

Tapio Saarinen

MIKRO-CHP-LAITOKSEN KATTILAN MITOITUS

MIKRO-CHP-LAITOKSEN KATTILAN MITOITUS

Tapio Saarinen
Opinnäytetyö
Kevät 2017
Energiatekniikan tutkinto-ohjelma
Oulun ammattikorkeakoulu

TIIVISTELMÄ

Oulun ammattikorkeakoulu
Energiatekniikan tutkinto-ohjelma

Tekijä: Tapio Saarinen
Opinnäytetyön nimi: Mikro-CHP-laitoksen kattilan mitoitus
Työn ohjaajat: Kari Mäntyjärvi ja Jukka Ylikunnari
Työn valmistumislukukausi ja -vuosi: Kevät 2017
Sivumäärä: 65 + 2 liitettä

Työ tehtiin Oulun yliopiston alaisuudessa toimivalle Kerttu Saalasti Instituutin Tu-levaisuuden Tuotantoteknologiat (FMT) -tutkimusryhmälle osana kansainvälistä projektia. Työn aiheena on mikro-CHP-laitoksen kattilan mitoitus. Tavoitteena opinnäytetyössä on tutkia, onko vesiputki-tyyppinen kattila mahdollista toteuttaa kooltaan kompaktin kokoisen mikro-CHP-laitoksen yhteyteen.

Työhön sisältyi paljon tiedonhakuja internetistä ja kirjallisuudesta. Lisäksi työtä on taustoitettu keskusteluilla tilaajan ja ohjaavan opettajan kanssa. Työ alkoi perehtymisellä vesiputkikattilatekniikkaan, mitoituksen perusteisiin ja lähtöarvoihin. Työssä esitellään vesiputkikattilatekniikoita, valitaan rakenne ja lasketaan mitoitus höyrystimelle, ekonomaiserialle ja tulistimelle. Vertailun vuoksi mitoitus tehdään myös ilman ekonomaiserialia rakenteen yksinkertaistamiseksi.

Kattilatyypiksi valikoitui läpivirtauskattila yksinkertaisen rakenteensa vuoksi. Mitoituksen tuloksena oli, että molemmat versiot mahtuisivat käytetyillä lähtöarvoilla annettuun tilaan. Kompaktimpaan tulokseen pääsisi optimoimalla tulipesän muotoa sekä putkigeometriaa ennen prototyypin rakentamista.

Asiasanat: mikro-CHP-laitos, höyrykattila, vesiputkikattila, termodynamiikka, höyry

ABSTRACT

Oulu University of Applied Sciences
Degree programme, Energy Technology

Author: Tapio Saarinen

Title of thesis: Dimensioning of a Micro-CHP system boiler

Supervisor(s): Kari Mäntyjärvi and Jukka Ylikunnari

Term and year when the thesis was submitted: Spring 2017

Pages: 65 + 2 appendices

Thesis was done for the Kerttu Saalasti Institute's Future Production Technologies (FMT) department at the University of Oulu. In this thesis it was studied whether once-through water-tube boiler was possible to be build for a micro-CHP power plant which was compact in size and hence the space for boiler was limited.

After water tube boiler types are introduced, selection of the basic structure is done and piping for economizer, boiler and superheater is calculated. A version without economizer is also calculated. Removing economizer simplifies the structure a bit.

Outcome of this thesis is that it is possible to build a once-through type water tube boiler in such small space with given initial data but before building a prototype, some optimization needs to be done and few design issues needs to be solved.

Keywords: micro-CHP, steam, water tube boiler, thermodynamics

ALKULAUSE

Haluan kiittää toimeksiantajaa tutkimusjohtaja Kari Mäntyjärveä opinnäytetyön mahdollisuudesta sekä opinnäytetyöohjaajaa lehtori Jukka Ylikunnaria opastuksesta ja tuesta opinnäytetyön aikana.

Lisäksi haluan kiittää vaimoani kärsivällisyydestä ja tuesta uppoutuessani höyrytekniikan syövereihin.

Oulussa 1.5.2015

Tapio Saarinen

SISÄLLYS

TIIVISTELMÄ	3
ABSTRACT	4
ALKULAUSE	5
SISÄLLYS	6
1 JOHDANTO	8
2 VESIPUTKIKATTILAT	9
2.1 Luonnonkiertokattilat	9
2.1.1 Toimintaperiaate	10
2.1.2 Luonnonkiertokattilan edut ja haitat	11
2.2 Pakkokierto kattilat	12
2.2.1 Toimintaperiaate	12
2.2.2 Pakkokierto kattilan edut ja haitat	13
2.3 Läpivirtauskattilat	14
2.3.1 Benson	15
2.3.2 Sulzer	16
2.3.3 Ramzin	18
2.3.4 Läpivirtauskattilan edut ja haitat	19
3 MITOITUS	20
3.1 Lähtötiedot	20
3.1.1 Höyrykoneen asettamat vaatimukset kattilalle	20
3.1.2 Polttoaine	21
3.1.3 Kattilalle varattu tila	21
3.1.4 Tulipesä	22
3.1.5 Kattilatyypin valinta	22
3.1.6 Kattilaputken valinta	23
3.2 Kattilan vesipiirin lämpötilat ja lämmönsiirtotehot	24
3.3 Palamisreaktio ja savukaasut	25
3.4 Adiabaattinen palamislämpötila ja savukaasun jäähtyminen	28
3.5 Höyrystimen mitoitus	31
3.5.1 Spiraaliosan säteilylämmönsiirto	31
3.5.2 Spiraaliosan konvektiivinen lämmönsiirto	42

3.5.3 Höyrystimen kierukkaosan laskenta	48
3.6 Tulistimen mitoitus	51
3.7 Ekonomaiserin mitoitus	54
3.8 Kattilan mitoitus ilman ekonomaiseria	55
3.9 Putken seinämän vähimmäis paksuus	56
4 JOHTOPÄÄTÖKSET	58
4.1 Mitoituksen tulos	58
4.2 Toteutuksessa huomioitavaa	58
5 YHTEENVETO	62
LÄHTEET	63
Liite 1 Esimerkki monisivuisesta taulukkolaskelmasta	
Liite 2 Kattilaputkiston havainnekuva	

1 JOHDANTO

Tässä opinnäytetyössä mitoitetaan mikro-CHP-laitteiston osaksi tuleva vesiputkikattila. Mikro-CHP-laitteisto on suunniteltu omakotitaloille energiaomavaraisuuden parantamiseksi haja-asutusalueilla. Pienikokoisen laitteiston tavoitteena on tuottaa kiinteistön tarvitsema lämpöenergia sekä lisäksi sähköenergiaa. Laitteiston suunniteltu lämmöntuottokapasiteetti on 20 kW. Laitteiston normaalilla käyttöpainella (14 baaria) vaatimus höyrykoneen akseliteholle on 6 kW. Kattilan on tarkoitus tuottaa sähkögeneraattoria pyörittävän höyrykoneen tarvitsema höyry. Lämpöenergia otetaan lauhduttamalla höyrykoneesta johdettu höyry vedeksi.

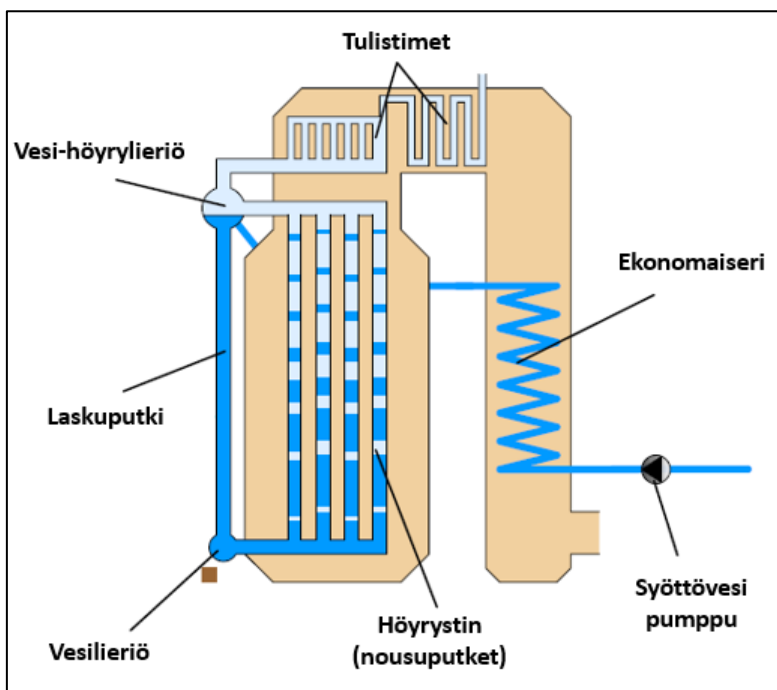
Lähtötiedot kattilan suunnittelulle ovat höyrykoneen vaatimat höyryn massavirta, höyryn tulistus sekä syöttöveden lämpötila. Suunnittelua rajasi myös laitteiston pienuudesta seurannut varsin rajallinen kattilalle varattu tila. Laitteiston suunnittelussa tärkeä tavoite on pyrkiä kustannustehokkaisiin ratkaisuihin ja edullisuu-teen, jotta laitteisto olisi kilpailukykyinen markkinoilla olevien omakotitalokokoluokan ratkaisujen kanssa. Työn teettäjä on Oulun yliopiston alaisuudessa toimiva Kerttu Saalasti Instituutin Tulevaisuuden Tuotantoteknologiat (FMT) -osasto.

2 VESIPUTKIKATTILAT

Vesiputkikattilassa vesihöyrysekoitus kiertää putkissa, joita lämmitetään palotilan liekillä ja savukaasuilla. Vesiputkikattilat sopivat hyvin korkeammille paineille, ja siksi voimalaitoksissa käytetään vesiputkikattiloita. Vesiputkikattilat voidaan jakaa vesikiertototeutuksensa mukaisesti luonnonkiertokattiloihin, pakkokierto-tiloihin ja läpivirtauskattiloihin. Luonnonkiertokattilassa vesi kiertää tulipesää ympäröivissä putkissa veden ja höyryn välisen tiheyseron vaikutuksesta. Pakko-kierto- ja läpivirtauskattiloissa vesihöyryseos kiertää pumpun aiheuttaman paineen vaikutuksesta. (1, s. 53; 2, s.103.)

2.1 Luonnonkiertokattilat

Luonnonkiertokattila on yksi vanhimmista tavoista järjestää veden ja höyryn kierto kattilassa, joskin kattilatyypin käyttö on vähentynyt tekniikan kehittyttyä muun tyyppisissä vesikiertokattiloissa (1, s. 54). Kuvassa 1 on luonnonkiertokattilan periaatekuva, josta käy ilmi vesi-höyrypiirin pääosat: veden esilämmitin eli ekonomaiseri, vesi-höyryierio, vesilieriö, höyrystin ja tulistin.



KUVA 1. Luonnonkiertokattilan vesihöyrykierto (1, s. 54)

Luonnonkiertokattilassa veden ja vesihöyryn kierto vesi-höyrylieriön ja höyrystimen välillä perustuu veden ja höyryn tiheyseroon. Vesi-höyrylieriö, siitä lähtevä laskuputki ja tulipesän ympärillä oleva höyrystinputkisto muodostavat yhtenäisen putkiston. Osan vedestä höyrystyessä höyrystimessä muodostuu veden ja vesihöyryn seos, jonka tiheys on pienempi kuin laskuputkessa olevan kylläisen veden. Kevyempi höyrystinputkessa oleva veden ja höyryn seos nousee ylös virratan takaisin lieriöön, josta laskuputkea pitkin tilalle virtaa tiheämpää kylläistä vettä. (2, s. 105.)

Kattilatyyppin painehäviö on noin 5 - 10 % höyryn paineesta vesi-höyrylieriössä ja höyryn lämpötila maksimissaan vaihtelee tyypillisesti välillä 540 - 560 °C. (1, s. 54.)

2.1.1 Toimintaperiaate

Vesikierto alkaa syöttövesisäiliöstä, josta se syöttövesipumpun avulla pumpataan kattilaan ja nostetaan haluttuun käyttöpaineseen. Käytännössä tuorehöyryn maksimi paine on 170 bar, jotta varmistetaan riittävä tiheysero höyryn ja veden välille ja luonnonkierto toteutuu. Kattilassa vesi johdetaan ensimmäiseksi ekonomaiseriin, jossa vesi esilämmitetään lähelle kiehumispistettä ja samalla jäähdytetään savukaasuja halutulle tasolle. Jotta vältetään veden kiehumiselta ekonomaiserin putkistossa, lämpötila pidetään tarkoituksella noin 10 astetta alle kiehumispisteen. Ekonomaiserista vesi-höyrylieriöön johdettava vesi on sekoitettava hyvin lieriössä jo olevan veden kanssa, jotta vähennetään lieriölle aiheutuvaa lämpöstressiä. Lieriöstä vesi johdetaan laskuputkia pitkin vesilieriöön. Laskuputket ovat lämmittämättömät ja sijaitsevat yleensä kattilan ulkopuolella, jotta vältetään veden höyrystyminen ennen höyrystintä, jolloin luonnonkierto sekoituisi.

Vesilieriöstä, jonka tehtävänä on kerätä vedestä epäpuhtaudet, vesi jatkaa nousukattilan seinämissä tulipesän ympärillä sijaitseviin nousuputkiin, joissa vesi osittain höyrystyy. Nousuputket muodostavat kattilan höyrystimen ja huolehtivat seinämien jäähdytyksestä. Höyrystimestä höyry jatkaa takaisin vesi-höyrylieriöön, jossa paitsi erotellaan kylläinen vesi ja kylläinen höyry toisistaan, erotellaan

samalla höyrystä mahdolliset epäpuhtaudet kuten suolat ja mineraalit. Veden palatessa laskuputkia pitkin takaisin höyrystimelle höyry johdetaan tulistimille. Tulistimissa kylläinen höyry lämmitetään höyrystymispisteensä yläpuolelle ja johdetaan pois kattilasta. (1, s. 54.)

2.1.2 Luonnonkiertokattilan edut ja haitat

Luonnonkiertokattilat kestävät hyvin syöttöveden epäpuhtauksia. Kattilarakenne on yksinkertainen jolloin rakennuskustannukset ovat matalammat ja luotettavuus korkeampi kuin pakkokiertokattiloissa. Pakkokiertopumpun puuttuessa luonnonkiertokattiloiden omakäyttötehon tarve on myös pienempi kuin pakkokiertokattiloissa. Luonnonkiertokattilalla on suuri osakuorma-alue, jopa 0 - 100 %, mikäli käytetään lepotilaa tilaa jolloin kattila pidetään lämpimänä täydessä käyttöpaineessa ilman kuormaa. Prosessinhallinta on suhteellisen yksinkertainen, sillä kattilan sisällään pitämä suhteellisen suuri vesimäärä toimii puskurina kuormitusvaihteluissa. (1, s. 54.)

Luonnonkiertokattilalla kiertoluku eli höyrystinputkistossa virtaavan vesivirran suhde höyrystyvään vesivirtaan on 5 - 100. Tämä tarkoittaa höyrystimen mittojen kasvamista suuriksi, sillä höyrystimessä saattaa kiertää jopa 100 kertaa vettä verrattuna generoituun höyryyn. Tällöin vaatimukset tarvittavan tilan ja teräksen suhteen kasvavat.

Toimiakseen häiriöttä luonnonkierto vaatii, että painehäviö, jonka aiheuttavat höyrystimessä olevat virtausvastukset, jää pieneksi. Tästä seuraa vaatimus suurihalkaisijaisista höyrystinputkista, jolloin putkivikojen riski ja rakennuskustannukset nousevat. Luonnonkiertokattilat vaativat muita kattilatyyppejä tarkemman mitoituksen. Kattilan sisältämästä suhteellisen suuresta vesimassasta on myös haittaa, sillä kattilalle on tyypillistä hitaus kattilaa käynnistettäessä ja sammuttaessa tai tilanteissa, joissa kuormitus muuttuu voimakkaasti. Kattilatyypin on käytökelpoinen vain alikriittisissä höyrynpaineissa tarvittavan höyryn ja veden tiheyseron vuoksi. Luonnonkiertokattilat ovat herkkiä paineenvaihteluille. Äkillinen paineen muutos voi aiheuttaa vesi-höyrylieriön vesipinnan nousun, jolloin vesi voi päätyä tulistimille, mikä aiheuttaa kierron häiriintymisen, putkirikkoja tms. Kattila

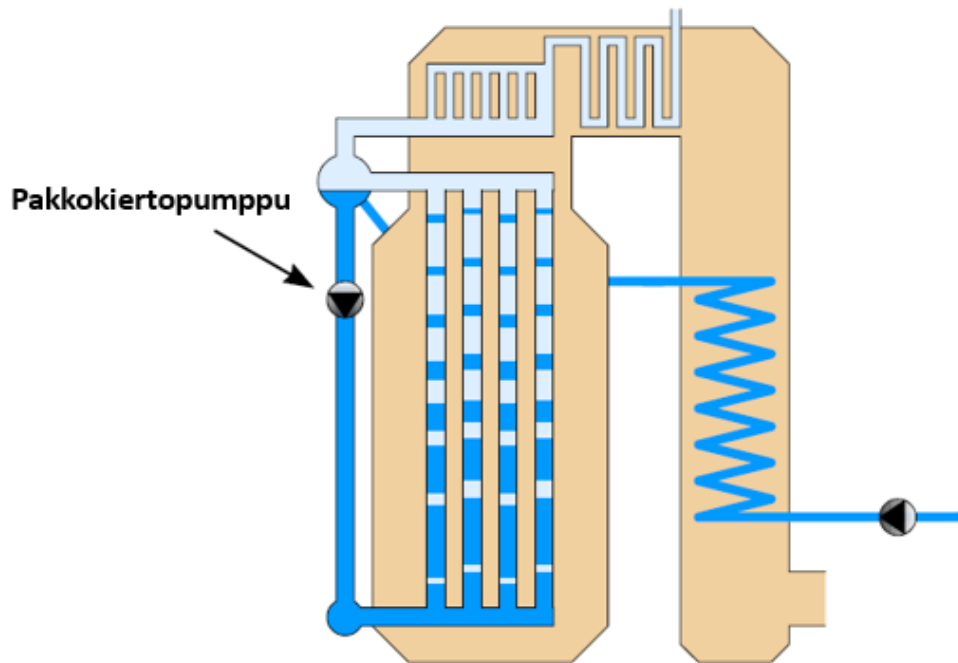
tarvitsee vesi-höyrylieriön, joka on suhteellisen kallis kattilan komponentti. (1, s. 54.)

