.3	Savukaasu	80
7.3.1	Savukaasun loppulämpötilan vaihtelut	81
7.3.2	Savukaasun happokastepiste	82
7.3.3	Savukaasun massavirta	83
7.3.4	Savukaasusta teoreettisesti talteen otettava energia.....	86
7.4	Savukaasun loppulämpötilan hallinta ajoarvoja muuttamalla.....	87
7.4.1	Syöttövesisäiliön paineen alentaminen	87
7.4.2	Mittaustietoihin perustuva nuohouksen optimointi.....	92
7.4.2.1	Nuohoussekvenssin kuluttama lämpö	97
7.4.2.2	Energiansäästöpotentiaali nuohouksen optimoinnilla	100

7.5	Savukaasun loppulämpötilan hallinta lämpöpintoja muuttamalla.....	102
7.5.1	Nestekiertoisen ilman esilämmittimen mitoitus.....	103
8	Savukaasun loppulämpötilan hallinnan teknistaloudellinen tarkastelu Järvi-Suomen Voima Oy:n Ristiinan voimalaitoksella	106
8.1	Syöttövesisäiliön paineen säätö.....	106
8.2	Nuohouksen optimointi	107
8.3	Nestekiertoisen ilman esilämmitin.....	107
9	Johtopäätökset	111
10	Yhteenvedo	115
	Lähdeluettelo	119
	LIITE 1: Ristiinan voimalaitoksen Polttoaineen kosteusmittaukset massaprosentteina.	126
	LIITE 2: Ristiinan voimalaitoksen laitosmittausraporttiin perustuva polttoaineen savukaasutaulukko	127
	LIITE 3: Vesikierron taselaskennassa hyödynnetyt tilapisteeet DCS-näytöltä	128
	LIITE 4: Vesikiertoisen ilman esilämmittimen nykyarvo	129
	LIITE 5: Vesikiertoisen ilman esilämmittimen nettotuotto annuiteettimenetelmällä	131

SYMBOLI- JA LYHENNELUETTELO

Roomalaiset aakkoset

A	pinta-ala	[m ²]
AN	investoinnin vuosikustaanus	[€/a]
\dot{C}	lämpökapaisteettivirta	[W/K]
c_{ny}	nykyarvotekijä	[-]
\bar{c}_p	ominaislämpökapasiteetti	[kJ/(kg·K)]
D	halkaisija	[mm]
H	lämpöarvo	[MJ/kg]
h	entalpia	[kJ/kg]
I	investointi	[€]
i	korkokanta	[%]
JA	investoinnin jäännösarvo	[€]
k	konduktiokerroin	[W/(m·K)]
L	pituus	[m]
M	polttoaineen kosteuskosteus	[%]
m	massa	[g]

\dot{m}	massavirta	[kg/s]
N	nykyarvo	[€]
n	investoinnin pitoaika	[a]
P	teho	[MW]
p	paine	[bar, Pa]
\dot{Q}	lämpövirta	[MW]
R_f''	likaantumiskerroin	[(m ² · K)/W]
S	nettotulo	[€]
T	lämpötila	[K, °C]
U	kokonaislämmönsiirtokerroin	[W/(m ² · K)]

Kreikkalaiset aakkoset

φ	konvektiivinen lämmönsiirtokerroin	[W/(m ² · K)]
-----------	------------------------------------	--------------------------

Dimensiottomat luvut

\overline{Nu}	keskimääräinen Nusseltin luku	[-]
-----------------	-------------------------------	-----

Alaindeksit

ar saapumistila

d kuiva-aine

el	sähkö
haj	hajoitushöyry
HKP	happokastepiste
hluvo	höyryluvo
i	ilma
k	kattila
la	lauhdeverkko
lp	lauhdevesipumppu
lh	lämpöhäviö
mg	sähkömekaaninen
net	tehollinen
nh	nuohoushöyry
ok	omakäyttö
p	putkisto
pa	polttoaine
pro	prosessi
ref	referenssitila
ruis	tulituksen säätöön käytetty ruiskutusvesi

sk	savukaasu
sis	sisäinen
sp	syöttövesipumppu
sät	säteily
th	tuorehöyry
U	muuntaja
u	ulkoinen
UP	ulospuhallus
t	terminen
teor	teoreettinen
vt	välitulistus

Lyhenteet

BAT	Best Available Technology
CHP	Combined Heat and Power
HERB	High Energy Recovery Boilers
luvo	ilman esilämmitin
IED	Industrial Emission Directive
IPPC	Integrated Pollution Prevention and Control

1 JOHDANTO

Modernissa kattilalaitoksessa pystytään ohjaamaan ja hallitsemaan kattavasti useita palamiseen liittyviä tekijöitä. Kattilaan syötettävä ilma ja polttoaine ohjataan tulipesään niin, että lämpö siirtyy mahdollisimman tehokkaasti kattilan lämmönsiirtimissä. Silti useissa erittäin tarkasti optimoiduissa ja tehokkaasti automatisoiduissa leijukattilalaitoksissa on yksi prosessin osa-alue, joka ei ole hallinnassa. Savukaasu poistuu leijukattilan viimeiseltä lämmönsiirtimeltä usein liian korkeassa lämpötilassa. Useissa leijukattilalaitoksissa savukaasun loppulämpötilan on huomattu nousevan kuorman kasvaessa. Liian kuumana poistuva savukaasu alentaa prosessin hyötysuhdetta, sillä piipunpäästä poistuva lämpö voitaisiin ottaa talteen prosessissa.

1.1 Taustat

Savukaasun loppulämpötilan kohoamista kuorman kasvaessa on havaittu tapahtuvan usealla Pohjolan Voiman voimalaitoksella. Toisaalta on olemassa myös monia laitoksia, missä kyseistä ongelmaa ei ole. Savukaasujen loppulämpötilan hallintaa haluttiin lähteä tutkimaan Järvi-Suomen Voima Oy:n Ristiinan voimalaitoksella, sillä kyseisellä voimalaitoksella prosessi on hyvin pelkistetty ja yksinkertainen. Ristiinan voimalaitoksella turbiinissa ei ole väliottoja ja syöttöveden lämmitys tapahtuu syöttövesisäiliössä.

1.2 Tavoitteet

Tämän diplomityön tavoitteena on selvittää keinot, joilla voidaan vaikuttaa leijukattilan savukaasujen loppulämpötilaan. Tavoitetta lähestytään kahdesta suunnasta: leijukattilan savukaasujen loppulämpötilaa pyritään hallitsemaan muuttamalla kattilan ajotapaa sekä suunnittelemalla mahdollisia muutostöitä lämpöpintoihin. Tavoitteena on löytää toteuttamiskelpoiset ratkaisut ja suorittaa niille teknillistaloudellinen arvio. Tutkimustyön tarkoituksena on tuottaa konkreettisia ratkaisuja Järvi-Suomen Voima Oy:n Ristiinan voimalaitoksen leijukattilan savukaasujen loppulämpötilan hallintaan, niin että ratkaisuja pystytään hyödyntämään myös vastaavilla leijukattilalaitoksilla. Tämän lisäksi tutkimuksen tavoitteena on lisätä tietoisuutta savukaasuhäviön merkityksestä kattilahyötysuhteeseen.

1.3 Rajaus

Tässä diplomityössä keskitytään erityisesti löytämään ratkaisuja leijukattilan savukaasun loppulämpötilan hallinnalle olemassa olevien laitosten osalta, mutta myös tulevaisuudessa rakennettavien voimalaitosten ratkaisuja on mietitty. Tässä työssä keskiössä oleva Järvi-Suomen Voima Oy:n Ristiinan voimalaitos myy prosessihöyryä UPM-Pelloksen vaneritehtaille. Taloudellinen tarkastelu on rajattu koskevan vain voimalaitosta ja vaneritehtaan vanerin tuotanto ja myynti on jätetty tutkimuksen ulkopuolelle. Myös ainevirtoja ja lämmönsiirtoa tarkastellaan vain voimalaitoksen rajojen sisällä. Vaneritehtaan höyry ja lauhdeverkkoa käsitellään yhtenä suurena lauhduttimena, minne lähetetään höyry vastapaineen arvoissa ja tuleva lauhde otetaan vastaan lauhdesäiliöissä. Tehtaan verkossa tapahtuvia häviöitä tarkastellaan yhtenä kokonaisuutena.

1.4 Tutkimusmenetelmät

Tutkimuksen lähdemateriaali koostuu sekä kotimaisesta että ulkomaisesta alan kirjallisuudesta, tutkimuksista ja julkaisuista. Tutkimuksessa suoritettussa laskennassa hyödynnettiin paljon Ristiinan voimalaitoksen automaatiojärjestelmän tallentamia mittaustietoja. Lämpöpintojen muutostöiden laskennassa laskentatukea antoi Valmet Oyj.

1.5 Aiemmat tutkimukset

UPM-Pelloksen vaneritehtaiden, prosessien, hautomoaltaan ja voimalaitoksen välisien virtauksien energiahäviöitä on tutkittu vuonna 2007, kun Antti Niilola teki diplomityön Lappeenrannan teknillisessä yliopistossa energian käytön tehostamispotentiaaleista UPM-Pelloksen vaneritehtailla. Niilolan tutkimuksessa energiatehokkuuden parantamiseen pyrittiin löytämään ratkaisuja koko tehdasalueella ja tutkimus keskittyi erityisesti höyryverkon tehokkuuden lisäämiseen.

Useassa ulkomaisessa tutkimuksessa on lähestytty savukaasuhäviön vähentämistä tarkan happokastepisteen määrittämisen kautta. Happokastepisteen tarkka määrittäminen antaa savukaasun loppulämpötilalle ehdottoman alarajan, mihin savukaasun lämpötila voidaan ilmanesilämmittimessä laskea. Tutkimuksissa on esitetty matemaattisia laskentamalleja happokastepisteen määrittämiseen erilaisille kattilalaitos- ja polttoainevaihtoehdoille.

Suurin osa tutkimuksissa käsitellyistä voimalaitoksista on suuren kokoluokan hiilipölykattilalaitoksia, joissa käytetään regeneratiivista ilmanesilämmitintä. Oikein suunniteltu regeneratiivinen ilmanesilämmitin kestää korroosiota paremmin, kuin rekuperatiivinen lämmönsiirrin.

Savukaasujen loppulämpötilan alentamista erillisellä lämmönsiirtimellä kattilan lämmönsiirtopintojen jälkeen on tutkittu eteenkin Yhdysvalloissa ja Kiinassa. Sekä Yhdysvalloissa että Kiinassa sähköntuotanto perustuu edelleen vahvasti suuriin hiiltä polttaviin laitoksiin. Molemmissa maissa pyritään vähentämään energian tuotannon ympäristövaikutuksia lisäämällä uusiutuvia energiantuotantomuotoja ja parantamalla hiilivoimaloiden hyötysuhdetta sekä savukaasujen puhdistusta. Yhdysvalloissa savukaasun energiasisällön hyödyntämisen tutkimusta on johtanut *Gas Technology Institute* (GTI), joka on tehnyt useita tutkimuksia yhteistyössä valtiollisen energian tutkimuksen kanssa. (Xu et al 2013)

2 CHP-VOIMALAITOS JA LEIJUKATTILAT

CHP (*Combined Heat and Power*) – voimalaitoksella tarkoitetaan laitosta, joka tuottaa yhtäaikaaisesti sekä lämpöä että sähköä. CHP-voimalaitokset perustuvat tyypillisesti höyrykattilaan ja höyryturbiiniin, mutta sähkön ja lämmön yhteistuotanto voidaan toteuttaa myös kaasuturbiinilla, ORC-prosessilla, moottori-, kombi- tai pienvoimalaitoksilla. Tuotettu lämpö voidaan hyödyntää teollisuusprosesseissa tai kaukolämpönä. CHP-voimalaitoksen rakenne riippuu pitkälti laitoksen tuottaman lämmön käyttökohteesta. Teollisuusprosesseissa lämpö tulee tavallisesti toimittaa teollisuuslaitokseen ennalta sovituissa toiminta-arvoissa. Metsäteollisuudessa kuten sellun ja vanerin tuotannossa lämpö toimitetaan tehtaalle korkea- tai matalapaineisena höyrynä. Kaukolämmön tuotannossa höyryyn paine saa laskea turbiinissa alemmaksi, sillä kaukolämmön tuotantoon ei tarvita niin suuria lämpötiloja kuin teollisuusprosessien höyrykuivaimiin. (Heilimö & Malinen 2002, 12–15)

Leijupolttoa alettiin hyödyntämään energiantuotannossa 1970-luvulla. Ensimmäisinä kahtena vuosikymmenenä leijupoltto ei yleistynyt voimakkaasti, vaan arinatekniikka hallitsi markkinoita. 1990-luvulta lähtien leijukattilat ovat vallanneet suurelta osin arinakattiloiden ennen hallitsemat markkinat. Keskisimpiä syitä leijupolton yleistymiseen ovat

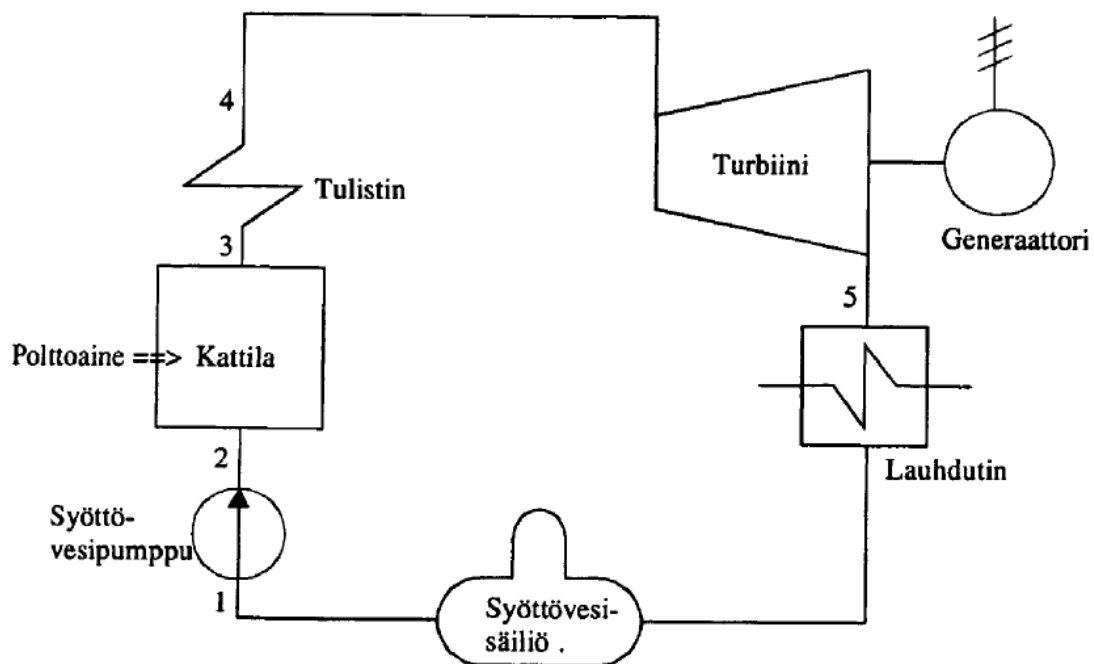
- mahdollisuus huonolaatuisenkin polttoaineen polttoon
- sallii laajat polttoaineen tyypin ja laadun vaihtelut
- mahdollisuus polttaa eri polttoaineita samaan aikaan
- alhainen palamislämpötila, josta seuraa alhaiset typenoksidipäästöt
- mahdollisuus puhdistaa rikkiyhdisteitä kalkinsyötöllä tulipesään

(Huhtinen et al 2000, 153)

2.1 Höyrykattilaan ja höyryturbiiniin perustava voimalaitosprosessi

CHP-höyryvoimalaitosprosessi koostuu vesihöyrypiiristä, ilma- ja savukaasupiiristä sekä polttoaineen ja tuhkan käsittelyjärjestelmistä. Vesihöyrypiirissä syöttövesi esilämmitetään ja höyrystetään polttoaineen luovuttaman energian avulla. Höyry tulistetaan kattilan tulistimilla ja tulistettu höyry luovuttaa ensin osan energiastaan

turbiinin siivistöön, jonka jälkeen höyry lauhdutetaan lämmönvaihtimessa vedeksi ja pumpataan uudelleen kattilaan höyrystettäväksi. Kattilan palamisilma otetaan ulkoilmasta tai kattilahallista puhaltimien avulla ja ohjataan esilämmityksen kautta tulipesään. Polttoaine syötetään kattilaan erilaisilla kuljettimilla polttoaine- ja kattilatyypistä riippuen. Kuvassa 1 on esitetty yksinkertaistettu höyryvoimalaitoksen prosessikaavio. (Heilimö & Malinen 2002, 14)



Kuva 1. Yksinkertaistettu höyryvoimalaitoksen prosessikaavio. (Heilimö & Malinen 2002, 14)

Voimalaitoksen vesihöyrypiiriin tarkoituksena on siirtää energiaa polttoaineesta turbiinin siivistöön sekä turbiinin jälkeiseen lämmönvaihtimeen. Yksinkertaistettu vesihöyrypiiri koostuu tulistimella ja ekonomaiserilla varustetusta kattilasta, turbiinista, lauhduttimesta, syöttövesisäiliöstä ja syöttövesi- sekä lauhdepumpuista. (Huhtinen et al 2008, 21)

Ilma- ja savukaasupiiri koostuvat ilman esilämmittimisestä, ilma- ja savukaasukanavista ja niihin liitetyistä puhaltimista. Kattilalaitoksen palamisilma tuodaan kattilahallista tai ulkoilmasta primääri- ja sekundääri puhaltimien avulla. Palamisilmat ohjataan ilman esilämmittimen kautta tulipesään, missä ilman sisältämä happi reagoi polttoaineen kanssa muodostaen savukaasua. Savukaasu luovuttaa lämpönsä kattilan lämpöpinnoilla ja

kulkeutuu savukaasun puhdistuslaitteiden kautta kohti savupiippua savukaasupuhaltimen luoman alipaineen vaikutuksesta. Ennen savupiippua savukaasulinjassa on yhde tuloilmalinjaan savukaasun kierrätyksen mahdollistamiseksi. Savukaasunkierrätystä säädetään säätöpellillä ja savukaasun kierrätyspuhaltimella. Savukaasun kierrätys on nopea tapa säätää pedin lämpötilaa, sillä savukaasun happisisältö on hyvin alhainen. (Huhtinen et al 2000, 241 – 242)

2.2 CHP-voimalaitoksen kokonaishyötysuhde

Höyryvoimalaitoksen kokonaishyötysuhde kertoo miten suuri osuus polttoaineen sisältämästä energiasta saadaan muutettua sähkö- ja lämpöenergiaksi. Vastapainevoimalaitoksilla hyödynnetään tuotetun sähkön lisäksi suuri osa lämpöenergiasta, joten niiden kokonaishyötysuhde on korkea. Kokonaishyötysuhde ei ota huomioon sähkön ja lämmön eriarvoisuutta energiamuotoina. Voimalaitoksen kokonaishyötysuhteen parantamisella voidaan vähentää laitoksen polttoainetarvetta, mikä alentaa muuttuvia kustannuksia ja päästöjen määrää. Kokonaishyötysuhde voidaan kirjoittaa yhtälön 1 muotoon. (Larjola & Jaatinen 2013)

$$\eta_{\text{tot}} = \frac{P_{\text{el}} + \dot{Q}_l}{\dot{Q}_{\text{pa}}} \quad (1)$$

P_{el} sähköteho [MW]

\dot{Q}_l lämpöteho [MW]

\dot{Q}_{pa} polttoaineteho [MW]

Hyötysuhteita voidaan tarkastella myös eri komponenttien hyötysuhteiden tulona. Eri komponenttien tehokkuuden tarkastelu auttaa ymmärtämään voimalaitoksen kehitystarpeita. Kun ajatellaan yksinkertaista höyryvoimalaitosprosessia, sen kokonaishyötysuhdetta pienentävät muun muassa painehäviöt, lämpöhäviöt, palautumattomuudet turbiinissa ja syöttövesipumpussa, laakerihäviöt, höyryvuodot ulos,

ulospuhallukset, ilmavuodot lauhduttimeen ja omakäyttötehot. Höyryvoimalaitoksen sähköntuottohyötysuhde voidaan laskea yhtälöllä 2, jossa on esitetty myös hyötysuhteen tyypilliset vaihteluvälit. (Kaikko 2013)

$$\eta_{el} = \eta_k \eta_p \eta_{pro} \eta_{mg} \eta_U \eta_{ok} \quad (2)$$

η_k	kattilahyötysuhde	0,88–0,95
η_p	putkiston hyötysuhde	0,98–0,995
η_{pro}	prosessihyötysuhde	0,3–0,5
η_{mg}	turbiini-generaattori yhdistelmän sähkömekaaninen hyötysuhde	0,97–0,98
η_U	muuntajahyötysuhde	0,99–0,995
η_{ok}	omakäyttöhyötysuhde	0,9–0,95

Kattilahyötysuhteella tarkoitetaan kattilassa syöttöveden ja höyryyn talteen saadun lämpötehon ja polttoaineen palaessa vapautuneen lämpötehon suhdetta. Kattilahyötysuhde voidaan jakaa useisiin tekijöihin, joita käsitellään laajemmin kappaleessa 3. Putkistohyötysuhde kuvaa kattilan päähöyryventtiilin ja turbiinin säätöventtiilin välisessä putkistossa tapahtuvia paine- ja lämpötilahäviöitä. Prosessihyötysuhde kuvaa sitä osaa kattilasta syöttöveden ja höyryyn siirtyneestä lämmöstä, mikä saadaan muunnettua turbiinin termiseksi tehoksi. Prosessihyötysuhteeseen sisältyvät myös turbiinin virtaus-, vuoto- ja jäädytyshäviöt. Turbiinin termisestä tehosta on vähennettävä lauhde- ja syöttövesipumpun tehontarve, koska ne on huomioitu myös omakäyttötehosta. Höyryvoimalaitoksen prosessihyötysuhde voidaan laskea yhtälöllä 3. (Kaikko 2013)

$$\eta_{th} = \frac{P_t - P_{sp} - P_{lp}}{\dot{Q}_k} \quad (3)$$

P_t	turbiinin terminen teho	[MW]
P_{sp}	syöttövesipumpun tehontarve	[MW]
P_{lp}	lauhepumpun tehontarve	[MW]
\dot{Q}_k	kattilassa syöttövedeen ja höyryyn siirtynyt lämpöteho	[MW]

Turbogeneraattorin hyötysuhde yhdistää turbiinin mekaaniset häviöt ja generaattorin sähköhäviöt. Turbiinin mekaaniset häviöt koostuvat ulkoisten häviöiden kuten laakerikitkan voittamisesta. Muuntajassa tapahtuvat sähköhäviöt huomioidaan muuntajahyötysuhteella. Voimalaitoksen muuntajan jälkeen osa sähkötehosta viedään laitoksen komponenttien kuten pumppujen ja puhaltimien käytettäväksi. Omakäyttötehontarve huomioidaan yhtälön 4 omakäyttöhyötysuhteella. (Kaikko 2013)

$$\eta_{ok} = \frac{P_{el}}{P_U} \quad (4)$$

P_U	sähköteho muuntajan jälkeen	[MW]
-------	-----------------------------	------

Teollisuuden vastapainevoimalaitoksen kokonaishyötysuhteeseen vaikuttavat kaikki samat tekijät kun yhtälössä 2 esitettyyn höyryvoimalaitoksen sähköntuotantohyötysuhteeseen, mutta prosessihyötysuhteen sisältöä on muokattava. Koska teollisuuden vastapainevoimalaitoksella hyödynnetään myös turbiinin läpi virranneen höyryn lämpöä, prosessihyötysuhteessa täytyy ottaa huomioon lauhdeverkon hyödyntämä lämpö. Lisäksi on huomioitava, että sähkö ja lämpö ovat eriarvoisia

energiamuotoja ja tästä syystä kokonaishyötysuhdetta ei voida verrata sähköntuotannon hyötysuhteeseen. Myöskään lauhdutusvoimalaitoksen ja vastapainelaitoksen sähköntuotannon hyötysuhdetta ei voida verrata keskenään, sillä vastapainevoimaloissa lämmöntuotanto on yleensä määräävässä osassa. Vastapainevoimalaitoksen prosessihyötysuhde voidaan kirjoittaa yhtälön 5 muotoon.

$$\eta_{th,vp} = \frac{P_t + \dot{Q}_{1a} - P_{sp} - P_{lp}}{\dot{Q}_k} \quad (5)$$

\dot{Q}_{1a} lauhdeverkossa hyödyksi saatu lämpö [MW]

2.3 Leijukattilatekniikka

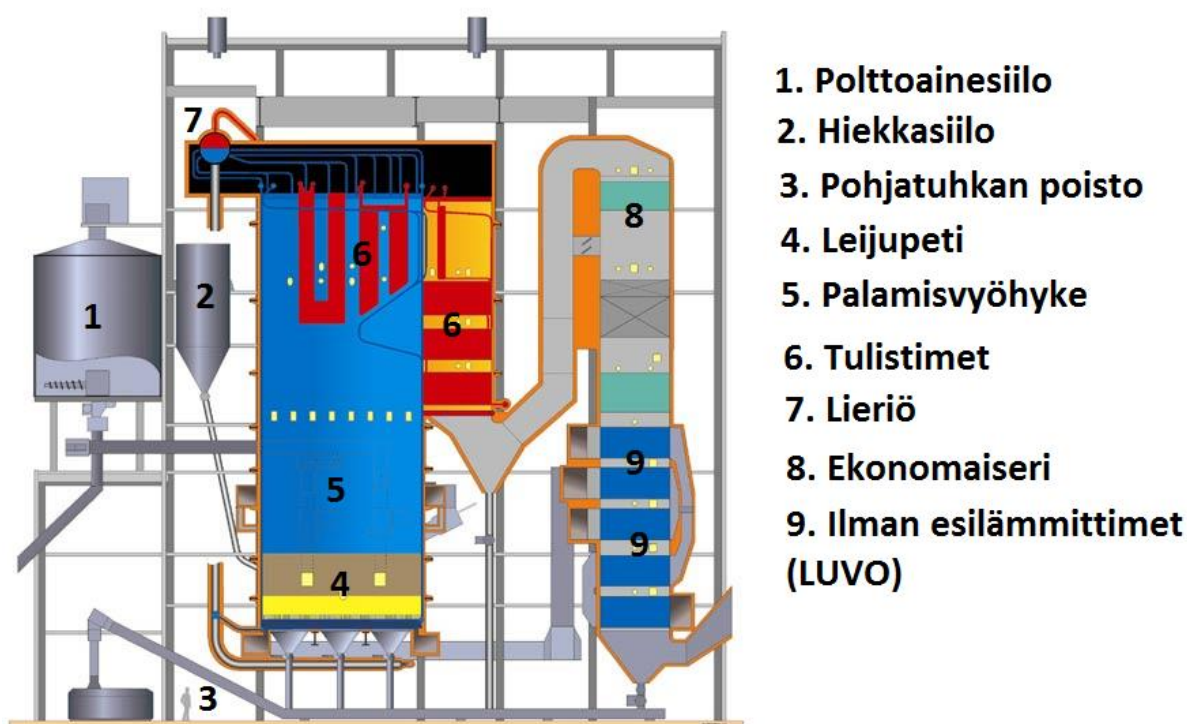
Leijupoltossa palaminen tapahtuu polttoaineesta, petihiekasta, ilmasta ja savukaasusta muodostuvassa pedissä. Kiinteiden partikkeleiden suuren lämpökapasiteetin vuoksi polttoaineen kuivuminen ja palaminen tapahtuvat suhteellisen vakio lämpötilassa. (Vakkilainen 2010) Leijukerroksen petimateriaali aiheuttaa alhaalta puhallettavalle primääri-ilmalle painehäviön. Kun primääri-ilman tuottama leijutusnopeus asetetaan vastaamaan pedin hydrastaattista painetta, saavutetaan niin sanottu minimileijutusnopeus. Kun leijutusnopeutta kasvatetaan suuremmaksi kuin minimileijutusnopeus, tuleva ilma tunkeutuu pedin lävitse muodostaen kuplia. Leijupedin kuplinta on kerrosleijukattilalle tunnusomaista. Nostettaessa edelleen leijutusnopeutta, osa petimateriaalista irtoaa pedistä ilmavirran mukaan laajentaen petiä. Koska osa petimateriaalista poistuu tulipesästä ilmavirran mukana ja se palautetaan takaisin petiin, tällaista kattilatyyppejä nimitetään kiertoleijukattilaksi. Taulukossa 1 on esitetty kerrosleijukattilalle ja kiertoleijukattilalle tyypillisiä toiminta-arvoja. (Huhtinen et al. 2000, 155)

Taulukko 1. Leijukattiloiden tyypillisiä toiminta-arvoja.

		Kerrosleijukattila	Kiertoleijukattila
Kattilateho	[MW]	alle 300	50–450
Leijutusnopeus	[m/s]	0,7-2	3-10
Hiekan raekoko	[mm]	1-3	0,1-0,5
Pedin korkeus	[m]	0,4-0,8	-
Pedin aiheuttama painehäviö	[kPa]	6-12	-

2.3.1 Kerrosleijukattilat

Kerrosleijukattilassa polttoaine syötetään pedin päälle. Polttoaine syötetään syöttöruuveilla, joiden lukumäärän riippuu kattilan koosta. Syöttöpisteitä tarvitaan yksi noin 10 – 25 m² tulipesän poikkipinta-alaa kohti. (Vakkilainen 2013) Kerrosleijukattiloita käytetään yleensä polttoaineteholtaan alle 300 megawatin laitoksissa. Kuvassa 2 on esitetty kerrosleijukattilan pääkomponentit.



1. Polttoainesilo
2. Hiekkasiilo
3. Pohjatuhkan poisto
4. Leijupeti
5. Palamisvyöhyke
6. Tulistimet
7. Lieriö
8. Ekonomaiseri
9. Ilman esilämmittimet (LUVO)

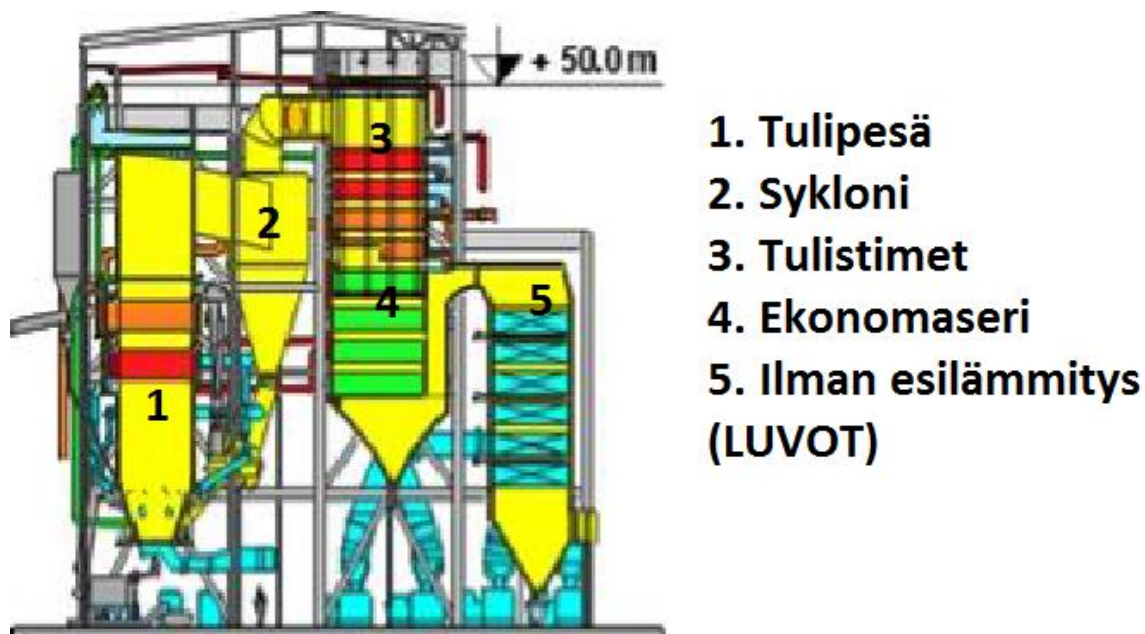
Kuva 2. Kerrosleijukattilan pääkomponentit. (alkuperäinen kuva: power-technology.com 2014)

Kuvan 2 kerrosleijukattila sijaitsee Ruotsissa Eskilstunan kaupungissa. Voimalaitoksen on toimittanut Kvaerner ja polttoaineteho on 71 megawattia. Käsityksen kattilalaitoksen koosta saa katsomalla pohjatuhkan poistokuljettimen alla seisovaa henkilöä. (power-technology 2014)

2.3.2 Kiertoleijukattilat

Kiertoleijukattilassa polttoaine voidaan syöttää kattilaan etuseinän kautta syöttöruuveilla kuten kerrosleijukattilassa, tai sekoittamalla se kierrätettävän aineksen joukkoon. Korkean leijutusnopeuden ja hiekan keveyden vuoksi leijukerros käsittää yleensä koko

kattilan korkeuden ja osa hiekasta karkaa savukaasujen mukana ulos tulipesästä. Tulipesästä karkaava hiekka ja palamaton aines palautetaan tulipesään syklonin avulla. (Huhtinen et al. 2000, 159–162) Kun kattilassa poltetaan paljon hiiltä, kierto-leijukattilassa on huomattavia etuja kerrosleijukattilaan nähden. Hiili on erittäin tuhkapitoinen polttoaine, joten hiiltä poltettaessa petihiekan tarve on vähäistä ja hiili saadaan palamaan tehokkaasti loppuun, kun sitä kierrätetään syklonin kautta uudestaan tulipesään. Kuvassa 3 on esitelty kierto-petikattilan pääkomponentteja. (Vakkilainen 2010)



Kuva 3. Kierto-petikattilan pääkomponentit (alkuperäinen kuva: Vakkilainen 2010).

2.4 Vastapainevoimalaitoksen prosessin hallinta

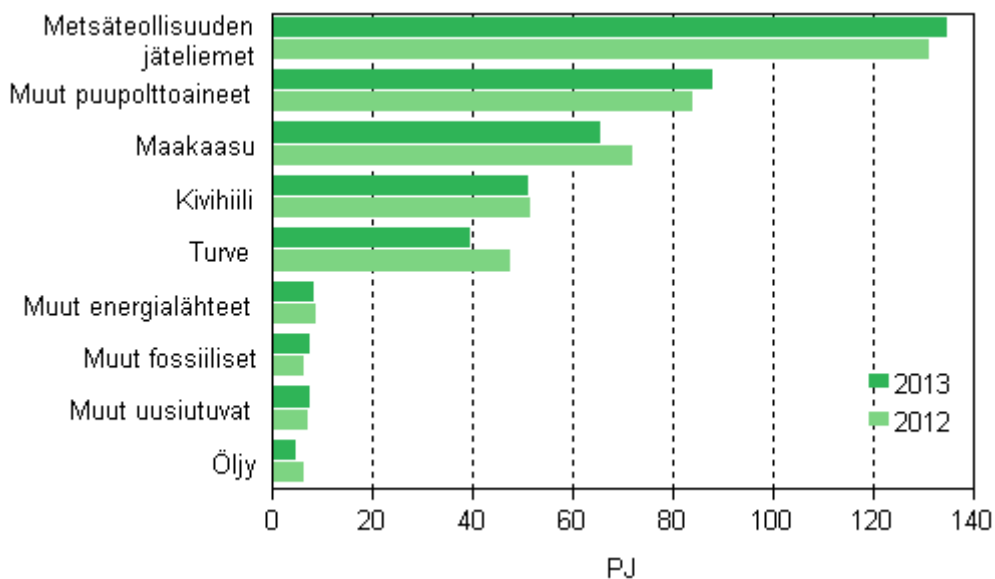
Voimalaitosprosessi vaatii jatkuvaa säätöä. Ellei prosessia säädettäisi, kattilan tehon tuotanto vaihtelisi jatkuvasti kattilan kuorman, ominaisuuksien ja polttoaineen laadun mukaan. Teollisuuden vastapainevoimalaitoksia säädetään etupainesäädöllä, mikä tarkoittaa että kattilan paine tai turbiinille menevän höyrylinjan paine pidetään vakiona säätöventtiilin avulla. Sähkö- ja lämpötehoa ohjataan lisäksi polttoaineen syötön avulla. Kun höyryverkon tehontarve laskee, kattilan automaatio laskee polttoaineen syöttöä kattilaan. Polttoaineen syötön säätäminen vaikuttaa kattilan ilmojen syöttöön. Jos kattilaan syötettävää polttoainevirtaa vähennetään, kattila ei myöskään tarvitse niin paljoa palamisilmaa. (Huhtinen et al. 2008, 154–155)

Teollisuuden vastapainevoimalaitoksen tärkein tehtävä on tuottaa prosessihöyryä sovituisissa arvoissa. Prosessihöyryn paineen muutoksia hallitaan turbiinin säätöventtiilin avulla. Säätöventtiilin asento määrää samalla laitoksen sähkön tuotannon. Mikäli voimalaitosta ajetaan niin pienellä kuormalla, että prosessihöyry ei enää saavuta haluttuja arvoja turbiinin jälkeen, turbiini voidaan ohittaa ajamalla höyry reduktioventtiilin kautta höyryverkkoon. Höyrynpainesäätöjä ja tuotantotehon säätöjä kutsutaan kattilan pääsäädoiksi. Pääsäädojen tarkoituksena on pitää tehontuotanto yhtä suurena kuin tehon hetkellinen kulutus. Pääsäädojen lisäksi tarvitaan stabiloivia säätöjä, jotka pitävät prosessisuureet ohjearvoissaan. Stabiloivia säätöjä ovat esimerkiksi syöttöveden virtauksen säätäminen ja lieriön pinnan säätö. Pääsäädojen ja stabiloivien säätöjen lisäksi säätökytkennät sisältävät erilaisia rajoituspiirejä ja lukituksia, jotka tekevät kattilan ajamisesta helpompaa ja turvallisempaa. (Huhtinen et al. 2008, 154–158; Majanne & Välisuo 2007)

2.5 Kotimaiset leijupolttoaineet

Leijukerrospoltoissa pystytään polttamaan useita eri polttoaineita samanaikaisesti. Palamisessa saavutetaan korkea palamishyötysuhde ja alhaisen petilämpötilan vuoksi NO_x-päästöjen muodostuminen on vähäistä. (Vakkilainen 2010) Leijukattilassa voidaan polttaa monipuolisesti erilaisia biopolttoaineita, hiiltä, turvetta sekä huonolaatuisia polttoaineita kuten jätteitä, kierrätyspolttoaineita ja jätehiiltä. Yleisimpiä leijupolttoaineita Suomessa ovat puuperäiset kiinteät polttoaineet kuten kuori, hake ja puupöly sekä kivihiili, sekä jyrshinturve.

