



Open your mind. LUT.  
Lappeenranta University of Technology

Lappeenrannan teknillinen yliopisto

Teknillinen tiedekunta

Energiatekniikan koulutusohjelma

BH10A0200 Energiatekniikan kandidaatintyö ja seminaari

## Vesihöyrypiirin kiertolaskenta kuplapetikattilassa

Työn tarkastaja: Professori Esa Vakkilainen

Työn ohjaajat: Professori Esa Vakkilainen ja DI Jukka Hautamaa

Lappeenranta 02.02.2013

Timo Hakkarainen

# TIIVISTELMÄ

Tekijän nimi: Timo Hakkarainen

Opinnäytteen nimi: Vesihöyrypiirin kiertolaskenta kuplapetikattilassa

Teknillinen tiedekunta

Energiatekniikan koulutusohjelma

Kandidaatintyö 2013

43 sivua, 23 kuvaa, 4 taulukkoa ja 3 liitettä.

Hakusanat: höyrykattila, luonnonkierto, höyrystyminen, kiertolaskenta, kaksifaasivirtaus.

Työssä selvitetään kiertolaskennan periaatteita kuplapetikattilassa, esitetään lyhyesti kattilan toimintaperiaate ja paneudutaan alan laskentaohjelmistoihin. Luonnonkierto kattilan vesihöyrypiirissä on seurausta hydrostaattisesta paineesta, joka aiheutuu tiheyserosta nousu- ja laskuputkien välillä.

Kiertolaskennassa on huomioitava kaksifaasivirtauksen ominaispiirteet. Höyry ja neste virtaavat putkistossa eri nopeuksilla, jolloin esimerkiksi painehäviön määrittämisessä käytetään erilaisia korrelaatioita ja käyrästöjä. Kaksifaasivirtauksen laskennassa tarvitaan kolmea eri taseyhtälöä: energiatasetta, massatasetta ja liikemäärätasetta.

Luonnonkiertokattiloissa höyrykierron suunnittelussa on kaksi pääasiallista ehtoa. Ensimmäiseksi tulee varmistaa riittävä kiertoveden massavirta, jotta vältetään höyrystinputkien puhki palaminen. Toiseksi tulee välttää höyrystinputken pinnan lämpötilavaihteluita ja värähtelyitä.

Alustavassa luonnonkierron mitoituksessa turvaudutaan kokemusperäiseen tietoon. Myöhemmässä tarkemmassa mitoituksessa käytettäviä ohjelmistoja ovat NOWA sekä kaupalliset PPSD ja AproS. Laskenta lähtee liikkeelle siitä, että lasketaan ensin vesihöyrykierron massavirrat erilaisilla lämpökuormilla ja höyryntuotanto määritellään painehäviöiden perusteella. NOWA- ja PPSD- ohjelmistoilla tehtyjen esimerkkilaskelmien perusteella voidaan sanoa, että tulokset riippuvat käytetystä laskentamallista.

## **ABSTRACT**

Lappeenranta University of Technology

Faculty of Technology

Degree Program of Energy Technology

Timo Hakkarainen

### **Natural circulation calculation in Bubbling Fluidized Bed boiler**

Bachelor's thesis 2013

43 pages, 22 figures, 4 tables and 3 annexes.

Examiner: Prof. (Tech) Esa Vakkilainen

Supervisors: Prof. (Tech) Esa Vakkilainen and M.Sc. (Tech) Jukka Hautamaa

Keywords: steam boiler, natural circulation, evaporation, calculation of circulation, two-phase flow.

This bachelor's thesis presents principles of calculation of natural circulation in BFB-boilers. The operating principle of such boilers is briefly described and calculation programs utilized in analysis of natural circulation researched. Natural circulation in water-steam-circuit is possible due to hydrostatic pressure produced by the density difference between the riser and downcomer pipes.

When calculating water/steam circulation, the characteristics of two-phase flow have to be known. Steam and water flow in pipes at different velocities and, therefore, when assessing pressure drop correlations have to be used in design of natural circulation loops. Three different equations are needed in calculation of two-phase flow: energy balance, mass balance and momentum balance.

When designing natural circulation there are two main requirements. Firstly, it has to be ensured that the mass flow of circulation is adequate so that dryout and burnout of pipes can be avoided. Secondly, temperature differences and vibrations in tubes have to be prevented.

In preliminary design of natural circulation knowhow is often used. Programs such as NOWA, PPSD and Apros are used for calculation of specific design elements. Calculation begins with evaluation of water-steam-mixture mass flow. Example calculations with NOWA and PPSD are presented in this thesis. The analysis shows that results depend on the calculation model.

# SISÄLLYSLUETTELO

<b>SYMBOLI- JA LYHENNELUETTELO</b>	<b>3</b>
<b>1 JOHDANTO</b>	<b>6</b>
1.1 Tausta .....	6
1.2 Työn tarkoitus ja rakenne .....	7
<b>2 LUONNONKIERTO HÖYRYKATTILASSA</b>	<b>8</b>
2.1 Luonnonkiertokattila .....	8
2.1.1 Ajava voima .....	9
2.1.2 Laskuputket ja nousuputket .....	10
2.1.3 Seinäputket .....	10
2.1.4 Kammiot .....	11
2.2 Höyry-vesi-järjestelmä .....	11
2.3 Kuplapetikattilan periaate .....	13
2.4 Luonnonkierron suunnittelu .....	13
<b>3 VIRTAUSTYYPIT</b>	<b>14</b>
3.1 Kaksifaasivirtauksen perusyhtälöt .....	17
3.1.1 Aukko-osuus .....	17
3.1.2 Massataseet .....	19
3.1.3 Energiatase .....	20
3.1.4 Liikemäärätase .....	20
3.2 Painehäviö yksifaasivirtauksessa .....	21
3.3 Painehäviö kaksifaasivirtauksessa .....	22
3.3.1 Paikalliset painehäviöt .....	25
3.4 Lämmönsiirto kaksifaasivirtauksessa .....	26
3.5 Stabiilisuuden tarkastelu .....	28
3.5.1 Ledineggin epästabiilisuus .....	29
3.5.2 Paineen vaikutus .....	29
<b>4 KIERTOLASKENNAN TOTEUTTAMINEN</b>	<b>31</b>
4.1 Työn kulku luonnonkiertolaskennassa .....	32
4.1.1 Höyrystimen massavirran määrittäminen .....	34
4.2 Ohjelmistot kiertoalaskennassa .....	35
4.2.1 NOWA .....	35
4.2.2 PPSD .....	35
4.2.3 AproS .....	36
4.3 Ohjelmistoilla suoritettu laskenta .....	36
<b>5 YHTEENVETO</b>	<b>40</b>
<b>LÄHDELUETTELO</b>	<b>42</b>

## LIITTEET

**Liite 1: Moodyn käyrästä (Vuorikari 2007).**

**Liite 2: NOWA-ohjelmistoon syötetyt alkuarvot (Posch 2009, s. 117)**

**Liite 3: Luonnonkiertokattilan vesipiiri PPSD -ohjelmistossa (Posch 2009, s. 95)**

## SYMBOLI- JA LYHENNELUETTELO

### Roomalaiset aakkoset

<i>A</i>	poikkipinta-ala	$m^2$
<i>d</i>	halkaisija	m
<i>G</i>	massavuo	$kg/m^2s$
<i>g</i>	putoamiskiihtyvyyys	$m/s^2$
<i>h</i>	entalpia	$kJ/kg$
<i>h</i>	konvektion lämmönsiirtokerroin	$W/m^2K$
<i>H</i>	korkeus	m
<i>j</i>	tilavuusvuo	$m^3/m^2s$
<i>k</i>	putken karheus	m
<i>L</i>	putkipituus	m
<i>p</i>	paine	Pa
<i>q</i>	lämpövirran tiheys	$W/m^2$
<i>S</i>	piiri	m
<i>T</i>	lämpötila	K, °C
<i>u</i>	virtausnopeus	m/s
<i>v</i>	ominaistilavuus	$m^3/kg$
<i>w</i>	virtausnopeus	m/s
<i>z</i>	korkeus	m

**Kreikkalaiset aakkoset**

$\Delta p$	paine-ero	Pa
$\theta$	putken kulma	°
$\mu$	dynaaminen viskositeetti	Pa·s
$\rho$	tiheys	kg/m <sup>3</sup>
$\Phi$	lämpöteho	W

**Dimensiottomat luvut**

$\alpha$	aukko-osuus
$\beta$	hörypitoisuus, tilavuusosuus
$C$	empiirinen vakio
$c$	vakio hörypitoisuuden määrittämiseen
$K$	Thomsin vakio
$Re$	Reynoldsin luku
$\lambda$	kitkahäviökerroin
$\zeta$	häviökerroin mutkahäviöille
$\phi^2$	painehäviökerroin
$S$	virtausnopeuksien suhde, slip
$x$	hörypitoisuus, massaosuus
$V$	lämpövirtasuhde

**Alaindeksit**

B	kiihtyvyys
---	------------

b	paikallinen
cr	kriittinen
D	tiheysero
f	kaksifaasi
F	lasku
G	höyry
i	sisä
in	tulo
k	keskimääräinen
L	neste
L0	yksifaasi, neste
S	nousu
sv	syöttövesi
TP	kaksifaasi
us	hyödyksi saatava
w	seinä

### **Lyhenteet**

BFB	kuplapeti
DNB	Departure from nucleate boiling
KED	Kerntechnik, Entwicklung und Dynamik
PPSD	Power Plant Simulator & Designer



# 1 JOHDANTO

## 1.1 Tausta

Höyrykattila on karkeasti metalliastia, jossa nestettä kuumennetaan ja höyrystetään. Suurin osa höyrykattiloista höyrystää nestemäisen veden höyryksi. Höyryä voidaan käyttää prosessihöyrynä teollisuuden prosesseihin tai ajaa se turbiini läpi, jolloin siitä saadaan tuotettua sähköä.

Lämpö kattilassa siirtyy kolmella tavalla:

- (1) säteilyllä, jolloin lämpö siirtyy ilman fysikaalista kosketusta
- (2) konvektiolla, liikkuvan väliaineen mukana
- (3) konduktiolla eli johtumalla, lämmönsiirto tapahtuu aineen sisällä, molekyylistä toiseen (Incropera et al 2007, s. 2)

Lämmönsiirtopinta sijaitsee kattilassa kuuman ja kylmän puoliskon välissä. Tulipesästä edelleen savupiippuun virtaavat savukaasut sijaitsevat kuumalla puolella ja kylmällä puolella puolestaan vesi, vesihöyryseos tai höyry. Luonnonkiertokattiloissa vesi kulkee höyrystinputkille luonnonkierrolla ilman erillistä kiertopumppua. (Gavrilov 2010, s. 14)

Syöttövesi esilämmitetään syöttöveden esilämmittimessä eli ekonomaiserissa lähes kiehumispisteeseen, joka riippuu vallitsevasta paineesta. Ekonomaiserista vesi virtaa kattilan höyrylieriöön ja sekoittuu lieriössä jo olevaan veteen. Lieriön kylläinen vesi virtaa laskuputkiin. Kylläinen vesi virtaa edelleen mahdollisesta alalieriöstä nousuputkiin, ja se höyrystyy osittain. Nousuputkista vesihöyryseos virtaa takaisin kokoojakammioiden ja edelleen suurempien nousuputkien kautta lieriöön. Lieriössä nestemäinen vesi ja höyry erotetaan toisistaan, neste virtaa takaisin laskuputkiin ja kylläinen höyry johdetaan tulistinputkiin (Reznikov 1985, s.15-17).

Tiheyserosta aiheutuva ajava paine kiertopiirissä saa aikaiseksi työaineen liikkeen nousuputkissa matalalla virtausnopeudella. Yhdellä kierrolla nousuputkistossa vedestä höyrystyy noin  $0,03-0,25 \text{ kg}_{\text{höyryä}}/\text{kg}_{\text{vettä}}$ . Tämän takia esimerkiksi yhden vesikilon täydelliseen höyrystämiseen vaaditaan monta kierrosta. Kiertoveden massavirran suhdetta tuotetun höyryn massavirtaan kutsutaan kiertoluvuksi. (Gavrilov 2010, s. 15)

## 1.2 Työn tarkoitus ja rakenne

Kandidaatintyön tarkoituksena on esitellä kiertolaskennan periaatteita. Erityisesti tarkoituksena on selvittää kuinka kaksifaasivirtaus on huomioitava laskennassa ja lisäksi esitetään kiertolaskentaan käytettäviä ohjelmistoja.

Luonnonkiertokattiloissa höyrykierron suunnittelussa on kaksi pääasiallista ehtoa. Ensiksikin tulee varmistaa riittävä kiertoveden massavirta, jotta vältetään höyrystinputkien puhki palaminen. Toiseksi tulee välttää höyrystinputken pinnan lämpötilavaihteluita ja putkiston värähtelyitä, joita aiheutuu kiertonopeuden vaihtelusta. Tällöin suunnittelun kriteerit teoriassa ovat kriittinen lämpövirta, kriittinen massavirta ja virtauksen vakaus. Käytännössä kriteereinä käytetään kiertonopeutta ja höyrypitoisuutta höyrystinputken loppupäässä (Ishigai 1999, s. 255).

Toisessa kappaleessa esitellään lyhyesti olemassa olevia höyrykattilatyyppejä, erityisesti luonnonkiertokattila, jollainen myös käsiteltävä kuplapetikattila (BFB-kattila) on. Kappaleessa kuvataan lyhyesti luonnonkiertokattilan toiminta, kattilan lämmönsiirtopinnat ja tarkemmin kattilan vesihöyrypiiri. Kappaleessa 3 käydään läpi virtaustyyppit: yksi- ja kaksifaasivirtaus, höyrystymisen periaatteet tasaisesti lämmitettävässä vesiputkessa, esitetään kiehumiskäyrä ja korrelaatioita erityisesti painehäviön laskentaan. Lisäksi tarkastellaan virtauksen stabiilisuutta ja sen vaikutusta laskentaan.

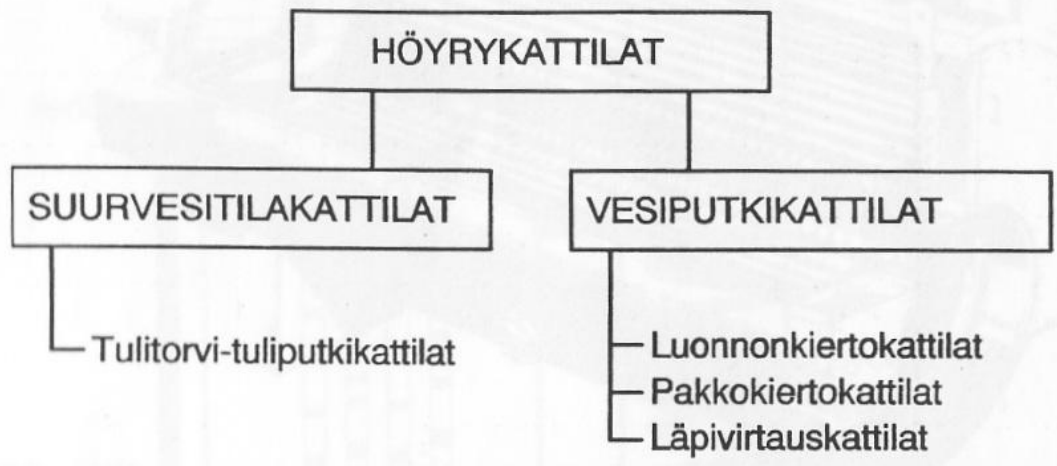
Kappale 4 käsittelee käytännössä suoritettavaa kiertolaskentaa, sen periaatteita ja käytettävissä olevia ohjelmistoja. Lisäksi esitetään PPSD- ja NOWA-ohjelmistoilla suoritettujen kiertolaskennan tulokset. Kappaleessa 5 esitetään yhteenveto ja johtopäätökset.