2.2 Pakkokiertokattilat

Toisin kuin luonnonkiertokattiloissa, pakkokierto-kattiloissa vesi kiertää höyrystimessä pumpun avustamana. Kiertopumpun ansiosta käyttöpaine voi olla vähän suurempi kuin luonnonkiertokattiloissa, mutta koska vesi-höyrylieriön toiminta edelleen perustuu höyryn ja veden tiheyseroon, ei tämäkään kattilatyyppe sovellu superkriittisiin paineisiin (> 221 bar). Käytännössä maksimi käyttöpaine pakkokierto-kattiloissa on 190 bar painehäviön ollessa noin 2 - 3 bar. (1, s. 54.)

2.2.1 Toimintaperiaate

Kuvassa 2 on yleisimmän pakkokierto-kattilatyypin, La Mont -kattilan toimintaperiaate, joka pakkokierto-pumppua lukuun ottamatta on sama kuin luonnonkierto-kattilassa. Kiertovesipumpun tehtävänä on pumpata vettä vesi-höyrylieriöstä las-kuputken kautta höyrystimelle ja näin ylläpitää tarvittavaa virtausta höyrystin-putkissa. Järjestelmä sietää suurempia painehäviöitä kuin luonnonkierto-kattilat, joten höyrystin-putkina voidaan käyttää edullisempia pienihalkaisijaisia putkia. (1, s. 54.) Pakotetun vesikierron ansiosta höyrystin-putkia ei tarvitse asentaa pystysuo-raan, vaan ne voidaan asentaa vapaasti huomioiden kuitenkin, että ne voidaan tarvittaessa tyhjentää. (3, s. 62)



KUVA 2. Pakkokiertokattilan vesihöyrykierto (1, s. 54)

2.2.2 Pakkokiertokattilan edut ja haitat

Pakkokiertokattilassa voidaan käyttää pienempiä putkia tehokkaamman vesikierron ansiosta. Kattilatyypin soveltuu monenlaisiin tehotarpeisiin ja skaalautuu hyvin erikokoisiin voimalaitoksiin. Pakkokiertokattiloissa höyryputkien sijoitus on varsin vapaa: lämpöpinnat voidaan asentaa melkein pä mihin asentoon tahansa. Kattilatyypin kiertoluku on varsin alhainen (3 - 10), joten tilaa ei tarvita niin paljon kuin luonnonkiertokattiloiden yhteydessä. Vesikierto ei ole riippuvainen tiheyseroista, sillä kiertopumppu huolehtii virtauksesta aina, kun kattila on käynnissä. (1, s. 54.)

Kattilan suunnittelua rajoittaa pakkokiertopumpun sijoitus, sillä pumpun pitää sijaita vesi-höyrylieriön alapuolella, jotta vältetään veden höyrystymiseltä pakkokiertopumpussa. Höyrystyminen pumpussa johtaisi kavitointiin pumpussa. Pakkokiertopumpun myötä kattilatyypillä on suurempi omakäyttötehon tarve. Pumppu kuluttaa tyypillisesti 0,1 - 1,0 % tuotetusta sähköenergiasta. Kuten luonnonkiertokattilat, pakkokiertokattilat sopivat ainoastaan alikriittisille höyrönpaineille ja ovat herkkiä paineenvaihtelulle. Myös pakkokiertokattilassa tarvitaan

vesi-höyrylieriö. Luonnonkiertokattiloihin verrattuna kustannuksia lisää pakko-kiertopumpun lisäksi myös kattilan tarvitsemat virtausrajoittimet, joilla varmistetaan virtauksen tasaisuus rinnakkaisissa höyrystinputkissa. Luonnonkiertokattiloihin nähden pakkokiertokattilat vaativat puhtaampaa vettä, mutta eivät ole sen suhteen niin herkkä kuin läpivirtauskattilat. Syöttövesipumppu ja kiertovesipumppu vaativat ylimääräistä ohjauslogiikka toimiakseen hyvin yhteen. Kattilatyypin luotettavuus on alhaisempi kuin luonnonkiertokattiloissa johtuen mahdollisista virtausrajoittimien tukkeutumisesta ja kiertovesipumpun mahdollisista vi-kaantumisista. (1, s. 54.)

2.3 Läpivirtauskattilat

Läpivirtauskattila voidaan yksinkertaistaa pitkäksi, ulkopuolelta lämmitetyksi putkeksi tai putkiryhmäksi, jonka toiseen päähän syötetään vesi sisään ja jonka toisesta päästä vesi tulistuneena höyrynä poistuu. (2 s. 111)

Kattilassa ei ole sisäistä kiertoa, joten sen kiertoluku on 1. Toisin kuin luonnonkiertokattiloissa ja pakkokiertokattiloissa, läpivirtauskattiloissa ei ole vesi-höyrylieriötä. Näin ollen kiinteää höyrystimen pistettä, jossa kylläinen vesi kiehuu höyryksi, ei ole. (1, s. 54.)

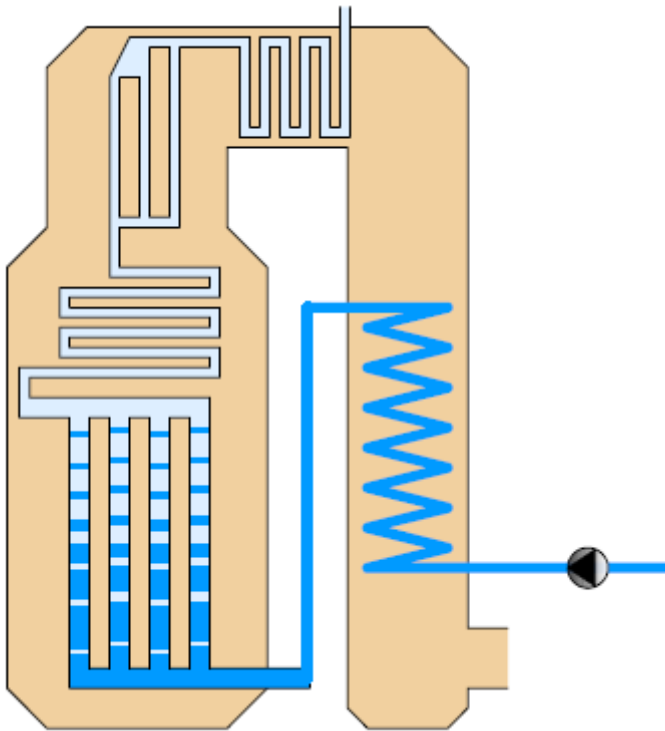
Läpivirtauskattilat soveltuvat hyvin kaikille höyryn paineille ja lämpötiloille. Yleensä läpivirtauskattilat ovat kuitenkin suurikokoisia, ja ne käyttävät korkeita ali- tai ylikriittisiä höyryn paineita. Suuri nykyaikainen läpivirtauskattilaan perustuva voimalaitos (noin 900 MW) voi olla yli 160 metriä korkea tulipesän ollessa 100 metriä. (1, s. 54.)

Läpivirtauskattila on ainut kattilatyyppeistä, joka soveltuu ylikriittisille höyryn paineille yltäen aina 250 - 300 baariin asti lämpötila-alueen ollessa tyypillisesti 560 - 600 °C. Painehäviö voi olla suuri 40 - 50 bar. Läpivirtauskattila vaatii kehittyneen säätöautomaatiikan, sillä kattilatyypillä on suhteellisen pieni vesimassa. Pienestä vesimassasta seuraa, että kattilassa ei ole puskuria tasoittamaan kuormitusvaihte-
luita kuten muissa vesiputkikattilatyypeissä. (1, s. 54.)

Läpivirtauskattiloita nimitetään alkuperäisten kehittäjiensä mukaan Benson-, Sulzer- tai Ramzin-kattiloiksi ja ne voidaan jakaa vesihöyrykiertonsa mukaan kahteen ryhmään. Benson-kattila edustaa ryhmää, jossa höyrystymispiste vaihtelee kuormituksen mukaan. Sen sijaan Sulzer- ja Ramsin-kattilat edustavat kattiloita joissa höyrystymispiste on kiinteä.

2.3.1 Benson

Benson-kattila on yksinkertaisin ja yleisin läpivirtauskattilatyyppejä (kuva 3). Kattilassa piste, jossa vesi on täysin höyrystynyt, vaihtelee kuormituksen mukaan. Tulistetun höyryn lämpötilaa säännellään polttoaineen ja veden massavirran suhteilla. (1, s. 54.)



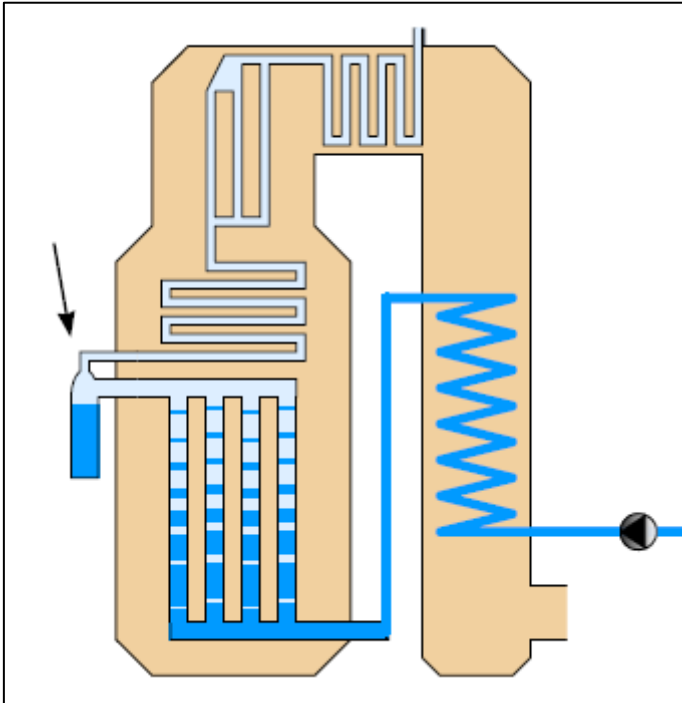
KUVA 3. Benson-kattilan vesihöyrykierto (1, s. 54)

Kattilassa höyrystyvä vesi johdetaan kattilan läpi syöttövesipumpun paineella. Syöttövesipumppu pumppaa veden vedenesilämmittimelle eli ekonomaiserille, josta vesi johdetaan edelleen tulipesää ympäröivään höyrystinputkistoon. Höyrystimeltä kylläinen höyry johdetaan tulistimen kautta ulos kattilasta.

Benson-kattilassa käytetään liukuvaa paineensäätöä, jolloin tuorehöyryn paine pienenee kuorman pienetessä. Ajoavassa kattilan lämmönsiirtimien (ekonomaiseri, höyrystin ja tulistin) suhteelliset tehot vaihtelevat. Kun paine kasvaa, pienenee höyrystimen teho suhteessa muihin. Seurauksena on höyrystyksen alkupisteen sekä loppupisteen ja samalla tulistuksen alkupisteen muuttuminen kuormituksen mukaan. Ajoavalla on useita etuja kuten voimalaprosessin hyötysuhteen paraneminen, sillä osakuormissa syöttövesipumppu vaatii vähemmän tehoa pienemmän tuottopaineen takia. Etu on myös kattilan lämpötilojen pysyminen lähes muuttumattomana kuormanmuutostilanteissa, joten materiaaleihin kohdistuvat lämpöjännitykset pienenevät ja niiden käyttöikä pitenee. (2, s. 115 - 116.)

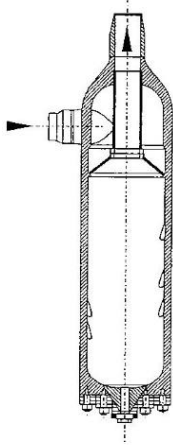
2.3.2 Sulzer

Sulzer-kattilan vesihöyrykierto on muuten samanlainen kuin Benson-kattilassa, mutta höyrystimeltä kylläinen höyry johdetaan vedenerotuspullon kautta kylläisenä höyrynä tulistimelle (kuva 4).



KUVA 4. Sulzer-kattilan vesihöyrykierto, jossa vedenerotuspullo merkitty nuolella (1, s. 54)

Vedenerotuspullo on kuvan 5 mukainen syklonierotin. Erottimessa vesi eroaa keskipakovoiman ansiosta höyrystä, ja se toimii höyrystymisen kiinteänä loppupisteenä. (2, s. 114.)



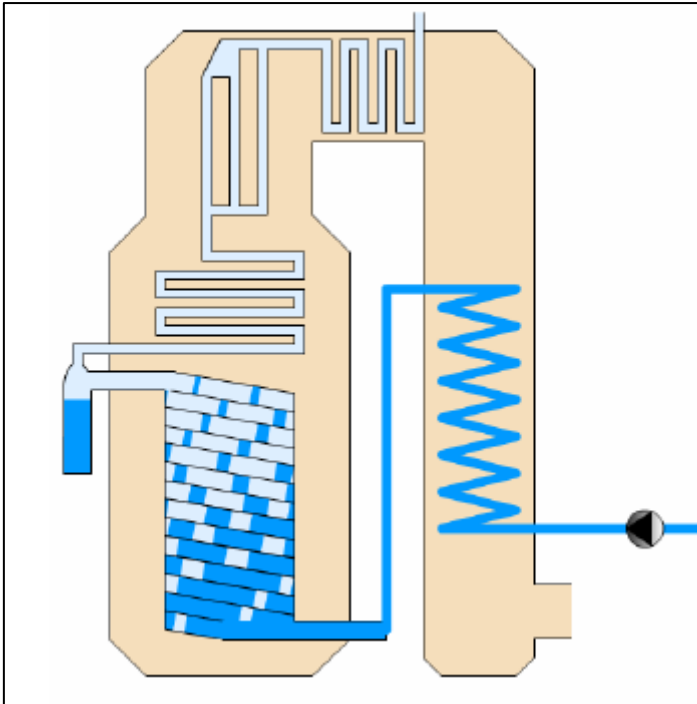
KUVA 5. Esimerkki vedenerotuspullosta (2, s. 115)

Vedenerotuspullon alkuperäinen tarkoitus oli poistaa kattilasta veteen konsentroituvat suolat ja muut epäpuhtaudet. Tämä toteutettiin syöttämällä vettä kattilaan siten, että höyrystimen jälkeen 4 - 5 % siitä oli vielä höyrystymättä. Ulospuhaltamalla tämä vesi vedenerotuspullosta voitiin poistaa vedenkäsittelyssä veteen jääneet epäpuhtaudet. Nykyään ulospuhallusta ei enää tarvita vedenkäsittelyn kehittyttyä, ja uusimpien Sulzer-kattiloiden höyrystimet onkin mitoitettu siten, että vesi höyrystyy täydessä kuormassa kokonaan höyrystimessä. (2, s. 114.)

Vedenkäsittelytekniikan kehittyttyä kiinteän höyrystymispisteen kattiloiden toimintaperiaate on lähestynyt muuttuvan höyrystymispisteen kattiloita. Vedenerotuspulloa ei kuitenkaan ole täysin tarpeeton, sillä sitä tarvitaan edelleen käynnistettäessä ja ajettaessa osakuormilla. Tällöin höyrystymisputkien lämpötilan rajoittamiseksi kattilaan ajettu ylimääräinen vesi palautetaan vedenerotuspullon kautta joko pumpun avulla höyrystimen alapäähän tai puhaltamalla käynnistysäiliöön ja sieltä edelleen syöttövesisäiliöön. (2, s. 115.)

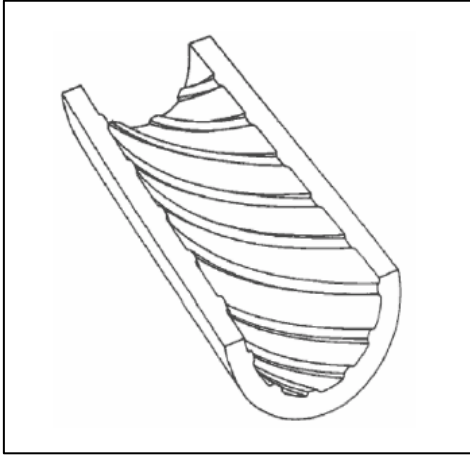
2.3.3 Ramzin

Ramzin-kattila on venäläinen malli, joka tunnetaan kierukkamaisesta höyrystintputkien sijoittelusta tulipesän ympäri. Muuten toimintaperiaate on samanlainen kuin Sulzer-kattilassa (kuva 6). Vinottaisten ja taivutettujen putkien takia Ramzin-kattila on rakenteeltaan monimutkainen ja siten kallis. Nykyisin vinottaisia putkia käytetään nykyisin toisinaan myös Sulzer- ja Benson-kattiloissa. (1, s. 54.)



KUVA 6. Ramzin-kattilan vesihöyrykierto (1, s. 54)

Höyrystimen kierukassa voidaan käyttää rihlattuja putkia (kuva 7). Rihlaukset parantavat putkiseinämien ja vesi/höyryseoksen kosketusta ja siten myös lämmönsiirtoa. Rihlattua putkea käytettäessä myös kuivumisen riski on pienempi kuin sileäpintaisella putkella. Rihlatut putket ovat kalliita, koska ne vaativat monimutkaisemman valmistusprosessin kuin sileät putket. (1, s. 54.)



KUVA 7. Rihlatun höyrystinputken poikkileikkaus (1, s. 66)

2.3.4 Läpivirtauskattilan edut ja haitat

Läpivirtauskattiloissa voidaan käyttää pienempi halkaisijaisia putkia kuin muissa vesiputkikattiloissa. Vesikierto on varmistettu ulkoisella veden kierrätyksellä perustuen syöttövesipumppuun. Koska kattilan sisäistä kiertoa ei ole (kiertoluku 1), ei tarvita kattilan sisäisen virtauksen säätöä tai erityistä suunnittelua. Läpivirtauskattila on ainut kattilamalli, joka soveltuu ylikriittisille höyryn paineille, koska tiheyseroihin perustuvaa veden ja höyryn erottelua ei tarvita (tässä tapauksessa vedenerotuspulloa ei käytetä). Kattila on halvempi kuin muut vesiputkikattilat, koska vesi-höyrylieriötä ei tarvita. (1, s. 54.)

