



LÄMMÖNSIIRINTYYPIN MÄÄRITTÄMINEN KAUKAAN TEHTAAN LÄMPÖ- VERKOSSA

Lappeenrannan–Lahden teknillinen yliopisto LUT

Energiatekniikan kandidaatintyö

2023

Maija Keränen

Tarkastaja: Professori Esa Vakkilainen

TIIVISTELMÄ

Lappeenrannan–Lahden teknillinen yliopisto LUT

School of Energy Systems

Energiatekniikka

Maija Keränen

Lämmönsiirrintyyppien määrittäminen Kaukaan tehtaan lämpöverkossa

Energiatekniikan kandidaatintyö

2023

29 sivua, 12 kuvaa ja 3 taulukkoa

Tarkastaja: Professori Esa Vakkilainen

Ohjaajat: Professori Esa Vakkilainen, Käyttöinsinööri Samuli Särkelä (UPM Kaukas), Voimapäällikkö Markku Kauppinen (UPM Kaukas)

Avainsanat: lämmönsiirrin, lämmönsiirto, virtauskytkentä, ε -NTU-menetelmä, vastavirta, myötävirta, ristivirta, putki-vaippalämmönsiirrin

Kandidaatintyön tavoitteena on etsiä tehokkain lämmönsiirrintyyppi UPM Kaukaan sellu-tehtaan lämpövesiverkkoon vanhan putki-vaippalämmönsiirtimen tilalle. Laskenta suoritettiin tehokkuus-NTU-menetelmällä kolmesta eri tarkastelunäkökulmasta neljälle tyypillisimmälle lämmönsiirtokytkenälle, joita ovat vasta-, myötä- ja ristivirta sekä putki-vaippalämmönsiirrin. Ensimmäisessä tarkastelussa muutettiin lämmönsiirtopinta-alaa, toisessa kokonaislämmönsiirtokerrointa ja kolmannessa kylmän puolen sisääntulolämpötilaa. Likaisuutta ei otettu huomioon.

Jokaisessa tarkastelutavassa parhaimmaksi lämmönvaihdintyyppiä osoittautui vastavirtape-riaatteella toimiva lämmönsiirrin. Erityisesti lämmönsiirtopinta-alaa muuttamalla eroja saatiin selkeämmiksi. Tehdasympäristössä vastavirtakytkeä sovelletaan levylämmönsiirtimessä, joka voisi olla hyvä ratkaisu vanhan lämmönsiirtimen tilalle.

ABSTRACT

Lappeenranta–Lahti University of Technology LUT

School of Energy Systems

Energy Technology

Maija Keränen

Defining heat exchanger type for water heat distribution system in Kaukas Pulp Mill

Bachelor's thesis

2023

29 pages, 12 figures and 3 tables

Examiners: Professor Esa Vakkilainen

Supervisors: Professor Esa Vakkilainen, Superintendent Samuli Särkelä (UPM Kaukas),
Production Manager Markku Kauppinen (UPM Kaukas)

Keywords: heat exchanger, heat transfer, flow arrangement, ε -NTU method, counterflow, parallel flow, cross flow, shell-and-tube heat exchanger

The bachelor's thesis aims to find the most efficient type of heat exchanger for the thermal water network of UPM Kaukas Pulp Mill to replace the old shell-and-tube heat exchanger. The calculation was carried out using the efficiency-NTU method from three different perspectives for the four most typical flow arrangements: the counterflow, parallel flow, cross flow, and the shell-and-tube heat exchanger. In the first examination, the heat transfer area was changed, in the second, the total heat transfer coefficient, and in the third, the inlet temperature of the cold side. Fouling was not considered.

In each of the methods considered, the best type of heat exchanger turned out to be a heat exchanger operating on a counter flow principle. Especially, by changing the heat transfer area, the differences were made clearer. A plate heat exchanger is typical counterflow arrangement in factory environment, so it could be a good solution to replace an old heat exchanger.

SYMBOLI- JA LYHENNELUETTELO

Roomalaiset

A	lämmönsiirtopinta-ala	[m ²]
C	lämpökapasiteetti	[W/K]
c_p	ominaislämpökapasiteetti	[kJ/kgK]
q	lämpöteho	[kW]
q_m	massavirta	[kg/s]
q_v	tilavuusvirta	[m ³ /s, l/s]
T	lämpötila	[°C]
U	kokonaislämmönsiirtokerroin	[W/m ² K]

Kreikkalaiset

ε	lämmönsiirtimeen tehokkuus	[-]
ρ	tiheys	[kg/m ³]

Alaindeksit

c	kylmä
h	kuuma
i	sisääntulo
max	maksimi
min	minimi
myötä	myötävirta
o	ulostulo

r lämpökapasiteettien suhde

risti ristivirta

vaippa putki-vaippalämmönsiirrin

vasta vastavirta

Lyhenteet

NTU lämmönsiirtoyksiköiden lukumäärä

Sisällysluettelo

Tiivistelmä

Abstract

Symboli- ja lyhenneluettelo

1	Johdanto.....	7
2	Lämmönsiirto	8
2.1	Lämmönsiirron mekanismit	8
2.2	Lämmönvaihtoprosessi	9
2.3	Lämmönsiirtimet ja virtauskytkennät	9
2.4	UPM Kaukaan lämpöverkko.....	12
3	Laskenta ja menetelmät	15
3.1	ϵ -NTU-menetelmä.....	15
4	Tulokset	19
5	Johtopäätökset	25
6	Yhteenveto.....	28
	Lähteet	29