Vuonna 2013 kaukolämmöstä tuotettiin noin puolet fossiilisilla polttoaineilla. Uusiutuvien polttoaineiden käyttö kaukolämmön tuotannossa nousi vuodesta 2012 6 %:a ja fossiilisten polttoaineiden käyttö laski 11 %:a. Vuonna 2013 teollisuuslämmöstä noin 70 %:a tuotettiin uusiutuvilla polttoaineilla. Kuvassa 4 on esitetty polttoaineiden käyttö sähkön ja lämmön yhteistuotannossa 2012–2013. (Tilastokeskus 2014a)



Kuva 4. Polttoaineiden käyttö sähkön ja lämmön yhteistuotannossa. (Tilastokeskus 2014b)

2.5.1 Polttoaineiden keskeiset määritelmät

Leijupoltossa käytetyillä polttoaineilla on merkittäviä polttoteknisiä eroavaisuuksia. Polttoaineen kemiallinen koostumus, koko ja muoto määräävät pitkälti poltossa vapautuvan energian sekä polttojäänteen määrän, laadun ja koostumuksen. Tärkeimpiä määritettäviä ominaisuuksia ovat teknillinen analyysi, alkuainekoostumus, lämpöarvo ja tuhkan sulamiskäyttäytyminen. Teknillisellä analyysillä tarkoitetaan kosteuden, haihtuvien aineiden, kiinteän hiilen ja tuhkan määrittämistä tarkoin määrättyillä menetelmillä. Polttoaineiden ominaisuuksien määrittämiseen käytetään standardoituja menetelmiä. (Alakangas 2000, 26–27)

Polttoaineen kosteuden määrittäminen perustuu ISO 589-menetelmään. Menetelmässä polttoaine punnitaan ensin saapumistilassa, jonka jälkeen polttoaine kuivataan tarkoin määrättyissä olosuhteissa ja punnitaan uudelleen kuivana. Polttoaineen kosteus määritetään yhtälön 6 mukaan.

$$M_{\text{ar}} = \frac{m_1 - m_2}{m_1} \cdot 100 \quad (6)$$

M_{ar}	märkäpainoa kohti laskettu kosteus saapumistilassa	[%]
m_1	märän näytteen massa	[g]
m_2	kuivatun näytteen massa	[g]

Kiinteiden polttoaineiden lämpöarvon määrittämiseen sovelletaan muutamia eri standardeja. Lämpöarvo on polttoaineen ominaisuus joka kertoo, paljonko energiaa vapautuu poltettaessa yksi kilogramma polttoainetta. Polttoaineen lämpöarvo voidaan ilmoittaa kalorimetrisenä, tehollisena tai saapumistilassa. Kalorimetrisessä eli ylemmässä lämpöarvossa lasketaan mukaan palamisen yhteydessä höyrystyvän veden höyrystymisenergia. Alemmassa eli tehollisessa lämpöarvossa höyrystymisenergiaa ei huomioida. Suomessa käytetään yleisesti tehollista lämpöarvoa, mikä on käytännöllisesti katsoen järkevää, sillä poltossa höyrystynyt vesi poistuu aina prosessista savukaasujen mukana, ellei käytetä savukaasulauhdutinta. Tehollinen lämpöarvo voidaan selvittää kalorimetrisen lämpöarvon avulla yhtälöllä 7. (Alakangas 2000, 27–28)

$$H_{\text{net,d}} = H_{\text{gr,d}} - 0,02441M_H \quad (7)$$

$H_{\text{net,d}}$	kuiva-aineen tehollinen lämpöarvo	[MJ/kg]
$H_{\text{gr,d}}$	kuiva-aineen kalorimetrisen lämpöarvo	[MJ/kg]
M_H	polttoaineen kuiva-aineen sisältämän vedyn palaessa syntynyt vesimäärä	[%]

Saapumistilassa olevan polttoaineen tehollisessa lämpöarvossa otetaan huomioon polttoaineen sisältämä kosteus ja kosteuden höyrystämiseen kulutettava energia. Tehollinen lämpöarvo saapumistilassa lasketaan yhtälöllä 8.

$$H_{\text{net,ar}} = H_{\text{net,d}} \cdot \frac{100 - M_{\text{ar}}}{100} - 0,02441 M_{\text{ar}} \quad (8)$$

$H_{\text{net,ar}}$	saapumistilaisen polttoaineen tehollinen lämpöarvo	[MJ/kg]
M_{ar}	vastaavan polttoaine-erän kokonaiskosteus saapumistilassa painotettuna kostean polttoaineen massalla	[%]

Kiinteän polttoaineen tuhkapitoisuus määritetään standardeilla ISO 1171 tai DIN 51719. Määritelmässä polttoainetta poltetaan tarkoin määrätyissä olosuhteissa ja jäännöstuhka punnitaan. Näytteen tuhkapitoisuus lasketaan yhtälön 9 mukaisesti

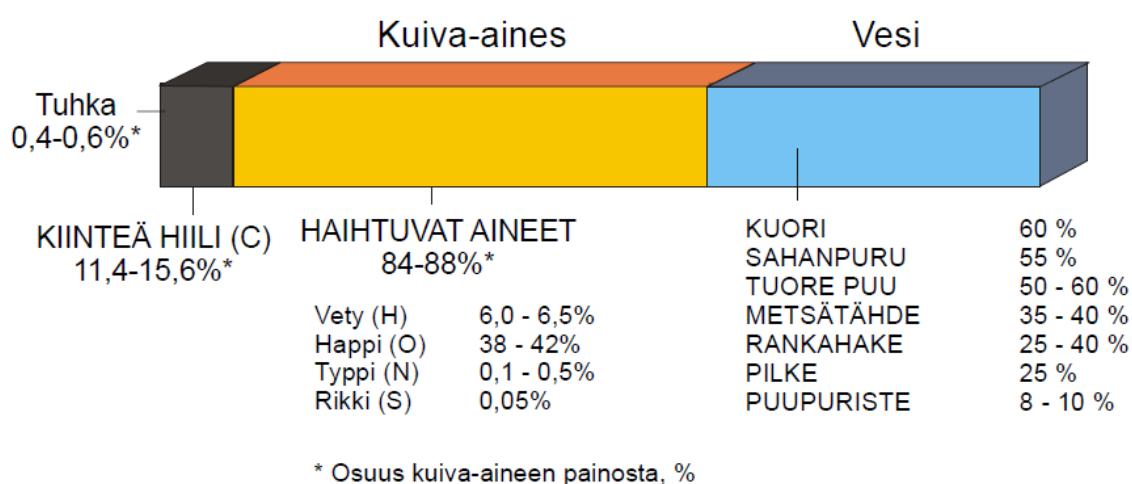
$$A_d = \frac{m_2 \cdot 100}{m_1} \cdot \frac{100}{100 - M_{\text{ad}}} \quad (9)$$

A_d	kuiva-aineen tuhkapitoisuus	[%]
m_1	analyysikostean näytteen massa	[g]
m_2	poltojäännöksen massa	[g]

Tuhkan sulaminen vaikuttaa suoraan kattilan kuonaantumiseen ja likaantumiseen. Tuhkan sulamiskäyttäytyminen määritetään standardien ISO 540, DIN 51730 tai ASTM D 1857 mukaisesti. Standardeissa määritetään polttoaineen tuhkalta pehmenemispiste, puolipallopiste, juoksevuuspiste ja muodonmuutospiste. (Alakangas 2000, 27–30)

2.5.2 Puupolttoaineet

Puun alkuainekoostumus muodostuu lähes yksinomaan hiilestä vedystä ja hapesta. Näiden alkuaineiden osuus puun kuiva-aineen massasta on noin 99 %:a. Eri puulajit poikkeavat alkuainekoostumukseltaan hyvin vähän toisistaan. Puun typpipitoisuus on erittäin alhainen, joten puuta poltettaessa ei muodostu paljoa NO_x-yhdisteitä. Puussa on haihtuvia aineita noin 80–90 %:a, joten palaessaan se muodostaa pitkän liekin ja vaatii suuren palotilan. Kuvassa 5 on esitetty puun koostumus.



Kuva 5. Puun koostumus (Alakangas 2000, 35).

Tuoreen puun kosteus on yleensä 40–60 %:a. Puun kosteus vaihtelee puun osan ja puulajikkeen mukaan. Havupuiden runkokuoren kosteus vaihtelee 40–60 %:n välillä, kaarnan 36–60 %:n ja muun kuoren 47–67 %:n. Taulukkoon 2 on koottu puupolttoaineiden kosteuspitoisuuksia.

Taulukko 2. Puupolttoaineiden kosteuspitoisuudet painoprosentteina. (Alakangas 2000, 41)

Puupolttoaine	Kosteuspitoisuus [p-%]	
	Puristamaton	Puristettu
Halot ja pilkkeet, juuri hakatut	45	
Halot ja pilkkeet, yhden kesän yli varastoidut	25	
Rankahake, tuore	50	
Rankahake, rasikuiva	40	
Metsätähdehake	50–60	
Kantohake	35	
Hiomapöly	5-10	
Vanerijäte	35–50	
Vanerin tasausreunat	5-10	
SAHAPUUN KUORI		
Havupuu		
kuiva käsittely	40–50	
märkä käsittely	60–80	55–62
Koivu	35–50	

Puun teholliset lämpöarvot kuiva-aineessa ovat hyvin lähellä toisiaan puulajikkeesta riippumatta. Puun osien lämpöarvoissa on sen sijaan eroavaisuuksia. Taulukossa 3 on esitetty puun tehollisia lämpöarvoja kuiva-aineessa eri lajikkeissa ja puun osissa.

Taulukko 3. Puupolttoaineiden tehollisia lämpöarvoja kuiva-aineessa [MJ/kg] (Alakangas 2000, 42)

Puupolttoaine	Tehollinen lämpöarvo [MJ/kg]	
	Rungon puuaine	Rungon kuori
Mänty	19,31	19,53
Kuusi	19,05	18,8
Hieskoivu	18,62	22,75
Rauduskoivu	18,61	22,53

Puu poltetaan tavallisesti leijukattilassa kokopuusta, rangasta, hakkuutähteistä tai kannoista tehtynä hakkeena, puupölynä, sahanpuruna tai revittynä kuorena. Tämän lisäksi poltetaan pellettejä ja brikettejä sekä metsäteollisuuden jätteitä kuten vanerin leikkuureunoja ja myyntiin kelpaamatonta sahatavaraa. (Alakangas 2000, 48, 65, 69)

Polttoaineen kuljettimien tukkeutumisen estämiseksi puu on hakettava sopivan kokoiseksi ja tasalaatuisiksi. Hakepalan tulisi olla noin 30–40 mm pitkä. Puu sisältää poltonkannalta ongelmallisia alkaleja kaliumia (K) ja natriumia (Na) sekä pieniä

pitoisuuksia klooria (Cl). (Alakangas 2000, 35–36) Rikittömässä tilassa alkalimetallit muodostavat alkaliklorideja, jotka ovat matalissa lämpötiloissa sulavia suoloja. Alkalikloridit kiinnittyvät lämmönsiirtopinnoille aiheuttaen kuumakorroosioriskin. Suurin osa puun alkaleista on varastoitunut puun viherosaan. Tehokas neulasten ja lehtien poistaminen hakkeen joukosta vähentää kattilan likaantumista. Toinen tehokas keino on lisätä turvetta poltettavan hakkeen joukkoon. Turpeen sisältämä rikki muodostaa alkalien kanssa sulfaatteja ja vapautuva kloori muodostaa kaasumaista vetykloridia (HCl). Vetykloridi poistuu savupiipusta matalina pitoisuuksina aiheuttamatta merkittävää korroosioriskiä. (Hämäläinen & Makkonen 2003, 3–5)

2.5.3 Turve

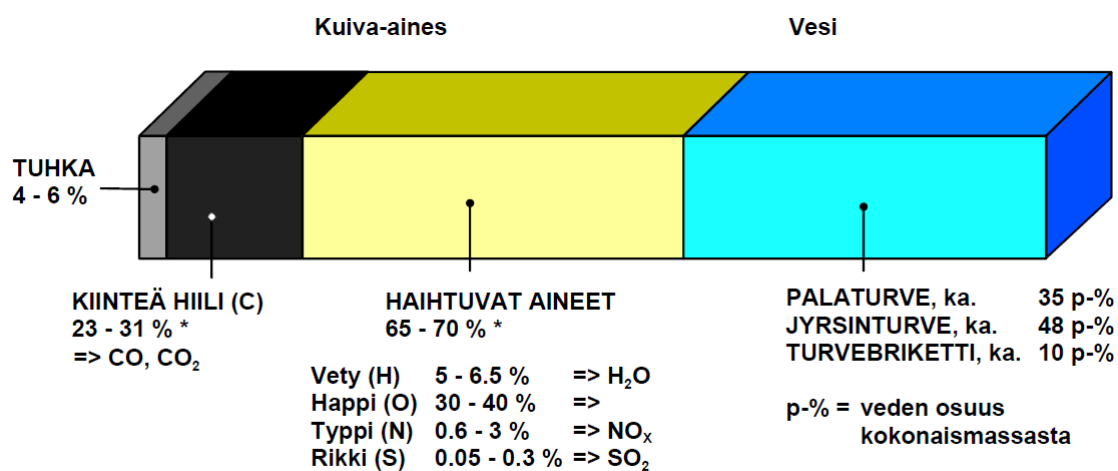
Suomessa on teollisesti käyttökelpoista turvesuota 0,62 miljoonaa hehtaaria. Vuonna 2000 turvetuotantoon oli varattu 120 000 hehtaari. (Alakangas 2000, 84) Turpeen tuotannon kannattavuus ja käyttö on pitkälti kiinni poliittisesta ilmapiiristä ja muiden kiinteiden polttoaineiden hinnoista. Turpeen polttoa on verotettu raskaasti korkeiden hiilidioksidi (CO₂) päästöjen johdosta. Vuonna 2014 hallitus on päättänyt kuitenkin alentaa turpeen verotusta, jotta ulkomailta ostettavan kivihiilen kulutus vähenisi. (YLE 2014)

Energiaturpeen tuotannossa on jyrshinturpeen osuus yli 90 %:a. Loput turpeesta tuotetaan palaturvemenetelmällä. (Alakangas 2000, 85) Jyrshinturvemenetelmässä turvetta jyrsitään suonpinnasta noin 1-2 cm kerros, joka annetaan kuivua auringossa. Kun turpeen kosteudesta on haihtunut noin 50 %:a, se kerätään suonreunaan aumoihin. Palaturvemenetelmässä turve nostetaan suosta 0,6-0,8 metrin syvyydestä ja puristetaan paloiksi. (Huhtinen et al 2000, 31)

Alkuainekoostumukseltaan turve on pääosin happea, hiiltä ja vettä. Turve sisältää rikkiä huomattavasti enemmän kuin puuperäiset polttoaineet. Turpeen rikkipitoisuus on yleensä 0,1-0,2 %:a. Turpeessa on runsaasti kiinteää hiiltä, joten se palaa puuta hitaammin. Taulukkoon 4 on koottu turpeen polton kannalta keskeisimpiä ominaisuuksia. Kuvassa 6 on esitelty turpeen koostumus ja alkuaineiden osuuden kuiva-aineesta.

Taulukko 4. Turpeen keskeisiä ominaisuuksia polton kannalta (Alakangas 2000, 89)

	Kosteuspitoisuus [p-%]	Tuhkapitoisuus [p-%]	Haihtuvat aineet [p-%]	Tehollinen lämpöarvo [MJ/kg]
Jyrsinturve	48,5	5,1	68,6	20,9
Palaturve	38,9	4,5	68,9	21,3



* Osuus kuiva-aineen painosta

Kuva 6. Turpeen koostumus (Alakangas 2000, 88)

2.5.4 Savukaasun happokastepiste

Noin 95–99 %:a polttoaineen sisältämästä rikistä hapettuu rikkidioksidiksi (SO₂) ja loput 1-5 %:a rikkitrioksidiksi (SO₃). Rikkidioksidi ei reagoi edelleen rikkihapoksi, vaan poistuu savupiipusta sellaisenaan, mutta rikkitrioksidi alkaa muodostaa kaasumaista rikkihappoa noin 400 °C lämpötilassa. Kun savukaasu lauhtuu 200 °C:seen, reaktioyhtälö 10 on toteutunut lähes täydellisesti. (Ympäristöministeriö 2012, 18–19; Belo et al 2014)

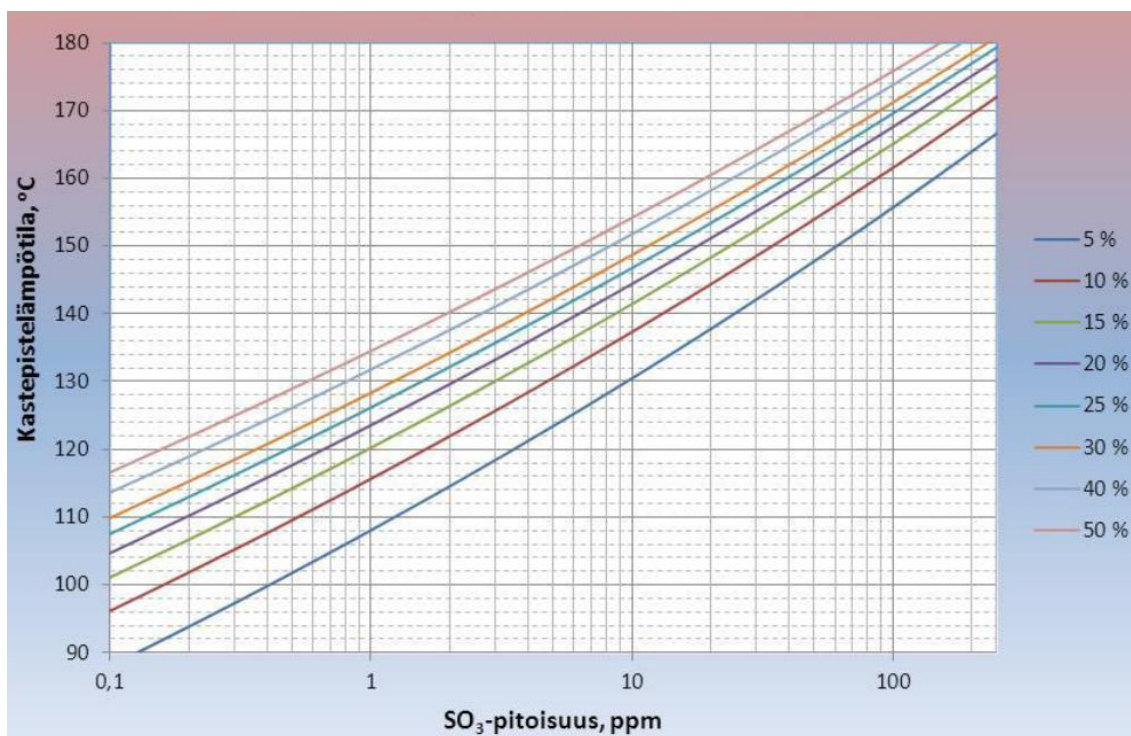


Puuta ja turvetta poltettaessa savukaasut sisältävät pieniä määriä höyrystyneitä metalliyhdisteitä kuten alumiinioksidia (Al₂O₃) ja rautatrioksidia (Fe₂O₃). Eteenkin

rautaoksidin tunnetaan toimivan reaktioyhtälön 11 katalyyttinä ja edesauttavan rikkiatrioksidin muodostumista savukaasun lämpötilan ollessa noin 700 °C. (Belo et al 2014)



Kaasumaisesta rikkihaposta ei ole haittaa lämmönsiirtopinnoille, sillä se poistuu savupiipusta savukaasujen mukana. Pintojen korroosiota alkaa tapahtua, jos savukaasuissa saavutetaan happokastepiste. Happokastepisteellä tarkoitetaan tilaa, missä rikkihappo alkaa tiivistyä nestemäiseen olomuotoon. Likimääräinen kastepistelämpötila voidaan määrittää kuvan 7 mukaan, kun tunnetaan savukaasun rikkidioksidi ja kosteuspitoisuudet. Vesihöyrypitoisuus on ilmoitettu vesihöyryn tilavuusosuutena savukaasusta. (Ympäristöministeriö 2012, 19)



Kuva 7. Kastepistelämpötila kosteuden ja rikkiatrioksidipitoisuuden mukaan. (Ympäristöministeriö 2012, 19)

Rikkihapon tiivistyminen aiheuttaa korroosiota pinnoilla, joihin sitä muodostuu. Korroosiota havaitaan tavallisesti savupiipussa ja ilmanesilämmittimessä, sillä kattilan loppupäässä savukaasun lämpötila on alhaisimmillaan. Korroosiota voi tapahtua vaikka savukaasun lämpötila olisi kastepistelämpötilaa korkeampi, jos savukaasu on kosketuksissa itseään kylmemmän pinnan kanssa. (Rosner & Arias-Zugasti 2011)

Happokastepisteelle saadaan hyvä arvio kuvasta 7, mutta happokastepisteen tarkka määrittäminen vaatii monimutkaisempaa laskentaa ja savukaasun ominaisuuksien tarkempaa tuntemista. Mikäli savukaasun tilasta on käytössä tarkkaa mittaustietoa, voidaan happokastepiste määrittää tilanteeseen sopivilla matemaattisilla sovitteilla tai Vandermonde-matriisilla. Yleisemmin kuitenkin käytetään yksinkertaisempia korrelaatioita. Tilanteeseen sopiva korrelaatio valitaan savukaasun koostumuksen, kosteuden ja rikkiatrioksidipitoisuuden mukaan. Yhtälössä 12 esitettyä Verhoff & Banchemo korrelaatiota käytetään laajasti energian tuotannossa ja teollisuudessa, kun savukaasuilla ei ole poikkeuksellisen matalaa rikkiatrioksidipitoisuutta ja korkeaa vesihöyrypitoisuutta. Mikäli Verhoff & Banchemo korrelaatiota käytetään sille soveltumattomissa oloissa, tulee virhemarginaalin olla vähintään 4 °C. (ZareNezhad & Aminian 2010; Bahadori 2011)

$$\frac{1000}{T_{\text{HKP,VB}}} = 2,276 - 0,02943 \ln(p_{\text{H}_2\text{O}}) - 0,0858 \ln(p_{\text{SO}_3}) + 0,0062 \ln(p_{\text{H}_2\text{O}}) \ln(p_{\text{SO}_3}) \quad (12)$$

$T_{\text{HKP,VB}}$	happokastepiste Verhoff & Banchemo korrelaatiolla	[K]
$p_{\text{H}_2\text{O}}$	vesihöyryn osapaine	[mmHg]
p_{SO_3}	rikkiatrioksidin osapaine	[mmHg]

Mikäli savukaasun vesihöyrypitoisuus on yli 25 %, saadaan happokastepiste määritettyä tarkemmin yhtälössä 13 esitetyllä Okkesin korrelaatiolla.

$$T_{HKP,O} = 365,9605 + 11,9864 \ln(p_{H_2O}) + 4,70336 \ln(p_{SO_3}) + (0,446 \ln(p_{SO_3}) + 5,2572)^{2,19} \quad (13)$$

$T_{HKP,O}$	happokastepiste Okkesin korrelaatiolla	[K]
p_{H_2O}	vesihöyryn osapaine	[mmHg]
p_{SO_3}	rikkitrioksidin osapaine	[mmHg]

Kun savukaasun koostumuksesta tunnetaan tarkemmin rikkidioksidipitoisuus rikkitrioksidipitoisuuden sijaan, voidaan happokastepiste laskea yhtälön 14 Kiangan korrelaatiolla.

$$\frac{1000}{T_{HKP,K}} = 3,9526 - 0,1863 \ln(p_{H_2O}) - 0,000867 \ln(p_{SO_2}) + 0,000913 \ln(p_{H_2O}) \ln(p_{SO_2}) \quad (14)$$

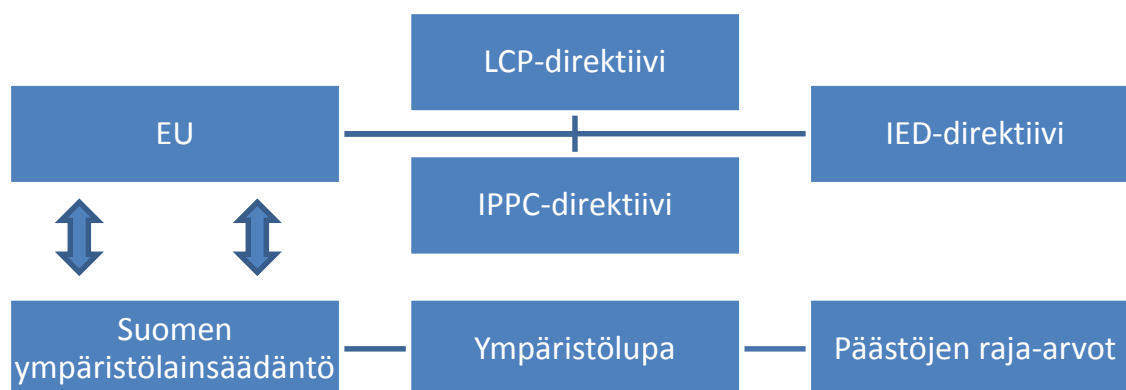
$T_{HKP,K}$	happokastepiste Kiangan korrelaatiolla	[K]
p_{H_2O}	vesihöyryn osapaine	[mm Hg]
p_{SO_2}	rikkidioksidin osapaine	[mm Hg]

2.6 Leijukattiloiden päästöarvot

Energiantuotanto on Suomessa ympäristöluvan varaista toimintaa. Ympäristölupa tulee hakea, jos laitos on polttoaineteholtaan vähintään 50 MW tai laitoksessa on yksi tai useampi polttoaineteholtaan vähintään 20 MW:n kiinteää polttoainetta polttava energiantuotantoyksikkö. (YSL 527/2014 liite 1) Ympäristölupaa haetaan aluehallintovirastolta tai ympäristönsuojeluviranomaiselta. Ympäristöluvassa annetaan määräyksiä muun muassa toiminnan laajuudesta, päästöistä ja niiden vähentämisestä. (Ympäristöhallinto 2014a)

Vuonna 1996 EU antoi direktiivin ympäristön pilaantumisen ja ehkäisemisen vähentämiseksi (96/61/EY). Direktiivi päivitettiin vuonna 2008 (2008/1/EY). Päivitetystä versiosta käytetään usein nimeä IPPC-direktiivi, joka on lyhenne englannin kielisestä nimestä *Integrated Pollution Prevention and Control*. Vuonna 2001 EU antoi direktiivin 2001/80/EY tiettyjen suurista polttolaitoksista ilmaan joutuvien epäpuhtauksien rajoittamisesta. Direktiivi tunnetaan paremmin nimellä LCP-direktiivi. Pykälän 1 mukaan direktiivi koskee polttoaineteholtaan yli 50 MW:n laitoksia ja pykälän 18 mukaan kyseiset määräykset on tuotava osaksi kansallista lainsäädäntöä ennen 27.10.2002. IPPC- ja LCP-direktiivit ohjasivat Euroopan Unionin jäsenvaltioiden kansallista lainsäädäntöä voimalaitosten päästöjen rajoittamisesta vuoteen 2010 asti.

Vuonna 2010 EU antoi direktiivin ympäristön pilaantumisen ja ehkäisemisen vähentämisen yhdistämiseksi. Kyseinen direktiivi tunnetaan nimellä IE-direktiivi, joka on lyhennys englannin kielisestä nimestä *Industrial Emission Directive*. IE-direktiivi yhdistää yhteensä seitsemän aiemmin annettua direktiiviä, joista keskeisimpiä ovat IPPC-direktiivi sekä LCP-direktiivi. IE-direktiivi ja sen keskeiset muutokset on tuotu Suomessa lainsäädäntöön ympäristösuojelulain (YSL 527/2014) kautta. (Ympäristöhallinto 2014b) Kuvassa 8 on esitetty lainsäädäntöjen vaikutus suomalaisten voimalaitosten päästöjen raja-arvoihin.



Kuva 8. Voimalaitoksen päästöjen raja-arvoihin vaikuttavat tahot ja määräykset.

Kuvasta 8 nähdään voimalaitoksen päästöjen raja-arvoihin vaikuttavat EU-direktiivit. EU:n jäsenvaltiona Suomi on velvoitettu mukauttamaan oma lainsäädäntönsä EU:n direktiivien määräämällä tavalla. Päästöjen raja-arvoista määrätään voimalaitoksilta vaadittavassa ympäristöluvassa. Ympäristöluvan hakemisesta ja sisällöstä on määrätty Ympäristönsuojelulaisissa YSL 527/2014, mikä mukailee määrättyllä tavalla EU:n lainsäädäntöä.

2.6.1 IE-direktiivi ja paras käyttökelpoinen tekniikka BAT

IE-direktiivin tuleminen osaksi kansallista lainsäädäntöä muuttaa voimalaitosten päästömääräyksiä. Uuden voimaan tulleen ympäristönsuojelulain YSL 527/2014 pykälässä 75 määrätään, että niin sanottujen direktiivilaitosten on noudatettava parasta käyttökelpoista tekniikkaa päästöraja-arvojen, tarkkailun ja muiden lupamääräysten osalta. Tämä tarkoittaa, että jos voimalaitos on polttoaineteholtaan yli 50 MW, sen päästöraja-arvojen, tarkkailun ja muiden lupamääräysten on perustuttava BAT-asiakirjojen päätelmiin tai BAT-vertailuasiakirjoihin eli BREF-dokumentteihin.

Ympäristönsuojelulain YSL 527/2014 5 § mukaan paras käyttökelpoinen tekniikka on ”mahdollisimman tehokkaita ja kehittyneitä, teknisesti ja taloudellisesti

toteuttamiskelpoisia tuotanto- ja puhdistusmenetelmiä ja toiminnan suunnittelu-, rakentamis-, ylläpito-, käyttö- sekä lopettamistapoja, joilla voidaan ehkäistä toiminnan aiheuttama ympäristön pilaantuminen tai tehokkaimmin vähentää sitä ja jotka soveltuvat ympäristölupamääräysten perustaksi. Tekniikka on teknisesti ja taloudellisesti toteuttamiskelpoista silloin, kun se on saatavissa käyttöön yleisesti ja sitä voidaan soveltaa asianomaisella toiminnan alalla kohtuullisin kustannuksin”.

2.6.2 BAT-vertailuasiakirjat

Euroopan komission ylläpitämä IPPC-toimisto organisoii teollisuuden ja viranomaisten välillä tiedon vaihtoa liittyen parhaaseen käyttökelpoiseen tekniikkaan. Tiedon vaihdon tuloksena julkaistaan BAT-vertailuasiakirjoja ja jäsenmaita sitovia BAT-päätelmiä. (Ympäristöhallinto 2014b) Vuoden 2014 marraskuussa uusien saatavilla oleva BAT-vertailuasiakirja suurista polttolaitoksista on ilmestynyt heinäkuussa 2006. BAT-vertailuasiakirjojen uudistaminen käynnistettiin virallisesti keväällä 2011. Uudet vertailuasiakirjat julkaistaan aikaisintaan vuoden 2015 aikana. BAT-vertailuasiakirjojen uudistaminen on ajoitettu ongelmallisesti, sillä IE-direktiiviin perustuva valtioneuvoston asetus 96/2013 määrää uudet päästöarvot olemassa oleville laitoksille ja määräykset astuvat voimaan 1.1.2016. Koska ympäristönsuojelulaki YSL527/2014 75 § määrää että päästöraja-arvot tulee pohjautua BAT-vertailuasiakirjoihin, on mahdollista että voimalaitokset joutuvat uudistamaan ympäristölupiaan lyhyin väliajoin. (Kuisma 2012)

2.6.3 Leijupolton päästöjen raja-arvot

Aikaisintaan vuonna 2015 julkaistavissa BAT-vertailuasiakirjoissa on käytetty lähtökohtana nykyisen EU-lainsäädännön ja BAT-vertailuasiakirjojen tasoja. Uusissa vertailuasiakirjoissa painotetaan erityisesti tarkkailua. Päästöjen tarkkailu tiheenee ja jatkuvat mittaukset laajenevat. NO_x päästöjen BAT-tasot tulevat mukailemaan IE-rajoja, mutta polttoaineteholtaan yli 100 MW:n olemassa oleville laitoksille päästötasot voivat olla hieman tiukemmat kuin IED-taso. Koska BAT-päätelmissä turpeen ja biomassan poltto käsitellään edelleen yhdessä, tulee turpeenpolton SO_x rajojen saavuttamisesta vaikeaa ja tason saavuttaminen vaatii IED:ä enemmän toimenpiteitä. Hiukkaspäästöjen BAT-tasot lienevät saavutettavissa IED:n toimenpiteillä. (Kuisma 2013)

Taulukossa 5 on esitetty päästöjen raja-arvot turpeen ja biomassan poltolle vuonna 2006 julkaistusta BREF-dokumentista ja valtioneuvoston asetuksesta 96/2013. Valtioneuvoston asetuksen 96/2013 päästöjen raja-arvot olemassa oleville polttolaitoksille tulevat voimaan 1.1.2016. Jos polttolaitosta ajetaan vähemmän kuin 1500 h/a, valtioneuvoston asetus antaa päästöille löysemmät raja-arvot.

Päästöjen raja-arvojen tiukentuminen vaikuttaa myös jossain tapauksissa savukaasun loppulämpötilan hallintaan. Mikäli voimalaitos ei läpäise tiukentuneita rikkipäästöjen raja-arvoja, voi kannattavin ratkaisu olla savukaasulauhdutin, jolla saadaan samalla savukaasun loppulämpötila tasattua ja energiaa talteen.

Taulukko 5. Päästöjen raja-arvot vuoden 2006 BREF-dokumentista sekä valtioneuvoston asetukset 96/2013.

PÄÄSTÖ	BREF 07.2006		
	Kapasiteetti [MW]	Uudet laitokset	Olemassa olevat laitokset
Pöly [mg/m ³ _{norm}]	50-100	5-20	5-30
	100-300	5-20	5-20
	>300	5-20	5-20
SO ₂ [mg/m ³ _{norm}]	50-100	200-300	200-300
	100-300	150-250	150-300
	>300	50-200	50-200
NO _x [mg/m ³ _{norm}]	50-100	150-250	150-300
	100-300	150-200	150-250
	>300	50-150	50-200
PÄÄSTÖ	Valtioneuvoston asetus 96/2013 BIOMASSA		
	Kapasiteetti [MW]	Uudet laitokset	Olemassa olevat laitokset
Pöly [mg/m ³ _{norm}]	50-100	20	30
	100-300	20	20
	>300	20	20
SO ₂ [mg/m ³ _{norm}]	50-100	200	200
	100-300	200	200
	>300	150	200
NO _x [mg/m ³ _{norm}]	50-100	250	300
	100-300	200	250
	>300	150	200
PÄÄSTÖ	Valtioneuvoston asetus 96/2013 TURVE		
	Kapasiteetti [MW]	Uudet laitokset	Olemassa olevat laitokset
Pöly [mg/m ³ _{norm}]	50-100	20	30
	100-300	20	20
	>300	20	20
SO ₂ [mg/m ³ _{norm}]	50-100	300	300
	100-300	250	300
	>300	200	200
NO _x [mg/m ³ _{norm}]	50-100	250	300
	100-300	200	250
	>300	150	200

3 KATTILAN HYÖTYSUHDE

Kattilan hyötysuhde voidaan määrittää suoralla tai epäsuoralla menetelmällä. Suorassa menetelmässä verrataan kattilasta höyryn ja veden mukana poistuvaa lämpövirtaa kattilaan tuotuun energiavirtaan. Epäsuorassa menetelmässä verrataan kattilassa muodostuvia häviöitä kattilaan tuotuun energiavirtaan. Euroopassa kattilan hyötysuhteen määrittäminen perustuu standardiin SFS-EN 12952-15. Kyseinen standardi valmistettiin vuonna 2003 saksalaisen DIN 1942-standardin pohjalta. Amerikassa käytetään vastaavaa standardia kun SFS-EN 12952-15 kattilan hyötysuhteen määrittämiseen, mutta amerikkalainen standardi käyttää hyötysuhteen laskennassa kalorometristä lämpöarvoa ja eurooppalainen tehollista lämpöarvoa. (Huhtinen et al. 2000, 101)

Kattilan hyötysuhteen laskemista varten on määritettävä taseraja laskennassa huomioon otettaville energiavirroille. Tavallisesti kattilan taserajan sisään lasketaan kuuluvaksi kattilan lämpöpinnat, polttoaineen jauhatuslaitteisto, pakkokiertopumppu, savukaasun kierrätyspuhallin ja ilmaesilämmitykseen käytettävä höyrylämmitin. Taserajan ulkopuolelle rajataan savukaasu- ja ilmapuhaltimet. Taserajan asettaminen voidaan tehdä myös tapauskohtaisesti. (Knowenergy)

3.1 Suora menetelmä

Suorassa menetelmässä tarkastellaan kattilasta saatua höyrylämpövirtaa ja kattilaan vietyä energiavirtaa. Kattilaan tuotava energiavirta voidaan jakaa polttoainevirrasta riippuvaan ja riippumattomaan osaan. Polttoainevirrasta riippuva osa on erittäin hallitseva, mutta standardin SFS-EN 12952-15 mukaan myös riippumaton osa on huomioitava. Kattilaan tuotavan energian jaottelu on esitetty taulukossa 6. (Knowenergy)

Taulukko 6. Kattilaan tuotavan energian jaottelu

Polttoainevirtaan verrannollinen osa	Polttoainevirrasta riippumaton osa
Polttoaineeseen sitoutunut kemiallinen energia	Höyrytoimisen ilman esilämmittimen lämmitys
Polttoaineen esilämmitykseen sitoitunut energia	Polttoaineen hajoitushöyry
Palamisilman esilämmitykseen sitoutunut energia	Myllyjen, pumppujen ja puhaltimien käyttö
	Tulituksen säätöön käytetty ruiskutusvesi

Suoran menetelmän käyttäminen edellyttää polttoaineen massavirran ja lämpöarvon tarkkaa tuntemista, sillä lopputuloksen kannalta keskeisimmässä osassa on

polttoaineeseen sitoutunut energia. Suoran menetelmän käyttäminen voi olla hyödyllistä kaasumaisilla ja nestemäisillä polttoaineilla, sillä ne ovat usein erittäin homogeenisiä ja niiden annostelua kattilaan on helppo seurata. Kiinteillä polttoaineilla kuten turpeella ja hakkeella polttoaineen kosteus ja palakoko voivat vaihdella suuresti ja polttoaineen annostelua kattilaan on vaikeaa seurata luotettavasti. Toisin sanoen kiinteän polttoaineen lämpöarvoa ja massavirtaa on vaikea määrittää. Kattilahyötysuhde suoralla menetelmällä voidaan ratkaista yhtälöllä 15. (Huhtinen et al 2000, 101)

$$\eta_k = \frac{\dot{Q}_{\text{hyöty}}}{\dot{Q}_{\text{tuotu}}} = \frac{\dot{Q}_{\text{th}} + \dot{Q}_{\text{vt}} + \dot{Q}_{\text{UP}}}{\dot{m}_{\text{pa}} \cdot H_{\text{net,d}} + \dot{Q}_{\text{pa}} + \dot{Q}_i + (\dot{Q}_{\text{hluvo}} + \dot{Q}_{\text{haj}} + \dot{Q}_{\text{ruis}})} \quad (15)$$

\dot{Q}_{th}	tuorehöyryn teho	[kW]
\dot{Q}_{vt}	teho höyryn välitulistukseen	[kW]
\dot{Q}_{UP}	ulospuhallukseen sitoutuva lämpöteho	[kW]
\dot{m}_{pa}	polttoaineen massavirta	[kg/s]
\dot{Q}_{pa}	polttoaineen esilämmityksen kattilaan tuoma energiavirta	[kW]
\dot{Q}_i	ilman esilämmityksen kattilaan tuoma energia virta	[kW]
\dot{Q}_{hluvo}	höyryluvon lämmitys	[kW]
\dot{Q}_{haj}	polttoaineen hajoitushöyry	[kW]
\dot{Q}_{ruis}	tulistuksen säätöön käytetty ruiskutusvesi	[kW]

3.2 Epäsuora menetelmä

Kun kattilan hyötysuhde määritetään epäsuoralla menetelmällä, kattilaan tuotu energiavirta ajatellaan jakautuvan hyödyksi saatavaan energiavirtaan ja häviöihin. Hyötysuhteen määrittäminen epäsuoralla menetelmällä antaa suoraa menetelmää paremmin tietoa siitä, mitkä tekijät huonontavat kattilan hyötysuhdetta ja millä toimilla hyötysuhdetta voitaisiin tehokkaammin parantaa. Kattilan hyötysuhde epäsuoralla menetelmällä voidaan laskea yhtälöllä 16. (Huhtinen et al 2000, 104–110)

$$\eta = 1 - \frac{\dot{Q}_{\text{häviö}}}{\dot{Q}_{\text{tuotu}}} = 1 - \frac{q_{CO} + q_{\text{pal}} + q_{\text{sk}} + q_{\text{tuhka}} + q_{\text{sät}} + q_{\text{ok}}}{\dot{Q}_{\text{tuotu}}} \quad (16)$$

q_{CO}	palamattomien kaasujen häviöt	[kW]
q_{pal}	palamattomien kiintoaineiden häviöt	[kW]
q_{sk}	savukaasujen terminen lämpöhäviö	[kW]
q_{tuhka}	terminen lämpö tuhkan mukana	[kW]
$q_{\text{sät}}$	säteilyhäviöt	[kW]
q_{ok}	kattilan omakäyttöteho	[kW]

3.2.1 Palamattomien kaasujen häviöt

Palamattomat kaasut ovat epätäydellisen palamisen johdosta syntyneitä hiilimonoksidia (CO). Hiilimonoksidia syntyy, kun palamiseen tarvittavaa happea on saatavissa alle stökiometrisen palamisen vaativan tason. Leijupoltossa palamisen ilmakertoimena käytetään tavallisesti 1,2–1,4, joten hiilimonoksidin pitoisuus savukaasuissa on yleensä erittäin pieni. Palamattomien kaasujen häviöt ovat normaaleissa voimalaitoskattiloissa vain prosentin osia kattilan hyötysuhteesta. (Huhtinen et al 2000, 105) Ristiinan voimalaitoksella CO-pitoisuutta seurataan erillisellä mittauksella. Mittaustiedon mukaan CO-pitoisuus vaihtelee noin 20–500 ppm välillä.

3.2.2 Palamattomien kiintoaineiden häviöt

Palamatonta kiintoainetta voi poistua kattilasta pohjatuuhkan tai lentotuuhkan mukana. Palamattoman kiintoaineen häviöt voidaan selvittää polttamalla kattilasta poistettua tuhkaa laboratoriossa ja mittaamalla tuhkasta saava energia. Palamattoman kiintoaineen häviöt riippuvat pitkälti polttoaineen laadusta ja polttotavasta. Kosteat polttoaineet ja huonosti säädetty polttolaitteisto voivat johtaa useiden prosenttien häviöön kattilahuotyösuhteessa. Nestemäisillä, kaasumaisilla ja kuivilla kiinteillä polttoaineilla palamattomien kiintoaineiden häviöt ovat tavallisesti alle prosentin kattilaan tuodusta energiasta.