Läpivirtauskattilat vaativat huomiota vedenkäsittelyyn, sillä höyry kulkee suoraan kattilan läpi turbiiniin. Läpivirtauskattila vaatii nopean ja tarkan prosessiohjauksen, sillä kattilalla ei ole puskuria kuormitusvaihteluille, vesi-höyrylieriö puuttuu ja polttoaineen, ilman ja veden massavirrat ovat suoraan suhteessa kuormitukseen. Läpivirtauskattilat tarvitsevat erityisjärjestelyjä käynnistyksen ja pysäytyksen yhteydessä.

3 MITOITUS

Kattilan putkiston mitoitus tehtiin kahdelle eri kokoonpanolle. Ensimmäisessä kokoonpanossa mukaan laskettiin ekonomaiseri, höyrystin ja tulistin. Rakenteen yksinkertaistamiseksi toisessa kokoonpanossa ekonomaiseri jätettiin pois.

3.1 Lähtötiedot

Mitoituksen pohjana käytettiin annettuja höyrykoneen parametreja. Kattilan mitoitusvaiheessa kattilaparametrit eivät vielä olleet vielä lopullisia, sillä höyrykoneen mitoitusta tehtiin samaan aikaan rinnakkaisessa opinnäytetyössä. Työn alussa oli tiedossa kattilalle varattu tila, höyrykoneelta tarvittava akseliteho käyttöpaineessa, laitteistolta haluttu lämmitysteho sekä kattilassa käytettävä polttoaine. Myöhemmin tiedot täydentyivät käyttöpaineella, tuorehöyryn tulistuslämpötilalla, höyrykoneen tarvitsemalla höyryn massavirralla sekä syöttöveden massavirralla.

3.1.1 Höyrykoneen asettamat vaatimukset kattilalle

Höyrykoneesta tiedossa olevat tekniset tiedot ja koneelle asetetut vaatimukset on kerätty taulukkoon 1.

TAULUKKO 1. Tekniset lähtötiedot

Kuvaus		
Maksimi paine	16	bar _(abs)
Käyttöpaine	14	bar _(abs)
Paine paisunnan jälkeen	1.8	bar _(abs)
Tuorehöyryn lämpötila – tulistuksella	277	°C
Tuorehöyryn lämpötila – ilman tulistusta	194	°C
Höyryn lämpötila höyrykoneen jälkeen	117	°C
Höyrykoneen akseliteho maksimi paineella	10	kW
Höyrykoneen akseliteho käyttöpaineella	6	kW
Höyrykoneen hyötysuhde	10-20	%
Höyryn massavirta	0.03	kg/s

3.1.2 Polttoaine

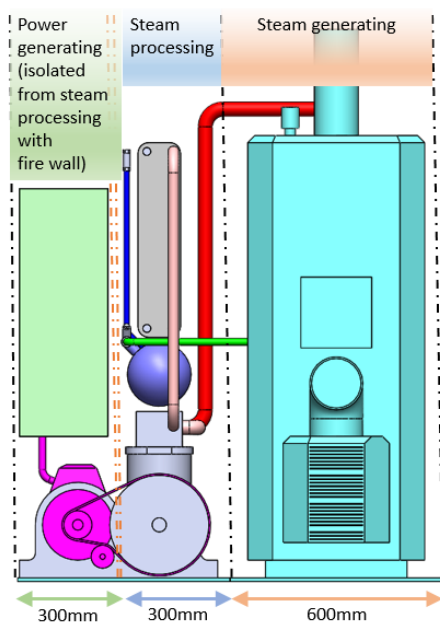
Kattilan polttoaineeksi oli valittu pelletti. Laskuissa käytetyt polttoaineeseen liittyvät tiedot on kerätty taulukkoon 2.

TAULUKKO 2. Pelletin tekniset tiedot

Kuvaus			Lähde
Lämpöarvo	16,92	MJ/kg	Vapo (4, s. 1)
Kosteus	10	%	Vapo (4, s. 1)
Koostumus (tyypillinen, kuiva)			
C	49,70	m-%	Kärmeniemi (5, s. 33)
H ₂	6,11	m-%	Kärmeniemi (5, s. 33)
O ₂	43,73	m-%	Kärmeniemi (5, s. 33)
N ₂	0,16	m-%	Kärmeniemi (5, s. 33)
S	0,03	m-%	Vapo (4, s. 1)
Polttoaineen lämpötila	25	°C	Arvio.
Polton ilmakerroin	1,3		Thermia (6, s. 5)

3.1.3 Kattilalle varattu tila

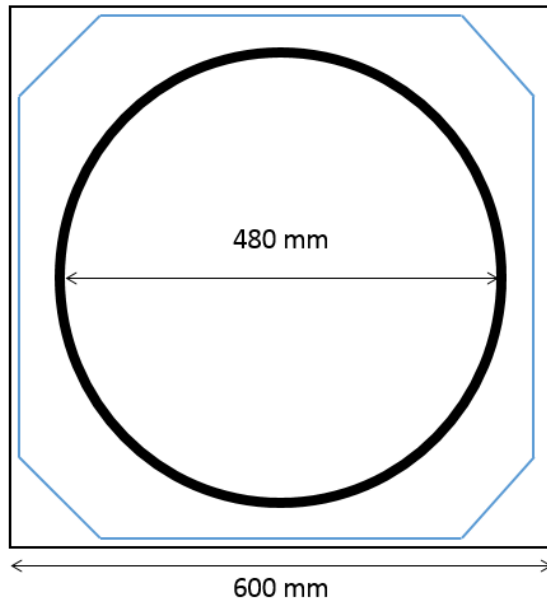
Kattila varusteineen tuli mahtua korkeudeltaan 1800 mm, leveydeltään 600 mm ja syvyydeltään 600 mm olevaan tilaan. Kuvassa 8 on luonnos laitteiston kokoonpanosta ja suunnitellusta tilavarauksesta.



KUVA 8. Hahmotelma laitteiston tilavarauksesta (7, s.38)

3.1.4 Tulipesä

Kattilan ympärille varattiin 5 mm asennusvaraa. Kattilan ulkovaipalle, eristykselle ja tulipesän vaipalle varattiin 55 mm. Sylinterin muotoisen tulipesän sisähalkaisijaksi jäi 480 mm (kuva 9).



KUVA 9. Tulipesälle varattu tila

Tulipesän korkeuden määritti toisaalta höyrystimen kierukka-osan varaama tila, toisaalta valittavan polttimen vaatimat minimietäisyydet liekin ympärillä. Polttimen valinta ei kuulunut tämän työn piiriin, joten tarkkaa ohjeistusta liekin vaatiman tilan suhteen ei ollut käytettävissä. Markkinoilla olevien pellettipolttimien teknisten tietojen perusteella voi olettaa, että liekille kannattaisi varata ainakin 400 mm täydellisen palamisen varmistamiseksi.

3.1.5 Kattilatyypin valinta

Tuliputkikattilat oli rajattu kattilatyypinä työn ulkopuolelle, joten tavoitteena oli löytää rakenteellisesti yksinkertainen, pieneen kokoon skaalautuva, edullinen ja helppohoitoinen vesiputkikattilarakenne. Asennustilan pienuus rajoitti käytännössä luonnonkiertokattilat pois. Luonnonkiertokattiloiden veden ja höyryn tiheuseroihin perustuva vesikierto vaatii toimiakseen suhteellisen korkeat putkistot. Pakkokierto-kattiloiden ongelmana oli korkea omakäyttöenergian kulutus, sillä

tuotettua energiaa pitäisi kuluttaa sekä syöttövesipumpun että pakkokierto-
pumpun pyörittämiseksi. Ylimääräinen pumppu nostaisi kustannuksia.

Kattilan perusrakenteeksi valikoitui läpivirtauskattila, koska rakenne on yksinker-
tainen. Pelkistetyimmillään läpivirtauskattila on pelkkä ulkoa lämmitetty putki. Ra-
kenne on edullinen, koska lieriöitä ja ylimääräistä kierto-pumppua ei tarvita. Läpi-
virtauskattila on mahdollista toteuttaa varsin yksinkertaisesti pieneen tilaan kier-
tämällä putket Ramzin-tyyppisesti tulipesän seinälle. Kattilatyyppin etuna on myös
mahdollisuus käyttää muita kattiloita pienempihalkaisijaisia putkia. Pienemmät
putket ovat paitsi edullisempia myös helpompia työstää.

Kattilassa kannattaisi käyttää vedenerotuspulloa kuten Sultzer-kattilassa. Tällöin
prosessin ohjaus yksinkertaistuu, koska höyrystymispiste pysyy vakiona. Mitoi-
tuksen pohjaksi valittiin rakenne, jossa höyrystin kiertää tulipesää kierukkana jat-
kaen tulipesän päälle spiraalina. Seuraavana tulipesässä tulee tulistimen spiraalit
ja viimeisenä ekonomaiserin spiraalit. Kun lämmönsiirtimet toteutettiin yhdellä
putkella, vältettiin epästabiliin virtauksen riski eli tilanne, jossa rinnakkaisissa put-
kissa toisessa virtaisi pelkkä vesi ja toisessa höyry, jolloin putkirikon riski on suuri.

Poltin sijoittuu kattilan kyljen ala-osaan, ja liekki sijoittuu kierukan keskelle ylös-
päin suunnattuna. Luvun 4.2 kuvassa 17 on esimerkki poltintyyppistä.

3.1.6 Kattilaputken valinta

Kattilaputken materiaalivalintaa ohjasi putkien tarvitsema lämpötilan kesto. Tulis-
tuslämpötilan jäädessä maltillisesti 277 °C:seen todettiin kattilaputkeksi tarkoite-
tun P235GH-hiiliteräsputken riittävän tarkoitukseen hyvin. Putkimateriaali
P234GH:n materiaalitiedot, kuten laskuissa tarvittava lämmönjohtavuus (51
W/mK) löytyvät mm ThyssenKrupilta (8).

Putkikoon valintaa ohjasivat standardin SFS-EN 12952-3 asettamat vaatimukset
putken vahvuudelle ja toisaalta markkinoilla saatavilla olevat standardoidut put-
kikoot. Esimerkkejä valikoimasta löytyy mm. Onniselta (10). Putken halkaisijaksi
valikoitui 17,2 mm. Pienemmillä putkilla tulistetun höyryn nopeus nousee varsin
korkeaksi, toisaalta kattilan putkitus oli tavoitteena toteuttaa yhdellä putkikoolla,
joten valinta oli kompromissi työstettävyyden ja virtausnopeuksien välillä. Valitulla

putkella tulistetun höyryn nopeudeksi tuli 51 m/s. Standardin SFS-EN 12952-3 vaatimukset putken seinämän paksuudelle täyttyvät valitsemalla seinämän paksuudeksi 2,9 mm. Seinämän vahvuuden vähimmäisvaatimusten laskenta löytyy luvusta 3.9.

3.2 Kattilan vesipiirin lämpötilat ja lämmönsiirtotehot

Höyrykoneesta poistunut höyry johdetaan lauhduttimeen. Lauhduttimeen saapuessaan höyryn lämpötila on 117 °C ja paine 1,8 bar(abs). Höyryn oletettiin alijäähtyvän lauhduttimessa kolme astetta. Alijäähtyminen varmistaa höyryn täyden lauhtumisen vedeksi. Lauhduttimen jälkeen vesi johdetaan syöttövesipumpulle, jossa paine nostetaan käyttöpaineeseen 14 bar(abs). Syöttövesipumpulta vesi saapuu ekonomaiserille, jossa lämpötila nousee lähelle höyrystymislämpötilaa ja johdetaan höyrystimelle. Lähestymislämpötilaksi valittiin 185 °C eli 10 astetta alle höyrystymislämmön. Höyrystimessä höyry saavuttaa höyrystymislämpötilan 195 °C. Höyrystimestä höyry johdetaan tulistimeen. Tulistimessa lämpötila nostetaan edelleen 277 °C:seen. Taulukkoon 3 on kerätty eri lämpöpinnoille saapuvien ja lähtevien fluidien lämpötilat ja niitä vastaavat ominaisentalpiat. Ominaisentalpioiden hakemiseen käytettiin verkosta löytyvää työkalua (11).

TAULUKKO 3 Kattilan lämmönsiirtimien tulo- ja lähtölämpötilat sekä lämpötiloja vastaavat ominaisentalpiat.

	T_{tulo} °C	T_{tulo} K	h_{tulo} kJ/kg	$T_{lähtö}$ °C	$T_{lähtö}$ K	$h_{lähtö}$ kJ/kg
EKO:	114	387	479	185	458	785
Höyrystin:	185	458	785	195	468	2789
Tulistin:	195	468	2789	277	550	2984

Kun lämpötilat, ominaisentalpiat ja vesihöyryn massavirta ovat tiedossa, voidaan kullekin lämmönsiirtopinnalle laskea lämmönsiirtotehot. Kaavalla 1 lasketut lämmönsiirtimien tehot ovat taulukossa 4.

$$\Phi = q_m * (h_{lähtö} - h_{tulo})$$

KAAVA 1

missä

q_m = fluidin massavirta

$h_{\text{lähtö}}$ = fluidin taulukkoentalpia siirtimen ulosmenossa

h_{tulo} = fluidin taulukkoentalpia siirtimen tulossa

TAULUKKO 4 Kattila komponenttien lämmönsiirtotehot

	teho [kW]
EKO:	9.2
Höyrystin:	60.1
Tulistin:	5.9

Kattilan yhteenlasketuksi lämmönsiirtotehoksi tuli 75,2 kW. Laskelmat suoritettiin aluksi olettaen kattilan hyötysuhteeksi 0,90, mutta eri arvoja kokeilemalla havaittiin, että kattilaa pitää ajaa 0,86 hyötysuhteella, jotta savukaasu on riittävän lämmintä tullessaan ekonomaisemalle. 0,86:n hyötysuhteella lämmönsiirtotehoksi tuli 87,4 kW. Tätä vastaava polttoaineen massavirta voitiin laskea kaavalla 2 ja tulokseksi saatiin 0,0052 kg/s.

$$q_{m,PA} = \Phi_{\text{siirrin}} / H_u$$

KAAVA 2

missä

Q_{siirrin} = lämpösiirtimen lämmönsiirtoteho

H_u = polttoaineen tehollinen lämpöarvo

3.3 Palamisreaktio ja savukaasut

Ensimmäisenä laskettiin polttoaineen koostumus polttoainekiloa kohti sekä tarvittavan polttoilman määrä niin ikään polttoainekiloa kohti (taulukot 5 ja 6).

TAULUKKO 5. Polttoaineen koostumus sekä tarvittava hapen määrä

nimi	M [kg/kmol]	Osuus KuivaPA %	Ainemäärät		Osuudet polttoaineesta				Hapentarve n (O ₂) [kmol / kg _{PA}]	
			m [kg]	n [kmol]	Kuiva PA		Kostea PA			
					kg/kg _{PA}	kmol / kg _{PA}	kg/kg _{PA}	kmol / kg _{PA}		
C	12.010	49.70	0.0023	0.00019	0.4970	0.04138	0.4473	0.03724	0.03724	
H ₂	2.020	6.11	0.0003	0.00014	0.0611	0.03025	0.0550	0.02722	0.01361	
O ₂	32.000	43.73	0.0020	0.00006	0.4373	0.01367	0.3936	0.01230	-0.01230	
N ₂	28.010	0.16	0.0000	0.00000	0.0016	0.00006	0.0014	0.00005	-	
S	32.060	0.00	0.0000	0.00000	0.0000	0.00000	0.0000	0.00000	0.00000	
H ₂ O	18.020	-	0.0005	0.00003	-	-	0.1000	0.00555	-	
tuhka	-	0.30	0.0000	-	0.0030	-	0.0027	-	-	
YHT:	-	100.00	0.01	0.0004	1.0000	0.0854	1.00	0.0824	0.03856	
									ilmantarve:	0.18353
									josta tyyppiä:	0.14497

TAULUKKO 6. Palamisreaktiossa tarvittava ilman määrä kiloa polttoainetta kohti

Ilmantarve					
	M(ilma) kg/kmol	mooli tilavuus m ³ /kg	n (ilma) kmol/kg _{PA}	m (ilma) kg/kg _{PA}	V (ilma) m ³ /kg _{PA}
Ilma:	28.848	22.40	0.1835	5.294	4.111
O ₂	32.000	22.40	0.0386	1.234	0.864
N ₂	28.010	22.40	0.1450	4.061	3.247

Seuraavana laskettiin syntyvät teoreettiset savukaasut, savukaasukomponenttien osuudet, ainemäärät, massat ja tilavuudet polttoainekiloa kohti. Tiedot löytyvät taulukoista 7 ja 8.

TAULUKKO 7. Palamisreaktiossa syntyvien teoreettisten savukaasukomponenttien suhteelliset osuudet.

Teoreettiset savukaasut					
nimi	n [kmol/kg _{PA}]	Reaktio tuote	Syntyvät savukaasut		
			määrä [kmol/kg _{PA}]	osuudet savukaasuissa	
				Kuiva SK [%]	Kostea SK [%]
C	0.03724	CO ₂	0.03724	20.43	17.32
H ₂	0.02722	H ₂ O	0.03277	17.98	15.24
H ₂ O	0.00555				
S	0.00000	SO ₂	0.00000	0.00	0.00
O ₂	0.01230	-	-	-	-
N ₂	0.00005	N ₂	0.14502	79.57	67.44
Yhteensä kosteat:			0.21504	-	100.00
Yhteensä kuivat			0.18227	100.00	-

TAULUKKO 8. Teoreettiset savukaasukomponenttien ainemäärä, massa ja tilavuus polttoaine kiloa kohti.

Teoreettiset savukaasut					
Reaktio tuote	Mooli massa [kg/kmol]	Mooli tilavuus [m ³ /kmol]	Määrät savukaasuissa /kg _{PA} KOSTEA		
			kmol/kg _{PA}	kg/kg _{PA}	m ³ /kg _{PA}
CO ₂	44.010	22.26	0.03724	1.639	0.829
H ₂ O	18.020	22.40	0.03277	0.591	0.734
SO ₂	64.060	21.98	0.00000	0.000	0.000
N ₂	28.010	22.40	0.14502	4.062	3.249
Yht. kuiva	-	-	0.18227	5.701	4.078
Yht. kost.	-	-	4.35877	6.292	4.812

Laskettiin todellinen ilmantarve polttoainekiloa kohti sekä todellinen ilmantarve huomioimalla polttoaineen massavirta (taulukko 9). Laskelmissa on käytetty ilma-kertoimena arvoa 1,3, mitä voidaan pitää hyvänä kertoimena pellettipolttimelle (6, s. 9). Ilman kokonaistarpeen laskemiseen käytettiin polttoaineen massavirtana 0,0052 kg/s.

