

KYMENLAAKSON AMMATTIKORKEAKOULU

Kone- ja tuotantotekniikka / Energia- ja ympäristötekniikka

Markku Kakko

LÄMMINVESIKATTILAN LÄMPÖTEKNINEN SUUNNITTELU

Insinööritö 2012

TIIVISTELMÄ

KYMENLAAKSON AMMATTIKORKEAKOULU

Kone- ja tuotantotekniikka

KAKKO, MARKKU	Lämminvesikattilan lämpötekniinen suunnittelu
Insinööriyö	57 sivua + 3 liitesivua
Työn ohjaaja	Tekniikan osaamisalapääällikkö Markku Huhtinen Tutkimusinsinööri Hannu Sarvelainen
Toimeksiantaja	Konepaja M. Pappinen Oy
Toukokuu 2012	
Avainsanat	lämmön siirtyminen, lämmityskattilat, lämmönvaihtimet, konvektio, lämpösäteily

Tämän insinööriyön tavoitteena oli tehdä lämpötekniiset laskelmat 200 kW hyötyteholla toimivalle pellettikäyttöiselle lämminvesikattilalle. Konepaja M. Pappinen Oy antoi suunnitelmien pohjaksi 100 kW kattilan periaatekuvan, jota ei kuitenkaan ole käytännössä rakennettu. Alussa huomattiin, että tämän tyyppiset laskut ovat hyvin työläitä käsin laskettuina, joten avuksi kehitettiin Excel-laskentapohja.

Tässä työssä kaikki teoreettiset kaavat on testattu käytännössä KyAMK:n omistuksessa olevalla KSM-Stokerin valmistamalla KSM-Multistoker 975-95 FX biokattilalla. Kaavoja on tämän jälkeen sovellettu KSM-Multistokerin suorakulmaisesta savukaasukanavarakenteesta tilaajan putkista koostuvaan savukaasukanavaan. Periaatekuvan pohjalta tehdyt laskelmat osoittivat, että kattila on lämpötekniisesti alimitoitettu.

Lopussa on esitetty erilaisia tapoja tehostaa lämmönsiirtoa. Tässä tarkastelussa käytiin läpi neljä erilaista vaihtoehtoa tehostaa lämmönsiirtoa. Ne olivat savukaasukanavien pituuden kasvattaminen, savukaasuputkin määrän lisääminen, savukaasuputkien määrän lisääminen samalla putkikokoa pienentäen ja neljännen lämmönvaihtimen lisääminen. 26.4.2012 pidetyn kokouksen perusteella tilaaja päätyi toteuttamaan neljännen savukaasukanavan lisäämisen, koska tällä vältettiin ulkomittojen kasvaminen. Ratkaisun takana oli se, että kattilan tuli mahtua konttiin.

ABSTRACT

KYMENLAAKSON AMMATTIKORKEAKOULU

University of Applied Sciences

Mechanical and Production Engineering

KAKKO, MARKKU

Thermal design for a hot water boiler

Bachelor's Thesis

57 pages + 3 pages of appendices

Supervisor

Markku Huhtinen, Manager of Department of Technology

Hannu Sarvelainen, Research Engineer

Commissioned by

Konepaja M. Pappinen Oy

May 2012

Keywords

heat transfer, heating boiler, heat exchanger, convection,
heat radiation

The purpose of this Bachelor's thesis work was to make thermal calculations for a hot water boiler fueled by wood pellets with actual output of 200 kW. Konepaja M. Pappinen provided a Solid Works model design images for a of 100 kW boiler, which has not been constructed in practice. At the beginning, it was noted that these kinds of calculations are very time consuming, thus an Excel table was made to do all the computation.

In the course of the work, all formulas were proven to work with KSM-Stoker's KSM-Multistoker 975-95 FX biofuel boiler. These formulas were then adapted from Multistoker's rectangular flue gas duct to the commissioner's flue gas duct consisting of multiple pipes. The calculations made based on the original image proved that this boiler has a severely undersized heat transfer area.

At the end, four different ways to increase heat transfer are examined. They are increasing the length of flue gas ducts, increasing the number of flue gas pipes, increasing the number of flue gas pipes while simultaneously diminishing their diameter and adding fourth flue gas duct. In the meeting held on April 26, 2012 at Metsola Campus in Kotka, the commissioner decided to add a fourth flue gas duct. The reason behind this conclusion was the fact that boiler had to fit into a shipping container.

ALKUSANAT

Haluan kiittää työn tilaajaa Konepaja M. Pappista mielenkiintoisesta, haastavasta ja opettavaisesta opinnäytetyön aiheesta. Haluan kiittää Matti Pappista myös hyvistä lähtötiedoista.

Haluan myös kiittää Markku Huhtista insinööriyön järjestämisestä ja ohjaamisesta. Markku Huhtinen auttoi minua myös monissa lämmönsiirtotekniikkaan liittyvissä teoreettisissa asioissa.

Erityiskiitokset haluan myös antaa Hannu Sarvelaiselle työnohjauksesta ja hyvästä tavoitettavuudesta. Hannu Sarvelainen auttoi minua myös käytännön mittauksissa ja erityisesti pelletin lämpöarvon määrittämisessä.

Kotka, 30.4.2012

Markku Kakko

SISÄLLYS

TIIVISTELMÄ

ABSTRACT

ALKUSANAT

1	JOHDANTO	7
2	TULITORVI-TULIPUTKIKATTILA	7
	2.1 Periaate	7
	2.2 KSM-Multistoker 975-95 FX	8
	2.3 Tilaajan ratkaisu	9
3	PELETTIPOLTIN	10
	3.1 Puupelletit yleisesti	10
	3.2 Pellettipoltin	10
4	LASKENTAKAAVAT	12
	4.1 Kattilan teho ja savukaasut	12
	4.1.1 Kattilan teho	12
	4.1.2 Savukaasujen koostumus ja kaasuvakiot	14
	4.2 Lämmönsiirtymisen perusta	17
	4.2.1 Savukaasupuolen lämmönsiirto	19
	4.2.1.1 Pakotettu konvektio	20
	4.2.1.2 Säteilylämmönsiirto	24
	4.2.2 Johtuminen	27
	4.2.3 Veden vapaa konvektio	28
5	LASKENTAKAAVOJEN TESTAAMINEN KÄYTÄNNÖSSÄ	29
	5.1 Perusta	29
	5.2 Käytännön mittaukset	30
	5.3 Teoreettinen tarkastelu	31
	5.3.1 Massa- ja energiatase	31
	5.3.1.1 Savukaasuvirran kautta	32
	5.3.1.2 Hyötytehon ja savukaasuhäviön kautta	34

5.3.1.3 Polttoaineen lämpöarvon ja savukaasun loppulämpötilan kautta	35
5.3.2 Lämmönsiirtotekninen tarkastelu	35
5.3.2.1 Savukaasujen lämmönsiirtokerroin	36
5.3.2.2 Veden lämmönsiirtokerroin	39
5.3.2.3 Lämmönsiirtoteho	40
5.4 Lopputulos	42
6 TILAAJAN KATTILAN LÄMPÖTEKNINEN LASKENTA	43
6.1 Ennalta määrätyt arvot	43
6.2 Massa- ja energiatase	43
6.3 Lämmönsiirtotekninen tarkastelu	45
6.3.1 Savukaasujen lämmönsiirtokerroin	45
6.3.2 Veden lämmönsiirtymiskerroin	48
6.3.3 Lämmönsiirtoteho	49
6.4 Lopputulos	51
7 TARVITTAVAT MUUTOKSET	51
7.1 Vaihtoehto 1: Putkien pituuden kasvatus	52
7.2 Vaihtoehto 2: Putkien määrän kasvattaminen	53
7.3 Vaihtoehto 3: Putkien määrän kasvatus ilman poikkipinta-alan kasvua	53
7.4 Vaihtoehto 4: Neljännen savukaasukanavan lisääminen	54
8 LOPPUTULOS	55
LÄHTEET	56
LIITTEET	
Liite 1. Excel laskentapohjan mallisivu lämmönsiirtotehon laskemiseen	
Liite 2. Excel laskentapohjan mallisivu savukaasujen koostumuksen määrittämiseksi	
Liite 3. Excel laskentapohjan mallisivu savukaasujen ainevakioiden määrittämiseen	

1 JOHDANTO

Sain opinnäytetyön aiheen Kymenlaakson ammattikorkeakoulun kautta. Työn tilaaja on Konepaja M Pappinen Oy. Konepaja M Pappinen on kehittänyt uudenmallisen pellettipolttimen, jota on tarkoitus käyttää lämminvesikattilan tehonlähteenä. Tilaajalla oli periaatekuva kattilan tyypistä, ja tämän perusteella työssä on laskettu kattilan lämmönsiirtoteknistä toimivuutta ja tehty korjauksia laskujen perusteella.

Tarkoituksena on valmistaa tilaajalle lämmönsiirtoteknisesti toimiva kattilakokonaisuus. Pohjana suunnittelussa on käytetty tilaajan lähettämää SolidWorks periaatekuvaa kattilasta sekä tilaajan antamia tietoja polttimesta. Periaatekuvan pohjana on ajateltu 100 kW:n kattilaa, mutta tilaaja haluaa lämmönsiirtoteknisen suunnittelun samalla periaatteella toimivalle 200 kW kattilalle.

Vaikka työ käsittelee vain tilaajan tilaamaa kattilaa sekä Multistokeria, niin laskentatapaavat ja periaatteet on melko helppo siirtää vastaaviin tulitorvi-tuliputki- lämminvesikattiloihin. Myös vesiputkikattiloiden laskeminen on mahdollista pienellä vaivannäöllä.

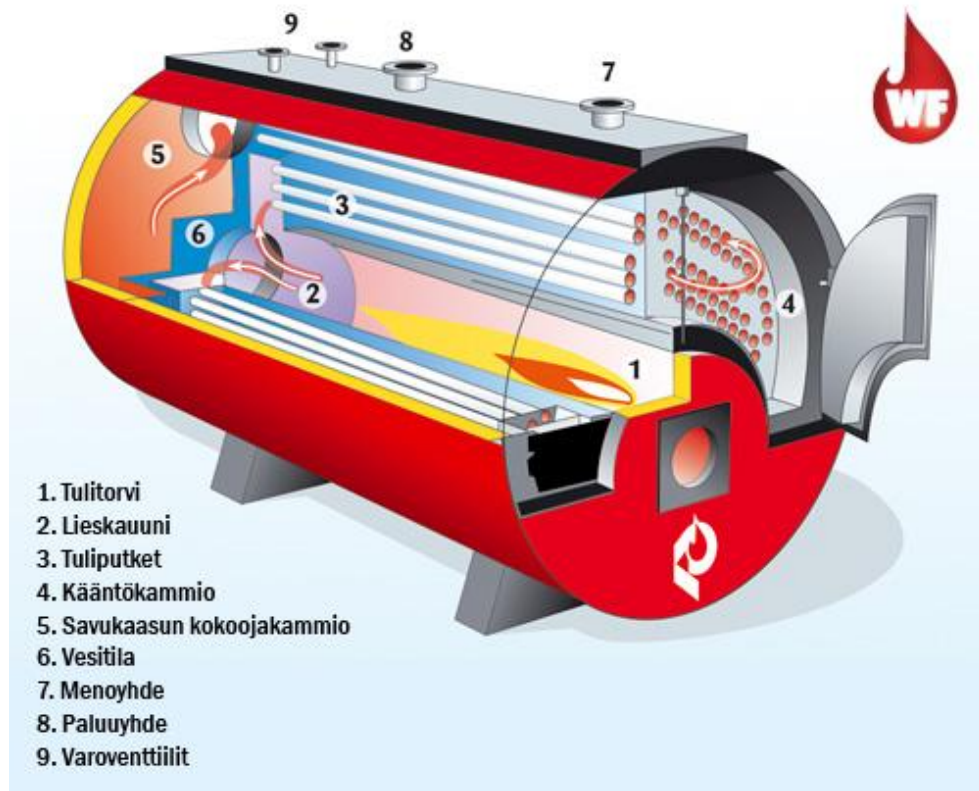
2 TULITORVI-TULIPUTKIKATTILA

2.1 Periaate

Tulitorvi-tuliputkikattilat ovat niin sanottuja suurvesikattiloita. Nimitys tulee siitä, että vesitila on hyvin suuri polttotehoon nähden, minkä takia kattila toimii samalla myös varaajana. Vesitila ympäröi sekä tulitorvea että tuliputkia. Rakenteensa vuoksi kattilalla ei voi taloudellista tuottaa korkeapaineista höyryä tai vettä, koska tällöin rakennekustannukset nousisivat liian suuriksi. Maksimiarvona pidetään noin 20 baaria. Tuliputkikattila on tehoon nähden myös melko kallis rakentaa, joten tavallisesti tämän tyypistä kattilaa käytetään vain alle 12 MW kattiloissa. Tämän jälkeen kannattaa tavallisesti siirtyä vesiputkirakenteeseen. (1, 103 - 104.)

Tulitorvi-tuliputkikattilat rakentuvat niin sanotusta tulitorvesta eli sylinterin muotoisesta polttilasta sekä tuliputkista, jotka toimivat savukaasukanavina. Polttoaine palaa sille tyypillisessä polttimessa. Liekki johdetaan tulitorveen, jossa palaminen tapahtuu lopullisesti. Tämän jälkeen savukaasut johdetaan tuliputkiin. Tuliputkia voi olla use-

ammassa vedossa lämmönsiirron tarpeen mukaan. Tavallisesti tulitorvi ja tuliputki ovat vaakamallisia, mutta myös muunlaiset variaatiot ovat yleisiä. Höyrykattilatekniikka. (1.)