3.2.3 Savukaasun terminen lämpöhäviö

Savukaasun mukana poistuva terminen lämpöhäviö edustaa yleensä suurinta osaa kattilan häviöistä. Lämpöhäviö on riippuvainen savukaasun loppulämpötilasta sekä savukaasun massavirrasta. Savukaasun mukana poistuva lämpövirta voidaan ratkaista yhtälöllä 17. (Huhtinen et al 2000, 108)

$$q_{sk} = \dot{m}_{sk} c_{p,sk} (T_{sk} - T_{ref}) \quad (17)$$

\dot{m}_{sk}	savukaasun massavirta	[kg/s]
$c_{p,sk}$	savukaasun ominaislämpökapasiteetti	[kJ/(kg·K)]
T_{sk}	savukaasun lämpötila	[K]
T_{ref}	referenssitilan lämpötila	[K]

Yhtälön 17 perusteella savukaasun termistä lämpöhäviötä voidaan pienentää vähentämällä savukaasun massavirtaa tai alentamalla loppulämpötilaa. Savukaasun massavirtaa voidaan vähentää pienentämällä palamisen ilmakerrointa. Kun ilmakerroin on lähellä teoreettista ihannearvoa, kattilan lävitse ei virtaa ylimääräistä ilmaa, joka kuljettaa lämpöä ulos. Ilmakerrointa ei tulisi kuitenkaan laskea liian pieneksi, sillä

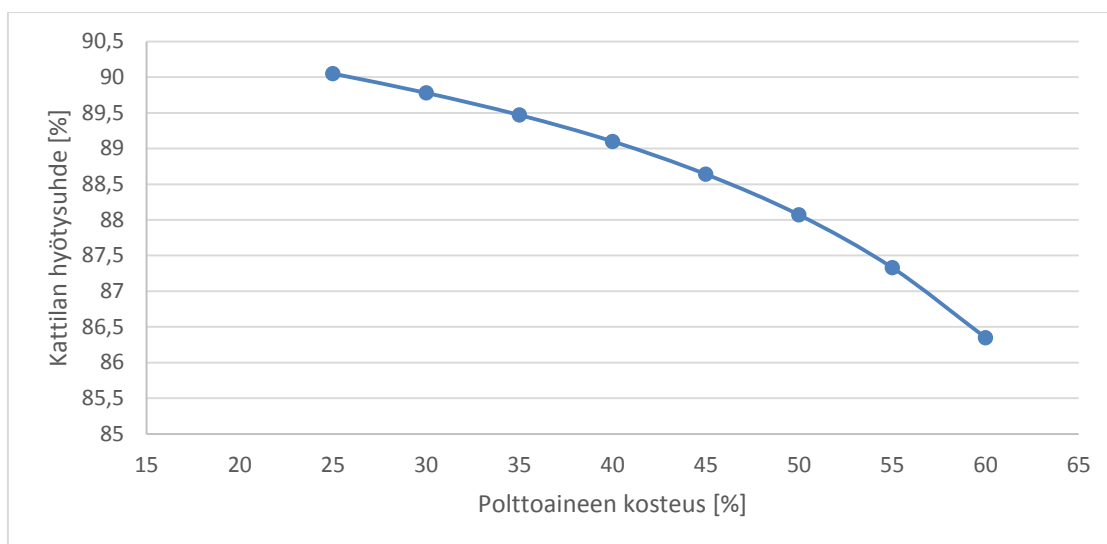
ilmakertoimen tiputtamien voi johtaa epätäydelliseen palamiseen ja lisätä riskiä palamattomien kaasujen häviöistä. Savukaasun termisen lämpöhäviön pienentämiseksi savukaasun pitäisi poistua kattilan viimeiseltä lämpöpinnalta mahdollisimman alhaisessa lämpötilassa.

Kattilan polttoaineen syötön säätö on kytketty samaan ohjauspiiriin ilman syötön kanssa. Kun kattilan polttoaineen syöttö kasvaa, myös ilmaa syötetään enemmän. Palamisen ilmakerrointa seurataan happimittauksella, joka on sijoitettu savukaasukanavaan ennen savupiippua. Savukaasun optimaalinen happipitoisuus riippuu kattilan koosta. Noin 20 MW kattiloissa voi olla vaikeaa pitää savukaasun happipitoisuutta alle 6 %, sillä pienissä kattiloissa savukaasuihin muodostuu herkemmin hiilimonoksidia pienillä ilmakertoimilla ajettaessa. Yli 50 MW voimalaitoksissa savukaasun happipitoisuus on luokkaa 3-6 %. Kaasumaisilla ja hienojakoisilla polttoaineilla voidaan ajaa pienemmillä ilmakertoimilla ja saavuttaa alhainen happipitoisuus savukaasussa. (Ympäristöministeriö 2012, 35; Thumann & Dunning 2011, 122–123)

Kattilaa suunniteltaessa kattila mitoitetaan aina tehon tarpeen ja käytettävän polttoaineen mukaan. Puupolttoaineiden osalta polttoaineen tärkein ominaisuus savukaasuhäviön kannalta on polttoaineen kosteus. Polttoaineen sisältämä kosteus höyrystyy kattilassa ja vesihöyry poistuu ulkoilmaan kattilalaitoksen savupiipusta. Jos polttoaineen kosteus on suunnitteluarvoa suurempi, kattilaan on syötettävä enemmän polttoainetta tarvittavan tehon saavuttamiseksi. Lisääntynyt polttoaineensyöttö ja savukaasujen vesihöyrypitoisuus kasvattavat savukaasun massavirtaa ja savukaasuhäviötä. Toisaalta jos polttoaineen kosteus on suunniteltua alhaisempi, voi tulipesän lämpötila alkaa nousta suunnitteluarvoja suuremmiksi. Tässä tapauksessa tulipesän lämpötilaa tulee hallita kierrättämällä suurempi osa savukaasuista takaisin kattilaan. (Ympäristöministeriö 2012, 14; Savon Voima Oyj 2001, 114)

Savukaasujen loppulämpötilaa rajoittaa savukaasun happokastepiste. Mikäli savukaasujen loppulämpötila laskee liian alhaiseksi, alkaa savukaasun sisältämä rikkiatrioksidi (SO_3) reagoida vesihöyryn kanssa muodostaen rikkihappoa (H_2SO_4), joka syövyttää kattilan lämpöpintoja. (Huhtinen et al 2000, 108) Savukaasun massavirran lisäksi myös polttoaineen kosteus vaikuttaa savukaasun happokastepisteeseen. Mitä kosteampaa polttoaine on, sitä korkeammassa lämpötilassa savukaasu on johdettava

savupiippuun, jotta korroosiovaurioilta vältetään. Kuvassa 9 on esitetty polttoaineen kosteuden vaikutus kattilahiötysuhteeseen.



Kuva 9. Polttoaineen kosteuden vaikutus kattilan hiötysuhteeseen.

3.2.4 Tuhkan mukana poistuva terminen lämpö

Kattilasta poistettava tuhka on aina referenssitilaa korkeammassa lämpötilassa. Näin ollen osa poltossa muodostuneesta lämmöstä on sitoutunut kattilasta poistettavaan tuhkaan. Tuhkan mukana poistuva terminen lämpö riippuu tuhkan määrästä ja lämpötilasta. Puubiomassan leijupoltossa tuhkan mukana poistuva terminen lämpöhäviö on pieni, sillä puu sisältää paljon haihtuvia aineita ja vähän tuhkaa. Turpeen ja hiilen poltossa häviö on suurempi, mutta ei yhtä merkitsevä kuin savukaasun terminen lämpöhäviö. (Huhtinen et al 2000, 108–109) Ristiinan voimalaitoksella osa tuhkasta menee seulontaan ja seulonnassa erotettu petihiekka palautetaan kattilaan. Petihiekan mukana myös lämpöä palautuu kattilaan. Se osa pohjatuhkasta mitä ei seulonnan kautta palauteta kattilaan, jäähdytetään järivedellä.

3.2.5 Säteilhäviöt

Koska kattilassa on erittäin korkea lämpötila ympäristöön nähden, kattilan seinämät aiheuttavat lämpöhäviöitä hyvästä eristyksestä huolimatta. Modernin kattilan säteilylämpöhäviöt ovat tavallisesti luokkaa 200–300 W/(m²K). Suurilla kattiloilla lämpöhäviö on suhteellisesti pienempi kuin pienillä kattiloilla. (Huhtinen et al 2000, 110) Kattilan säteilylämpöhäviöt eivät mene kokonaisuudessaan prosessin ulkopuolelle, vaan useissa voimalaitoksissa kattilan tuloilma otetaan kattilahallista, jonka ilmaa säteilylämpöhäviöt lämmittävät.

3.2.6 Kattilan omakäyttöteho

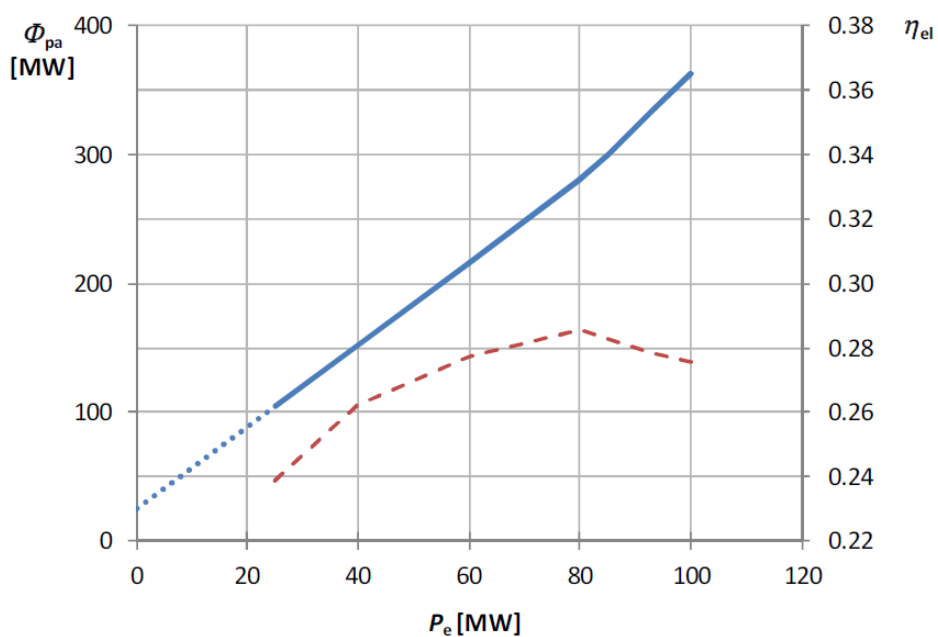
Kattilan apulaitteet käyttävät osan voimalaitoksella tuotetusta sähköstä. Kattilan omakäyttöteho on riippuvainen taserajasta, eli jaosta mitkä laitteet katsotaan kuuluvaksi kattilan apulaitteisiin. Ne apulaitteet joita ei huomioida kattilan omakäyttötehossa huomioidaan koko voimalaitoksen omakäyttötehossa. Ylivoimaisesti suurin tekijä omakäyttötehossa on syöttövesipumpun tehontarve. Toinen merkittävä tekijä on lauhdepumppu.

3.3 Osakuorman vaikutuksia

Mikäli voimalaitoksella on useita kattiloita, kiinteän polttoaineen kattila mitoitetaan yleensä teholle, joka vastaa 40–50 %:a lämmöntarpeen maksimiarvosta. Jos kattila mitoitetaan liian pieneksi, voidaan joutua tilanteeseen, missä kattilalla ei pystytä tuottamaan siltä vaadittua tehoa. Mikäli kattila mitoitetaan liian suureksi, kattilan käytettävyys heikkenee, sillä kattilalla ei voida ajaa pieniä tehoja. (Savon Voima 2001, 65)

Jokaisella kattilalla on oma optimialueensa. Optimialueella tarkoitetaan tehoa, millä saavutetaan paras hyötysuhde. Tyypillisesti voimalaitos toimii optimialueellaan, kun sitä ajetaan noin 80 % mitoitetusta maksimitehosta. Mikäli voimalaitosta ajetaan lähellä maksimitehoa, savukaasun lämpötila nousee kasvattaen savukaasuhäviöitä. Lisäksi kattilan säteilyhäviöt kasvavat. Jos kattilaa ajetaan optimialueen alapuolella, kattilalaitoksen pumput toimivat heikommalla hyötysuhteella. Koska pumput käyttävät enemmän sähköä tuotettuun energiaan nähden, laitoksen omakäyttötehon kulutus kasvaa.

Kuvassa 10 on esitetty erään voimalaitoksen laitoskarakteristika ja sähköntuotannon hyötysuhde. Kuvan 10 voimalaitoksen optimikuormitus on 80 % ja sähkötehon maksimiarvo 100 MW. Optimaalinen polttoaineteho on 280 MW ja turbiinin lisäkuormitus ylikuormitusalueella on 30 % suurempi kuin sen lisäkulutus normaalikuormitusalueella. (Ikonen 2013, 95–99; Kaikko 2013)



Kuva 10. Esimerkki voimalaitoksen laitoskarakteristikasta ja sähköntuotannon hyötysuhteesta (Kaikko 2013).

4 TEOLLISUUDEN VASTAPAINVOIMALAITOKSEN ENERGIATALOUS

Teollisuuden vastapainevoimalaitoksen tärkein tehtävä on tuottaa teollisuusprosessin käyttöön lämpöä. Lämmön tuottaminen on myös teollisuuden vastapainevoimalaitoksen tärkein tulonlähde. Lämmön lisäksi tuloja saadaan sähkön tuotannosta.

4.1 Kustannukset

Voimalaitoksen kustannukset jaetaan tavallisesti kiinteisiin ja muuttuviin kustannuksiin. Kiinteät kustannukset eivät ole riippuvaisia tuotetun energian määrästä. Muuttuvat kustannukset vaihtelevat tuotetun energian mukaan. (Huhtinen et al 2008, 317; Energia Suomessa 2004, 180)

4.1.1 Kiinteät kustannukset

Suurin osa kiinteistä kustannuksista muodostuu laitoksen rakentamisesta aiheutuvista pääomakustannuksista. Laitoksen rakentamisessa kustannuksia aiheuttavat tontin lunastaminen, rakennusten rakentaminen, koneiden hankinta ja kaikki projektiin liittyvä suunnittelu. Investointikustannukset kirjataan tyyppillisesti taseeseen pääomana, joten investoinneista koituvat pääomakustannukset muodostuvat pääoman poistoista ja koroista. Muita merkittäviä kiinteitä kustannuksia ovat henkilökunnan palkat, osa huolto- ja kunnossapitosopimuksista sekä vakuutukset. Kiinteisiin kustannuksiin lasketaan kuuluviksi ne huolto- ja kunnossapitosopimukset, joita täytyisi pitää yllä vaikka laitosta ei ajettaisi. (Huhtinen et al 2008, 317; Energia Suomessa 2004, 180–181; Kaplan 1983, 73)

Investointikustannukset voidaan muuttaa vuosikustannuksiksi annuiteettimenetelmällä. Annuiteettimenetelmässä investointikustannukset jaetaan tietylle ajanjaksolle pääoman kuoleduksesta ja koroista koostuviin maksuihin. Vuositasolla annuiteettikustannus on aina yhtä suuri. Kuoletukset ja korko on jaettu investoinnin pitoajalle annuiteettikertoimella niin, että alussa maksetaan paljon korkoja ja kuoletetaan pääomaa vain vähän, mutta lopussa korkojen osuus on pieni ja kuoletusten suuri. Jos investoinnista saatavat vuotuiset nettotuotot ovat suuremmat kuin annuiteettikustannus, on investointi kannattava. Annuiteettikerroin voidaan laskea yhtälöllä 18 ja investoinnin annuiteettikustannus yhtälöllä 19. (Neilimo & Uusi-Rauva 2010, 220; Khatib 1997, 73–75)

$$c_{ni} = \frac{i(1+i)^n}{(1+i)^n - 1} \quad (18)$$

c_{ni}	annuiteettitekijä
i	korkokanta
n	investoinnin pitoaika vuosissa

$$AN = c_{ni} \left(I - \frac{JA_n}{(1+i)^n} \right) \quad (19)$$

AN	investoinnin vuosikustannus	[€/a]
I	investointi	[€]
JA_n	investoinnin jäännösarvo	[€/a]

Jos investointi voidaan pitoaikansa jälkeen myydä, investoinnin jäännösarvo on positiivinen. Jos investoinnin hävittäminen tuottaa kustannuksia pitoaikansa jälkeen, jäännösarvo on negatiivinen. Useissa tapauksissa jäännösarvo jätetään kokonaan huomioimatta, eli se merkitään nolllaksi. Jäännösarvo voidaan jättää huomioimatta, jos jäännösarvoa on vaikeaa ennustaa tai se on merkityksetön investointiin nähden. (Neilimö & Uusi-Rauva 2010, 218)

4.1.2 Muuttuvat kustannukset

Muuttuvat kustannukset syntyvät laitoksen käytöstä ja ne ovat käytön määrään verrannollisia. Suurin muuttuva kustannuserä on tavallisesti polttoainekustannus. Polttoainekustannuksien suuruuteen vaikuttavat polttoaineen hinta ja laitoksen hyötysuhde. Muita muuttuvia kustannuksia ovat kunnossapitotoimet, jotka johtuvat laitoksen käytöstä, CO₂-päästöoikeus, omakäyttösähkö ja veden käsittely. (Huhtinen et al 2008, 317; Energia Suomessa 2004, 180–181; Kaplan 1983, 73)

4.2 Tulot

Teollisuuden vastapainevoimalaitoksen merkittävin tulonlähde on teollisuusprosessiin myytävä lämpö. Lämpö on yleensä korkea- tai matalapaineista höyryä turbiinin välitoista ja vastapaineesta. Joissain tapauksissa teollisuuslaitokselle myydään myös lämmintä vettä. Lämmön lisäksi teollisuuden vastapainevoimalaitos saa tuloja sähkön myynnistä. (Huhtinen et al 2008, 63, 320) Teollisuuden vastapainevoimalaitoksessa tuotettu sähkö voidaan myydä kahdenvälisellä sopimuksella viereiseen teollisuuslaitokseen tai johtaa verkkoon, jolloin sähkön tuotannosta saadaan sähkömarkkinoilla määräytyvä hinta. Tuoton selvittämiseksi on määritettävä, mitkä osat kustannuksista kohdistuvat lämmön ja mitkä sähkön tuotantoon.

Kustannukset voidaan jakaa tuotetun sähkön ja lämmön kesken energiamenetelmällä, exergiamenetelmällä ja jäännösarvomenetelmällä. Energia- ja exergiamenetelmissä sähkön ja lämmön tuotannolle lasketaan jakokertoimet, joiden avulla muuttuvat kustannukset jaetaan lopputuotteiden kesken. Jäännösarvomenetelmässä sähkön tai lämmön tuotannolle määritetään kustannus esimerkiksi polttoaineen ostohinnan tai sähkön ostohinnan mukaan. Jäljelle jäävä kustannus ratkaistaan kokonaiskustannuksen ja tunnetun kustannuksen perusteella. (Huhtinen et al 2008, 320; Nygård 1997, 19)

Energiamenetelmässä kustannukset suhteutetaan suoraan tuotantoon. Sähkö ja lämpö arvioidaan rahallisesti samanarvoisiksi eli niille saadaan sama hinta energiayksikköä kohden. Energiaperiaatteen ongelmana on, että sähkön myynnistä saadaan yleensä enemmän rahaa energiayksikköä kohden kuin lämmön myynnistä. Exergiaperiaatteessa lämmön hinta määräytyy sen mukaan, miten paljon lämpönä myytävällä höyryllä saataisiin tuotettua lisää sähköä. Laskennallisesti exergia määritellään aineen tilan ja ympäristön tilan välillä. Teollisuuden vastapainevoimalaitoksessa referenssitilaksi valitaan palaavan lauhteen tila. Exergiamenetelmä huomioi eri energiavirtojen energiasisällöt kustannusten jakamisessa. Menetelmä sopii hyvin esimerkiksi eri välittohöyryjen hinnoitteluun. (Nygård 1999, 26; Energia Suomessa 2004, 181; Alhanko 2011, 36)

Jäännösarvomenetelmässä valitaan kiinteä hinta sähkölle tai lämmölle. Kiinteä hinta vähennetään muuttuvista kustannuksista ja jäljelle jäävä osa vastaa toisen tuotteen muuttuvaa kustannusta. Teollisuuden vastapainevoimalaitoksessa, missä laitoksen pääasiallinen tehtävä on tuottaa prosessihöyryä tehtaalle, voidaan sähkön hinta määrittää ostosähkön hinnan mukaan. Jäännösarvomenetelmä on yksinkertaisin ja parhaiten tilanteeseen sopiva tapa suorittaa kustannusten jako teollisuuden vastapainevoimalaitoksella.

4.3 Yksittäisen investoinnin kannattavuus

Teollisuuden vastapainevoimalaitoksella investoinnin tarve voi nousta useasta lähtökohdasta. Investointi voi olla lakien, asetusten tai viranomaismääräysten perusteella pakollinen. Tällöin investoinnille ei aseteta tuottovaatimusta. Investointi voidaan tehdä myös markkina-aseman turvaamiseksi, uusintainvestointina, kustannusten alentamiseksi tai tuottojen lisäämiseksi. Taulukossa 7 on esitetty eri investointityyppien tavalliset tuottovaatimukset.

Taulukko 7. Investointityypit ja tuottovaatimukset (Neilimö & Uusi-Rauva 2010, 210)

INVESTOINTI	TUOTTOVAATIMUS [%]
Markkina-aseman turvaaminen	6
Uusintainvestointi	12
Kustannusten alentaminen	15
Tuottojen lisääminen	20

Investoinnin kannattavuuslaskentaan tarvitaan investointia koskevia perustietoja.

Investoinnista on tunnettava

- Investointikustannus
- Juoksevasti syntyvät tuotot
- Juoksevasti syntyvät kustannukset
- Laskentakorkokanta
- Pitoaika
- Jäännösarvo

Lisäksi voimalaitokselle tehtävissä investoinneissa tulee huomioida mahdolliset tuotannon keskeytymisestä aiheutuvat kustannukset. Juoksevasti syntyviä tuottoja ja

kustannuksia tulee käsitellä vuositasolla yhdessä. Investoinnista saatavan erillistuoton ja siitä aiheutuvan erilliskustannuksen erotusta nimitetään nettotuotoksi. (Neilimö & Uusi-Rauva 2010, 213–215)

Investointien taloudellista kannattavuutta tutkitaan yleensä erilaisten laskentamenetelmien kautta. Suosituimpia laskentamenetelmiä ovat sisäisen korkokannan menetelmä sekä takaisinmaksuajan menetelmä. Niitä käytetään yleensä täydentämään toisiaan, sillä sisäisen korkokannan menetelmä korostaa investoinnin kannattavuutta ja takaisinmaksuajan menetelmä rahoitusvaikeuksia. Sisäisen korkokannan menetelmän ymmärtäminen edellyttää myös nykyarvomenetelmän hallitsemista. (Neilimö & Uusi-Rauva 2010, 224)

Mekaanisessa metsäteollisuudessa investoinneilta vaaditaan yleensä erittäin lyhyitä noin 2-4 vuoden takaisinmaksuaikoja. Mekaaninen metsäteollisuus on suhdanneherkkää liiketoimintaa ja tuloja on vaikeaa ennustaa pitkälle tulevaisuuteen. Tästä syystä teollisuuden vastapainevoimallaitoksilla takaisinmaksuaika on keskeisemmässä roolissa kuin sisäisen korkokannan menetelmä. Kaukolämmön tuotannossa, missä tuloja on helpompaa ennustaa kauemmas tulevaisuuteen, voidaan investoinnin kannattavuutta miettiä enemmän sisäisen korkokannan menetelmän kautta.

4.3.1 Nykyarvomenetelmä

Nykyarvomenetelmässä kaikki investoinnista johtuvat tuotot ja kustannukset diskontataan valitulla laskentakorkokannalla nykyhetkeen. Mikäli nettotulojen nykyarvo ja investoinnin jäännösarvo ovat yhdessä suurempia kuin investoitu rahamäärä, on investointi kannattava. Laskentakorkokanta riippuu investoitavan rahan alkuperästä ja tavoiteltavasta tuotosta. Investoinnin nykyarvotekijä on annuiteettitekijän käänteisarvo. Nykyarvotekijä on esitetty yhtälössä 20 ja nykyarvo voidaan ratkaista yhtälöllä 21. (Neilimö & Uusi-Rauva 2010, 218–219; Khatib 1997, 78–80)

$$c_{ny} = \frac{(1+i)^n - 1}{i(1+i)^n} \quad (20)$$

c_{ny} nykyarvotekijä

$$N = S_n \cdot c_{ny,n} + JA - I \quad (21)$$

N nykyarvo [€]

S_n vuoden n nettotulo [€]

$c_{ny,n}$ vuodelle n laskettu nykyarvotekijä [-]

4.3.2 Sisäisen korkokannan menetelmä

Sisäisen korkokannan menetelmässä määritellään investoinnille korkokanta, jota käyttämällä saadaan investoinnin nykyarvoksi nolla. Sisäisen korkokannan menetelmä antaa investointia suunnittelevalle taholle ennen kaikkea tietoa siitä, millaiseen tuottoon investoinnilla on mahdollista päästä. Helpoin tapa sisäisen korkokannan selvittämiseksi on kokeilla erilaisia korkokantavaihtoehtoja ja laskea investoinnin nykyarvo uudelleen niin monta kertaa, että nykyarvoksi tulee nolla. (Neilimö & Uusi-Rauva 2010, 221–222)

4.3.3 Takaisinmaksuajan menetelmä

Takaisinmaksuajan menetelmässä selvitetään, minkä ajan kuluessa investoinnista saatavat nettotulot saavuttavat investointiin sijoitetun pääoman. Mikäli laskentakorkoa ei oteta huomioon ja vuotuinen nettotuotto on vakio, saadaan takaisinmaksuaika jakamalla hankintameno vuotuisella nettotuotolla. Tämä ei kuitenkaan anna tarkkaa tulosta, joten korko huomioidaan yleensä diskonttaustekijällä ja nettotulot diskontataan investointiajankohtaan. Takaisinmaksuajan menetelmä ei ota kantaa investoinnin tuottoon. Menetelmä pyrkii ainoastaan kertomaan, milloin sijoitettu pääoma on saatu takaisin. Takaisinmaksuajan menetelmää on hyvä käyttää sisäisen korkokannan menetelmän rinnalla, jotta investoinnista saadaan monipuolista tietoa. (Neilimö & Uusi-Rauva 2010, 223) Takaisinmaksuaika voidaan ratkaista yhtälöllä 22 (Ranta 2013).

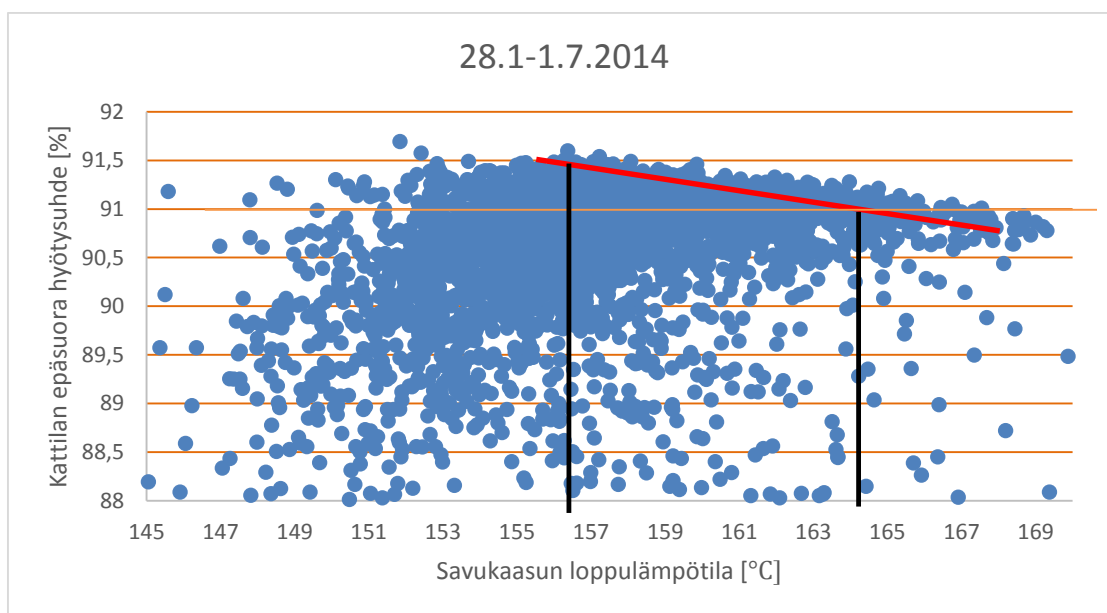
$$n_{TM} = \frac{-\ln\left(\frac{1}{i} - \frac{I}{t_a}\right) - \ln(i)}{\ln(1+i)} \quad (22)$$

n_{TM} takaisinmaksuaika [a]

t_a vuosittaiset tulot investoinnista [€]

5 AJOTAVAN VAIKUTUS SAVUKAASUN LOPPULÄMPÖTILAAN

Kuten yhtälöstä 17 nähdään, savukaasuhäviöön voidaan vaikuttaa vain muuttamalla savukaasun massavirtaa ja savukaasun lämpötilaa kattilan viimeisen lämpöpinnan jälkeen. Kuvassa 11 on esitetty Ristiinan voimalaitoksen automaatiojärjestelmään tallentuneiden kattilahiötysuhteiden arvot savukaasun loppulämpötilan funktiona noin puolen vuoden ajalta. Kuvan apuviivoista voidaan päätellä, että kattilan epäsuorahiötysuhde paranee puolella prosentilla, kun savukaasun loppulämpötilaa saadaan alennettua noin 8 °C.



Kuva 11. Savukaasun lämpötilan vaikutus kattilan hiötysuhteeseen Ristiinan voimalaitoksella.

Useissa voimalaitoksissa, missä kuorman muutokset ovat prosentuaalisesti suuria, on huomattu että savukaasun loppulämpötila nousee kuorman kasvaessa. Kun kattilaa ajetaan lähellä sille mitoitettua huipputehoa, kattilan lämpöpinnat eivät pysty vastaanottamaan polttoaineen tuottamaa energiaa yhtä tehokkaasti, vaan lämpöä karkaa enemmän savukaasujen mukana. Ajoarvoja muuttamalla savukaasun loppulämpötilan hallintaa voidaan lähestyä kahdesta suunnasta. Savukaasun loppulämpötilaa voidaan laskea parantamalla lämmönsiirtoa savukaasun ja vesihöyrypiirin välillä tai laskemalla

syöttöveden entalpiaa. Lämpöpintojen lämmönsiirtoa voidaan parantaa kattilan nuohouksella. Syöttöveden entalpiaa voidaan laskea pudottamalla syöttövesisäiliön painetta. Lisäksi savukaasun loppulämpötila voi nousta hetkellisesti, jos ilman syöttöjen säädöt eivät reagoi tarpeeksi nopeasti lisääntyneeseen polttoaineen syöttöön.

5.1 Höyrynuohous

Lämpöpintojen likaantuminen aiheuttaa lämmönsiirron heikentymistä savukaasusta vesihöyrypiiriin. Likaantumista ehkäistään säännöllisillä nuohouksilla. Kattilan nuohoamisen jälkeen lämmön siirtyminen lämpöpinnoilla on tehokkaampaa ja savukaasu poistuu kattilasta alemmassa lämpötilassa. Nuohouksen aikana savukaasun loppulämpötila kohoaa selkeästi nostaan väliaikaisesti savukaasujen termistä lämpöhäviötä. Nuohous irrottaa kattilan lämpöpinnoilta kuumia partikkeleita, jotka nostavat savukaasun massavirtaa. Tämän lisäksi savukaasujen lämpötehoa nostaa kuuma nuohoushöyry.

Koska nuohous laskee kattilan hyötysuhdetta hetkellisesti erittäin voimakkaasti, kattila pyritään nuohoamaan vasta silloin, kun se on kattilahyötysuhteen kannalta järkevää. Nuohouksen ajoittamiseen on kehitetty erilaisia matemaattisia malleja, joilla ennustetaan kattilan likaantumista. Matemaattisten mallien lisäksi nuohouksen tarvetta voidaan ennustaa erilaisilla mittauksilla. Lämmönsiirtymistä savukaasuista vesihöyrypiiriin voidaan seurata erilaisilla säteily- ja virtausmittareilla. Helpoin tapa tarkkailla nuohouksen tarvetta on seurata kattilan hyötysuhdetta. Nuohousjaksojen välissä kattilahyötysuhteen kuvaaja laskee tasaisesti. (Teruel et al. 2005)

Likaantumista syntyy monen yksittäisen asian vaikutuksesta ja tästä syystä sitä on erittäin vaikea ennustaa kirjallisuuden avulla. Yksittäisen putkilämpöpinnan likaantumiseen eniten vaikuttavat

- virtaavien aineiden ja lämpöpintojen lämpötilat
- virtaavien aineiden alkuainekoostumus ja faasimuutokset
- virtaavien aineiden nopeus ja virtauksen laatu
- lämpöpinnan materiaali

Näistä tekijöistä johtuen likaantuminen voi edetä eri tilanteissa hyvin erilaiseen lopputulokseen. Ajan kuluessa lämpöpinta voi likaantua tasaisesti, jolloin likavastus kasvaa lineaarisesti. Mikäli aineen virtausnopeus on alhainen ja virtaava aine on voimakkaasti likaavaa, lämpöpintaan voi alkaa kerääntymään likakerrostumia, jolloin likaantuminen voimistuu ajan kuluessa. Mikäli likakerrostuman koostumus on hauras, virtauksen kitkavoimat ja lämpöpinnan lämpötilan muutokset voivat irrottaa likaa, jolloin likavastus alkaa pienentyä. Toisaalta likakerros voi myös vahvistua ajan kuluessa. (Hammo 1994, 2–13)

Nuohouksella on myös merkittäviä vaikutuksia kattilan kunnossapitoon ja putkimateriaalin kestävyYTEEN. Likaantuminen jaetaan normaalisti kahteen päätyyppiin. Kun kuonaantumista tapahtuu tulipesän säteilyalueella, tuhkerrostumat ovat usein paksuja ja ulkopinnaltaan sulaneita. Tällaisten kuonakerrostumien muodostumisesta käytetään termiä *slagging*. Tulipesän konvektioalueella likaantuminen tapahtuu matalammassa lämpötilassa, joten tuhkan sulamista ei juuri esiinny. Konvektio-osassa tapahtuvasta likaantumisesta käytetään termiä *fouling*. (Alakangas 2000, 31) Lämpöpintojen nuohoaminen korkeapaineisella höyryllä kuluttaa lämpöpintaa. Toisaalta nuohouksien välisen ajan kasvattaminen lisää riskiä likakerrostuman vahvistumisesta eteenkin korkean lämpötilan alueilla.

5.2 Syöttöveden paine

Syöttövesisäiliö toimii kattilan vesivarastona ja se liittyy kattilaveden käsittelyyn syöttöveden kaasunpoistajana. Tämän lisäksi syöttövesisäiliö on sekoituslämmönsiirrin, missä lämmityshöyry on suoraan kosketuksissa syöttövesisäiliöön palaavien lauhdeiden ja lisäveden kanssa. Syöttöveden lämmityshöyrynä käytetään turbiinin vastapainehöyryä tai matalapaineista väliottohöyryä. Syöttöveden entalpiaa voidaan laskea kuristamalla syöttövesisäiliöön tulevaa lämmityshöyryä venttiiliä ja ajamalla lisävedettä syöttövesisäiliöön. Laskettaessa syöttöveden energiasisältöä savukaasuista on mahdollista siirtää enemmän energiaa vesihöyrypuolelle. Mikäli savukaasun loppulämpötila on jatkuvasti suunniteltua korkeampi, yksi ratkaisu voi olla syöttövesisäiliön säätöpaineen alentaminen. (Huhtinen et al 2008, 49)

Syöttövesisäiliön painetta voidaan säätää vain voimalaitoksen ja turbiinin säädettävyyden puitteissa. Mahdollinen paineen alentaminen ja sen seuraukset ovat laitoskohtaisia. Liika säätöventtiilin kuristaminen voi aiheuttaa säätöventtiiliin kestämatöntä rasitusta tai jopa turbiinin kulumista. Alkalipitoisissa polttoaineissa syöttöveden lämpötilan säätö voi vaikuttaa myös kattilan likaantumiseen, sillä syöttöveden lämpötilalla on yhteys tulistajilla muodostuvan tuhkan lämpötilaan ja sulamiskäyttäytymiseen.

5.3 Ilman syötön säädöt

Voimalaitoksen ilmansyöttö on liitetty samaan ohjauspiiriin polttoaineen syötön kanssa. Kun kattilaan syötetään enemmän polttoainetta, polttoaine vaatii palaakseen enemmän ilmaa. Ilmojen syöttäminen täytyy olla hyvin säädetty, jotta kattilan hyötysuhde ei laske merkittävästi kuorman lisääntyessä. Jos ilmansyöttö ei ehdi reagoida lisääntyneeseen polttoainevirtaan, polttoaine palaa hetkellisesti ali-ilmaisessa tilassa. Kun palamiselle ei ole saatavilla tarpeeksi hapetta, palamattoman aineen määrä tuhkassa lisääntyy ja poltossa muodostuu palamattomia kaasuja. Kun kattilan automaatio korjaa tilanteen nopealla ilmavirran kasvattamisella, polttoaine syttyy kerralla ja kattilan lämpötila nousee nopeasti. Kattilan palotilan äkillinen lämpötilan nousu johtaa myös savukaasun loppulämpötilan hetkittäiseen nousuun. (Huhtinen et al 2008, 156; Raiko et al. 2002, 309)

5.4 Höyrykuormien tasaaminen höyryakulla

Koska savukaasun loppulämpötilan on havaittu nousevan kattilan kuorman kasvaessa, yksi mahdollisuus alentaa savukaasun loppulämpötilaa on tasata kattilan energian tuotantoa niin, että kuormien vaihtelut olisivat mahdollisimman pieniä. Kuormia voidaan tasata varastoimalla lämpöä höyryakkuun. Höyryakku on lämminvesisäiliö, jota voidaan lämmittää väliotto- tai vastapainehöyryllä silloin kun höyryverkon tehontarve on alhainen. Kun höyryverkon tehontarve nousee, voidaan höyryakkuun varastoitu lämpö ottaa prosessin käyttöön. Tasapainevaraajana toimivan höyryakun vettä käytetään kattilan syöttövetenä. Liukuvan paineen höyryakkua ladataan väliotto- tai vastapainehöyryllä, kun kuormat ovat suuria. Kuormatason laskiessa höyryakkua voidaan purkaa siihen asti, kun höyryakun paine on laskenut matalapaineverkon paineeseen. Myös syöttövesisäiliötä voidaan käyttää höyryakun tavoin syöttövesisäiliön kapasiteetin puitteissa. Kattilan kuormia voidaan tasata nostamalla syöttövesisäiliön pintaa laudetta kylmemmällä

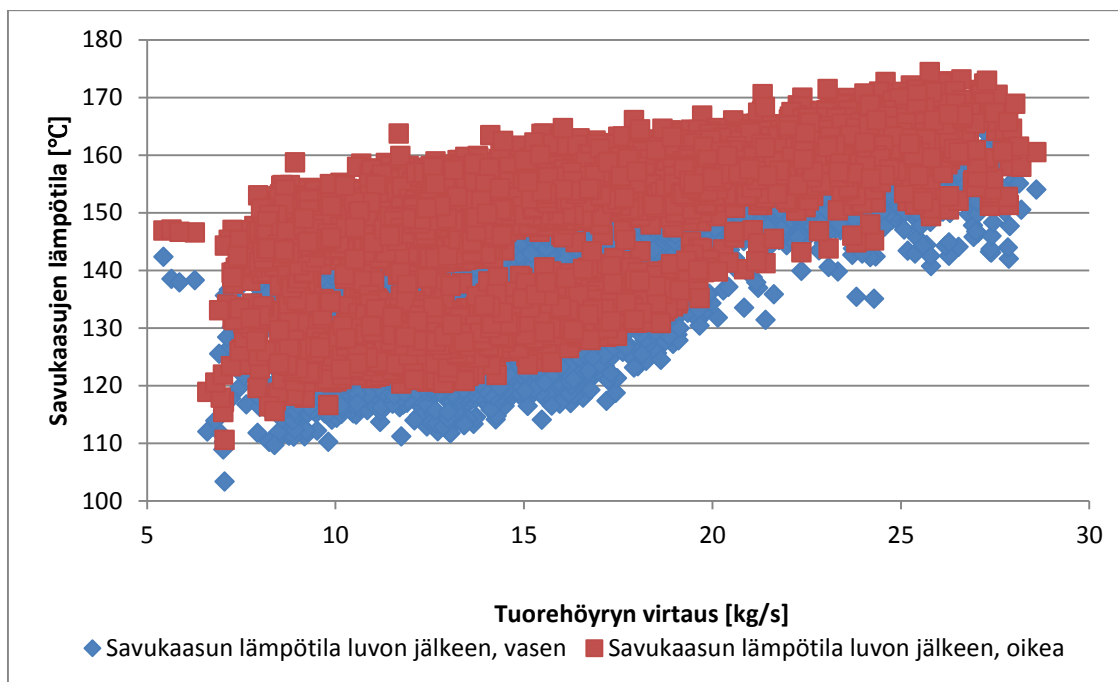
lisävedellä ja lämmittämällä säiliötä lämmityshöyryllä. (Huhtinen et al 2008, 160; Niilola 2007, 115–118)

5.5 Syöttöveden väliottoesilämmitys

Voimalaitoksen sähköntuotantoa voidaan nostaa syöttöveden väliottoesilämmityksillä. Väliottoesilämmityksillä tuodaan lämpöä turbiinin väliotoista takaisin prosessiin. Korkeapaine-esilämmitin sijaitsee syöttövesilinjassa syöttövesisäiliön jälkeen, matalapaine-esilämmitin ennen syöttövesisäiliötä. (Huhtinen et al 2008, 50–53)

Väliottoesilämmityksillä saadaan nostettua vesihöyrypuolen entalpiaa. Entalpian nousun seurauksena turbiinilla tuotettu teho kasvaa, mutta samalla on mahdollista että lämmönsiirto lämpöpintojen ja savukaasun välillä heikkenee kasvattaen savukaasun loppulämpötilaa. Jotta syöttöveden väliottoesilämmitys on kannattavaa, pitää voimalaitoksen viimeisten lämpöpintojen olla mitoitettu niin, että savukaasun loppulämpötila pystytään laskemaan halutulle tasolle, vaikka energiaa on palautettu prosessiin väliottojen kautta. Savukaasun loppulämpötilan kasvaminen johtaa kattilahyötysuhteen heikentymiseen, jolloin tiettyä tehoa vastaava polttoaineen kulutus kasvaa. (Kaikko 2012)

Kuvassa 12 on esitetty Järvi-Suomen Voima Oy:n Savonlinnan voimalaitoksen savukaasun loppulämpötila tuorehöyryn massavirran funktiona. Voimalaitoksella on yksi korkeapaine-esilämmitin, mutta ei yhtään matalapaine-esilämmitintä. Kuvasta 12 on selkeästi erotettavissa kaksi aluetta. Alempi pistejoukko kuvaa ajanhetkiä, jolloin korkeapaine esilämmitin ei ole käytössä. Ylempi pistejoukko hetkiä, kun syöttövettä on esilämmitetty korkeapaine-esilämmittimellä. Taulukosta havaitaan, että korkeapaine-esilämmittimen käyttäminen nostaa savukaasun loppulämpötilaa noin 20 °C.