TAULUKKO 9. Todellinen ilmantarve polttoainekiloa kohti sekä kokonaistarve.

Todellinen ilmantarve						
	per polttoaine kilo			Ilman kokonaistarve		
	n (ilma) kmol/kg _{PA}	m (ilma) kg/kg _{PA}	V (ilma) m ³ /kg _{PA}	n (ilma) kmol	m (ilma) kg	V (ilma) m ³
Ilma:	0.2386	6.883	5.345	0.0012	0.036	0.028
O ₂	0.0501	1.604	1.123	0.0003	0.008	0.006
N ₂	0.1885	5.279	4.222	0.0010	0.027	0.022

Palamisreaktiossa syntyvät savukaasut kiloa polttoainetta kohti, savukaasujen kokonaismäärät sekä suhteelliset osuudet on kerätty taulukoihin 10 ja 11.

TAULUKKO 10. Palamisreaktiossa syntyvät savukaasut polttoainekiloa kohti.

Syntyvät savukaasut kiloa polttoainetta kohti								
nimi	Mooli massa [kg/kmol]	Mooli tilavuus [m ³ /kmol]	Tiheys NTP [kg/m ³]	SK teor. [kmol/ kg _{PA} KOSTEA]	Ilma ylim. [kmol/ kg _{PA} KOSTEA]	SK yhteensä		
						kmol/ kg _{PA} KOSTEA	kg/ kg _{PA} KOSTEA	m ³ / kg _{PA} KOSTEA
CO ₂	44.010	22.26	1.977	0.03724	-	0.03724	1.639	0.829
H ₂ O	18.020	22.40	0.802	0.03277	-	0.03277	0.591	0.734
SO ₂	64.060	21.98	2.9267	0.00000	-	0.00000	0.000	0.000
N ₂	28.010	22.40	1.2505	0.14502	0.04351	0.18854	5.281	4.223
O ₂	32.000	22.40	1.429	-	0.01157	0.01157	0.370	0.259
Yht.	-	-	1.2931	0.21504	0.05508	0.27012	7.881	6.045

TAULUKKO 11. Palamisreaktiossa syntyvien savukaasukomponenttien kokonaismäärät sekä osuudet.

Savukaasujen kokonaismäärä						
nimi	Määrät			Osuudet (kosteaa SK)		
	kmol	kg	m ³	n osuus %	m osuus %	V osuus %
CO ₂	0.00019	0.008	0.004	13.79	20.80	13.71
H ₂ O	0.00017	0.003	0.004	12.13	7.49	12.14
SO ₂	0.00000	0.000	0.000	0.00	0.00	0.00
N ₂	0.00097	0.027	0.022	69.80	67.01	69.86
O ₂	0.00006	0.002	0.001	4.28	4.70	4.29
Yht.	0.00140	0.041	0.031	100.00	100.00	100.00

3.4 Adiabaattinen palamislämpötila ja savukaasun jäähtyminen

Adiabaattinen palamislämpötila tarkoittaa polttoaineen palaessa teoreettista korkeinta saavutettavissa olevaa lämpötilaa, mikäli liekistä ei siirry lämpöä ympäristöön. Tällöin kaikki vapautuva lämpö kuluu muodostuvien savukaasujen lämmittämiseen. Eri polttoaineilla on erilaiset adiabaattiset palamislämpötilat (2, s. 85). Adiabaattinen palamislämpötila voidaan määrittellä kaavan 3 ja savukaasun taulukkoentalpioiden avulla (13, s. 52).

$$m_1 * q_i + n_2 * H_{mt}(T_2) = n_3 * H_{mt}(T_3) + \Phi_4 + \Phi_5 \quad \text{KAAVA 3}$$

missä

m_1 = polttoaineen massavirta (kg/s)

q_i = polttoaineen tehollinen lämpöarvo (J/kg)

n_2 = ilman moolivirta (mol/s)

$H_{mt}(T_2)$ = ilman taulukkoentalpia lämpötilassa T_2 (kJ/mol)

n_3 = savukaasun moolivirta

$H_{mt}(T_3)$ = Savukaasun taulukkoentalpia lämpötilassa T_3 (kJ/mol)

Φ_4 = Tulipesän jäähdytysteho

Φ_5 = Tulipesän häviölämpöteho (yleensä osuutena polttoainetehosta)

T_2 = palamisilman lämpötila (K)

Yhtälön vasemmalla puolella ensimmäinen termi on polttoaineen täydellisen palamisreaktion polttoaineteho, joka saadaan polttoainevirran ja polttoaineen tehollisen lämpöarvon tulona. Toisena terminä on polttoilman mukana tuleva lämpövirta, joka saadaan ilman moolivirran ja ilman taulukkoentalpian tulona. Palamisilman lämpötila (T_2) oletettu tässä olevan 298,15 K. Ilman taulukkoentalpioille ei tarvinnut tehdä korjausta polttoaineen tehollisen lämpöarvon referenssilämpötilaan, sillä Polttoaine ja palaminen -kirjan taulukkoentalpiat oli ilmoitettu valmiiksi kyseisellä referenssilämpötilalla (298,15 K). Yhtälön oikealla puolella ensimmäisenä on savukaasujen mukana menevä lämpövirta, joka saadaan savukaasun moolivirran ja savukaasun taulukkoentalpian (lämpötilassa T_3) tulona. Lisäksi oikealla puolella ovat termit tulipesän jäähdytysteholle sekä tulipesän häviölämpöteholle.

Järjestelemällä kaava 3 uudelleen ja jättämällä tulipesän jäähdytysteho ja tulipesän häviölämpötila nolllaksi, jää oikealle puolelle savukaasun taulukkoentalpia lämpötilassa T₃, joka vastaa nyt adiabaattista palamislämpötilaa.

$$\frac{m_1 * q_i + n_2 * H_{mt}(T_2)}{n_3} = H_{mt}(T_3) \quad \text{KAAVA 4}$$

Laskemalla kaavan oikeapuoli saatiin savukaasujen entalpiaksi 62,6 kJ/mol. Seuraavaksi tehtävänä oli laskea savukaasun komponenttien mooliosuuksien ja komponenttien taulukkoentalpioitten avulla savukaasun entalpia eri lämpötiloille kaavalla 5.

$$H_{mt}(T) = \sum_i y_i H_{mti}(T) \quad \text{KAAVA 5}$$

missä

$H_{mt}(T)$ = haettu entalpia (kJ/mol)

y_i = savukaasukomponentin mooliosuus (%)

$H_{mti}(T)$ = savukaasukomponentin taulukkoentalpia (kJ/mol)

Laskemalla savukaasun taulukkoentalpioita eri lämpötiloissa löytyi taulukon 12 mukaiset arvot, jotka osuivat haetun entalpian molemmiin puolin. Nyt adiabaattinen palamislämpötila voitiin selvittää interpoloimalla ja tulokseksi saatiin 1987 K.

Savukaasut eivät kuitenkaan oikeasti saavuta adiabaattista palamislämpötilaa, vaan osa lämmöstä karkaa lämpöhäviöinä tulipesän vaipan kautta sekä palamattomana polttoaineena. Näiden vaikutuksen arvioitiin olevan noin 5 %. Huomioimalla häviö teholliseksi palamislämpötilaksi saatiin edellä olevalla menetelmällä 1911 K.

TAULUKKO 12 Savukaasukomponenttien taulukkoentalpioita

T ₃ K	Komponenttien mooliosuudet (kosteaa SK):					Komponenttien taulukkoentalpiat kJ/mol					
	n % (CO ₂)	n % (H ₂ O)	n % (SO ₂)	n % (N ₂)	n % (O ₂)	H _{mt} (CO ₂)	H _{mt} (H ₂ O)	H _{mt} (SO ₂)	H _{mt} (N ₂)	H _{mt} (O ₂)	H _{mt} [T ₃]
2000.0	0.14	0.12	0.00	0.70	0.04	91.443	72.789	0.000	56.137	59.176	63.155
1950.0	0.14	0.12	0.00	0.70	0.04	88.429	70.238	0.000	54.340	57.292	61.095

Seuraavaksi selvitetään savukaasujen lämpötilat höyrystimen, ekonomaiserin ja tulistimen jälkeen. Ensimmäisenä laskettiin savukaasun lämpötila tulipesässä ensimmäisenä sijaitsevan höyrystimen jälkeen. Höyrystimessä siirtyvä lämpöteho voidaan laskea kaavalla 6.

$$\Phi_{\text{höyrystin}} = n_{\text{sk}} * (H_{\text{mtsk}}(T_1) - H_{\text{mtsk}}(T_2)) \quad \text{KAAVA 6}$$

missä

$\Phi_{\text{höyrystin}}$ = höyrystimessä siirtyvä lämpöteho (kW)

n_{sk} = savukaasun moolivirta (mol/s)

$H_{\text{mtsk}}(T_1)$ = savukaasun taulukkoentalpia lämpötilassa T_1 (kJ/mol)

$H_{\text{mtsk}}(T_2)$ = savukaasun taulukkoentalpia lämpötilassa T_2 (kJ/mol)

T_1 = savukaasun lämpötila ennen höyrystintä (K)

T_2 = savukaasun lämpötila höyrystimen jälkeen (K)

Järjestelemällä kaava uudelleen kaavaksi 7 voitiin laskea savukaasun taulukkoentalpia höyrystimen jälkeen.

$$H_{\text{mtsk}}(T_2) = H_{\text{mtsk}}(T_1) - \frac{\Phi_{\text{höyrystin}}}{n_{\text{sk}}} \quad \text{KAAVA 7}$$

Sijoittamalla yhtälöön luvussa 3.2 höyrystimelle laskettu lämmönsiirtoteho 60.1 kW, luvussa 3.3 laskettu savukaasun moolivirta 1,395 mol/s ja edellä laskettu tehollisessa palamislämpötilassa olevan savukaasun taulukkoentalpia 59,5 kJ/mol saatiin höyrystimen jälkeisen savukaasun taulukkoentalpiaksi 16,42 kJ/mol.

Käyttäen samaa haarukointimenetelmää ja interpolointia kuin adiabaattisen palamislämpötilan laskemisessa savukaasun lämpötilaksi höyrystimen jälkeen saatiin 798 K eli 524 °C.

Laskutoimenpiteet toistettiin tulipesässä seuraavana tulevalle tulistimelle ja ekonomaiserille. Savukaasun lämpötilaksi saatiin tulistimen jälkeen 676 K ja ekonomaiserin jälkeen 477 K.

3.5 Höyrystimen mitoitus

Höyrystimen koko laskettiin kahdessa osassa. Ensimmäisenä laskettiin tulipesän yläosaa rajoittavan spiraalin lämmönsiirtoteho. Tämän perusteella määräytyi höyrystimen kierukkaosalle jäävä lämmönsiirtoteho, kun tiedossa oli höyrystimen kokonaislämmönsiirtoteho. Höyrystimen spiraaliosaan katsottiin vaikuttavan sekä konvektiivisen lämmönsiirron että säteilylämmönsiirron. Kierukkaosaan konvektiivisen lämmönsiirron merkitystä pidettiin vähäisenä verrattuna säteilylämmönsiirtoon. Kierukkaosalle laskettiinkin vain säteilylämmönsiirron osuus.

3.5.1 Spiraaliosan säteilylämmönsiirto

Spiraaliosan lämmönsiirtoteho säteilylämmönsiirron osalta voidaan laskea kaavalla 8 (14, s. 151).

$$\Phi = U * A * \Delta T$$

KAAVA 8

missä

Φ = säteilylämmönsiirtoteho (W)

U = lämmönläpäisykerroin (W/m²K)

A_i = lämmönsiirtimen (tässä spiraalin) pinta-ala (m²)

ΔT = väliaineiden lämpötilaero (K)

Lämmönläpäisykerroin U spiraaliosan putkelle voitiin ratkaista kaavasta 9 (14, s.151).

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_s} * \frac{A_a}{A_i} + \frac{s_{putki}}{\lambda_{teräs}} * \frac{A_a}{A_m} + \frac{s_{noki}}{\lambda_{noki}} + \frac{1}{h_u}$$

KAAVA 9

missä

h_s = sisäpuolinen lämmönsiirtokerroin

A_a = putken ulkopuolinen pinta-ala (m²)

A_i = putken sisäpuolinen pinta-ala (m²)

s_{putki} = putken vaipan paksuus (m)

λ_{teräs} = teräksen lämmönjohtavuus (W/mK)

A_m = putken keskimääräinen pinta-ala (m²)

s_{noki} = nokikerroksen paksuus

λ_{noki} = noen lämmönjohtavuus (W/mK)

h_u = ulkopuolinen- eli nyt säteilylämmönsiirtokerroin.

Putken pinta-alat per putken pituusmetri laskettiin kertomalla putken halkaisija piillä. Putken ulkopuoliseksi pinta-alaksi A_a saatiin $0,054 \text{ m}^2$ ja sisäpuoliseksi pinta-alaksi $0,036 \text{ m}^2$. Putken vaipan paksuutena S_{putki} käytettiin valitun teräsputken paksuutta $0,0029 \text{ m}$. Nokikerroksen paksuuden arvioitiin olevan $0,001 \text{ m}$. Teräksen lämmönjohtavuutena $\lambda_{\text{teräs}}$ käytettiin valitun terästyypin lämmönjohtavuutta 51 W/mK ja noen lämmönjohtavuutena käytettiin hiilen lämmönjohtavuutta $1,59 \text{ W/mK}$. Kaavalla 10 putken keskimääräiseksi pinta-alaksi A_m laskettiin $0,44 \text{ m}^2$.

$$A_m = \frac{A_a - A_i}{\ln\left(\frac{A_a}{A_i}\right)}$$

KAAVA 10

Sisäpuolinen lämmönsiirtokerroin

Sisäpuolinen lämmönsiirtokerroin määrittämiseksi täytyi ensin selvittää vesihöyryn keskimääräinen nopeus, laskea Reynoldsin, Nusseltin ja Prandtin luvut. Vesihöyryn keskimääräinen nopeus laskettiin kaavalla 11.

$$V_h = \frac{m}{\rho A}$$

KAAVA 11

missä

m = fluidin massavirta (kg/s)

ρ = fluidin tiheys (kg/m³)

A = virtaus poikkipinta-ala (m²)

Kun vesihöyryn massavirta oli $0,03 \text{ kg/s}$, tiheys $870,61 \text{ kg/m}^3$ ja virtauksen poikkipinta-ala $0,00010 \text{ m}^2$, saatiin vesihöyryn keskimääräiseksi nopeudeksi $0,3 \text{ m/s}$. Nyt voitiin laskea Reynoldsin luku kaavalla 12

$$Re = \frac{V_h d_{\text{putki_sisä}}}{\gamma}$$

KAAVA 12

missä

V_h = vesihöyryn keskimääräinen nopeus (m/s)

$d_{\text{putki_sisä}}$ = putken sisähalkaisija (m)

γ = kinemaattinen viskositeetti (m^2/s)

Putken sisähalkaisijan ollessa 0,0114 m ja kinemaattisen viskositeetin $1,586 \times 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}$, Reynoldsin luvuksi saatiin 24269, joka merkitsee turbulenttia virtausta.

Nusseltin luvun laskemiseksi tarvittiin vielä Prandtlin -luku, joka laskettiin kaavasta 13.

$$Pr = \frac{\rho \gamma c_p}{\lambda} \quad \text{KAAVA 13}$$

missä

ρ = tiheys (kg/m^3)

γ = kinemaattinen viskositeetti (m^2/s)

λ = fluidin lämmönjohtavuus (W/mK)

c_p = fluidin ominaislämpökapasiteetti (kJ/kgK)

Fluidin lämmönjohtavuutena käytettiin 0,666 W/mK ja ominaislämpökapasiteetina 4.468 kJ/kgK jolloin Prandtlin luvuksi saatiin 0,93.

Kaavalla 14 laskettiin Nusseltin luku käyttäen Dittus-Boelterin kaavaa turbulenttiselle virtaukselle sileässä putkessa (15, s.105). Kun suora putki kierretään spiraaliksi, paranevat lämmönsiirto-ominaisuudet verrattuna suoraan putkeen, kuten Naphon ja Suwagrai osoittivat tutkimuksessaan (16, s. 7). Tutkimuksessa suositeltiin Nusseltin luvun kertomista kertoimella 1,5. Tämä huomioiden Nusseltin luvuksi saatiin 108.

$$Nu = 0,023 * Re^{0.8} * Pr^{0.4} \quad \text{KAAVA 14}$$

Edellä käytettyjen kinemaattinen viskositeetin, fluidin tiheyden, ominaislämpökapasiteetin sekä lämmönjohtavuuden arvot haettiin verkossa olevalla työkalulla (11). Kaikki parametrit haettiin lämpötilassa 468 K, sillä veden oletettiin saavuttaneen höyrystymislämpönsä tullessaan spiraaliosaan.

Nyt voitiin laskea sisäpuolinen h_s lämmönsiirtokerroin kaavalla 15 ja tulokseksi saatiin $6299 \text{ W/m}^2\text{K}$.

$$h_s = \frac{Nu \lambda}{d_{putki_sisä}} \quad \text{KAAVA 15}$$

Säteilylämmönsiirtokerroin

Säteilylämmönsiirtokerroin laskettiin kaavalla 16 (14, s.139).

$$\alpha_{str} = \varepsilon_1 * \varepsilon_2 * C_s * \varphi_{12} * \frac{\left(\frac{T_1}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_2}{100}\right)^4}{T_1 - T_2} \quad \text{KAAVA 16}$$

missä

ε_1 = kaasun emissiivisyys

ε_2 = höyrytimen emissiivisyys

$C_s = \sigma * 10^8$ kun σ = Stefan-Boltzmanin vakio $5,67 * 10^{-8} \text{ (W/m}^2\text{K}^4)$

Φ_{12} = Näkyvyyskerroin

T_1 = Kaasun lämpötila (K)

T_2 = Keskimääräinen putken lämpötila (K)

Kaasut säteilevät lähes koko tilavuudellaan ja ovat läpäisevät suurimman osan aallonpituuksista. Yksi- ja kaksiatomiset kaasut (O_2 , He, H_2 , N_2 , jne.) symmetrisinä eivät käytännössä emittoi lämpösäteilyä lainkaan. Useampiatomiset ja eri atomeista muodostuneet molekyylit (CO_2 , H_2O , CO, jne.) ovat epäsymmetrisinä voimakkaita emittoijia. Kaasut ovat kokoonpuristuvia, joten säteen tiellä olevien partikkelien lukumäärä on verrannollinen kaasun osapaineeseen. Laskettaessa kaasujen säteilyä myös emittoivan kaasukerroksen paksuus täytyy tietää. (17, s. 119).