1 Johdanto

Tämän kandidaatintyön tarkoituksena on kartoittaa, minkä tyyppinen lämmönsiirrin olisi paras mahdollinen ratkaisu lämpöverkossa, jossa savukaasupesurilta tulevalla lämmöllä lämmitetään makrovettä eri prosessien käyttöön. Kylmältä ja kuumalta puolelta on tiedossa sisääntulolämpötilat sekä tilavuusvirrat. Kandidaatintyö on toteutettu yhdessä UPM Kaukaan sellutehtaan kanssa. Nykyinen kyseisen lämpöverkon lämmönsiirrin kaipaisi päivittämistä, sillä se on ollut jonkun aikaa jo ohituksessa vuodon takia, jossa kylmän ja kuuman puolen virtaukset sekoittuivat, eikä lämmönsiirrintä voinut tämän takia käyttää.

Työ koostuu teoriaosuudesta, jossa kerrotaan lämmönsiirron mekanismeista, lämmönsiirto-prosessista sekä esitellään erityyppisiä mutta tyypillisimpiä lämmönsiirtimiä ja miten ne luokitellaan. Teoriaosuudessa kerrotaan tapauskohtaisesti kuvien avulla lämpöverkon osa, johon lämmönsiirrin halutaan Kaukaan sellutehtaalla.

Tämän jälkeen on laskettu UPM Kaukaan mittausdatan perusteella erityyppisten lämmönvaihtimien tehokkuudet ε -NTU-menetelmällä, jonka avulla pystytään määrittämään lämpötehot ja näin vertaamaan, mikä siirrintyyppi olisi sopivin. Tehokkuuksia ja lämpötehoja on vertailtu kolmesta eri näkökulmasta, joista kahdessa ensimmäisessä muuttuvat lämmönsiirtopinta-ala ja kokonaislämmönsiirtokerroin. Kolmannessa tarkastelussa on otettu huomioon talven ja kesän kylmän puolen sisääntulolämpötilan vaihtelut. Tämän takia tehokkuuksia sekä lämpötehoja on vertailtu eri kylmän puolen lämpötiloilla ja näistä muodostettu kuvaaja. Työn lopussa kerrotaan laskelmien ja tarkastelujen tulokset ja suoritetaan johtopäätökset. Lopuksi on esitetty yhteenveto.

Työ on rajattu niin, että lämmönsiirtimen mitoitus ei tehdä, vain vertailu tehokkuuksista riittää, jotta työ ei venyisi liian pitkäksi. Työn tavoitteena onkin määrittää parhaiten toimiva ja tehokkuudeltaan paras lämmönsiirrin Kaukaan sellutehtaan lämpövesiverkkoon, joten laskelmat on suoritettu lämmönsiirron näkökulmasta, eikä kustannuslaskuja ole otettu huomioon.

2 Lämmönsiirto

Tässä kappaleessa käsitellään lyhyesti lämmönsiirron teoriaa. Aluksi kerrotaan lämmönsiirron mekanismeista ja lämmönvaihtoprosessista lämmönsiirtimissä. Tämän jälkeen esitellään lyhyesti tyypillisimmät virtauskytkentätyypit sekä lämmönsiirtimet. Kappaleen lopussa tutustutaan tapauskohtaisesti UPM Kaukaan sellutehtaan lämpöverkkoon, sen nykyiseen lämmönsiirtimeen ja toiveisiin.

2.1 Lämmönsiirron mekanismit

Lämmön siirtyminen perustuu termodynamiikan ensimmäiseen ja toiseen pääsääntöön (Levenspiel 2014). Lämpö voi siirtyä kolmella eri mekanismilla: konvektiolla, johtumalla ja säteilemällä.

Johtuminen perustuu lämmön värähtelyyn atomi- ja molekyyalitasolla, jossa lämpöenergia siirtyy aineen sisällä ilman sekoittumista tai virtausta. Kuumemmassa lämpötilassa olevat hiukkaset ovat aktiivisempia ja siirtävät lämpöenergiaa värähtelemällä kylmän puolen hiukkasille, jotka alkavat myös liikehtiä, jolloin värähtelyliike hiukkasissa jatkaa kulkuaan ketjureaktion lailla. (Incropera et al. 2006 ja Levenspiel 2014.)

Konvektio tapahtuu eri lämpötiloissa olevien pinnan ja liikkuvan fluidin välillä. Lämpö kulkeutuu tietyllä nopeudella, riippuen siitä, onko virtaus turbulenttinen vai laminaarinen. Lämpö siirtyy joko pinnasta fluidiin tai fluidista pintaan. Konvektio voi tapahtua luonnollisesti tai pakotetusti. Luonnollinen konvektio perustuu kylmän ja kuuman aineen tiheyseroihin ja pakotetussa konvektiossa mekaaninen sekoitin, esimerkiksi puhallin tai ulkoinen paine-ero, aiheuttaa sekoittumisen. (Levenspiel 2014.)