## 2 LUONNONKIERTO HÖYRYKATTILASSA

Tässä kappaleessa esitetään luonnonkierron toimintaperiaate, luonnonkiertokattilan vesihöyrypiiri ja piirin tärkeimmät rakenneosat. Lisäksi kappaleessa kerrotaan lyhyesti kuplapetikattilan ominaisuuksista, esitetään vesihöyrypiiriin liittyviä käsitteitä ja luonnonkierron suunnittelun periaatteita.

### 2.1 Luonnonkiertokattila

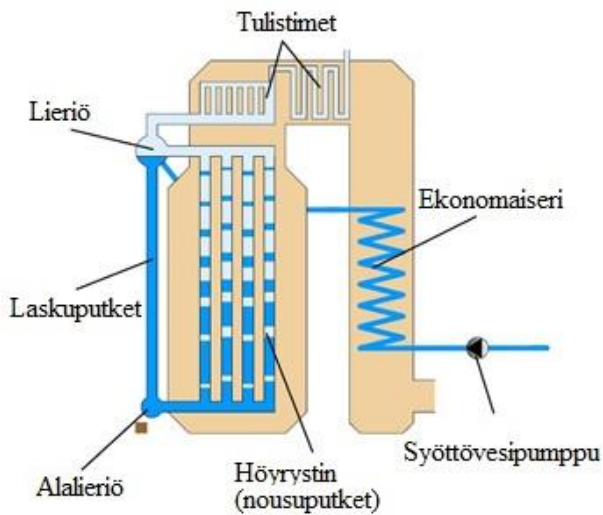
Luonnonkiertokattila on tyypiltään vesiputkikattila. Kuvassa 1 esitetään höyrykattiloiden jako eri kiertojen ja tyyppien mukaan. Pääasiassa höyrykattilat jaetaan vesitöttöisiin suurvesitilakattiloihin ja vesiputkikattiloihin.



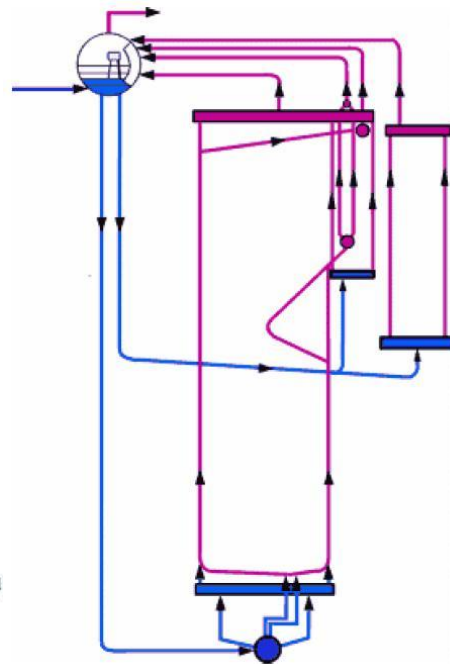
Kuva 1. Kattiloiden vesihöyrypiirin rakenteet (Huhtinen 2000, s. 111)

Kuvassa 2 esitetään luonnonkiertokattilan luonnonkierron periaate. Vasemmalla olevissa laskuputkissa alijäähtynyt tai kylmä vesi virtaa lieriöstä alaspäin, jonka jälkeen vesi höyrystyy osittain lämpöpinnoilla ja palaa lieriöön vesihöyryseoksena nousuputkien ja mahdollisen alalieriön kautta. Luonnonkiertokattilassa vesihöyryseos ei tulistu höyrystinputkissa, jolloin vesihöyryseoksen lämpötila pysyy vakiona lukuunottamatta laskuputkissa tapahtuvaa alijäähtymistä. (Stultz 1992, 5-16)

Kuvan 3 luonnonkiertokattilan periaatekuvassa on useampi kierto- ja piiri. Lieriöstä lähtee myös toinen laskuputki, josta vesi kiertää erillisen höyrystimen kautta.



Kuva 2. Luonnonkiertokattilan vesihöyrykierron periaatekuva (Teir 2003, s. 54)



Kuva 3. Luonnonkiertokattila, jossa useampi kiertopiiri. (Teir 2003, s. 74)

### 2.1.1 Ajava voima

Luonnonkiertokattilassa työaineena toimivaa vettä ajava voima on staattinen paine-ero laskuputkien sisältämän kylläisen veden ja lämmitettyjen nousuputkien sisältämän höyry-vesiseoksen välillä.

Kierron aiheuttava paine voidaan ilmaista seuraavasti (Reznikov 1985, s.16):

$$\Delta p_D = (\rho_L - \rho_S)gH \quad (1)$$

jossa

$$\rho_L = \text{veden tiheys laskuputkissa} \quad [\text{kg/m}^3]$$

$$\rho_S = \text{vesihöyryseoksen keskim. tiheys nousuputkissa} \quad [\text{kg/m}^3]$$

$$H = \text{vesihöyryn nousukorkeus} \quad [\text{m}]$$

$$g = \text{putoamiskiihtyvyys} \quad [\text{m/s}^2]$$

### 2.1.2 Laskuputket ja nousuputket

Laskuputket alkavat lieriöstä ja johtavat veden tulipesän seinien ja höyrystyspintojen alimpiin kohtiin. Laskuputket jaetaan päälaskuputkiin ja yhdysputkiin. Yleensä kattilassa on kahdesta viiteen suurta putkea, jotka laskevat suoraan lieriöstä alas. Näistä putkista pienimmissä vesi virtaa tulipesän seinien alajakokammioille. Laskuputkien yläosassa vesi on kylläistä, mutta alaspäin mentäessä se alijäähtyy, koska paine on suurempi alempana johtuen vesipatsaan hydrostaattisesta paineesta. (Vakkilainen 2010, 5-18; Reznikov 1985, s.146)

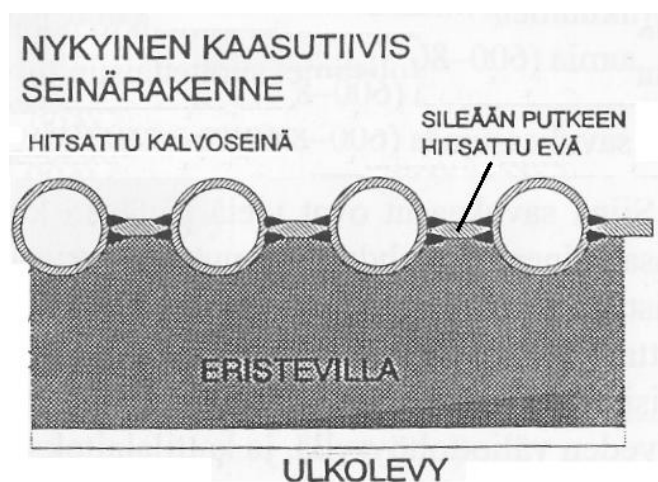
Nousuputket alkavat seinien ylemmiltä kammioilta ja muilta höyrystyspinnoilta ja yhdistävät ne lieriöön. Päänousuputket menevät jokaista tulipesän seinää pitkin lieriöön. Seinien nousuputket on hyvä sijoittaa riittävän lähelle toisiaan, jotta virtauserot eri seinien osien välillä eivät kasva liikaa. (Vakkilainen 2010, 5-18)

### 2.1.3 Seinäputket

Seinäputket ovat membraaniseinäputkia, jotka muodostavat tulipesän ympärille kaasutiiviin putkiseinämän. Kuvassa 4 esitetään seinämäputkistoa ja kuvassa 5 tarkemmin seinärakennetta. Tulipesän nurkissa olevissa putkissa lämpöä absorboituu vähiten, eikä niissä sen takia saada aikaan yhtä suurta ajavaa painetta kuin seinämän keskellä olevissa putkissa, minkä takia nurkka-putkista voidaan muodostaa oma kiertopiiri. (Huhtinen 2000, s. 187; Reznikov 1985, s. 205)



Kuva 4. Putkiseinämän rakenne (Teir 2003, s.58)



Kuva 5. Tulipesän seinärakenne (Huhtinen 2000, s. 186)

Höyrytimen virtausvastuksien aiheuttaman painehäviön on luonnonkierron vuoksi oltava vähäinen. Tähän päästään käyttämällä höyrystinputkina suurihalkaisijaisia, pystysuoraan tulipesän seinämään asennettuja putkia. (Huhtinen 2000, s. 116)

#### 2.1.4 Kammiot

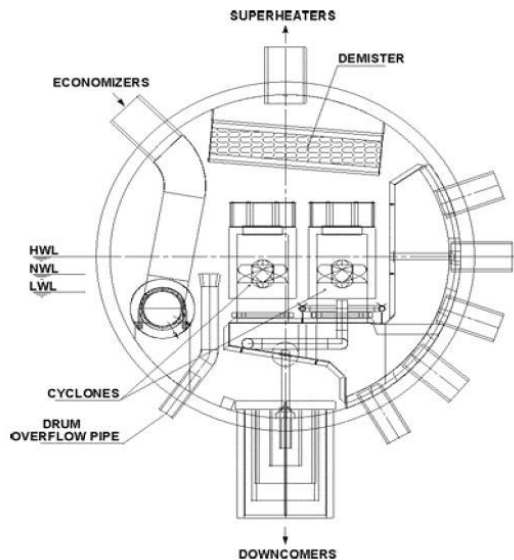
Tyypillisesti kukin lämmönsiirtopinta alkaa ja loppuu kammioon. Kammiot ovat isokokoisia putkia, joihin rinnakkaiset lämpöpintaputket liittyvät. Kammioissa virtaus jakaantuu mahdollisimman tasaisesti yksittäisiin putkiin ja toisaalta niihin myös kerätään putkista tulevat virtaukset. Virtaus siis hidastuu ja muuttaa suuntaansa mennessään kammioon ja edelleen kiihtyy virratessaan kammiosta lähteviin putkiin. Tällöin virtauksen dynaaminen paine muuttuu sekä syntyy painehäviöitä ulos- ja sisäänvirtauksesta. (Vakkilainen 2010, 5-18)

## 2.2 Höyry-vesi-järjestelmä

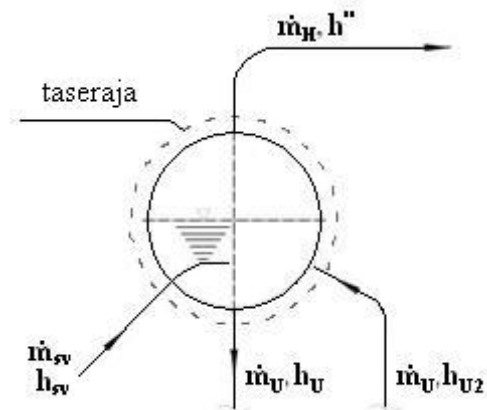
Vesihöyrykierron tehtävänä on toimittaa haluttu määrä höyryä tulistimien kautta turbiinille. Samalla vesihöyryseos myös jäähdyttää tulipesää. Toimiakseen oikein kattilan vesihöyrypiiri tulee suunnitella suurille kuormien vaihteluille, hallittaville lämpötilaeroille rinnakkaisissa putkissa ja siten, ettei putkien sisäpuolella ilmene eroosiota. Suunnittelussa tärkeintä on lasku- ja nousuputkien mitoitus, tulistimen mitoitus sekä mahdollisten keittoputkien mitoitus. (Stultz 1992, 5-16; Vakkilainen 2010, 5-3)

Syöttövettä pumpataan syöttövesipumpulla kattilaan. Ennen tätä syöttövesi esilämmitetään ekonomaisessa, josta se menee höyrylieriöön. Lieriötyyppiset kattilat toimivat kriittisen paineen  $p_{cr}$  alapuolella. Kylläinen vesi virtaa alaspäin laskuputkissa, jonka jälkeen se jakaantuu eri pinnoille jakoputkistossa ja –kammioissa (Kuva 3). Kiehuva vesi nousee ylös seinäputkia pitkin. Höyryä muodostuu, kun lämpöä absorboituu putkiin. Lieriössä höyrystinputkissa höyrystynyt vesi erotetaan kylläisestä vedestä ja kylläinen höyry johdetaan tulistimille. Kuvassa 6 esitetään lieriön sisällä sijaitsevat syklonit ja pisaranerottimet, joiden toimintaan veden ja höyryn erotus perustuu. Syöttövettä ruiskutetaan eri tulistinvaiheiden välissä tuorehöyryn lämpötilan hallitsemiseksi. Lisäksi lieriöstä poistuu kylläistä vettä ulospuhalluksena, jolla

poistetaan epäpuhtauksia syöttövedestä. (Reznikov 1985, s. 17; Huhtinen 2000, s. 114, 117)



Kuva 6. Lieriö (Teir 2003, s. 74)



Kuva 7. Lieriön tasekuva (Posch 2009, s. 84)

Kuvasta 7 voidaan myös määrittellä massavirtojen suhteena kiertoluku  $U$ . Toisaalta kiertoluku voidaan ilmaista myös höyrypitoisuuden käännteislukuna yhtälöllä (2).

$$U = \frac{\dot{m}_U}{\dot{m}_H} = \frac{1}{x} \quad (2)$$

jossa

$\dot{m}_U$  = veden massavirta höyrystimessä [kg/s]

$\dot{m}_H$  = kylläisen höyryn massavirta tulistimille [kg/s]

$x$  = vesihöyryn massaosuus nousuputken ulostulossa

Kiertoluku on luonnonkiertokattiloissa tyypillisesti välillä 4...30. Korkeapaineisten kattiloiden kiertoluku on pienin ja matalapaineista höyryä tuottavien kattiloiden puolestaan suurin. Lieriön paineen lisäksi kiertoluku riippuu kattilan korkeudesta, nousuputkissa tuotavasta lämmöstä ja putkien poikkipinta-alasta. Mitä suurempi luonnonkiertopiirin korkeus on, sitä suurempi on ajava paine ja virtausnopeus. Myös virtauspoikkipinta-alan kasvattaminen johtaa suurempaan massavirtaan höyrystimessä. (Reznikov 1985, s. 17; Huhtinen 2000, s. 115; Stultz 1992, 1-7)

### **2.3 Kuplapetikattilan periaate**

Kaikki kuplapetikattilat ovat lähes poikkeuksetta luonnonkiertokattiloita ja kuplapeti nimitys tulee lähinnä kattiloiden käyttämästä polttotekniikasta. Leijutuksessa pienet kiintoainepartikkelit fluidisoidaan ja toisaalta gravitaatio vaikuttaa rakeisiin kiintoainepartikkeleihin, jolloin saadaan aikaan leijuva peti. Polttoaine ja hieno hiekka ovat suspensiona, jonka läpi ilma virtaa. Virtaus kaappaa myös petiä mukaansa, mutta leijutushiekka ei virtaa savukaasujen mukana tulipesästä pois kuten kiertoleijukattilassa. Leijupetikattila mahdollistaa myös huonolaatuisten ja kosteiden polttoaineiden polttamisen, sillä pedin suuri lämpökapasiteetti tasaa tehokkaasti polttoaineen laatuvariaatioita. (Vakkilainen 2010, 10-3; Huhtinen 2000, s. 153, 157)

Kattilan sisällä kuumat savukaasut virtaavat lämpöä luovuttaen ensin eri tulistimien läpi, sitten ekonomaiserin, ilman esilämmittimien ja viimeisimpänä sähkö- tai letkusuodattimen läpi. Savukaasujen puhdistus rikistä on edullista, sillä se voidaan toteuttaa syöttämällä kalkkia suoraan tulipesään. Typenoksidipäästöt jäävät pieniksi, koska leijukerroskattilassa käytetään alhaista palamislämpötilaa pedin sintraantumisen välttämiseksi. (Huhtinen 2000, s.153)