H_2O - ja CO_2 -kaasut ovat käytännön laskuissa tärkeimmät kaasukomponentit. Savukaasun emissiivisyys voidaan laskea kaavalla 17 (14, s. 133).

$$\varepsilon_g = \varepsilon_{\text{H}_2\text{O}} + \varepsilon_{\text{CO}_2} - \Delta\varepsilon \quad \text{KAAVA 17}$$

missä

ϵ_{H_2O} = vesihöyryn emissiivisyys

ϵ_{CO_2} = hiilidioksidin emissiivisyys

$\Delta\epsilon$ = säteilyn heikennystekijä

Kun CO_2 ja H_2O ovat läsnä yhtä aikaa, kokonaissäteily on jonkin verran pienempi kuin erikseen laskettujen säteilyjen summa, koska jokainen kaasu on jonkin verran läpinäkymätön muille kaasuille. Vaikutus voidaan ottaa huomioon säteilyn heikennystekijä termillä $\Delta\epsilon$. H_2O :n ja CO_2 :n samanaikaisessa säteilyssä sen suuruus on luokkaa 2...7 % yksittäissäteilyjen summasta joten likimäärin $\Delta\epsilon$ on 5 %. (17, s. 121; 14, s. 133)

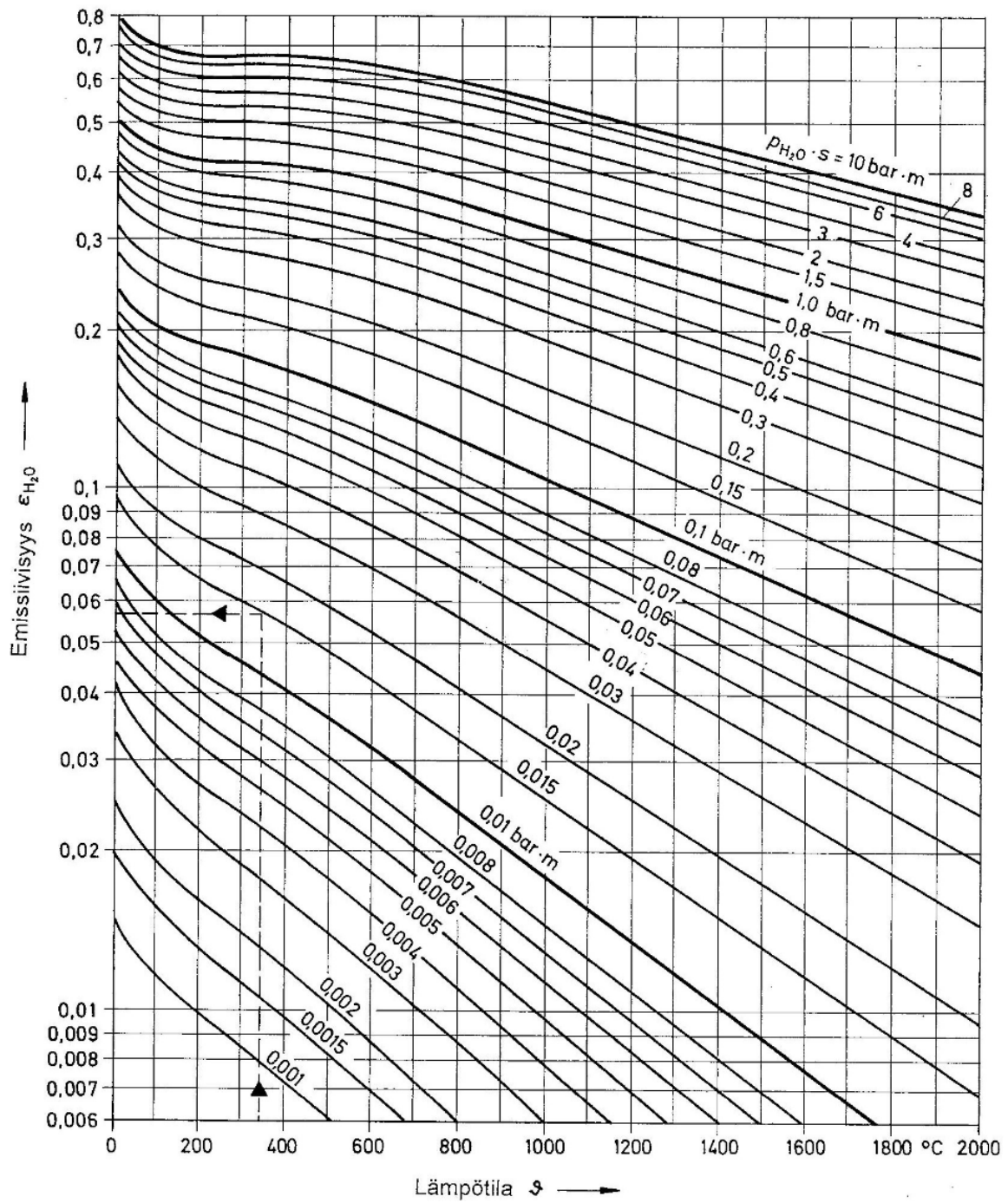
H_2O :n ja CO_2 :n emissiivisyys voidaan lukea kummallekin kaasukomponentille löytyvistä diagrammeista (Hottel & Egbert). Tätä varten täytyy laskea molempien kaasujen osapaineet savukaasussa, säteilyn efektiivinen säteilyetäisyys sekä selvittää säteilevän kaasun lämpötila. Savukaasun lämpötila ennen spiraalia riippuu kierukkaosuuden lämmönsiirtotehosta, toisin sanoen oletettiin, että spiraaliin säteilevä savukaasu on jäähtynyt höyrystimen kierukkaosaa lämmittäessään. Kierukkaosan lämmönsiirtoteho kuitenkin riippuu spiraalin lämmönsiirtotehosta, joten aluksi lämpötila arvattiin ja koko höyrystimen lämmönsiirto laskuja iteroitiin muutaman kerran, kunnes lämpötila ei enää muuttunut. Savukaasujen lämpötilaksi ennen spiraaliosaa asettui lämpötilaan 1110 K.

H_2O :n ja CO_2 :n osapaineet p_{H_2O} ja p_{CO_2} voitiin määrittellä kertomalla savukaasun kokonaispaine (1 bar) komponenttien ainemäärä osuuksilla. Osapaineiksi saatiin näin p_{H_2O} 0,121 bar ja p_{CO_2} 0,138 bar.

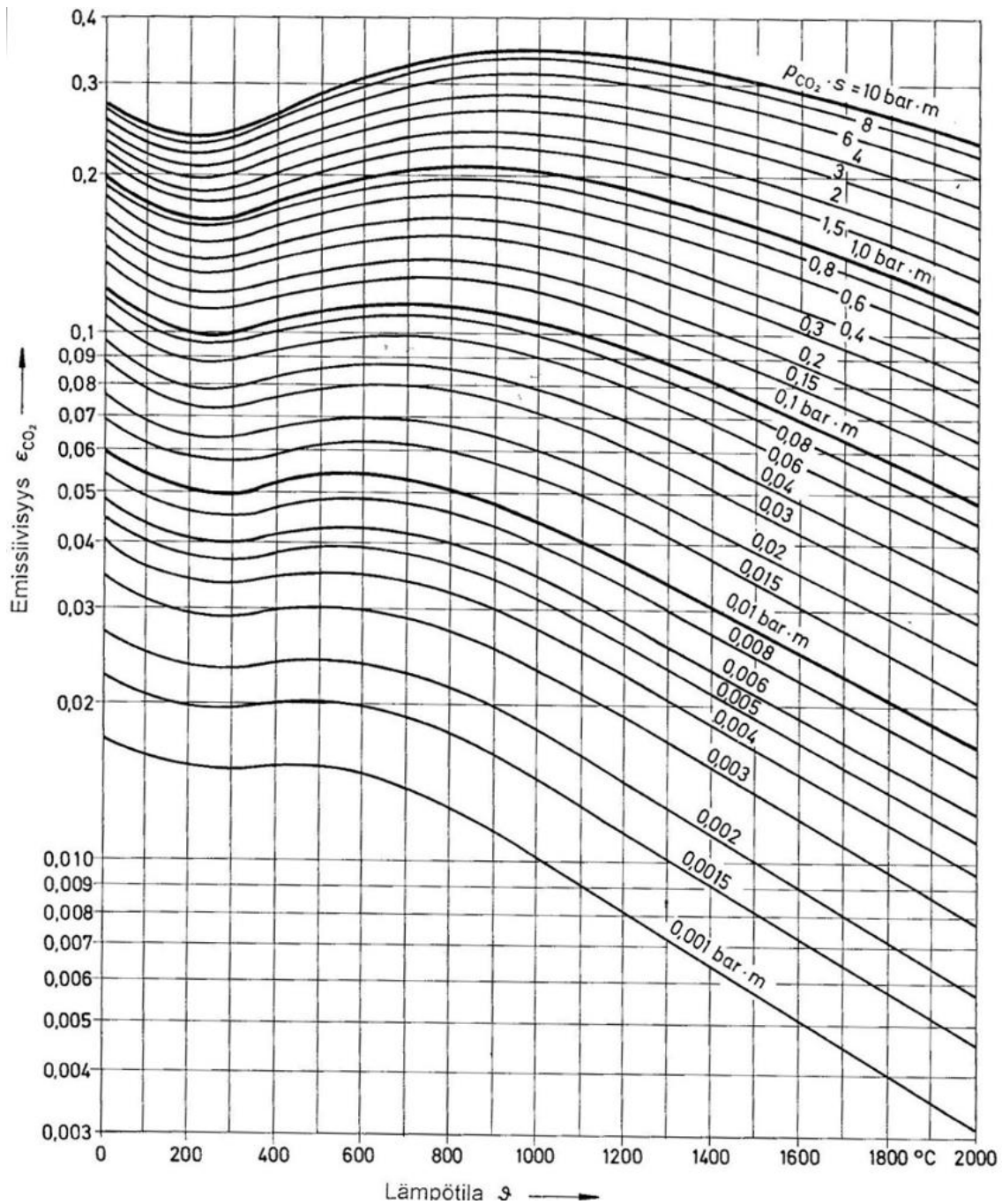
Säteilyn efektiivinen säteilyetäisyys L laskettiin kertomalla tulipesää karakterisoiva dimensio savukaasun geometriasta riippuvalla kertoimella. Höyrystimeen vaikuttava säteily sijaitsee tulipesän osassa, jota höyrystin ympäröi sylinterin omaisesti. Tällöin karakterisoiva dimensio on kierukan sisähalkaisija. Sylinterin halkaisija osoittautui likimäärin korkeutta vastaavaksi, jolloin geometriasta riippuva kertoimena käytettiin lukua 0,60. (15, s.783). Efektiiviseksi säteilyetäisyydeksi saatiin 0,26 m.

Kuvan 10 diagrammista voitiin lukea vesihöyryn emissiivisyydeksi ϵ_{H_2O} 0,038 ja kuvasta 11 hiilidioksidin emissiivisyydeksi ϵ_{CO_2} 0,067. Kaavan 17 mukaisesti savukaasun emissiivisyydeksi ϵ_g saatiin 0,100.

Käytännössä emissiivisyyteen voidaan vielä lisätä korjaus liekin värin mukaan. Edellä esitetyn mukaisesti laskettu emissiivisyys on puhtaalle ja siten värittömälle liekille. Pellettejä poltettaessa savukaasussa on säteilyä emittoivia partikkeleita kuten nokea ja muita epäpuhtauksia, jolloin liekki palaa kirkaalla liekillä. Nyrkkisääntönä voidaan pitää, että ϵ_g :hen lisätään 0,05, kun liekki ei ole erityisen kirkas, ja 0,10, kun liekki on melko kirkas (15, s. 783). Tässä työssä laskettuun savukaasun emissiivisyyteen lisättiin 0,05, jolloin lopullinen savukaasun emissiivisyys ϵ_g sai arvon 0,150.

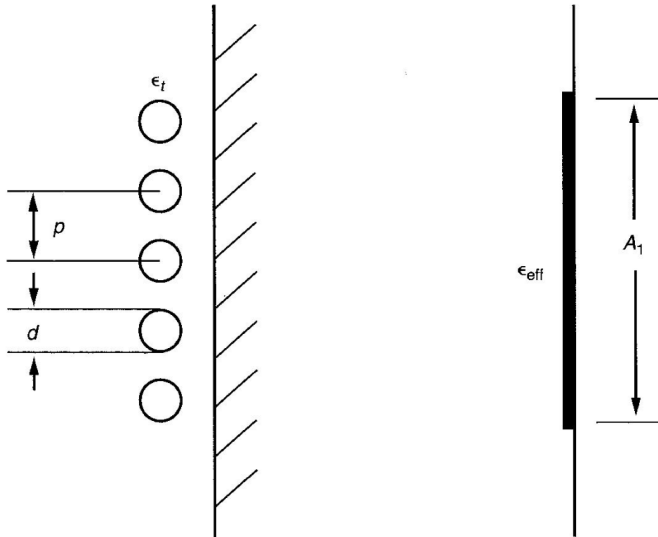


KUVA 10. Vesihöyryn emissiivisyys (14, s. 132)



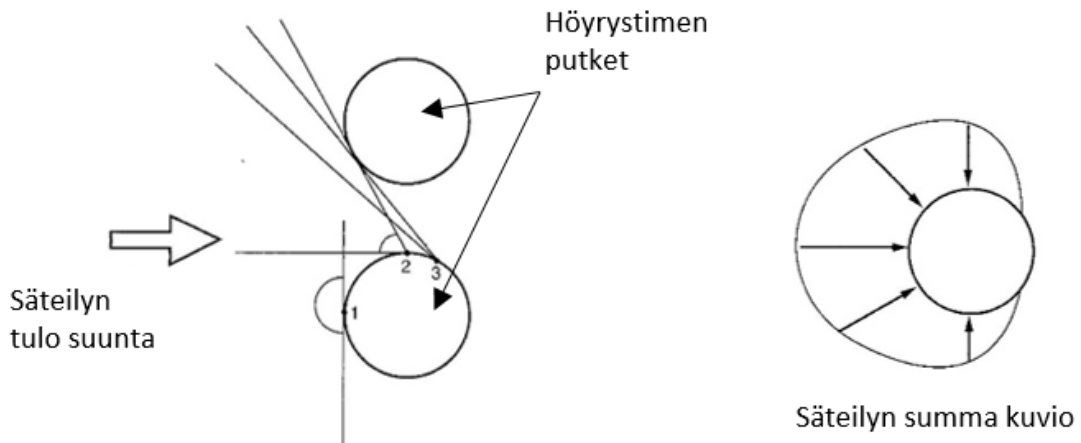
KUVA 11. Hiilidioksidin emissiivisyys (14, s. 134)

Höyrystimen spiraaliosan emissiivisyyden määrittelyssä käytettiin putken emissiivisyyden ϵ_f sijaan niin sanottua efektiivistä emissiivisyyttä ϵ_{eff} , joka ottaa huomioon myös putkien väliin jäävän tyhjän tilan, kun koko putkiston viemä ala projisoidaan yhdeksi alueeksi kuten kuvassa 12 alue A_1 (15, s. 788).



KUVA 12. Efektiiivinen emissiivisyys (15, s. 788)

Emissiivisyyttä laskettaessa piti huomioida höyrystinputkien geometria, sillä säteily ei osu putkille tasaisesti vaan säteilyn voimakkuus vaihtelee putken eri kohdissa kuvan 13 mukaisesti. Säteilyn intensiteettiin putken pinnalla vaikuttaa erityisesti putkien etäisyys toisistaan suhteessa putken halkaisijaan.



KUVA 13. Putkien etäisyyden vaikutus putken pintaan osuvan säteilyn voimakkuuteen. Oikealla kuvassa putkeen pintaan osuvan säteilyn summakuvio. (Muokattu lähteestä 15, s. 786.)

Putkigeometrian vaikutus höyrytimen emissiivisyyteen otettiin huomioon laske-
malla ensin kaavalla 18 säteilystä putkille osuva osuus (15, s. 787).

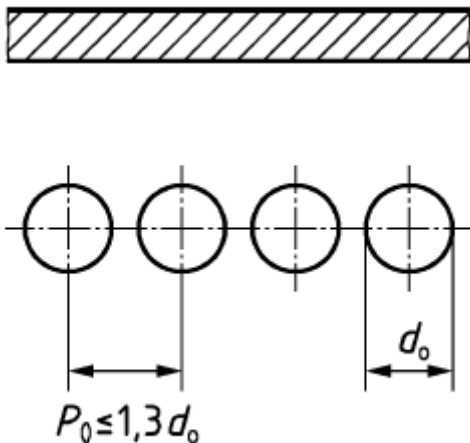
$$F = 1 - \frac{1}{B} \left\{ (B^2 - 1)^{1/2} - \cos^{-1} \left(\frac{1}{B} \right) \right\} \quad \text{KAAVA 18}$$

missä

B = putkijaon suhde putken halkaisijaan.

Höyrytinputkien haluttiin peittävän tulistimen ja ekonomaiserin putket mahdolli-
simman hyvin tulipesän suoralta säteilyltä, jotta välttyttäisiin putkien liialta kuu-
mentumiselta. Standardi SFS-EN 12952-3 ohjeistaa, että osien katsotaan olevan
lämmitetty ensisijaisesti konvektiolla, mikäli osat on suojattu putkirivillä, jonka pi-
tuussuuntaisen putkijaon suhde putken halkaisijaan on korkeintaan 1,3 kuten ku-
vassa 14. (9, s. 24).

Toisaalta samassa standardissa mainitaan, että osia pidetään säteilyltä suojat-
tuina, jos niiden edessä on lähekkäin asetetuilla putkilla (vapaa väli enintään 3
mm) muodostettu verho. (9, s. 22). Ottaen huomioon spiraaliosaan kohdistuvan
nokeentumisriskin 3 mm vapaa väli vaikutti pieneltä ja päädyttiin kompromissiin,
jossa putkijaon suhde halkaisijaan pidettiin arvossa 1,3, jolloin putkien väliin jäi 5
mm vapaa tila valitulla putkikoolla.