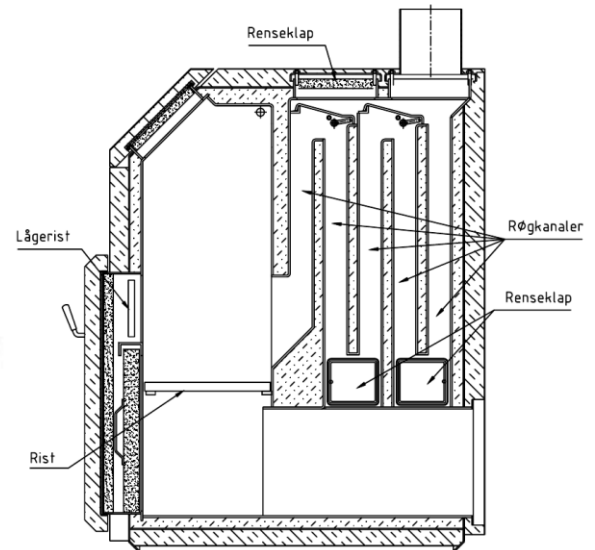
Kuva 1. KPA Unicon Oy:n tuliputkikattilan rakenne. KPA-Unicon (2)

2.2 KSM-Multistoker 975-95 FX

Tässä työssä esitetty KSM-Multistoker 975-95 FX on hieman erilainen edeltävään öljy/maakaasu kattilaan verrattuna. Pellettien poltto tarvitsee huomattavasti pidemmän paloajan, joten kattilassa on erillinen muurattu tulipesä, jossa palaminen tapahtuu. Muuraukset toimivat hyvänä eristeinä, joten varsinainen lämmönjohtuminen tapahtuu vasta jälkipalotilassa. (3.)



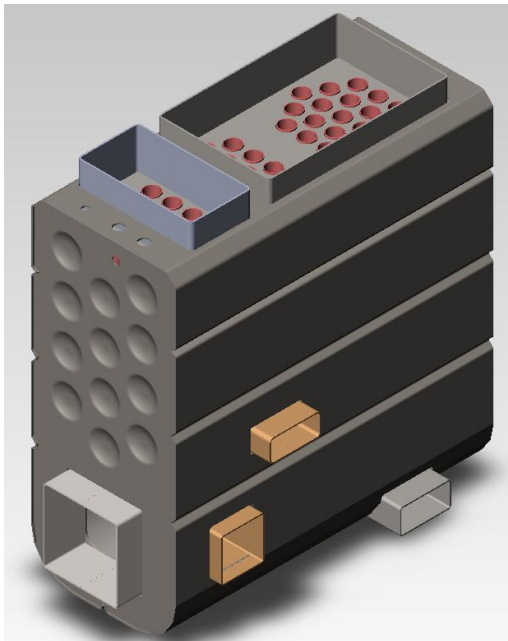
Kuva 2. KSM-Multistoker (3)



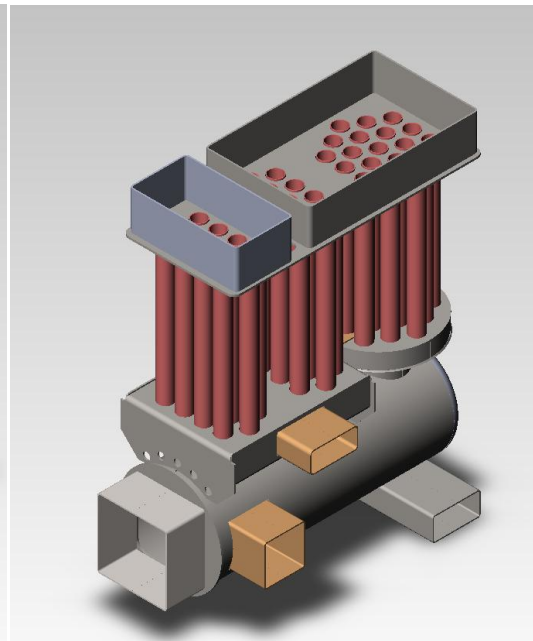
Kuva 3. Edellisen poikkileikkaus (3)

2.3 Tilaajan ratkaisu

Konepaja M Pappisen lähettämä Solidworks-kuva on periaatteeltaan hyvin samankaltainen perinteisen tulitorvi-tuliputkikattilan kanssa. Kattilassa on vaakatasoinen tulitorvi, jonka päällä on kolme kappaletta pystyssä olevia putkipaketteja siten, että ensimmäisessä vedossa on 19 rinnakkaista putkea ja kahdessa seuraavassa vedossa on 13 rinnakkaista putkea. Kuvasta täytyy kuitenkin muistaa, että kyseessä on periaatekuva, jossa ei ole otettu huomioon lujuusteknisiä eikä lämmönsiirtoteknisiä seikkoja.



Kuva 3. Tilaajan ratkaisu. (4)



Kuva 4. Edellinen ilman vesivaippaa (4)

Kuvista voi nähdä kattilan periaatteellisen rakenteen. Vasemmassa alanurkassa on polttimelle varattu paikka. Savukaasu virtaa tulitorvessa vasemmalta oikealle, josta savukaasu lähtee ensimmäistä putkipakettia pitkin ylöspäin. Seuraavaksi savukaasut menevät ylhäällä nähtävän yhdyskäytävän kautta toiselle putkipaketille ja siitä edelleen keskellä nähtävän yhdyskäytävän kautta viimeiselle putkipaketille ja lopulta piipun kautta ulos.

Kuvassa vaaleanruskeaksi värjätty vasemmassa alareunassa oleva suorakaiteen muotoinen aukko on tarkastusaukko. Oikeassa alanurkassa oleva harmaaksi värjätty aukko on pohjatuhkan poistoon tarkoitettu aukko. Keskellä oleva vaaleanruskeaksi värjätty aukko on lentotuhkan poistoon tarkoitettu aukko. Vasemmalla ylhäällä on sinertävänruskeaksi värjätty savukaasupuhaltimen paikka.

3 PELLETTIPOLTIN

3.1 Puupelletit yleisesti

Pelletti on puusta jalostettu polttoaine, joten sen tuottamiseen on kulunut energiaa. Pelletteihin käytetään yleensä jätetuuta, joten pellettien tuotanto vähentää jätekustannuksia. Öljyyn verrattuna pellettejä tarvitaan noin kolminkertainen tilavuusmäärä saman energiamäärän tuottamiseksi. Pellettien lämpöarvo on kosteudesta riippuen noin 4,7 - 5 kWh polttoainekiloa kohden ja kosteuspitoisuus noin 6 - 12 %. Tuhkapitoisuus on melko pieni eli noin 0,5 %. (5.) (6.)

Pellettipolton etuihin kuuluu se, että puupelletit ovat uusiutuvaa energiaa, joten se ei lisää hiilidioksidipäästöjä, jos ei oteta huomioon tuotannon ja kuljetuksen aiheuttamia hiilidioksidipäästöjä. Pellettien käyttö lisää myös Suomen omavaraisuutta energian tuotannossa. Pelleteillä saavutetaan usein korkea hyötysuhde polttotavasta riippuen. Pellettien polton haittoihin taas kuuluu öljyyn verrattuna korkeat pienhiukkaspäästöt. Toisaalta puuhun verrattuna pienhiukkaspäästöt ovat noin 90 % pienemmät. Pellettienergiayhdistys. (5.)

3.2 Pellettipoltin

Pellettipolttimissa on nähtävissä hyvin erilaisia ratkaisuja. Pienessä mittakaavassa voidaan käyttää pellettikoriratkaisua, jolloin pellettien poltto on mahdollista myös pe-

rinteisessä takassa. (7) Kuitenkin suuremmassa kokoluokassa, kun polton hallinta on tärkeää, turvaututaan poltintyyppiseen ratkaisuun, jossa syöttöruuvilla ohjataan polttoaineen syöttöä ja samalla palamisilman määrää säädetään palamisilmapuhaltimella. (8) (9) Poltintyyppistä ratkaisua voidaan käyttää veden lämmittämiseen kattilan avulla. Pellettejä voidaan käyttää polttoaineena myös perinteisissä leiju- ja kiertopetikattiloissa. Myös pölypoltto on mahdollista erillisellä jauhatuksella. (10)



Kuva 5. Aritem BeQuem 20 - 40 kW (9)



Kuva 6. SolarBiox'in HERZ 54 - 500 kW (8)

Tilaajan pellettipoltin on itse kehitetty poltintyyppinen ratkaisu. Suurin eroavaisuus on palotilan tyyppi. Tilaajan ratkaisussa palotilana toimii pyörivä sylinterin muotoinen tila, jossa on palamisilmaa varten reikiä, ja laippoja pellettien sekoittamiseksi. Pelletit syötetään ruuvilla sylinteriin. Osa palamisilmasta puhalletaan sylinterin suuntaisesti ja osalla jäähdytetään sylinteriä. Näin saadaan liekki suunnattua tulipesään. Tällä

poltintyyppillä saadaan kokeiden perusteella melko laaja käyttöalue, joten poltintyyppi sopii eri tehoisiin kattiloihin.

4 LASKENTAKAAVAT

Seuraavaksi esitettävät kattilan massa- ja energiataseiden kaavat sekä savukaasujen ainevakioiden laskukaavat on kerätty pääasiallisesti Höyrykattilatekniikka teoksesta (1, 70 - 102). Lämmönsiirtymisen kaavoissa on taas turvauduttu Lämmönsiirto teokseen (11) ja tarkistettu vastaavuus Fundamentals of Heat and Mass Transfer teoksesta (12). Pakotetun ja vapaan konvektion kaavat löytyvät Lämmönsiirto teoksesta (11, 51 - 94) ja säteilylle samasta teoksesta (11, 117 - 142). Lämmönsiirtotekniikan kaavoissa alaindeksien lyhenteet ovat osin saksan, osin suomen ja osin englannin kielestä, joten joitain epäjohdonmukaisuuksia voi esiintyä. Jokaisen kaavan kohdalla on kuitenkin avattu alaindeksien merkitystä.

Käytännössä tämän tyyppin laskut on lähes aina niin sanottuja iterointilaskuja. Tämä tarkoittaa sitä, että alussa tuntemattomia arvoja arvataan ja lasketaan yksi laskukierros läpi ja saaduilla vastauksilla tarkennetaan alussa arvattuja tietoja. Tätä jatketaan kunnes on saavutettu riittävä tarkkuus.

4.1 Kattilan teho ja savukaasut

4.1.1 Kattilan teho

Kun tiedetään kattilan hyötyteho ja arvataan hyötysuhde, kattilan polttoainetehto saadaan ratkaistua seuraavalla kaavalla.

$$P_{pa} = \frac{P_{hyöty}}{\eta}$$

jossa	P_{pa}	polttoainetehto	W
	$P_{hyöty}$	hyötyteho	W
	η	hyötysuhde	—

Tämän jälkeen saadaan laskettua polttoaineen massavirta seuraavalla kaavalla.

$$m'_{pa} = \frac{P_{pa}}{H_u}$$

jossa	m'_{pa}	polttoainevirta	$\frac{kg}{s}$
	P_{pa}	polttoaineteho	W
	H_u	polttoaineen tehollinen lämpöarvo	$\frac{MJ}{kg}$

Polttoainevirran kautta saadaan laskettua savukaasuvirta seuraavalla kaavalla.

$$m'_{sk} = m'_{pa} \left[\frac{m_{sk}}{kg_{pa}} + (\lambda - 1) * \frac{m_i}{kg_{pa}} \right]$$

jossa	m'_{sk}	savukaasuvirta	$\frac{kg}{s}$
	m'_{pa}	polttoainevirta	$\frac{kg}{s}$
	$\frac{m_{sk}}{kg_{pa}}$	savukaasua polttoainekiloa kohden	$\frac{kg_{sk}}{kg_{pa}}$
	λ	ilmakerroin	—
	$\frac{m_i}{kg_{pa}}$	ilmaa polttoainekiloa kohden	$\frac{kg_i}{kg_{pa}}$

Tämän tyyppisessä kattilassa, kun vesivaipan lämpötilat ovat pienet, ovat lämpöhäviöt pienet. Voidaan ajatella, että kaikki häviöt koostuvat savukaasuhäviöstä, jolloin tarkennettu hyötysuhde saadaan laskettua seuraavasta kaavasta.

$$\eta = 1 - \frac{c_{psk} * m'_{sk} * \Delta T}{P_{pa}}$$

jossa	η	hyötysuhde	—
-------	--------	------------	---

c_{psk}	savukaasujen ominaislämpökapasiteetti	$\frac{kJ}{kg \cdot K}$
m'_{sk}	savukaasuvirta	$\frac{kg}{s}$
ΔT	savukaasujen ja vertailulämpötilan erotus	—
P_{pa}	polttoaineteho	W

Vertailulämpötilana käytetään tavallisesti 20 °C:sta, mutta myös 0 °C:sta ja 25 °C:sta ovat melko yleisiä. Edellisiä laskuja iteroidaan, kunnes päästään riittävään tarkkuuteen.

4.1.2 Savukaasujen koostumus ja kaasuvakiot

Tässä tarkastelussa on käytetty Höyrykattilatekniikka teoksen (1, 81) mukaisia puun polton tuottaman savukaasun arvoja. Käytännössä pellettien ja puun poltosta aiheutuvien savukaasujen koostumus on hyvin samanlainen. Savukaasujen koostumus voidaan määrittää, kun tiedetään polttoaine, polttoaineen kosteus ja ilmakerroin.

Taulukko. 1 Savukaasujen koostumus ilmakertoimella 1,35 ja 8 % kosteudella

Kaasu-komponentti	Kaasujen moolimassat kg/kmol	Kaasujen ainemäärät kmol/kgpa	Kaasujen mooliosuudet %mol	Kosteiden savukaasujen osapaineet bar
N2	28,02	0,22371506	0,710225266	0,710225266
H2O	18,016	0,034709861	0,11019294	0,11019294
CO2	44,01	0,040952434	0,130011154	0,130011154
SO2	64,14	0	0	0
O2	32	0,01561434	0,04957064	0,04957064
Savukaasu	29,19379933	0,314991694	1	1

Lämmönsiirtoteknisissä laskelmissa tarvitsee tietää useita lämpötilariippuvaisia vakiota, kuten ominaislämpökapasiteetti, lämmönjohtavuus, tiheys, dynaaminen viskositeetti, kinemaattinen viskositeetti ja Prandtlin luku. Vaikka Prandtlin luku kaasuille on hieman lämpötilariippuvainen, voidaan sen arvoa usein pitää vakiona. Tässä tarkaste-

lussa nämä arvot on otettua Fundamentals of Heat and Mass Transfer teoksesta (12, 995 - 999), ja tehty arvoista Excel-sovitteet lämpötilan funktiona lämpötilaskaalan laajentamiseksi. Tässä piilee pieni virhemarginaali, mutta savukaasujen komponenttien arvoja ei löydy mistään lähteestä tarpeeksi korkeille lämpötiloille, joten tämä oli lähes välttämätöntä mahdollisimman tarkkojen laskujen suorittamiseksi. Savukaasujen kokonaisarvo lasketaan komponenttien suhteista seuraavien kaavojen mukaisesti.