### **2.4 Luonnonkierron suunnittelu**

Luonnonkierron suunnitteluun vaikuttavat useat tekijät, joista tärkeimpiä ovat tulipesän korkeus, höyryn pääsy laskuputkiin ja aksiaalinen virtaus lieriössä. Mikäli tulipesän korkeutta kasvatetaan, ajava voima kasvaa, kuten yhtälö (1) osoittaa. Jos höyryä pääsee laskuputkiin, tiheuserosta johtuva paine-ero pienenee ja tällöin kiertoa ajava voima pienenee. Aksiaalisen virtauksen minimointi lieriössä puolestaan mahdollistaa sen, että kattilan kaikkiin osiin syntyy tasainen virtaus. (Teir 2003, s. 61)

Höyryn pääsy laskuputkiin vältetään parhaiten käyttämällä tehokkaita höyrynerottimia, jotka vähentävät höyryn osuutta lieriön sisällä. Lisäksi syöttöveden lisääminen lieriöön alikylläisessä tilassa jäädyttää ja hävittää jäljellä olevat höyrykuplat. (Vakkilainen 2010, 5-19)



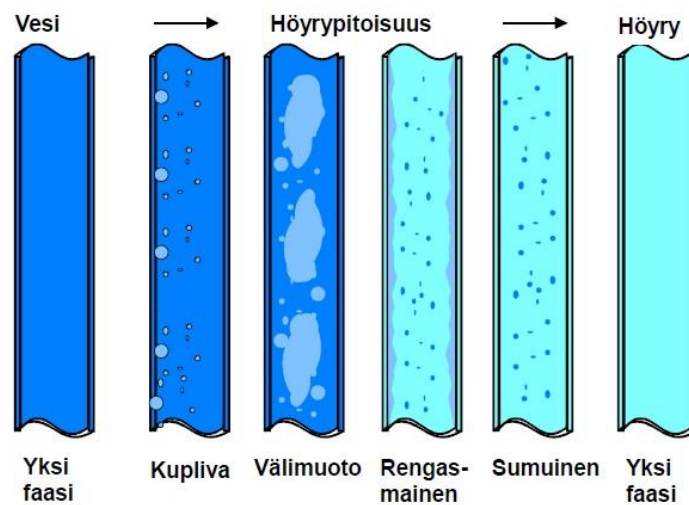
### 3 VIRTAUSTYYPIT

Virtaustyyppi kattilan höyrystimessä riippuu höyrypitoisuudesta. Kattilan vesihöyryputkissa esiintyy sekä yksi-, että kaksifaasivirtausta. Kaksifaasivirtaukseksi kutsutaan virtausta, jossa höyry ja vesi (neste) esiintyvät samanaikaisesti.

Höyry-vesiseoksen käyttäytymisellä on tärkeä rooli kattiloissa erityisesti lämmönsiirron ja painehäviön kannalta. Kaksifaasivirtauksen tärkein tekijä on virtauksen tyyppi. Esimerkiksi, kun massavirta on todella alhainen vaakasuuntaisessa höyryputkessa, muodostavat faasit järjestyksen, jossa höyry virtaa putken yläosassa ja vesi putken alaosassa. Tällöin putken yläosa voi ylikuumentua ja pahimmassa tapauksessa palaa puhki, johtuen lämmönsiirtokertoimen matalasta arvosta. Toisaalta putki voi myös vääntyä, sillä putken ylä- ja alaosien välillä on suuri lämpötilaero. Jotta pystytään välttämään edellä mainitut ongelmat, tulee laitoksen ajo-olosuhteet ja geometria tuntea hyvin jo laitoksen suunnitteluvaiheessa. (Ishigai 1999, s. 204)

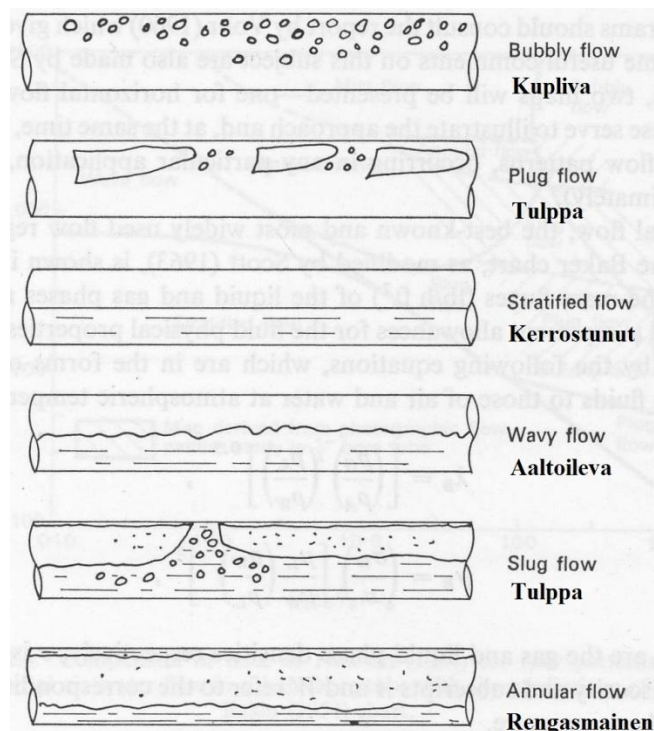
Kuvassa 8 esitetään mahdollisia virtaustyyppejä pystysuorassa putkessa. Vasemman puoleisin virtaus on alikylläinen virtaus, joka ei sisällä höyrykuplia. Kun kylläiseen veteen tuodaan lämpöä, alkaa höyrykuplia muodostua. Toisessa putkessa vasemmalta höyrykuplia muodostuu lämmitettävälle pinnalle, josta ne siirtyvät virtaukseen. Välimuotovirtauksessa tai tulppavirtauksessa höyrykuplan poikkipinta-ala on lähes putken poikkipinta-alan suuruinen. (Hewitt & Hall-Taylor 1970, s. 5; Vakkilainen 2010, 5-23)

Kaksifaasivirtausta esiintyy vakaana ja epävakaana. Kuvan 8 keskimmaisessä putkessa näkyy yksi stabiili virtaustyyppi, jossa muodostuu suuria höyrykuplia putken keskellä seinämien pysyessä kosteina. Kun höyryn määrä edelleen lisääntyy, muodostuu kehätyyppinen virtaus. Tässä rengasmaisessa virtauksessa koko putken keskiosa on avoin höyryvirtaukselle. Putken seinämällä on ohut nestefilmi, joka voi myös sisältää höyrykuplia. Kun putken höyrypitoisuus on riittävän korkea, kuivuvat putken seinämät ja vettä on virtauksessa vain pisaroina tai sumuna. Huomionarvoista on, että tässä esitetyt virtaustyypit pätevät virtaukselle ylöspäin putkessa. Alasvirtauksessa esiintyy myös kuplivaa ja rengasmaista virtausta, mutta sitä ei tässä tarkemmin käsitellä, sillä luonnonkiertokattilassa alasvirtaus on normaalioloissa pääosin alijäähtynyttä tai kylläistä. (Vakkilainen 2010, 5-23; Hewitt & Hall-Taylor 1970, s. 6)



Kuva 8. Kiehua pystysuuntaisissa putkissa (Teir 2003, s.60)

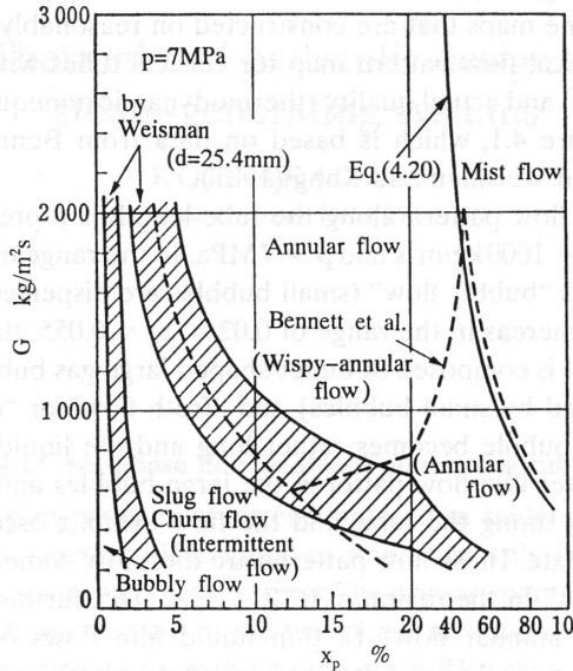
Vaakasuuntaisissa tai tietyssä kulmassa olevissa putkissa, virtaustyypit ovat monimutkaisempia johtuen painovoiman vaikutuksesta. Tämä voidaan havaita epäsymmetrisenä faasien jakautumisena kuvassa 9. (Hewitt & Hall-Taylor 1970, s. 6)



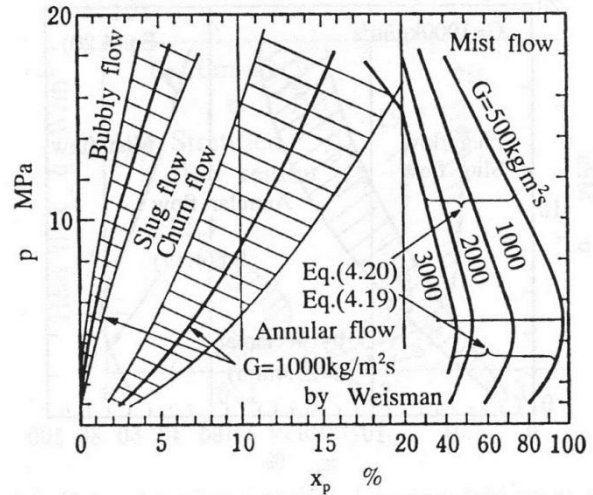
Kuva 9. Virtaustyypit vaakasuuntaisessa putkessa (Hewitt & Hall-Taylor 1970, s. 7)

Kuvassa 10 esitetään höyrystymistä ja virtaustyyppiä pystysuorissa vesiputkissa vakioaineessa 70 bar hörypitoisuuden funktiona. Hörypitoisuuden kasvaessa siirrytään kuplivasta virtauksesta vaihtelevaan virtaukseen, josta edelleen rengasmaiseen

ja sumuiseen virtaukseen. Kuvassa 10 tyhjät, katkoviivattomat, alueet kuvaavat virtaustyyppin muutosta, transienttia tilaa. (Ishigai 1999, s. 205)



Kuva 10. Virtaustyyppit pystysuorassa putkessa (Ishigai 1999, s. 206)



Kuva 11. Virtaustyyppit höyrypitoisuuden ja paineen funktiona eri massavuo arvoilla pystysuorassa putkessa (Ishigai 1999, s.207)

Vastaavasti kuvassa 11 esitetään sama virtauksen tunnuskenttä höyrypitoisuuden ja paineen funktiona muutamalla eri massavuo arvolla. Massavirta voidaan laskea yhtälöllä (3).

$$\dot{m} = GA = G \frac{\pi d_i^2}{4} \quad (3)$$

jossa  $G$  = massavuo [kg/m<sup>2</sup>s]

$A$  = putken poikkipinta-ala [m<sup>2</sup>]

$d_i$  = putken sisähalkaisija [m]

Lasketaan mitä massavirtausta massavuo  $G = 1000 \text{ kg/m}^2\text{s}$  vastaa tyypillisellä putken sisähalkaisijalla  $d = 4 \text{ cm}$ . Sijoittamalla yhtälöön (3) saadaan massavirraksi

$$\dot{m} = 1000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2\text{s}} \cdot \frac{\pi(0,04 \text{ m})^2}{4} = 1,26 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Virtausnopeus puolestaan voidaan laskea yhtälöllä (4).

$$w = \frac{q_v}{A} = \frac{\dot{m}}{\rho A} = \frac{G}{\rho} \quad (4)$$

jossa  $q_v = \text{tilavuusvirta}$  [m<sup>3</sup>/s]

$\rho = \text{tiheys}$  [kg/m<sup>3</sup>]

Olettamalla veden tiheydeksi 1000 kg/m<sup>3</sup> ja sijoittamalla yhtälöön (4) virtausnopeudeksi saadaan

$$w = \frac{1000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \text{s}}}{1000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}} = 1 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

### 3.1 Kaksifaasivirtauksen perusyhtälöt

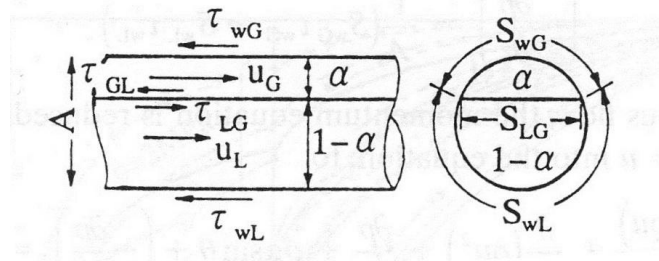
Kaksifaasivirtaus voidaan jakaa kahteen, homogeenisen ja erillisen virtauksen, malliin. Homogeeninen virtausmalli on erillisen virtauksen erikoistapaus. Kaksifaasivirtauksen yksinkertaisimmassa mallissa eli homogeenisessa virtausmallissa käytetään keskimääräisiä faasien ominaisuuksia ja virtausta käsitellään yksifaasivirtauksen tavoin. Homogeenisen virtauksen malli myös olettaa faaseille samat virtausnopeudet ja lämpötilat. Erillisen virtauksen mallissa käsitellään höyryä ja vettä erillisinä virtoina, jolloin niillä voi olla erisuuret virtausnopeudet. (Stultz 1992, 5-9, 5-10)

Kaksifaasivirtauksen laskennassa tarvitaan kolmea eri perusyhtälöä: energiatasetta, massatasetta sekä liikemäärätasetta. Taseyhtälöiden yksinkertaistetut perusmuodot esitetään lyhyesti tässä kappaleessa ja määritellään apusuure, aukko-osuus. (Brennen 2005, s. 21)

#### 3.1.1 Aukko-osuus

Aukko-osuus määritellään höyryn osuutena putken poikkileikkauksen pinta-alasta ja se on sitä suurempi mitä enemmän virtauksessa esiintyy höyrykuplia. Aukko-osuus on tilavuusvuon, pintajännityksen, virtauskanavan dimensioiden, massavuon sekä höyry- ja nestefaasien tiheyksien ja viskositeettien funktio. Kuvassa 12 on esitetty periaate, kun virtaus on erillään. Todellisessa tilanteessa, riippuen kiehun tyypistä, höyry- ja nestefaasien poikkileikkauksien pinta-alat vaihtelevat ajan funktiona. Oikea aukko-osuuden ennustaminen kattilan vesi-höyrypiirin suunnittelussa on tärkeää, koska

gravitaatio- ja kiihtyvyystermi liikemääräyhtälössä ovat aukko-osuuden funktioita. (Ishigai 1999, s. 240)



Kuva 12. Aukko-osuuden  $\alpha$  määrittely (Ishigai 1999, s.239)

Jatkuvuusyhtälöä käyttämällä saadaan pinta-alojen suhteesta yksinkertaisin yhteys höyryn massaosuudelle  $x$  ja aukko-osuudelle  $\alpha$  yhtälöllä (5). (Stultz 1992, 5-9)

$$\alpha = \frac{x}{x + (1 - x) \frac{\rho_G S}{\rho_L}} \quad (5)$$

jossa  $\rho_G$  = kylläisen höyryn tiheys  $[m^3/s]$

$\rho_L$  = veden tiheys  $[kg/m^3]$

$S$  = höyryn ja veden virtausnopeuksien suhde  $[m/s]$

Höyryn ja veden virtausnopeuksien suhteesta käytetään myös englanninkielistä termiä ”slip”.