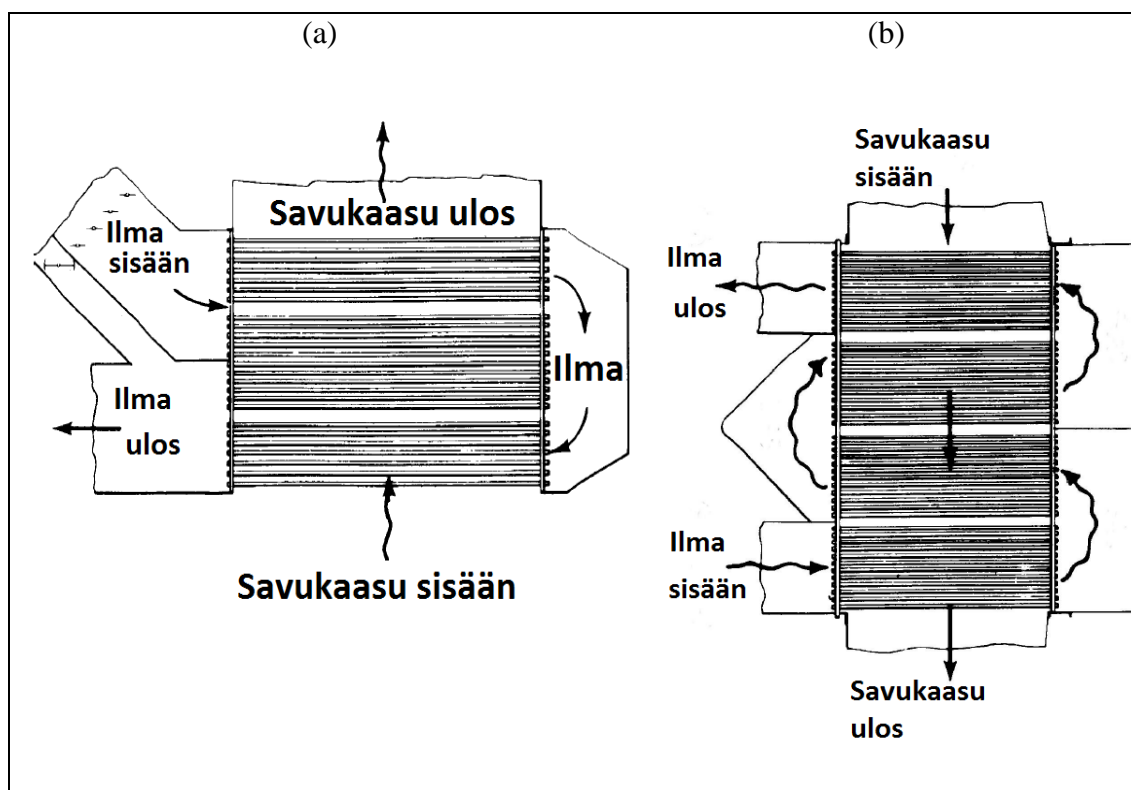
Kuva 12. Järvi-Suomen Voima Oy:n Savonlinnan voimalaitoksen savukaasun loppulämpötila tuorehöyryn massavirran funktiona.

6 SAVUKAASUN LOPPULÄMPÖTILAN HALLINTA REKUPERATIIVISEN ILMANESILÄMMITTIMEN MUUTOSTÖILLÄ

Kattilan viimeinen lämpöpinta määrää savukaasun loppulämpötilan. Mikäli savukaasu poistuu ilman esilämmittimestä liian korkeassa lämpötilassa, on syytä tarkastella voidaanko ilman esilämmittimen lämmönsiirtoa parantaa. Lämmönsiirtoa voidaan parantaa kasvattamalla lämmönsiirtopinta-alaa, muokkaamalla lämpöpintojen materiaaleja tai liittämällä ilmanesilämmittimeen uusi lämmönsiirrin. Biomassaa polttavissa leijukattilalaitoksissa savukaasun loppulämpötila vaihtelee tyypillisesti 140–160 °C:en välillä. Jos ilmanesilämmittimessä halutaan pysyä happokastepisteen yläpuolella, ei lämpötilaa ole usein mahdollista laskea alle 130 °C. Näin ollen muutostöillä saavutettava energian talteenotto on monissa tapauksissa vähäistä eikä saavutetulla hyödyllä pystytä korvaamaan muutostöiden investointikustannuksia.

Pienissä leijukattiloissa käytetään tyypillisesti rekuperatiivista lämmönsiirrintä ja suurissa regeneratiivista. Rekuperatiivisissa lämmönsiirtimissä savukaasu virtaa putkipaketin sisällä tai ulkopuolella luovuttaen lämpöä toisella puolella virtaavaan tuloilmaan. Regeneratiivisessä ilmanesilämmittimessä savukaasu lämmittää lämmönsiirtimen keraamista tai metallista massaa. Lämmitetty massa siirtää lämpöä kattilan tuloilmaan. (Vakkilainen 2010)

Rekuperatiivisessä ilman esilämmittimessä savukaasu virtaa tavallisesti putkipakettien ulkopuolella ja tuloilma putkien sisällä, koska epäpuhtaudet on helpompi puhdistaa putkipakettien ulkopuolelta. Ilma ja savukaasu voivat virrata toisiinsa nähden vastavirtaan, myötävirtaan tai ristikkäin. Myös putkipakettien asettelu vaikuttaa keskeisesti ilmanesilämmittimen lämpötekniiseen määrittelyyn. Yksi tyypillisimmistä rekuperatiivisista ilmanesilämmittimistä on kaksivetoinen putkiesilämmitin (kuva 13a). Lämpötekniisesti kaksivetoinen ilmanesilämmitin on ristivirta- ja vastavirtalämmönsiirtimien yhdistelmä. Toinen yleinen konstruktio on nelivetoinen ilman esilämmitin (kuva 13b). Se on lämpötekniisesti verrattavissa vastavirtalämmönsiirtimeen. (Vakkilainen 2010; VDI Atlas 2010, 41)



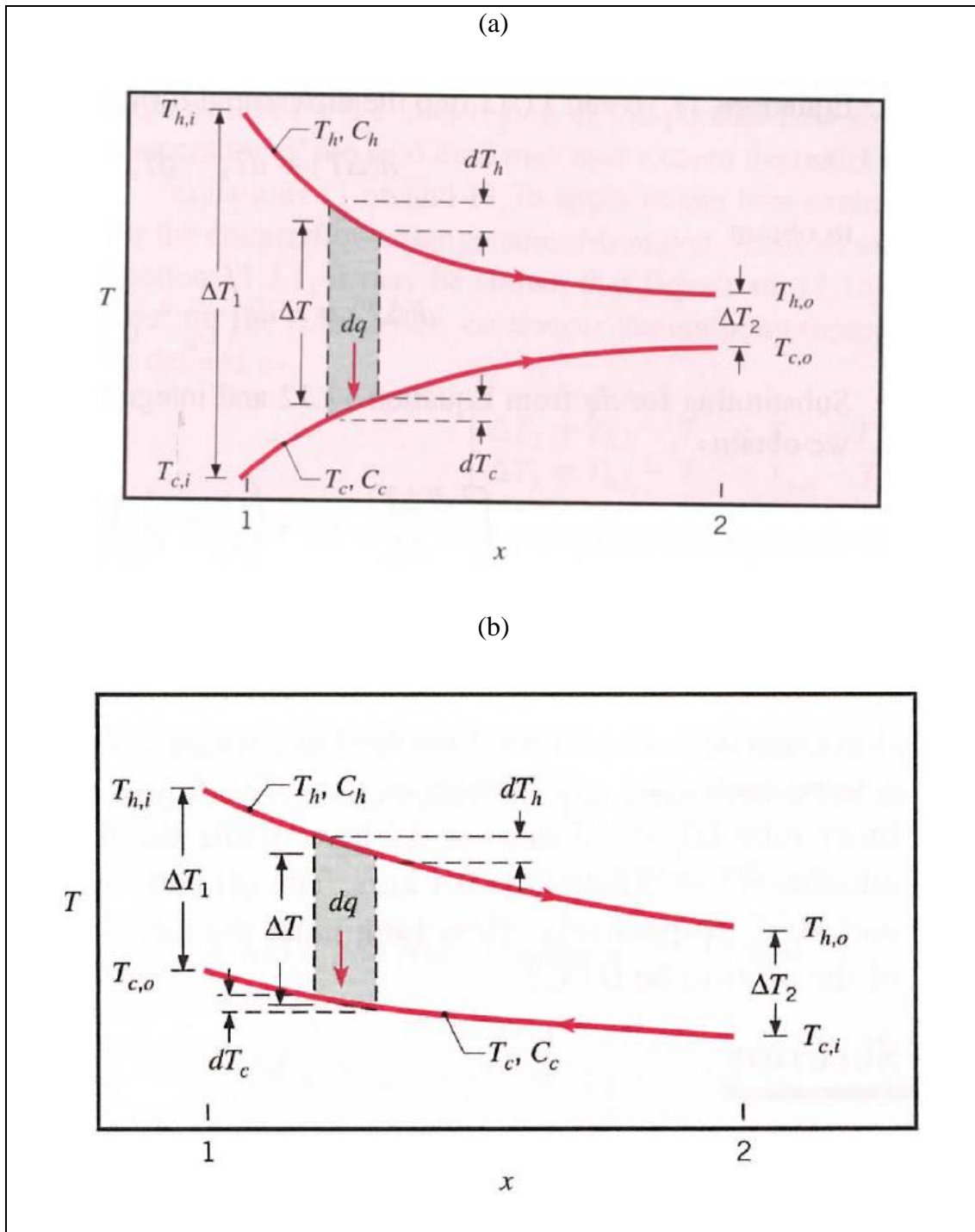
Kuva 13. Vasemmalla kaksivetoinen (a) ja oikealla nelivetoinen (b) rekuperatiivinen ilmanesilämmitin. (alkuperäinen kuva: Vakkilainen 2010)

6.1 Lämmönsiirtyminen rekuperatiivisessa ilmanesilämmittimessä

Koska lämmön siirtyminen kahden kaasun välisellä konvektiolla on tehotonta ja kokonaislämmönsiirtokerroin on alhainen, rekuperatiiviset lämmönsiirtimet tarvitsevat paljon lämmönsiirtoalaa. Mikäli lämmönsiirtoalaa on käytettävissä loputtomasti, rekuperatiivisillä lämmönsiirtimillä päästään erittäin hyvään lämpöhyötysuhteeseen. Käytännössä tilan puute ja putkimateriaalin hinta asettavat reunaehdot rekuperatiivisen lämmönsiirtimen kuuman ja kylmän kaasun lämpötilaerolle. Tyypillisesti kaasu-kaasu putkilämmönsiirtimillä saavutetaan noin $5-35 \frac{W}{m^2K}$ kokonaislämmönsiirtokerroin. (Vakkilainen 2010; VDI Atlas 2010, 75)

Myötävirtalämmönsiirtimessä kuuma ja kylmä fluidi kohtaavat toisensa suurimmassa lämpötilaerossa heti lämmönsiirtimen alku päässä. Kuvassa 14a on esitetty lämmönsiirtyminen myötävirtalämmönsiirtimessä. Vastavirtalämmönsiirtimessä fluidien virtaussuunnat ovat toisiaan vasten, eli kuuma savukaasu kohtaa lämmönsiirtimen alussa lämmönsiirtimessä lämmentyneen savukaasun. Kuvassa 14b on esitetty

lämmönsiirtyminen kuuman ja kylmän fluidin välillä vastavirtalämmönsiirtimessä. (Incropera 2007, 676–679)



Kuva 14. Fluidien lämpötilojen kehittyminen myötävirtalämmönsiirtimessä (a) ja vastavirtalämmönsiirtimessä (b). (Incropera 2007, 678–679)

Lämmönsiirtyminen rekuperatiivisessä lämmönsiirtimessä voidaan ratkaista yhtälöllä 23.

$$\dot{Q} = UA\Delta T_{lm} \quad (23)$$

U	kokonaislämmönsiirtokerroin	$\left[\frac{W}{m^2K}\right]$
A	lämmönsiirtopinta-ala	$[m^2]$
ΔT_{lm}	logaritminen lämmönsiirtokerroin	$[K]$

Kokonaislämmönsiirtokerroin kuvaa tehon siirtymistä kahden fluidin välillä. Kokonaislämmönsiirtokerroin on riippuvainen lämmönsiirtimen muodosta ja lämmönsiirtymisen laadusta. Turbulentilla virtauksella toimivalle putkilämmönsiirtimelle, jota ei ole rivoitettu voidaan kirjoittaa yhtälö 24. (Incropera 2007, 675)

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{\varphi_{sis}A_{sis}} + \frac{R''_{f, sis}}{A_{sis}} + \frac{\ln \frac{D_u}{D_{sis}}}{2\pi kL} + \frac{R''_{f, u}}{A_u} + \frac{1}{\varphi_u A_u} \quad (24)$$

φ_{sis}	putken sisäinen	
	konvektiivinen lämmönsiirtokerroin	$\left[\frac{W}{m^2K}\right]$
$R''_{f, sis}$	putken sisäinen likaantumiskerroin	$\left[\frac{m^2K}{W}\right]$
A_{sis}	putken sisäpuolinen pinta-ala	$[m^2]$
D_u	putken ulkohalkaisija	$[m]$
D_{sis}	putken sisähalkaisija	$[m]$
k	konduktiokerroin	$\left[\frac{W}{m \cdot K}\right]$
L	lämmönsiirtimen putken pituus	$[m]$

$R''_{f,u}$	putken ulkopuolinen likaantumiskerroin	$[\frac{m^2K}{W}]$
A_u	putken ulkopuolinen pinta-ala	$[m^2]$
φ_u	putken ulkopuolinen	
	konvektiivinen lämmönsiirtokerroin	$[\frac{W}{m^2K}]$

Lämmönsiirtimen putken sisäiset ja ulkopuoliset likaantumiskertoimet määritellään normaalisti kirjallisuuden perusteella. Ilmapuolen likaantumiskerroin jätetään usein laskennasta pois pienen merkityksen vuoksi. Kun lämmönsiirtimessä käytetään ohuita putkia, jotka on valmistettu hyvin lämpöä johtavasta materiaalista, myös fluideja erottavan putken konduktiotermin jätetään usein huomioimatta vähäisen merkityksen vuoksi. Keskimääräiset konvektiiviset lämmönsiirtokertoimet lasketaan keskimääräisen Nusseltin luvun perusteella yhtälöllä 25. Nusseltin luku ratkaistaan erilaisten korrelaatioiden avulla. Tilanteeseen sopivan korrelaation löytämiseksi on tunnettava fluidin massavirta, viskositeetti, lämpötila ja tiheys. (Incropera 2007, 507)

$$\bar{\varphi} = \frac{\overline{Nu}L}{k} \quad (25)$$

\overline{Nu}	keskimääräinen Nusseltin luku	$[-]$
-----------------	-------------------------------	-------

Logaritminen lämpötilaero ratkaistaan yhtälöllä 26. Lämpötilaerot ΔT_1 ja ΔT_2 määräytyvät lämmönsiirintyyppin mukaan kuvan 14 mukaisesti. (Incropera 2007, 678)

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \quad (26)$$

Mikäli lämmönsiirtimeen tulevien ja sieltä lähtevien fluidien lämpötiloja ei tunneta, eikä niitä saada laskemalla selvitettyä, voidaan lämmönsiirtimen tarvitsema lämmönsiirtopinta-ala ja fluidien tuntemattomat lämpötilat ratkaista NTU-menetelmällä. NTU-menetelmässä ratkaistaan aluksi lämmönsiirtimen kylmän ja kuuman puolen lämpökapasiteettivirrat yhtälöllä 27.

$$\dot{C} = \dot{m}\bar{c}_p \quad (27)$$

\dot{C} lämpökapasiteettivirta [W/K]

\bar{c}_p keskimääräinen
 ominaislämpökapasiteetti [J/(kg·K)]

Tämän jälkeen voidaan selvittää suurin mahdollinen lämmönsiirto kyseisessä lämmönsiirtimessä yhtälöllä 28. Yhtälön 28 lämpötilaero kuvaa suurinta mahdollista lämpötilaeroa lämmönsiirtimessä.

$$\dot{Q}_{\max} = \dot{C}_{\min}(T_h - T_c) \quad (28)$$

\dot{Q}_{\max} suurin mahdollinen lämmönsiirto [W]

\dot{C}_{\min} lämmönsiirtimen fluideista pienempi
 lämpökapasiteettivirta [W/K]

Suurimman mahdollisen lämmönsiirron ja lämmönsiirtimen todellisen lämmönsiirron suhde ilmaisee lämmönsiirtimen dimensionaalittoman tehokkuuden.

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{\max}} \quad (29)$$

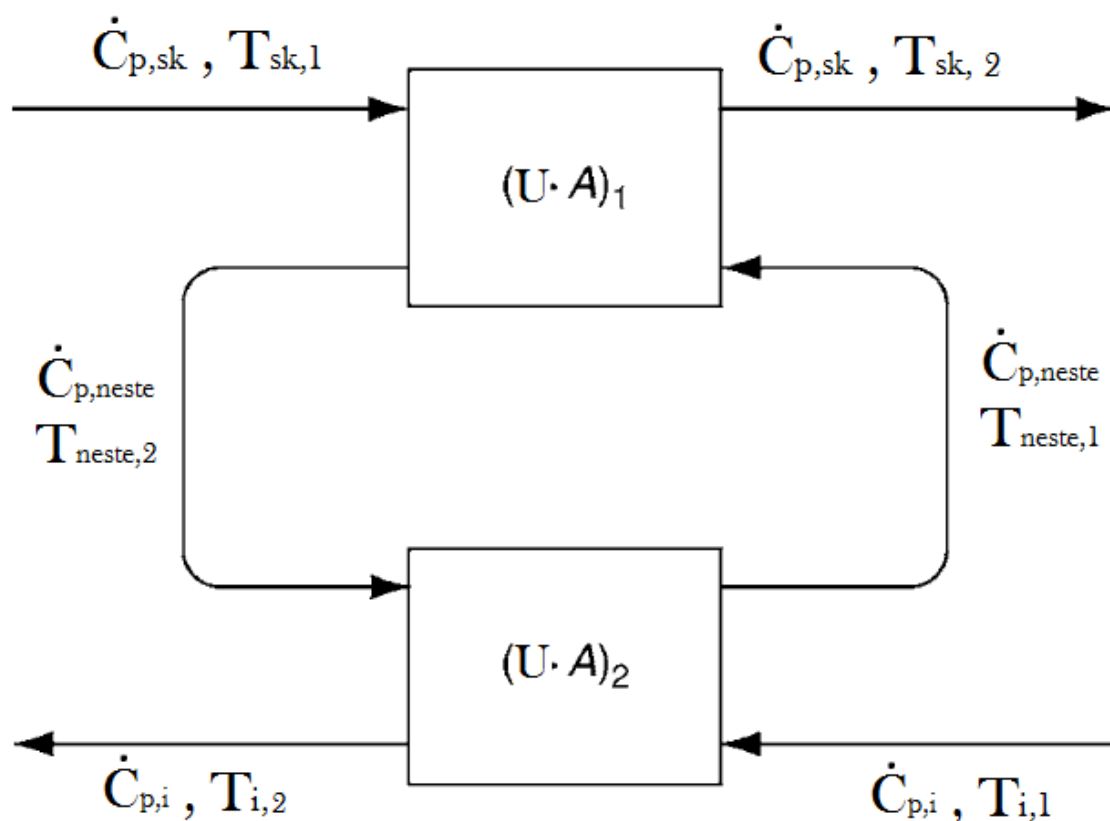
ε lämmönsiirtimen dimensionaaliton tehokkuus

Dimensionaalittoman tehokkuuden ja lämmönsiirtimen NTU-arvon välillä on riippuvuus, joten lämmönsiirtimen NTU-arvo voidaan ratkaista kirjallisuudesta löytyvien taulukoiden avulla, kun tunnetaan dimensionaaliton tehokkuus. NTU-arvon yhtälöstä 30 voidaan selvittää lämmönsiirtimen kokonaislämmönsiirtokerroin tai kokonaislämmönsiirtoala.

$$NTU = \frac{UA}{\dot{C}_{\min}} \quad (30)$$

6.2 Nestekierrolla varustettu ilman esilämmitin

Nestekierrolla varustetulla ilman esilämmittimellä voidaan tehostaa lämmönsiirtoa savukaasuista tuloilmaan, vähentää puhaltimien tarvitsemaa tehoa, kontrolloida savukaasun loppulämpötilaa sekä pienentää savukaasukanavien kokoa. Laitteiston toimintaperiaatteena on kierrättää nestettä kahden lämmönsiirtimen välillä. Kiertävä neste lämpenee ensimmäisessä lämmönsiirtimessä, kun kiertoputket ovat kosketuksissa lämpimän savukaasun kanssa. Neste vapauttaa lämmön toisessa lämmönsiirtimessä tuloilmaan. Nestekierrolla varustetun ilman esilämmittimen toimintaperiaate on esitetty kuvassa 15. (Kilponen 2013, 49–53; VDI Atlas 2010, 46)



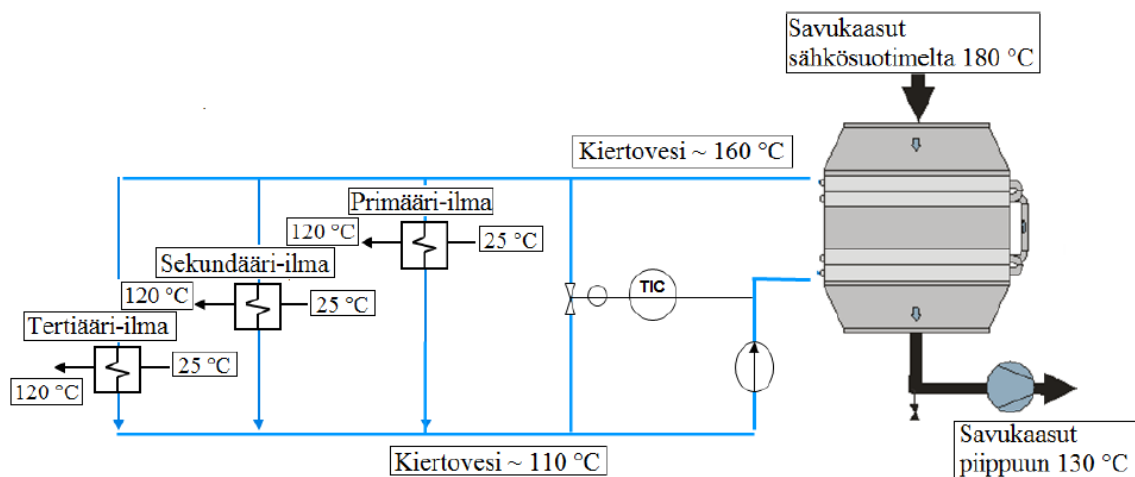
Kuva 15. Vesikierrolla varustettu ilman esilämmitin. Kuvan yläosassa virtaa savukaasu, keskellä kiertävä neste ja alimpana tuloilma. (alkuperäinen kuva: VDI atlas 2010, 46)

6.2.1 HERB-tekniikka

HERB-tekniikalla tarkoitetaan Andritz:in kehittämiä ratkaisuja soodakattilan kokonaishyötysuhteen ja ympäristöystävällisyyden parantamiseksi. HERB on lyhenne kyseisen tekniikan alkuperäisestä termistä *High Energy Recovery Boilers*. Normaalissa HERB konseptissa on tavoitteena nostaa kattilan tuorehöyryn painetta ja lämpötilaa, saada mustalipeän kuiva-ainepitoisuudeksi 80–85 %, nostaa kattilan tuloilman ja syöttöveden lämpötilaa, jäähdyttää savukaasuja, ottaa nuohoushöyry turbiinin välitoista sekä poistaa kloori ja kalium tehokkaasti savukaasuista. Vuoteen 2013 mennessä Andritz on toimittanut yhdeksän HERB-tekniikkaan perustuvaa laitosta. HERB-tekniikan yhteydessä Andritz on kehittänyt nestekierrolla varustettua ilman esilämmitintä. (Andritz 2014; Andritz)

Suurin osa Andritzin toimittamista savukaasun jäähdyttimistä koostuu paineistetusta vesikierrosta, ristivirtalämmönsiirtimistä savukaasu sekä ilma puolella,

kiertovesipumpusta, piirin täyttöpumpusta, mahdollisista ohituskanavista ja tarvittavista venttiileistä. Osassa lämmönsiirtimiä on rivoitettu pinta, jolloin lämmönsiirtimen hinta on yleensä korkeampi, mutta lämmönsiirto tehokkaampaa kuin rivoittamattomassa lämmönsiirtimessä. Andritz on toimittanut kaksi vesikerrolla varustettua ilman esilämmitintä, joiden vesikiertoa hyödynnetään ilman esilämmityksessä. Molemmat laitokset sijaitsevat Ruotissa. Muilla laitoksilla vesikierron lämpöä hyödynnetään esimerkiksi lauhteen ja demiveden esilämmityksessä. Kuvassa 16 on esitelty Andritzin vesikierrolla varustetun ilman esilämmittimen toimintaperiaate. (Kilponen 2013, 52)



Kuva 16. Andritzin HERB-laitoksen vesikierrolla varustettu ilman esilämmitin. (Kilponen 2013, 52)

6.2.2 Lämmön siirtyminen nestekierrolla varustetussa ilman esilämmittimessä

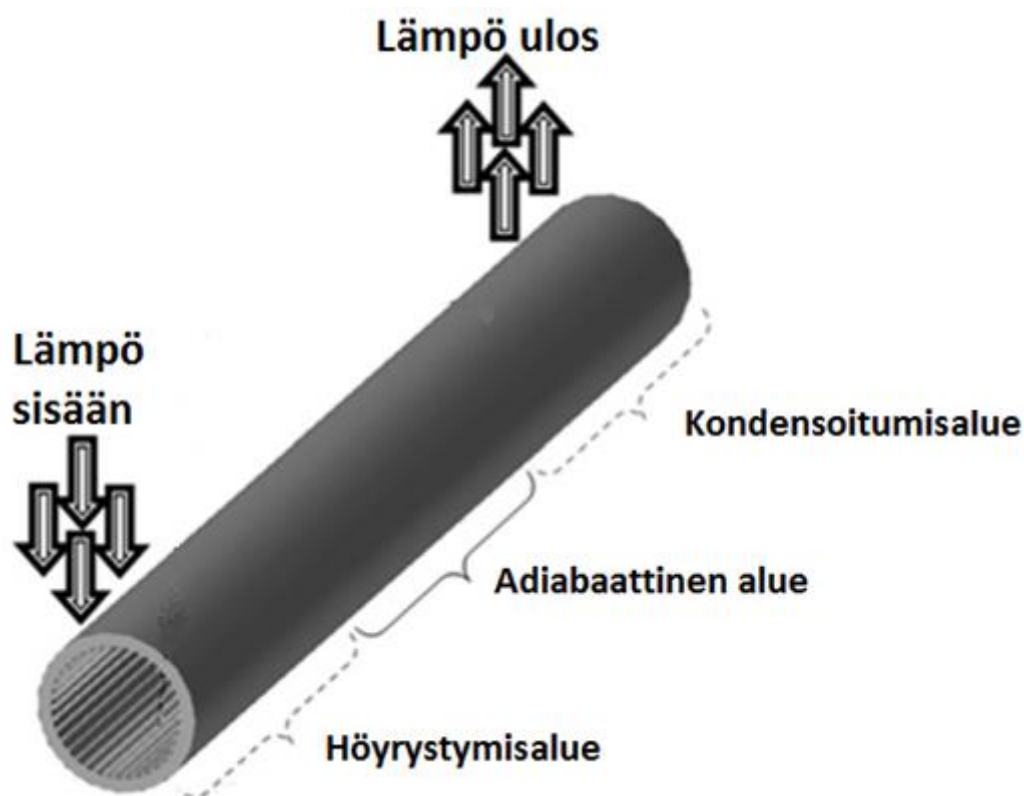
Nestekierrolla varustetulla ilman esilämmittimellä, missä kaasu on yhden baarin paineessa, voidaan saavuttaa $15\text{--}75 \frac{W}{m^2K}$ kokonaislämmönsiirtokertoimen arvoksi. Tarvittavat lämmönsiirtopinta-alat ilma ja savukaasupuolelle voidaan ratkaista laskemalla optimaalinen kiertoveden lämpökapasiteettivirta ja selvittämällä iteroimalla lämmönvaihtimissa tapahtuvat lämpötilan muutokset. Toinen vaihtoehto on käsitellä systeemiä lämmönsiirrinten verkkona. (VDI atlas 2010, 46, 75)

6.3 Muut ratkaisut savukaasun lämmöntalteenotossa

Vesikierron lisäksi savukaasujen lämpöä on mahdollista hyödyntää esimerkiksi lämpöputkella, lämpöpumpulla tai ORC-prosessilla.

6.3.1 Lämpöputki

Lämpöputken lämmönsiirto perustuu nesteen yhtäjaksoiseen haihtumiseen ja lauhtumukseen. Lämpöputki varastoi siihen siirtyvän lämmön haihduttamalla lämpöputken sisällä olevan työaineen. Lämpö vapautuu putken kylmässä päässä, missä höyry tiivistyy takasin nesteeksi. Tiivistynyt neste valuu takaisin kuumaan päähän ja kierto alkaa alusta. Kuvassa 17 on havainnollistettu lämpöputken toiminta. (Chaudhry et al. 2012)



Kuva 17. Lämpöputken toiminta. (alkuperäinen kuva: Chaudhry et al. 2012)

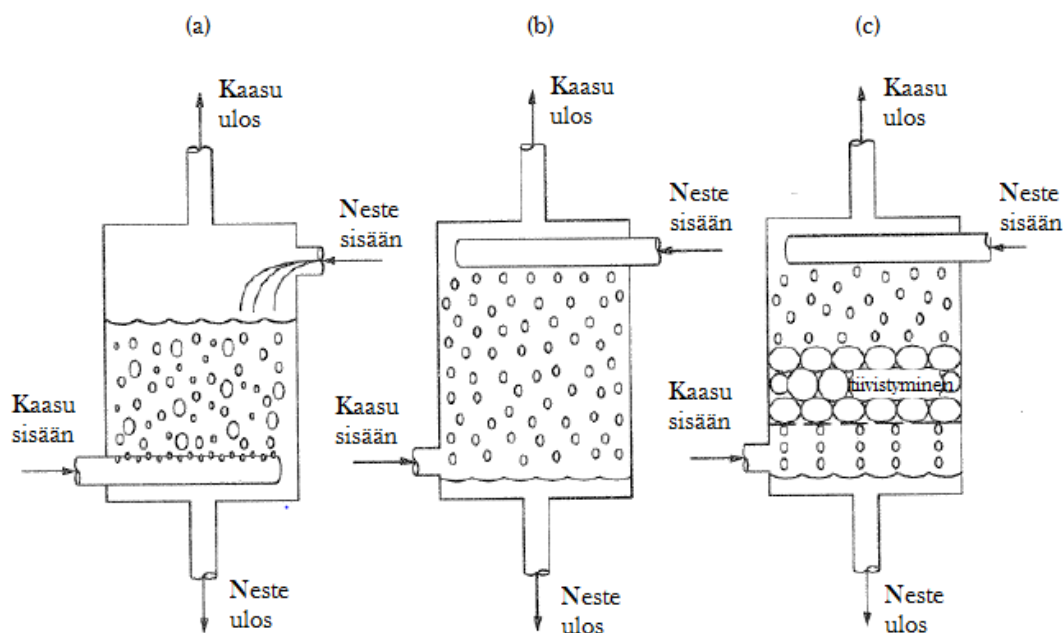
Lämpöputkia käytetään normaalisti pienen mittakaavan lämmöntalteenotossa, kuten LVI-talotekniikassa ja aurinkokeräimissä. Ilman esilämmittimenä lämpöputkiratkaisu on erittäin kallis normaaliin rekuperatiiviseen ilman esilämmittimeen verrattuna, mutta

lämpöputkiratkaisussa likaantuminen ei ole ongelma. Lämpöputkia on käytetty ilman esilämmittiminä muutamissa teollisuuden voimalaitoksissa, missä polttoaine on erittäin likaavaa. (Vakkilainen 2015) Toinen lämpöputken merkittävä etu on vähäinen kunnossapidon tarve, sillä lämpöputki ilmanesilämmittimessä on erittäin vähän liikkuvia osia. Yksi suurimmista ongelmista lämpöputken hyödyntämisessä ilman esilämmityksessä on ilman esilämmittimen laaja lämpötila-alue. Kohtuullisen hyötysuhteen saavuttamiseksi lämpöputkilämmönsiirrin on jaettava korkean ja matalan lämpötilan alueisiin. Korkean lämpötilan alue ottaa lämpöä talteen savukaasusta ja siirtää sitä matalan lämpötilan alueelle, joka siirtää lämmön edelleen tuloilmaan. Korkean lämpötila-alueen työaineena voidaan käyttää naftaleenia ja matalalla lämpötila-alueella vettä. (Chaudhry et al. 2012; Kumar et al. 2003)

6.3.2 Savukaasupesuri ja lämpöpumppu

Vuonna 2010 Pöyry Finland Oy teki selvityksen kaukolämpöjärjestelmän paluueden hyväksikäytöstä kiinteistöjen lämmityksessä. Selvityksessä esitettiin, että kuluttajilta palaavasta vedestä voitaisiin ottaa lämpöä talteen lämpöpumpun avulla ja siirtää lämpöä kaukolämmön menoveteen. Kaukolämpölaitoksissa lämpöpumppukytkennällä voidaan alentaa kaukolämpöveden virtausta ja pumppaustehontarvetta. Toisaalta lämpöpumppu käyttää paljon sähköä ja nostaa laitoksen omakäyttötehoa. Lämpöpumpun lisäksi selvityksessä tutkittiin myös savukaasupesurin liittämistä prosessiin lämmön talteenoton tehostamiseksi. Savukaasupesurissa savukaasun sisältämä vesihöyry lauhdutetaan nesteeksi, jolloin höyryn sisältämä latentti lämpö saadaan siirrettyä prosessin hyödyksi. (Pöyry Finland Oy 2010, 37–42)

Savukaasujen latentin lämmön hyödyntäminen lisää merkittävästi savukaasuista saatavan lämmön määrää, mutta samalla savukaasujen puhdistuksesta syntyy paljon jätevettä. Mikäli pesurilla tähdätään vain savukaasujen puhdistukseen, käytetään usein suihkupesureita. Suihkupesureissa savukaasuvirtaan ruiskutetaan hiukkaisia sitovaa nestettä. Pisaroihin sitoutuneet hiukkaset on helppo kerätä savukaasuvirrasta esimerkiksi suodatinkankaalla. Jos pesurilla halutaan sekä puhdistaa savukaasu että ottaa savukaasusta lämpöä talteen, pitää savukaasu tuoda vesimassan läpi esimerkiksi kuvan 18 mukaisesti. (De Nevers 2000, 405–411)



Kuva 18. Vasemman puoleisessa pesurissa (a) savukaasu virtaa kuplina vesimassan läpi. Keskimmäisessä (b) savukaasu virtaa vesipisaroiden läpi ja oikean puoleisessa pesurissa (c) neste muodostaa ohuen filmin, minkä läpi savukaasu virtaa. (Alkuperäinen kuva: De Nevers 2000, 411)

Savukaasujen lämpöä talteen ottavia pesureita hyödynnetään eniten yhdyskuntajätteitä tai turvetta polttavissa voimalaitoksissa, koska niissä pesuri toimii samalla tehokkaana rikkipäästöjen hallintakeinona. Esimerkiksi sähköä ja kaukolämpöä tuottava Rovaniemen Suosiolan voimalaitos investoi noin 5,9 M€:a lämpöä talteenottavaan savukaasupesuriin. Suosiola tuottaa suurimman osan tehostaan turpeella. Savukaasupesurissa talteen otetulla lämmöllä nostetaan palaavan kaukolämpöveden lämpötilaa. (Rovaniemen Energia Oy 2013; Valmet Oyj 2014)

Teollisuuden vastapainevoimalaitoksella ei ole yhtä alhaisen lämpötilan sekundaarilämpövirtoja kuin kaukolämpölaitoksilla. Pesurilla talteen otettava lämpövirta on niin suuri, että siitä voitaisiin tuoda vai pieni osa tuloilmaan. Mikäli pesurilla talteen otettua energiaa ei saada järkevästi takaisin prosessiin, järjestelmä olisi todennäköisesti nykytekniikalla taloudellisesti kannattamaton, sillä säästetystä lämpöenergiasta saatavilla tuloilla ei saada katettua investointikustannuksia ja savukaasupesurin tuottamien jätevesien puhdistuskustannuksia. Rikin poistaminen on pesurin kannattavuuden kannalta erittäin keskeistä.

Vuonna 2009 Pöyry Energy laati raportin teollisuuden käyttöön erilaisista laitoshyötysuhdetta parantavista toimista. Yhtenä esimerkkinä käsiteltiin savukaasulauhduttimen hankintaa kaukolämpöä tuottavaan vastapainevoimalaitokseen. Raportin mukaan savukaasulauhduttimen takaisinmaksuaika on 10 vuotta. Energian säästön lisäksi savukaasulauhduttimella voidaan vähentää rikkipäästöjä hyvin merkittävästi. Kaukolämpöä tuottavalla vastapainelaitoksella savukaasulauhdutin vähentää hieman sähkön tuotantoa, koska turbiinin lämpökuorma pienenee osakuormajon aikana tehostuneen lämmöntuotannon seurauksena. Lisäksi pienillä osakuormilla turbiinin minimihöyrymäärä tulee aiemmin vastaan, koska savukaasulauhdutin vähentää vastapainekuormaa. (Pöyry 2009, 19)

6.3.3 ORC-prosessi

ORC-prosessi (*Organic Rankine Cycle*) on Rankine-kiertoprosessi, missä kiertoineena käytetään hiiliyhdisteitä sisältävää nestettä veden sijaan. ORC-prosessissa käytettävät nestemäiset hiiliyhdisteet höyrystyvät vettä alemmassa lämpötilassa ja tarvitsevat höyrystymiseen vähemmän energiaa kuin vesi. Tästä syystä ORC-prosessilla voidaan tuottaa sähköä matalan lämpötilan hukkalämpövirroilla. ORC-prosessin kiertoineena käytetään tavallisesti tolueenia, isobutaania, isopentaania tai silikoniöljyjä. Koska kiertoine poistuu tavallisesti turbiinista tulistettuna höyrynä, voidaan prosessin kokonaishyötysuhdetta parantaa lämmittämällä prosessiin tulevaa kiertoinetta turbiinista tulevalla höyryllä rekuperaattorissa. (Reunanen et al. 2000, 4; Yanamoto et al. 2001, 12)

Teollisuuden vastapainevoimalaitoksessa osa ilmanesilämmittimen lämpöpinnoista voidaan muuttaa ORC-prosessin lämmönlähteeksi. ORC-prosessin sähkötuotannolla voidaan säätää savukaasun loppulämpötilaa. Kun voimalaitosta ajetaan suurella kuormalla ja savukaasun loppulämpötila nousee, saadaan ORC-prosessin käyttöön enemmän lämpöä. Voimalaitoksen käydessä alhaisella teholla ORC-prosessi voitaisiin ohittaa kokonaan.