Säteilylämmönsiirtoa tapahtuu kaikilla materiaaleilla, jotka poikkeavat absoluuttisesta nol-lapisteestä ja ne voivat joko emittoida, absorboida tai välittää säteilyä. Kun aineiden lämpötila on suurempi kuin absoluuttinen nol-lapiste, atomit alkavat värähdellä, ja tämä saa aikaan dipolien värähtelyjä ja varausten kiihtyvää liikettä, joiden ansiosta syntyy sähkömagneettista säteilyä, kuten valoa, infrapuna- ja ultraviolettisäteilyä sekä radioaaltoja. Säteilyä esiintyy sitä enemmän, mitä suurempi lämpötila aineella on ja se ei edellytä väliainetta, toisin kuin

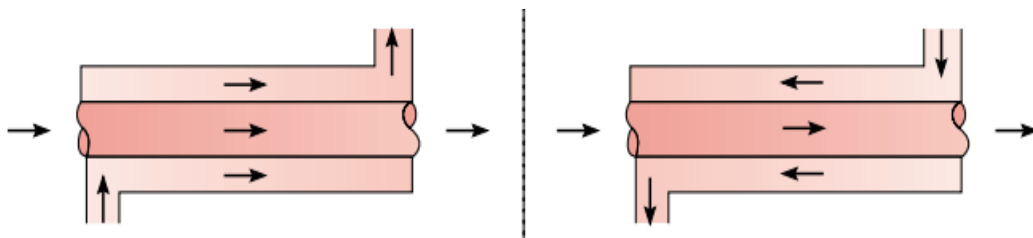
konvektio ja johtuminen. Säteily kulkee parhaiten tyhjiössä. (Incropera et al. 2006 ja Levenspiel 2014.)

2.2 Lämmönvaihtoprosessi

Lämmönsiirtoprosessi tapahtuu kahden eri fluidin välillä, jotka ovat eri lämpötiloissa ja joita erottaa kiinteä seinä. Prosessissa lämpöenergia virtaa kuumalta puolelta kylmälle puolelle. Laitteita, jossa tätä prosessia hyödynnetään, kutsutaan lämmönvaihtimiksi, joita voidaan hyödyntää monissa eri teknisissä sovelluksissa, kuten tilojen ja aineiden lämmityksessä ja jäädytyksessä, ilmastoinnissa ja hukkalämmön talteenotossa. (Incropera et al. 2006.)

2.3 Lämmönsiirtimet ja virtauskytkennät

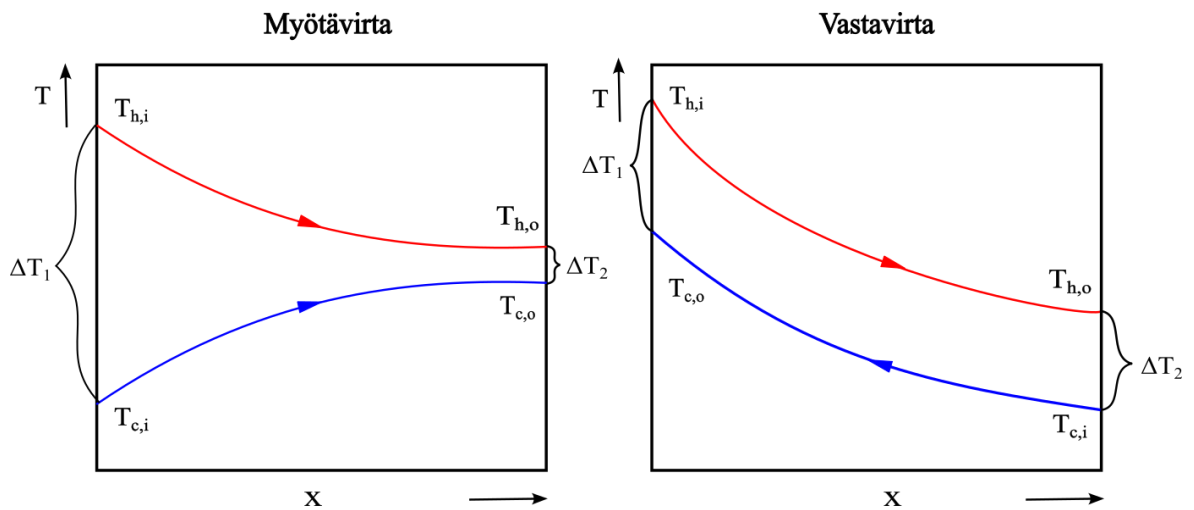
Lämmönsiirtimet luokitellaan yleensä virtauskytkennän mukaan. Yksinkertaisimmassa lämmönvaihtimessa fluidit kulkevat samaan tai vastakkain suuntiin. Näistä kytkennöistä käytetään termiä myötä- ja vastavirtakytkentä (Incropera et al. 2006). Kuva 1 havainnollistaa näitä kytkentöjä: vasemmalla puolella on esitetty myötävirtakytkennällä toimiva lämmönsiirrin, jossa kylmä ja kuuma aine virtaavat rinnakkain samaan suuntaan ja oikealla vastavirtaperiaatteella toimiva lämmönvaihdin, jossa virtaukset menevät eri suuntiin.



Kuva 1. Myötä- ja vastavirtakytkennät yksinkertaisessa lämmönsiirtimessä (Incropera et al. 2006, 670).