Esitetään alla yhtälöllä (6) Smithin (1969) korrelaatio, joka on muodostettu eri paineilla ja virtausnopeuksilla kerätyn kokemukseräisen datan perusteella

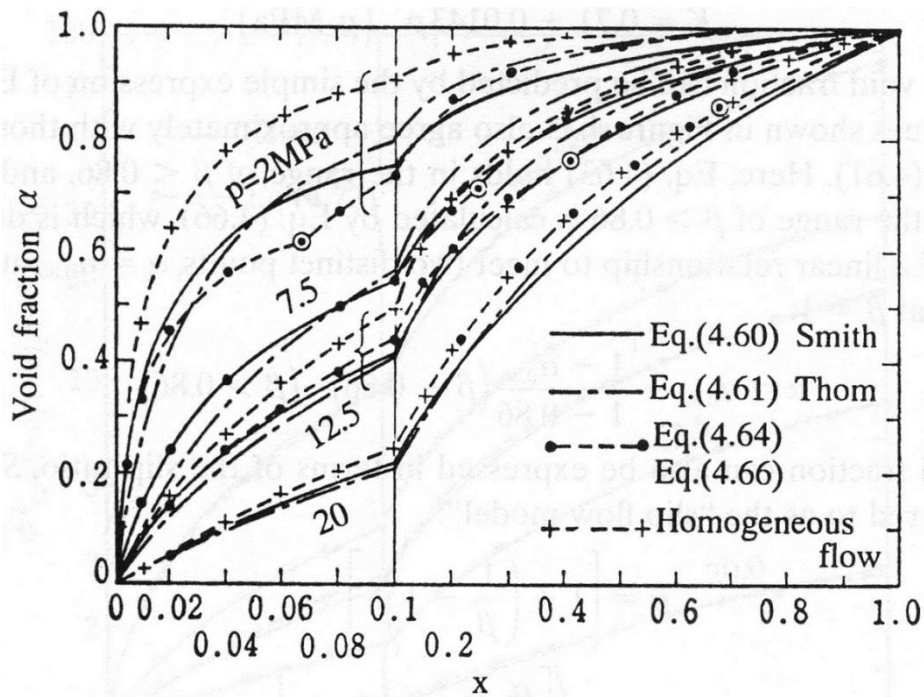
$$\alpha = \left[ 1 + 0,4 \frac{\rho_G}{\rho_L} \left( \frac{1-x}{x} \right) + 0,6 \frac{\rho_G}{\rho_L} \left( \frac{1-x}{x} \right) \left\{ \frac{\left( \frac{\rho_L}{\rho_G} + 0,4 \left( \frac{1-x}{x} \right) \right)^{\frac{1}{2}}}{1 + 0,4 \left( \frac{1-x}{x} \right)} \right\} \right]^{-1} \quad (6)$$

Smithin korrelaation mukaan aukko-osuus määräytyy pelkästään höyrypitoisuuden ja tiheyssuhteiden perusteella, jotka ovat paineen funktioita, eivätkä riipu massavirrasta tai virtauskanavan dimensioista. (Ishigai 1999, s. 240-242)

Yhtälö (7) on Thomsin (1964) korrelaatio aukko-osuudelle ja se riippuu samoista tekijöistä kuin Smithin korrelaatio.

$$\begin{cases} \alpha = \left[ 1 + \frac{\rho_G}{\rho_L} \frac{1-x}{x} K \right]^{-1} \\ K = 0,93 \left( \frac{\rho_L}{\rho_G} \right)^{0,11} + 0,07 \left( \frac{\rho_L}{\rho_G} \right)^{0,56} \end{cases} \quad (7)$$

Kuvassa 13 esitetään aukko-osuuksia eri höyrypitoisuuksilla ja eri korrelaatioilla laskettuna.



Kuva 13. Korrelaatioiden mukaisia aukko-osuuksia höyrypitoisuuden funktiona (Ishigai 1999, s. 241)

Kuvan 13 perusteella kaikilla korrelaatioilla saadaan suurissa paineissa (>20 MPa) varsin tarkkoja ja yhtäpitäviä tuloksia aukko-osuudelle, kun taas esimerkiksi 2 MPa paineessa tuloksissa on melko paljon hajontaa. Yhtälöstä (5) voidaan päätellä, että nopeuksien suhteen ollessa lähellä yhtä homogeeninen ja erillinen virtausmalli antavat likimain samoja tuloksia.

### 3.1.2 Massataseet

Massataseet voidaan määrittellä seuraavasti yhtälöllä (8).

$$\begin{cases} \frac{\partial}{\partial t} (\rho_G \alpha) + \frac{\partial}{\partial z} (\rho_G \alpha u_G) = \dot{m}_G / A \\ \frac{\partial}{\partial t} \{\rho_L (1 - \alpha)\} + \frac{\partial}{\partial z} \{\rho_L (1 - \alpha) u_L\} = \dot{m}_L / A \end{cases} \quad (8)$$

jossa  $u_G$  = kaasufaasin keskimääräinen nopeus [m/s]

$u_L$  = nestefaasin keskimääräinen nopeus [m/s]

$A$  = putken poikkileikkauksen pinta-ala [m<sup>2</sup>]

$\dot{m}_G$  ja  $\dot{m}_L$  ovat faasien massavirrat faasimuutoksessa yksikköpituutta kohti. Nämä kaksi termiä ovat massataseen lähdetermejä ja niille on voimassa  $\dot{m}_G = -\dot{m}_L$ . (Ishigai 1999, s. 238-239)

### 3.1.3 Energiatase

Energiataseen yleinen muoto voidaan ilmaista yhtälöllä (9), mutta nyt ei huomioida mekaanisia tehoja eikä muodostumissisäenergioita, koska ne ovat luonnonkiertokattilan putkivirtauksen tapauksessa nolliä.

$$\sum_{j=1}^J \Phi_j + \sum_{i=1}^I \dot{m}_i \left( h_{Ti} + \frac{w_i^2}{2} + gz_i \right) = \frac{d}{dt} \sum_{s=1}^S m_s \left( h_{Ts} + \frac{w_s^2}{2} + gz_s \right) \quad (9)$$

jossa

$\Phi$  = lämpöteho [W]

$h_T$  = tuntuva entalpia [kJ/kg]

$z$  = korkeus [m]

Stationääritilassa energiatase voidaan määrittellä esimerkiksi kattilan lieriölle kuvan 7 perusteella, jolloin se saadaan yhtälön (10) muotoon.

$$\dot{m}_{sv} h_{sv} + \dot{m}_U h_{U2} - \dot{m}_U h_U - \dot{m}_H h'' = 0 \quad (10)$$

### 3.1.4 Liikemäärätase

Homogeeniselle virtaukselle pätee muoto.

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial z}(\rho u^2) + \frac{\partial p}{\partial z} + \rho g \sin \theta + \left( -\frac{\partial p}{\partial z} \right)_f = 0 \quad (11)$$

jossa

$u$  = keskimääräinen virtausnopeus [m/s]

$\theta$  = putken kulma [°]

Vaikka faasien välillä olisi nopeuseroa, voidaan yhtälöä (11) käyttää myös kaksifaasivirtaukseen laskentaan, jos määritetään keskimääräiset kahden faasin tiheys  $\rho$  ja nopeus  $u$ . (Ishigai 1999, s. 240)

### 3.2 Painehäviö yksifaasivirtauksessa

Painehäviö on verrannollinen dynaamiseen paineeseen, putken pituuteen ja kääntäen verrannollinen putken halkaisijaan. Kitkapainehäviö koostuu kitkahäviöistä suoralla osuudella ja mutkahäviöistä, jotka molemmat huomioidaan yhtälössä (12). Lisäksi voidaan huomioida kiihtyvyysspainehäviöt  $\Delta p_B$ , joita voidaan kutsua sisään- ja ulosvirtaushäviöiksi. (Huhtinen 2000, s.115)

$$\Delta p_R = \left( \lambda \frac{L}{d_i} + \Sigma \zeta \right) \frac{1}{2} \rho w^2 \quad (12)$$

jossa

$L$  = putkien pituus [m]

$w$  = virtausnopeus [m/s]

$\zeta$  = häviökerroin mutkahäviöille

$\lambda$  = kitkahäviökerroin

Kitkahäviökertoimelle voidaan käyttää esimerkiksi korrelaatiota (13).

$$\lambda = \frac{0,25}{\left( \log \left( \frac{k}{3,7d_i} + \frac{5,74}{Re^{0,9}} \right) \right)^2} \quad (13)$$

jossa

$k$  = putken karheus [m]

$Re$  = Reynoldsin luku

Yksifaasivirtauksen kitkapainehäviö ilman mutkahäviöitä voidaan laskea yhtälöstä (14) käyttämällä hyväksi tilavuusvuota ja kitkakerrointa turbulentialle virtaukselle



$$\left(-\frac{dp}{dz}\right)_{L0} = \frac{\lambda_{L0} \rho_L}{d} \frac{j_{L0}^2}{2} = \left(\frac{0,316}{Re^{0,25}}\right) \frac{1 \rho_L}{d} \frac{j_{L0}^2}{2} = \frac{0,316}{\left(j_{L0} d \frac{\rho_L}{\mu_L}\right)^{0,25}} \frac{1 \rho_L}{d} \frac{j_{L0}^2}{2} \quad (14)$$

jossa  $\left(-\frac{dp}{dz}\right)_{L0}$  = yksifaasisen virtauksen painehäviö

$$j_{L0} = \text{veden tilavuusvuo} \quad [\text{m}^3/\text{m}^2\text{s}]$$

$\lambda_{L0}$  = kitkakerroin turbulentille virtaukselle

Yllä olevaan yhtälöön (14) sijoitettiin Reynoldsin luku (15)

$$Re = \frac{j_{L0} d_i \rho_L}{\mu_L} \quad (15)$$

jossa  $\mu_L$  = veden viskositeetti  $[\text{Pa}\cdot\text{s}]$

Kitkakertoimen korrelaatio turbulentille virtaukselle voidaan esittää yhtälöllä (16)

$$\lambda_{L0} = \frac{0,316}{Re^{0,25}} \quad (16)$$

Vaihtoehtoisesti kitkahäviökerroin voidaan lukea Moodyn käyrästä (Liite 1). Kitkahäviökerroin on sitä matalampi mitä korkeampi Reynoldsin luku on. Myös putkien suuri halkaisija vaikuttaa painehäviökertoimen arvoon laskevasti. Painehäviökerroin on yleensä kattilan putkivirtauksessa luokkaa 0,05. (Stultz 1992, 3-6; Vakkilainen 2011, s. 38)

### 3.3 Painehäviö kaksifaasivirtauksessa

Painehäviö kaksifaasivirtauksessa on usein todella monimutkainen suure. Kitkapainehäviön arvoon vaikuttavat monet parametrit, sillä kaksifaasivirtaus on luonteeltaan monimutkainen, koska höyry ja vesi virtaavat usein eri nopeudella putkessa. Koska kitkapainehäviötä on hankala käsitellä puhtaasti teoreettisesta näkökulmasta, on kehitetty useita empiirisiä, kokemuserusteisia, korrelaatioita ja käyrästäjä käytännön laskentaan. Käsitellään aluksi Thomsin-menetelmä (1946), joka on todettu käytännössä toimivaksi. (Ishigai 1999, s. 242)

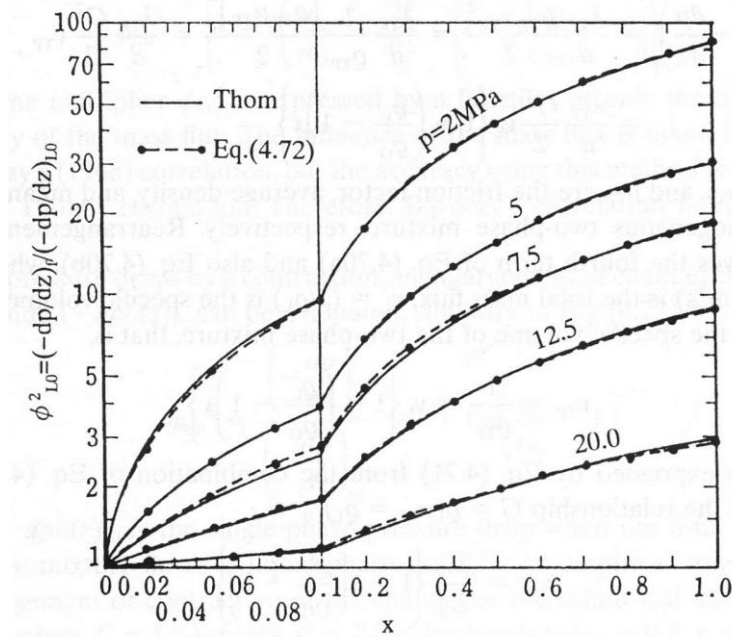
Dimensioton kaksifaasivirtauksen painehäviökerroin määritetään yhtälöllä (17). Painehäviökertoimen avulla saadaan kaksifaasivirtauksen kitkapainehäviö, kun tunnetaan vastaava yksifaasivirtauksen painehäviö.

$$\phi_{L0}^2 = \frac{\left(-\frac{dp}{dz}\right)_f}{\left(-\frac{dp}{dz}\right)_{L0}} \quad (17)$$

jossa  $\phi_{L0}^2$  = kaksifaasivirtauksen painehäviökerroin

$\left(-\frac{dp}{dz}\right)_f$  = kaksifaasivirtauksen kitkapainehäviö

Käytettäessä yhtälöä (17) yksifaasisen virtauksen massavirran on oltava sama kuin kaksifaasivirtauksen kokonaismassavirta. Kaksifaasivirtauksen painehäviön kerroin esitetään dimensiottomassa muodossa paineen ja höyrypitoisuuden funktiona kuvassa 14.