KUVA 14. Putkijaon suhde putken halkaisijaan (9, s.46)

Valitulla putkijaon suhteella putken halkaisijaan ($B = 1,3$), kaava 18 antoi näkyvyyskerroimelle F arvon 0,894. Nyt höyrystimen efektiivinen emissiivisyys voitiin laskea kaavalla 19.

$$\epsilon_{ff} = \frac{1}{\left(\frac{1}{F}(2 - F) + (B/\pi)\left(\frac{1}{\epsilon_1} - 1\right)\right)}$$

KAAVA 19

Missä

F = kaavalla 18 laskettu näkyvyys kerroin

B = putkijaon suhde putken halkaisijaan

ϵ_1 = putken emissiivisyys.

Putken emissiivisyytenä ϵ_1 käytettiin arvoa 0,85, mitä pidettiin höyrystinputkille tyypillisenä arvona (15, s. 784) jolloin höyrystinputkien efektiiviseksi emissiivisyydeksi saatiin 0,76.

Sijoittamalla kaavaan 16 edellä lasketut kaasun emissiivisyys 0,150, höyrystimen efektiivinen emissiivisyys 0,76, näkyvyyskerroin 0,894, kaasun lämpötila 1911 K ja keskimääräinen putken lämpötila 463 K ja ratkaisemalla U säteilylämmönsiirtokertoimeksi saatiin 54 W/m²K.

Spiraaliosan säteilylämmönsiirtoteho

Selvittämällä kaavaan 8 spiraaliosan säteilypinta-ala, säteilevän kaasun lämpötila sekä höyrystinputken lämpötila voitiin ratkaista säteilylämmönsiirtoteho. Säteilypinta-alana käytettiin koko tulipesää ympäröivän kierukan sisähalkaisijan rajaaman ympyrän alaa 0,142 m², sillä efektiivisessä höyrystimen emissiivisyydessä otettiin huomioon myös putkien välit. Säteilevän kaasun lämpötilana käytettiin 1911 K:niä ja höyrystinputken lämpötilana 468 K:iä. Spiraaliosan säteilylämmönsiirtotehoksi saatiin 10,61 kW.

3.5.2 Spiraaliosan konvektiivinen lämmönsiirto

Spiraaliosan konvektiivinen lämmönsiirtoteho laskettiin kaavalla 20. Tätä varten täytyi ensin selvittää spiraaliosan konvektiivinen lämmönläpäisykerroin, spiraaliosan putken pinta-ala sekä logaritminen lämpötilaero.

$$\Phi_{\text{spir,konv}} = U_{\text{spir,konv}} * A_{\text{putki}} * F * \Delta T_{\text{lm}} \quad \text{KAAVA 20}$$

Konvektiivinen lämmönläpäisykerroin

Lämmönläpäisykerroin U konvektiivisen lämmönsiirron osalta laskettiin samalla kaavalla 9 kuin säteilylämmönsiirron tapauksessakin. Vain h_u eli ulkopuolinen lämmönsiirtokerroin piti laskea uudestaan konvektiiviselle lämmönsiirrolle kaavalla 21.

$$\alpha_u = \frac{Nu_{\text{nippu}} * \lambda_g}{L} \quad \text{KAAVA 21}$$

missä

Nu_{nippu} = Nusseltin luku korjattuna putkinipulle

λ_g = kaasun lämmönjohtavuus

L = virtaukselle ominainen karakteristinen mitta sylinterin yli (14, s. 74) (kaava 22)

$$L = d_0 * \frac{\pi}{2} \quad \text{KAAVA 22}$$

missä

d_0 = putken ulkohalkaisija.

Sijoittamalla putken halkaisijan yhtälöön sai L arvon 0,027.

Kaavassa 21 oleva termi Nu_{nippu} laskettiin kaavalla 23. Kaava otti huomioon peräkkäisten putkirivien aiheuttaman lämmönsiirron paranemisen. Ilmiössä on kyse siitä, että perässä oleva putkirivi sijaitsee edessä olevan putkirivin jälkipyörteissä.

Pyörteily sekoittaa jäljempänä olevan putkirivin putkien tulopuolen laminaaripintaa parantaen näin lämmönsiirtoa. Lämmönsiirto paranee aina viidenteen putkiriviin saakka. Ilmiöllä ei ole merkitystä höyrystimen spiraalin osalta, sillä se koostuu vain yhdestä putkirivistä, mutta samaa laskumenetelmää käytettiin myöhemmin tulistimelle ja ekonomaiserille.

$$Nu_{nippu} = f_A * Nu_L \quad \text{KAAVA 23}$$

missä

f_A = putkijärjestyskerroin

Nu_L = Nusseltin luku.

Putkijärjestyskerroin f_A lasketaan kaavasta 24. (14, s. 78)

$$f_A = \frac{1 + (n - 1) * f_{A,fl}}{n} \quad \text{KAAVA 24}$$

Missä

n = putkirivin järjestysnumero

$f_{A,fl}$ = korjaustermi tilanteessa, jossa putkirivit ovat linjassa.

Peräkkäin tulipesän yläosaan asennettavat höyrystimen spiraaliosa, tulistimen sekä ekonomaiserin spiraalit voidaan asentaa toisiinsa nähden siten, että putket ovat peräkkäin linjassa tai lomittain. Putkien ollessa lomittain konvektionaalinen lämmönsiirto olisi tehokkaampi, mutta höyrystimen takana olevien tulistin putkien suojaaminen suoralta lämpösäteilyltä katsottiin tärkeämmäksi, joten spiraalikerrokset suunniteltiin asennettavaksi samaan linjaan. Laskennassa tämä näkyi kaavan 24 korjauskertoimessa, jonka laskutapa riippui putkien asemointi valinnasta. Tässä tapauksessa käytettiin siis korjaustermiä linjassa oleville putkireille, (kaava 25).

$$f_{A,fl} = 1 + \frac{0.7}{\psi^{1.5}} * \frac{\left(\frac{b}{a} - 0.3\right)}{\left(\frac{b}{a} + 0.7\right)^2} \quad \text{KAAVA 25}$$

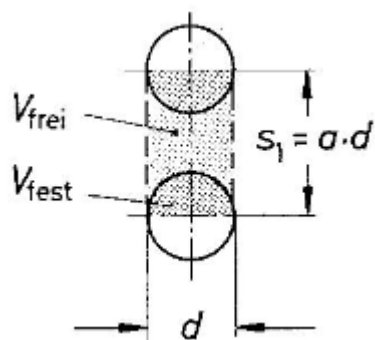
missä

ψ = välitilaosuus, eli lämmönsiirryksikön tilavuuden suhde koko tilavuuteen

a = putkijaon suhde putken halkaisijaan (m)

b = putkirivijaon suhde putken halkaisijaan (m)

Välitilaosuus ψ määritellään kuvan 15 termejä käyttäen V_{frei} suhteena koko tilavuuteen $V_{\text{frei}} + V_{\text{fest}}$. (14, s. 76)



KUVA 15. Lämmönsiirryksikön tilavuuden suhde koko tilavuuteen (14, s. 77)

Kun putkijaon suhde putken halkaisijaan on vähintään yksi, käytettiin välitilaosuuden laskentaan kaavaa 26.

$$\psi = 1 - \frac{\pi}{4 + a_{\text{spir}}}$$

KAAVA 26

missä

a = putkijaon suhde putken halkaisijaan

Välitilaosuudeksi saatiin 0,40. Sijoittamalla saadut arvot yhtälöihinsä saatiin putkijärjestyskertoimeksi f_a yksi, kuten ensimmäisen rivin kohdalla pitikin. Kaavan 23 tekijöistä piti vielä laskea Nusseltin luku Nu_L . Tarkoitusta varten piti selvittää Reynoldsin ja Prandtlin luvut. Prandtl -arvoksi haettiin verkosta työkalulla (11) 0,729 olettaen savukaasun käyttäytyvän kuten ilma ideaalikaasuna. Reynoldsin luku laskettiin kaavalla 27 (14, s. 76).

$$Re = w_{\psi} * \frac{L}{\gamma}$$

KAAVA 27

missä

w_ψ = savukaasun maksiminopeus putkien välissä

L = virtaukselle ominainen karakteristinen mitta

γ = savukaasun kinemaattinen viskositeetti

Oletettiin savukaasun käyttäytyvän ilman tavoin, joten savukaasun kinemaattiseksi viskositeetiksi käytettiin ilman taulukkoarvoa $1,149 \times 10^{-4} \text{ m}^2/\text{s}$ (1) spiraalin yli olevassa savukaasun keskilämpötilassa 954 K. Karakteristinen mitta oli sama 0,027 kuin edellä kaavalla 22 laskettu L. Savukaasun maksiminopeus laskettiin kaavalla 28.

$$w_\psi = \frac{w_0}{\psi} \quad \text{KAAVA 28}$$

missä

w_0 = savukaasun nopeus ennen höyrystimen spiraaliosaa

ψ = välitilaosuus

Välitilaosuutena käytettiin edellä kaavalla 26 laskettua arvoa eli 0,40. Savukaasun nopeus ennen höyrystintä laskettiin kaavalla 29.

$$w_0 = \frac{m_{sk}}{\rho_{sk} A} \quad \text{KAAVA 29}$$

missä

m_{sk} = savukaasun massavirta (kg/s)

ρ_{sk} = savukaasun tiheys (kg/m³)

A = virtauspoikkipinta-ala (m²)

Virtauspoikkipinta-alana käytettiin tulipesän muodostavaa kierukkaosan sisähalkaisijan rajaaman sylinterin poikkipinta-alaa 0,142 m², savukaasun massavirtana aiemmin savukaasulaskujen yhteydessä saatua arvoa 0,04 kg/s. Savukaasun tiheydeksi laskettiin spiraaliosaa edeltävässä savukaasun lämpötilassa (1110 K) 0,310 kg/m³ ja näin savukaasun nopeudeksi w_0 ennen spiraaliosaa 0,92 m/s ja maksiminopeudeksi putkien välissä w_ψ 2,33 m/s.

Reynoldsin luvuksi saatiin 549, joka selvästi viittasi laminaariseen virtaukseen. Koska virtaus oli alikriittisellä alueella ($1 < Re < 103$ ja $0.6 < Pr < 1000$), Nusseltin luku laskettiin kaavalla 30 (14, s. 75) ja sen arvoksi saatiin 14,00.

$$Nu_L = 0.664 * \sqrt{Re} * \sqrt[3]{Pr} \quad \text{KAAVA 30}$$

Nyt voitiin laskea ulkopuolinen lämmönsiirtokerroin kaavalla 21 sijoittamalla savukaasun lämmönjohtavuudeksi 0,0654 W/mK. Lämmönjohtavuus haettiin verkosta työkalulla (11) olettaen savukaasun käyttäytyvän kuten ilma ideaalikaasuna. Konvektiiviseksi lämmönsiirtokertoimeksi saatiin 33,9 W/m²K. Sijoittamalla tämä kaavaan 9 ja ratkaisemalla U, lämmönläpäisykerroimeksi saatiin konvektiivisen lämmönsiirron osalta 32,9 W/m²K.

Putken pinta-ala

Putken pinta-alan selvittämiseen tarvittiin tieto putken pituudesta. Spiraaliksi kierretyn putken pituus voitiin laskea kaavalla 31 (18).

KAAVA 31

$$L(\varphi_0, \varphi_1) = \frac{h}{2\pi} \left(\frac{\varphi_1}{2} * \sqrt{\varphi_1^2 + 1} + \frac{1}{2} \ln \left(\varphi_1 + \sqrt{\varphi_1^2 + 1} \right) - \frac{\varphi_0}{2} \sqrt{\varphi_0^2 + 1} - \frac{1}{2} \ln \left(\varphi_0 + \sqrt{\varphi_0^2 + 1} \right) \right)$$

Missä

$$\varphi_0 = \frac{\pi * D_0}{h}$$

$$\varphi_1 = \frac{\pi * D_1}{h}$$

h = kierroksen paksuus

D₀ = Spiraalin sisähalkaisija

D₁ = Spiraalin ulkohalkaisija

Sijoittamalla yhtälöön kierroksen paksuudeksi 0,0224 m, sisähalkaisijaksi 0 m (oletettiin, että putkea on mahdollista taivuttaa kierteelle spiraalin keskustaankuun saakka) ja ulkohalkaisijaksi 0,425 m saatiin putken pituudeksi 6,4 m.

Nyt putken pinta-ala voitiin laskea kaavalla 32 ja tulokseksi saatiin 0,344 m².

$$A_{putki} = \pi * d_o * L$$

KAAVA 32

missä

d_o = putken ulkohalkaisija

L = putken pituus

Logaritminen lämpötilaero

Virtausten välinen logaritminen lämpötilaero lasketaan kaavalla 33.

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

KAAVA 33

missä

ΔT_1 = savukaasun loppulämpötila - höyryn alkulämpötila

ΔT_2 = savukaasun alkulämpötila - höyryn loppulämpötila

Höyryn alku ja loppulämpötilana pidettiin höyrystymislämpötilaa 468 K:iä, savukaasun lämpötilana ennen höyrystimen spiraaliosaa 1110 K:niä ja savukaasun lämpötilana spiraaliosan jälkeen 798 K:niä jolloin logaritminen lämpötilaero oli 469 K. Korjauskertoimeksi F tuli 1. Kerroin haettiin kuvan 16 diagrammista käyttäen apuna kaavoja 34 ja 35 laskettujen parametrien avulla, joskin oli huomattava, ettei menetelmä soveltunut hyvin tilanteeseen, jossa höyrystimen lämpötila pysyi muuttumattomana.

$$R = \frac{T_{1,in} - T_{1,out}}{T_{2,out} - T_{2,in}}$$

KAAVA 34

$$P = \frac{T_{2,out} - T_{2,in}}{T_{1,in} - T_{2,in}}$$

KAAVA 35

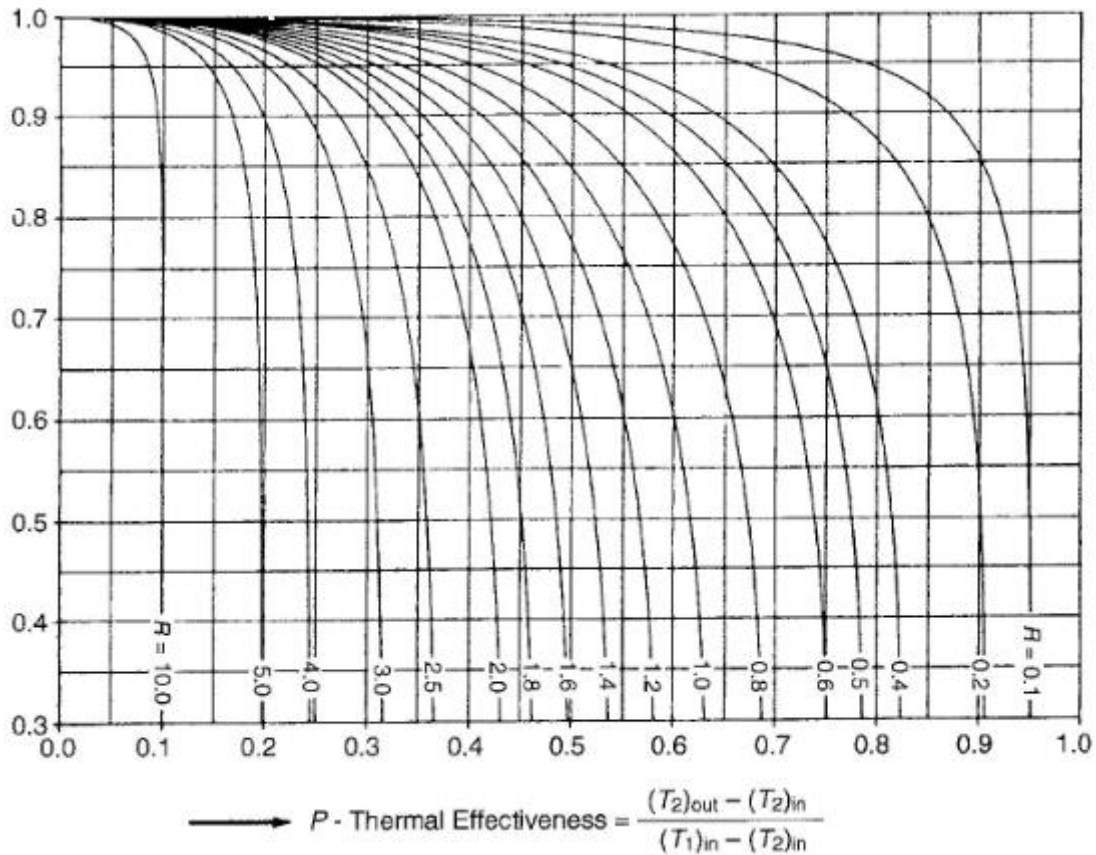
missä

$T_{1,in}$ = höyryn alkulämpötila

$T_{1,out}$ = höyryn loppulämpötila

$T_{2,in}$ = savukaasun alkulämpötila

T_{2, in} = savukaasun loppulämpötila



KUVA 16. Korjaustermien määrittäminen ristivirtalämmönsiirtimelle, yksi putkirivi, ei virtausten sekoittumista (15, s. 373)

Höyrystimen spiraaliosan lämmönsiirtoteho

Sijoittamalla edellä lasketut arvot kaavaan 20 spiraaliosan konvektiiviseksi lämmönsiirtotehoksi saatiin 5,3 kW. Yhdistämällä tämä säteilylämmönsiirtotehon kanssa kokonaislämmönsiirtotehoksi spiraaliosalle saatiin 15,9 kW.

3.5.3 Höyrystimen kierukkaosan laskenta

Höyrystimen mittojen ja lämmönsiirtotehojen ollessa tiedossa seuraavaksi selvittävänä oli, kuinka korkeaksi höyrystimen kierukkaosa muodostuisi. Sen laskeminen onnistui ratkaisemalla kaavasta 36 pinta-ala A_{coil} ja siitä edelleen korkeus, kun säteilypintana toimivan sylinterin omaisen pinnan sisähalkaisija oli tiedossa.

$$\Phi_{\text{coil,säteily}} = U_{\text{coil,säteily}} * A_{\text{coil}} * \Delta T$$

KAAVA 36

Höyrytimen kokonaislämmönsiirtotehoksi oli aiemmin laskettu 60,1 kW (taulukko 4), joten vähentämällä tästä spiraaliosan lämmönsiirtoteho 15,9 kW, saatiin kierukka-osalta vaadittavaksi lämmönsiirtotehoksi $\Phi_{\text{coil,säteily}}$ 44,2 kW.