Vastavirtaperiaatteella toimiva lämmönvaihdintyyppi on tehokkaampi kuin myötävirta, sillä se muodostaa tasaisemman lämpötilajakauman kylmän ja kuuman nesteen välille koko läm-

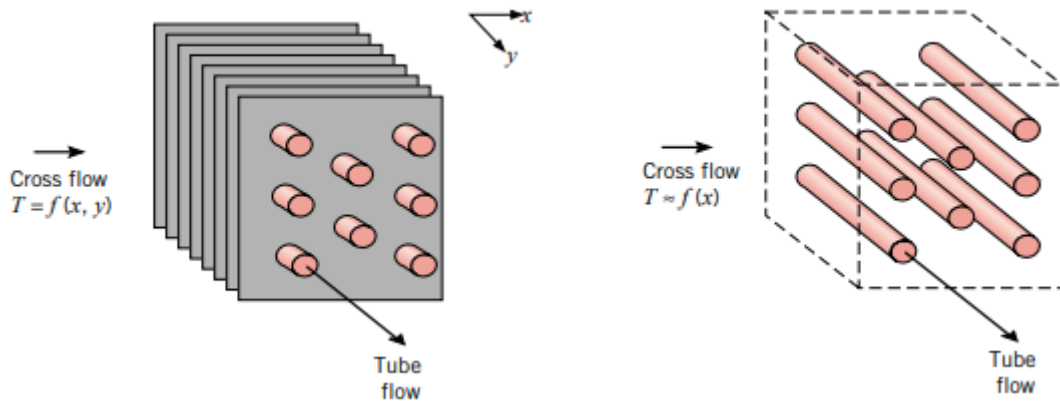
mönsiirtopinta-alalla. Kuva 2 selventää asiaa. Myötävirrän kuuman ja kylmän puolen lämpötilojen ero on suurempi alussa (ΔT_1) ja pienempi lopussa (ΔT_2), mutta vastavirralla lämpötilaero pysyy käytännössä samana koko lämmönsiirtoalalla x .



Kuva 2. Myötä- ja vastavirtakytkennän lämpötilajakaumat.

Kuvan 2 lämpötilajakaumasta voidaankin huomata, että vastavirtalämmönsiirtimille on mahdollista, että kylmän puolen fluidin ulostulolämpötila on suurempi kuin kuuman puolen ulostulolämpötila. Myötävirtaisessa lämmönsiirtimessä tätä ei voi tapahtua.

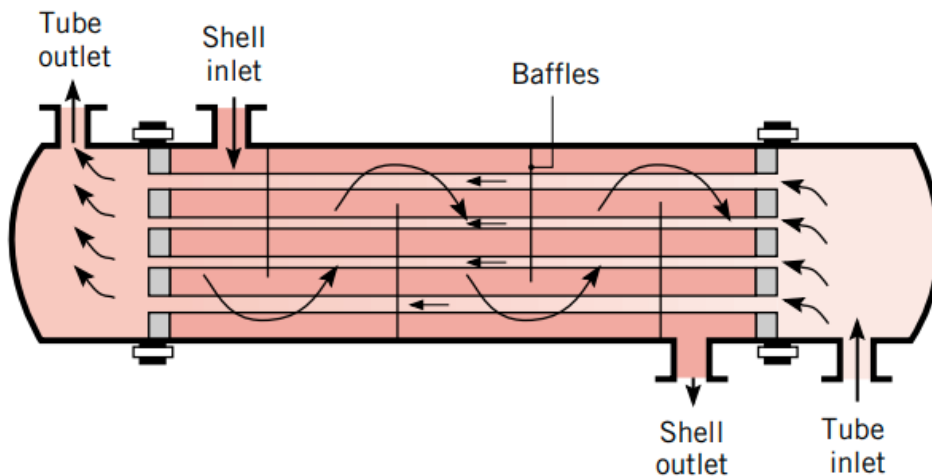
Vaihtoehtoisesti fluidit voivat kulkea myös kohtisuoraan toisiinsa nähden, jolloin virtauskytkentää kutsutaan ristivirtakytkennäksi (Incropera et al. 2006). Tätä havainnollistetaan kuvassa 3.



Kuva 3. Rivoitettu ja rivaton ristivirtalämmönsiirrin. (Incropera et al. 2006, 671)

Kuvasta 3 huomataan, että rivoitetussa ja rivattomassa tapauksessa virtaus y-suunnassa on erilainen, sillä rivat ohjaavat virtausta pääsuunnassa eli x-suunnassa. Rivoitettua tapauksia kutsutaan sekoittumattomiksi, sillä rivat estävät päävirran liikkeen putkien eli y-akselin suuntaan. Kuvan 3 rivattomassa tapauksessa lämmönsiirto tapahtuu pääasiassa x-suunnassa, mutta poikittaissuuntainen lämpötilanvaihtelu on myös mahdollista putkien ulkopuolella. Rivattomassa tapauksessa putkipuolella virtaus on siis sekoittamaton ja ulkopuolella sekoitettu. Rivoitus ja sekoittuminen vaikuttavat lämmönsiirtimen suorituskykyyn mutta toisaalta rivoitus lisää lämmönsiirtopinta-alaa. (Incropera et al. 2006.)

Putki-vaippalämmönsiirrin on myös hyvin tyypillinen putkilämmönsiirrintyyppi. Tällaisessa lämmönsiirtimessä toinen väliaine kiertää putkissa ja toinen vaippapuolella. Putkivetoja sekä vaippavetoja voi olla useampi riippuen tilanteesta. Vaippapuolelle asennetaan ohjauslevyt, jotka tukevat putkipakettia, ohjaavat vaipan virtausta ja nostavat konvektiolämmönsiirtokerrointa, sillä turbulenssia virtausta on tällöin enemmän (Incropera et al. 2006). Kuvassa 4 esitetään yksinkertainen putki-vaippalämmönsiirrin, jossa on yksi putkiveto ja vaippaveto. Putki-vaippalämmönsiirrin tarvitsee yleensä enemmän lämmönsiirtopinta-alaa kuin muut lämmönsiirtimet (Levenspiel 2014).