Kuva 14. Painehäviökerroin kaksifaasivirtauksessa (Ishigai 1999, s. 243)

Koska massavuo on vakio koko höyryputken pituudella, on tulo  $\rho_L j_{L0}$  vakio. Lisäksi yksifaasivirtauksen painehäviö  $\left(-\frac{dp}{dz}\right)_{L0}$  on vakio koko putkipituudella. Tällöin kuvasta 14 saadaan kaksifaasivirtauksen painehäviökerroin  $\phi_{L0}^2$  tietyllä höyrypitoisuudella ja

paineella. Esimerkiksi  $\phi_{L0}^2 = 10$ , kun paine  $p = 5$  MPa ja höyrypitoisuus  $x = 0,3$ , mikä tarkoittaa, että kitkapainehäviö tässä kohtaa on kymmenen kertaa suurempi kuin mitä se olisi veden yksifaasivirtauksessa. (Seikan Ishigai, 1999, s. 243)

Kitkapainehäviö voidaan toisaalta kirjoittaa

$$\left(-\frac{dp}{dz}\right)_f = \frac{\lambda_{TP} \rho_{TP} u_{TP}^2}{d} = \frac{\lambda_{TP}}{d} \frac{1}{\rho_{TP}} \frac{(\rho_{TP} u_{TP})^2}{2} = \frac{\lambda_{TP}}{d} \frac{G^2}{2} v_{TP} \quad (18)$$

jossa	$u_{TP}$ = kaksifaasiseoksen virtausnopeus	[m/s]
	$v_L$ = veden ominaistilavuus	[m <sup>3</sup> /kg]
	$v_{TP}$ = kaksifaasiseoksen ominaistilavuus	[m <sup>3</sup> /kg]

Yhtälöön (18) on sijoitettu kokonaismassavuo  $G = \rho_{TP} u_{TP}$ , veden ominaistilavuus  $v_L = (1/\rho_L)$  ja kaksifaasiseoksen ominaistilavuus  $v_{TP} = (1/\rho_{TP})$ , joka voidaan kirjoittaa edelleen yhtälön (19) mukaisesti.

$$v_{TP} = \left(\frac{1}{\rho_{TP}}\right) = v_L \left\{1 + x \left(\frac{\rho_L}{\rho_G} - 1\right)\right\} \quad (19)$$

Yhdistämällä yhtälöt (14) ja (19) sekä esittämällä massavuo  $G = \rho_L u_{L0} = \rho_L j_{L0}$  saadaan kaksifaasivirtauksen painehäviökertoimen laskemiseksi yhtälö (20).

$$\phi_{L0}^2 = \frac{\lambda_{TP}}{\lambda_{L0}} \left\{1 + x \left(\frac{\rho_L}{\rho_G} - 1\right)\right\} \quad (20)$$

Olettamalla, että kaksifaasivirtauksen kitkakerroin  $\lambda_{TP}$  on likimain sama kuin veden  $\lambda_{L0}$  yhtälö (20) yksinkertaistuu yhtälön (21) muotoon.

$$\phi_{L0}^2 = 1 + x \left(\frac{\rho_L}{\rho_G} - 1\right) \quad (21)$$

Tällöin kaksifaasivirtauksen kitkahävion kerroin voidaan ilmaista melko yksinkertaisessa muodossa. Yhtälöllä (21) lasketut arvot täsmäävät hyvin Thomsin

korrelaation arvoihin (kuva 14). Jos halutaan huomioida viskositeetin vaikutus, esitetään kaksifaasivirtauksen kitkakerroin  $\lambda_{TP}$  yhtälön (22) mukaisesti.

$$\lambda_{TP} = \frac{0,3164}{(Gd_i/\mu_{TP})^{0,25}} \quad (22)$$

jossa  $\mu_{TP}$  = kaksifaasiseoksen viskositeetti [Pa·s]

Sijoittamalla yhtälö (22) yhtälöön (18) saadaan kitkapainehäviön kerroin muotoon

$$\phi_{L0}^2 = \left\{ 1 + x \left( \frac{\mu_L}{\mu_G} - 1 \right) \right\}^{0,25} \left\{ 1 + x \left( \frac{\rho_L}{\rho_G} - 1 \right) \right\} \quad (23)$$

Baroczyn (1966) korrelaatiossa on huomioitu viskositeetin lisäksi massavuo, mutta korrelaation tarkkuus on silti samaa luokkaa Thomsin korrelaation kanssa, joten Baroczyn korrelaatiota ei tässä enää käydä läpi. (Ishigai 1999, s. 243-245)

### 3.3.1 Paikalliset painehäviöt

Paikallisten painehäviöiden  $\left(-\frac{dp}{dz}\right)_b$  laskentaan, esimerkiksi putken taivutuksissa, poikkipinnan muuttuessa tai venttiilin kohdalla, voidaan johtaa yhtälö (24) samoin kuin edellä yhtälö (21).

$$\phi_{L0}^2 = \frac{\left(-\frac{dp}{dz}\right)_b}{\left(-\frac{dp}{dz}\right)_{b0}} = 1 + Cx \left( \frac{\rho_L}{\rho_G} - 1 \right) \quad (24)$$

jossa  $\left(-\frac{dp}{dz}\right)_{b0}$  = yksifaasivirtauksen painehäviö

$C$  = empiirinen vakio

Empiirinen vakio saa arvoja seuraavasti:  $C = 1$  kanavan suurenokselle,  $C = 1,5$  venttiilille,  $C = 1,5$  T-liitokselle,  $C = 2,2 - 4$  mutkalle, kun painesuhde  $p/p_{cr} > 0,1$  ja höyrypitoisuus  $x = 0 - 0,1$  ja vastaavasti  $C = 1,5$  loivalle mutkalle ( $p/p_{cr} > 0,015$ ,  $x = 0 - 0,1$ ), jossa  $p_{cr}$  on kriittinen paine. (Ishigai 1999, s. 245)

### 3.4 Lämmönsiirto kaksifaasivirtauksessa

Lämmönsiirto kuplivasta leijukerroksesta lämpöpintaan koostuu pääasiassa tulipesän hiukkasten ja kaasun konvektiivisesta lämmönsiirrosta. Lisäksi osa lämmöstä siirtyy säteilyinä. Käsitellään tässä lämmönsiirtoa putken pinnalta putkessa virtaavaan vesihöyryseokseen. (Raiko et al 1995, s. 431)

Luonnonkierron suunnittelussa on lämmönsiirron kannalta olennaista välttää putken pinnan kuivuminen. Ilmiöstä käytetään englanninkielistä termiä dryout. Putket eivät kestä lämmönsiirtokriisiä, sillä putken pinnan lämpötila voi nousta esimerkiksi 100 astetta putken pinnan kuivuessa. Käytännössä usein ongelmana on tulipesässä vapautuvan lämmön epätasainen jakautuminen, joka johtuu pääasiassa putkien likaantumisen. Likaantuminen riippuu tulipesän olosuhteista, erityisesti polttoaineen jakaantumisesta tulipesään. Kun putken päällä on paljon kuonaa ja likaa, lämmönsiirto huononee ja ajava paine pienenee, jolloin veden massavirta pienenee ja putken jäähditys heikentyy. Jos tällaisessa likaisessa putkessa on puhtaita kohtia, ovat ne erityisesti vaarassa ylikuumentua. (Reznikov 1985, s.112-113, 204)

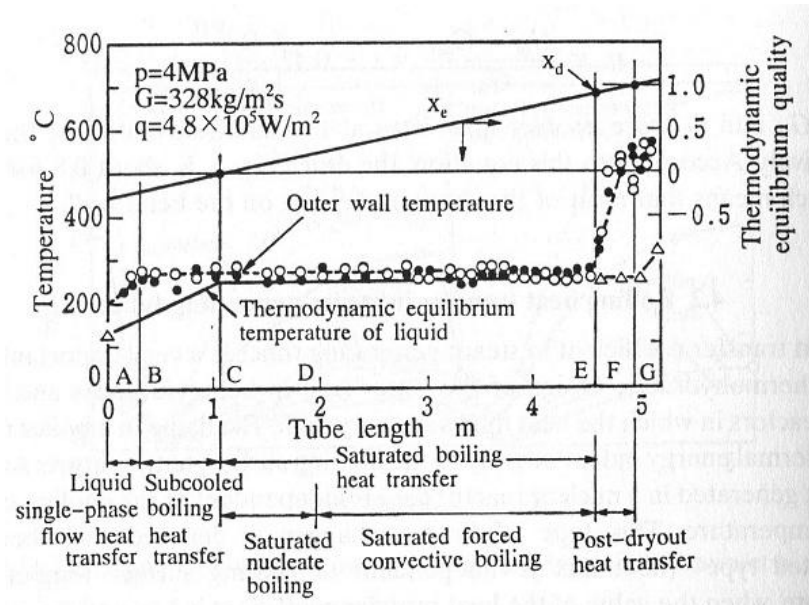
Koska vesi virtaa putkistossa, tapahtuu lämmönsiirto lähes kokonaan konvektiivisesti. Konvektion lämmönsiirtokerroin putkiseinämän sisällä määritellään yhtälöllä (25).

$$h = \frac{q}{T_w - T_b} \quad (25)$$

jossa	$h$ = konvektion lämmönsiirtokerroin	[W/m <sup>2</sup> K]
	$q$ = siirtyvä lämpö	[W/m <sup>2</sup> ]
	$T_w$ = putken pinnan lämpötila	[K]
	$T_b$ = fluidin keskimääräinen lämpötila	[K]

Kokemusten mukaan lämmönsiirtokerroimen arvo on nesteen yksifaasivirtauksessa noin 4800 W/m<sup>2</sup>K ja putken pinnan kuivuessa arvo romahtaa noin 1600 W/m<sup>2</sup>K, mistä johtuu putken pinnan lämpötilan äkillinen nousu. Kuvan 8 kuplakiehunnan alueella lämmönsiirto on erittäin tehokasta ja  $h$  on luokkaa 48000 W/m<sup>2</sup>K. Kattilan kohdissa, joissa on enemmän virtausvastusta, lämmönsiirto on erityisesti vaarassa romahtaa.

Tällaisia kohtia kattilassa voivat olla kattilan pohja ja erityisesti nokan alapinta (Ishigai 1999, s. 216-217; Vakkilainen 2012)



Kuva 15. Virtaustyytit ja putken lämpötila putkipituuden funktiona (Ishigai 1999, s. 216)

Kuvassa 15 esitetään havainnollisesti putken pinnan kuivuminen (eng. dryout). Jos lämpövirrantiheys eli lämpövuoto pysyy vakiona ja höyrypitoisuus kasvaa riittävästi, tapahtuu putkessa dryout-ilmiö tai pahimmassa tapauksessa putki palaa puhki (eng. burnout). Ilmiöstä käytetään myös englanninkielistä nimitystä departure from nucleate boiling (DNB). (Incropera et al 2007, s. 552-554)

Jottei lämmönsiirtokriisiä pääsisi tapahtumaan, voidaan laskennallisesti määrittää kriittinen höyrypitoisuus  $x_{cr}$ , jolle voidaan esittää korrelaatio (26). (Posch 2009, s. 30)

$$x_{cr} = \frac{\ln\left(\frac{G}{1000}\right) \left(0,68 \frac{p}{p_{cr}} - 0,3\right) - \ln(q) + \ln(c)}{1,2 \ln\left(\frac{\dot{m}}{1000}\right) + 1,5} \quad (26)$$

jossa  $p_{cr}$  = kriittinen paine [MPa]

$q$  = lämpövirran tiheys [ $\text{W/m}^2$ ]

$c$  = vakio

Yhtälön (26) vakio  $c$  lasketaan yhtälöstä (27).

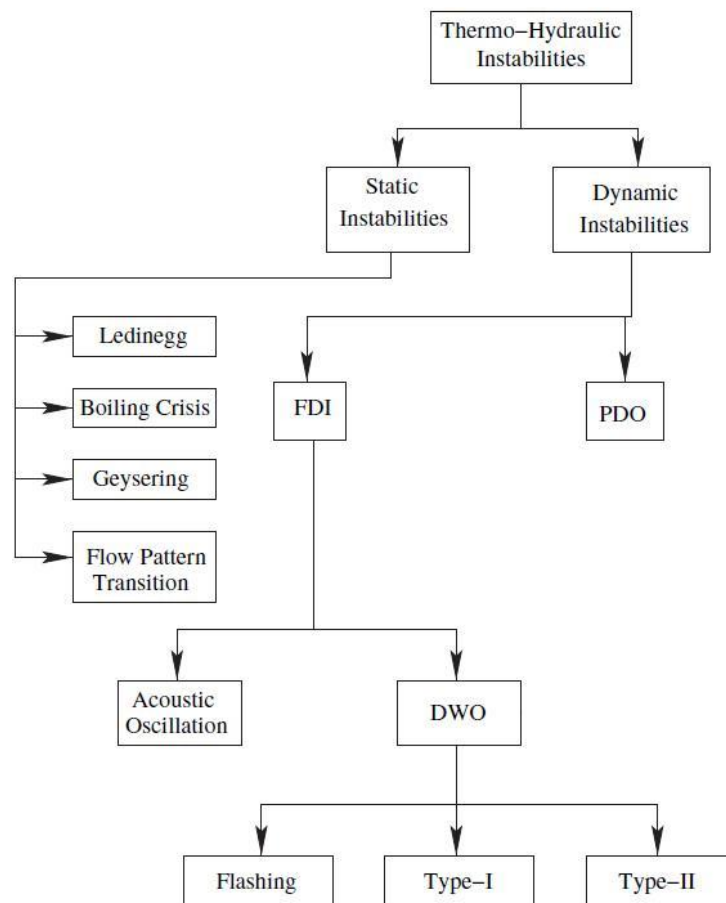
$$c = 10^3 \left[ 10,3 - 17,5 \left( \frac{p}{p_{cr}} \right) + 8 \left( \frac{p}{p_{cr}} \right)^2 \right] \left( \frac{8 \cdot 10^{-3}}{d_i} \right)^{0,5} \quad (27)$$

Yllä esitetty korrelaatio (26) kriittiselle höyrypitoisuudelle pätee, kun

paine	$29 \text{ bar} \leq p \leq 196 \text{ bar}$
massavuo	$500 \frac{\text{kg}}{\text{sm}^2} \leq G \leq 5000 \frac{\text{kg}}{\text{sm}^2}$
putkihalkaisija	$4 \cdot 10^{-3} \text{ m} \leq d \leq 25 \cdot 10^{-3} \text{ m}$

### 3.5 Stabiilisuuden tarkastelu

On tärkeää, että kattilaa voidaan operoida stabiililla alueella. Kuvan 16 mukaan termohydrauliset epästabiilisuudet voidaan jakaa staattisen stabiilisuuden ja dynaamisen stabiilisuuden tarkasteluun

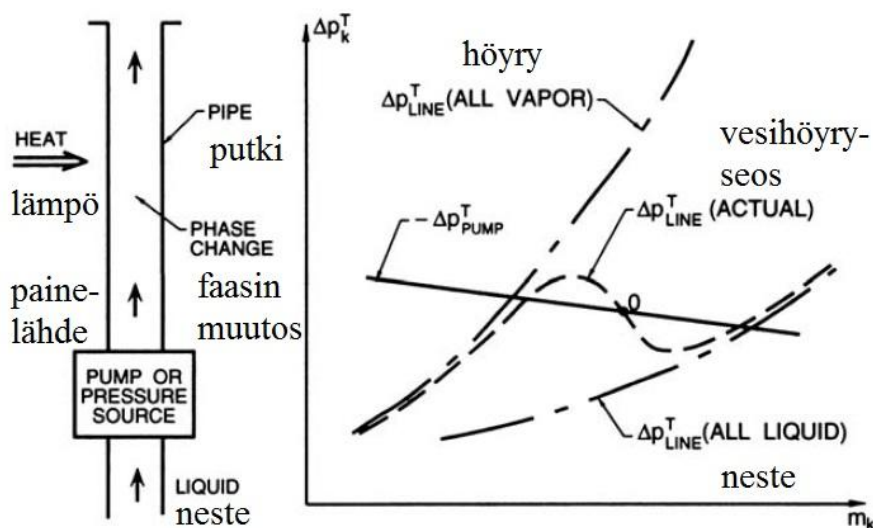


Kuva 16. Epästabiilisuuksien jaottelu (Gonella 2007, s. 3)

Käsitellään tässä tarkemmin Ledineggin epästabiilisuutta, joka on yksi staattisen stabiilisuuden lajeista. Lämmönsiirtokriisiä on käsitelty kappaleessa 3.4.