Motiva Oy julkaisi vuonna 2014 tutkimuksen ylijäämälämmön taloudellisesta hyödyntämisestä Lämpöpumppu- ja ORC-sovelluksilla. Tutkimukseen osallistui suuri osa merkittävistä kotimaisista teollisuuden toimijoista kuten Neste Oil Oyj, Stora Enso

Oyj, Teollisuuden Voima Oyj sekä UPM-Kymmene Oyj. Tutkimuksessa arvioitiin kotimaisten teollisuuslaitosten mahdollisuuksia hyödyntää hukkalämpövirtojaan lämpöpumpuilla ja ORC-laitteistoilla. Lämpöpumpun asentamista tarkasteltiin kuudessa erilaisessa kohteessa ja ORC-laitteistoa neljässä. Yhdessä tutkimuksen esimerkkikohteista tarkasteltiin voimalaitoksen savukaasujen hyödyntämistä ORC-prosessin lämmönlähteenä. ORC-prosessin sähköntuotannon kannattavuuden kannalta on tärkeää, että seuraavat ehdot toteutuvat. (Motiva 2014, 15, 38)

- hyödynnettävä lämpö on ilmaista
- lämpöä on saatavilla jatkuvasti
- lämpönielu on riittävän kylmä
- ei pitkiä pumppausetäisyyksiä
- sähkön hinta riittävän korkealla tasolla

Vuoden 2014 sähköhinnoilla ORC-laitteistojen takaisinmaksuajat ovat tyypillisesti yli 10 vuotta. Motiva Oy:n tutkimuksessa arvioitiin, että investoiminen ORC-laitteistoon savukaasujen lämmöntalteenotossa maksaisi noin 1,1 M€ ja investointi ei olisi kannattava edes sähkön hinnan ollessa 80 €/MWh. (Motiva 2014, 56)

7 JÄRVI-SUOMEN VOIMA OY:N RISTIINAN VOIMALAITOS

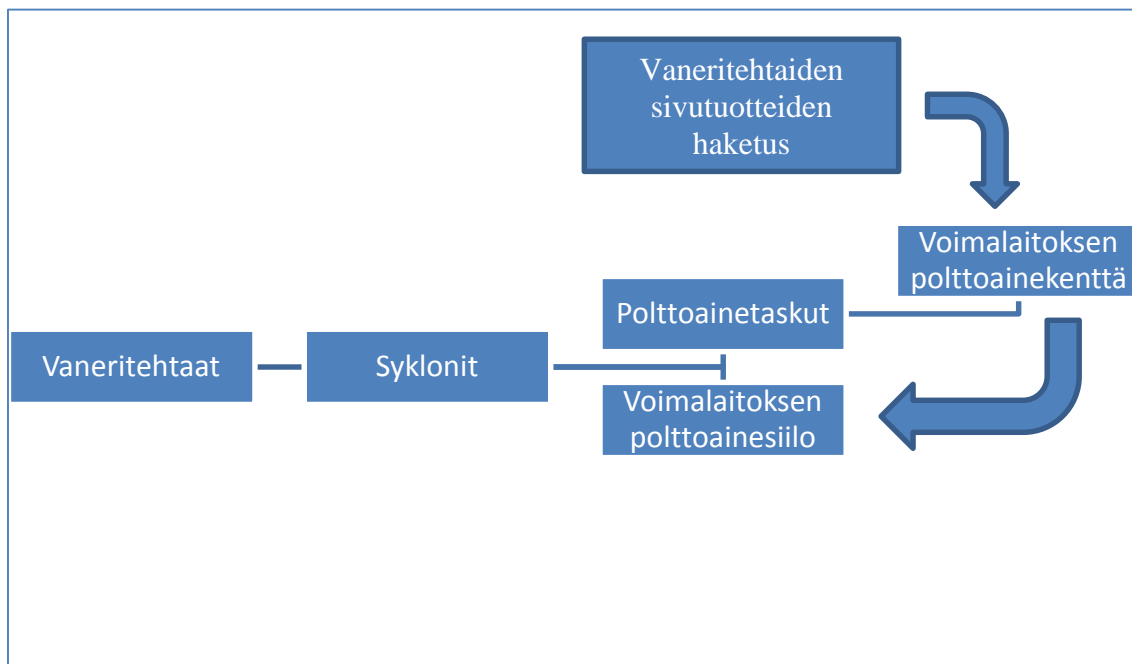
Järvi-Suomen Voima Oy:n Ristiinan voimalaitos tuottaa 19,5 baarin vastapainehöyryä UPM-Pelloksen vaneritehtaiden käyttöön. Tuorehöyryn paine on 84 baaria, lämpötila 482 °C, maksimivirtaus 30 kg/s ja maksimiteho 74 MW. Höyryn lisäksi voimalaitos tuottaa sähköä täydellä kuormalla 10 MW. Voimalaitos otettiin käyttöön vuonna 2002, jolloin vanha 1960-luvulla rakennettu voimalaitos jäi varavoimalaitokseksi. Vanhalla voimalaitoksella ajetaan edelleen kesäisin uuden voimalaitoksen ollessa vuosihuollossa.

7.1 Käytettävät polttoaineet

Ristiinan voimalaitoksella poltetaan vanerintuotannossa sivutuotteena syntyvää kuorta, vanerimursketta, purua ja hiomapölyä. Voimalaitoksen varapolttoaineena on raskaspolttoöljy.

7.1.1 Pääpolttoaine

Voimalaitoksen pääpolttoaine koostuu vanerimurskeesta, viilumurskeesta ja kuoresta. Pääpolttoainetta kuljetetaan voimalaitoksen polttoainesiiloon suoraan tehtaan vanerinvalmistusprosesseista sekä voimalaitoksen polttoainekentän kautta. Koska vaneritehtailla ei synny tasaisesti polttoainetta voimalaitoksen käyttöön, polttoainesiilon täyttymistä säädellään syklonien avulla. Silloin kun vaneritehtailta tulee polttoainetta yli voimalaitoksen hetkellisen tarpeen, polttoaine ohjataan sykloneilla polttoainetaskuihin. Polttoainetaskuista polttoainetta ajetaan voimalaitoksen polttoainekentälle, joka otetaan käyttöön kun voimalaitoksen polttoainetarve on suurempi kuin polttoaineen massavirta vaneritehtailta polttoainesiiloon. Kuljettimilta tulevien polttoainevirtojen lisäksi voimalaitoksen polttoainekentälle tuodaan hakettuja tuotannon sivutuotteita kuten myyntiin kelpaamatonta vaneria, vanerin tasausreunoja, kuormalavoja ja kaikkien tuotantolinjojen kuori. Kuvassa 19 on havainnollistettu tehdasalueen polttoainevirtoja.



Kuva 19. Tehdasalueen pääpolttoaineen ainevirrat

Pääpolttoaineen lämpöarvo vaihtelee jatkuvasti, sillä vaneritehtailta tulevan kostean kuoren määrä vaihtuu jatkuvasti suhteessa kuivaan puumurskeeseen. Myös vuodenajat vaikuttavat pääpolttoaineen lämpöarvoon, koska talvella polttoaine on usein jäistä. Ristiinan voimalaitoksen suunnitteluvaiheessa suoritettiin kiinteän polttoaineen koostumuksesta kuoren ja vanerinsyrjän polttokokeet 2.-4.10.2000. Polttokokeissa mitattiin savukaasujen koostumusta poltettaessa pelkkää kuorta sekä pelkkää vanerinsyrjää. Taulukossa 8 on esitetty laitosmittausraportin polttoaineen koostumukset. (Kvaerner Pulping, 2000) Polttoaineen keskimääräiseksi kosteudeksi on arvioitu 40 % laitosmittausraportin pohjalta. Kattilan ajojärjestelmään Metso DNA:lle asetettu polttoaineen kosteus määrää polttoaineesta saatavan tehon ja sitä kautta polttoaineen massavirran kattilaan.

Taulukko 8. Polttoaineen koostumus laitosmittausraportin mukaan.

Polttoaine		Kuori	Vanerinsyrjä	Polttoaine
Kosteus	[%]	56	21,9	40,0
C	[%]	49,1	50,6	49,805
H	[%]	5,65	5,88	5,76
N	[%]	0,33	0,1	0,22
O	[%]	41,9	42,5	42,182
S	[%]	0,03	0,01	0,02
Tuhkapitoisuus	[%]	3,04	0,96	2,06
Kuiva-aineen kalorimetrinen lämpöarvo	[kJ/kg]	19427	20364	19867
Kuiva-aineen tehollinen lämpöarvo	[kJ/kg]	18195	19082	18612
Tehollinen lämpöarvo saapumistilassa	[kJ/kg]	8004	14365	10186

Taulukossa 8 esitetty polttoaineen koostumus on arvio keskimääräisestä polttoaineen koostumuksesta. Voimalaitoksella tehdään kaksi kertaa kuukaudessa polttoaineen kosteusanalyysi punnitsemalla näyte ja haihduttamalla kosteus lämpökaapissa. Haihdutuksen jälkeen näyte punnitaan uudestaan. Polttoainenäytteet otetaan polttoainelinjan ryöstöruuvilta sekä voimalaitoksen polttoainekentältä. Polttoainekentän polttoaine on yleensä kosteampaa kuin ryöstöruuvien näyte. Talvella molempien näytteiden kosteudet ovat korkeampia kuin kesällä. Koetulokset osoittavat, että polttoaineen kosteus ryöstöruuvilta otetusta näytteestä vaihtelee 23–45 % ja keskimääräinen kosteus on 36 %. Polttoaineen kosteuden seurannan tarkemmat tulokset on esitetty liitteessä 1.

7.1.1.1 Puumurske

Voimalaitoksen polttoainesiiloon tulee murskeeksi jauhettua viilua vaneritehtaiden viiluhakkureilta ja vanerimursketta vanerin syrjähakkureilta. Viilulla tarkoitetaan ohutta sorvattua puulevyä, joka katkaistaan ja pinotaan liimaamalla vanerinvalmistuksessa. Viilumurske ei sisällä vanerintuotannossa käytettyjä liimoja, mutta vanerimurskeessa on pieni määrä liimaa.

7.1.1.2 Kuori

Polttoainesiiloon tulee kuorta tehdasalueen kolmelta vanerilinjan kuorimolta. Tukit tuodaan kuorimolle tukkien haudutusaltaasta, joten kuorimoilla irrotettava kuori on erittäin kostea. Kuorinnan jälkeen irrotettu kuori murskataan pienempiin paloihin

repijällä ja hakkurilla. Kuoren haketuksessa kuoresta poistuu paljon kosteutta. Haketuksen jälkeen kuoresta poistetaan lisää kosteutta puristamalla. Puristuksessa kuoren kosteus laskee noin 70 %:sta 60 %:in. Puristamisen jälkeen kuori siirretään polttoainesiiloon hihnakuuljettimilla.

7.1.2 Pöly

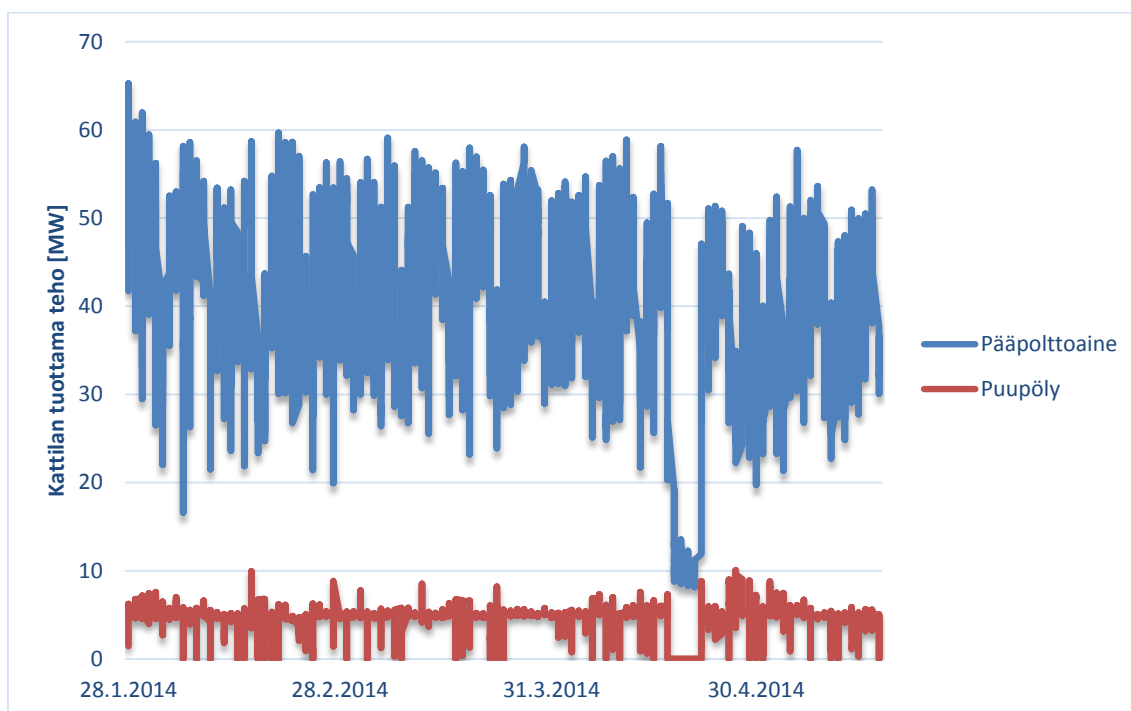
Voimalaitoksella poltettava pöly syntyy vanerin hionnassa. Tehdasalueen jokaisella vaneritehtaalla on oma pölysiilonsa, mihin hionnasta syntyvä pöly siirretään puhaltimilla ja putkilla. Pellos 1 ja Pellos 3 tehtaiden siiloista pöly siirretään välisiiloon, josta pöly siirretään edelleen voimalaitoksen siiloon. Pellos 2 tehtaan pölysiiloista pöly siirretään suoraan voimalaitoksen siiloon. Tasaisella kuormalla ajettaessa pölyä poltetaan noin 1100 kg/h.

7.1.3 Raskaspolttoöljy

Voimalaitoksella käytetään raskasta polttoöljyä käynnistys- ja varapolttoaineena. Vuotuisesta öljyn kulutuksesta suurin osa tapahtuu voimalaitoksen käynnistyksen yhteydessä vuosihuollon jälkeen. Lisäksi öljyä poltetaan kun pääpolttoaineen syöttö kattilaan ei jostain syystä onnistu. Vuonna 2014 raskasta polttoöljyä käytettiin kaiken kaikkiaan 131 tonnia. Raskaan polttoöljyn käyttö on niin vähäistä, että sen vaikutuksia savukaasun loppulämpötilaan ei ole syytä huomioida.

7.1.4 Tehon jakautuminen polttoaineille

Normaalissa ajossa tarvittava teho tuotetaan pääpolttoaineella ja puupölyllä. Pölypolttimoiden ollessa käytössä puupölyn massavirta on noin 1100 kg/h, mikä vastaa noin 5,7 MW tehoa. Pääpolttoaineella katetaan loput tarvittavasta tehosta. Kuvassa 20 on esitetty polttoaineiden tuottamat tehot 28.1.2014–18.5.2014. Tuona aikana pölyllä tuotettiin noin 11,7 % koko kattilan tehosta.

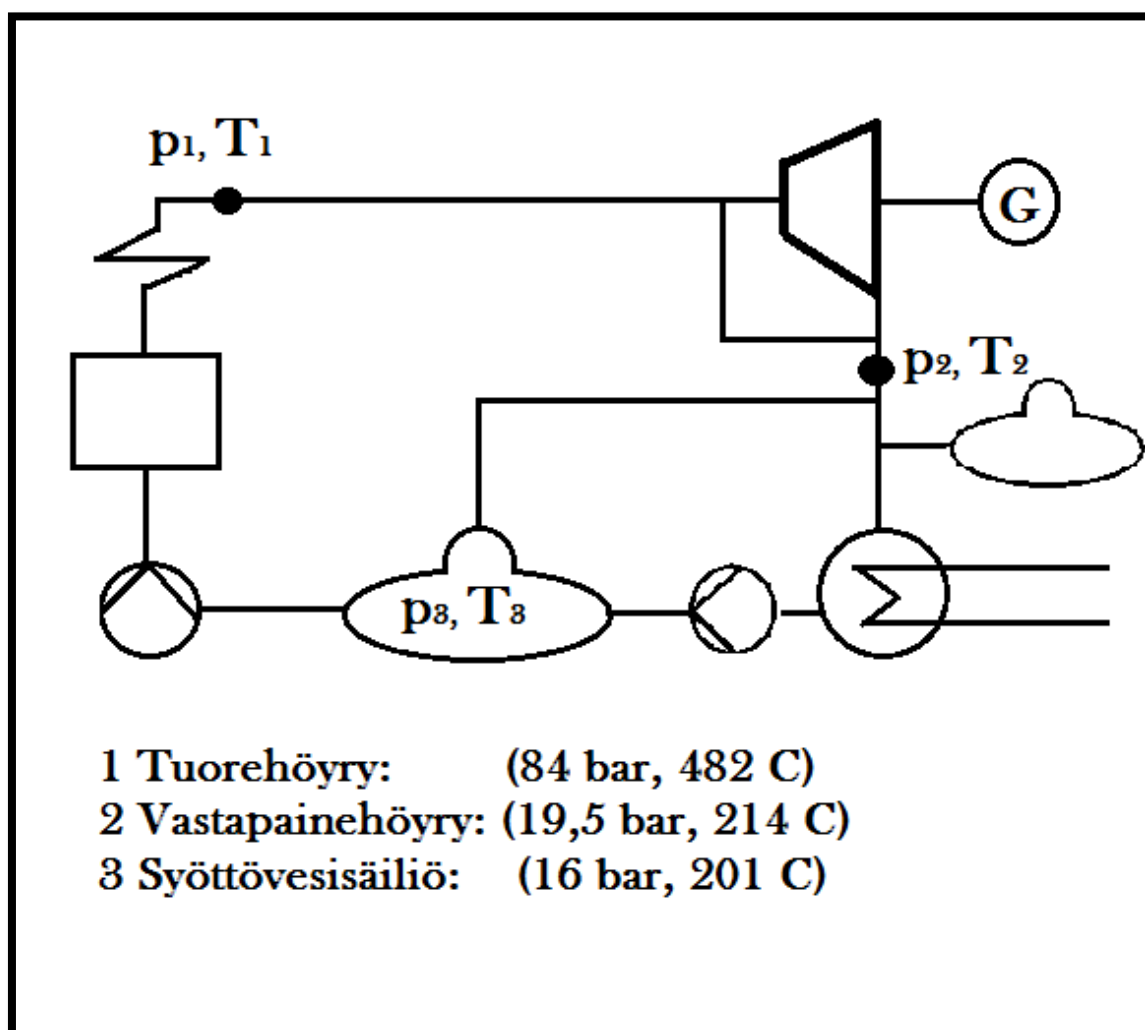


Kuva 20. Polttoaineilla tuotettu teho 28.1.2014–18.5.2014.

Silloin kun höyryverkon tehon tarve laskee alle 9 MW, puupölypolttimet ajetaan alas automaattisesti ja kaikki tarvittava teho tuotetaan pääpolttoaineella. Höyryverkon tehon tarve on alimmillaan kesällä, kun vaneritehtaille suoritetaan vuosihuoltoja vuorotellen. Kesällä voi olla muutamia peräkkäisiä vuorokausia, kun pölyä ei päästä polttamaan ollenkaan alhaisien kuormien vuoksi. Kun kuormat jälleen nousevat, pölyä on kertynyt runsaasti tehdasalueen pölysiiloihin. Tällaisien taukojen jälkeen pölypoltolla tuotettua tehoa tavallisesti nostetaan, jotta siilojen pinnat saadaan laskemaan. Pöly purkautuu helpommin siilosta, kun siilon täyttöaste on alle 25 %. Toinen yleinen syy pölypoltton tehostamiseen on kattilan kuorman nouseminen lähelle suunniteltuja maksimiarvoja. Nostamalla pölypoltolla tuotettua tehoa voidaan laskea kiinteänpolttoaineen syöttöruuvien pyörimisnopeutta ja vähentää tukkeutumisen riskiä kiinteänpolttoaineen syötössä. Koska pöly on huomattavasti pääpolttoainetta kuivempaa, pölyn polttaminen vähentää savukaasun massavirtaa ja sitä kautta savukaasuhäviötä.

7.2 Vesihöyrypiiri

Järvi-Suomen Voima Oy:n Ristiinan höyryvoimaprosessi on hyvin pelkistetty ja yksinkertainen sillä prosessissa ei ole yhtään syöttöveden esilämmitintä ja turbiinissa ei ole väliottoja. Kuvassa 21 on esitetty vesihöyrypiirin yksinkertaistettu prosessikaavio.



Kuva 21. Ristiinan voimalaitoksen yksinkertaistettu prosessikaavio.

Ristiinan voimalaitoksen sähkön tuotanto määräytyy tuotetun prosessihöyryn mukaan. Mikäli tuorehöyryn massavirta laskee alle 5 kg/s, turbiini otetaan pois käytöstä ja höyry ajetaan tehtaiden käyttöön reduktioventtiilin kautta. Höyryverkon lisäksi vastapainehöyryä ajetaan syöttövesisäiliön lämmityshöyryksi sekä talvella

matalapainetukille, missä höyryn painetta lasketaan rakennusten lämmitystä varten. Kuvan 21 lauhdutin kuvaa tehtaan höyryverkkoa, mihin on liitetty viulun kuivurit ja muut prosessihöyryä tarvitsevat tehdaskomponentit. Höyryverkkoon lähetetty vastapainehöyry palaa lauhteena tehtaiden omiin lauhdesäiliöihin, mistä se ajetaan voimalaitoksen lauhdesäiliöön ja edelleen syöttövesisäiliöön.

Koska tehtaiden tehon tarve vaihtelee paljon ja arvaamattomasti, kattilan kuormia tasaava höyryakku voisi periaatteessa tasoittaa tehopiikkejä ja vähentää polttoaineen kulutusta. Kattilan kuormien tasaaminen alentaisi myös savukaasun loppulämpötilaa, sillä korkeilla kuormilla savukaasun loppulämpötila nousee. Käytännössä höyryakun käyttäminen Ristiinassa on kuitenkin mahdotonta, koska tehtaat tarvitsevat prosessihöyryn niin korkeassa paineessa ja matalapainehöyryn käyttö on vähäistä. Höyryakun hankintaa selvitettiin vuonna 2007, jolloin se myös todettiin kannattamattomaksi.

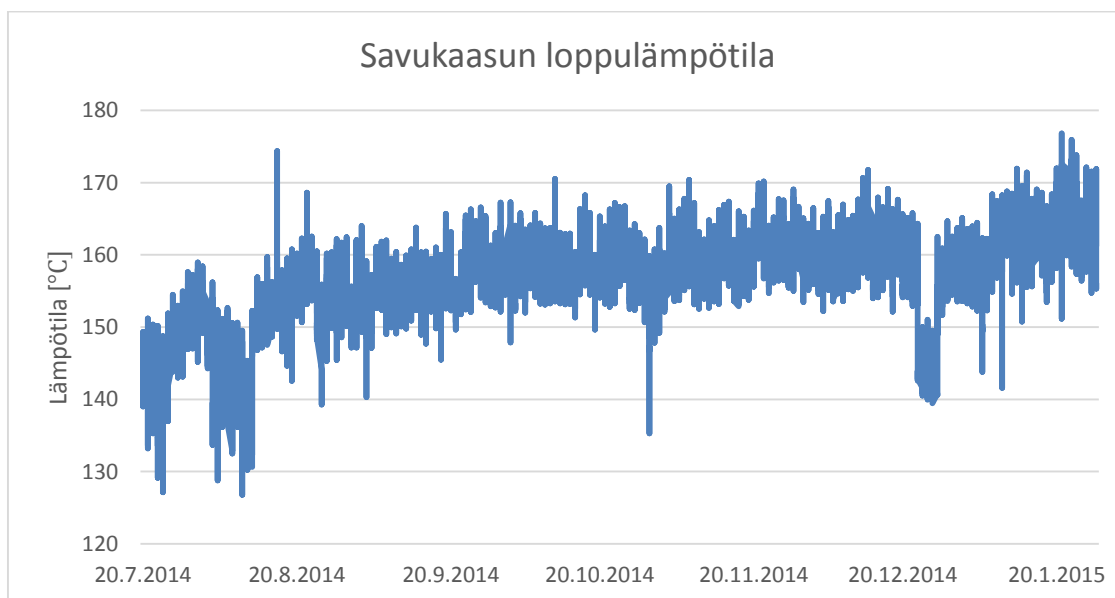
7.3 Savukaasu

Ristiinan voimalaitoksella kattilaan syötettävä ilma otetaan kattilahallista, joten sille ei tarvita erillistä glykolipatteria. Kattilahallin lämpötila pysyy talvellakin yli 20 °C:ssa. Kattilahallista otettava ilma ohjataan ilman esilämmittimeen, joka koostuu neljästä lohkoista. Sekundääri-ilmojen lohkot on sijoitettu ilman esilämmittimen ylä- ja alaosaan, primääri-ilmojen lohkot sijaitsevat sekundäärilohkojen välissä. Jokainen lohko muodostuu putkipaketista, joka koostuu noin 1900 kappaleesta hiiliteräksestä valmistetuista putkista.

Esilämmitetty ilma tuodaan kattilaan kolmessa eri kattilan alueessa. Pedin leijumisen aikaan saama primääri-ilma tuodaan kattilaan sen alaosaan sijoitetuista suuttimista, sekundääri-ilma pedin yläpuolelle ja tertiääri-ilma kattilan yläosaan tulistintasojen alapuolelle. Ilman ja polttoaineen muodostama savukaasu luovuttaa lämpönsä kattilan lämpöpinnoilla ja jatkaa savukaasupuhaltimen avustuksella kohti savupiippua. Pedin lämpötilan hallitsemiseksi osa savukaasusta kierrätetään takaisin kattilaan kiertokaasupuhaltimella.

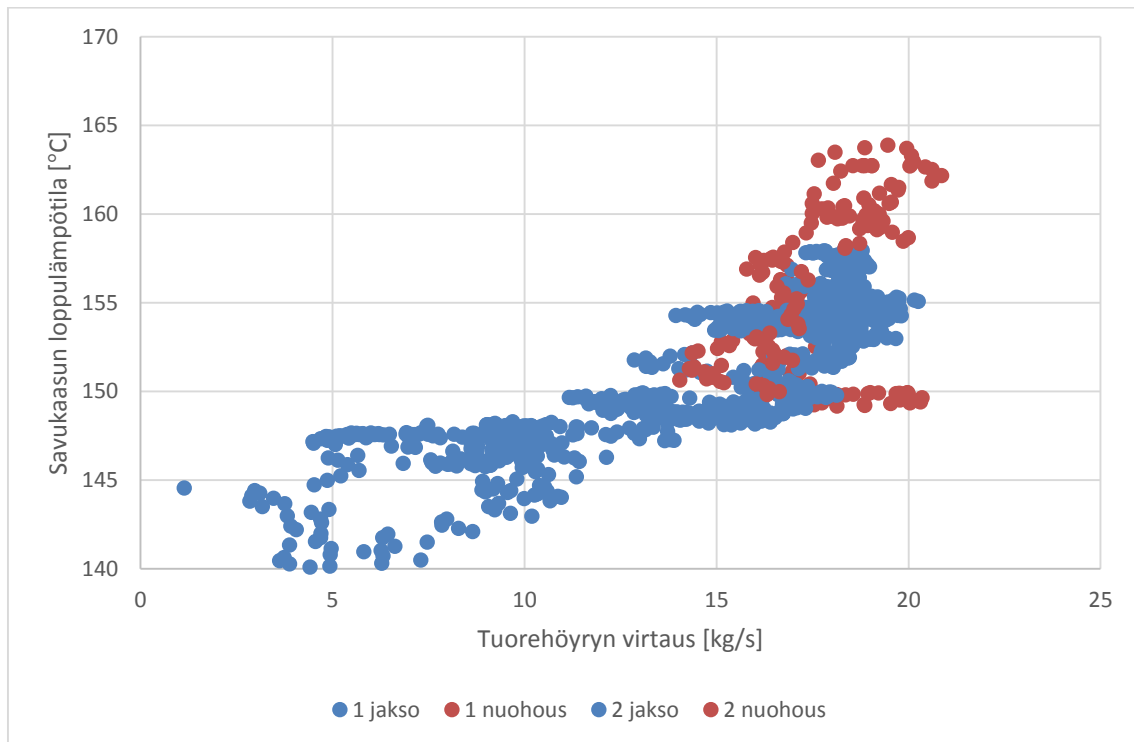
7.3.1 Savukaasun loppulämpötilan vaihtelut

Kuvassa 22 on esitetty savukaasun loppulämpötilan muutos puolen vuoden jaksolla heinäkuusta 2014 tammikuuhun 2015. Kuvasta nähdään, että savukaasun loppulämpötila on 130–150 °C kesällä kun osa vaneritehtaista on huoltoseisokissa. Talven kylminä kuukausina savukaasun loppulämpötila on korkealla, sillä kaikki tehtaat ovat toiminnassa ja voimalaitoksen on tuotettava höyryä myös rakennusten lämmitykseen.



Kuva 22. Savukaasun loppulämpötilan vaihtelu puolen vuoden jaksolta.

Kuvasta 23 nähdään savukaasun loppulämpötilan vaihtelu tuorehöyryn massavirran funktiona yhden vuorokauden aikana. Tarkastelluksi vuorokaudeksi on valittu 30.10.2014, sillä silloin kattilan kuorma vaihteli voimakkaasti. Kattilan normaaliajo on merkitty sinisin pistein ja kattilan ajo nuohouksen ollessa käynnissä punasin pistein. Kuvasta 23 havaitaan, että tuorehöyryn massavirran nouseminen ja kattilan nuohoaminen nostavat savukaasun loppulämpötilaa.



Kuva 23. Yhden vuorokauden aikana mitatut savukaasun loppulämpötilat tuorehöyryn virtauksen funktiona. Yksi piste edustaa yhden minuutin keskiarvoa.

7.3.2 Savukaasun happokastepiste

Savukaasun loppulämpötilaa ei tulisi laskea alle savukaasun happokastepisteen, jotta ilman esilämmittimen korroosiovaurioilta vältytään. Savukaasun happokastepiste voidaan määrittää kappaleessa 2.5.4 esitetyillä korrelaatioilla. Jotta korrelaatioita voidaan hyödyntää, täytyy tuntea savukaasun eri komponenttien osapaineet. Liitteessä 2 on laskettu savukaasun koostumus hyödyntäen taulukossa 8 esitettyjä laitosmittausraportin tietoja. Taulukkoon 9 on laskettu savukaasun happokastepiste kappaleen 2.5.4 korrelaatioilla.

Taulukko 9. Järvi-Suomen Voima Oyj:n Ristiinan voimalaitoksen happokastepiste yhtälöiden 12 ja 13 korrelaatioilla.

Polttoaineen kosteus	[%]	40 %	45 %
$p(\text{H}_2\text{O})$	[mmHg]	141,07	155,37
$p(\text{SO}_3)$	[mmHg]	0,0003	0,0003
$p(\text{SO}_2)$	[mmHg]	0,0135	0,0140
$T_{\text{HKP,VB}}$	[K]	404,7	405,0
$T_{\text{HKP,VB}}$	[°C]	131,7	132,0
$T_{\text{HKP,O}}$	[K]	392,2	392,6
$T_{\text{HKP,O}}$	[°C]	119,2	119,6

Koska savukaasujen vesihöyryn osapaine on noin 19 %:a ja rikkiatrioksidipitoisuus melko alhainen, olosuhteet ovat Verhoff & Banchemo korrelaation toiminta-alueella. Koska vesihöyrypitoisuus on melko lähellä Verhoff & Banchemo korrelaation toiminta-alueen ylärajaa ja Okkesin korrelaatio antaa noin 12 °C alemman tuloksen, todellinen happokastepiste on todennäköisesti hieman Verhoff & Banchemo korrelaation tulosta alempi noin 130 °C. Kuvassa 7 esitetty happokastepisteen likimääräiseen arvioitiin käytettävä kuvaaja antaa happokastepisteeksi noin 132 °C.

Happokastepisteen laskennassa savukaasujen muodostuminen on laskettu ilmakertoimella 1,4. Laskennan ilmakerroin on päätetty Kvaerner Puolping Oy:n vuonna 2001 laskemien kattilan mitoitusarvojen pohjalta. Kattila on mitoitettu niin, että 100 %:in ja 80 %:in kuormalla ilmakerroin on 1,3, puolella teholla ilmakerroin on 1,45 ja minimiteholla 2,3. Ilmakertoimen nostaminen laskee savukaasunhappokastepistettä, sillä reagoimattoman ilman kierrättäminen kattilan läpi laskee vesihöyryn ja rikkiatrioksidin osapaineita. Laskennassa on arvioitu, että 2 % rikistä reagoi rikkiatrioksidiksi ja loput 98 % rikkiatrioksidiksi. (Belo et al 2014)

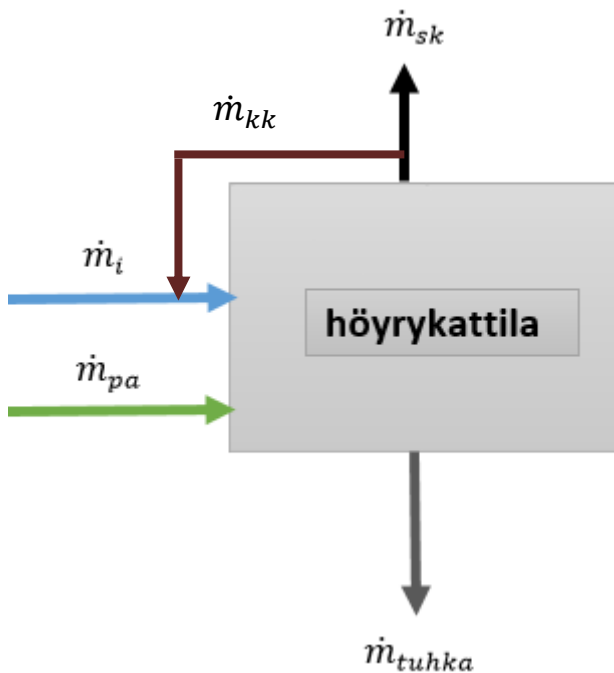
7.3.3 Savukaasun massavirta

Ristiinan voimalaitoksella ei ole omaa määramittausta savukaasun massavirralla, mutta voimalaitoksen automaatiojärjestelmän historiatiedoista löytyy ilmakertoimeen perustuva tieto savukaasun massavirrasta. Tämän lisäksi historiatietoihin on kirjattu savukaasun osakaasujen laskennalliset massavirrat. Savukaasun massavirta voidaan ratkaista myös muiden mittaustietojen perusteella. Vuonna 2000 valmistuneessa Simo

Hammon toimittamassa tutkimusraportissa savukaasun tilavuusvirran jatkuvatoimisesta määrittämistä ehdotetaan seuraavia ratkaisuja.

1. laskemalla yhteen sisään syötetyt kaasumäärät ja polttoaineen massavirrat
2. höyryn tuotannosta (nettotehosta), savukaasuhäviöistä ja polttoaineen koostumuksesta,
3. pyörimisnopeussäätöisen savukaasupuhaltimen tiedoista tai
4. mittaamalla jollakin mittalaitteella.

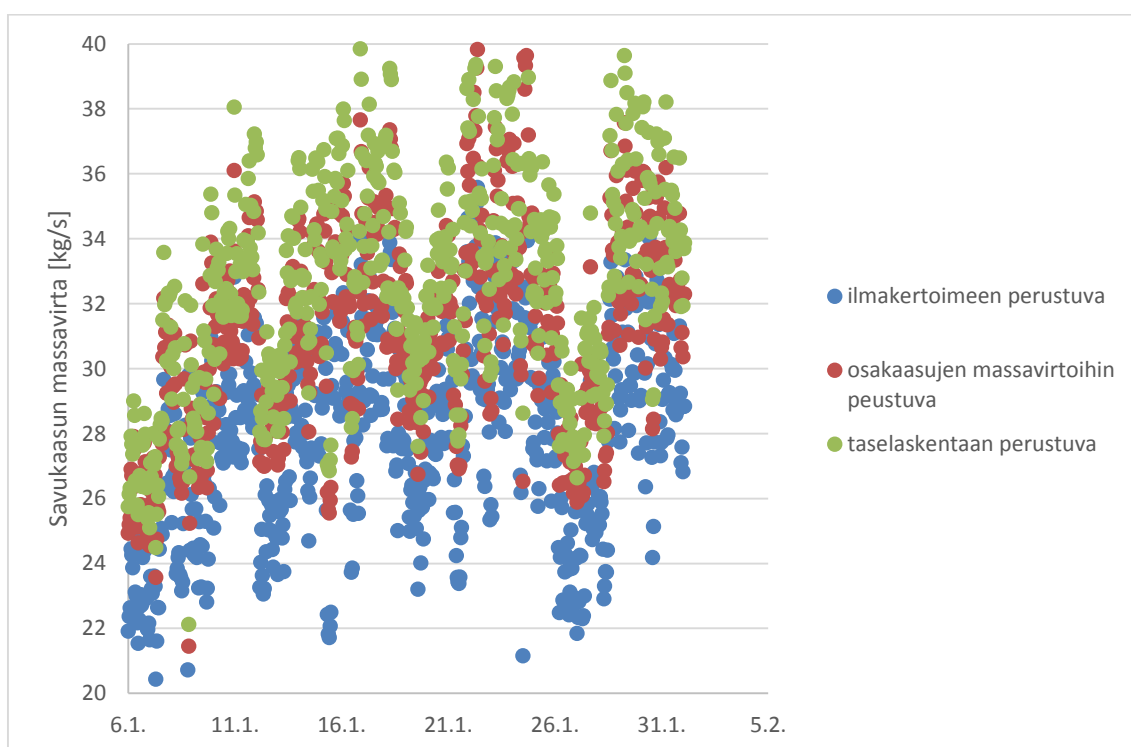
Jokainen ratkaisuvaihtoehto perustuu johonkin mitattuun tietoon, joten kaikkiin ratkaisuihin liittyy epävarmuutta. Koska vaihtoehdoissa 3 ja 4 ratkaisuun tarvittaisiin koemittauksia savukaasukanavasta ja vaihtoehdossa 2 käytetään enemmän epävarmuutta lisääviä mittaustietoja kuin vaihtoehdossa 1, savukaasun massavirta ratkaistaan vaihtoehdolla 1 eli tulipesän massataseen avulla. Tulipesään tulevat ja sieltä poistuvat massavirrat on esitetty kuvassa 24 ja massataseesta ratkaistu savukaasun massavirta yhtälössä 31. Kattilan vuotoilmaa ei ole otettu huomioon. Kuvassa 24 taserajaksi on asetettu luvon loppu. Mikäli taseraja tuodaan savupiippuun, kiertokaasua poistuu taseesta.



Kuva 24. Kattilan massatase.

$$\dot{m}_{sk} = \dot{m}_{pa} + \dot{m}_i + \dot{m}_{kk} - \dot{m}_{tuhka} \quad (31)$$

Metso DNA:lle kirjautuu suoraan kattilaan syötettävien palamisilmojen massavirrat. Laskemalla primääri-, tertiääri- ja sekundääri-ilmavirrat yhteen saadaan kattilaan syötettävä kokonaisilmamäärä. Myös pääpolttoaineen syöttöruuveilta tulee laskentatieto syötettävän polttoaineen massavirrasta. Massavirtatieto perustuu kattilan kehittämään höyryn tehoon sekä polttoaineen lämpöarvoon saapumistilassa. Pölyn massavirtatieto on laskettu samalla tavoin, kuin pääpolttoaineen. Kuvaan 25 on kerätty tammikuun 2014 savukaasun massavirran tuntikeskiarvot kolmella edellä mainitulla tavalla laskettuna. (Metso automation 2004, luku 3, 6)



Kuva 25. Savukaasun massavirta kolmella eri tavalla laskettuna.