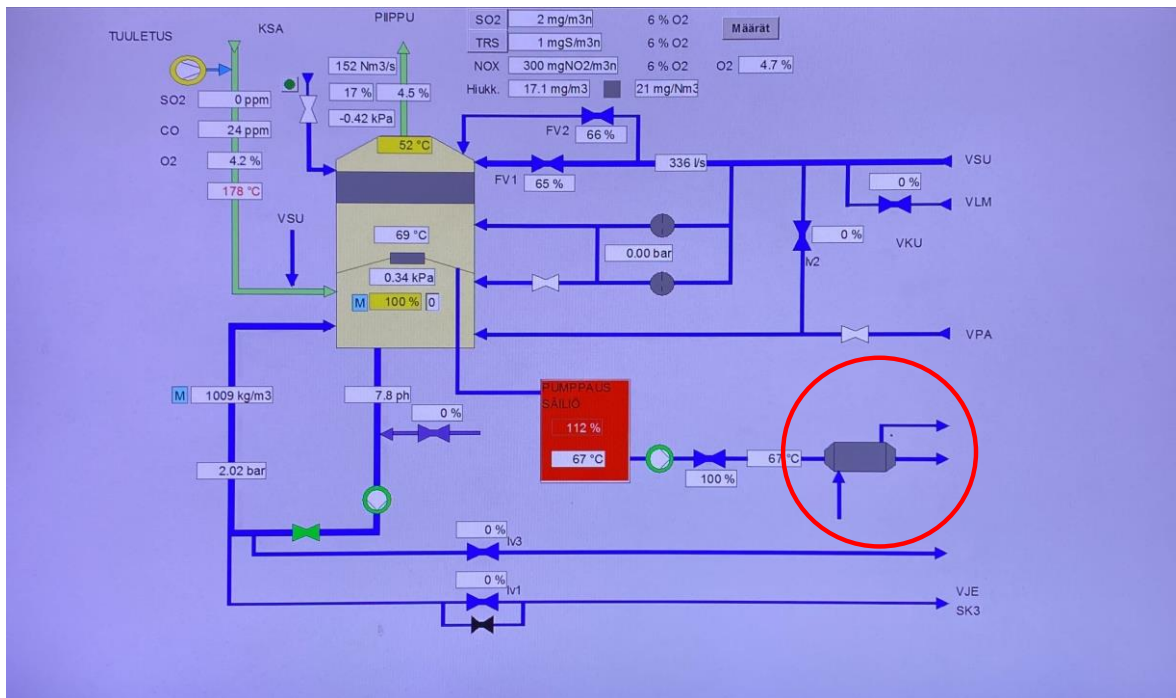
Kuva 4. Putki-vaippalämmönsiirrin. (Incropera et al. 2006, 671)

Putki-vaippalämmönsiirtimiä käytetään ensisijaisesti nesteille, kuten vedelle. Putkien sisäpuoli on yleensä helpompi puhdistaa kuin vaippapuoli, joten korrosoivampi tai syövyttävämpi aine tulee virrata putkissa. Lisäksi parittomia putkivetoja harvemmin käytetään lämpölaajennuksen takia. (Levenspiel 2014.)

2.4 UPM Kaukaan lämpöverkko

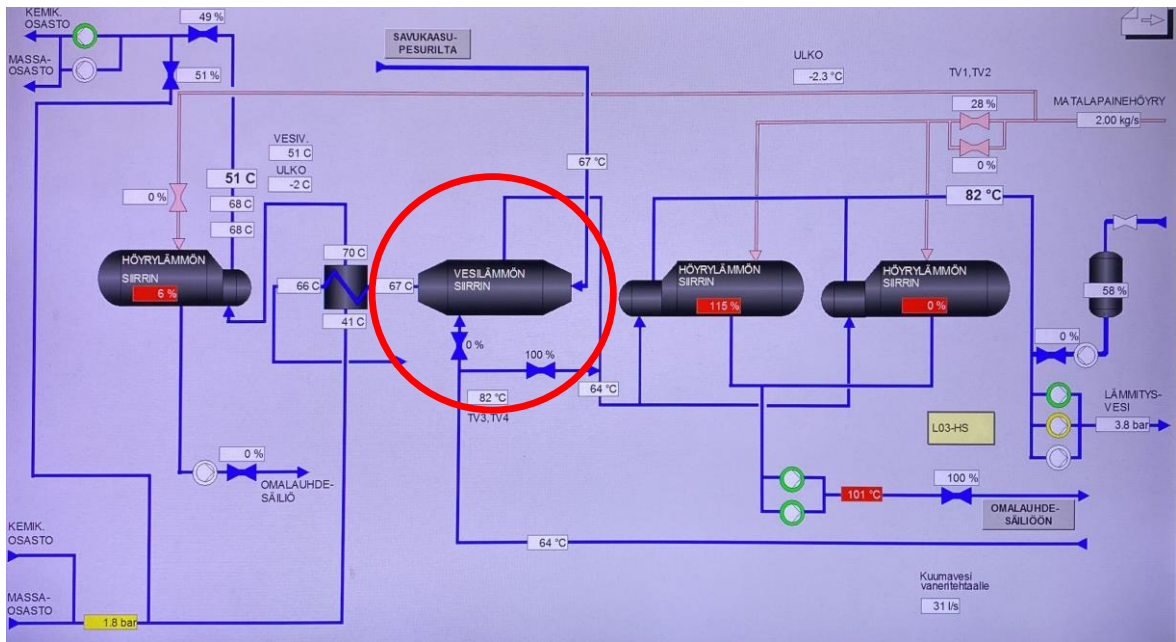
Kaukaan tehtaalla lämmintä vettä tarvitaan monissa prosesseissa eri tehdasintegraateissa. Vedenkulutus on korkea, joten lämmönsiirtimiltä vaaditaan hyvää tehokkuutta sekä luotettavuutta ja kestävyyttä.