### 3.5.1 Ledineggin epästabiilisuus

Ledineggin epästabiilisuus on tavanomaisin kattilan putkistossa tapahtuva epästabiilisuusilmiö, joka voi ilmetä, kun virtaus saadaan aikaan paine-eron avulla, kuten kattilan putkistossa. Jos putkeen siirtyvä lämpöteho on riippumaton massavirrasta, suurilla massavirran arvoilla virtaus pysyy suuremmilta osin nesteenä ja puolestaan pienillä massavirran arvoilla virtauksessa on paljon höyryä (Kuva 16). Kuvan 16 painelähteeksi ajatellaan luonnonkiertokattilan tapauksessa hydrostaattinen paine. Massavirran kasvaessa riittävästi siirrytään höyryn käyrältä nestefaasin käyrälle. Jos siis massavirta kasvaa painehäviöt pienenevätkin, koska suuri massavirta johtaa vähäisempään höyryn muodostukseen, jolloin myös kitkahäviöt pienenevät. (Brennen 2005, s. 349-350; Jansen Combustion 2012, s.7)



Kuva 17. Ledineggin epästabiilisuus (Brennen 2005, s. 349)

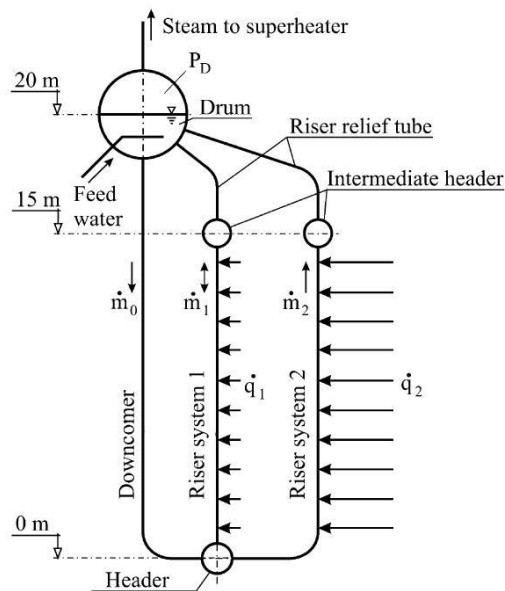
Käyrän pisteessä 0 sijaitsee epästabiili toimintapiste ja toiminta tässä pisteessä voi johtaa epästabiilisuuksiin, kuten virtauksen kääntymiseen rinnakkaisissa nousuputkissa (Walsh et al 1997, s. 3, 7).

### 3.5.2 Paineen vaikutus

Tarkastellaan tilannetta, jossa nousuputkiin absorboituu lämpöä eri määrät. Tällöin on riski, että virtaus kääntyy kuvan 18 toisessa nousuputkessa alavirtaukseksi, jolloin putken kuivuminen on todennäköistä. Voidaan määritellä kriittinen lämpövirtasuhde  $V_{cr}$ , jolla mainittu tilanne voidaan välttää.  $V_{cr}$  riippuu selvästi lieriön paineesta ja kuvan

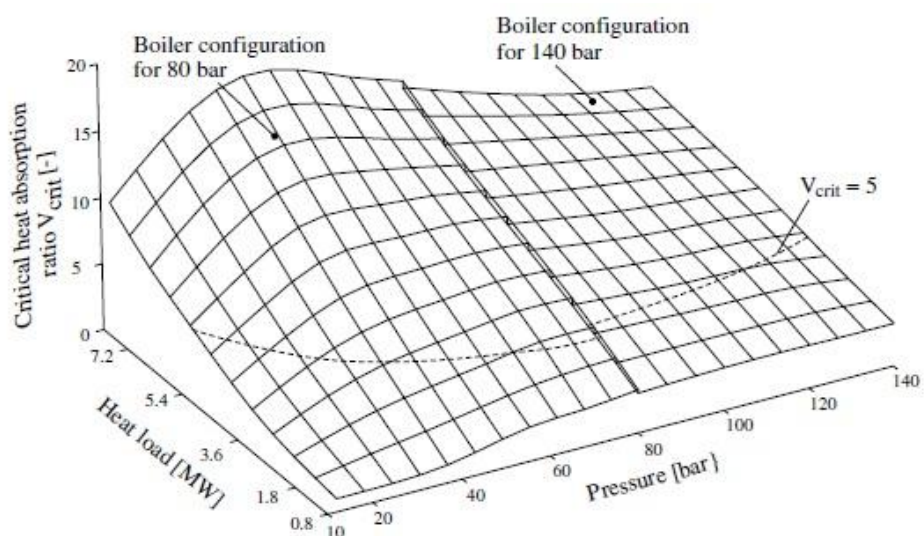


18 kaltaisessa, mutta modifioimattomassa kiertopiirissä arvoilla 1...5 voidaan saavuttaa riittävä jäähdytys. Myös kattilan käynnistyksen yhteydessä voi ilmetä virtauksen kääntymistä. (Linzer 2005, s. 2)



Kuva 18. Modifioitu luonnonkierto (Linzer 2005, s. 4)

Nousuputkien jälkeiset lieriöön menevät putket ovat halkaisijaltaan noin 1/3 alalieriöstä lähtevien nousuputkien halkaisijasta. Käyttämällä tällaista modifioitua kiertopiiriä voidaan kattilaa operoida suuremmalla lämpövuosuhteella. Kuvasta 19 voidaan lukea kriittinen lämpövuosuhte lämpötehon ja paineen funktiona. (Linzer 2005, s. 6)



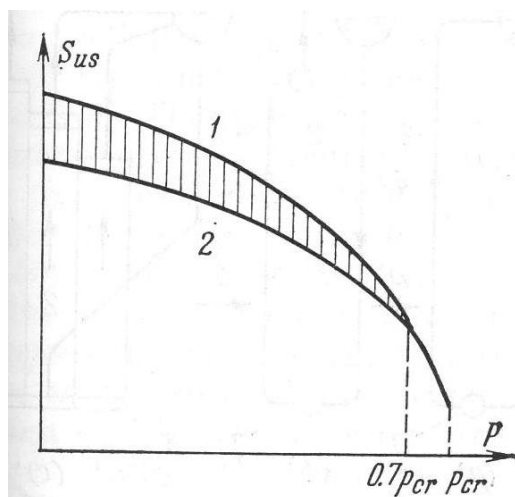
Kuva 19: Kriittinen lämpövuosuhte (Linzer 2005, s. 4)

#### 4 KIERTOLASKENNAN TOTEUTTAMINEN

Lopullista kiertolaskentaa varten kattila jaetaan kiertopiireihin. Jokainen piiri alkaa lieriöstä ja päättyy lieriöön. Usein kattilan myyntivaiheen laskenta ei ole vielä tarkka, vaan tällöin vesihöyrypiiri voidaan laskea karkeasti Excel-laskennalla, kun kattilan vesihöyrykierto jaetaan kiertopiireihin. Esimerkiksi, jos lasketaan tulipesän seinät, erillinen toisen vedon höyrystin ja nurkkaputkista muodostettu piiri omina kiertoinaan, saadaan erilaiset paineet lieriöön, joka todellisuudessa on piirien yhteinen ja kammiossa vallitsee sama paine. Tilannetta havainnollistaa kappaleen 1 kuva 3. (Hautamaa 2012)

Nyrkkisääntönä voidaan pitää, että putki-poikkipinta-alaa tarvitaan enemmän matalilla paineilla ja kitkapainehäviö on pienempi suurilla paineilla. Kiertolaskennan tulos tulee siis lopullisessa laskennassa muuttumaan, kun kiertopiirit tasapainotetaan keskenään. Myyntivaiheessa onkin tärkeää saada selville kiertoputkien lukumäärä, jotta voidaan tehdä kustannuslaskelma. (Kohan 1997; Hautamaa 2012)

Kuvan 20 käyrä 1 esittää ideaalista ajavaa painetta, joka riippuisi vain käyttöpaineesta. Suuremmalla käyttöpaineella vesihöyryseoksen tiheys on nousuputkissa suurempi, jolloin ajavapaine pienenee.



Kuva 20. Hyödyksi saatava ajava paine käyttöpaineen funktiona (Reznikov 1985 s. 147)

Kuvan 20 käyrä 2 huomioi veden ja vesihöyryn erisuuret virtausnopeudet. Pienillä paineilla suuret höyrymuodostumat ovat mahdollisia ja suhteellinen höyryn nopeus on suuri. Kun käyttöpainetta kasvatetaan pintajännitys pienenee ja höyrymuodostumat hajoavat pienemmiksi kupliksi, mikä johtaa pienempään höyryn suhteelliseen

nopeuteen. Kun paine on 70 % kriittisestä paineesta, eroa käyrien välillä ei enää ole, vaan ne yhtyvät. (Reznikov 1985 s. 147)

#### **4.1 Työn kulku luonnonkiertolaskennassa**

Kiertolaskennan proseduuri on seuraava (Stultz 1992, 5-18):

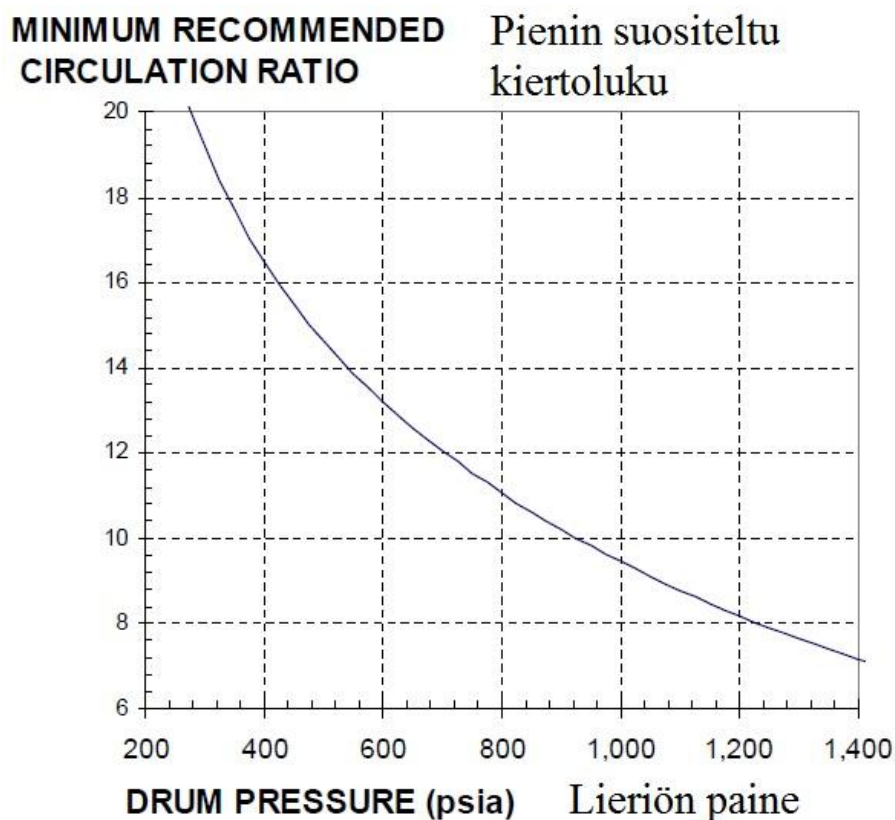
1. Määritetään tulipesän geometria polttoaineen perusteella
2. Valitaan komponentit, kuten tulipesän seinät, lieriö ja määrätään niiden sijoitus (kappale 2)
3. Paikallinen lämmönsiirtyminen tulipesän geometrian perusteella, johon vaikuttaa poltinten sijoitus
4. Suoritetaan kiertolaskenta painehäviö korrelaatioiden avulla
5. Verrataan laskennan tuloksia (virtausnopeudet, höyrypitoisuudet) kokemusperäisiin arvoihin (taulukko 1)
6. Kiertopiiriä muokataan ja laskentaa suoritetaan kunnes päästään tyydyttäviin arvoihin ja täytetään kriteerit

Tärkeimmät kriteerit ovat (Stultz 1992, 5-18):

1. Kriittinen lämpövuoto (kappale 3)
2. Virtauksen stabiilisuus (kappale 3)
3. Höyryn erotus ja lieriön rajoitukset (kappale 2)
4. Minimi virtausnopeus
5. Virtauksen määrä lämpötehon mukaan

Jotta vältetään lämmönsiirtokriisi, höyryn osuus virtauksessa on pidettävä riittävän alhaisena. Koska höyryn ominaistilavuus nousuputkissa pienenee käyttöpaineen kasvaessa, korkeammalla paineella toimiva kattila voi toimia pienemmällä kiertoluvulla. (Walsh et al 1997, s. 2-3)

Kuvassa 21 esitetään kattilavalmistajan kokemukseen perustuva kuvaaja siitä, mikä tulisi luonnonkiertokattilassa vähintään asettaa kiertoluvuksi kullakin lieriön paineella.



Kuva 21. Kiertoluku lieriön paineen funktiona (Jansen Combustion, 2012)

Esimerkiksi, kun lieriön paine on 76 bar (1100 psi) tulisi kiertoluvuksi valita kuvan 21 perusteella 8,8. Kuvaajan minimikäyrä edustaa hörypitoisuutta 75 %<sub>vol</sub>. (Walsh et al 1997, s. 3)

Kokemuksen kautta hyväksi havaittuja virtausnopeuksia kattilan putkistossa esitetään taulukossa 1.

Taulukko 1. Suositeltavia virtausnopeuksia kattilan putkistossa (Ahlström)

<b>Putkiston osa</b>	<b>Virtausnopeus [m/s]</b>
laskuputket	2,7 - 3,5
tulipesän seinämät	1 - 2
keittopinta	0,2 - 0,7
nousuputket	3 - 4,5

Kiertolaskentaa tehtäessä ja kattilaa mitoitettaessa on hyvä tarkistaa, että virtausnopeudet pysyvät taulukon 1 mukaisissa arvoissa, sillä tällöin voidaan välttää

putken pinnalle muodostuvan höyryfilmin muodostuminen, mikä taas voi johtaa lämmönsiirtokriisiin. Vinosti olevat putket vaativat suurempia virtausnopeuksia. Virtausnopeuksien mittausta voidaan suorittaa pitot-putkilla, jotka mittaavat dynaamista painetta. Edelleen massavirta saadaan laskettua veden tiheyden, virtausnopeuden ja putken poikkipinta-alan avulla. (Walsh et al 1997, s. 3-4)

Koska virtaus luonnonkiertokattilassa on luonteeltaan epästabili ja sen tila vaihtelee ajan funktiona, on tarkka laskenta käsin varsin hankalaa. Lisäksi, jos jotain vesihöyrykiertopiirin komponenttia muokataan, muuttaa tämä koko laskennan. Muutenkaan kattilan kiertoa ei voi laskea osissa komponentti kerrallaan, vaan on ensin laskettava tietyillä arvoilla koko kierto, jonka jälkeen voidaan suorittaa jälleen uusi laskenta. Koska yhtälöt, joilla kierto määritellään ovat osittain toisistaan riippumattomia ja epälineaarisia, ratkaisu saadaan iteratiivisesti. (Vakkilainen 2012; Walsh et al 1997, s. 4)

#### 4.1.1 Höyrytimen massavirran määrittäminen

Höyrytimenputkissa kiertävä massavirta voidaan määrittää arvaamalla se ensin, jonka jälkeen lasketaan yhtälöllä (12) putkistoissa syntyvät painehäviöt. Lisäksi tulee ottaa huomioon kiihtyvyysspainehäviöt. Putkiston painehäviöitä verrataan tiheyseron aiheuttamaan ajavaan paineeseen, joka voidaan laskea yhtälöstä (1). (Huhtinen 2000, s. 114)

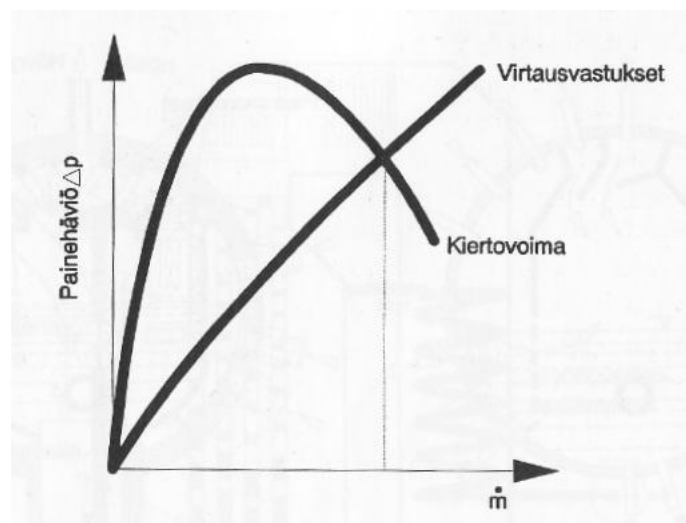
Tasapainoyhtälö voidaan kirjoittaa

$$\Delta p_D = \Delta p_R + \Delta p_B \quad (28)$$

jossa

$$\Delta p_B = \text{kiihtyvyysspainehäviö}$$

Jos ajava paine on suurempi kuin lasketut painehäviöt, kierron massavirta on arvattua suurempi ja päinvastaisessa tapauksessa pienempi. Suorittamalla laskelma useilla massavirroilla voidaan piirtää kuvan 22 mukainen käyrästä, josta saadaan graafinen ratkaisu. (Huhtinen 2000, s. 116)



Kuva 22. Höyrytimessä kiertävän massavirran määrittäminen (Huhtinen 2000, s.117)

## 4.2 Ohjelmistot kiertoalaskennassa

Kiertoalaskenta suoritetaan käyttäen erityisesti siihen suunniteltuja ohjelmia. Yksi esimerkki tällaisesta ohjelmistosta on NOWA. Toisena luonnonkiertoalaskentaan käytettävä ohjelmistona käsitellään PPSD-ohjelmistoa. Yleisesti teollisuudessa on käytössä Aproso, jota käyttävät mm. kattilatoimittajat Foster Wheeler ja Andritz.