Ominaislämpökapasiteetti.

$$c_{psk} = \sum (x_j * c_{pj})$$

jossa	c_{psk}	savukaasun ominaislämpökapasiteetti	$\frac{kJ}{kg \cdot K}$
	x_j	kaasukomponentin massaosuus	%
	c_{pj}	kaasukomponentin ominaislämpökapasiteetti	$\frac{kJ}{kg \cdot K}$

Lämmönjohtavuus.

$$\lambda_{sk} = 0,5 * \left(\sum (x_n * \lambda_n) + \frac{1}{\sum \left(\frac{x_n}{\lambda_n} \right)} \right)$$

jossa	λ_{sk}	savukaasun lämmönjohtavuus	$\frac{W}{m \cdot K}$
	x_n	kaasukomponentin mooliosuus	%
	λ_n	kaasukomponentin lämmönjohtavuus	$\frac{W}{m \cdot K}$

Tiheys.

$$\rho_{sk} = \sum (x_n * \rho_n)$$

jossa	ρ_{sk}	savukaasun tiheys	$\frac{kg}{m^3}$
	x_n	kaasukomponentin mooliosuus	%
	ρ_n	kaasukomponentin tiheys	$\frac{kg}{m^3}$

Dynaaminen viskositeetti.

$$\eta_{sk} = \frac{\sum \left(\frac{\eta_n * x_n}{\sqrt{M_n}} \right)}{\sum \left(\frac{x_n}{\sqrt{M_n}} \right)}$$

jossa	η_{sk}	savukaasun dyn. viskositeetti	$\frac{kg}{m*s}$
	η_n	kaasukomponentin dyn. viskositeetti	$\frac{kg}{m*s}$
	x_n	kaasukomponentin mooliosuus	%
	M_n	kaasukomponentin moolimassa	$\frac{kg}{kmol}$

Kinemaattinen viskositeetti.

$$\nu_{sk} = \frac{\eta_{sk}}{\rho_{sk}}$$

jossa	ν	savukaasun kin. viskositeetti	$\frac{m^2}{s}$
	η_{sk}	savukaasun dyn. viskositeetti	$\frac{kg}{m*s}$
	ρ_{sk}	savukaasun tiheys	$\frac{kg}{m^3}$

Prandtlin luku.

$$Pr_{sk} = \sum (x_n * Pr_n)$$

jossa	Pr_{sk}	savukaasun Prandtl	—
	x_n	kaasukomponentin mooliosuus	%
	Pr_{sk}	kaasukomponentin Prandtl	—

Taulukko. 2 Savukaasujen komponenttien vakioita 517 K lämpötilassa

Kaasu- kompo- nentti	Ominaisläm- pö- kapasiteetti NTP kJ/(K*kg)	Lämmön- johtavuus W/(m*K)	Tiheys kg/m ³	Dynaaminen viskositeetti 10 ⁻⁷ kg/(m*s)	Kinemaattinen viskositeetti 10 ⁻⁶ m ² /s	Prandtl
N ₂	1,0566	0,0399	0,6515	261,5370	40,6825	0,7179
H ₂ O	1,9693	0,0360	0,4276	176,3310	50,9003	1,0153
CO ₂	1,0259	0,0339	1,0285	243,0273	23,2907	0,7236
SO ₂	0,6400	0,0086	1,5469	222,3267	14,3721	
O ₂	0,9760	0,0413	0,7450	307,4917	43,7369	0,7410
Savukaasu	1,1492	0,0773	0,6805	245,6763	36,1025	0,7526

4.2 Lämmönsiirtymisen perusta

Lämmönsiirtymistä tapahtuu aina kahden erilämpöisen väliaineen vuorovaikutukses-
sa. Lämmönsiirtyminen tapahtuu kolmella tavalla, jotka ovat johtuminen, konvektio ja
lämpösäteily. Usein lämpö siirtyy kaikilla kolmella tavalla samanaikaisesti, mutta
käytännön tarkoituksissa on usein järkevää tarkastella vain vallitsevinta lämmönsiir-
tymistapaa.

Kiinteissä aineissa ja jäykissä nesteissä vallitseva lämmönsiirtymistapa on johtumi-
nen. Matalalämpöisillä kaasuilla ja useimmilla nesteillä vastaavasti suurin osa läm-
mönsiirtymisestä tapahtuu konvektiolla eli siirtymällä. Korkeissa lämpötiloissa sätei-
lylämmönsiirto on lähes aina vallitseva lämmönsiirtymismuoto.

Lämmönsiirtymisen peruskaava on seuraavanlainen.

$$q = k * A * \Delta T$$

jossa	q	lämmönsiirtoteho	W
	k	lämmönsiirtymiskerroin	$\frac{W}{K \cdot m^2}$
	A	pinta-ala	m^2
	ΔT	lämpötilaero	K

Tämän tyyppisissä laskuissa, kun lämpö siirtyy savukaasuista putken kautta veteen, lämmönsiirtymiskerroin saadaan ratkaistua lämpövastusten käänteisarvojen summien käänteisarvona.

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{sk}} + \frac{s}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_v}}$$

jossa	k	lämmönsiirtymiskerroin	$\frac{W}{K \cdot m^2}$
	α_{sk}	savukaasujen rajapinnan lämmönsiirtymiskerroin	$\frac{W}{K \cdot m^2}$
	s	putken seinämän paksuus	m
	λ	putken lämmönjohtavuus	$\frac{W}{K \cdot m}$
	α_v	veden rajapinnan lämmönsiirtymiskerroin	$\frac{W}{K \cdot m^2}$

Jos kaavassa halutaan ottaa huomioon seinämän paksuuden vaikutus sisä- ja ulkopinnan pinta-alaeroon, tulee lämmönsiirtymiskertoimia korjata ulkopinnan suhteen. Tällöin lämmönsiirtymisen pääkaavassa tulee käyttää putken ulkopinta-alaa lämmönsiirtymispinta-alana.

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{sk}} * \frac{A_u}{A_s} + \frac{s}{\lambda} * \frac{A_m}{A_s} + \frac{1}{\alpha_v}}$$

jossa	A_u	putken poikkipinta-ala ulkopuolella	m^2
	A_s	putken poikkipinta-ala sisäpuolella	m^2
	A_m	putken keskimääräinen poikkipinta-ala	m^2

$$A_m = \frac{A_u - A_s}{\ln\left(\frac{A_u}{A_s}\right)}$$

Lämmönsiirratkaisuissa, joissa lämpötilaero väliaineen ja seinämän välillä on alussa erisuuri kuin lopussa, käytetään lämpötilaerona niin sanottua logaritmista lämpötilaeroa.

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

jossa	ΔT_{ln}	logaritminen lämpötilaero	K
	ΔT_1	savukaasun ja seinämän lämpötilaero alussa	K
	ΔT_2	savukaasun ja seinämän lämpötilaero lopussa	K

4.2.1 Savukaasupuolen lämmönsiirto

Kyseisen kattilan tapauksessa putkien sisällä virtaava savukaasu luovuttaa lämpöään teräseinämiin. Tulitorvessa, jossa lämpötilat ovat suuria, suurin osa lämmöstä siirtyy säteilemällä. Tuliputkissa savukaasun lämpötila on tulitorvea pienempi, joten pääosa lämmönsiirrosta tapahtuu konvektiolla. Tässä tapauksessa savukaasupuhallin tai piipun veto aiheuttaa savukaasukanaviin virtauksen. Säteilylämmönsiirrolla on kuitenkin vielä pieni merkitys kokonaislämmönsiirtoon erityisesti ensimmäisessä savukaasuvetoissa, jossa lämpötilat ovat vielä korkeita.

4.2.1.1 Pakotettu konvektio

Lämmönsiirtymiskertoimen ratkaisemiseksi on kehitetty avuksi dimensioton Nusseltin luku.

$$\alpha = Nu * \frac{\lambda}{x}$$

jossa	α	lämmönsiirtymiskerroin	$\frac{W}{K \cdot m^2}$
	Nu	Nusseltin luku	—
	λ	lämmönjohtavuus	$\frac{W}{K \cdot m}$
	x	karakteristinen mitta	m

Nusseltin luku kuvaa karakteristisen läpimitan ja termisen rajakerroksen suhdetta.

Nusseltin luku on riippuvainen virtaustyyppistä ja sen ratkaisemiseksi on kehitetty useita kaavoja virtaustyyppistä riippuen.

Virtaustyyppin ratkaisemiseksi on kehitetty avuksi dimensioton Reynoldsin luku, joka kuvaa hitausvoimien ja kitkavoimien suhdetta.

$$Re = \frac{w * x}{\nu}$$

jossa	Re	Reynoldsin luku	—
	w	virtausnopeus	$\frac{m}{s}$
	x	karakteristinen mitta	m
	ν	kinemaattinen viskositeetti	$\frac{m^2}{s}$

Tässä tapauksessa kyseessä on putki- tai kanavavirtaus, jolloin virtauksen tyypin määrittävä Reynoldsin luku on 2300. Pienemmillä arvoilla virtaus on täysin laminaarinen

ja suuremmilla arvoilla arvoon noin 2800 asti virtaus on siirtymäalueella laminaarisesta turbulenttiseen. Arvon 10 000 jälkeen virtaus on täysin turbulenttinen.

Savukaasukanavissa lämmönsiirto tapahtuu pääosin pakotetun konvektion kaavojen mukaisesti. Savukaasuvirtauksen tulee tässä tapauksessa olla turbulenttinen, jotta saavutettaisiin tehokkaampi lämmönsiirtyminen. Savukaasuilla tämä on käytännössä itsestäänselvyys, mutta jos virtaus ei ole riittävän turbulenttinen, tulee suunnitelmia muuttaa sen mukaisesti. Turbulenttisessa virtauksessa lämmönsiirto on monin kerroin laminaarivirtausta tehokkaampaa. Reynoldsin luvulla tulee määrittää virtauksen tyyppi, ja tämän jälkeen saadaan selville tarvittava Nusseltin luvun kaava.

Kaavoissa käytettävä karakteristinen mitta ratkaistaan kaavasta

$$x = \frac{4 * A}{p}$$

jossa	x	karakteristinen mitta	m
	A	virtauksen poikkipinta-ala	m^2
	p	virtauksen piiri virtaussuunnassa	m

Kuten edellä todettiin, kyseessä on turbulenttinen putki- tai kanavavirtaus, jolloin Nusseltin luvun kaava saa seuraavan muodon.

$$Nu = \frac{0,0235 * (Re^{0,8} - 230) * Pr}{1 + 12,7 * \sqrt{\frac{\xi}{8}} * (Pr^{\frac{2}{3}} - 1)} * f_6 * f_{2,3} * f_{lam}$$

jossa	Nu	Nusseltin luku	—
	Re	Reynoldsin luku	—
	Pr	Prandtlin luku	—
	ξ	putken vastuskerroin	—

f_6	hydrodynaaminen ja terminen alkutila	–
$f_{2,3}$	lämpövirransuunnan korjauskerroin	–

Kaavassa olevan putken vastuskertoimen saa Moodyn taulukosta tai vaihtoehtoisesti sileille putkille ratkaistua kaavasta

$$\xi = (1,82 * \log(Re) - 1,64)^{-2}$$

jossa	ξ	putken vastuskerroin	–
	Re	Reynoldsin luku	–

Hydrodynaamisen ja termisen alkutilan korjauskerroin saadaan ratkaistua kaavasta

$$f_6 = 1 + \left(\frac{d}{L}\right)^{\frac{2}{3}}$$

jossa	f_6	hydrodynaaminen ja terminen alkutila	–
	d	putken halkaisija	m
	L	putken pituus	m

Multistokerin tapauksessa, kun kyseessä on suorakulmainen savukaasukanava hydrodynaamisen ja termisen alkutilan korjauskerroin saa muodon.

$$f_6 = 1 + \frac{x}{L} * c_x$$

jossa	x	hydraulinen läpimitta	m
	c_x	tilanteesta riippuva korjauskerroin	–

Edellisessä kaavassa olevia korjauskertoimia saa Lämmönsiirto teoksesta (11, 69).

Multistokerin tapauksessa on sovellettu 90° ja 180° kurvien korjauskerrointa, ja käytössä oli 6,2.

Lämpövirransuunnan korjauskertoimen kaavassa on otettava huomioon alaindeksi, joka on nesteillä 2 ja kaasuilla 3. Nesteille kaava saa muodon

$$f_2 = \left(\frac{Pr}{Pr_w} \right)^{0,11}$$

kun $0,1 < \frac{Pr}{Pr_w} < 10$

jossa	f_2	lämpövirransuunnan korjauskerroin	–
	Pr	Prandtlin luku nesteen lämpötilassa	–
	Pr_w	Prandtlin luku seinämän lämpötilassa	–

Kaasuille kaava saa muodon

$$f_3 = \left(\frac{T}{T_w} \right)^{0,45}$$

kun $Re > 2300$ ja $0,5 < \frac{T}{T_w} < 1,0$

jossa	f_3	lämpövirransuunnan korjauskerroin	–
	T	kaasun lämpötila	–
	T_w	seinämän lämpötila	–

Edellisistä lämpövirran korjauskertoimien kaavoista kuitenkin huomataan, ettei mikään ole pätevä, kun putki on kylmempi kuin savukaasu. Tässä tarkastelussa näitä korjauskertoimia on kuitenkin käytetty Multistokerilla tehtyjen kokeiden perusteella.

Fundamentals of Heat and Mass Transfer teoksesta (12, 544) saadaan lisäksi korjauskerroin, joka ottaa huomioon aineominaisuuksien eroista johtuvaa lämmönsiirtymisen muutosta.

$$f_{l\ddot{a}m} = \left(\frac{\eta}{\eta_w} \right)^{0,11}$$

jossa	$f_{l\ddot{a}m}$	aineominaisuuksien korjauskerroin	—
	η	kaasun dynaaminen viskositeetti	$\frac{kg}{m*s}$
	η_w	kaasun dynaaminen viskositeetti seinämän lämpötilassa	$\frac{kg}{m*s}$

4.2.1.2 Säteilylämmönsiirto

Tulitorvessa, jossa lämpötilat ovat hyvin korkeat, suurin osa lämmönsiirrosta tapahtuu lämpösäteilynä. Myös ensimmäisessä savukaasuvedossa lämpötilat voivat olla niin korkeat, että säteilylämmönsiirto on merkityksellisen suuri.