Kuvasta 25 nähdään, että ilmakertoimeen perustuva massavirran laskenta antaa huomattavasti pienimmän tuloksen. Tammikuun 2014 ajalta ilmakertoimeen perustuva savukaasun massavirran keskiarvo on 27,2 kg/s, osakaasuihin perustuva 30,2 kg/s ja

taselaskentaan 31,6 kg/s. Tässä tutkimuksessa on päätetty käyttää osakaasujen massavirtoihin perustuvaa savukaasun massavirtaa, sillä se perustuu luotettavimpiin mittauksiin. Taselaskentaperusteinen massavirta ei perustu suoraan mittaustietoon, vaan polttoaineen laadusta arvioituihin ainevirtoihin. Ilmakerroinperusteisen massavirtatiedon laskentaperusteita ei ole selvitetty automaatiojärjestelmässä eikä automaation laskenta-aineistossa. (Metso automation, luku 4, 20)

7.3.4 Savukaasusta teoreettisesti talteen otettava energia

Optimaalisessa tilanteessa savukaasun loppulämpötila olisi jatkuvasti hieman savukaasun happokastepisteen yläpuolella. Koska savukaasu poistuu happokastepistettä korkeammassa lämpötilassa, lämpöä menetetään prosessin ulkopuolelle. Savukaasuista teoreettisesti talteen otettava energia voidaan ratkaista yhtälöllä 32. Jotta ilman esilämmittimen korroosiovaurioilta vältytään varmuudella, savukaasun loppulämpötila tulisi pitää yli 135 °C:ssa. Koska viimeisten lämpöpintojen jälkeen savukaasu voi aiheuttaa korroosiota vielä sähkösuodattimen suppilolla, laskennassa on käytetty happokastepisteelle arvoa 140 °C. Tarkempien tulosten saamiseksi sähkösuodattimen suppilolle olisi lisättävä lämpötilamittaus. Savukaasun ominaislämpökapasiteetin arvo on laskettu 156 °C:en lämpötilassa, joka on keskimääräinen savukaasun loppulämpötila kattilan ollessa ajossa.

$$\dot{Q}_{\text{teor}} = \dot{m}_{\text{sk}} \bar{c}_{p,\text{sk}} (T_{\text{sk}} - T_{\text{HKP}}) \quad (32)$$

\dot{Q}_{teor}	savukaasuista teoreettisesti talteen otettava lämpö	[MW]
\dot{m}_{sk}	savukaasun massavirta	[kg/s]
$\bar{c}_{p,\text{sk}}$	savukaasun keskimääräinen ominaislämpökapasiteetti	[kJ/(kg·K)]
T_{sk}	savukaasun loppulämpötila	[K]

T_{HKP} savukaasun happokastepiste [K]

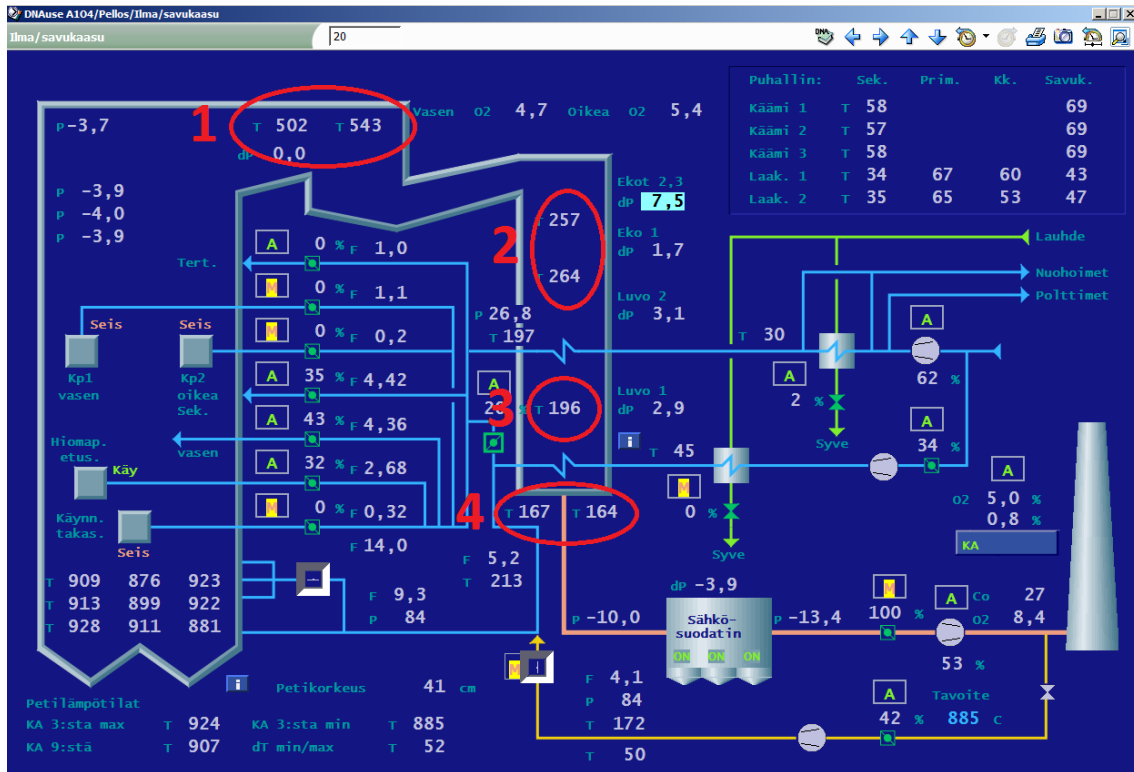
Savukaasun happokastepistelämpötila on vakio vuoden jokaisella tunnilla. Savukaasun massavirta on laskettu jokaiselle tunnille savukaasun osakaasujen summana ja savukaasun loppulämpötila jokaiselle tunnille on etsitty kattilan automaation historiatiedoista. Savukaasun ominaislämpökapasiteetti on laskettu vuoden jokaiselle tunnille painottamalla pääpolttoaineen ja pölyn tehoilla. Kun koko vuoden tuntien energiansäästöpotentiaalit lasketaan yhteen, saadaan vuotuiseksi teoreettisesti talteen otettavaksi energiaksi noin 4760 MWh. Kattilan automaation historiatiedoista nähdään, että vuoden aikana kattilaan on tuotu lämpötehoa yhteensä 370 935 MWh. Mikäli lämmön talteenotto toimisi optimaalisella tasolla, voitaisiin kattilaan syötetystä lämpötehosta saada noin 1,13 % enemmän energiaa takaisin prosessiin.

7.4 Savukaasun loppulämpötilan hallinta ajoarvoja muuttamalla

Ajoarvojen muuttamisesta seuraava savukaasun loppulämpötilan hallinta voisi johtaa kattilahyötysuhteen parantumiseen ilman investointeja. Kattilaa suunniteltaessa ajoarvot on asetettu sen aikaisen parhaan tietämyksen mukaan säätöarvoihinsa monesta näkökulmasta katsottuna. Jälkeenpäin tehdyissä muutoksissa tullaankin usein tilanteeseen, missä haluttua arvoa saadaan parannettua, mutta jokin muu prosessin osa-alue kärsii muutoksesta. Tässä tutkimuksessa savukaasun loppulämpötilaan pyrittiin vaikuttamaan syöttövesisäiliön paineen säädöllä ja nuohouksen optimoinnilla.

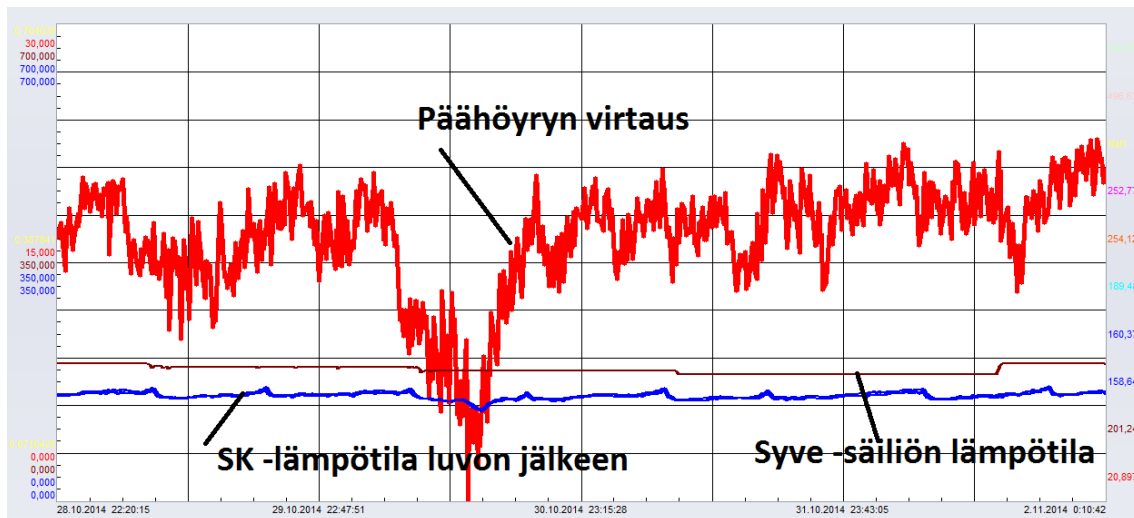
7.4.1 Syöttövesisäiliön paineen alentaminen

Ristiinan voimalaitoksella suoritettiin 29.10.2014–30.10.2014 koeajojen sarja, missä pudotettiin syöttövesisäiliön lämpötilaa 5 °C kerrallaan alkuperäisestä 201 °C:sta 186 °C:seen. Jokaisella kolmella alennetulla lämpötilatasolla ajettiin noin 24h. Kokeen tarkoituksena oli selvittää, voidaanko syöttövesisäiliössä toteutetulla vesihöyrypiirin entalpian alentamisella vaikuttaa savukaasun loppulämpötilaan. Koeajoja suoritettaessa seurattiin erityisesti savukaasun lämpötilan kehittymistä eri mittauspisteissä sekä tuorehöyryn massavirtaa. Tulipesän jälkeen savukaasun loppulämpötilaa pystyttiin seuraamaan neljässä mittauspisteessä kuvan 26 mukaan.



Kuva 26. DCS-kuva ilman ja savukaasun vaiheista kattilassa. Savukaasun lämpötilan mittauspisteet savukaasukanavassa numeroitu 1-4.

Kuvassa 27 on esitetty koeajojen keskeistä mittaustietoa. Kuvan 27 ylin kuvaaja ilmaisee tuorehöyryn massavirran vaihtelun. Keskimmäinen kuvaaja näyttää syöttövesisäiliön lämpötilan muutoksen ja alin kuvaaja savukaasun lämpötilan kattilan viimeisen lämpöpinnan jälkeen. Keskimmaiselta kuvaajalta pystytään erottamaan kolme kertaa suoritettu syöttöveden lämpötilan alentaminen. Alimmalta kuvaajalta voidaan havaita tuorehöyryn virtauksen ja savukaasun loppulämpötilan välinen yhteys. Lisäksi huomataan nuohouksen aiheuttamat säännölliset nousut savukaasun loppulämpötilassa. Sen sijaan syöttöveden lämpötilan alentamisesta ei ole nähtäviä vaikutuksia savukaasun loppulämpötilaan, sillä mahdolliset vaikutukset peittyvät kuorman aiheuttaman loppulämpötilan muutoksen alle.



Kuva 27. Tiedonkeruun tuloksia 28.10.2014–2.11.2014.

Ensimmäisissä koeajoissa missä laskettiin syöttövesisäiliön lämpötilaa, tuorehöyryn massavirran vaihtelut vaikeuttivat mittaustulosten tulkintaa. Ensimmäisten koeajojen perusteella pystyttiin tulkitsemaan, että syöttövesisäiliön paineen alentamisella saadaan pieni keskimääräinen vaikutus savukaasun loppulämpötilaan, mutta johdonmukaisia päätelmiä oli vaikea tehdä kuorman vaihteluiden vuoksi. Lisäksi havaittiin, että kun syöttövesisäiliön lämpötilaa laskettiin 186 °C:seen, paine-ero syöttövesisäiliön lämmityshöyryn säätöventtiileiden yli kasvoi liian suureksi ja toinen venttiileistä alkoi viheltää. Koeajot keskeytettiin venttiilin viheltämisen seurauksesta ja syöttövesisäiliön paine palautettiin alkuperäiseen arvoon. Syöttövettä lämmitetään vastapaine höyryllä, jonka paine on 19,5 baaria. Lämmityshöyryn säätöventtiilit laskevat paineen syöttövesisäiliön paineeseen. Taulukossa 10 on esitetty syöttövesisäiliön paineen muutokset ja paine-ero venttiileiden yli.

Taulukko 10. Koeajoissa käytetyt syöttövesisäiliön paineet ja lämpötilat sekä paine-ero säätöventtiilin yli.

T_{syve} [°C]	201	196	191	186
p_{syve} [bar]	15,9	14,4	12,8	11,5
Δp_{syve} [bar]	3,6	5,1	6,7	8

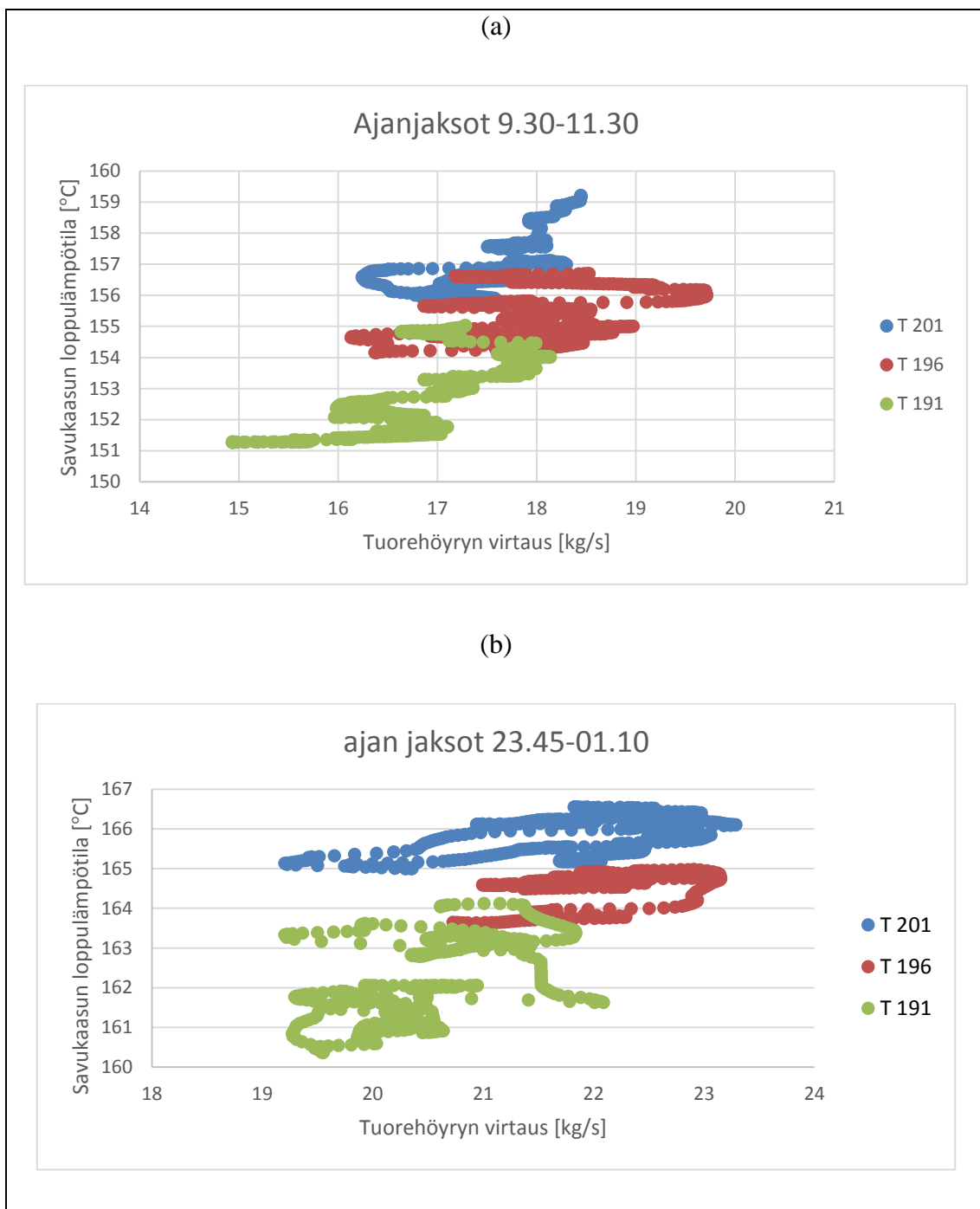
Parantuneiden lähtötietojen vuoksi päätettiin järjestää Ristiinan voimalaitoksella toiset koeajot 2.2.2015–6.2.2015. Toisissa koeajoissa laskettiin syöttövesisäiliön lämpötilaa

vain kahteen otteeseen viisi astetta kerrallaan, mutta alennetulla lämpötilatasolla ajettiin kaksi vuorokautta yhden sijaan. Pidentetyn koeajon tarkoituksena oli etsiä vertailukelpoisia ajanjaksoja eri syöttövesisäiliön paineen asetuksilla. Tarkasteluvälien ajoittaminen samaan vuorokauden aikaan on tärkeää, sillä kattila nuohotaan säännöllisesti joka aamu kello 6.00 sekä illalla kello 18.00. Nuohoaminen parantaa lämmönsiirtoa. Tarkastelujaksoilla täytyy olla lisäksi tasainen ja samaa suuruusluokkaa oleva kuorma, sillä kuorman kasvaminen nostaa savukaasun loppulämpötilaa.

2.2.2015–6.2.2015 suoritettujen koeajojen mittausdatasta oli löydettävissä kaksi vertailukelpoista ajanjaksoa, jotka täyttivät edellä mainitut vaatimukset. Vertailukelpoiset ajanjaksot esiintyivät eri vuorokausina kello 9.30–11.30 sekä 23.45–01.10. Toisessa ajanjaksossa kattilaa ajettiin suurella teholla ja toisessa pienellä. Taulukossa 11 on esitetty kahden vertailukelpoisen ajanjakson keskeisiä mittausarvoja. Kuvassa 26 on esitetty vertailukelpoisten ajanjaksojen savukaasun loppulämpötila tuorehöyryn massavirran funktiona. Kuva 28 havainnollistaa selkeästi, kuinka syöttövesisäiliön lämpötilan alentaminen laskee savukaasun loppulämpötilaa.

Taulukko 11. Keskeisiä arvoja 2.2.2015–6.2.2015 suoritetuista koeajoista.

Ajan jakso [-]	9.30-11.30			23.45-01.10		
Syöttövesisäiliön lämpötila [C]	201	196	191	201	196	191
Tuorehöyryn tehon vaihteluväli [MW]	54,3-61,3	53,8-66,2	49,9-60,7	64,3-77,7	67,9-77,4	64,4-73,2
Keskimääräinen tuorehöyryn teho [MW]	58,7	60,5	56,8	73,2	73,5	68,7
Savukaasun loppulämpötilan vaihteluväli [C]	155,9-159,2	154,2-156,7	151,3-155	163,3-166,6	160,2-165	160,3-164,1
Keskimääräinen savukaasun loppulämpötila [C]	156,9	155,4	152,9	165,3	163,6	162,3
Tuorehöyryn virtauksen vaihteluväli [kg/s]	16,8-18,4	16,1-19,7	14,9-18,1	19,2-23,3	20,8-23,2	19,2-22,1
Keskimääräinen tuorehöyryn virtaus [kg/s]	17,5	18,1	17,0	21,9	21,9	20,5
Keskimääräinen kattilahyötysuhde [%]	91,050	91,172	91,178	91,018	91,150	91,187



Kuva 28. Savukaasun loppulämpötila tuorehöyryn virtauksen funktiona ajan jaksoilla 9.30–11.30 ja 23.45–01.10 syöttövesisäiliön lämpötilatasoilla 191°C, 196°C ja 201°C.

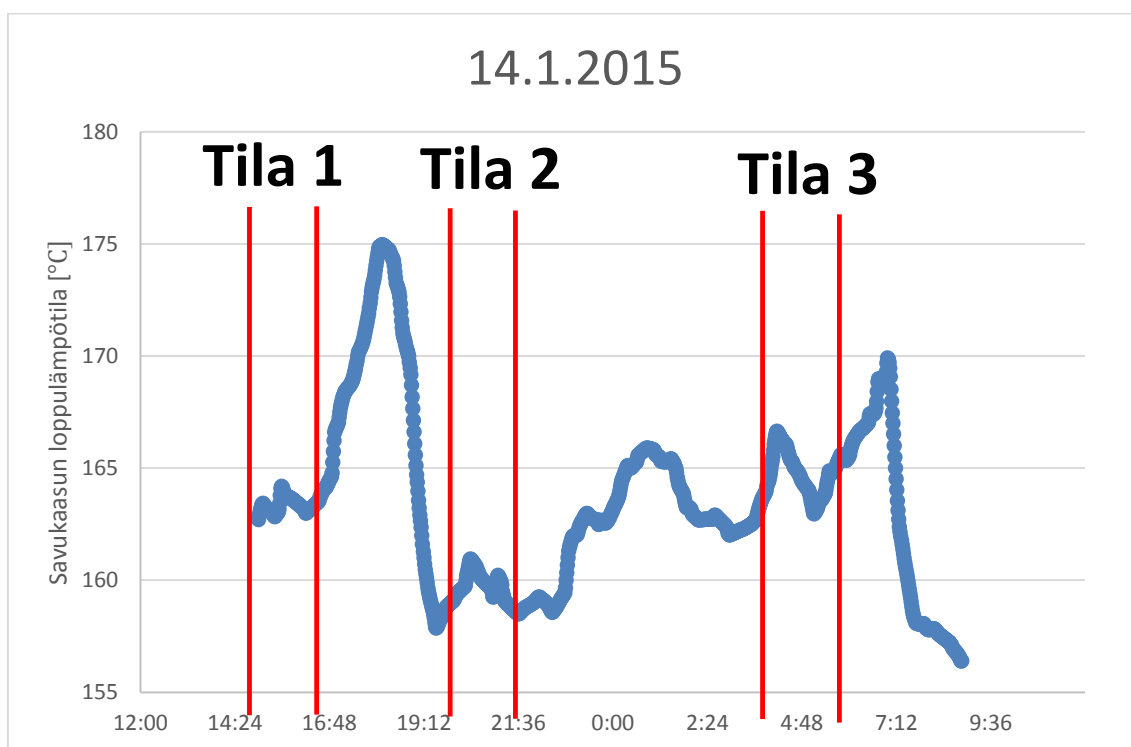
Taulukosta 11 ja kuvasta 28 nähdään, että laskemalla syöttövesisäiliön painetta säätöarvosta 201 °C viisi astetta alemmas 196 °C:seen savukaasun loppulämpötila laskee noin 1,5 °C:ta. Kun syöttövesisäiliön lämpötilaa lasketaan 191 °C:seen, savukaasun loppulämpötila laskee edelleen noin 1,5 °C. Ristiinan voimalaitoksen toisten koeajojen tärkein tulos oli syöttövesisäiliön lämpötilan ja savukaasun loppulämpötilan yhteyden säännöllisyyden löytäminen. Lisäksi huomattiin, että syöttövesisäiliön lämmityshöyryn säätöventtiili alkoi viheltää myös syöttövesisäiliön lämpötilan ollessa 191 °C. Säätöventtiilin tiedoista selvisi, että säätöventtiiliä ei suositella käytettävän yli 6 baarin paine-eron kehittämiseen, joten venttiilin ominaisuudet rajoittavat syöttövesisäiliön lämpötilan pysyvän alentamisen noin 194 °C:seen. Lisäksi syöttövesisäiliön paineen alentaminen nostaa hieman kattilaveden pH:ta, joten paineen muuttaminen on huomioitava vesikemiassa.

7.4.2 Mittaustietoihin perustuva nuohouksen optimointi

Nuohomien ajamisen optimointi aloitettiin tarkastelemalla ajojärjestelmään tallentunutta mittaustietoa savukaasun loppulämpötilasta ja tuorehöyryn virtauksesta ennen ja jälkeen nuohouksien. Nuohouksella aikaan saatuja savukaasun loppulämpötilan alentumisia tarkasteltiin 16.6.2014–6.7.2014, 1.8.2014–7.9.2014 sekä 10.1.2015–20.2.2015, jotta mittaustietoja saatiin sekä talvi- että kesäajalta ja eri kuormatasoilta. Savukaasun loppulämpötilan ja tuorehöyryn virtauksen mittauksien keskiarvot laskettiin kaksi tuntia ennen nuohouksen alkamista ja kaksituntia nuohouksen päättymisen jälkeen. Nuohous katsottiin päättyneeksi 45 minuuttia sen jälkeen, kun nuohoushöyryn syöttäminen kattilaan lopetettiin, sillä nuohous näyttää nostavan savukaasun loppulämpötilaa vielä 45 minuuttia höyryn syöttämisen loputtua. Kaiken kaikkiaan talviajalta tarkasteltiin 82 ja kesäajalta 102 nuohousta.

Tuorehöyryn virtauksen muutokset vaikeuttivat tulosten tulkintaa, sillä tuorehöyryn virtauksen nouseminen nostaa myös savukaasun loppulämpötilaa. Suurimmassa osassa nuohouksia tuorehöyryn virtaus ennen nuohousta poikkesi yli 7 %:a nuohouksen jälkeisestä tuorehöyryn virtauksesta. Johdonmukaisten tulosten löytämiseksi nuohouksen vaikutuksia savukaasun loppulämpötilaan piti arvioida yhdessä kuorman muutoksen

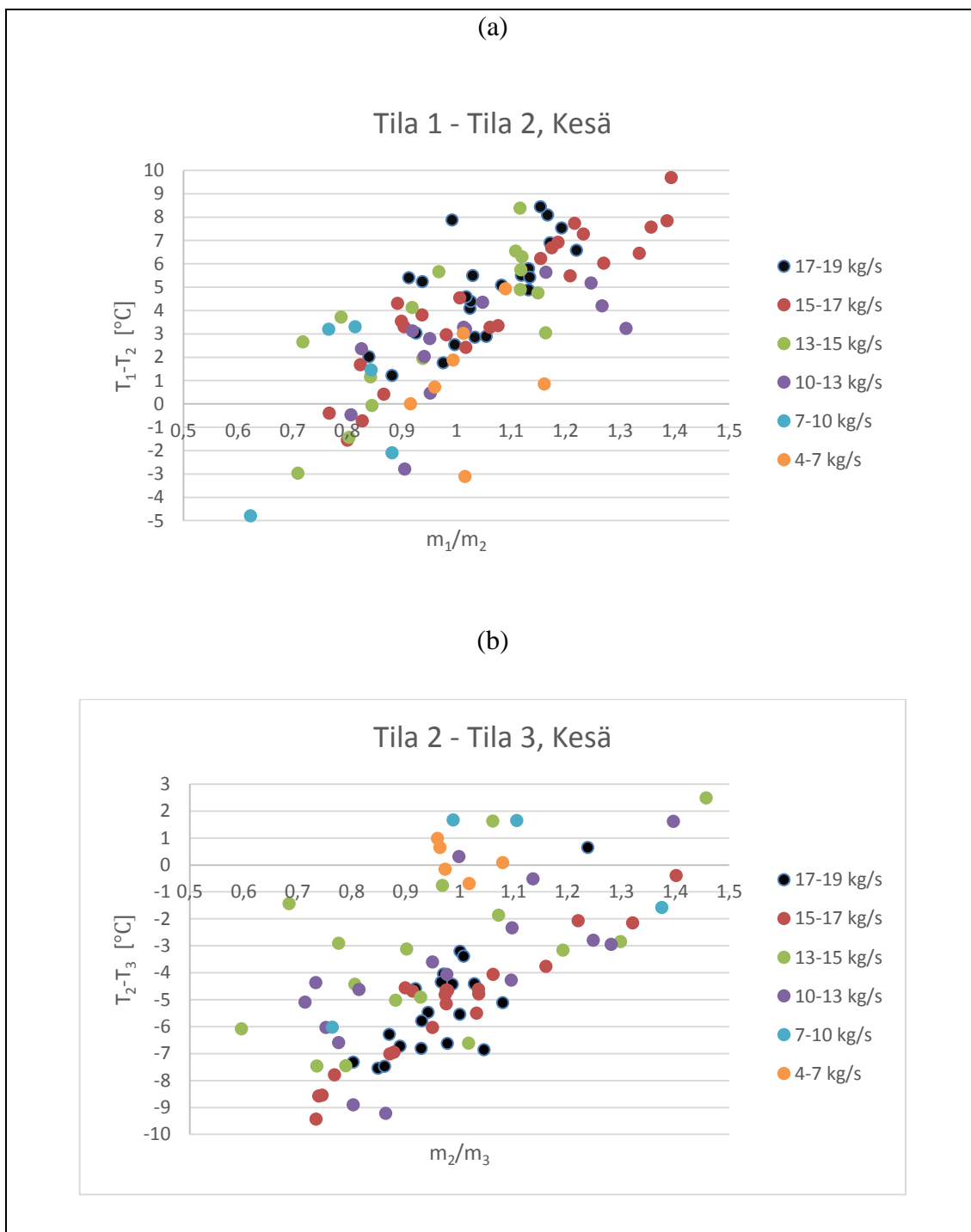
vaikutusten kanssa. Kerätystä mittaustiedosta saatiin tuloksia kahdella tavalla. Tarkastelemalla savukaasun loppulämpötilaa ennen ja jälkeen nuohouksen voitiin päätellä, paljonko nuohoaminen laskee savukaasun loppulämpötilaa. Tarkastelemalla nuohouksien välistä ajanjaksoa saatiin tietoa siitä, paljonko kattilan likaantuminen nostaa savukaasun loppulämpötilaa. Kuvassa 29 on havainnollistettu mittausjaksojen sijoittumista nuohouksiin nähden. Tilanteen selkeyttämiseksi tässä kappaleessa merkitään nuohousta edeltävää tilaa alaindeksillä 1, nuohouksen jälkeistä tilaa alaindeksillä 2 ja tilaa ennen seuraavaa nuohousta merkitään alaindeksillä 3.



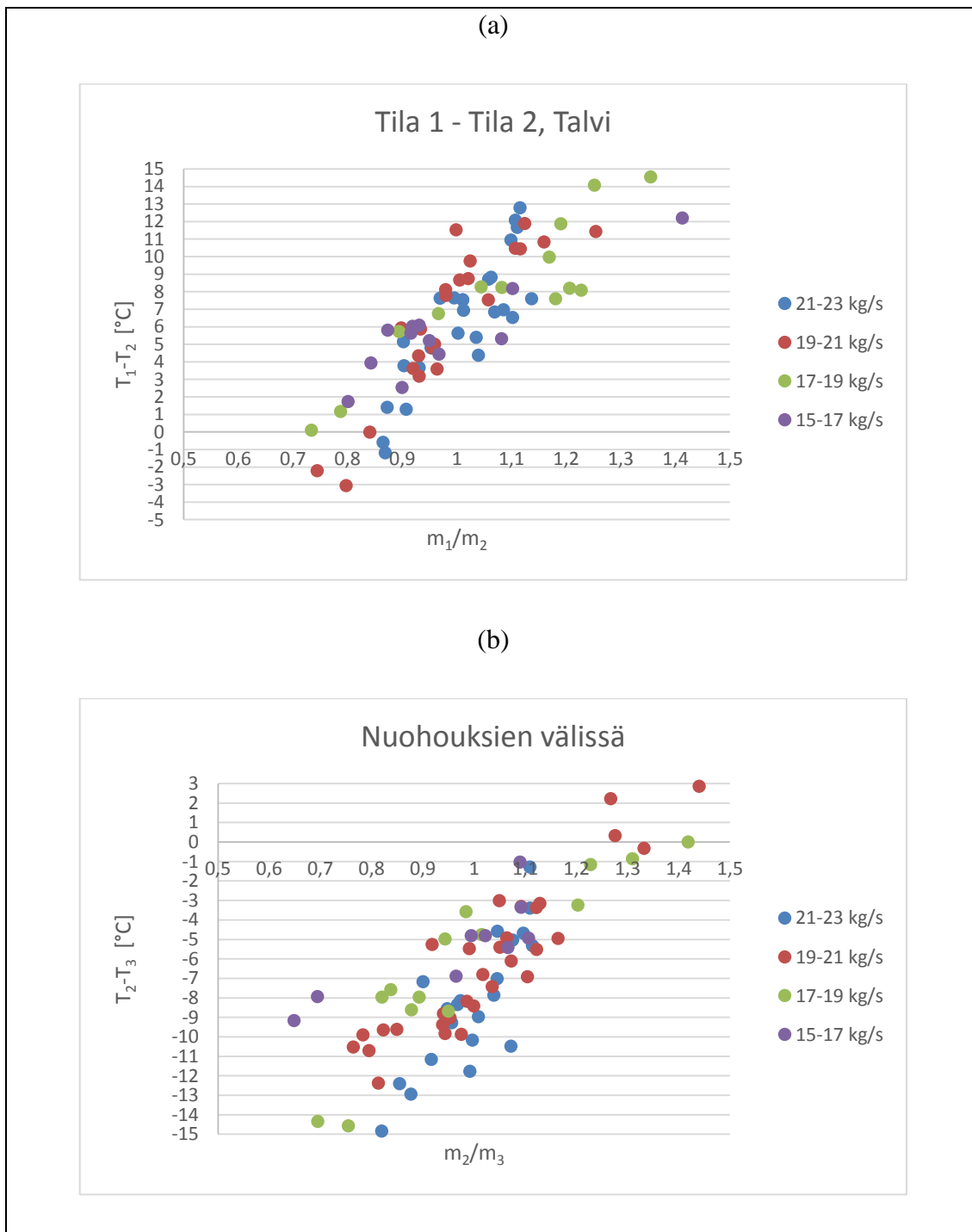
Kuva 29. Tarkasteltavien tilojen ajanjaksot.

Nuohoussekvenssien tarkastelu jaettiin kesälle ja talvelle, koska talvella tuorehöyryn virtaukset ovat suurempia ja polttoaine kosteampaa. Kostea polttoainetta pitää syöttää kattilaan kuivaa polttoainetta enemmän saman tehotason saavuttamiseksi. Näin ollen kostea polttoaine on myös likaavampaa. Kuvassa 30 on esitetty kesäajalla tarkasteltujen nuohouksien vaikutus savukaasun loppulämpötilaan. Mittauspisteiden värit kuvaavat tuorehöyryvirtauksen tasoja, jotka on laskettu keskiarvona jokaiselle mittauspisteelle

kuvan 29 mittausjaksoista. Kuva 30a esittää eron savukaasunloppulämpötilassa tilojen 1 ja 2 välillä ja kuva 30b tilojen 2 ja 3 välillä. Kuva 31 on samanlainen tilanteen kuvaus talviajalta, jolloin tuorehöyryn virtaus on suurempi ja polttoaine kosteampaa kuin kesäaikaan. Kuvien 30 ja 31 vaaka-akselille on asetettu tilojen tuorehöyryn virtauksien suhde. Parhaan käsityksen nuohouksen vaikutuksista savukaasun loppulämpötilaan saa katsomalla kohtaa, missä tuorehöyryn virtauksien suhde on yksi.



Kuva 30. Nuohouksen vaikutus savukaasun loppulämpötilaan 16.6–6.7.2014 ja 1.8–7.9.2014.

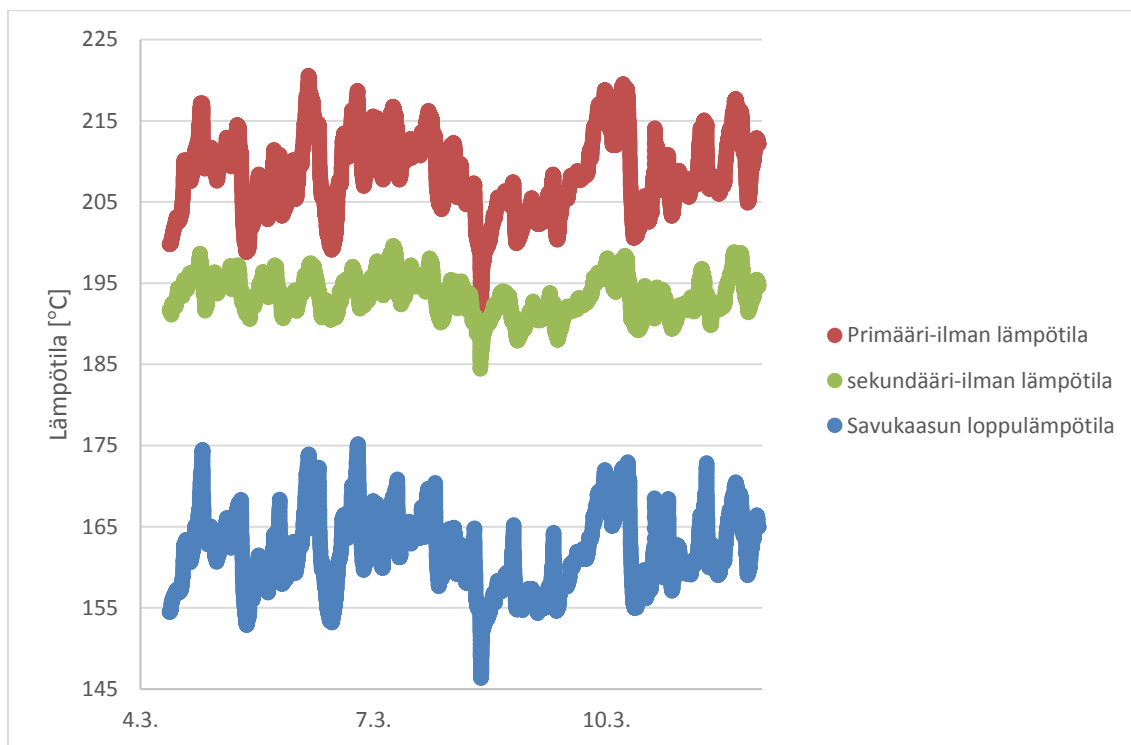


Kuva 31. Nuohouksen vaikutus savukaasun loppulämpötilaan 10.1–20.2.2015.

Kuvista 30 ja 31 nähdään, että kesällä kattilan normaalissa ajossa nuohouksella saadaan aikaan noin 3-6 °C muutos savukaasun loppulämpötilassa. Talvella vaikutus on noin 6-9 °C. Kesällä tehdään vuosihuoltojen aikaan, kun tuorehöyryn virtaus on alle 7 kg/s, nuohouksella ei näytä olevan merkittävää vaikutusta savukaasun loppulämpötilaan.

7.4.2.1 Nuohoussekvenssin kuluttama lämpö

Nuohoushöyryn lämpö ei mene kokonaisuudessaan hukkaan, vaan kattilaan syötetty nuohoushöyry luovuttaa osan lämmöstään takaisin prosessiin veden ja ilman esilämmittimissä. Kuvasta 32 nähdään, että savukaasun loppulämpötilan noustessa, myös kattilan tuloilman lämpötila nousee.



Kuva 32. Savukaasun loppulämpötilan vaikutus kattilan palamisilmojen lämpötilaan.