Työssä tarkasteltava lämmönsiirrin lämmittää savukaasupesurilta tulevalla lämmöllä makrovettä. Savukaasupesuri taas hyödyntää kattilassa poltosta tulevien kuumien savukaasujen lämmön ja siirtää sen makroveteen. Kuvassa 5 on esitetty savukaasupesurin tasekuva. Keskellä oleva keltainen partikkeli kuvaa savupiipun alaosassa sijaitsevaa savukaasupesuria ja punaisella ympyrällä on merkitty työssä tarkasteltava lämmönsiirrin.



Kuva 5. Savukaasupesurilta tuleva hukkalämpö lämmönsiirtimelle. Tarkasteltava lämmönsiirrin merkitty punaisella ympyrällä.

Kuvan 5 lämmönsiirrin on työn kirjoittamishetkellä putki-vaippalämmönsiirrin, jossa vai-passa kiertää kylmä vesi ja putkissa kuuma vesi. Kuvassa 6 on esitetty pieni osa Kaukaan lämpövesiverkkoa soodakattilan ympäristössä. Työssä tarkasteltava vesilämmönsiirrin edelleen merkitty punaisella. Kuvanottohetkellä vanha lämmönsiirrin ei ole toiminnassa ja on kokonaan ohitettu, mikä näkyy kuvasta 6, jossa ohitusventtiili on 100 prosenttia auki.



Kuva 6. Kaukaan tehtaan lämpövesiverkkoa soodakattilan ympäristössä.

Eri vuodenaikoina kylmän puolen sisääntulolämpötila vaihtelee, sillä talvella tarvitaan enemmän lämpöä kuin kesällä. Kuumen puolen sisääntulolämpötila pysyy jotakuinkin vakiona vuodenajasta riippumatta. Kuvassa 6 tämä on noin 67 °C. Laskennassa on kuitenkin käytetty tarkempaa lämpötilan arvoa ja luku on otettu pidemmältä mittausajalta. Vesiverkkojen paineet vaihtelevat ja ovat noin 2–5 baaria.

3 Laskenta ja menetelmät

Laskentaa on helpotettu sitä yksinkertaistamalla. Oletuksena on, että lämmönsiirrin on täysin eristetty, eli kyseessä on adiabaattinen systeemi ja vaihtimessa vallitsee stationääritila sekä vakio aineominaisuudet ja olosuhteet ovat vedelle täysin kehittyneet. Likaantuminen on oletettu mahdollisimman pieneksi, jolloin likaantumistekijöitä ei tarvitse ottaa huomioon. Oletetaan myös, että lämmönsiirtoalue on jokaisessa lämmönsiirtimen kohdassa sama.

Laskenta on suoritettu tyypillisimmille virtauskytkennöille eli vasta-, myötä-, risti- sekä vaippa-putkikytkennöille. Ristivirtalaskenta on tehty rivattomalle tapaukselle, joissa molempien puolien virtaukset ovat sekoittuneet. Sisääntulolämpötila kuumalla puolella pysyy vakiona koko laskujen ajan ($T_{h,i} = 68,3 \text{ °C}$). Kylmän puolen lämpötila sen sijaan vaihtelee ja laskuissa on käytetty sille arvoja $48,3 \text{ °C}$, 50 °C , 60 °C ja 65 °C . Kuuman puolen tilavuusvirta on noin 300 l/s . Kaikki edellä mainitut arvot ovat peräisin UPM Kaukaan mittausdatasta. Kylmän puolen tilavuusvirtaa ei ole Kaukaan järjestelmissä mitattu, mutta kyseinen pumppu on Ahlströmin APP 42-200 -mallinen, jonka tilavuusvirta toimintapisteessä on 93 l/s (Varaoke 2022).

3.1 ε -NTU-menetelmä

Käytetään laskennassa ε -NTU-menetelmää, sillä ulostulolämpötiloja ei ole tiedossa. Tarkoituksena on selvittää lämmönsiirtimien tehokkuus, jonka avulla voidaan laskea lämpötehot erityyppisille lämmönsiirtimille.

Sekä lämpimän, että kylmän puolen sisääntulolämpötilat ja tilavuusvirrat ovat tiedossa. Tilavuusvirta täytyy kuitenkin muuttaa massavirraksi q_m [kg/s] laskentoja varten.

$$q_m = \rho q_v \quad (1)$$

Yhtälössä 1 ρ on tiheys [kg/m^3] ja q_v on tiedetty tilavuusvirta [m^3/s] (Incropera et al. 2006, 18). Tiheys on lineaarisesti interpoloitu lämmönsiirtimen sisääntulolämpötilan sekä kylmälle että kuumalle puolelle erikseen ja Incroperan taulukon A.6 avulla (Incropera et al. 2006, 949).

Seuraavaksi selvitetään lämpökapasiteetit C [W/K] yhtälöllä

$$C = q_m c_p \quad (2)$$

jossa c_p on ominaislämpökapasiteetti [kJ/kgK], joka on myös interpoloitu sisääntulolämpötilan avulla kylmälle ja kuumalle puolelle erikseen (Incropera et al. 2006, 688).