Säteilylämmönsiirron kaavat ovat hyvin erilaisia johtumiseen ja konvektioon verrattuna, mutta laskennan helpottamiseksi niitä on muokattua samankaltaiseen muotoon. Säteilylämmönsiirrosta lämmönläpäisykerroin määritellään

$$\alpha_{s\ddot{a}t} = f_{str} * \varepsilon_g * \varepsilon_w * C_s * \varphi_{12}$$

jossa	α	lämmönsiirtymiskerroin	$\frac{W}{K*m^2}$
	f_{str}	lämpötilakerroin	K^3
	ε_g	savukaasun emissiivisyys	—
	ε_w	seinämän emissiivisyys	—
	C_s	Stefan-Boltzmanin vakio * 10^8	$\frac{W}{m^2*K^4}$
	φ_{12}	näkyvyyskerroin	—

Tämäntyyppisissä tarkasteluissa näkyvyyskerroin voidaan unohtaa, koska säteily ei käytännössä pääse säteilemään minnekään muualle kuin tulitorven ja tuliputken seinämiin.

Lämpötilakerroin saadaan seuraavalla kaavalla.

$$f_{str} = \frac{\left(\frac{T_g}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_w}{100}\right)^4}{T_g - T_w}$$

jossa	f_{str}	lämpötilakerroin	K^3
	T_g	savukaasun keskimääräinen lämpötila	K
	T_w	seinämän keskimääräinen lämpötila	K

Emissiivisyys on materiaalikohtainen vakio, joka teräksen tapauksessa löytyy helposti taulukoista. Esimerkiksi Lämmönsiirto teos (10) antaa teräksen lämmönjohtavuudeksi noin $50 \frac{W}{m \cdot K}$. Tässä kannattaa kuitenkin muistaa, että teräksen lämmönjohtavuus on kokonaislämmönsiirron kannalta merkityksettömän pieni, joten noin luku riittää tässä tapauksessa. Savukaasun tapauksessa emissiivisyyden ratkaisemiseksi tulee tietää savukaasun koostumus. Savukaasun emissiivisyyteen vaikuttavat kaikki paitsi alkuainekaasut (N_2 , O_2 , H_2 , jne.). Savukaasujen tapauksessa merkittävimmät säteilijät ovat vesihöyry H_2O ja hiilidioksidi CO_2 . Muilla säteilevillä kaasuilla on käytännössä niin pienet konsentraatiot, etteivät ne vaikuta juurikaan kokonaisemissiivisyyteen. Jotta kaasukomponentin emissiivisyys saadaan ratkaistua, tulee tietää savukaasun komponenttien osapaine. Tämä on käytännössä sama lukuarvo kuin kaasukomponentin moolisuhde kerrottuna kokonaispaineella. Tässä tarkastelussa nämä arvot on saatu Höyrykattila teoksen (1, 81) puun poltossa syntyvien savukaasutaulukon pohjalta tehdyn Excel-laskentapohjan avulla. Seuraavassa taulukossa on Excel-laskentapohjan mukaan laskettu esimerkki.

Taulukko 3. Savukaasujen komponenttien osapaineet 1 baarin kokonaispaineessa, kun ilmakerroin on 1,35 ja polttoaineen kosteus on 8 %

Kaasu-komponentti	Kaasujen moolimassat kg/kmol	Kaasujen ainemäärät kmol/kgpa	Kaasujen mooliosuudet %mol	Kosteiden savukaasujen osapaineet bar
N ₂	28,02	0,22371506	0,710225266	0,710225266
H ₂ O	18,016	0,034709861	0,11019294	0,11019294
CO ₂	44,01	0,040952434	0,130011154	0,130011154
SO ₂	64,14	0	0	0
O ₂	32	0,01561434	0,04957064	0,04957064
Savukaasu	29,19379933	0,314991694	1	1

Emissiivisyyden laskemiseksi tarvitsee tietää myös ekvivalentti kerrospaksuus, joka saadaan kaavasta

$$s_{\text{ekv}} = f * \frac{4 * V_G}{A_G} = 0,9 * \frac{4 * V_G}{A_G}$$

jossa	s_{ekv}	ekvivalentti kerrospaksuus	m
	f	geometria- ja painekerroin	–
	V_G	kaasumassan tilavuus	m ³
	A_G	kaasumassan pinta-ala	m ²

Jos putki on hyvin pitkä halkaisijaan verrattuna, kaava voidaan kirjoittaa likimääräiseen muotoon ilman, että emissiivisyyden arvo merkittävästi muuttuu

$$s_{\text{ekv}} \approx 0,9 * d$$

jossa	s_{ekv}	ekvivalentti kerrospaksuus	m
	d	putken halkaisija	m

Näin saadaan katsottua Lämmönsiirto teoksesta (10, 132 - 135) hiilidioksidin ja vesihöyryn emissiivisyyden arvo. Savukaasuseoksen emissiivisyys, kun säteilevät komponentit ovat vain vesihöyry ja hiilidioksidi, saadaan kaavasta

$$\varepsilon_g = 0,95(\varepsilon_{h_2O} + \varepsilon_{CO_2})$$

jossa	ε_g	savukaasun emissiivisyys	—
	ε_{h_2O}	vesihöyryn emissiivisyys	—
	ε_{CO_2}	hiilidioksidin emissiivisyys	—

Tässä tarkastelussa ei ole otettu huomioon lentotuhkan vaikutusta savukaasujen emissiivisyyteen, mutta sen vaikutus on käytännössä melko pieni.

4.2.2 Johtuminen

Jotta lämpö siirtyisi savukaasuista veteen, on lämmön ensin johduttava teräsputken läpi. Johtumisen matemaattinen tarkastelu on konvektioon ja lämpösäteilyyn nähden hyvin yksinkertainen. Johtumisessa lämmönsiirtymiskertoimen kaava saa seuraavan muodon. Todellisuudessa lämmönsiirtimien tapauksessa tässä pitäisi ottaa huomioon sisä- ja ulkopinnan pinta-alaero, mutta se on käsitelty tarkemmin luvassa 4.2.

$$k = \frac{\lambda}{s}$$

jossa	k	lämmönläpäisykerroin	$\frac{W}{K \cdot m^2}$
	s	seinämän paksuus	m
	λ	lämmönjohtavuus	$\frac{W}{K \cdot m}$

4.2.3 Veden vapaa konvektio

Lopulta lämpö siirtyy putkesta veteen. Tämä saa putken läheisyydessä olevan veden lämpenemään, minkä seurauksesta sen tiheys pienenee ja muodostuu pystysuora virtaus. Tätä kutsutaan vapaaksi konvektioksi.

Vapaan konvektion keskeisin luku on Grashofin luku, joka vastaa pakotetun konvektion Reynoldsin lukua. Kun putki on pystysuorassa, kuten tässä tarkastelussa esiintyvien kattiloiden savukaasukanavat ovat, Grashofin luku saadaan seuraavalla kaavalla

$$Gr = \frac{g * L^3 * \frac{\rho_n - \rho_w}{\rho_w}}{\nu^2}$$

jossa	Gr	Grashofin luku	-
	g	putoamiskiihtyvyyys	$\frac{m}{s^2}$
	L	putken pituus	m
	ρ_n	nesteen tiheys sen lämpötilassa	$\frac{kg}{m^3}$
	ρ_w	nesteen tiheys seinämän lämpötilassa	$\frac{kg}{m^3}$
	ν	kinemaattinen viskositeetti vertailulämpötilassa	$\frac{kg}{m^3}$

Kun taas putket ovat vaakasuorassa, kuten Konepaja M. Pappisen periaatekuvan tulipesä on, Grashofin luku saadaan seuraavalla kaavalla.

$$Gr = \frac{g * x^3 * \frac{\rho_n - \rho_w}{\rho_w}}{\nu^2}$$

jossa	Gr	Grashofin luku	-
	g	putoamiskiihtyvyyys	$\frac{m}{s^2}$

x	tilanteen karakteristinen mitta	m
ρ_n	nesteen tiheys sen lämpötilassa	$\frac{kg}{m^3}$
ρ_w	nesteen tiheys seinämän lämpötilassa	$\frac{kg}{m^3}$
ν	kinemaattinen viskositeetti vertailulämpötilassa	$\frac{kg}{m^3}$

Vertailulämpötilalla tarkoitetaan nesteen ja seinämän lämpötilan keskiarvoa.

Karakteristinen mitta saadaan veden virtaussuunnan mukaisen kosketuspinnan kautta. Kun vesi virtaa pystysuoraan putkien suuntaisesti, kuten savukaasukanavissa sekä tilaajan kattilan että Multistokerin tapauksessa, karakteristinen mitta on putken pituus. Tilaajan kattilan tulipesässä karakteristinen mitta on taas puolet sylinterin piiristä. Tässä on toisaalta hyvä huomata, että veden rajapinnan lämmönsiirto on huomattavasti tehokkaampaa kuin savukaasujen rajapinnan lämmönsiirto, joten toisaalta tälläkään arvolla ei ole kovin suurta merkitystä tämäntyypisessä tilanteessa.

Vapaassa konvektiossa, kun $Gr * Pr > 10^9$, kyseessä on turbulenttinen rajakerros ja Nusseltin luku saadaan seuraavalla kaavalla.

$$Nu = 0,14 * \sqrt[3]{Gr * Pr}$$

Laminaarisen rajakerroksen tapauksessa, kun $Gr * Pr < 10^9$, Nusseltin luku saadaan seuraavasta kaavasta.

$$Nu = 0,5 * \sqrt[4]{Gr * Pr}$$

5 LASKENTAKAAVOJEN TESTAAMINEN KÄYTÄNNÖSSÄ

5.1 Perusta

Tässä insinööriyössä teoreettisia kaavoja on testattu KSM-Stoker:in valmistamalla KSM-Multistoker 975-95 FX -biokattilan avulla. Biokattilan polttoaineena käytettiin

puupellettejä. Kyseisen kattilan hyötyteho on kattilan valmistajan mukaan 100 kW ja hyötysuhde 92 % normaalissa ajotilanteessa. Ilmakertoimena pellettejä poltettaessa käytetään noin 1,35:ttä. Tarkemmat tiedot löytyvät valmistajan tuotesivulta (3).

Tässä kattilassa pelletit syötetään syöttöruuvien kanssa muurattuun tulipesään, jossa palamisilma syötetään alapuolella olevista ritilöistä. Muuratusta tulipesästä lämmönsiirto on teoriassa pienempää kuin jälkipalotilassa, mutta lämpötilat ovat lähellä adiabaattista palamislämpötilaa, joka taas toisaalta tehostaa lämmönsiirtoa. Tämän jälkeen savukaasut johdetaan jälkipalotilaan, jossa oletettavasti suurin osa lämmön siirrosta tapahtuu. Jälkipalotilan jälkeen kattilassa on viisi suorakulmaista savukaasukanavaa sarjassa, joissa savukaasuja saadaan edelleen jäähdytettyä. Vesi syötetään kattilaan noin 70 °C:na ja se lämpenee noin 90 °C:een. Veden esilämmitys tapahtuu sekoittamalla lämmitettyä vettä kylmään veteen. Näin vältetään lämpörasitusten syntyminen.

Vaikka kattila on tulipesältään ja savukaasukanavien tyypiltä hieman erilainen tilaajan kattilaan verrattuna, käytännön testillä saa arvokasta tietoa lämmönsiirron kaavojen toimivuudesta pellettipolttoaineella tämän kokoluokan kattiloissa. Erityisesti säteilylämmönsiirto pellettien poltosta muodostuvilla savukaasuilla sekä korjauskertoimien käyttö kaipaavat käytännön tarkennusta.

5.2 Käytännön mittaukset

Mittauksilanteessa ympäristön lämpötila oli noin 20 °C, ja kattilaa ajettiin siten, että hyötyteho oli noin 120 kW. Tällöin poistuvien savukaasujen lämpötila oli 220 °C, jolloin savukaasuhäviöt nousivat merkittävästi normaalia suuremmiksi. Tulipesän jälkeinen lämpötila juuri ennen ensimmäistä savukaasukanavaa oli noin 930 °C. Savukaasun virtausnopeudeksi saatiin savukaasupuhaltimen jälkeisessä DN250 putkessa 220 °C lämpötilassa noin 5 metriä sekunnissa. Savukaasukanavien mitoiksi saatiin valmistajan kuvista (3) leveydeksi 0,083 m, syvyydeksi 0,704 m ja korkeudeksi 1,033 m ja tulipesälle leveydeksi 0,467 m, syvyydeksi 0,703 m ja korkeudeksi 1,486 m.

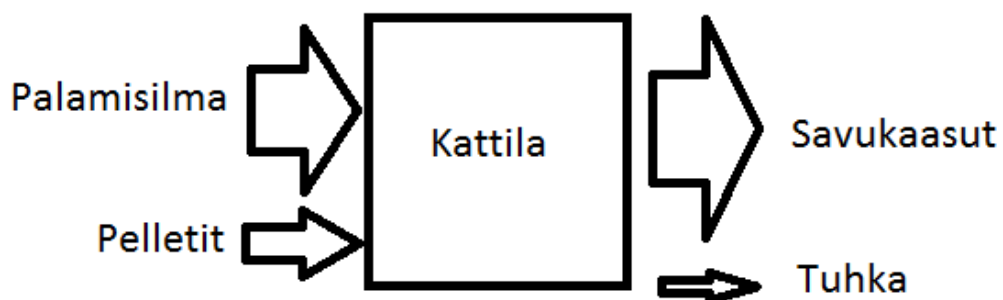
Pellettien kosteus ja lämpöarvo mitattiin standardien EN 14774 ja EN 14918 mukaisesti. Kosteusprosentiksi saatiin 7,2 % ja kalorimetriseksi lämpöarvoksi saatiin 20,19 $\frac{MJ}{kg}$, joka vastaa 7,2 % kosteudessa noin 17,4 $\frac{MJ}{kg}$.