### 4.2.1 NOWA

NOWA-ohjelmistolla voidaan laskea stationäärisiä veden ja höyryn massavirtoja luonnonkierto-, pakkokierto- ja läpivirtauskattiloissa. NOWA on kehitetty Wienin teknillisessä yliopistossa ja se on yksi ensimmäisistä kiertoalaskentaohjelmistoista. Tämän lajin ensimmäisenä ohjelmistona sitä käytetään kansainvälisesti stationääristen virtauksien laskentaan putkistoryhmille. Painehäviöalaskentaan NOWA tarjoaa kolme erilaista mallia: homogeenisen mallin, Thomsin virtausmallin ja Thomsin mallin, jossa on Friedelin kitkatermi. (Posch 2009, s. 43)

### 4.2.2 PPSD

Power Plant Simulator & Designer (PPSD) on kaupallinen kattilanmitoitusohjelma, jonka on luonut ohjelmistotalo KED (Kerntechnik, Entwicklung und Dynamik). PPSD:n perusosalla voidaan laskea painehäviöt, lämmönsiirto ja kaiken tyyppisiä stationäärisiä tapauksia. PPSD-ohjelmistoon on myös saatavilla täydentäviä lisäosia, kuten lisäosa

dynaamiseen laskentaan, jolloin PPSD osaa käsitellä kattilan kylmä- ja kuumakäynnistysten sekä alasajojen dynaamiset tilanteet. Ohjelmisto sisältää graafisen käyttöliittymän, mutta ohjelmistoon syötettävää ja ohjelmistolla laskettua dataa voidaan käsitellä myös Excel-taulukkolaskennalla. Kuva käyttöliittymästä esitetään liitteessä 3. (Kerntechnik, Entwicklung und Dynamik 2012, s. 3-7, 21)

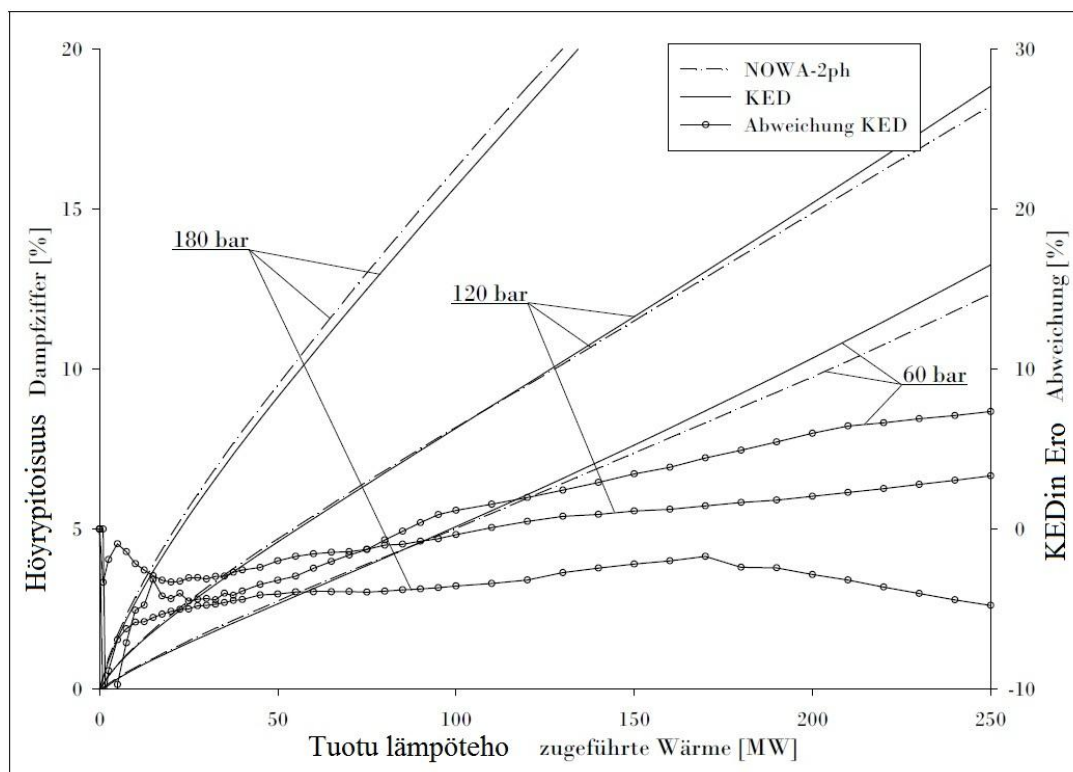
#### 4.2.3 Apros

Andritz on käyttänyt Aprosta useita vuosia luonnonkierron mitoitukseen soodakattiloissa. Mitoituksissa vesihöyrypiirin laskenta on toteutettu erilaisilla kuormilla ja paineilla. Samoin luonnonkiertopiiri voidaan mitoitaa BFB-kattiloissa. Tyypillinen simulaatio-malli sisältää kattilan taka-, etu- ja sivuseinät, hilan, ylälieriön, mahdollisen alalieriön, kammiot sekä nousuputket lieriöön. (Apros 2012)

### 4.3 Ohjelmistoilla suoritettu laskenta

Ensin lasketaan kierron massavirrat erilaisilla lämpökuormilla ja höyryntuotanto määritellään painehäviöiden perusteella. Lukittavaksi suureeksi jää muuttuva lämpövirta, jota vertaillaan kriittiseen höyrypitoisuuteen. (Posch 2009, s. 45)

Kuvassa 22 esitetään ohjelmistoilla laskettu höyrypitoisuus kattilassa tuodun lämmön funktiona. Kuvaajassa vaaka-akselilla on tuotu lämpöteho  $Q$  [MW], vasemmalla pystyakselilla höyrypitoisuus  $x$  [%] ja oikealla ohjelmistoilla laskettujen tulosten suhteellinen ero [%].



Kuva 23. Höyrypitoisuus kattilassa tuodun lämmön funktiona eri paineilla (Posch 2009, s. 55)

Höyrypitoisuus lieriöön palatessa on sitä suurempi, mitä suurempi on lieriönpaine. Tämä johtuu höyrystymisentalpian pienemisestä paineen kasvaessa. On myös huomattavaa, että matalammalla lieriön paineella ja suuremmalla lämpöteholla ero höyrypitoisuudessa on varsin suuri, luokkaa 8 %, mikä voidaan lukea kuvaajan oikealta pystyakselilta.

Suoritetaan kiertolaskenta molemmilla ohjelmistoilla ja vertaillaan saatuja tuloksia.

Laskennan alkuarvot esitetään liitteessä 2, jossa näkyy myös NOWA-ohjelman käyttöliittymä. Taulukossa 2 esitetään kiertolaskennan yleiset tulokset, joista huomataan, että lasketuissa luonnonkierron kokonaismassavirroissa ja kiertoluvuissa on melko paljon eroa.

Taulukko 2. Kiertolaskennan yleiset tulokset ohjelmistoilla laskettuna (Posch 2009, s. 96)

	NOWA	KED	Ero [%]
Tulopaine $p_{in}$ [bar], reunaehto	70,540	70,535	0,007
Syöttöveden entalpia $h_{sv}$ [kJ/kg], reunaehto	1269,900	1269,905	0,000
Kierron massavirta $\dot{m}_U$ [kg/s]	487,311	467,798	4,004
Kiertoluku U	17,100	16,389	4,158



Taulukossa 3 esitetään molemmilla ohjelmistoilla lasketut massavirta ja -vuo laskuputkissa. Putkiryhmät ovat samat kuin liitteen 3 KED-ohjelmiston vesipiirissä. Putkiryhmän SW2a yksittäiset putkitiedot esitetään liitteessä 2, jonka mukaan esimerkiksi putkihalkaisijat tässä putkiryhmässä ovat 57,15 mm ja 141,3 mm.

Taulukko 3. Massavirta ja -vuo laskuputkissa laskettuna NOWA- ja KED-ohjelmistoilla (Posch 2009, s. 96)

Osa	Putkiryhmä	NOWA		KED	
		$\dot{m} \left[ \frac{\text{kg}}{\text{s}} \right]$	$G \left[ \frac{\text{kg}}{\text{sm}^2} \right]$	$\dot{m} \left[ \frac{\text{kg}}{\text{s}} \right]$	$G \left[ \frac{\text{kg}}{\text{sm}^2} \right]$
Takaseinä	RW 3a	165,066	1942,500	147,345	1733,958
	RW 3b	59,280	1709,100	58,319	1681,441
	RW 3c	61,178	1763,900	56,837	1638,704
	RW 3d	3,763	1084,900	4,472	1289,277
Sivuseinä	SW 2a	37,990	1825,500	40,598	1950,822
	SW 2b	5,425	1564,300	4,602	1326,864
	SW 3a	65,556	1350,100	66,050	1360,226
	SW 3b	45,798	1650,600	43,641	1572,806
	SW 3c	43,255	1039,300	45,934	1103,643

Kiertolaskennan tuloksista huomataan selvästi, ettei massavirtaus jakaudu tasaisesti putkiston eri osiin. Liitteen 4 kuvaajiin on piirretty näkyviin kummallakin ohjelmalla lasketut massavirtajakaumat taulukoiden 3 ja 4 perusteella.

Taulukko 4. Massavirta ja -vuo nousuputkissa laskettuna NOWA- ja KED-ohjelmistoilla (Posch, s. 97)

Osa	Putkiryhmä	NOWA			KED		
		$\dot{m} \left[ \frac{\text{kg}}{\text{s}} \right]$	$G \left[ \frac{\text{kg}}{\text{sm}^2} \right]$	$x \text{ [%]}$	$\dot{m} \left[ \frac{\text{kg}}{\text{s}} \right]$	$G \left[ \frac{\text{kg}}{\text{sm}^2} \right]$	$x \text{ [%]}$
Takaseinä	RW 1a	41,828	321,600	4,530	43,230	332,370	4,410
	RW 1b	4,045	291,500	4,400	4,344	313,145	4,134
	RW 1c	13,098	209,800	4,950	10,719	171,692	6,021
	RW 1d	0,310	89,300	6,470	0,026	7,505	74,028
	RW 2a	47,367	364,200	4,650	41,139	316,291	5,420
	RW 2b	4,596	331,300	4,580	0,611	44,071	23,008
	RW 2c	21,518	344,700	4,770	20,051	321,173	5,323
Sivuseinä	SW 1a	45,798	322,100	6,630	43,641	306,889	6,985
	SW 1b	43,415	291,100	7,150	45,200	303,065	6,886
	SW 2c	64,371	464,000	3,180	65,449	471,749	3,145
	SW 2d	1,185	341,800	2,510	0,600	173,215	4,291
Etuseinä	FW 1a	43,057	331,000	8,770	41,827	321,586	9,057
	FW 1b	4,143	298,600	8,590	3,779	272,389	9,431
	FW 1c	13,779	220,700	11,120	11,209	179,539	13,652
	FW 1d	0,199	57,400	9,800	0,022	6,322	86,869
	FW 2a	35,525	273,100	3,650	34,828	267,773	3,767
	FW 2b	3,473	250,300	3,540	3,386	244,080	3,672
	FW 2c	17,175	275,100	3,580	18,074	289,509	3,455
Höyrystin	EVA	47,019	348,500	8,360	50,406	372,216	8,580
Yhdysputki	STR	16,730	577,300	4,770	13,141	453,395	6,005
	STF	18,680	644,500	5,520	16,114	556,001	6,442

Taulukosta 4 huomataan, että höyrypitoisuudelle saadaan tietyillä putkiryhmillä huomattavan erilaisia tuloksia. Esimerkiksi etuseinällä (FW 1d) NOWA laskee höyrypitoisuudeksi 9,8 % ja KED 86,9 %. KEDin mukaan siis putkiryhmä ei toimi oikein, koska sinne ei mene juuri massavirtausta. Putkiryhmän FW 1d putket olisivat vaarassa palaa puhki.

## 5 YHTEENVETO

Luonnonkierron mitoituksessa on tärkeää tuntea vesihöyryseoksen käyttäytyminen. Koska luonnonkierto aiheutuu hydrostaattisesta paineesta, ajava paine määräytyy tiheyseron ja kiertopiirin korkeuden perusteella.

Olellainen ero yksi- ja kaksifaasivirtauksen välillä on se, että veden ja vesihöyryn virtausnopeudet voivat olla erisuuret kaksifaasivirtauksessa. Vain homogeenista virtausmallia käytettäessä voidaan olettaa faasien virtausnopeudet yhtä suuriksi. Virtausnopeuteen putkessa vaikuttaa myös putken asento ja virtaussuunta putkistossa.

Jotta luonnonkierron mitoitus on mahdollista, on määritettävä putkistossa syntyvät painehäviöt. Kuten kappaleessa 3 todettiin, painehäviön määrittäminen on haasteellista kaksifaasivirtaukselle. Usein joudutaan turvautumaan erilaisiin korrelaatioihin ja käyrästöihin, joista voidaan laskea tai lukea painehäviökerroin tietyllä höyrypitoisuudella ja paineella. Kaksifaasivirtauksessa painehäviöt ovat sitä suuremmat, mitä suurempi on virtauksen höyrypitoisuus. Lisäksi usein nousuputkien keskimääräisen tiheyden määrittäminen on haastavaa.

Luonnonkierron suunnittelussa on lämmönsiirron kannalta olennaista välttää putken pinnan kuivuminen, sillä putket eivät kestä lämmönsiirtokriisiä. Kappaleessa 3 esitettiin kriittinen höyrypitoisuus  $x_{cr}$ . Kun höyrypitoisuus pysyy putkessa tätä pienempänä, voidaan putken pinnan kuivuminen välttää. Kappaleessa 3 esitettyjen virtaustyyppikuvaajien perusteella voidaan todeta paine ja massavuo, joilla höyrypitoisuus on riittävän pieni ja virtaus kuplakiehunnan alueella, jolla lämmönsiirto on tehokasta. Lisäksi on huomioitava erilaiset epästabiilisuudet, joista Ledineggin epästabiilisuutta esiintyy tyypillisimmin. Koska höyryn ominaistilavuus nousuputkissa pienenee käyttöpaineen kasvaessa, korkeammalla paineella toimiva kattila voi toimia pienemmällä kiertoluvulla.