Kattilan automaatiojärjestelmän historiatiedoista voidaan etsiä suoraan arvot nuohoushöyryn teholle sekä nuohoushöyryn lämpöhäviölle. Koska nuohoushöyrylle ei ole virtausmittausta, automaatiojärjestelmään tallentuva tieto nuohoushöyryn tehosta perustuu kattilatoimittajalta saatuun keskimääräiseen virtausmäärään ja nuohoimien käyntitietoihin. Nuohoushöyryn teho perustuu yhtälöön 33 ja nuohoushöyryn

lämpöhäviöstä tallentuva tieto yhtälöön 34. Nuohoushöyryn tehon laskennassa on käytetty höyryntilaa primääritulistimien jälkeen, mistä nuohoushöyry otetaan. Nuohoushöyryn lämpöhäviön laskennassa käytetään vesihöyryn tilaa ilman esilämmittimen jälkeen. (Metso automation 2004, luku 4, 14, 29)

$$\dot{Q}_{nh} = \dot{m}_{nh} \cdot h_{nh}(p_{nh}, T_{nh}) \cdot 10^{-3} \quad (33)$$

\dot{Q}_{nh}	nuohoushöyryn lämpöteho	[MW]
\dot{m}_{nh}	nuohoushöyryn massavirta	[kg/s]
h_{nh}	nuohoushöyryn entalpia	[kJ/kg]
p_{nh}	nuohoushöyryn paine	[Pa]
T_{nh}	nuohoushöyryn lämpötila	[°C]

$$\dot{Q}_{nh,lh} = \dot{m}_{nh} \cdot \frac{h_{sk-H_2O}(p_{sk}, T_{sk})}{1000} \quad (34)$$

$\dot{Q}_{nh,lh}$	nuohoushöyryn lämpöhäviö	[MW]
h_{sk-H_2O}	höyryn entalpia savukaasun paineessa ja lämpötilassa luvon jälkeen	[kJ/kg]

Koska automaatiojärjestelmän käyttämien yhtälöiden 33 ja 34 massavirtatiedon alkuperää ei voida jäljittää, nuohoushöyryn teho ja lämpöhäviö ratkaistiin myös höyrylinjan massataseen avulla. Nuohoushöyryn massavirta voidaan päätellä tuorehöyryn virtauksen ja syöttöveden virtauksen erotuksesta. Kattilan nuohoamiseen käytetään höyryä ennen ruiskuja. Höyrylinjaan on asetettu lämpötilamittaus juuri ennen ensimmäistä ruiskua, joten nuohoushöyryn lämpötilasta saadaan tarkkaa mittaustietoa. Nuohoushöyryn

lämpötila on noin 430 °C. Nuohoushöyryn paineelle ei ole erillistä mittausta, mutta se voidaan päätellä lieriön paineen ja tertiäritulistimen jälkeisen paineen avulla. Lieriössä paine on noin 87 baaria ja tertiäritulistimen jälkeen noin 84 baaria. Koska ruiskujen käyttö laskee tuorehöyryn painetta, on nuohoushöyryn paine lähempänä lieriönpainetta. Arvioidaan nuohoushöyryn paineeksi 86,5 baaria. Näillä arvoilla nuohoushöyryn entalpiaksi saadaan

$$h_{nh}(86,5\text{bar}, 430\text{ °C}) = 3330,5\text{ kJ/kg}$$

Taselaskentaperusteisesti nuohoushöyryn teho voidaan ratkaista yhtälöllä 35 ja nuohoushöyryn häviö yhtälöllä 36.

$$\dot{Q}_{nh} = (\dot{m}_{syve} - \dot{m}_{th}) \cdot \frac{h_{nh}}{1000} \quad (35)$$

$$\dot{m}_{syve} \quad \text{syöttöveden massavirta} \quad [\text{kg/s}]$$

$$h_{nh} \quad \text{nuohoushöyryn entalpia} \quad [\text{kJ/kg}]$$

$$\dot{Q}_{nh,th} = (\dot{m}_{syve} - \dot{m}_{th}) \cdot \frac{h_{sk-H_2O}(p_{sk}, T_{sk})}{1000} \quad (36)$$

Taulukossa 12 on esitetty nuohoushöyryn energia ja lämpöhäviö tammikuun ensimmäisen viikon nuohoussekvenssin ajalta. Yhtälöllä 36 lasketussa lämpöhäviössä nuohoushöyryn on katsottu poistuvan kattilan viimeiseltä lämpöpinnalta keskimäärin 166 °C:en lämpötilassa ja 1,1 baarin paineessa. Lämpötila on laskettu 10.1–31.1.2015 nuohoussekvenssien aikaisten savukaasun loppulämpötilojen keskiarvona. Savukaasun paine on karkea arvio, mutta edes puolen baarin arviointivirheellä ei ole merkittävää vaikutusta entalpiaan.

Taulukko 12. Yhden täyden nuohoussekvenssin kuluttama energia kahdella menetelmällä.

Aika	Automaation historiatiedot		Taselaskenta	
	Energia [MWh]	Lämpöhäviö [MWh]	Energia [MWh]	Lämpöhäviö [MWh]
1.1.2015 ilta	3,327	2,897	1,705	1,438
2.1.2015 aamu	3,543	3,089	1,692	1,426
2.1.2015 ilta	3,511	3,061	1,722	1,452
3.1.2015 aamu	3,473	3,026	1,560	1,315
3.1.2015 ilta	3,429	2,982	1,602	1,351
4.1.2015 aamu	3,178	2,766	1,593	1,343
4.1.2015 ilta	3,605	3,126	1,692	1,426
5.1.2015 aamu	3,552	3,119	2,072	1,747
5.1.2015 ilta	3,505	3,021	1,469	1,238
6.1.2015 aamu	3,592	3,131	1,675	1,412
6.1.2015 ilta	3,547	3,085	1,663	1,402
7.1.2015 aamu	3,563	3,094	1,502	1,266
7.1.2015 ilta	3,535	3,078	1,424	1,201
Keskiarvo	3,489	3,037	1,644	1,386

Taselaskennassa on huomioitu myös nuohoushöyrylinjan lämmitys, mitä ei automaation historiatiedoissa huomioida. Nuohoushöyrylinjaa lämmitetään noin 20 minuutin ajan vastapainehöyryllä ennen nuhousta. Lämmityshöyry ajetaan ulospuhallussäiliöön. Lämmityshöyryn huomioiminen nostaa taselaskennan lämpöhäviöitä noin 0,18 MW. Taulukon tiedot viittaavat siihen, että automaatiojärjestelmään syötetty massavirtatieto on lähes kolme kertaa suurempi kuin taselaskentaperusteinen.

7.4.2.2 Energiasäästöpotentiaali nuohouksen optimoinnilla

Lämpöteknisesti kattilan nuohoaminen on kannattavaa silloin, kun nuohouksen aiheuttama savukaasun loppulämpötilan aleneminen aiheuttaa suuremman energiasäästön, kun nuohouksessa menetetty energia. Nuohoamisella säästetty lämpö voidaan laskea yhtälöllä 37.

$$\dot{Q}_{\text{säästö}} = \dot{m}_{\text{sk}} \bar{c}_{\text{p,sk}} \Delta T \quad (37)$$

$$\dot{Q}_{\text{säästö}} \quad \text{nuohouksella säästetty energia} \quad [\text{kW}]$$

$\bar{c}_{p,sk}$	savukaasun keskimääräinen ominaislämpökapasiteetti	[kJ/(kg·K)]
ΔT	nuohouksella saavutettu savukaasun loppulämpötilan alentuminen	[°C]

Kappaleessa 7.4.2 selvitetiin, että talviaikaan normaaleilla höyryn kuormatasoilla 17–21 kg/s nuohouksella saatiin laskettua savukaasun loppulämpötilaa noin 6–9 °C. Tutkitun mittausaineiston mukaan kesällä nuohouksen vaikutus oli hieman pienempi. Kesän normaaleilla kuormatasoilla 15–19 kg/s nuohouksella saatiin alennettua noin 3–6 °C savukaasun loppulämpötilaa. Oletetaan, että kattilan likaantuminen on lineaarista eli nuohouksella saavutettu hyöty häviää tasaisesti ajan kuluessa saavuttaen nuohousta edeltäneen tason juuri ennen seuraavaa nuohousta. Kappaleessa 7.4.2 todettiin, että nuohoussekvenssi vaikuttaa kattilan hyötysuhteeseen noin 45 minuuttia nuohoushöyryn syötön loputtua, joten yhteensä nuohoussekvenssi aiheuttaa savukaasun loppulämpötilassa nousua noin 105 minuutin ajan ja nuohoussekvenssien väliin jää 615 minuuttia aikaa. Taulukossa 13 on jaettu yhtälöllä 37 laskettu lämmön säästö 615 minuuttiin eri tilanteissa. Koska kattilan likaantuminen on lineaarista, yhtälössä 37 käytetty lämpötilaero pienenee tasaisesti.

Taulukko 13. Nuohouksesta seuranneen lämmönsiirron parantumisen tuoma energiansäästö nuohoussekvenssien välillä.

	Talvi, ΔT_{\min}	Talvi, ΔT_{\max}	Kesä, ΔT_{\min}	Kesä, ΔT_{\max}
\dot{m}_{sk} [kg/s]	29,5	29,5	27	27
$\bar{c}_{p,sk}$ [kJ/(kg·K)]	1,19	1,19	1,19	1,19
ΔT [°C]	6	9	3	6
$E_{\text{säästö}}$ [MWh]	1,08	1,62	0,49	0,988

Taulukosta 13 nähdään, että talvella nuohouksella säästetty energia on samaa luokkaa, kun taselaskentaperusteisesti laskettu nuohoushöyryn lämpöhäviö. Mittausaineistoon perustuvien tulosten mukaan kesällä pienien kuormien aikaan voitaisiin saada säästöjä esimerkiksi ajamalla koko sekvenssi kerran päivässä ja vain tulistajien nuohoimet päivän

toisessa nuohouksessa. Pelkkien tulistajien nuohoimien ajossa nuohoushöyryyn on sitoutunut noin 0,97 MWh energiaa, jolloin pelkkien tulistimien nuohoaminen aiheuttaa taselaskennan mukaan noin 0,82 MWh lämpöhäviön. Talvella lämpöteknisesti kannattavin määrä nuohouksia on kaksi kertaa päivässä, eli nykyinen käytäntö kannattaa säilyttää.

Kuvista 30 ja 31 nähdään, että mittaustulosten mukaan nuohouksen vaikutuksissa savukaasun loppulämpötilaan esiintyy paljon hajontaa. Edellä esitetty laskenta nuohouksen optimoinnista toimii suuntaa antavana tietona sopivaan nuohoussekvenssien määrään. Tarkempiin tuloksiin pääseminen edellyttäisi useiden kuukausien seurantajaksoja ja yksityiskohtaisempaa mittaustietoa. Jotta likavastusta voitaisiin seurata, kattilan lämmönsiirtimien lämmönsiirtokertoimille olisi luotava mittaukset. Yksi ratkaisu nuohouksen tarkalle optimoinnille olisi ostaa palvelu automaatiojärjestelmän toimittajalta. Automaatiojärjestelmään voidaan liittää mittaukset lämpöpintojen likaantumisesta, jolloin tietyn likakertoimen raja-arvon ylittyessä valvomon ajokuva antaisi operaattorille tiedon nuohouksen tarpeesta. (Metso 2015)

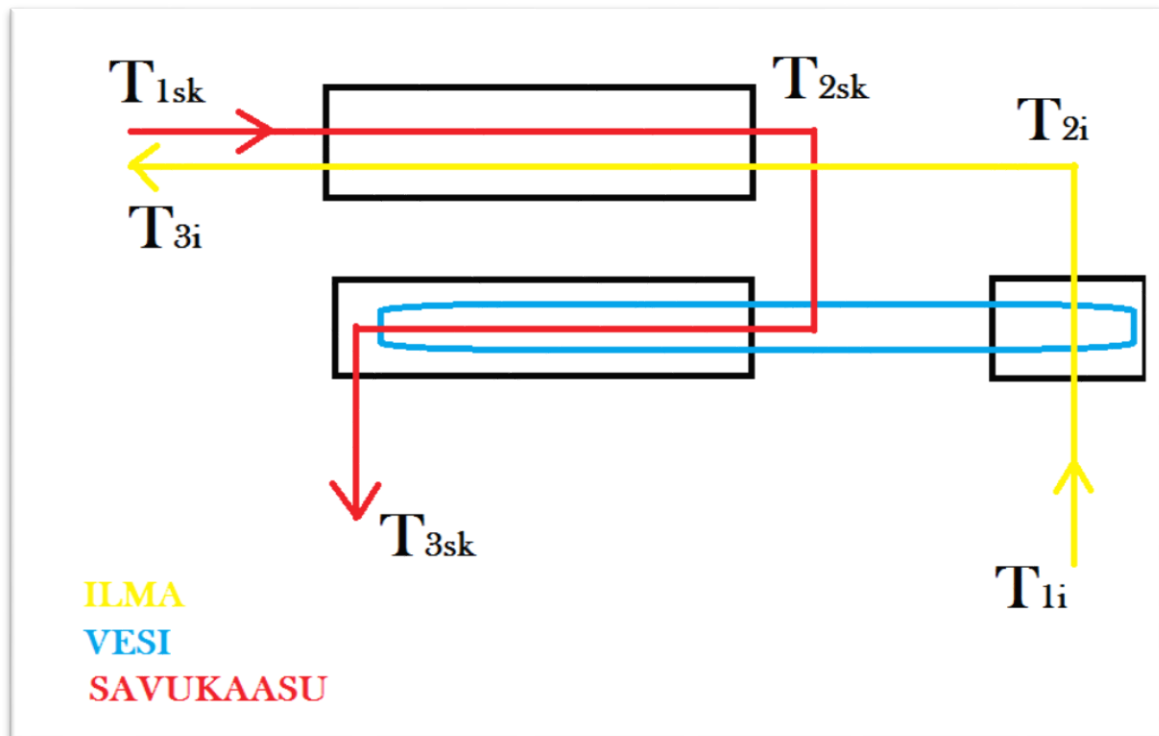
Mikäli nuohoussekvenssejä pilkotaan lyhyisiin ja pitkiin sekvensseihin, tulee huomioida, että ennen nuohoussekvenssin alkua koko nuohouslinja lämmitetään riippumatta siitä montako nuohointia ajetaan. Tarkassa optimoinnissa myös linjan lämmityksellä voi olla ratkaiseva merkitys. Tällä hetkellä automaatiojärjestelmään tallentuva tieto nuohouksesta ei huomioi linjan lämmitystä.

7.5 Savukaasun loppulämpötilan hallinta lämpöpintoja muuttamalla

Mikäli leijukattilan savukaasun loppulämpötila halutaan aidosti hallintaan, täytyy kattilan lämmönsiirtoon tehdä suuria muutoksia. Loppulämpötilan hallinta on mahdollista kappaleessa 6 esitetyillä ratkaisuilla. Ristiinan voimalaitoksen tapauksessa sopivimmalta vaihtoehdolta etukäteen vaikutti vesikierrolla varustettu ilman esilämmitin. Lämpöputkiratkaisu ei ole olosuhteisiin sopiva, koska savukaasu ei ole poikkeuksellisen likaavaa. Savukaasulauhduttimella saataisiin paljon energiaa talteen, mutta koska polttoaine ei ole erityisen rikkipitoista ja alueella ei ole käyttökohdetta niin suurelle lämmön lähteelle, savukaasun pesusta ei saada investointiin nähden riittävää hyötyä. ORC-prosessi ei ole kannattava tämän hetkisinä sähkön hinnoilla.

7.5.1 Nestekiertoisen ilman esilämmittimen mitoitus

Lähtökohtana nestekiertoisen ilman esilämmittimen mitoitukseen on kuvitteellinen tilanne, missä osa alkuperäisestä ilman esilämmittimestä on kärsinyt korroosio- tai eroosiovaurioita. Tällaisessa tilanteessa nestekiertoisen ilman esilämmittimen asentamista tutkitaan vaihtoehtona normaalille kaasu-kaasu ilman esilämmittimelle. Kuvassa 33 on esitetty kokoonpanon ainevirrat ja kaasujen lämpötilojen tilapisteet. Vesikiertoisen ilman esilämmittimen mitoitus perustuu Valmet Oyj:n suorittamiin taselaskelmiin. Lämmönsiirtopinnan asentamisen lisäksi vesikierto vaatisi säätöventtiilit ja toimilaitteet ennen ilmakekanavia sekä ilmakekanavien ohituslinjaan. Lisäksi tarvittaisiin kierto-vesipumppu sekä lämpötila- ja painemittaukset ennen ja jälkeen pumpun.



Kuva 33. Vesikiertoisen ilman esilämmittimen ainevirrat. Kuvan lämpötilojen tilapisteet:

savukaasu

ilma

$T_{1,sk}$ savukaasu ekonomaiserilta

$T_{1,i}$ ilma kattilahuoneesta

$T_{2,sk}$ savukaasu ennen vesikiertoa

$T_{2,i}$ ilma vesikierron jälkeen

$T_{3,sk}$ savukaasu viimeisen lämpöpinnan jälkeen

$T_{3,i}$ ilma palotilaan

Taselaskenta perustui liitteessä 3 esitettyyn tilanteeseen, missä kattilan kuorma on noin 95 % täydestä tehosta. Liitteen 3 tilapisteiden arvoista saatiin tarvittavat luvut mallinnettuun tilanteeseen, missä ilman esilämmitintä puretaan vaiheittain ja korvataan vesikierrolla. Taselaskenta osoitti, että savukaasun loppulämpötilan tasaaminen vesikierrolla edellyttää purkamaan noin puolet olemassa olevasta kaasu-kaasu ilman esilämmittimestä. Ilman esilämmittimestä purettaisiin ensimmäinen sekundäärilohko sekä primäärilohkot yksi ja kaksi. Jäljelle jäisi toinen sekundäärilohko sekä primäärilohkot 3 ja 4. Purettujen lohkojen tilalle voitaisiin asentaa vesikiertopatterit rivoitetusta tai sileästä putkipinnasta. Putkipakettien purkamisen jälkeen primääri-ilma

tulisi edelleen oikeasta suunnasta luvoon, mutta sekundääri-ilmakanavan puolta olisi vaihdettava.

Valmet Oyj:n suorittama taselaskenta osoitti, että kaikkea savukaasuista talteen otettua lämpöä ei voida siirtää tuloilmaan ajautumatta tilanteeseen, missä savukaasua lämmitetään takaperin. Jos vesikiertoon siirtynyt lämpö siirrettäisiin kokonaisuudessa tuloilmaan, myös savukaasun lämpötila ennen vesikiertoa nousisi. Tästä syystä täydellä kuormalla ajettaessa lämpöä on tuotava myös hautomoaltaaseen. Rivoitettu ratkaisu olisi ripaekon toisinto ja se vaatisi lämmönsiirtopinta-alaa noin 3440 m². Rivoitettu vesikiertopatterit pitäisi kannakoida keskeltä ja nuohoimet tulisi muuttaa ripapinnoille sopiviksi. Sileäputkisia paketteja pitäisi asentaa kaksi ja yhteen laskettu lämmönsiirtopinta-ala olisi noin 1450 m². Putkipaketit asetettaisiin toisinpäin kuin rivoitetussa ratkaisussa ja nuohoimet kulkisivat pakettien välissä. Täydellä kuormalla ajettaessa rivoitetussa ratkaisussa siirtyisi lämpötehoa savukaasusta kiertoveteen noin 4,9 MW ja sileäputkisessa ratkaisussa noin 3,6 MW. Rivoitetulla ratkaisulla savukaasun loppulämpötila saataisiin tasattua täydellä kuormalla ajettaessa noin 142 °C:seen ja sileäputkisella ratkaisulla noin 154 °C:seen.

Tavallisesti ripapaketit sijoitetaan lämmönsiirtolohkoista ylimmäiseksi tukkeutumiseriskin takia. Tässä tapauksessa ripapaketti sijoitettiin viimeiseksi lämpöpinnaksi, jotta savukaasun loppulämpötilan tasaaminen on helpompaa ja tehokkaampaa. Taulukkoon 14 on kirjattu ilmakanaviin sijoitettavien vesikiertopattereiden dimensiot.

Taulukko 14. Ilmakanavaan sijoitettavien vesikiertopattereiden dimensiot. Lämmönsiirtopinta-alat eivät olet tarkkoja, koska lämmönsiirto riippuu putkien asettelusta.

Putken halkaisija	[mm]	19,1 x 2,1
Rivan ulkohalkaisija	[mm]	45
Rivan paksuus	[mm]	0,4
Ripojen määrä	[kpl/m]	254
Lämmönsiirtopinta-ala		
- primäärikanava	[m ²]	700
- sekundäärikanava	[m ²]	2500

8 SAVUKAASUN LOPPULÄMPÖTILAN HALLINNAN TEKNISTALOUEDELLINEN TARKASTELU JÄRVI-SUOMEN VOIMA OY:N RISTIINAN VOIMALAITOKSELLA

Savukaasun loppulämpötilan hallinnan teknillistaloudellisessa tarkastelussa voidaan erottaa kaksi toisistaan poikkeavaa lähestymistapaa. Kun savukaasun loppulämpötilaan pyritään vaikuttamaan kattilan ajoarvoja muuttamalla, vaikutukset ovat pieniä ja savukaasun loppulämpötilaa ei saada hallintaan. Toisaalta ajoarvoilla tehtävillä muutoksilla investointikustannukset ovat pieniä, tai niitä ei ole ollenkaan. Kun savukaasun loppulämpötilaa hallitaan lämpöpintoja muuttamalla, voidaan savukaasun loppulämpötila pitää tasaisesti halutussa arvossa, vaikka kattilan kuormat muuttuisivat. Ongelmana on, että lämpöpintojen muutostyöt ovat kalliita.

8.1 Syöttövesisäiliön paineen säätö

Kappaleessa 7.4.1 todettiin, että alentamalla syöttövesisäiliön lämpötilaa 5 °C saadaan savukaasun loppulämpötilaa alennettua noin 1,5 °C. Syöttövesisäiliön lämpötilaa voidaan laskea pysyvästi noin 194 °C:seen, niin että pysytään säätöventtiilin toiminta-alueella. Koska säätöventtiiliin pitkäaikainen käyttö sen toimita-alueen ääriarvossa voi vaikuttaa venttiilin kulumiseen, lasketaan syöttövesisäiliön paineen säädöllä saavutettava säästö syöttövesisäiliön lämpötilassa 196 °C.

$$\dot{Q}_{\text{säästö}} = 28,1 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot 1,2 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} \cdot 1,5^{\circ}\text{C} = 50,6 \text{ kW}$$

Laskennassa on käytetty keskimääräistä savukaasun massavirtaa sekä ominaislämpökapasiteettia. Kun ajatellaan, että säätö palautetaan alkuperäisiin arvoihin jouluna, pääsiäisenä ja muina aikoina kun tehtaat eivät ota höyryä sekä huomioidaan vuosihuolto, vuotuiseksi säästöpotentiaaliksi muodostuu 413,9 MWh. Mikäli säästettävän energian hinta on luokkaa 18–25 €, vuotuiseksi rahalliseksi säästökseen saadaan 7450–10348 €. Todellinen säästö voi olla hieman laskennallista säästöä

pienempi, sillä koeajot tehtiin tammikuussa ja kesäaikaan savukaasun loppulämpötila on luonnollisesti alempana, joten säädön vaikutus voi olla heikompi.

8.2 Nuohouksen optimointi

Kappaleessa 7.4.2.2 todettiin, että talviaikaan nuohoimien ajoa kannattaa jatkaa nykyisellä tyylillä, eli koko sekvenssi kaksi kertaa vuorokaudessa. Mittaustietoihin perustuvien laskelmien mukaan kesäaikaan kattilan nuohoamista voitaisiin vähentää ainakin pienillä kuormilla. Mittaustietojen mukaan kesällä kun tuorehöyryn virtaus on alle 7 kg/s, kattila kannattaa nuohota vain kerran päivässä. Tällaisia vuorokausia Ristiinan voimalaitoksella on vuodessa noin 10, eli käytännössä silloin kun tehtaat eivät ota höyryä. Lisäksi kesällä kuormien ollessa suurimman osan päivästä 7-14 kg/s voitaisiin kokeilla nuohota kattilaa niin, että kerran päivässä nuohotaan koko sekvenssi ja kerran vain tulistajat. Kattilaa ajetaan 7-14 kg/s tuorehöyrytasolla noin 20 vuorokautta voimalaitoksen oman vuosihuollon jälkeen kun tehtaita huolletaan vuorotellen. Pelkkien tulistajien nuohoamisesta aiheutuu taselaskennan mukaan 0,82 MWh lämpöhäviö. Laskemalla näillä muutoksilla saavutettavat vuotuiset energiasäästöt yhteen saadaan mittaustietoihin perustuvan nuohouksen optimoinnin energiasäästöt.

$$\dot{Q}_{\text{säästö,nh}} = 10 \cdot 1,386 \text{ MWh} + 20 \cdot (1,386 - 0,82) \text{ MWh} = 25,2 \text{ MWh}$$

Energiasäästö on pieni, mutta lisäksi pitää huomioida että nuohoamatta jättäminen säästää lisävedenkulutusta ja antaa lisää tietoa kattilan likaantumiskäyttäytymisestä. Tehtyjen muutoksien jälkeen kattilan likaantumista olisi helpompaa arvioida ja nuohouksesta voitaisiin saada lisää säästöjä. Koska kattilan kuormat vaihtelevat paljon, myös nuohouksen tarve vaihtelee. Tästä syystä myös automaattinen likaantumisen seuranta voisi olla kannattava vaihtoehto.

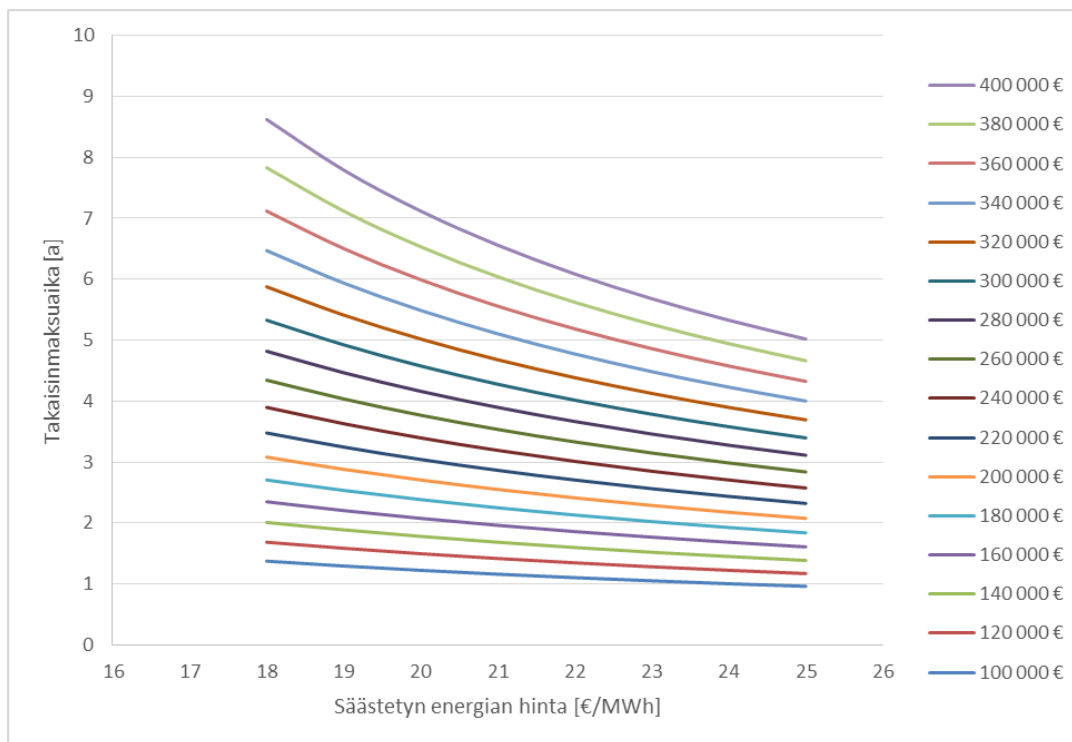
8.3 Nestekiertoinen ilman esilämmitin

Nestekiertoisen ilmanesilämmittimen hinta määräytyy lämmönsiirtimien koon, materiaalin ja lämmönsiirrintyyppin mukaan. Lisäksi hintaan vaikuttavat valmistussarjan

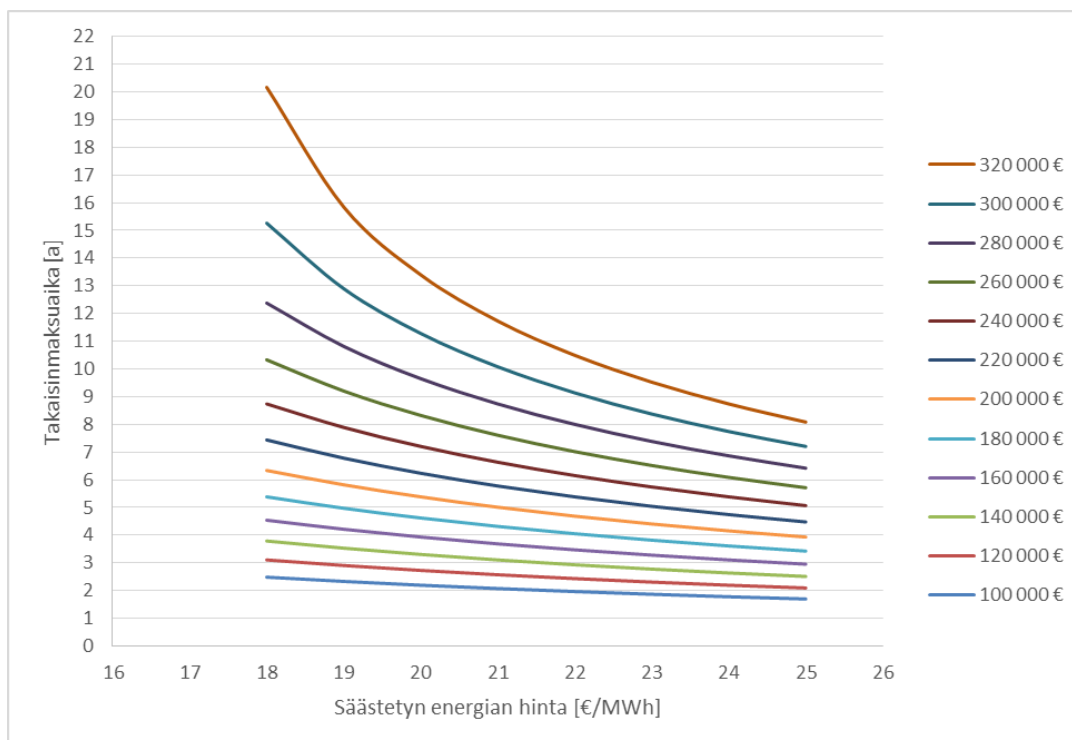
suuruus ja toistuvuus sekä kilpailutilanne. (Sarkomaa 1994,38) Lämmönsiirtimen materiaali valitaan vallitsevien olosuhteiden mukaan. Yleensä lämmönsiirrin pyritään valmistamaan halvimmasta materiaalista, mikä kestää olosuhteiden paineen, lämpötilan ja korroosion. Ilman ja veden esilämmittimien yleisin materiaali on hiiliteräs. Myös Ristiinan voimalaitoksella käytössä oleva ilman esilämmitin on valmistettu hiiliteräksestä. Hiiliteräs on halpa materiaali, jota voidaan käyttää noin 500 °C:en lämpötilaan asti, mutta sen korroosiokestävyys on heikkoa. (Saari, 29)

Lämmönsiirtimien kustannukset muodostuvat valmistuskuluista, asennuskuluista ja käyttökuluista. Lämmönsiirtimen valmistuskulut ovat yleensä noin kolmannes yhteenlasketuista kuluista, mutta kustannuksien suhde riippuu paljon lämmönsiirtimen koosta, tyypistä ja materiaalista. Lämmönsiirrinvalmistajat eivät julkaise laitteistojen hinnastoja, vaan jokaiseen tilanteeseen tehdään tilaajalle yksilöity tarjous. Julkisuuteen annetuissa kustannustiedoissa ei ole euromääräistä tietoa, vaan yleensä lämmönsiirrintyyppien hintaluokkia verrataan toisiinsa. (Saari, 30)

Vesikiertoisesta ilman esilämmittimestä on mahdollista tehdä tarjouspyyntö laitevalmistajalle kappaleessa 7.5.1 suoritetun laskennan perusteella. Taselaskenta osoitti, että rivoitetulla ratkaisulla savukaasun loppulämpötila saadaan tasattua 142 °C:en lämpötilaan ja sileällä putkipinnalla 154 °C:seen, kun kattilaa ajetaan 95 % kuormalla. Koska kattilan automaation historiatietojen tuntikeskiarvojen perusteella kattilaa ajetaan yli 90 % kuormalla vain noin 60 tunnin ajan vuodessa, oletetaan että rivoitetulla ratkaisulla loppulämpötila voidaan tasata 140 °C:en lämpötilaan ja sileällä putkipinnalla 147 °C:seen. Yhtälön 32 mukaan rivoitetulla ratkaisulla voidaan saada 4760 MWh energiasäästöt vuodessa ja sileällä putkipinnalla 2863 MWh. Koska laitehankinnalla pyritään polttoainekustannusten alentamiseen, asetetaan korkokannaksi 15 %. Lisäksi arvioidaan, että säästetyn energian arvo on 18–25 €/MWh ja laitevalmistajalta saatava kustannearvio on 100 000 € - 400 000 €. Kuvassa 34 on esitetty rivoitetun ratkaisun takaisinmaksuaika ja kuvassa 35 sileäputkisen ratkaisun takaisinmaksuaika. Takaisinmaksuaika on ratkaistu yhtälöllä 22.



Kuva 34. Rivoitetun ratkaisun takaisinmaksuaika.



Kuva 35. Sileäputkisen ratkaisun takaisinmaksuaika.

Takaisinmaksuaika on keskeisin mekaanisessa metsäteollisuudessa käytetty investointilaskentamenetelmä. Takaisinmaksuajan tukena voidaan käyttää liitteissä 4 ja 5 esitettyjä annuiteettimenetelmän ja nykyarvomenetelmän kaavioita. Kaavioita voidaan tulkita kahdella tapaa. Jos ajatellaan, että olemassa oleva kaasukaasu ilman esilämmitin on kärsinyt eroosio tai korroosiovaurioita niin paljon, että sen luvolohkot joudutaan vaihtamaan joka tapauksessa, investointikustannukseksi muodostuvat vaadittavien korjaustöiden hinta vähennettynä uuden ratkaisun hinnasta. Jos vesikierron asentaminen suoritetaan toimintaa kehittävänä investointina, investointikustannuksista ei vähennetä mitään, mutta sinne lisätään purkutyöt.

Kaikissa kaavioissa tulee huomioida, että investointikustannuksiin on laskettu kaikki lämmönsiirtimen kustannukset eli valmistus-, asennus- sekä käyttö- ja kunnossapitokustannukset. Normaaliin kaasukaasu luvoon verrattuna vesikiertoratkaisun valmistuskustannuksia nostavat kokoonpanon harvinaisuudesta johtuva monimutkainen suunnitelutyö, kaasukaasu luvoa suurempi kokonaislämmönsiirtoala ja paineistetun vesikierron rakentaminen. Asennuskustannuksia verrattaessa tulee huomioida uusien nuohimien hankinnat ja asennus, vesikierron asennus ja vesikierron liittäminen hautomoaltaaseen. Käyttö- ja kunnossapitokustannusten osalta vesikierron hintaa nostavat vesikiertopumpun käyttö sekä pumpun ja venttiileiden huoltokustannukset.

9 JOHTOPÄÄTÖKSET

Tutkimuksen tavoitteena oli tuottaa toteuttamiskelpoisia ratkaisuja savukaasun loppulämpötilan hallintaan Järvi-Suomen Voima Oy:n Ristiinan voimalaitoksella sekä lisätä tietoisuutta erilaisista savukaasun loppulämpötilan hallintavaihtoehdoista ja niiden vaikutuksista. Ristiinan voimalaitoksen osalta tutkimuksessa keskityttiin kolmeen vaihtoehtoon: syöttövesisäiliön paineen säätö, nuohouksen optimointi sekä vesikierrolla varustetun ilman esilämmittimen asentaminen. Kattilan ajoarvojen muuttaminen on helppo ja halpa tapa vaikuttaa savukaasun loppulämpötilaan, mutta vaikutukset ovat aika pieniä ja savukaasun loppulämpötilan hallinta jää saavuttamatta. Muutoksia tehtäessä on tiedostettava muutoksien tuomat vaikutukset prosessin kaikkiin osa-alueisiin. Tästä hyvänä esimerkkinä on syöttövesisäiliön paineensäätö, joka vaikuttaa myös lämmityslinjan säätöventtiilin kestävyys ja syöttöveden pH-arvoon. Mikäli savukaasun loppulämpötilaa halutaan hallita niin että loppulämpötilalle asetetaan toiminta-arvo, jossa sen on pysyttävä, täytyy kattilan lämpöpintoihin tehdä muutostöitä.

Tutkimuksessa saatiin johdonmukaisia mittaustuloksia syöttövesisäiliön paineen ja savukaasun loppulämpötilan välisestä yhteydestä. Kun syöttövesisäiliön painetta alennettiin 5 °C, savukaasun loppulämpötila laski keskimäärin noin 1,5 °C. Syöttövesisäiliön paineen alentaminen kasvattaa painetta syöttövesisäiliön lämmityshöyryn säätöventtiileiden yli. Lämmityshöyryä säädetään kahdella säätöventtiilillä, joista ensimmäisen putkikoko on DN 100 ja paineluokka PN 25/40, toisen säätöventtiilin putkikoko on DN 80 ja paineluokka PN 16/25/40. Pienemmän säätöventtiilin suurimmaksi sallituksi paine-eroksi on merkitty 6 baaria, joten syöttövesisäiliön lämpötilaksi voitaisiin alimmillaan pysyvästi säätää 194 °C. Syöttövesisäiliön lämpötilan muuttaminen pysyvästi 194 °C:seen, alentaisi savukaasun loppulämpötilaa noin 2 °C.

Mikäli syöttövesisäiliön painetta päätetään alentaa pysyvästi, vuosihuolloissa tulisi kiinnittää erityistä huomiota syöttövesisäiliön lämmityslinjan säätöventtiileiden kulumiseen. Mikäli säätöventtiili joudutaan jostain syystä vaihtamaan, vaihdon yhteydessä olisi hyvä tarkistaa, voisiko säätöventtiiliä korvata venttiilillä, jolla pystyttäisiin laskemaan syöttövesisäiliön painetta tehokkaammin ja miten suurempi paineen alentaminen vaikuttaisi vesikemiaan.

Tässä työssä suoritettu nuohouksen optimointi toteutettiin tutkimalla nuohouksen vaikutuksia savukaasun loppulämpötilaan automaatiojärjestelmän historiatiedoista. Tutkimuksessa verrattiin nuohouksen kuluttamaa lämpöä ja lämpöpintojen parantuneesta lämmönsiirrosta aiheutunutta savukaasunloppulämpötilan alentumista. Kun lämpöpintojen likaantumisen aiheutuva lämmön menetys on suurempi kuin nuohoushöyryn mukana menetetty lämpö, kattila on lämpötekniisesti järkevää nuohota. Tutkimusmenetelmän ongelmina olivat voimakkaasta kuormien vaihtelusta seuranneet savukaasun loppulämpötilan vaihtelut sekä kattilan likaantumisen monimutkainen luonne. Tutkimustuloksista nähdään, että nuohouksen vaikutuksissa savukaasun loppulämpötilaan on paljon satunnaista vaihtelua. Kattilan likaantuminen on erittäin monimutkainen yhtälö ja satunnaiset vaihtelut nuohouksen vaikutuksissa voivat johtua esimerkiksi kattilan kuormista, polttoaineen laadusta tai satunnaisista likakertymistä.

Tutkitusta mittaustiedosta huomattiin, että tässä työssä käytetyllä menetelmällä johdonmukaisen tiedon hankkiminen nuohouksen vaikutuksesta savukaasun loppulämpötilaan edellyttää pitkiä seurantajaksoja eri vuodenajoilta. Mikäli nuohousta optimoidaan kattilan mittaustietojen perusteella, nuohoussekvenssissä ajettavien nuohoimien määrää ja nuohouksien välistä aikaa tulisi muuttaa vähän kerrallaan ja eri vaihtoehdoilla tulisi ajaa useita viikkoja, jotta erot savukaasun loppulämpötilassa erottuisivat. Pitkien seurantajaksojen tutkiminen vie todella paljon aikaa ja tarkempi optimointi vaatisi myös massavirtamittauksen asennusta nuohoushöyrylinjaan.

Tässä työssä suoritettujen laskennan perusteella kattilan nuohouksen muutoksilla ei saataisi merkittäviä lämpösäästöjä aikaan. Mittaustiedoista voidaan päätellä, että talviaikaan kattilan nuohoamista kaksi kertaa päivässä kannattaa jatkaa, mutta kesällä kuormien ollessa pieniä kattilan nuohoamista voitaisiin vähentää yhteen kertaan tai yhteen täyteen sekvenssiin ja yhteen lyhyeen sekvenssiin, missä nuohotaan vain tulistajat. Tällä hetkellä kattilan nuohoaminen perustuu kattilan käyttökokemuksiin ja muista kattilalaitoksista saatuihin tietoihin. Nuohouksien täsmällisempi tutkimus voisi antaa hyödyllistä tietoa nuohoimien taloudellisesta käytöstä, mutta tarkempi tutkimus edellyttäisi myös lämmönsiirtomittausten asennusta ja tarkempaa mittausta nuohoushöyryn massavirralla.

Kattilan nuohoamisen optimointiin voitaisiin kysyä tarjouspyyntö esimerkiksi kattilan automaatiojärjestelmän toimittajalta. Lämmönsiirtomittauksiin perustuva järjestelmä

antaisi operaattorille tiedon optimaalisesta nuohousajasta. Optimoidussa järjestelmässä tulisi huomioida nuohoushöyrylinjan lämmitys ja kattilan kuorman muutoksien tuomat käytännön rajoitteet. Pienillä kuormilla ajettaessa operaattorit nuohoavat kattilan mielellään, sillä höyryn kulutuksen nostamisella voidaan stabiloida kattilapainetta. Kun kattilaa ajetaan lähellä sille mitoitettua maksimitehoa, kattilan nuohousta usein lykätään pienemmille kuormatasoille, jotta polttoaineen syöttö kattilaan ei kasvaisi hallitsemattoman suureksi. Tällainen toiminta on ymmärrettävää kattilan hallinnan kannalta, mutta lämpöteknisesti kannattamatonta.