5.3 Teoreettinen tarkastelu

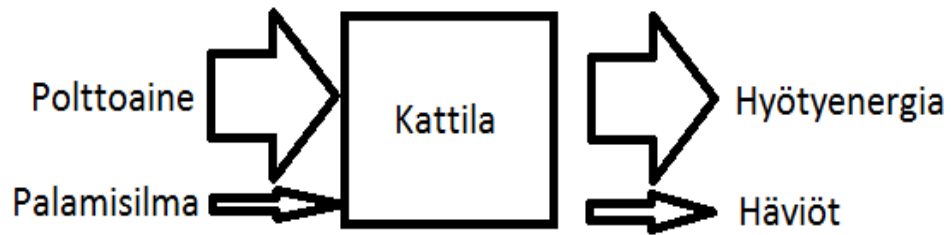
Tämän tyyppisiä laskuja lähdetään tavallisesti laskemaan takaa päin siten, että asetetaan savukaasujen loppulämpötila haluttuun järkevään arvoon lämmitettävän veden mukaan. Tässä tapauksessa savukaasujen loppulämpötila mitattiin ja se oli noin 120 kW teholla 220 °C. Tämän jälkeen arvataan lämpötila ennen viimeistä lämmönvaihdinta ja tarkastellaan tuleeko kyseisellä arvolla sekä savukaasuista poistunut lämpöteho että lämmönsiirtimen lämmönsiirtoteho yhtä suuriksi. Näin jatketaan kunnes päästään tulipesään, jossa voidaan vertailla teoreettista laskettua arvoa liekin adiabaattiseen lämpötilaan. Lämmönsiirtimien kokoa muutetaan sen jälkeen siten, että kasvataan lämmönsiirtimien kokoa, jos teoreettinen arvo oli pienempi kuin adiabaattinen palamislämpötila. Vastaavasti, jos teoreettinen arvo oli suurempi kuin adiabaattinen lämpötila, voidaan lämmönsiirtimien kokoa pienentää. Käytännössä tämän tyyppiset laskut ovat käsin laskettuina erittäin työläitä, joten laskennan avuksi on kehitetty erilaisia laskentaohjelmia. Tässä tarkastelussa kaikki iterointi on suoritettu Exceliin tehdyllä laskentapohjalla, joka automaattisesti hakee kaikki lämpötilariippuvaiset vakiot ja laskee lämmönsiirtotehot, kun arvattua lämpötilaa muutetaan.

5.3.1 Massa- ja energiatase

Massatase pitää sisällään kaiken kattilaan viedyn ja poistuvan massan. Eli tässä tapauksessa pelletit, palamisilman, tuhkan ja savukaasun. Tuhkan osuus on kuitenkin hyvin pieni pellettejä poltettaessa, joten jatkossa se jätetään huomioimatta.



Kuva 7. Kattilan massatase



Kuva 8. Kattilan energiatase

Mitatuilla tiedoilla massataseen voi laskea joko savukaasuvirran tai hyötytehon ja savukaasuhäviön kautta. Mittauksien mahdollisten epätarkkuuksien vuoksi on suotavaa tarkastella kummatkin tavat. Erityisesti savukaasujen virtausnopeuden mittaus oli hyvin epätarkan oloinen, koska arvot pyörivät $2 - 6 \frac{m}{s}$ välillä. Myös hyötytehon mittaukset antoivat arvoja väliltä 100 - 160 kW, mutta melko hyvä keskiarvo oli noin 120 kW. Tarkin arvo saadaan todennäköisesti lämpöarvon, savukaasun poistumislämpötilan ja hyötytehon kautta, koska tällöin käytössä on vähiten mitattuja arvoja.

5.3.1.1 Savukaasuvirran kautta

Massavirran laskemiseksi tarvitsee tietää savukaasujen nopeus ja putken poikkipinta-ala, jolloin saadaan savukaasujen tilavuusvirta sekä savukaasujen tiheys loppulämpötilassa. Savukaasujen virtausnopeudeksi mitattiin $5 \frac{m}{s}$ ja loppulämpötilaksi $220 \text{ }^\circ\text{C}$. Tiheys saadaan laskettua, kun tiedetään 8 % kostean pelletin poltossa ilmakertoimella 1,35 syntyvien savukaasujen koostumus kaavasta, mutta tekemästäni Excel pohjasta saadaan savukaasujen tiheydeksi $0,713 \frac{kg}{m^3}$. Putken sisähalkaisija on noin 222 mm eli 0,222 m

$$m'_{sk} = V'_{sk} * \rho_{sk} = w_{sk} * A_{pp} * \rho_{sk} = \frac{w_{sk} * \pi * d^2}{4} * \rho_{sk}$$

jossa m'_{sk} savukaasun massavirta $\frac{kg}{s}$

V'_{sk} savukaasun tilavuusvirta $\frac{m^3}{s}$

ρ_{sk}	savukaasun tiheys	$\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$
A_{pp}	putken poikkipinta-ala	m^2
w_{sk}	savukaasun virtausnopeus	$\frac{\text{m}}{\text{s}}$

$$m'_{sk} = \frac{4 * 5 \frac{\text{m}}{\text{s}} * \pi * (0,222\text{m})^2}{4} * 0,713 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} = 0,176 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Kun tiedetään, että yksi kilo 8 % kosteaa pellettiä ilmakertoimella 1,35 tuottaa noin 9,25 kiloa savukaasuja voidaan polttoainevirta laskea seuraavalla kaavalla.

$$m'_{pa} = \frac{m'_{sk}}{\frac{m_{sk}}{p_a}}$$

jossa	m'_{pa}	polttoaineen massavirta	$\frac{\text{kg}}{\text{s}}$
	m'_{sk}	savukaasun massavirta	$\frac{\text{kg}}{\text{s}}$
	$\frac{m_{sk}}{p_a}$	savukaasua polttoainekiloa kohden	$\frac{\text{kg}}{\text{kg}_{pa}}$

$$m'_{pa} = \frac{0,176 \frac{\text{kg}}{\text{s}}}{9,25 * \frac{\text{kg}}{\text{kg}_{pa}}} = 0,0191 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Tämä vastaa polttoainetehona

$$P_{pa} = 0,0191 \frac{\text{kg}}{\text{s}} * 17,4 \frac{\text{MJ}}{\text{kg}} = 332\text{kW}$$

Voidaan todeta, että tämä tarkastelu on äärimmäisen epätarkka, koska jos polttoaineteho olisi 332 kW ja hyötyteho vain 120 kW, olisi hyötysuhde todella huono. Kyseessä on myös vain 100 kW hyötyteholle suunniteltu kattila, joten tämä vaihtoehto voidaan kyseenalaistaa.

5.3.1.2 Hyötytehon ja savukaasuhäviön kautta

Savukaasuhäviön laskemiseksi tarvitsee tietää savukaasujen ominaislämpökapasiteetti loppulämpötilassa ja vertailulämpötilassa. Vertailulämpötila tässä on tapauksessa 20 °C. Savukaasujen ominaislämpökapasiteetti saadaan laskettua aikaisemmin esitetystä kaavasta, kun tiedetään savukaasukomponenttien osuudet ja niiden ominaislämpökapasiteetit. Tekemästäni Excel-pohjasta saadaan kuitenkin ominaislämpökapasiteeteiksi loppulämpötilassa $1,141 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}\cdot\text{K}}$ ja vertailulämpötilassa $1,057 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}\cdot\text{K}}$. Savukaasujen massavirta todettiin edellisessä laskelmassa vääräksi, joten tätä tapaa on turha jatkaa eteenpäin, mutta kaava, jolla savukaasuhäviö olisi laskettu, on seuraavanlainen.

$$P_{sk} = m'_{sk} * (c_{psk} * t_{sk} - c_{pvert} * t_{vert})$$

jossa	P_{sk}	savukaasuhäviö	kW
	m'_{sk}	savukaasun massavirta	$\frac{\text{kg}}{\text{s}}$
	c_{psk}	savukaasujen ominaislämpökapasiteetti	$\frac{\text{kJ}}{\text{kg}\cdot\text{K}}$
	t_{sk}	savukaasujen lämpötila	K
	c_{pvert}	savukaasujen ominaislämpökapasiteetti vertailulämpötilassa	$\frac{\text{kJ}}{\text{kg}\cdot\text{K}}$
	t_{vert}	vertailulämpötila	K

Savukaasuhäviön ja hyötytehon summasta saataisiin polttoaineteho, ja siitä polttoainevirta edellisen tavan mukaisesti.

5.3.1.3 Polttoaineen lämpöarvon ja savukaasun loppulämpötilan kautta

Kun tiedetään polttoaineen lämpöarvo, savukaasujen loppulämpötila ja polttoainekilon kohden tuottama savukaasumäärä, joka tässä tapauksessa on noin $9,25 \frac{kg}{kg_{pa}}$, voidaan kattilan hyötysuhde laskea seuraavalla kaavalla.

$$\begin{aligned}\eta &= 1 - \frac{m_{sk} * (c_{psk} * t_{sk} - c_{pvert} * t_{vert})}{m_{pa} * H_u} \\ &= 1 - 9,25 \frac{kg}{kg_{pa}} * \frac{1,141 \frac{kJ}{kg * K} * 493K - 1,057 \frac{kJ}{kg * K} * 293K}{17,4 \frac{MJ}{kg}} \\ &= 0,866\end{aligned}$$

Tämän avulla saadaan polttoainetehto, kun hyötyteho on noin 120 kW.

$$P_{pa} = \frac{P_{hyöty}}{\eta} = \frac{120kW}{0,866} = 139kW$$

Tästä saadaan polttoaineen massavirta.

$$m'_{pa} = \frac{P_{pa}}{H_u} = \frac{139kW}{17,4 \frac{MJ}{kg}} = 7,97 * 10^{-3} \frac{kg}{s}$$

Savukaasuvirta saadaan nyt seuraavalla kaavalla.

$$m'_{sk} = \frac{m'_{sk}}{m'_{pa}} * m'_{pa} = 9,2 \frac{kg}{kg_{pa}} * 7,97 * 10^{-3} \frac{kg}{s} = 0,0737 \frac{kg}{s}$$

5.3.2 Lämmönsiirtotekninen tarkastelu

Tämänkaltaisissa vesivaippa kattiloissa savukaasujen lämmönsiirtorajapinta on lämmönsiirtoa rajoittava tekijä, joten sitä on syytä laskea tarkemmin. Seinämän läpi lämmönsiirto tapahtuu suoraan lämmönsiirtopinta-alan ja lämpötilaeron mukaisesti, kun oletetaan seinämän lämpötila vakioksi. Todellisuudessa teräksen lämmönjohtavuus on lämpötilariippuvainen arvo, mutta näin pienellä lämpötilavälillä voidaan lämmönjohtavuus olettaa vakioksi. Veden ja seinämän välinen lämmönsiirto on hyvin tehokasta.

Lämmönsiirrossa pienin arvo rajoittaa kokonaislämmönsiirtoa, joten tässä tarkastelussa riittää, että veden rajakerroksen lämmönsiirtymiskerroin lasketaan vain kerran, mikäli se on merkittävästi savukaasun rajakerroksen lämmönsiirtymiskerrointa suurempi.

5.3.2.1 Savukaasujen lämmönsiirtokerroin

Savukaasujen lämmönsiirtokerroin koostuu sekä konvektiosta ja säteilystä. Käsin laskeessa säteilyn osuus kannattaa ottaa huomioon vain tulipesässä ja ehkä ensimmäisessä savukaasuedossa, mutta tässä tarkastelussa säteily on otettu huomioon jokaisessa savukaasuedossa, koska sen huomioiminen on Exceliä käytettäessä melko vaivatonta.

Savukaasujen konvektiivista lämmönsiirtymiskerrointa ratkaistaessa tulee tietää virtaustyyppi ja Prandtlin luku sekä lämpötilariippuvaiset vakiot, kuten tiheys, kinemaattinen viskositeetti ja lämmönjohtavuus. Kaikki lämpötilariippuvaiset arvot tulee ottaa kanavan keskilämpötilassa.

Esimerkiksi viimeisessä savukaasukanavassa tarvittavat arvot ovat, kun savukaasujen loppulämpötila on 220 °C ja arvataan savukaasujen alkulämpötilaksi kanavan alussa 264 °C, jolloin ainevakioiden vertailulämpötila on 242 °C.

$$\rho_{ka} = 0,682 \frac{kg}{m^3}, \nu_{ka} = 3,59 * 10^{-5} \frac{m^2}{s}, Pr_{ka} = 0,753 \text{ ja } \lambda_{ka} = 3,86 * 10^{-2} \frac{W}{m * K}$$

Kanavan karakteristinen mitta saadaan seuraavalla kaavalla.

$$x = \frac{4 * A}{p} = \frac{4 * w * d}{2 * w + 2 * d} = \frac{4 * 0,083m * 0,704m}{2 * 0,083m + 2 * 0,704m} = 0,149m$$

Seuraavaksi saadaan laskettua keskimääräinen virtausnopeus tiheyden, poikkipinta-alan ja massavirran kautta.

$$w = \frac{V'}{A} = \frac{m'_{sk} * \rho_{ka}}{w * d} = \frac{\frac{m'_{sk}}{\rho_{ka}}}{0,083m * 0,704m} = \frac{0,0737 \frac{kg}{s}}{0,682 \frac{kg}{m^3}} = 1,85 \frac{m}{s}$$

Virtaustyyppi saadaan ratkaistua kaavasta.

$$Re = \frac{1,85 \frac{m}{s} * 0,149m}{3,59 * 10^{-5} \frac{m^2}{s}} = 7640$$

Huomataan, että kyseessä on turbulenttinen virtaus, jolloin Nusseltin luvun ratkaisemiseksi tarvitsee ratkaista kanavan vastuskerroin, lämpövirran korjauskerroin ja alkutilan korjauskerroin.

Vastuskerroin saadaan kaavalla

$$\xi = (1,82 * \ln(9006) - 1,64)^{-2} = 4,48 * 10^{-3}$$

Alkutilan korjauskertoimen saa kaavalla

$$f_6 = 1 + \left(\frac{0,149m}{1,033m} \right)^{\frac{2}{3}} = 1,06$$

Lämpövirransuunnan korjauskertoimen saa kaavasta.

$$f_3 = \left(\frac{242 + 273}{90 + 273} \right)^{0,45} = 1,17$$

Tämän jälkeen voidaan Nusseltin luku ratkaista kaavalla.

$$Nu = \frac{0,0235 * (11006^{0,8} - 230) * 0,753}{1 + 12,7 * \sqrt{\frac{4,48 * 10^{-3}}{8}} * \left(0,753^{\frac{2}{3}} - 1 \right)} * 1,06 * 1,17 \approx 62,6$$

Nusseltin luvun avulla saadaan ratkaistua savukaasujen konvektiivinen lämmönsiirtymiskerroin kaavasta.

$$\alpha_{konv} = 62,6 * \frac{3,86 * 10^{-2} \frac{W}{m * K}}{0,149m} = 16,3 \frac{W}{m^2 * K}$$

Konvektiivinen lämmönsiirtymiskerroin tulee ratkaista jokaisessa savukaasuvedossa uudestaan. Tosiasiassa kerroin ei kasva kovin dramaattisesti, koska virtausnopeuden

muutos tiheyden muutoksesta johtuen kompensoi materiaalivakioiden muutoksesta aiheutuvaa lämmönsiirtymiskertoimen muutosta, mutta muutos on kuitenkin merkittävä.