Kiertolaskentaa voi tehdä käsin ja alustavassa mitoituksessa se suoritetaan usein käyttäen Excel-taulukkolaskentaa. Mitoituksessa voidaan lähteä liikkeelle siitä, että arvataan höyrytimen massavirta, jolloin saadaan laskettua ajava paine ja painehäviöt, jotka voidaan edelleen esittää massavirran funktiona. Piirtämällä kuvaajat saadaan graafinen ratkaisu. Luonnonkierto voidaan mitoittaa laskemalla kukin kiertopiiri erikseen ja sitten tasapainottamalla piirit. Käytännössä lopullinen kiertolaskenta

suoritetaan sitä varten räätälöidyillä ohjelmistoilla, joista nykyään yleisin on AproS. Huomattiin myös, että tässä työssä käsitellyt ohjelmistot PPSD ja NOWA antavat hiukan toisistaan eriäviä tuloksia. Päädyttiin esimerkiksi tilanteeseen, jossa NOWA:n mukaan luonnonkierto toimisi hyvin, kun taas PPSD:llä suoritettu lasku osoittaisi, ettei kierto olisi toimiva, vaan esiintyisi ongelmia, kuten nousuputkien kuivumista.

## LÄHDELUETTELO

Ahlström. Performance Engineering Manual, Section 7. Varkaus, Suomi.

Apros. 2012. Apros - Process Simulation Software. Verkkosivu:

[http://www.apros.fi/en/industries/combustion\\_power](http://www.apros.fi/en/industries/combustion_power). Haettu 15.01.2012.

Brennen, Cristopher E. 2005. Fundamentals of Multiphase Flows. Pasadena, California: Cambridge University Press. 410 s. ISBN 0521 848040.

Gavrilov, Anton. 2010. Diplomityö: Modeling of water/steam circulation in circulating fluidized bed boiler. Lappeenranta: Lappeenrannan teknillinen yliopisto, teknillinen tiedekunta. 92 s.

Gonella et. all. 2007. Review of research on flow instabilities in natural circulation boiling systems. Progress in Nuclear Energy, vuosikerta 49, numero 6, elokuu 2007. s. 429-451.

Hautamaa, Jukka. 2012. Kiertolaskenta myyntivaiheessa. Andritz Oy. Sähköposti 8.11.2012.

Hewitt G. F. & Hall-Taylor N. S. 1970. Annular two-phase flow. Oxford: Pergamon Press. 310 s. 70-119854.

Huhtinen Markku. 2000. Höyrykattilatekniikka. 5. uusittu painos. Helsinki: Oy Edita Ab. 379 s. ISBN 951-37-3360-2.

Incropera, Frank; Dewitt, David; Bergman, Theodore; Lavine, Adrienne. 2007. Fundamentals of Heat and Mass Transfer. Sixth edition. Hoboken, New Jersey: John Wiley & Sons. 981 s. ISBN 978-0-471-45728-2.

Ishigai Seikan. 1999. Steam Power Engineering Thermal and Hydraulic Design Principles, Cambridge University Press. 394 s. ISBN 0-521-62635-8.

Jansen Combustion and Boiler Technologies, inc. Appendix L. 15.01.2013. Saatavilla [15.01.2013]: <http://www.ci.new-ulm.mn.us/vertical/Sites/%7B1E9156B6-EE87-4ADE-9BB6-37AF3590FA0E%7D/uploads/%7BCC218758-B9A1-4313-9F39-7F1EC81EC758%7D.PDF>. 7 s.

Kernteknik, Entwicklung und Dynamik. 2012. Mainosseite. Saatavilla [26.01.2013]: <http://www.voneichhain.de/downloads/powerplantsimulator designer.pdf>. 21 s.

Kohan, Anthony L. 1997. Boiler Operator's Guide. 4. painos. USA: The McGraw-Hill Companies, Inc. 736 s. ISBN 0-07-036574-1.

Walter H. & Linzer W. 2005. The influence of the operating pressure on the stability of natural circulation systems. Applied Thermal Engineering 2006, 892-897. Wien, Itävalta: Institute for Thermodynamics and Energy Conversion. 6 s.

Posch Sebastian. 2009. Diplomityö: Vergleich und Analyse unterschiedlicher Berechnungsmethoden für Naturumlaufdampfzeuger. Wien: Technischen Universität Wien, Fakultät für Maschinenwesen und Betriebswissenschaften. 127 s.

Raiko Risto et al. (toim.), 1995. Poltto ja palaminen. Jyväskylä: International Flame Research Foundation (IFRF) Suomen kansallinen osasto. 629 s. ISBN 951-666-448-2.

Reznikov M.I., 1985. Steam Boilers of thermal power stations. Moskova: Mir Publishers. 341 s.

Stultz, S. C. & Kitto, J. B. 1992. Steam: its generation and use. The Barberton, Ohio: Babcock & Wilcox, cop. ISBN 0-9634570-0-4. n. 1000 s. useina jaksoina.

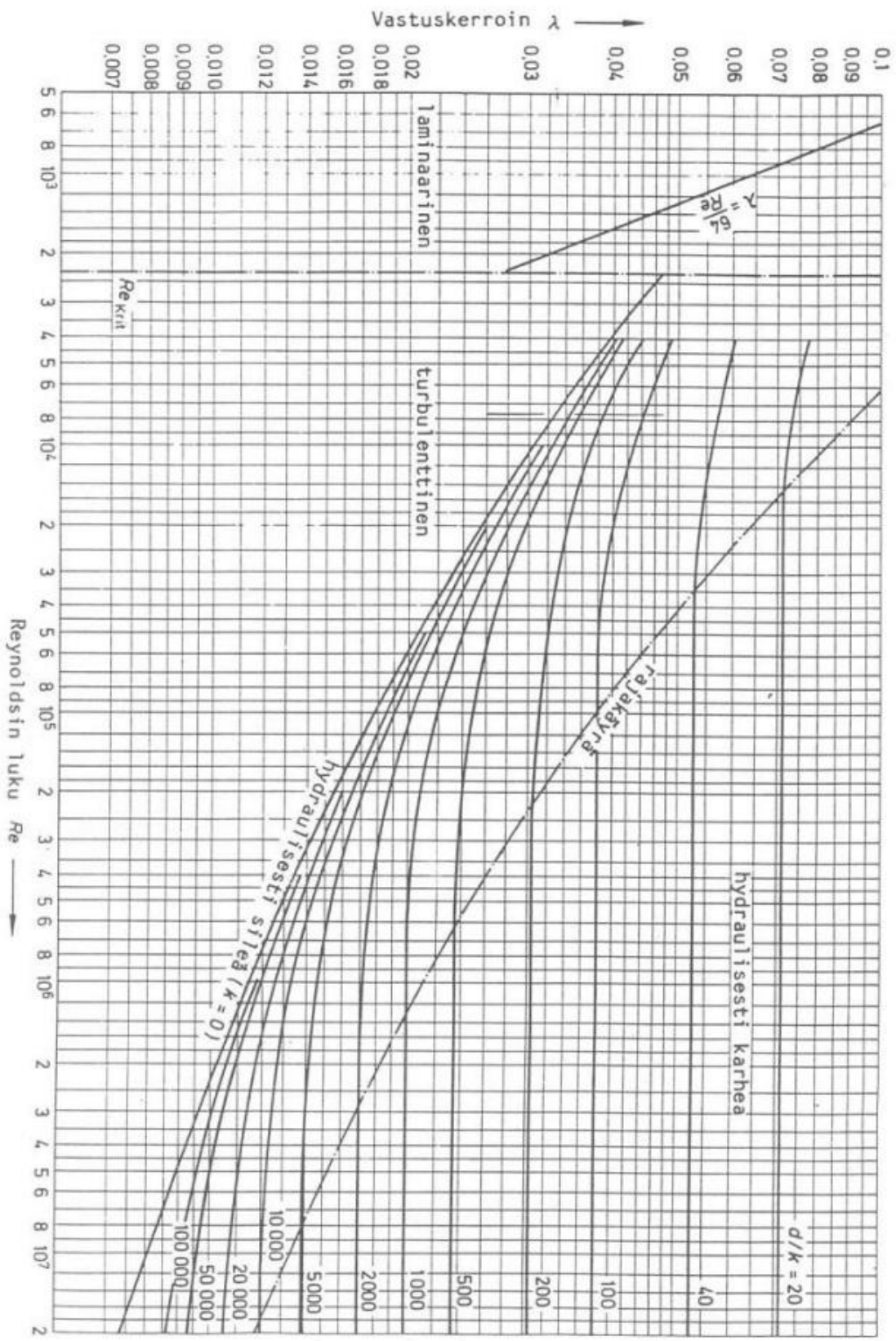
Teir Sebastian. 2003. Steam Boiler Technology. Helsinki University of Technology, Laboratory of Energy Engineering and Environmental Protection: Picaset Oy, Helsinki. ISBN 951-22-6759-4.

Vakkilainen Esa. 2012. Kandidaatintyöpalaverit.

Vakkilainen Esa. 2010. Luentomoniste kurssilla Höyrykattilatekniikka. n. 100 s. useina jaksoina.

Vuorikari. 2007. Käytännön virtaustekniikkaa, Putkiston virtaustekninen mitoitus.

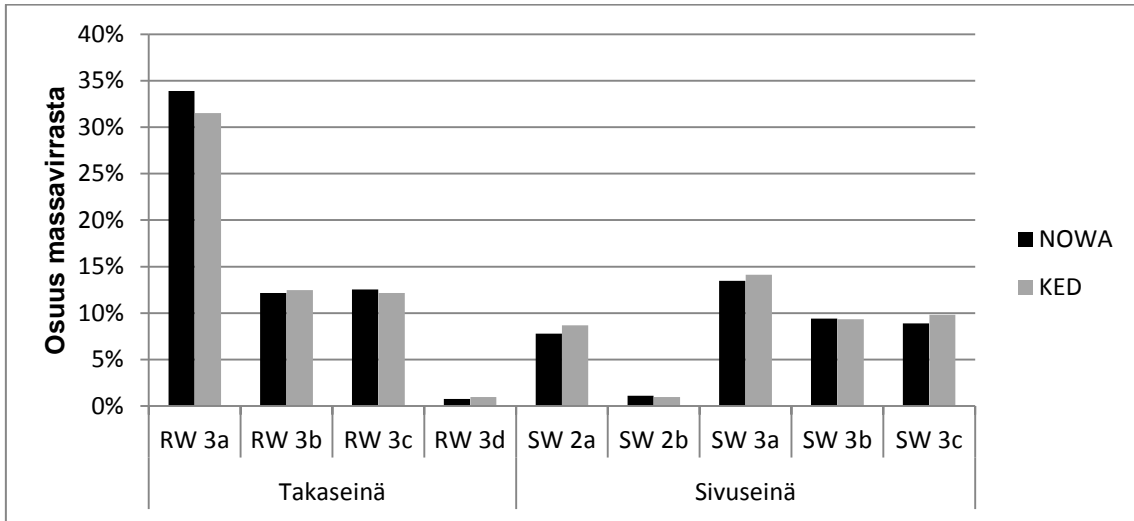
Walsh Allan R; Berz Marcel D; Verlopp Arie 1997. Recovery Boiler Circulation Analyses. Washington, USA: Jansen Combustion and Boiler Technologies, Inc. Engineering & Papermakers Conference. Saatavilla [20.01.2013]: <http://www.tappi.org/Downloads/unsorted/UNTITLED---eng971123pdf>. 8 s.



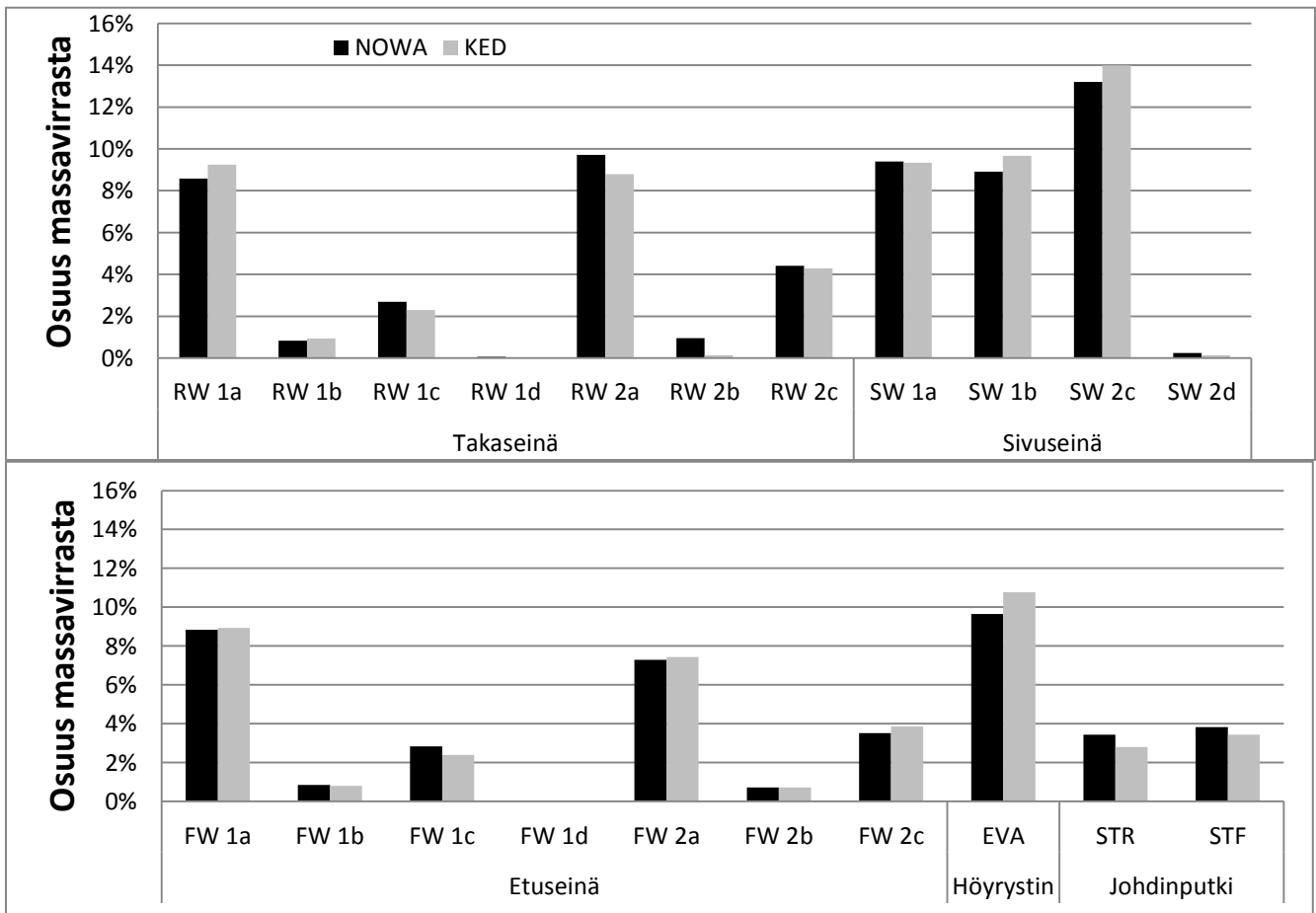








Kuvaaja 1. Massavirran jakautuminen laskuputkissa laskentaesimerkissä



Kuvaaja 2. Nousuputkiston putkiryhmiin jakautuvan massavirran osuudet