Alla oleva yhtälö kuvaa minimi lämpökapasiteettia C_{\min} [W/K]

$$C_{\min} = \begin{cases} C_h, & C_h < C_c \\ C_c, & C_h > C_c \end{cases} \quad (3)$$

jossa C_h on kuuman puolen lämpökapasiteetti [W/K] ja C_c on kylmän puolen lämpökapasiteetti [W/K] (Incropera et al. 2006, 687). Tämän jälkeen määritetään lämpökapasiteettisuhde C_r

$$C_r = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} \quad (4)$$

jossa C_{\max} on maksimi lämpökapasiteetti [W/K]. (Incropera et al. 2006, 688)

Kuvassa 7 on esitetty eri kokonaislämmönsiirtokertoimia U [$\text{W/m}^2\text{K}$] eri fluidien välillä lämmönsiirtimissä.

Fluid Combination	U (W/m ² · K)
Water to water	850–1700
Water to oil	110–350
Steam condenser (water in tubes)	1000–6000
Ammonia condenser (water in tubes)	800–1400
Alcohol condenser (water in tubes)	250–700
Finned-tube heat exchanger (water in tubes, air in cross flow)	25–50

Kuva 7. Kokonaislämmönsiirtokertoimia eri nesteyhdistelmille (Incropera et al. 2006, 675)

Tutkielmassa olevassa lämmönsiirtimessä kulkee vesi sekä kylmällä että kuumalla puolella, joten lämmönsiirtokerroin on kuvan 7 mukaan noin 850–1700 W/m²K. Määritetään siirtoyksiköiden lukumäärä NTU yhtälöllä (Incropera et al. 2006, 687)

$$NTU = \frac{UA}{C_{\min}} \quad (5)$$

jossa A on lämmönsiirtopinta-ala [m²], joka voidaan laskuja varten joko päättää tietyltä väliltä tai pitää vakiona, sillä lämmönsiirtimen mitoitus ei tarvitse tehdä.

Lasketaan eri lämmönsiirtimien tehokkuudet ε yhtälöillä vastavirralla (kun $C_r < 1$)

$$\varepsilon_{\text{vasta}} = \frac{1 - \exp[-NTU(1 - C_r)]}{1 - C_r \exp[-NTU(1 - C_r)]} \quad (6)$$

myötävirralla

$$\varepsilon_{\text{myötä}} = \frac{1 - \exp[-NTU(1 + C_r)]}{1 + C_r} \quad (7)$$

putki-vaippalämmönsiirtimelle (1 vaippaveto)

$$\varepsilon_{\text{vaiippa}} = 2 \left\{ 1 + C_r + (1 + C_r^2)^{\frac{1}{2}} \times \frac{1 + \exp[-NTU(1 + C_r^2)^{\frac{1}{2}}]}{1 - \exp[-NTU(1 + C_r^2)^{\frac{1}{2}}]} \right\}^{-1} \quad (8)$$

ja ristivirtaukselle, kun kummatkin virtaukset ovat sekoittumattomia. (Incropera et al. 2006, 689.)

$$\varepsilon_{\text{risti}} = 1 - \exp\left[\left(\frac{1}{C_r}\right) (NTU)^{0.22} \{\exp[-C_r(NTU)^{0.78}] - 1\}\right] \quad (9)$$

Kun jokaisen lämmönsiirrintyyppin tehokkuudet ovat määritetty, voidaan laskea niiden lämpötehot q [kW] yhtälöllä

$$q = \varepsilon C_{\min}(T_{h,i} - T_{c,i}) \quad (10)$$

jossa $T_{h,i}$ on sisääntulolämpötila kuumalla puolella [°C] ja $T_{c,i}$ sisääntulolämpötila kylmällä puolella [°C] (Incropera et al. 2006, 687). Tämän jälkeen voidaan vertailla lämmönsiirtimiä keskenään niiden tehokkuuksien avulla.