Savukaasupuolen säteilystä johtuvan lämmönsiirtymiskertoimen ratkaisemiseksi tarvitaan hiilidioksidin ja vesihöyryn osapaineet, jotka viimeisessä savukaasukanavassa ovat.

$$p_{H_2O} = 0,110bar \text{ ja } p_{CO_2} = 0,130bar$$

Ekvivalentti kerrospaksuus saadaan kaavasta.

$$\begin{aligned} s_{ekv} &= 0,9 * \frac{4 * V}{A} = 0,9 * \frac{4 * w * d * L}{2 * w * L + 2 * d * L} = 0,9 * \frac{2 * w * d}{w + d} \\ &= 0,9 * \frac{2 * 0,083m * 0,704m}{0,083m + 0,704m} = 0,134m \end{aligned}$$

Kun lasketaan osapaineiden ja ekvivalentin kerrospaksuuden tulo saadaan emissiivisyys lähteestä (11, 132,134).

$$p_{H_2O} * s_{ekv} = 0,110bar * 0,134m = 0,0147bar * m$$

$$p_{CO_2} * s_{ekv} = 0,130bar * 0,134m = 0,0174bar * m$$

$$\varepsilon_{H_2O} = 0,062 \text{ ja } \varepsilon_{CO_2} = 0,060$$

Tämän jälkeen savukaasun emissiivisyys saadaan laskettua kaavasta.

$$\varepsilon_{sk} = 0,95 * (0,062 + 0,060) = 0,116$$

Teräksen emissiivisyydeksi saadaan esimerkiksi Lämmönsiirto teoksesta (11, 120)

$$\varepsilon_w = 0,6$$

Lämpötilakerroin saadaan kaavasta.

$$f_{str} = \frac{\left(\frac{515K}{100}\right)^4 - \left(\frac{363K}{100}\right)^4}{515K - 363K} = 3,59K^3$$

Tämän jälkeen säteilyn aiheuttama lämmönsiirtymiskerroin saadaan kaavasta.

$$\alpha_{sät} = 5,67 \frac{W}{m^2 * K^4} * 0,116 * 0,6 * 3,49K^3 = 1,42 \frac{W}{m^2 * K}$$

Savukaasupuolen kokonaislämmönsiirtymiskerroin saadaan yksinkertaisesti yhteenlaskulla.

$$\alpha_{sk} = \alpha_{konv} + \alpha_{sät} = 16,3 \frac{W}{m^2 * K} + 1,42 \frac{W}{m^2 * K} = 17,7 \frac{W}{m^2 * K}$$

5.3.2.2 Veden lämmönsiirtokerroin

Putken ja veden rajapinnassa lämmönsiirto tapahtuu pääosin vapaan konvektion kautta. Vapaan konvektion ratkaisemiseksi tulee tietää rajakerroksen virtaustyyppi ja lämpötilariippuvaisia arvoja, kuten tiheys, kinemaattinen viskositeetti, Prandtin luku ja lämmönjohtavuus. Veden tiheys tulee tietää sekä veden lämpötilassa että putken seinämän lämpötilassa. Vedelle nämä arvot löytyvät melko helposti eri taulukoista ja tässä tarkastelussa arvot on otettua Lämmönsiirto teoksesta (11, 199). Alussa seinämän lämpötila pitää arvata, mutta sitä saa tarkennettua iterointikierröksillä vaikka se ei välttämättä tässä tapauksessa ole tarpeen.

Tässä tarkastelussa veden rajakerroksen lämmönsiirtymiskerroin on oletettu vakioksi jokaisessa savukaasuvedossa. Koska lämmönsiirtyminen on huomattavasti tehokkaampaa veden rajakerroksessa kuin savukaasun rajakerroksessa, se ei vaikuta kokonaislämmönsiirtymiskertoimeen juuri ollenkaan.

$$\rho_v = 967,3 \frac{kg}{m^3}, \rho_w = 963,6 \frac{kg}{m^3}, \nu = 3,30 * 10^{-7} \frac{kg}{m^3}, Pr = 2 \text{ ja } \lambda = 24 \frac{W}{m * K}$$

Virtauksen tyypin vapaassa konvektiossa määrittää Grashofin luku, joka saadaan ratkaistua seuraavasti.

$$Gr = \frac{9,81 \frac{m}{s^2} * (1,033m)^3 * \frac{967,3 \frac{kg}{m^3} - 963,6 \frac{kg}{m^3}}{963,6 \frac{kg}{m^3}}}{\left(3,30 * 10^{-7} \frac{kg}{m^3}\right)^2} = 3,84 * 10^{11}$$

$$Gr * Pr = 3,84 * 10^{11} * 2 = 7,68 * 10^{11} \rightarrow \text{Turbulenttinen rajakerros}$$

Nusseltin luku saadaan nyt ratkaistua seuraavasti.

$$Nu = 0,14 \sqrt[3]{4,06 * 10^9 * 2} = 1280$$

Veden rajakerroksen lämmönsiirtymiskerroin saadaan nyt ratkaistua seuraavasti.

$$\alpha_v = 1280 * \frac{0,685 \frac{W}{m * K}}{1,033m} = 850 \frac{W}{m^2 * K}$$

5.3.2.3 Lämmönsiirtoteho

Kokonaislämmönsiirtymiskerroin savukaasuista veteen saadaan seuraavasti, kun tiedetään ulko-, sisä- ja keskimääräinen poikkipinta-ala.

$$A_u = (0,083m + 0,008m) * (0,704m + 0,008m) = 0,0713m^2$$

$$A_s = 0,083m * 0,704m = 0,0584m^2$$

$$A_m = \frac{A_u - A_s}{\ln\left(\frac{A_u}{A_s}\right)} = \frac{0,0713m^2 - 0,0584m^2}{\ln\left(\frac{0,0713m^2}{0,0584m^2}\right)} = 0,0646m^2$$

$$k = \frac{1}{\frac{1}{17,7 \frac{W}{m^2 * K}} * \frac{0,0713m^2}{0,0584m^2} + \frac{0,006m}{50 \frac{W}{m * K}} * \frac{0,0713m^2}{0,0646m^2} + \frac{1}{850 \frac{W}{m^2 * K}}} = 14,2 \frac{W}{m^2 * K}$$

Lämmönsiirtotehon ratkaisemiseksi tarvitsee tietää keskimääräinen lämpötilaero ja lämmönsiirtopinta-ala.

Lämmönsiirtopinta-ala saadaan kaavalla

$$\begin{aligned} A &= 2 * L * (w + d) + 2 * w * d \\ &= 2 * 1,033 * (0,083m + 0,704m) + 0,083m * 0,704m = 1,72m^2 \end{aligned}$$

Keskimääräinen lämpötila ero ratkaistaan logaritmisen lämpötilaeron kaavalla.

$$\Delta T_{ln} = \frac{(537K - 363K) - (493K - 363K)}{\ln\left(\frac{537K - 363K}{493K - 363K}\right)} = 155K$$

Nyt saadaan ratkaistua lämmönsiirtimen teho seuraavasta kaavasta.

$$Q' = 17,8 \frac{W}{m^2 * K} * 1,72m^2 * 155K = 3,95kW$$

Tätä arvoa verrataan savukaasutehoon, joka saadaan kaavasta, kun ensin kerätään savukaasujen ominaislämpökapasiteetit kanavan alussa ja lopussa.

$$c_{p1} = 1,16 \frac{kJ}{kg * K} \text{ ja } c_{p2} = 1,14 \frac{kJ}{kg * K}$$

$$\begin{aligned} Q' &= m'_{sk} * (c_{p1} * T_1 - c_{p2} * T_2) \\ &= 0,0737 \frac{kg}{s} * \left(1,16 \frac{kJ}{kg * K} * 537K - 1,14 \frac{kJ}{kg * K} * 493K\right) \\ &= 3,97kW \end{aligned}$$

Nämä arvot oli etukäteen iteroitu melko lähelle totuutta, mutta tavallisesti tässä vaiheessa huomataan, että jompikumpi tehoista on toista suurempi, jolloin muutetaan alussa arvattua lämpötilaa. Jos savukaasuteho on suurempi, tulee arvattua lämpötilaa pienentää. Vastaavasti, jos savukaasuteho on pienempi, tulee arvattua lämpötilaa suurentaa. Tämän jälkeen suoritetaan toinen iterointikierrös, ja tätä jatketaan kunnes riittävä tarkkuus on saavutettu.

Kun jokaiselle savukaasukanavalle suoritetaan tarvittava määrä iterointikierröksiä, tulisi tulipesän alussa päästä adiabaattiseen palamislämpötilaan, joka saadaan seuraavasta kaavasta. Savukaasujen keskimääräinen lämpötila ja ominaislämpökapasiteetti on alussa arvattava ja vastauksen jälkeen korjattava kunnes riittävä tarkkuus saavutetaan.

$$H_u = 17400 \frac{kJ}{kg}, c_{pitma} = 1,01 \frac{kJ}{kg * K}, c_{psk} = 1,32 \frac{kJ}{kg * K}, \Delta T_{ivert} = 0K$$

$$\text{ja } \Delta T_{skvert} = 1088K$$

$$T_{adiab} = \frac{m'_{pa} * H_u + c_{pilma} * m'_i * \Delta T_{ivert}}{c_{psk} * \Delta T_{skvert}}$$

$$= \frac{0,00940 \frac{kg}{s} * 17000 \frac{kJ}{kg} + 1,01 \frac{kJ}{kg * K} * 0K}{1,32 \frac{kJ}{kg * K} * 1088K} = 11682K$$

Jos adiabaattinen lämpötila jää korkeammaksi kuin laskettu lämpötila, voidaan lämmönsiirtimien pinta-alaa pienentää. Jos taas laskettu lämpötila on korkeampi kuin adiabaattinen palamislämpötila, tarvitsee lämmönsiirrinten pinta-alaa kasvattaa. Tarpeeksi usealla iterointikierröksellä saadaan hyötyteho, savukaasuteho ja lämmönsiirtimien teho täsmäämään. Esimerkiksi tässä kattilassa päädyttiin seuraavaan.

Taulukko 4. Multistokerin lämmönsiirtotehot savukaasuista ja lämmönsiirtimistä.

Summat	Lämmönsiirtimet kW	Savukaasuista kW
1	4,024	4,063074646
2	5,962	5,96901817
3	9,447	9,469749575
4	16,632	16,61197161
5	36,133	36,1083028
Tulipesä	46,313	47,26633212
Summa	118,510	119,4884489

Kuten taulukosta 4 nähdään, iteroimalla on päästy hyvin lähelle kattilan 120 kW hyötytehoa. Tässä tapauksessa riittävä tarkkuus on saavutettu.

5.4 Lopputulos

Voidaan todeta, että Lämmönsiirto teoksen (11) annetut lämmönsiirtotekniset kaavat toimivat tämän tyyppisessä kattilassa riittävällä tarkkuudella. Suurimmat epävarmuudet tulevat virtauksen alkutilan pituuden määrittämisessä, ja tässä se on otettu huomioon vain korjauskertoimella.

Toisaalta tämän tyyppinen suorakulmaisista savukaasukanavista rakentuva kattila voi käyttäytyä eri tavalla kuin tilaajan valitsema useammasta savukaasuputkesta koostuva savukaasukanava. Etenkin virtausteknisesti eroavaisuudet voivat olla merkittävät.

6 TILAAJAN KATTILAN LÄMPÖTEKNINEN LASKENTA

6.1 Ennalta määrättyt arvot

Kattilan hyötytehoksi halutaan 200 kW, kun tuotetaan 110 °C lämmitettyä vettä. Tämän takia kattilaan tulee asettaa 2 - 3 baarin paine kiehumisen välttämiseksi. Tämä toisaalta vaatii rakenteeseen vahvistuksia. Tilaaja antoi myös ohjeavotaulukkoja polttimen liekin pituuden määrittämiseksi. Kyseiset käyrät ovat Oilonin mitoituskäyriä, joten niitä ei tässä opinnäytetyössä julkaista. Tässä tapauksessa liekin pituudeksi saadaan noin 1100 mm ja liekin halkaisijaksi noin 375 mm. Polttoaineen lämpöarvoksi saatiin kalorimetrisellä mittauksella noin $17,4 \frac{MJ}{kg}$, kun kosteus on 7,2 %. 110 °C veden lämpötila määrää melko pitkälle poistuvien savukaasujen lämpötilan. Tässä tarkastelussa savukaasujen loppulämpötilaksi on asetettu 170 °C. Kaikki lämmönsiirtoon liittyvät mitat on alustavasti kaksinkertaistettu, koska tilaajan periaatekuva on suunniteltu 100 kW:n hyötytehoa ajatellen. Alustavat mitat, kaksinkertaistuksen jälkeen, olivat tälle laskelmalle 1,2 m pitkät DN50 savukaasuputket, joita oli viimeisessä vedossa 13, toisessa vedossa 13 ja ensimmäisessä vedossa 19 kappaletta. Tulitorven mitat kasvatettiin vain vastaamaan suuremman tehoisen liekin pituutta. Tulitorven uudet mitat olivat 0,50 metrin sisähalkaisija ja 1,2 metrin pituus.