Lämmönläpäisykerroin $U_{\text{coil,säteily}}$ laskettiin kaavalla 9 samalla tavalla kuin spiraaliosan yhteydessä. Koska kierukan putkijako oli tiuhempi ja veden lämpötila oli eri, piti sisäpuolinen ja ulkopuolinen lämmönsiirtokerroin laskea uudestaan.

Sisäpuolinen lämmönsiirtokerroin

Reynoldsin luvun laskemiseksi selvitettiin ensin veden keskimääräinen nopeus höyrytinputkessa kaavalla 11. Veden massavirtana m oli 0,03 kg/s, veden tiheys (veden keskilämmössä 463K) 876,36 kg/m³ ja virtauksen poikkipinta-ala 0,00010 m², jolloin virtausnopeudeksi saatiin 0,3 m/s.

Reynoldsin luvuksi kaavalla 12 laskettiin 23606, joka viittasi turbulenttiseen virtaukseen. Veden kinemaattisena viskositeettina käytettiin 1.620×10^{-7} m²/s (veden keskilämmössä 463 K).

Prandtl luvuksi saatiin 0,94 käyttäen laskentaan veden ominaislämpökapasiteettina 4,445 kJ/kgK ja lämmönjohtavuutena 0,6690 W/mK. Lämpötilana käytettiin veden keskilämpötilaa 463 K. Nusseltin luvuksi saatiin kaavaa 14 käyttäen 70,8.

Nyt voitiin laskea sisäpuolinen lämmönsiirtokerroin kaavalla 37.

$$h_s = \frac{Nu \lambda}{d_{\text{putki_sisä}}} * F_{\text{helical}}$$

KAAVA 37

missä

Nu = Nusseltin luku

λ = höyryn lämmönjohtavuus

$d_{\text{putki_sisä}}$ = putken sisähalkaisija

F_{helical} = korjaustermi

Veden ominaislämpökapasiteetti, kinemaattinen viskositeetti ja lämmönjohtavuus haettiin verkosta työkalulla (11) veden keskilämmössä 463 K. Kaavassa esiintyvä termi $F_{helical}$ huomioi kierukkalämmönsiirtimen paremman lämmönsiirtokyvyn suoraan putkeen verrattuna. Ilmiö johtuu kierukassa kehittyvästä kaksoisvirtauksesta, joka vaikuttaa lämmönsiirto ominaisuuksiin. $F_{helical}$ laskettiin kaavalla 38. (12, s. 10.)

$$F_{helical} = 1 + 3.6 \left[1 - \frac{r_i}{R_c} \right] \left(\frac{r_i}{R_c} \right)^{0.8} \quad \text{KAAVA 38}$$

missä

r_i = putken sisäsäde

R_c = kierukan säde (keskilinjalta)

Korjaustermiä voidaan käyttää, mikäli on voimassa $2 \times 10^4 < Re < 1,5 \times 10^5$ ja kun $5 < R_c/r_i < 84$. Suhde R_c/r_i oli 39,7, joten ehdot täyttyivät ja korjaustermin arvoksi tuli 1,185. Sisäpuoliseksi lämmönsiirtokerroimeksi laskettiin 4921 W/m²K.

Ulkopuolinen säteilylämmönsiirtokerroin ja lämmönläpäisykerroin.

Höyrystimen kierukkaosaan ei konvektiivisella lämmönsiirrolla katsottu olevan merkittävää osaa säteilylämmönsiirtoon verrattuna. Säteilylämmönsiirto laskettiin vastaavasti kuin höyrystimen spiraaliosalle. Tulokset spiraaliosalta eivät suoraan olleet käyttökelpoisia, sillä kierukkaosan putkijako on tiheämpi kuin spiraaliosan. Tiheämpään jakoon päädyttiin, koska putkien haluttiin suojaavan tulipesän vaippaa mahdollisimman hyvin suoralta lämpösäteilyltä. Putkien väliseksi tyhjäksi tilaksi valittiin 3 mm, jolloin putkijaon suhteeksi putken halkaisijaan tuli 1,17. Tämä täyttää standardin vaatimukset peittävästä putkiverhosta, jota käsiteltiin kaavan 18 käsittelyn yhteydessä. Höyrystimen kierukkaosan efektiivinen emissiivisyys laskettiin uudestaan ja nyt arvoksi saatiin 0,85. Näkyvyyskerroimen F arvoksi tuli 0,946. Kaasun emissiivisyytenä käytettiin aiemmin spiraalin yhteydessä laskettua arvoa 0,150. Kaasun lämpötilalla 1911 K ja veden keskilämpötilalla 463 K säteilylämmönsiirto kertoimeksi saatiin 63 W/m²K. Lämmönläpäisykerroimen arvoksi kaavasta 9 laskettiin 60,9 W/m²K.

Savukaasun lämpötila kierukkaosan jälkeen

Savukaasun lämpötila kierukan jälkeen laskettiin kuten luvussa 3.4 laskettiin savukaasun lämpötila höyrystimen, ekonomaiserin ja tulistimen jälkeen. Kaavassa 7 tehona käytettiin nyt höyrystimen kierukkaosan lämmönsiirtotehoa 44,2 kW. Lämpötilaksi saatiin 1110 K.

Logaritminen lämpötilaero

Kaavassa 36 oleva ΔT laskettiin logaritmisena lämpötilaerona käyttäen kaavaa 33 myötävirta muodossaan. Nyt ΔT_1 laskettiin vähentämällä kaasun loppulämmöstä 1110 K höyrystinputken loppulämpötila 468 K ja vastaavasti ΔT_2 laskettiin vähentämällä kaasun alkulämmöstä 1911 K höyrystin putken alkulämpötila 458 K. Logaritmiseksi lämpötilaeroksi saatiin 993 K.

Höyrystimen kierukan korkeus

Ratkaisemalla kaavasta 36 A_{coil} , voitiin laskea kierukan lämmönsiirtotehoa vastaavaksi säteilypinta-alaksi 0,741 m². Kun saatu pinta-ala jaettiin putkikierukan sisähalkaisijan määrittämällä ympyräkehän pituudella 1,368 m, saatiin kierukan korkeudeksi 0,542 m.

3.6 Tulistimen mitoitus

Tulistimen mitoituksen lähtökohtana oli laskea tarvittavan tulistinputken pituus, kun tarvittava tulistimen lämmönsiirtoteho oli tiedossa. Tämä toteutettiin laskeamalla ensin, paljonko lämmönsiirtotehoa saatiin yhdestä tulistimen spiraalikerroksesta. Jakamalla tarvittava lämmönsiirtoteho tulistin spiraalin lämmönsiirtoteholla saatiin selville, montako kerrosta tulistinspiraaleja tarvittaisiin. Spiraalin geometria pidettiin analogisena höyrystimen spiraaliosan kanssa.

Laskenta oli varsin yhteneväinen kattilan spiraaliosan kanssa, joten laskentasuukien keskeisimmät parametrit ja tulokset on kerätty taulukoihin 13 - 16.

TAULUKKO 13. Sisäpuolinen lämmönsiirtokerroin

Vesihöyryn keskimääräinen nopeus putkessa		46,4	m/s
kun	höyryn massavirta	0,03	kg/s
	höyryn tiheys	6,33	kg/m ³
	virtaus poikkipinta-ala	0,0001	m ²
	höyryn keskilämpötila	509	K
Reynoldsin luku		193121	
kun	putken sisähalkaisija	0,0114	m
	kinemaattinen viskositeetti	2,741x10 ⁻⁶	m ² /s
Prandtl luku		1,02	
kun	höyryn ominaislämpökapasiteetti	2,405	kJ/kgK
	höyryn lämmönjohtavuus	0,041	W/mK
Nusseltin luku		589,6	
Sisäpuolinen lämmönsiirtokerroin		2108	W/m ² K

TAULUKKO 14. Ulkopuolinen lämmönsiirtokerroin

Savukaasun nopeus ennen tulistinta		0,64	m/s
kun	savukaasun tiheys	0,447	kg/m ³
	savukaasun lämpötila	798	K
	virtauksen poikkipinta-ala	0,142	m ²
Savukaasun maksimi virtausnopeus putkien välissä		1,62	m/s
kun	välitilaosuus	0,40	
	putkijaon suhde putken halkaisijaan	1,3	
Reynoldsin luku		586	
kun	karakteristinen mitta	0,027	
	kinemaattinen viskositeetti	7,471x10 ⁻⁵	m ² /s
	savukaasun keskimääräinen lämpötila	737	K
Prandtl luku		0,717	
Nusseltin luku		14.384	
kun	NU _{nippu}	19.38	
	putkirivin järjestysnumero	2	
	f _{A,fl}	1,695	
	f _A	1,347	
ulkopuolinen lämmönsiirtokerroin		38,4	W/m ² K
kun	savukaasujen lämmönjohtavuus	5,359x10 ⁻²	W/mK

TAULUKKO 15 Lämmönläpäisykerroin

Lämmönläpäisykerroin		36,5	W/m ² K
kun	putken ulkopuolinen pinta-ala	0,054	m ²
	putken sisäpuolinen pinta-ala	0,036	m ²
	putken keskimääräinen pinta-ala	0,044	m ²
	putken paksuus	0,0029	m
	nokikerroksen paksuus	0,001	m
	teräksen lämmönjohtavuus	51	W/mK
	noen lämmönjohtavuus	1,59	W/mK
	sisäpuolinen lämmönsiirtokerroin	2108	W/m ² K
	ulkopuolinen lämmönsiirtokerroin	38,4	W/m ² K

TAULUKKO 16 Tulistin spiraalin lämmönsiirtoteho

Tulistin spiraalin lämmönsiirtoteho		2,76	kW
kun	lämmönläpäisykerroin	36,5	W/m ² K
	putken pinta-ala	0,344	m ²
	logaritminen lämpötilaero	227	K
	korjaustermi F (P= 0,4 ja R=0,7)	0,97	

Tarvittava tulistimen lämmönsiirtoteho 5,9 kW jaettiin tulistimen spiraalin lämmönsiirtoteholla 2,8 kW, jolloin saatiin tulokseksi 2,1. Kaksi spiraalikerrosta tulistimelle olisi riittävä.

3.7 Ekonomaiserin mitoitus

Ekonomaiserin laskenta oli täysin yhtenevä tulistimen mitoituksen kanssa, joten vain laskennan keskeisimmät parametrit ja tulokset kerättiin taulukoihin 17 - 20.

TAULUKKO 17. Sisäpuolinen lämmönsiirtokerroin.

Veden keskimääräinen nopeus putkessa		0,3	m/s
kun	veden massavirta	0,03	kg/s
	veden tiheys	917,7	kg/m ³
	virtaus poikkipinta-ala	0,0001	m ²
	veden keskilämpötila	423 K	K
Reynoldsin luku		18320	
kun	putken sisähalkaisija	0,0114	m
	kinemaattinen viskositeetti	1,99x10 ⁻⁷	m ² /s
Prandtl luku		1,15	
kun	veden ominaislämpökapasiteetti	4,307	kJ/kgK
	höyryn lämmönjohtavuus	0,6827	W/mK
Nusseltin luku		94,0	
Sisäpuolinen lämmönsiirtokerroin		5628	W/m ² K

TAULUKKO 18. Ulkopuolinen lämmönsiirtokerroin

Savukaasun nopeus ennen tulistinta		0,56	m/s
kun	savukaasun tiheys	0,515	kg/m ³
	savukaasun lämpötila	676	K
	virtauksen poikkipinta-ala	0,142	m ²
Savukaasun maksimi virtausnopeus putkien välissä		1,41	m/s
kun	välitilaosuus	0,40	
	putkijaon suhde putken halkaisijaan	1,3	
Reynoldsin luku		730	
kun	karakteristinen mitta	0,027	
	kinemaattinen viskositeetti	5,199x10 ⁻⁵	m ² /s
	savukaasun keskimääräinen lämpötila	577	K
Prandtl luku		0,709	
Nusseltin luku		16.0054	
kun	NU _{nippu}	24,750	
	putkirivin järjestysnumero	5	
	f _{A,fl}	1,683	
	f _A	1,546	
ulkopuolinen lämmönsiirtokerroin		41,5	W/m ² K
kun	savukaasujen lämmönjohtavuus	4,531x10 ⁻²	W/mK

TAULUKKO 19 Lämmönläpäisykerroin.

Lämmönläpäisykerroin		39,9	W/m ² K
kun	putken ulkopuolinen pinta-ala	0,054	m ²
	putken sisäpuolinen pinta-ala	0,036	m ²
	putken keskimääräinen pinta-ala	0,044	m ²
	putken paksuus	0,0029	m
	nokikerroksen paksuus	0,001	m
	teräksen lämmönjohtavuus	51	W/mK
	noen lämmönjohtavuus	1,59	W/mK
	sisäpuolinen lämmönsiirtokerroin	2108	W/m ² K
	ulkopuolinen lämmönsiirtokerroin	38,4	W/m ² K

TAULUKKO 20 Tulistin spiraalin lämmönsiirtoteho

Tulistin spiraalin lämmönsiirtoteho		0,432	kW
kun	lämmönläpäisykerroin	39,9	W/m ² K
	putken pinta-ala	0,344	m ²
	logaritminen lämpötilaero	45	K
	korjaustermi F (P= 0,4 ja R=2,4)	0,7	

Tarvittava ekonomaiserin lämmönsiirtoteho 9,2 kW jaettiin tulistimen spiraalin lämmönsiirtoteholla 0,432 kW, jolloin saatiin tulokseksi 13,5. Näin ollen 14 spiraali kerrosta tulistimelle olisi riittävä.

3.8 Kattilan mitoitus ilman ekonomaiseria

Kattilan mitoituslaskenta toistettiin kattilalle, jossa ei ole ekonomaiseria. Muutoin lähtöarvot olivat samat molemmissa tapauksissa. Muutoksella oli höyrystimen lämmönsiirtotehoa kasvattava vaikutus. Höyrystimen ja tulistimen lämpötilat ja lämmönsiirtotehot taulukossa 21.

TAULUKKO 21: Höyrystimen ja tulistimen tiedot

Vesipiiri							teho
	T _{tulo} °C	T _{tulo} K	h _{tulo} kJ/kg	T _{lähtö} °C	T _{lähtö} K	h _{lähtö} kJ/kg	
Höyrystin:	114	387	479	195	468	2789	69.3
Tulistin:	195	468	2789	277	550	2984	5.9

Poistamalla ekonomaiseri, kattilan rakenne yksinkertaistui, mutta samalla tulistimen koko kasvoi merkittävästi, sillä höyrystimen jälkeiset savukaasut olivat nyt kylmempiä kuin alkuperäisessä kokoonpanossa. Höyrystimen korkeudeksi tuli 70 cm, ja tulistin vaati 22 spiraalikerrosta eli tulistimen korkeudeksi tuli 76 cm.

3.9 Putken seinämän vähimmäis paksuus

Standardi SFS-EN 12952-3 (9, s. 142) asettaa taivutetuille vesikattilaputkille vähimmäisvaatimukset seinämäpaksuudelle sekä ulko- että sisätaipeelle. Putken halkaisijan ollessa alle 80 mm ei seinämän vähimmäis paksuutta sisätaipaleelle tarvitse laskea. Putken ulkotaipaleen vähimmäispaksuus saadaan kaavasta 39.

$$e_{to'} = e_{cto} + c_1 + c_2 \quad \text{KAAVA 39}$$

missä

$e_{to'}$ = vaadittu seinämäpaksuus käyrän ulkosyrjällä lisien kanssa

e_{cto} = Vaadittu seinämäpaksuus käyrän ulkosyrjällä ilman lisiä

c_1 = ottaa huomioon valmistuksen alitoleranssin

c_2 = ottaa huomioon seinämän ohenemisen korroosion vuoksi

Kattilan olosuhteet tulkittiin pääosin täyttävän standardin ehdon, jonka mukaan joka puolelta lämmitetyille putkille, joiden halkaisija on alle 45 mm, voidaan c_1 jättää nolaksi. Kattilassa on vaativat olosuhteet putkistolle, joten valitaan kertoimeksi c_2 1 mm. e_{cto} lasketaan kaavalla 40.

$$e_{cto} = e_{ct} \frac{\frac{2r_b}{d_o} + 0,5}{\frac{2r_b}{d_o} + 1} \quad \text{KAAVA 40}$$

missä

e_{ct} = suoralle putkelle vaadittu vähimmäis seinämäpaksuus

r_b = putkikäyrän taivutus säde

d_o = ulkohalkaisija

Suoran putken vaadittu vähimmäis seinämäpaksuus saadaan kaavasta 41.

$$e_{ct} = \frac{p_c d_o}{2f + p_c}$$

KAAVA 41

missä

p_c = laskentapaine

d_o = ulkohalkaisija

f = suunnittelujännitys.

Vaadituksi seinämäpaksuudeksi ulkotaipaleella e_{to} saatiin 0,9 mm. Toisaalta suoralle putkelle asetetaan vähimmäiseinämäpaksuudeksi 1,7 mm (ilman lisiä), kun putken halkaisija on pienempi kuin 38 mm. Kun tähän huomioidaan 1 mm:n lisä korroosion varalta, vähimmäiseinämäpaksuudeksi saadaan 2,7 mm.

4 JOHTOPÄÄTÖKSET

Tehtävänä oli tutkia, voidaanko annettuun tilaan annetuilla lähtötiedoilla mahduttaa vesiputki-tyyppinen kattila. Lyhyt vastaus tulosten valossa olisi kyllä, mutta ennen kattilan rakentamiseen ryhtymistä on mietittävä montaa yksityiskohtaa lähtötiedoista alkaen. Toisaalta vasta prototyypin rakentamisen jälkeen voidaan todeta mitoituksen onnistuminen.

4.1 Mitoituksen tulos

Mitoituksen tuloksista oleellisin oli kattilan putkiston viemä tila korkeussuunnassa. Taulukkoon 22 on kerätty kattilakomponenttien tarvitsemat tilat.