Vesikierrolla varustetun ilman esilämmittimen kannattavuus määräytyy investoinnin ja säästetyn energian hinnan mukaan, kuten investointilaskentamenetelmien kaaviot osoittavat. Koska vesikierrolla varustettu ilman esilämmitin on erittäin harvinainen kokoonpano ja laitetoimittajat eivät julkaise yksittäisten tuotteidensa hintoja, investointikustannusta ei voida selvittää julkisen tiedon perusteella. Investointikustannuksiin sisältyy useita muuttuvia tekijöitä, joiden arvo saataisiin selville vain tekemällä tarjouspyyntö. Vesikierron hankinta ja asennus olisivat luonnollisesti merkittävin osa investointia, mutta on tärkeää myös huomioida lämmityksen asentaminen hautomoaltaaseen, vesikierron käyttö- ja kunnossapitokustannukset, uusien nuohoimien hankinta ja asennus sekä olemassa olevan ilman esilämmittimen purkutyöt. Tässä tutkimuksessa ei löydetty yksiselitteistä vastausta siihen, onko vesikierrolla varustettu ilman esilämmitin kannattava ratkaisu Ristiinan voimalaitokselle, mutta tutkimuksessa selvitettyjen lämmönsiirtopinta-alojen ja alustavien säästöpotentiaalitietojen perusteella suunnittelua on helpompi jatkaa yhteistyössä laitevalmistajien kanssa, mikäli se nähdään tarpeelliseksi.

Vesikiertoisen ilman esilämmittimen kokonaiskustannus voi nousta korkealle, mutta investointilaskentamenetelmien kaavioiden mukaan säästetty energia kompensoi investoitua rahasummaa niin hyvin, että hankinnalla voi olla mahdollista päästä alle 4 vuoden takaisinmaksuaikaan. Koska vesikiertoinen ilmanesilämmitin ei kuulu päästökauppalaan (311/2011) piiriin ja se on energian säästöä tukeva hanke, siihen olisi hyvä mahdollisuus saada työ- ja elinkeinoministeriön investointitukea. Investointituki voi olla merkittävässä osassa lopullista kannattavuutta arvioitaessa. Esimerkiksi Rovaniemen

Suosiolan voimalaitokselle rakennettuun savukaasupesuriin myönnettiin 15 % investointituki. (Rovaniemen energia 2012)

10 YHTEENVETO

Savukaasuhäviö on merkittävin kattilalahyötysuhdetta heikentävä yksittäinen tekijä, kun kattilalahyötysuhdetta tarkastellaan epäsuoralla menetelmällä. Savukaasuhäviön yhtälön mukaan savukaasuhäviötä voidaan vähentää alentamalla savukaasun loppulämpötilaa tai savukaasun massavirtaa. Tämän diplomityön tavoitteena oli löytää potentiaaliset keinot leijukattilan savukaasun loppulämpötilan hallintaan. Työssä etsittiin keinoja Järvi-Suomen Voima Oy:n Ristiinan voimalaitoksen savukaasun loppulämpötilan tasaamiseen, niin että tulokset olisivat yleistettävissä muillakin voimalaitoksilla.

Käytettävä polttoaine ja polttoaineen laatu vaikuttavat merkittävästi savukaasuhäviön suuruuteen. Kosteilla polttoaineilla on matalampi lämpöarvo, joten kosteaa polttoainetta käytettäessä muodostuu enemmän savukaasua ja tätä kautta savukaasuhäviö kasvaa. Kostealla polttoaineella tulee myös savukaasun happokastepiste nopeampaa vastaan. Toinen happokastepisteeseen vaikuttava tekijä on polttoaineen rikkipitoisuus.

Ristiinan voimalaitoksella käytetään pääpolttoaineena vanerimursketta, viilumursketta ja puun kuorta. Vaneri- ja viilumurskeen kosteus vaihtelee 5-35 % välillä riippuen siitä, mistä prosessin vaiheesta vanerijäte otetaan. Puun kuoren kosteus vaihtelee noin 50–70 % välillä. Yhteensä pääpolttoaineen kosteus on keskimäärin noin 40 %. Pääpolttoaineen lisäksi voimalaitos polttaa melko tasaisella teholla vanerintuotannossa syntyvää puupölyä, jonka kosteus on noin 5 %. Pääpolttoaineella tuotetaan noin 88,3 % kattilan tehosta.

Happokastepisteellä tarkoitetaan tilaa, missä savukaasun sisältämä rikkihappo alkaa tiivistyä nestemäiseen muotoon. Savukaasun happokastepiste antaa alarajan savukaasun loppulämpötilan hallinnalle. Happokastepisteeseen vaikuttavat polttoaineen kosteus sekä rikkipitoisuus. Ristiinan voimalaitoksen savukaasun happokastepiste laskettiin Okkesin sekä Verhoff & Bancehro korrelaatioilla. Polttoaineen kosteuden ollessa 40 % Okkesin korrelaatio antoi happokastepisteeksi 119,2 °C ja Verhoff & Bancehro 131,7 °C. Todellinen happokastepiste on näiden tulosten välissä, mutta lähempänä Verhoff & Bancehro korrelaatiota, sillä sen käyttäminen sopii paremmin savukaasun tilaan.

Savukaasun happokastepisteen alittaminen johtaa syövyttävän nestemäisen rikkihapon muodostumiseen. Syöpyminen on erittäin haitallista kattilan lämpöpinnoilla, mutta on

hyvä huolehtia, että savukaasun happokastepiste ei alitu myöskään lämpöpintojen jälkeen sijaitsevalla sähkösuodattimen suppilolla. Tässä työssä on arvioitu, että mikäli savukaasu poistuu 140 °C:en lämpötilassa kattilan viimeiseltä lämpöpinnalta, se ei alita happokastepistettä sähkösuodattimen suppilolla. Tarkempiin tuloksiin päästäisiin asentamalla lämpötilamittaus sähkösuodattimen suppilolle.

Savukaasun loppulämpötilaan voidaan vaikuttaa kattilan ajoarvoja muuttamalla tai tekemällä muutoksia kattilan lämpöpintoihin. Kattilan ajoarvojen muuttaminen on halpa tapa vaikuttaa savukaasun loppulämpötilaan, mutta vaikutukset ovat pieniä ja savukaasun lämpötilan hallinnasta ei voida puhua. Ajoarvojen muutoksilla voidaan saada parhaimmillaan muutaman asteen vaikutus savukaasun loppulämpötilaan, mutta lämpötilaa ei saada vakiinnutettua haluttuun tasoon. Tämän lisäksi ajoarvojen muutoksia tehtäessä täytyy huomioida, että alkuperäisten asetusarvojen muuttaminen voi vaikuttaa prosessin muihin osa-alueisiin odottamattomalla tavalla. Tässä tutkimuksessa Ristiinan voimalaitoksella savukaasun loppulämpötilaan pyrittiin vaikuttamaan syöttövesisäiliön paineen säädöllä sekä nuohouksen optimoinnilla.

Koemittauksissa löydettiin selkeä yhteys syöttövesisäiliön lämpötilan ja savukaasun loppulämpötilan välille. Kun syöttövesisäiliön lämpötilaa pudotettiin 5 °C, savukaasun loppulämpötila laski noin 1,5 °C. Kun syöttövesisäiliön lämpötilaa pudotettiin toiset 5 °C, savukaasun loppulämpötila laski edelleen noin 1,5 °C. Syöttövesisäiliön paineen alentamista pysyväsi rajoittaa kuitenkin syöttövesisäiliön lämmityshöyryn säätöventtiili, jonka yli paine-ero saa olla korkeintaan 6 baaria. Venttiilin kestävyys rajoittaa syöttövesisäiliön lämpötilan säädön noin 194 °C:seen, joten syöttövesisäiliön paineen alentamisella saadaan savukaasun loppulämpötilaan korkeintaan 2 °C muutos.

Tässä työssä tehty nuohouksen optimointi toteutettiin tutkimalla nuohouksen vaikutuksia savukaasun loppulämpötilaan kattilan automaation historiatiedoista. Savukaasun loppulämpötilasta kerättiin tietoja kesä- ja talviajalta kaksi tuntia ennen ja jälkeen nuohouksen. Nuohouksella saavutettua savukaasun loppulämpötilan alentumista verrattiin nuohoushöyryn mukana menetettyyn lämpöön. Tutkimuksessa laskettu nuohoushöyryn teho poikkesi merkittävästi kattilan historiatietoihin tallentuvasta nuohoushöyryn tehosta, sillä kattilan automaatio käyttää nuohoushöyryn massavirtana

laitevalmistajalta saatua arviota. Tässä tutkimuksessa nuohoushöyryn massavirta laskettiin syöttöveden ja tuorehöyryn massavirtojen erotuksesta.

Tällä hetkellä kattilan kaikki nuohoimet ajetaan kaksi kertaa vuorokaudessa. Mittaustulokset osoittavat, että talviaikaan kuormien ollessa korkealla tämä on taloudellisesti järkevää, mutta kesällä pienien kuormien aikaan kattilan likaantuminen on vähäisempää, joten myös nuohoamisen tarve laskee. Optimaalisen nuohousvälin ja erilaisten tilanteeseen sopivien sekvenssien löytämiseksi kattilaan olisi asennettava lämpöpintojen lämmönjohtavuusmittauksia ja nuohoushöyryn massavirran mittaus. Tämän jälkeen kattilan nuohoamista voisi alkaa optimoida erilaisilla nuohoussekvensseillä ja sekvenssien välisillä ajanjaksoilla. Koska kattila likaantuu eri tahtia kesä- ja talviaikaan, koeajojen tulisi olla tarpeeksi pitkiä ja niitä olisi suoritettava eri vuodenaikoina. Yksi vaihtoehto nuohouksen optimointiin olisi pyytää tarjouspyyntö nuohouksen optimointijärjestelmästä kattila-automaation laitetoimittajalta.

Mikäli savukaasun loppulämpötila halutaan vakauttaa optimaaliselle tasolle, täytyy kattilan lämpöpintoihin tehdä muutostöitä. Mahdollisia vaihtoehtoja savukaasun loppulämpötilan hallintaan ovat esimerkiksi savukaasulauhdutin, ORC-prosessi sekä vesikiertoinen ilman esilämmitin. Koska savukaasulauhdutin on kannattavampi tilanteessa, missä on pyrittävä rikkipäästöjen hallintaan ja ORC-prosessi on kannattamaton tämän hetkisillä sähköhinnoilla, tässä tutkimuksessa selvitettiin vesikiertoisen ilman esilämmittimen asentamisen mahdollisuutta Ristiinan voimalaitokselle.

Vesikiertoisen ilman esilämmittimen mitoituksessa laskenta-apua antoi kattilan laitevalmistaja Valmet Oyj. Taselaskenta osoitti, että vesikiertoisen ilman esilämmittimen tieltä tulisi poistaa kaksi neljästä olemassa olevasta kaasu-kaasu luvlohkosta. Vesikiertoinen ilmanesilämmitin voitaisiin rakentaa sileästä putkesta tai rivoitetusta putkesta. Rivoitetulla putkella päästäisiin alempaan savukaasun loppulämpötilatasoon, kun laitosta ajetaan lähellä sille mitoitettua maksimikuormaa, mutta rivoitetussa ratkaisussa jouduttaisiin hankkimaan ripapinnalle soveltuvat nuohoimet. Jos vesikiertoinen ilman esilämmitin asennettaisiin siirtämään kaikki savukaasusta talteen otettu lämpö tuloilmaan, savukaasun lämpötila nousisi kaasu-kaasu luvlohkojen jälkeen nostaen edelleen savukaasun loppulämpötilaa. Tämän epästabiilin

kierron poistamiseksi osa lämmöstä on tuotava johonkin muualle. Ristiinan voimalaitoksessa paras ratkaisu on viedä lämpöä tukkien hautomoaltaaseen.

Savukaasun loppulämpötilan hallintakeinojen teknillistaloudellinen arviointi osoitti, että syöttövesisäiliön pysyvällä paineen alentamisella voidaan luoda noin 413,9 MWh vuotuiset energiasäästöt, kun säätö toteutetaan syöttövesisäiliön lämmityslinjan säätöventtiiliin kannalta kestävällä tasolla. Säädön toteuttamisella ei ole käytännössä mitään kustannuksia, mutta säätö vaikuttaa hieman kattilan syöttöveden pH-arvoon, joten säätö tulee huomioida vesikemiassa. Lisäksi syöttövesisäiliön lämmityslinjan säätöventtiileiden kestävyyttä olisi syytä seurata vuosihuolloissa, koska venttiilit joutuvat kovempaan rasitukseen jos säätö toteutetaan.

Tutkimuksessa suoritetun mittausarvoihin perustuvan nuohouksen optimoinnin mukaan nuohouksesta ei ole saatavissa suuria vuosittaisia energiasäästöjä. Kattilan nuohoamista olisi mahdollista vähentää yhteen kertaan vuorokaudessa juhlapyhinä ja muina aikoina, kun tehtaat eivät tarvitse höyryä. Lisäksi tehtaiden vuosihuoltojen aikaan kattila voitaisiin nuohota kokonaan kerran päivässä ja vain tulistajat kerran päivässä. Näillä muutoksilla saataisiin aikaan noin 25,2 MWh vuotuiset energiasäästöt. Vaikka vuosittain säästettävä energiamäärä on pieni, nuohouksen järkevä vähentäminen säästää myös lisäveden tarvetta ja vähentää lämpöpintojen eroosiota. Lisäksi nuohouksien järkevä ja hallittu vähentäminen antaisi lisätietoa kattilan likaantumisesta.

Vesikiertoisella ilman esilämmittimellä saadaan aikaan merkittävät vuotuiset energiasäästöt, mutta se vaatii myös isoja investointeja. Tutkimuksessa laskettiin, että rivoitetulla ratkaisulla voidaan saavuttaa 4760 MWh energiasäästöt vuodessa ja sileällä putkipinnalla 2863 MWh. Takaisinmaksuaika on keskeisin mekaanisessa metsäteollisuudessa käytetty investointilaskentamenetelmä. Vesikiertoisen ilmanesilämmittimen takaisinmaksuaika on riippuvainen investoinnin suuruudesta sekä säästetyn energian hinnasta. Kuvissa 34 ja 35 on esitettyjen takaisinmaksuajan kaavioiden mukaan, vesikiertoisella ilmanesilämmittimellä olisi mahdollista saavuttaa alle 4 vuoden takaisinmaksuaika.

LÄHDELUETTELO

Alakangas, E. 2000. Suomessa käytettävien polttoaineiden ominaisuuksia. VTT. 196 s. ISBN 951-38-5740-9

Ahlanko, A. 2011. Energiaraportoinnin kehittäminen voima- ja lämpölaitoksille. Diplomityö. Aalto-yliopisto, Teknillinen korkeakoulu.

Andritz. Trends in New Recovery Boilers. ECBLRBAC Meeting. [viitattu 16.12.2014] Saatavissa: <http://www.paptac.ca/ssp-members/Andritz%20Trends%20in%20New%20RB's.pdf>

Andritz. 2014. HERB kraft energy boilers. [viitattu 16.12.2014] Saatavissa: <http://www.andritz.com/products-and-services/pf-detail.htm?productid=13799>

Bahadori. A. 2011. Estimation of combustion flue gas acid dew point during heat recovery and efficiency gain. Applied Thermal Engineering. Osa 31. Numero 8-9. 1457-1462 s.

Belo, L. P & Elliott, L. K & Stanger, R. J & Spörl, R, & Shah, K. V & Maier, J & Wall, T.F. 2014. High-Temperature Conversion of SO_2 to SO_3 : Homogeneous Experiments and Catalytic Effect of Fly Ash from Air and Oxy-fuel Firing. Energy Fuels. Osa 28. 7243-7251 s.

Chaudhry, H. N & Hughes, B. R & Saud, A. G. 2012. A review of heat pipe systems for heat recovery and renewable energy applications. Renewable and Sustainable Energy Reviews 16. 2249-2259 s.

Energiateollisuus. 2014. Kivihiili. [viitattu 22.11.2014] Saatavissa: <http://energia.fi/energia-ja-ymparisto/energiالاhteet/kivihiili>

Hammo, S. 2000. Savukaasun tilavuusvirran jatkuvatoiminen määrittäminen. Tutkimusraportti Q LAP Energia/tutkimusraportti B. Lappeenrannan teknillinen korkeakoulu. Energiatekniikan osasto. ISBN 951-764-430-2. s. 13.

Heinimö, J & Malinen, H. 2002. Sähköntuotanto mekaanisessa metsäteollisuudessa. FINBIO –Suomen Bioenergiayhdistys 2002. 78 s. ISBN 952-5135-22-2

Huhtinen, M & Korhonen, R & Pimiä, T & Urpalainen, S. 2008. Voimalaitostekniikka. Otava kirjapaino Oy, Keuruu. 342 s. ISBN 978-952-13-3476-4

Huhtinen, M. 2000. Höyrykattilatekniikka. 5. Uusittu painos. Helsinki: Oy Edita Ab. 316 s. ISBN 951-37-1327-X.

Höyryopas. 1989. B5 Espoo. s. 74. ISBN 951-96064-4-0

Hämäläinen, J & Makkonen, P. 2003. Leijupolttoteknologia: vihreää energiaa. VTT. [viitattu 15.7.2013]. Saatavissa: <http://koti.mbnet.fi/ppom/PDF/R.Y.pdf>

Ikonen, O. 2013. Biovoimalaitoksen energiatehokkuuden parantaminen ja osakuormajon optimointi. Diplomityö. Lappeenrannan teknillinen yliopisto. s. 118.

Incropera, F & Dewitt, D & Bergman, T & Lavine, A. 2007. Fundamentals of Heat and Mass Transfer. Sixth edition. Hoboken, New Jersey: John Wiley & Sons. 981 s. ISBN 978-0-471-45728-2.

Jalovaara, J & Aho, J & Hietamäki, E & Hyytiä, V. 2003. Paras käytettävissä oleva tekniikka (BAT) 5 – 50 MW:n polttolaitoksissa Suomessa. Suomen ympäristökeskus. 54 s. ISBN 952-11-1489-4

Kaikko, J. 2013. Voimalaitostekniikka- kurssin kurssimateriaali. Lappeenrannan teknillinen yliopisto.

- Kaikko, J. 2012. Voimalaitostekniikan perusteet- kurssin kurssimateriaali. Lappeenrannan teknillinen yliopisto.
- Khatib, H. 1997. Financial and economic evaluation of projects in the electricity supply industry. 199 s. ISBN 0 85296 908 2
- Kilponen, M. 2013. Soodakattilalaitosten energiantuotannon lisääminen. Diplomityö. Lappeenrannan teknillinen yliopisto. 102 s.
- Knowenergy. Kattilan hyötysuhde ja häviöt. [viitattu 22.11.2014] Saatavissa: http://www.knowenergy.net/suomi/monipoltt_kattilat/8_haviot/frame.htm
- Kuisma, J. 2012. LCP BREFin päivityksen tilanne. Energiateollisuuden ympäristöntutkimusseminaari 12.1.2012. Etelä-Suomen aluehallintovirasto. [viitattu 22.11.2014] Saatavissa: http://energia.fi/sites/default/files/images/lu_kuisma_lcp_brefin_paivityksen_tilanne.pdf
- Kuisma, J. 2013. Suurten polttolaitosten BAT-päätelmien päivitys. Ilmansuojelupäivät 21.8.2013. Etelä-Suomen aluehallintovirasto. [viitattu 22.11.2014] Saatavissa: <http://www.isy.fi/pdf/Kuisma.pdf>
- Kumar, R & Jain, S. 2003. Heat pipe based air preheaters for thermal power plants. V Minsk International Seminar “Heat Pipes, Heat Pumps, Refrigerators”. [viitattu 17.12.2014] Saatavissa: <http://www.porousmedialab.by/seminar/light/7.pdf>
- Kvaerner Pulping. 2000. Power Division. Laitosmittausraportti. Kuoren ja vanerisyryn polttokokeet 2.-4.10.2000. Projekti: 240 – Voikkaa.
- Larjola, J & Jaatinen, A. 2013. BH40A0300 Energianmuuntoprosessit kurssimoniste. LUT energia. Virtaustekniikan vastuualue. Tekninen raportti LFD 4/2013. s. 179.
- Majanne, Y & Välisuo, M. 2007. Voimalaitosprosessin ohjaus. Energia automaatio. Tampereen teknillinen korkeakoulu. [viitattu 8.1.2015] Saatavissa: <http://automation.tkk.fi/attach/AS-84-3134/voimalaitosohjaus.pdf>

- Metso. 2015. Metso Recovery Boiler Sootblowing Optimizer. [viitattu 6.4.2015]
Saatavissa: <http://www.metso.com/products/advanced-process-controls/metso-recovery-boiler-sootblowing-optimizer/>
- Metso automation. 2004. DNA IA laskenta-aineisto.
- Neilimo, K & Uusi-Rauva, E. 2010. Johdon laskentatoimi. 6.-10 painos. Edita Publishing Oy. 366 s. ISBN 978-951-37-4109-9
- Niilola, A. 2007. Energiankäytön tehostamispotentiaalit UPM-Pelloksen vaneritehtailla. Diplomityö. Lappeenrannan teknillinen yliopisto. 127 s.
- Nygård, M. 1997. Yhteistuotantovoimalaitoksen kustannusten jako energiatuotteille. Diplomityö. Lappeenrannan teknillinen yliopisto.
- Reunanen, A & Honkatukia, J & Esa, H & Pitkänen, J & Lattu, J & Larjola, J. 2000. ORC-voimalan soveltuvuus hyödyntämään dieselvoimalan hukkalämpöä. Tekes DrNo 1549/401/98. Loppuraportti. 50 s. ISBN 951764437X.
- Rosner, D. E & Arias-Zugasti, M. 2011. Estimating transport-shifted acid dew-point surface temperatures and conditions for the avoidance of acid mists in energy recovery operations. Chemical Engineering Science. Osa 75. 243-249 s.
- Rovaniemen Energia Oy. 2013. Suosiolan voimalaitoksen kehitysinvestoinnit. [viitattu 29.1.2015] Saatavissa: <https://www.ren.fi/news/Suosiolan-voimalaitoksen-kehitysinvestoinnit/osxbqhdg/8c3407a9-4a2d-4f0c-873f-5e60dbf014ee>
- Saari, J. Heat exchanger dimensioning. Lappeenranta university of technology. 101 s.
- Teruel, E & Cortes, C & Diez, L. I & Arauzo, I. 2005. Monitoring and prediction of fouling in coal-fired utility boilers using neural networks. Chemical Engineering Science 60. 5035-5048 s.

Thuman, A & Dunning, S. 2011. Plant Engineers and Managers Guide to Energy Conservation. Painos 10. Fairmont Press, Inc. 506 s. ISBN 978-1-62870-178-4

Tilastokeskus. 2014a. Fossiilisten polttoaineiden käyttö kasvoi sähkön ja lämmön tuotannossa vuonna 2013. [viitattu 20.11.2014] Saatavissa:

http://www.tilastokeskus.fi/til/salatuo/2013/salatuo_2013_2014-10-16_tie_001_fi.html

Tilastokeskus. 2014b. Liitekuvio 12. Polttoaineiden käyttö sähkön ja lämmön yhteistuotannossa 2012-2013. [viitattu 20.11.2014] Saatavissa:

http://www.tilastokeskus.fi/til/salatuo/2013/salatuo_2013_2014-10-16_kuv_012_fi.html

Vakkilainen, E. 2010. Höyrykattilatekniikka –kurssin luentomateriaali.

Lämpötekniikka. Lappeenrannan teknillinen yliopisto.

Powertechnology.com. 2014. Eskilstuna, Sweden. [viitattu 20.11.2014] Saatavissa:

<http://www.power-technology.com/projects/eskilstuna/>

Pöyry Finland Oy. 2010. Kaukolämpöjärjestelmän paluuvien hyväksikäyttö kiinteistöjen lämmityksessä. Selvitys. 60N50162.01-E0001

Pöyry Energy. 2009. Energiantuotannon toimenpideohjelma. 24 s. [viitattu 6.4.2015]

Saatavissa:

http://energia.fi/sites/default/files/energiantuotannon_toimenpideohjelma_raportointiohje.pdf

Raiko, R & Saastamoinen, J & Hupa, M & Kurki-Suonio, I. 2002. Poltto ja palaminen.

Gummerus Kirjapaino Oy. ISBN 951-666-604-3. 749 s.

Ranta, T. 2013. Energiatalous-kurssin luentomateriaali. Investointilaskentamenetelmät.

Lappeenrannan teknillinen yliopisto.

Rovaniemen energia. 2012. Vuosikertomus 2012. [viitattu 20.4.2015] Saatavissa:

<https://www.ren.fi/loader.aspx?id=4e3a4e2d-f383-41ec-a546-d4ea634d00d2>

Sarkomaa, P. 1994. Lämmönsiirtimen suunnittelumenetelmät ja lämpötekniinen mitoitus. ISBN 951-763-831-0. s. 46

Savon Voima. 2001. Savon Voima Oyj:n bioenergiaohjelma. 191 s. [viitattu 12.12.2014] Saatavissa:
<http://www.savonvoima.fi/SiteCollectionDocuments/yksityisasiakkaat/SVLampoBioenergiaohjelma.pdf>

Vakkilainen, E. 2010. Höyrykattilatekniikka –kurssimateriaali. Lappeenranta teknillinen yliopisto.

Valmet Oyj. 2014. Energiaa talteen ottava savukaasupesuri leikkaa lämmityskustannuksia Rovaniemellä. [viitattu 6.4.2015] Saatavissa:
<http://www.valmet.com/fi/tietopankki/artikkelit.nsf/WebWID/WTB-150303-2257C-DA28D?OpenDocument>

VDI Atlas. 2010. Toinen painos. Springer Heidelberg Dordrecht London New York. ISBN 978-3-540-77877-6. 1586 s.

Yanamoto, T & Furuhashi, T & Arai, N & Mori, K. 2001. Design and testing of the Organic Rankine Cycle. Energy. Osa 26. Numero 3. 239-251 s.

YLE. 2014. Hallitus keventää turpeen verotusta ja lisää hakkeen tukea. [viitattu 22.11.2014] Saatavissa:
http://yle.fi/uutiset/hallitus_keventaa_turpeen_verotusta_ja_lisaa_hakkeen_tukea/7513883

Ympäristöhallinto. 2014a. Ympäristölupa. [viitattu 6.11.2014] Saatavissa:
http://www.ymparisto.fi/fi-FI/Asiointi_luvat_ja_ymparistovaikutusten_arviointi/Luvat_ilmoitukset_ja_rekisterointi/Ymparistolupa

Ympäristöhallinto. 2014b. Paras käyttökelpoinen tekniikka BAT. [viitattu 6.11.2014]
Saatavissa: http://www.ymparisto.fi/fi-FI/Kulutus_ja_tuotanto/Paras_tekniikka_BAT

Ympäristöministeriö. 2012. Kotimaista polttoainetta käyttävien 0,5...30 MW kattilalaitosten tekniset ratkaisut sekä palamisen hallinta. Ympäristöministeriö.

ÅF-Consult Oy. 2009. Mustikkamaan biovoimalaitoksen ympäristövaikutusten arviointi.

Xu. G & Huang. S & Yang. Y & Wu. Y & Zhang. K & Xu. C. 2013. Techno-economic analysis and optimization of the heat recovery of utility boiler flue gas. *Applied Energy*. Osa 112 . 907-917 s.

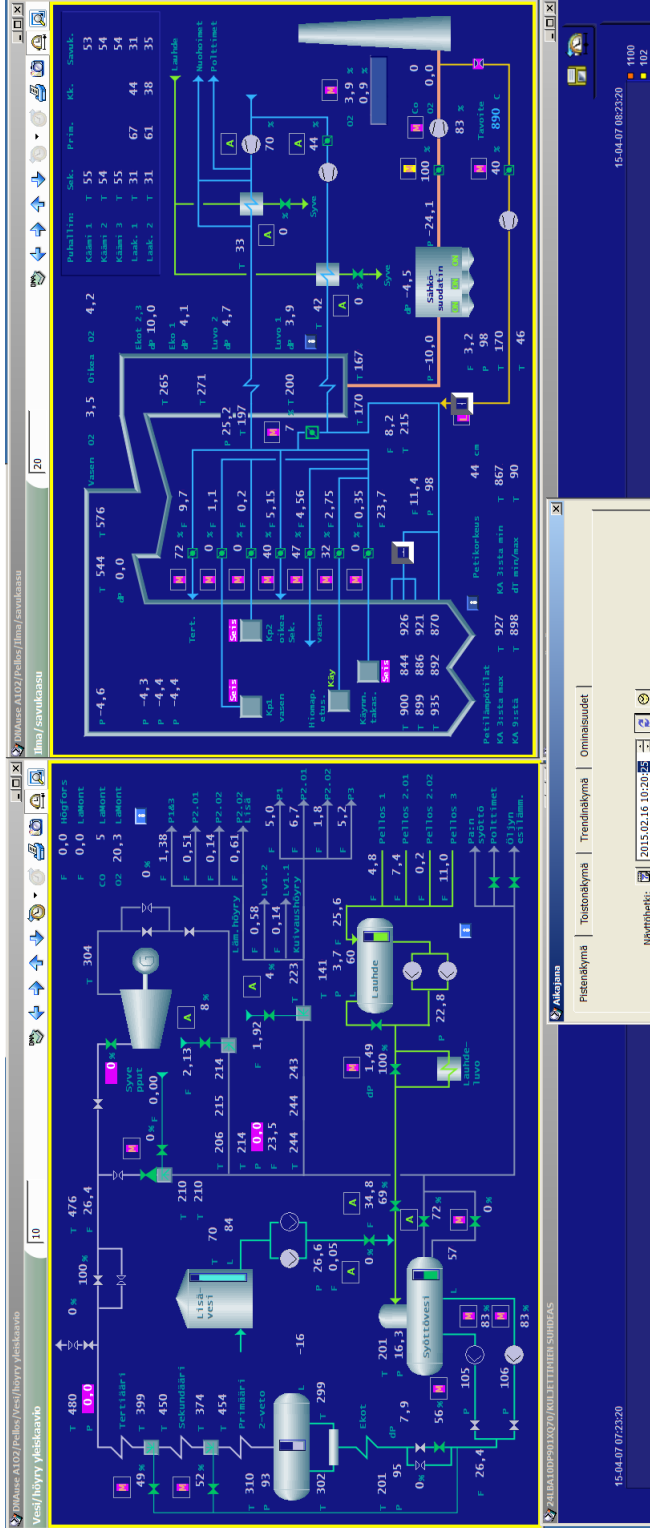
ZareNezhad. B & Aminan. A. 2011. Accurate prediction of the dew points of acidic combustion gases by using an artificial neural network model. *Applied Thermal Engineering*. Osa 52. Numero 2. 911–916 s.

**LIITE 1: RISTIINAN VOIMALAITOKSEN POLTTOAINEEN
KOSTEUSMITTAUKSET MASSAPROSENTTEINA.**

	Kenttä	Ryöstöruuvi
13.5.2011	47,6	29,3
20.5.2011	46,8	36,7
19.4.2011	43,4	35
3.5.2011	40,2	29,1
23.3.2011	52,2	36,8
31.3.2011	52,9	37,6
3.3.2011	62,1	38,4
10.3.2011	47,7	44,9
15.2.2011	51,8	43,2
25.2.2011	50,1	40,5
18.1.2011	45,5	37,4
1.2.2011	55,2	35,9
4.1.2011	50,8	28,7
11.1.2011	49,2	25,8
17.8.2011	42,4	39,3
27.5.2011	56	32,2
9.11.2011	50,4	34,3
1.11.2011	56,1	32,5
5.1.2012	47,2	44,9
9.12.2011	29,5	33,2
13.12.2011	47,1	23,7
27.3.2012	41,1	37,9
22.5.2013	44,9	
12.2.2013		41,2
25.9.2013	41,6	31,7
16.10.2013	29,1	34,7
28.11.2013	47,9	40,3
5.11.2013	48,9	36,6
17.12.2013	41,5	35,6
31.1.2014	35,6	34,6
10.1.2014	45,8	43,8
5.3.2014	49,4	42
4.5.2014	47	44,6
11.5.2014	42,5	28,5
31.7.2014	49,5	32,7
14.1.2015	39,1	39,4
5.11.2014	44,1	38,6
Keskiarvo	46,45	36,16

LIITE 3: VESIKIERRON HYÖDYNNETYT TILAPISTEET DCS-NÄYTÖLTÄ

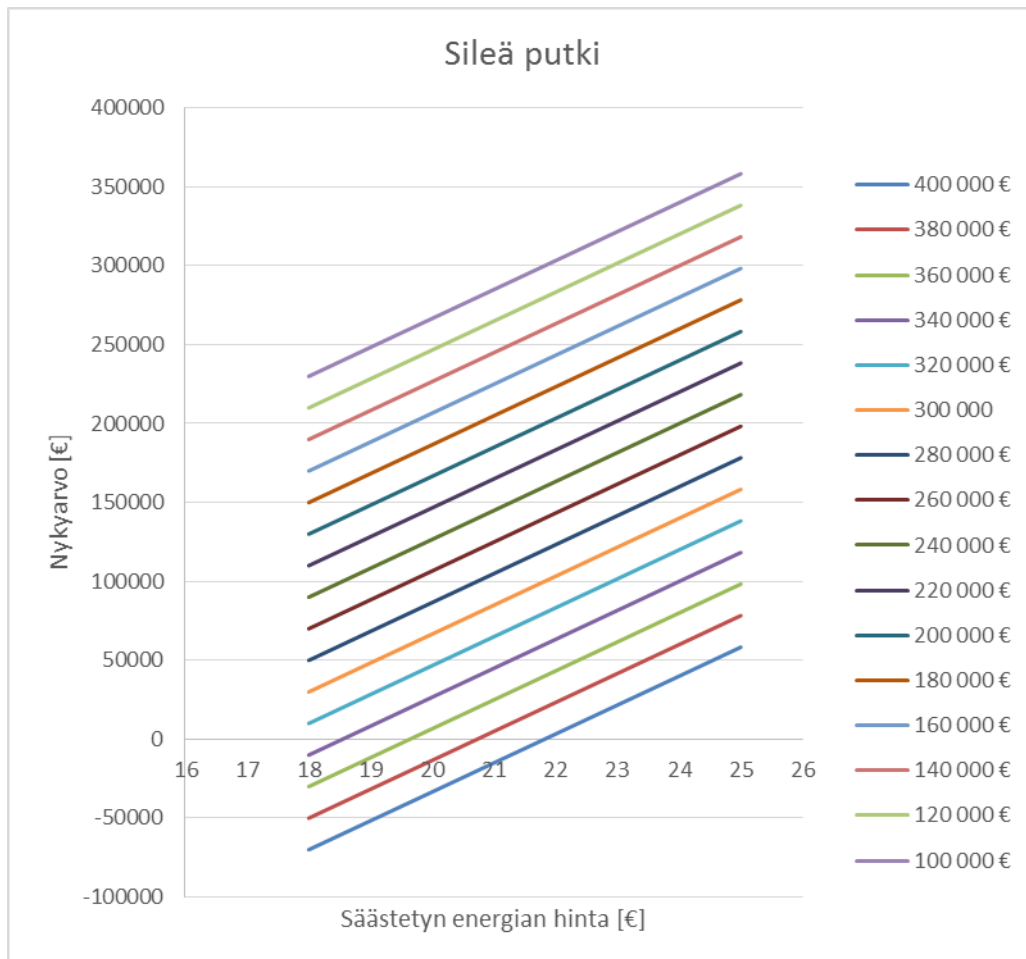
TASELASKENNASSA



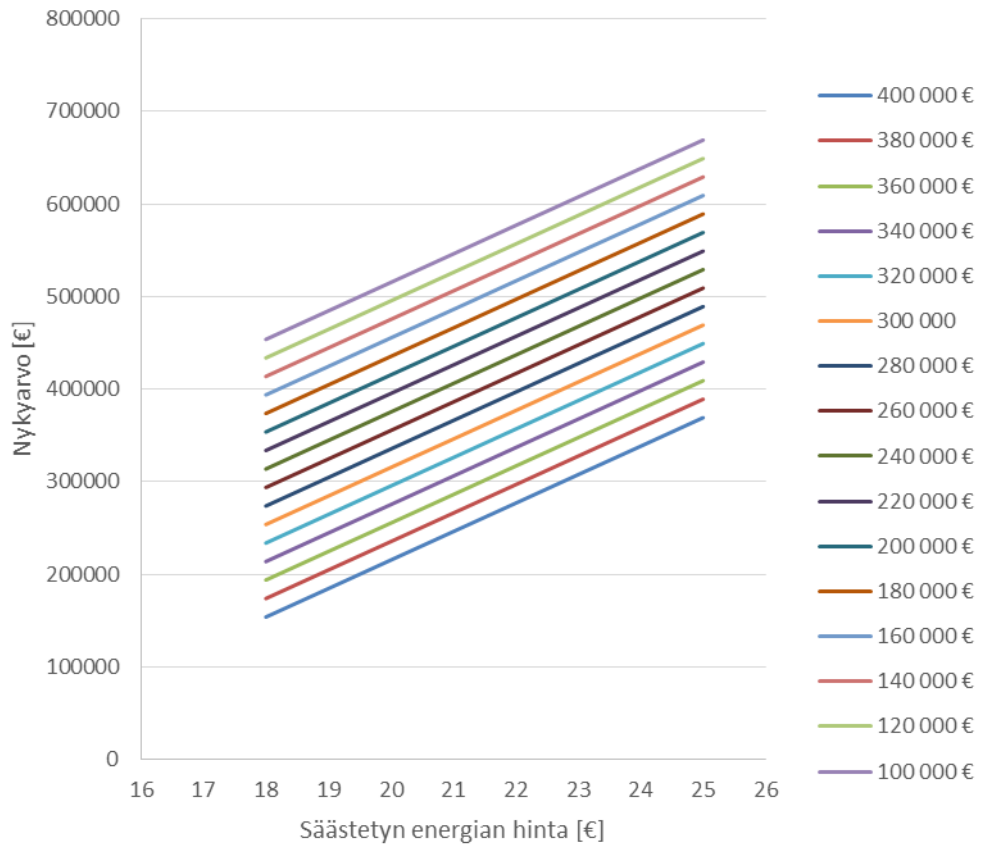
LIITE 4: VESIKIERTOISEN ILMAN ESILÄMMITTIMEN NYKYARVO

Korkokanta 15 %

Taloudellinen pitoaika 25 vuotta



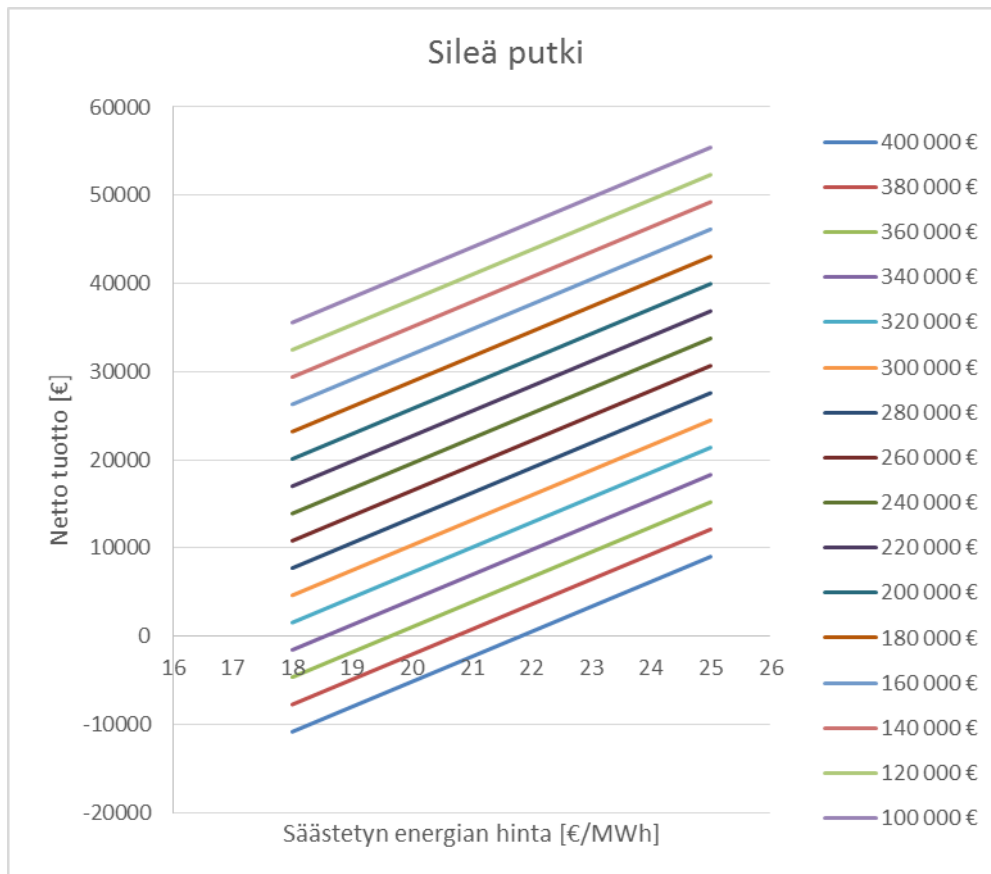
Rivoitettu putki



LIITE 5: VESIKIERTOISEN ILMAN ESILÄMMITTIMEN NETTOTUOTTO ANNUITEETTIMENETELMÄLLÄ

Korkokanta 15 %

Taloudellinen pitoaika 25 vuotta



Rivoitettu putki