6.2 Massa- ja energiatase

Arvataan kattilan hyötysuhteeksi noin 91 %, jolloin saadaan polttoaine teho kaavalla.

$$P_{pa} = \frac{P_{hyöty}}{\eta} = \frac{200 \text{ kW}}{0,91} \approx 222 \text{ kW}$$

Polttoaineen massavirta saadaan nyt kaavasta.

$$m'_{pa} = \frac{P_{pa}}{H_u} = \frac{220 \text{ kW}}{16,9 \frac{MJ}{kg}} \approx 0,0126 \frac{kg}{s}$$

Savukaasuvirta saadaan, kun tiedetään, että ilmakertoimella 1,35 7,4 % kosteat pelletit tarvitsevat $6,17 \frac{kg}{kg_{pa}}$ ilmaa ja tuottavat tällöin $7,16 \frac{kg}{kg_{pa}}$ savukaasua jokaista polttoainekiloa kohden.

$$\begin{aligned}
 m'_{sk} &= m'_{pa} * \left[\frac{m_{sk}}{kg_{pa}} + (\lambda - 1) * \frac{m_i}{kg_{pa}} \right] \\
 &= 0,0132 \frac{kg}{s} * \left[7,16 \frac{kg}{kg_{pa}} + (1,35 - 1) * 6,17 \frac{kg}{kg_{pa}} \right] \approx 0,117 \frac{kg}{s}
 \end{aligned}$$

Nyt saadaan ratkaistua savukaasuhäviö kaavalla, kun tiedetään savukaasujen ominaislämpökapasiteetit vertailulämpötilassa 20 °C ja savukaasujen poistumislämpötilassa 170 °C.

$$c_{psk} = 1,13 \frac{kJ}{kg * K} \text{ ja } c_{pvert} = 1,07 \frac{kJ}{kg * K}$$

$$\begin{aligned}
 P_{skhävio} &= m'_{sk} * (c_{psk} * T_{sk} - c_{pvert} * T_{vert}) \\
 &= 0,119 \frac{kg}{s} * \left(1,13 \frac{kJ}{kg * K} * 293K - 1,07 \frac{kJ}{kg * K} * 443K \right) \\
 &\approx 19,9kW
 \end{aligned}$$

Tämän jälkeen ratkaistaan hyötysuhde kaavalla.

$$\eta = 1 - \frac{P_{skhävio}}{P_{pa}} = 1 - \frac{19,9kW}{223kW} \approx 90,9\%$$

Tämä on riittävän lähellä alussa arvattua arvoa, mutta jos alussa arvattu arvo eroaa merkittävästi, tulee tässä saatu hyötysuhde asettaa alkuarvaukseksi ja laskea uusi iteroitiskierros.

Adiabaattinen palamislämpötila saadaan ratkaistua kaavasta, kun tiedetään palamisen ilmakerroin, stokiometrinen ilmamäärä polttoainekiloa kohden ja stokiometrinen savukaasumäärä polttoaine kiloa kohden.

$$\frac{m'_i}{m'_{pa}} = 6,17 \frac{kg}{kg_{pa}}, \frac{m'_{sk}}{m'_{pa}} = 7,16 \frac{kg}{kg_{pa}} \text{ ja yli-ilma } 6,17 \frac{kg}{kg_{pa}} * 1,35 = 2,16 \frac{kg}{kg_{pa}}$$

$$T_{adiab} = \frac{m'_{pa} * H_u + c_{pilma} * m'_i * \Delta T_{ivert}}{c_{psk} * m'_{sk}} = \frac{H_u + c_{pilma} * \frac{m'_i}{m'_{pa}} * \Delta T_{ivert}}{c_{psk} * \frac{m'_{sk}}{m'_{pa}}}$$

$$= \frac{17400 \frac{kJ}{kg} + 6,17 \frac{kg}{s} * 1,01 \frac{kJ}{kg * K} * 0K}{1,39 \frac{kJ}{kg * K} * (10,16 + 2,16) \frac{kg}{s}} + 273K \approx 1628K$$

6.3 Lämmönsiirtotekninen tarkastelu

Tämän tyyppisessä moniputkisessa lämmönsiirtimessä on melko tarkkaa olettaa, että virtaus jakaantuu kaikkiin putkiin tasaisesti ja että kaikissa putkissa lämmönsiirto tapahtuu identtisesti. Tämän oletuksen perusteella voidaan lämmönsiirtymiskertoimet laskea vain yhdelle putkelle ja lopussa kertoa lämmönsiirtymisteho putkien määrällä.

6.3.1 Savukaasujen lämmönsiirtokerroin

Kuten Stokerin laskuissa, laskenta aloitetaan takaapäin. Ensin arvataan savukaasujen alkulämpötilaksi 206 °C. Tällöin ainevakioiden vertailulämpötilaksi saadaan 188 °C. Savukaasupuolen virtaustyyppi saadaan ratkaistua seuraavasta kaavasta, kun tiedetään savukaasujen keskimääräinen kinemaattinen viskositeetti ja tiheys. Tässä tapauksessa periaatekuvan 13 DN50 putkea määrittävät savukaasukanavan poikkipinta-alan.

$$A_{pp} = 13 * \frac{\pi * d^2}{4}, \quad d = 0,0548m, \quad \rho_{sk} = 0,763 \frac{kg}{m^3}, \quad v = 2,95 * 10^{-5} \frac{m^2}{s}$$

Virtausnopeus saadaan kaavalla

$$w = \frac{m'_{sk}}{\rho_{sk} * A} = \frac{4 * m'_{sk}}{\rho_{sk} * 13 * \pi * d^2} = \frac{4 * 0,117 \frac{kg}{s}}{0,763 \frac{kg}{m^3} * 13 * \pi * (0,0508m)^2} \approx 5,82 \frac{m}{s}$$

Kun oletetaan, että virtaus jakautuu kaikkiin 13 putkeen identtisesti, voidaan virtaus- tekniset ja lämpötekniset laskut tehdä vain yhdelle putkelle. Reynoldsin saadaan näillä olettamuksilla kaavalla. Putkivirtauksissa karakteristinen mitta on putken halkaisija.

$$Re = \frac{w * x}{\nu} = \frac{5,82 \frac{m}{s} * 0,0508m}{2,95 * 10^{-5} \frac{m^2}{s}} \approx 10000$$

Tämän perusteella voidaan todeta, että virtaus on hyvin turbulenttinen, joten Nusseltin luvun ratkaisemiseksi voidaan ratkaista turbulenttisen virtauksen kaavalla, kun tiedetään kanavan vastuskerroin, lämpövirran korjauskerroin, alkutilan korjauskerroin ja Prandtin luku.

$$Pr = 0,756$$

Vastuskerroin saadaan seuraavasti.

$$\xi = (1,82 * \ln(10000) - 1,64)^{-2} = 4,37 * 10^{-3}$$

Alkutilan korjauskertoimen saa ratkaistua seuraavasti.

$$f_6 = 1 + \left(\frac{0,0508m}{1,20m} \right)^{\frac{2}{3}} = 1,12$$

Lämpövirransuunnan korjauskertoimen saa ratkaistua seuraavasti.

$$f_3 = \left(\frac{497K}{383K} \right)^{0,45} = 1,10$$

Aineominaisuuksien korjauskertoimen saa ratkaistua kun tiedetään kinemaattinen viskositeetti sekä seinämän keskilämpötilassa että savukaasujen keskilämpötilassa.

$$\nu_w = 2,01 * 10^{-5} \frac{m^2}{s}$$

$$f_{aine} = \left(\frac{\nu}{\nu_w} \right)^{0,14} = \left(\frac{3,26 * 10^{-5} \frac{m^2}{s}}{2,01 * 10^{-5} \frac{m^2}{s}} \right)^{0,14} = 1,05$$

Tämän jälkeen voidaan Nusseltin luku ratkaista seuraavasti.

$$Nu = \frac{0,0235 * (10950^{0,8} - 230) * 0,756}{1 + 12,7 * \sqrt{\frac{4,49 * 10^{-3}}{8}} * (0,756^{\frac{2}{3}} - 1)} * 1,12 * 1,10 * 1,05 \approx 42,5$$

Nusseltin luvun avulla saadaan ratkaistua savukaasujen konvektiivinen lämmönsiirtymiskerroin, kun tiedetään savukaasujen lämmönjohtavuus savukaasujen keskilämpötilassa.

$$\lambda = 0,0349 \frac{W}{m * K}$$

$$\alpha_{konv} = 42,5 * \frac{0,0349 \frac{W}{m * K}}{0,0508m} = 29,2 \frac{W}{m^2 * K}$$

Säteilylämmönsiirtymisen ratkaisemiseksi tulee tietää hiilidioksidin ja vesihöyryn osapaineet ja kaasujen ekvivalentti kerrospaksuus.

$$p_{H_2O} = 0,109bar \text{ ja } p_{CO_2} = 0,130bar$$

$$s_{ekv} = 0,9 * \frac{4 * V}{A} \approx 0,9 * d \approx 0,9 * 0,0508m \approx 0,0457m$$

Kun lasketaan osapaineiden ja ekvivalentin kerrospaksuuden tulo saadaan emissiivisyys lähteestä (11, 132 - 135).

$$p_{H_2O} * s_{ekv} = 0,115bar * 0,0493m = 0,00567bar * m$$

$$p_{CO_2} * s_{ekv} = 0,129bar * 0,0493m = 0,00637bar * m$$

$$\varepsilon_{H_2O} = 0,022 \text{ ja } \varepsilon_{CO_2} = 0,036$$

Tämän jälkeen savukaasun emissiivisyys saadaan laskettua seuraavasta kaavasta.

$$\varepsilon_{sk} = 0,95 * (0,022 + 0,036) = 0,0551$$

Teräksen emissiivisyydeksi saadaan esimerkiksi Lämmönsiirto teoksesta (11, 120).

$$\varepsilon_w = 0,6$$

Lämpötilakerroin saadaan ratkaistua seuraavasti.

$$f_{str} = \frac{\left(\frac{488K}{100}\right)^4 - \left(\frac{373K}{100}\right)^4}{488K - 373K} = 3,25K^3$$

Tämän jälkeen säteilyn aiheuttama lämmönsiirtymiskerroin saadaan kaavasta

$$\alpha_{sät} = 5,67 \frac{W}{m^2 * K^4} * 0,0551 * 0,6 * 3,25K^3 = 0,885 \frac{W}{m^2 * K}$$

Savukaasupuolen kokonaislämmönsiirtymiskerroin saadaan yksinkertaisesti yhteenlaskulla

$$\alpha_{sk} = \alpha_{konv} + \alpha_{sät} = 29,2 \frac{W}{m^2 * K} + 0,885 \frac{W}{m^2 * K} = 30,0 \frac{W}{m^2 * K}$$

6.3.2 Veden lämmönsiirtymiskerroin

Putken ja veden rajapinnassa lämmönsiirto tapahtuu pääosin vapaan konvektion kautta. Vapaan konvektion ratkaisemiseksi tulee tietää rajakerroksen virtaustyyppi ja lämpötilariippuvaisia arvoja, kuten tiheys, kinemaattinen viskositeetti, Prandtin luku ja lämmönjohtavuus. Veden tiheys tulee tietää sekä veden lämpötilassa että putken seinämän lämpötilassa. Vedelle nämä arvot löytyvät melko helposti eri taulukoista ja tässä tarkastelussa arvot on otettua Lämmönsiirto teoksesta (11, 199). Alussa seinämän lämpötila pitää arvata, mutta sitä saa tarkennettua iterointikierröksillä vaikka se ei välttämättä tässä tapauksessa ole tarpeen veden suuren lämmönsiirtymiskertoimen takia.

Tässä tarkastelussa veden rajakerroksen lämmönsiirtymiskerroin on oletettu vakioksi jokaisessa savukaasuviedossa. Koska lämmönsiirtyminen on huomattavasti tehokkaampaa veden rajakerroksessa kuin savukaasun rajakerroksessa, se ei vaikuta kokonaislämmönsiirtymiskertoimeen juuri ollenkaan.

$$\rho_v = 954,6 \frac{kg}{m^3}, \rho_w = 951,0 \frac{kg}{m^3}, \nu = 2,88 * 10^{-7} \frac{kg}{m^3}, Pr = 1,7 \text{ ja } \lambda = 0,684 \frac{W}{m * K}$$

Tässä tapauksessa karakteristinen mitta määräytyy putken virtauspoikkipinnan mukaan, joka tässä tapauksessa on putken pituus. Virtauksen tyypin vapaassa konvektiossa määrittää Grashofin luku, joka saadaan seuraavasta kaavasta.

$$Gr = \frac{9,81 \frac{m}{s^2} * (1,2m)^3 * \frac{954,6 \frac{kg}{m^3} - 951,0 \frac{kg}{m^3}}{951,0 \frac{kg}{m^3}}}{\left(2,88 * 10^{-7} \frac{kg}{m^3}\right)^2} = 7,65 * 10^{11}$$

$$Gr * Pr = 2,40 * 10^{12} * 1,7 = 1,30 * 10^{12} \rightarrow \text{Turbulenttinen rajakerros}$$

Nusseltin luku saadaan nyt ratkaistua seuraavasti.

$$Nu = 0,14 \sqrt[3]{7,65 * 10^{11} * 1,7} = 104$$

Veden rajakerroksen lämmönsiirtymiskerroin saadaan nyt ratkaistua seuraavasti.

$$\alpha_v = 104 * \frac{0,684 \frac{W}{m * K}}{1,2m} = 87,1 \frac{W}{m^2 * K}$$

6.3.3 Lämmönsiirtoteho

Kokonaislämmönsiirtymiskerroin savukaasuista veteen saadaan nyt seuraavalla kaavalla, kun lasketaan keskimääräinen poikkipinta-ala.

$$A_s = \frac{\pi * d_s^2}{4} = \frac{\pi * (0,0508m)^2}{4} = 0,00202m^2$$

$$A_u = \frac{\pi * d_u^2}{4} = \frac{\pi * (0,0603m)^2}{4} = 0,00286m^2$$

$$A_m = \frac{A_u - A_s}{\ln\left(\frac{A_u}{A_s}\right)} = \frac{0,00286m^2 - 0,00202m^2}{\ln\left(\frac{0,00286m^2}{0,00202m^2}\right)} = 0,00242m^2$$

$$k = \frac{1}{\frac{1}{28,1 \frac{W}{m^2 * K}} * \frac{0,00286m^2}{0,00202m^2} + \frac{0,00277m}{20 \frac{W}{m * K}} * \frac{0,00286m^2}{0,00242m^2} + \frac{1}{118 \frac{W}{m^2 * K}}}$$

$$= 20,1 \frac{W}{m^2 * K}$$

Lämmönsiirtotehon ratkaisemiseksi tarvitsee tietää keskimääräinen lämpötilaero ja lämmönsiirtopinta-ala.