TAULUKKO 22. Kattilakomponenttien viemä tila korkeussuunnassa

komponentti	Korkeus [cm]	
	Versio 1	Versio 2
Ekonomaiseri	47	-
Höyrystin	54	70
Tulistin	7	77
Yhteensä	108	147

Kun ekonomaiseri jätetään pois, kattilan tarvitsema kokonaistila kasvaa merkittävästi. Liitteessä 2 on version 1 mukainen hahmotelma kattilan putkistosta.

4.2 Toteutuksessa huomioitavaa

Läpivirtauskattilan valinta kattilatyypiksi asettaa laitteiston toimintaan liittyviä haasteita, jotka täytyy toteutusvaiheessa huomioida. Läpivirtauskattila vaatii toimiakseen puhtaampaa vettä kuin muut kattilatyypit. Kattilaveden käsittelyyn täytyy kiinnittää huomiota, ja tämä nostaa osaltaan kustannuksia.

Työssä ei otettu kantaa kattilan materiaalivalintoihin lukuun ottamatta itse kattilaputkistoa. Kattilaputkiston mitoitukseen merkittävästi vaikuttava materiaalivalinta

on kattilan tulipesän ympärille tuleva eriste ja sen paksuus. Mikäli kattila ei tarvitse niin paksua eristettä kuin tässä työssä on oletettu, voidaan tulipesän halkaisijaa kasvattaa ja kattilan korkeutta vastaavasti pienentää.

Poltintyyppi on tässä työssä ajateltu kuvan 17 tyyppistä ratkaisua, jossa asennus tapahtuu kattilan sivusta ja palaminen on suunnattu ylöspäin. Vaihtoehtoisesti palotilaan voisi asentaa reflektorin suuntaamaan vaaka liekki ylös. Etuna ratkaisussa olisi laajempi valikoima polttimia. Kattilan kylkeen asennettavien polttimien ongelmana on, että se ei mahdu kokonaan laitteistolle varattuun kehikkoon.



KUVA 17. Kattilan kylkeen asennettava alapoltto pellettipoltin (19)

Vaihtoehto palotilan kylkeen asennettavalle polttimelle voisi olla kuvan 18 kaltainen ratkaisu, jossa poltin on sijoitettu ylös. Tällöin kattilan vesikierto pitäisi kylläkin suunnitella kokonaan uusiksi.



KUVA 18. Kattilaratkaisu, jossa poltin on sijoitettu ylös (20).

Polttimeen liittyy sijainnin lisäksi toinenkin ongelma. Mikäli höyrykoneen hyötysuhdetta ei saada parannettua, tulee polttimesta suurikokoinen ja kallis komponentti. Toisaalta molemmat esitellyt poltintyytit myös ratkaisevat ongelmia integroituine arinoineen, polttoautomaatiikoillaan ja automaattipuhdistuksineen.

Yksi työn tavoitteista oli löytää kattilaratkaisu, joka on helppo pitää puhtaana. Tähän tavoitteeseen ei päästy, sillä tiuhalla kiepillä oleva kierukka ja varsin tiukat putkispiraalit eivät ole helppoja pitää puhtaana. Ratkaisu puhtaanapito-ongelmaan voisi olla yhde tai huoltoluukku, jonka kautta kattilaan voidaan johtaa paineella vettä tai kuumaa höyryä. Jälkimmäinen ei ilman eri järjestelyitä onnistune, sillä läpivirtauskattilassa ei ole lieriöitä tai muuta säiliötä varastoimassa höyryä.

Kattilaan asennettavan Sulzer-pullon on ajateltu sijoittuvan kattilan ulkovaipan ja tulipesän vaipan väliin kattilan kulmaan, mutta pullon oikeasti viemää tilaa ei selvitetty tämän työn puitteissa.

Kattilan palotilan muotoilulla voitaneen parantaa ekonomaisemmin lämmönsiirtotehoa nostamalla savukaasujen nopeutta tulipesän yläosaa kaventamalla. Myös tarvittavan hormin koko täytyy mitoittaa.

Läpivirtauskattilan käynnistyksen ja sammutuksen ohjaus kannattaa miettiä huolella. Esimerkki läpivirtauskattilan käynnistyksen hallinnasta löytyy kirjasta Steam (21, s. 19 - 21). Virtauksen voisi käynnistyksen yhteydessä ohjata tulistimelta paineenalennusventtiilin kautta lauhduttimelle ja takaisin kiertoon, kunnes höyrystin on riittävän lämmin. Kierrättämällä vesi tulistinta myöten käynnistysvaiheessa varmistetaan putkiston tasainen lämpiäminen.

Läpivirtauskattilan höyrystimeen liittyy kuivaksi kiehumisen eli lämmönsiirtokriisin riski. Ilmiössä vesiputken sisäpinnalla oleva vesifilmi irtoaa ja tilalle tulee höyryä, jolla on huonompi lämmönsiirtokerroin. Tällöin paikallisesti putken lämpötila saattaa nousta hyvin korkealle aiheuttaen pahimmillaan putken rikkoontumisen. Kuivaksi kiehumiseen vaikuttavia tekijöitä ovat massavirta, fluidin paine, höyryosuus, putkiston geometria sekä epäsäännöllisyydet. Tärkeä tekijä on lämpövuoto; jos se on alhainen, lämmönsiirtokriisiä ei tapahdu kuin korkeilla höyryosuuksilla. Höyrystimen kriittinen lämpövuoto ja maksimi höyryosuus kannattaa selvittää ennen kattilan rakentamista. Aihetta on käsitelty mm. kirjassa Steam, its generation and use (21, s. 5-1 – 5-7).

Läpivirtauskattilan toiminta on täysin syöttövesipumpun varassa, joten sen valintaan kannattaa kiinnittää huomiota. Pumpun täytyy saavuttaa kohtuullisen korkea paine pieneen laitteistoon nähden vesikierron painehäviöt voittaen silti kuluttamatta paljoa energiaa. Väärällä syöttövesiratkaisulla saatetaan kuluttaa merkittävä osa höyrykoneella tuotetusta sähköstä. Syöttövesiratkaisua miettiessä kannattaa harkita injektorin käytön etuja käynnistyksen ja käytön aikana.

5 YHTEENVETO

Työn tavoitteena oli tutkia, oliko löydettävissä vesiputkikattilarakenne, joka annetuilla lähtötiedoilla täyttää asetetut teho- ja kokovaatimukset. Edelleen vaatimuksena oli kompakti koko ja edullisuus. Yksinkertaisuuden ja edullisuuden vaatimukseen vastattiin valitsemalla kattilatyyppiä läpivirtauskattila. Kattilan lämmönsiirtimien perusratkaisuiksi valittiin putkikierukka ja monikerroksiset putkispiraalipakat. Ratkaisulla oli mahdollista saada pieneen tilaan suuri määrä putkea ja siten paljon lämmönsiirtopinta-alaa.

Työ aloitettiin kartoittamalla aihepiiriin liittyvää kirjallisuutta sekä etsimällä tietoa internetistä. Lukuisten löydettyjen lähteiden kautta muodostui kuva höyrykattilatekniikan kehityksestä ja teknisistä ratkaisuista kuten myös suunnitteluun liittyvistä vaiheista. Vaikka höyrykattilat ja -koneet ovat vanhaa teknologiaa, myös uutta tutkimustietoa oli saatavilla. Työhön pyrittiin poimimaan höyrykattilan termodynaamisen suunnittelun peruseräiteiden lisäksi myös valitun kattilan erityispiirteitä kuten putkispiraalin ja -kierukan vaikutuksia lämmönsiirtoon.

Yksinkertaisesta peruseräiteestä huolimatta höyrykattila osoittautui haasteelliseksi suunnittelukohteeksi. Vaikeusaste kasvaa nopeasti mitä yksityiskohdaisemmin liekin, savukaasujen, veden ja höyryn mallintamisen haluaa tehdä.

Työssä toteutettu mitoitus sisältää paljon yksinkertaistuksia ja yleistyksiä, joten vasta prototyypin rakentamisen jälkeen selviää, miten lähelle oikeaa mitoitusta tässä työssä päästiin. Identtisten spiraalien käyttö höyrystimessä, tulistimessa ja ekonomaiserissa on esimerkki mitoitusyksinkertaistuksesta. Vaihtoehtoisessa ratkaisussa voisi höyrystimen spiraalin osuuden laittaa kahteen kerrokseen ja putket limittäin. Tällä tavoin tulistimen putket olisivat paremmin suojassa suoralta säteilyltä ja höyrystimestä tulisi matalampi. Asentamalla myös tulistimen ja ekonomaiserin putket limittäin konvektiivinen lämmönsiirto kasvaisi.

Työn tulos sellaisenaan on spekulatiivinen, sillä kattilan perässä olevan höyrykoneen tiedot olivat mitoitusyksinkertaistuksesta puutteelliset, ja kattila jouduttiin lopulta mitoittamaan osittain arvausten varassa. Työ antaa kuitenkin työkalut, joilla mitoitus on helppo toistaa, kun höyrykoneen lopulliset tiedot ovat saatavilla.

LÄHTEET

1. Teir, Sebastian 2003. Steam boiler technology, 2nd Edition. Helsinki: Picaset Oy.
2. Huhtinen, Markku – Kettunen, Arto – Nurminen, Pasi – Pakkanen, Heikki 1994. Höyrykattilatekniikka. Helsinki: Painatuskeskus.
3. Näretie V. – Arpalahti, Esko 1981. Höyrytekniikka, Kattilat ja koneet. Keuruu: Otava.
4. Vapon puupelletti – ominaisuudet ja laatukriteerit. 2013. Vapo Oy. Saatavissa: http://www.vapo.fi/filebank/1465-Puupelletti_ominaisuudet_ja_laaturit.pdf. Hakupäivä 25.2.2017.
5. Kärmeniemi, Henri 2006. Sulakaasutustutkimuslaitteiston suunnittelu ja testaus. Diplomityö. Lappeenranta: Lappeenrannan teknillinen yliopisto.
6. Arimax biolämpöopas. 2005. Thermia Oy. Saatavissa: <http://onninen.pro-cus.fi/documents/original/12504/7/1/pellettiopas.pdf> Hakupäivä: 25.2.2017.
7. Ylimartimo, Susanna 2016. Omakotitalokohtaisen mikro-CHP-laitoksen höyrykattila: Suunnittelu ja mitoitus. Opinnäytetyö. Oulu: Oulun ammattikorkeakoulu, energiatekniikan koulutusohjelma.
8. Material data sheet. 2011. ThyssenKrupp. Saatavissa: http://www.s-k-h.com/media/de/Service/Werkstoffblaetter_englisch/Kesselrohre_ASTM/ASTM_A106_Ts_engl.pdf. Hakupäivä 2.3.2017.
9. SFS-EN 12952-3. 2012. Vesiputkikattilat ja niihin liittyvät laitteistot. Osa 3: Paineen alaisten osien suunnittelu ja laskenta. Helsinki: Suomen standardoimisliitto SFS.
10. Saumattomat kattilaputket, hiiliteräs. Onninen. Saatavissa: http://onninen.pro-cus.fi/catalog/202891/TER%C3%84SPUTKI%20SAUMATON%20EN%2010216-2_FIN1.html. Hakupäivä: 4.3.2017.

11. Einige ingenieurwissenschaftliche Werte online. Berndt Wischnewski. Saatavissa: <http://www.peacesoftware.de/einigewerte/> Hakupäivä: 1.3.2017.
12. Lazova, Marija – Huisseune, Henk – Kaya, Alihan – Lecompte, Steven – Kosmadakis, George – De Paepe, Michel 2016. Performance Evaluation of a Helical Coil Heat Exchanger Working under Supercritical Conditions in a Solar Organic Rankine Cycle Installation. Saatavissa: <http://www.mdpi.com/1996-1073/9/6/432/pdf>. Hakupäivä 10.4.2017.
13. Raiko, Risto – Saastamoinen, Jaakko – Hupa, Mikko – Kurki-Suonio, Ilmari 2002. Poltto ja Palaminen. Jyväskylä: Gummerus Kirjapaino Oy.
14. Wagner, Walter 1994. Lämmönsiirto. Helsinki: Painatuskeskus.
15. Hewitt, G. F. – Shires, G. L. – Bott, T. R. 1994. Process heat transfer. Boca Raton, Florida, Yhdysvallat: CRC Press Inc.
16. Naphon, Paisarn – Suwagrai, Jamnean 2006. Effect of curvature ratios on the heat transfer and flow developments in the horizontal spirally coiled tubes. Saatavissa: https://www.researchgate.net/publication/222685416_Effect_of_curvature_ratios_on_the_heat_transfer_and_flow_developments_in_the_horizontal_spirally_coiled_tubes. Hakupäivä: 1.3.2017
17. Jokilaakso, Ari 1987. Virtaustekniikan, lämmönsiirron ja aineensiirron perusteet 496. Hämeenlinna: Karisto Oy.
18. Roll length calculator. 2012. Iacopo Giangrandi . Saatavissa: <http://www.giangrandi.ch/soft/spiral/spiral.shtml>. Hakupäivä 10.03.2017.
19. Bequem pellettipoltin. 2017. L-tuotanto Oy. Saatavissa: https://www.l-tuotanto.fi/epages/tuotanto.sf/fi_FI?ObjectPath=/Shops/20110617-11092-45331-1/Products/%22BeQuem%2040%22. Hakupäivä 20.3.2017.
20. Sunmachine: Pellet-BHKW mit Stirlingmotor. 2009. BHKW-Prinz.de. Saatavissa: <http://www.bhkw-prinz.de/sunmachine-pellet-bhkw-mit-stirlingmotor/141> Hakupäivä: 25.2.2017.

21. Tomei, Gregory L. 2015. Steam / its generation and use. 42nd edition. Charlotte, North Carolina, USA: The Babcock & Wilcox Company.

326
327
328
329
330
331
332
333
334
335
336
337
338
339
340
341
342
343
344
345
346
347
348
349
350
351
352
353
354
355
356
357
358
359
360
361
362
363
364
365
366
367
368
369
370
371
372
373
374
375
376
377
378
379
380
381
382
383
384
385
386
387
388
389
390
391
392
393
394
395
396
397
398
399
400
401
402
403
404
405
406
407
408
409
410
411
412
413
414
415
416
417
418
419
420
421
422
423
424
425
426
427
428
429
430
431
432
433
434
435

Lasketaan lämmänsäilykerrain

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_{\text{sisäilä}}}{\lambda_{\text{sisäilä}}} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{\delta_{\text{ulkoilä}}}{\lambda_{\text{ulkoilä}}} + \frac{1}{\alpha_2} \quad [35, r. 151]$$

ainos

$$\delta_{\text{sisäilä}} = \frac{\delta_2 - \delta_1}{\ln\left(\frac{\delta_2}{\delta_1}\right)}$$

α_1	0,054 m ²	putken ulkupuolinen pintala-ala per pituusmetri	
α_2	0,036 m ²	putken sisäpuolinen pintala-ala per pituusmetri	
α_m	0,044	korkeimääräinen pintala-ala per pituusmetri	
r_{putki}	0,0029 m	putken pakkaus	
r_{saki}	0,001 m	näki korroksen pakkaus	
$\lambda_{\text{sisäilä}}$	51 W/mK	Teräksen lämmänsäilykerrain	
λ_{putki}	1,59 W/mK	Näen lämmänsäilykerrain	Oletus: käytetty hiilon lämmänsäilykerrain
λ_2	6299	sisäpuolinen lämmänsäilykerrain	
λ_1	33,9	ulkupuolinen lämmänsäilykerrain	
η/U	0,030428		
U_{spiraali}	32,9 W/m²K		

Lasketaan spiraalin putkipakkaus

Lasketaan putken pituus spiraalin aralta

Tarkko kaava spiraalin pituudelle

$$L(\text{putki}) = \frac{h}{2\pi} \left(\frac{\varphi_2}{2} + \sqrt{\varphi_2^2 + 1} + \frac{1}{2} \ln \left(\varphi_2 + \sqrt{\varphi_2^2 + 1} \right) - \frac{\varphi_1}{2} \sqrt{\varphi_1^2 + 1} - \frac{1}{2} \ln \left(\varphi_1 + \sqrt{\varphi_1^2 + 1} \right) \right) \quad [37]$$

ainos

$$\varphi_2 = \frac{\pi + \delta_2}{h} = 0,00$$

$$\varphi_1 = \frac{\pi + \delta_1}{h} = 59,75$$

ainos

h	0,02236 m	Korroksen pakkaus
D_2	0 m	Spiraalin sisäalkojää
D_1	0,42528 m	Spiraalin ulkoalkojää

L_{putki} = 6,4 m

Lasketaan putken ulkopinta-ala:

$$A_{\text{putki}} = \pi \cdot d_{\text{putki}} \cdot L_{\text{putki}}$$

ainos

d_{putki}	0,0172	putken ulkoalkojää
L_{putki}	6,4	putken pituus

A_{putki} = 0,344 m²

Lasketaan konvektiivisen lämmänsäilykerrain

$$\alpha_{\text{spiraali}} = U_{\text{spiraali}} \cdot A_{\text{putki}} \cdot F \cdot \Delta T_m$$

U_{spiraali}	32,9 W/m ² K
A_{putki}	0,344 m ²
F	1
ΔT_m	469 K

α_{spiraali} = 5297,1 W

Lasketaan säteilylämmänsäilykerrain

$$\alpha_{\text{spiraali}} = U_{\text{spiraali}} \cdot A_{\text{spiraali}} \cdot \Delta T$$

Nyt pinta-ala on käytetty kaksipuolisen pintala-ala kaksipuolisen konvektiivisen säteilykerrain.

A_{spiraali}	0,142 m ²	
U_{spiraali}	52 W/m ² K	
T_1	1911 K	Kaarun lämpötila
T_2	468 K	Häyrytymislämpö (spiraalin alustaan saavuttaneen kautta)
$\Delta T = T_1 - T_2$	1444 K	

α_{spiraali} = 10605,8 W

Spiraalin lämmänsäilykerrain: 15902,9 W

Lasketaan heli-cailin arvo, polkku säteily kaksipuolisen konvektiivisen lämmänsäilykerrain arvo ei ole merkittävä verrattuna säteilyyn.

Tämä varten käytetty lasko voidaan sisäpuolinen lämmänsäilykerrain, näki laatuinen lämpötila ero ja tarkitus F caililla

Sisäpuolinen lämmänsäilykerrain (heli-cail)

Lasketaan veden korkeimääräinen napo-putkussa

$$V_k = \frac{m}{\rho \cdot d}$$

ainos

m	0,03 kg/s	veden massavirta
-----	-----------	------------------