Lämmönsiirtopinta-ala saadaan seuraavasti, kun putkia on 13 kappaletta. Koska lämmönsiirtokerroin on määritetty ulkopinnan suhteen, tulee lämmönsiirtopinta-ala myös laskea ulkopinnan mukaan.

$$A = 13 * \pi * d_u^2 * L = 13 * \pi * (0,0603m)^2 * 1,2m = 2,96m^2$$

Keskimääräinen lämpötilaero ratkaistaan logaritmisestä lämpötilaeron avulla seuraavasti.

$$\Delta T_{ln} = \frac{(533K - 373K) - (443K - 373K)}{\ln\left(\frac{533K - 373K}{443K - 373K}\right)} = 102K$$

Nyt saadaan ratkaistua lämmönsiirtimen teho.

$$Q' = 20,1 \frac{W}{m^2 * K} * 2,96m^2 * 102K = 4,95kW$$

Tätä arvoa verrataan savukaasutehoon, joka saadaan kaavasta, kun ensin kerätään savukaasujen ominaislämpökapasiteetit kanavan alussa ja lopussa.

$$c_{pa} = 1,13 \frac{kJ}{kg * K} \text{ ja } c_{pl} = 1,13 \frac{kJ}{kg * K}$$

$$Q' = m'_{sk} * (c_{p1} * T_1 - c_{p2} * T_2)$$

$$= 0,0864 \frac{kg}{s} * \left(1,13 \frac{kJ}{kg * K} * 533K - 1,13 \frac{kJ}{kg * K} * 443K\right)$$

$$= 4,92kW$$

Huomataan, että lämmönsiirtoteho on hieman korkeampi kuin savukaasuteho, joten jos halutaan tarkentaa tulosta, savukaasujen alkulämpötilan arvausta tulee kasvattaa. Iteroimalla kaikki lämmönsiirtolaskut uudestaan 207 °C savukaasujen alkulämpötilalla ja vaihtamalla ainevakiot uutta lämpötilaa vastaaviin arvoihin saadaan lämmönsiirtotehoksi 4,98 kW ja savukaasutehoksi 5,06 kW. Huomataan, että näin tehojen erot ovat vielä suuremmat, joten seuraavassa savukaasukanavassa käytetään 206 °C lämpötilaa loppulämpötilana.

6.4 Lopputulos

Kun kaikki savukaasukanavat on iteroitu, päästään seuraavan taulukon mukaiseen lopputulokseen

Taulukko. 4 Alkutilanteen lämmönsiirtotehot

Summat	Lämmönsiirtimet kW	Savukaasuista kW
1	4,978	5,06
2	8,720	8,77
3	19,075	19,09
Tulipesä	7,135	7,17
Summa	39,909	40,090

Adiabaattinen palamislämpötila pelletille on 1355 °C. Tällä lämmönsiirrin ratkaisulla päästiin laskemalla 441 °C lämpötilaan tulipesän alussa. Huomataan, että tällä tavalla tämä kattila on lämpötekniisesti vakavasti alimitoitettu.

7 TARVITTAVAT MUUTOKSET

Kuten edellisessä kappaleessa todettiin, kattila on alimitoitettu, vaikka alussa kattilan savukaasukanavien pituus kaksinkertaistettiin. Myös tuliputkea kasvatettiin vastaamaan 200 kW polttotehosta syntyvän liekin pituutta ja leveyttä. Seuraavaksi on syytä tarkastella erilaisia keinoja lämmönsiirtopinta-alan ja lämmönsiirtokertoimien kasvatamiseksi.

Lämmönsiirtopinta-alaa voidaan helposti kasvattaa lisäämällä putken pituutta. Tässä tavassa on se hyvä puoli, ettei tämä muuta virtauksen Reynoldsin lukua muuten kuin lämpötilojen muutoksista aiheutuvan ainevakioiden verran. Toisaalta tämä kattila on hyvin alimitoitettu, joten kattilan korkeus voi nousta melko suureksi pelkästään tätä tapaa käyttämällä.

Toinen tapa kasvattaa lämmönsiirtopinta-alaa, on lisätä savukaasukanavaan putkia. Tämä tapa toisaalta muuttaa virtauskanavan poikkipinta-alaa, jolloin Reynoldsin luku pienenee huomattavasti ja on vaarana, että virtauksen turbulenttisuus vähenee, joka toisaalta vähentää lämmönsiirtoa. Usein kuitenkin lämmönsiirtopinta-alan kasvusta johtuva lämmönsiirtotehon nousu on suurempi kuin virtauksen turbulenttisuuden vähenemisestä johtuva lämmönsiirtotehon pieneminen.

Kolmas tapa on samaan aikaan pienentää putkien kokoa ja lisätä putkien määrää, jolloin lämmönsiirtopinta-ala kasvaa, mutta virtauksen poikkipinta-ala pysyy hyvin lähellä alkuperäistä.

Neljäs tapa on lisätä yksi savukaasukanava. Tällä tavalla joudutaan toisaalta ottamaan savukaasut ulos kattilan kyljestä tai polttimen yläpuolelta. Tämä tapa lisää eniten rakennuskustannuksia, mutta tämän etuna on virtauksen muuttumattomuus sekä kattilan mittojen muuttumattomuus.

Tietenkin näitä kaikkia vaihtoehtoja voidaan yhdistää, jolloin saadaan kaikkien hyviä ja huonoja puolia yhdistettyä.

7.1 Vaihtoehto 1: Putkien pituuden kasvatus

Tätä vaihtoehtoa käyttämällä saadaan lämmönsiirtopinta-alat riittävän suuriksi, kun kasvatetaan kanavien pituus 1,8 metriin ja tuliputken pituus 1,2 metriin. Tämän vaihtoehdon hyviin puoliin kuuluu se, että virtaus pysyy varmasti turbulenttisena. Toisaalta putkien pituuden nousun takia kustannukset nousevat.

Tällä vaihtoehdolla pelkästään lämmönsiirtimet vaatisivat kattilalle 1,2 metrin pituuden, 0,5 metrin leveyden sekä 2,3 metrin korkeuden. Seuraavassa taulukossa on esitetty tämän vaihtoehdon lämmönsiirtimien ja savukaasujen lämmönsiirtotehojen summat.

Taulukko 5. Vaihtoehto 1 lämmönsiirtotehot

Summat	Lämmönsiirtimet kW	Savukaasuista kW
1	8,311	8,34
2	20,162	20,13
3	98,880	98,87
Tulipesä	73,191	69,24
Summa	200,544	196,580

7.2 Vaihtoehto 2: Putkien määrän kasvattaminen

Tätä vaihtoehtoa käyttämällä putkien määrät jouduttaisiin lisäämään niin suuriksi, ettei savukaasuvirtaus olisi enää turbulenttinen. Esimerkiksi pitämällä Reynoldsin luku yli 4000, viimeiseen savukaasukanavaan voitaisiin laittaa 32 putkea, keskimmäiseen savukaasuvetoon 28 putkea ja tuliputken jälkeiseen savukaasuvetoon 24 putkea. Näin virtaus pysyy turbulenttisena. Tällöin tuliputken pituus pitäisi kasvattaa 4,5 metriin ja sen halkaisija 0,8 metriin, jotta riittävä lämmönsiirtoteho saavutettaisiin.

Tällä vaihtoehdolla pelkästään lämmönsiirtimet vaatisivat kattilalle 4,5 metrin pituuden, 0,8 metrin leveyden sekä 2,0 metrin korkeuden. Seuraavassa taulukossa on esitetty tämän vaihtoehdon lämmönsiirtimien ja savukaasujen lämmönsiirtotehojen summat.

Taulukko 6. Vaihtoehto 2 lämmönsiirtotehot

Summat	Lämmönsiirtimet kW	Savukaasuista kW
1	6,631	6,62
2	13,070	13,10
3	29,608	29,57
Tulipesä	150,323	147,28
Summa	199,632	196,580

7.3 Vaihtoehto 3: Putkien määrän kasvatus ilman poikkipinta-alan kasvua

Jotta vältettäisiin edellisen vaihtoehdon Reynoldsin luvun romahdus, pienennetään putkikokoa ja samalla lisätään putkien määrää siten, että pidetään savukaasukanavan

poikkipinta-ala sellaisena, että virtaus on varmasti turbulenttinen eli Reynoldsin luku pidetään vähintään 5000. Aluksi vaihdetaan kaikki DN50 putket DN40 putkiin, jonka jälkeen viimeisessä savukaasukanavassa voisi olla 33 putkea, toiseksi viimeisessä 29 putkea ja tuliputken jälkeen 25 putkea. Tämän lisäksi tulipesän halkaisija pitää kasvat-
taa 0,8 metriin ja sen pituus 2,5 metriin.

Tällä vaihtoehdolla pelkästään lämmönsiirtimet vaatisivat kattilalle 2,5 metrin pituu-
den, 0,8 metrin leveyden sekä 2,0 metrin korkeuden. Seuraavassa taulukossa on esitet-
ty tämän vaihtoehdon lämmönsiirtimien ja savukaasujen lämmönsiirtotehojen sum-
mat.

Taulukko 7. Vaihtoehto 3 lämmönsiirtotehot

Summat	Lämmönsiirtimet kW	Savukaasuista kW
1	8,000	8,05
2	17,981	17,99
3	52,196	52,21
Tulipesä	120,721	118,33
Summa	198,898	196,580

7.4 Vaihtoehto 4: Neljännen savukaasukanavan lisääminen

Kun lisätään neljäs savukaasukanava ja vaihdetaan putket DN40 putkiin. Voidaan
viimeiseen savukaasukanavaan laittaa 10 putkea, seuraavaan 13 putkea, seuraavaan 13
putkea ja tulipesän jälkeiseen kanavaan 19 putkea.

Tällä vaihtoehdolla pelkästään lämmönsiirtimet vaatisivat kattilalle 1,2 metrin pituu-
den, 0,5 metrin leveyden sekä 1,7 metrin korkeuden. Seuraavassa taulukossa on esitet-
ty tämän vaihtoehdon lämmönsiirtimien ja savukaasujen lämmönsiirtotehojen sum-
mat.

Taulukko 8. Vaihtoehto 4 lämmönsiirtotehot

Summat	Lämmönsiirtimet kW	Savukaasuista kW
1	5,376	5,35
2	10,635	10,68
3	22,702	22,65
4	85,178	85,16
Tulipesä	73,609	72,74
Summa	197,498	196,580

8 LOPPUTULOS

Työn tavoitteena oli saada suunniteltua 200 kW polttoteholle tarkoitettu lämminvesikattila. Tässä tarkastelussa tärkeän osana suunnittelua on ollut kaavojen testaaminen käytännössä, ja siitä saatiin arvokasta tietoa lämmönsiirron erilaisten korjauskeinojen käytöstä ja näin pystyttiin soveltamaan kertoimia tähän tilanteeseen.

Alussa huomattiin, että tämän tyyppiset laskut ovat hyvin työläitä käsin laskettuna, joten laskennan avuksi kehitettiin Excel-taulukko, joka makrojen avulla hakee savukaasujen lämpötilariippuvaiset ainevakiot lähteen (11, 995 - 999) tietojen perusteella tehdyistä käyräsovitteista. Excel-taulukko laskee myös automaattisesti lämmönsiirtotehon syötetyillä mitoilla, kun hyötyteho ja polttoaineen lämpöarvo on tiedossa.

Ensimmäisen tarkastelun aikana todettiin, että kattila on vakavasti alimitoitettu, vaikka alussa kaikki lämmönsiirtopinta-alaa kasvattavat mitat kaksinkertaistettiin. Tässä tarkastelussa laskettiin neljä eri vaihtoehtoa lämmönsiirtotehon kasvattamiseksi. Ne ovat savukaasukanavien pituuden kasvattaminen, savukaasuputkien määrän kasvattaminen, savukaasuputkien määrän kasvattaminen samalla putken läpimittaa pienentäen ja neljännen savukaasukanavan lisääminen.

26.4.2012 pidetyssä kokouksessa, johon osallistui työn tilaaja Matti Pappinen, allekirjoittanut sekä työn ohjaajat Markku Huhtinen ja Hannu Sarvelainen, päätettiin, että neljännen savukaasukanavan lisääminen olisi tilaajan kannalta paras tapa kasvattaa lämmönsiirtopinta-alaa. Päätöksen takana oli se, että ulkomitat haluttiin pitää pieninä, jotta kattilaa voitaisiin kuljettaa kontissa.

LÄHTEET

1. Huhtinen M., Kettunen A., Nurminen P., Pakkanen H. 1994. Höyrykattilatekniikka. Helsinki: Painatuskeskus Oy
2. KPA Unicon. Unicon SF tuotesivu. Viitattu 6.5.2012.
http://www.kpaunicon.com/tuotteet.asp?tuotesivu=unicon_sf
3. KSM-Stoker. Multistokerin tuotesivu tanskan kielellä. Viitattu 6.5.2012.
http://www.ksm-stoker.dk/dk/multistoker_fx.php#
4. Konepaja M. Pappinen. SolidWorks periaatekuvat.
5. Pellettienergiayhdistys. Pelletintuotanto tietosivu. Viitattu 6.5.2012.
<http://www.pellettienergia.fi/index.php/tietoa/pelletin-tuotanto>
6. Motiva. Lämpöä puusta puhtaasti ja uusiutuvasti. Viitattu 6.5.2012.
http://www.motiva.fi/files/1375/Lampoa_puusta_puhtaasti_ja_uusiutuvasti_-_pellettilammitys.pdf
7. Tulipiippu. Tulipiippu pellettipoltin tuotesivu. Viitattu 6.5.2012.
<http://www.tulipiippu.com/fi/tuotteet/pellettipoltin/>
8. SolarBiox. Herz - Biomatic tuotesivu. Viitattu 6.5.2012.
<http://www.solarbiox.fi/hakekattilat-ja-pellettikattilat-180-1500-kw-herz.html>
9. Aritem. BeQuem pellettipoltin tuotesivu. Viitattu 6.5.2012
http://www.aritem.fi/380_Aritem_BeQuem
10. Seppälä J.. Valtio tukee miljoonilla koelaitosta: Puu kuumennetaan 600-asteiseksi — muuttuu öljyksi. Viitattu 6.5.2012.
<http://www.tekniikkatalous.fi/energia/valtio+tukee+miljoonilla+koelaitosta+puu+kuumennetaan+sekunneissa+600asteiseksi+++muuttuu+oljyksi/a743641>
11. Wagner, Walter 1994. Lämmönsiirto. Helsinki: Painatuskeskus Oy

12. Bergman, T., Lavine A., Incropera F., Dewitt D. Fundamentals of Heat and Mass Transfer. Jefferson city: John Wiley & Sons Inc