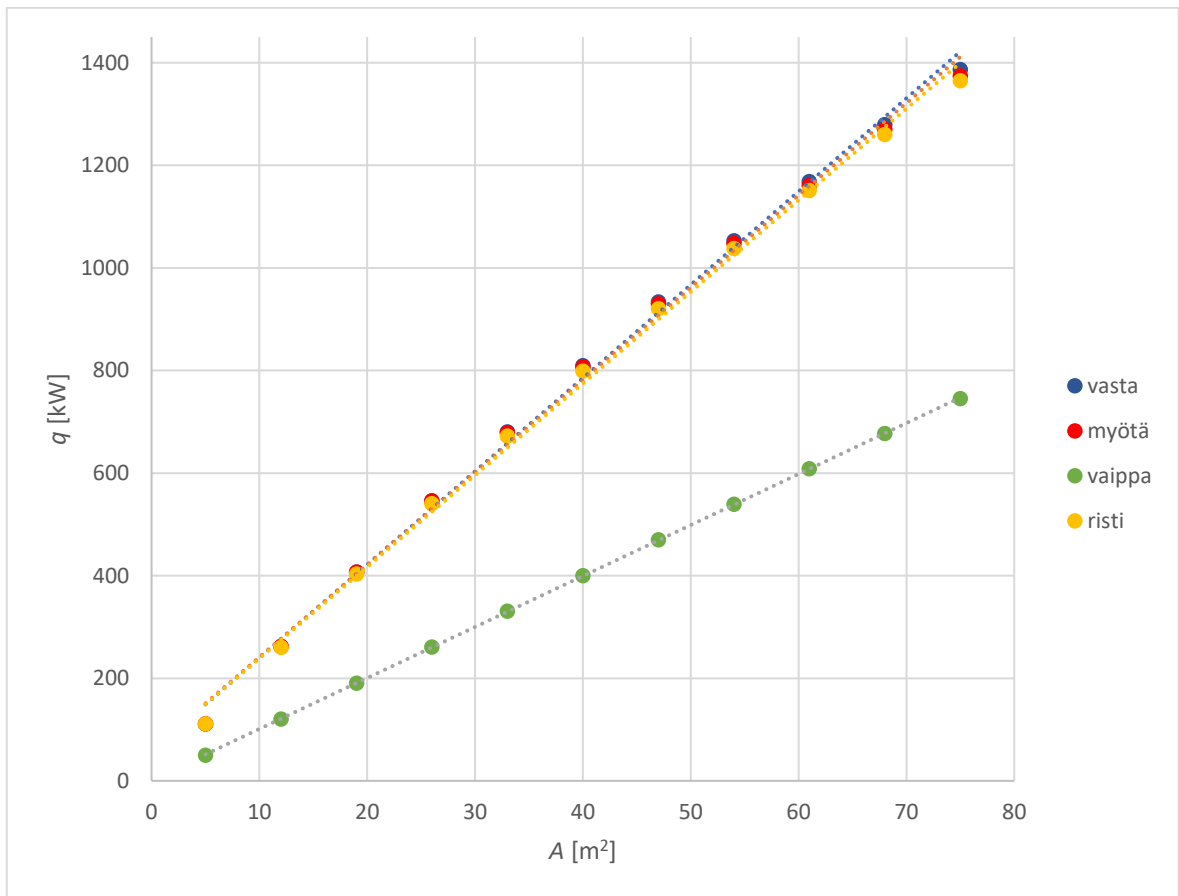
4 Tulokset

Tehokkuuksia on vertailtu kolmella eri tarkastelutavalla. Ensimmäisessä tarkastelutavassa muuttuu lämmönsiirtopinta-ala, toisessa kokonaislämmönsiirtokerroin ja kolmannessa kylmän puolen sisääntulolämpötila.

Taulukossa 1 on esitetty erityyppisten lämmönsiirtimien tehokkuudet sekä lämpötehojen suhde lämmönsiirtopinta-alaan. Taulukko on muodostettu kylmän puolen sisääntulolämpötilan ja kokonaislämmönsiirtokerroimen ollessa vakiot ($T_{c,i} = 55 \text{ °C}$ ja $U = 1700 \text{ W/m}^2\text{K}$). Kuvassa 8 tätä on havainnollistettu kuvaajan muodossa.

Taulukko 1. Tehokkuuksien ja lämpötehojen suhde lämmönsiirtopinta-alan muutokseen, kun kokonaislämmönsiirtokerroin vakio.

A [m ²]	ϵ_{vasta}	$\epsilon_{myötä}$	ϵ_{vaippa}	ϵ_{risti}	q_{vasta} [kW]	$q_{myötä}$ [kW]	q_{vaippa} [kW]	q_{risti} [kW]
5	0.022	0.022	0.010	0.022	111.4	111.4	50.2	110.9
12	0.051	0.051	0.024	0.051	262.1	262.1	120.4	260.2
19	0.080	0.080	0.037	0.079	407.0	406.7	190.6	403.2
26	0.107	0.107	0.051	0.106	546.3	545.6	260.7	540.4
33	0.133	0.133	0.065	0.132	680.3	678.9	330.6	672.1
40	0.159	0.158	0.079	0.157	809.2	806.9	400.4	798.8
47	0.183	0.182	0.092	0.181	933.5	929.8	470.0	920.7
54	0.207	0.206	0.106	0.204	1053.1	1047.8	539.3	1038.0
61	0.229	0.228	0.119	0.226	1168.5	1161.1	608.3	1151.0
68	0.251	0.249	0.133	0.247	1279.8	1269.8	677.0	1259.9
75	0.272	0.270	0.146	0.268	1387.1	1374.2	745.4	1364.9



Kuva 8. Lämpötehon muutos suhteessa lämmönsiirtopinta-alaan.

Taulukosta 1 ja kuvasta 8 huomataan, että lämmönsiirtopinta-alan muutos vaikuttaa lämmönsiirtimen tehokkuuteen ja sitä myöten lämpötehoon suhteellisen paljon. Mitä suuremaksi lämmönsiirtopinta-ala muuttuu, sitä paremmaksi vastavirtaperiaatteella toimivan lämmönsiirtimen ominaisuudet kehittyvät ja toisaalta vaippa-putkilämmönsiirtimen huononevat. Vasta-, myötä- ja ristivirtakytkennöillä ei ole kuitenkaan suuria eroja varsinkaan alussa, sillä lämmönsiirtopinta-ala on pieni (5 m²) ja lämpötehot ovat suhteellisen pienet (noin 111 kW).

Kun pinta-alaa kasvatetaan, lämpötehoissa alkaa näkymään jo selkeämpiä eroja. Nämä ovat merkittäviä etenkin putki-vaippalämmönsiirtimelle, sillä alussa lämpöteho on jo yli puolet muita kytkentöjä heikompi (noin 50 kW). Suuremmalla pinta-alalla ero verrattuna muihin vain lisääntyy entisestään: putki-vaippalämmönsiirtimellä lämpöteho vain 745 kW ja parhaalla vastavirralla noin 1387 kW, eli noin tuplasti parempi. Vaippa-putkilämmönsiirtimen tarvitsisi reilusti, eli noin puolet enemmän lisää lämmönsiirtopinta-alaa, jotta saavuttaisi yhtä hyvän

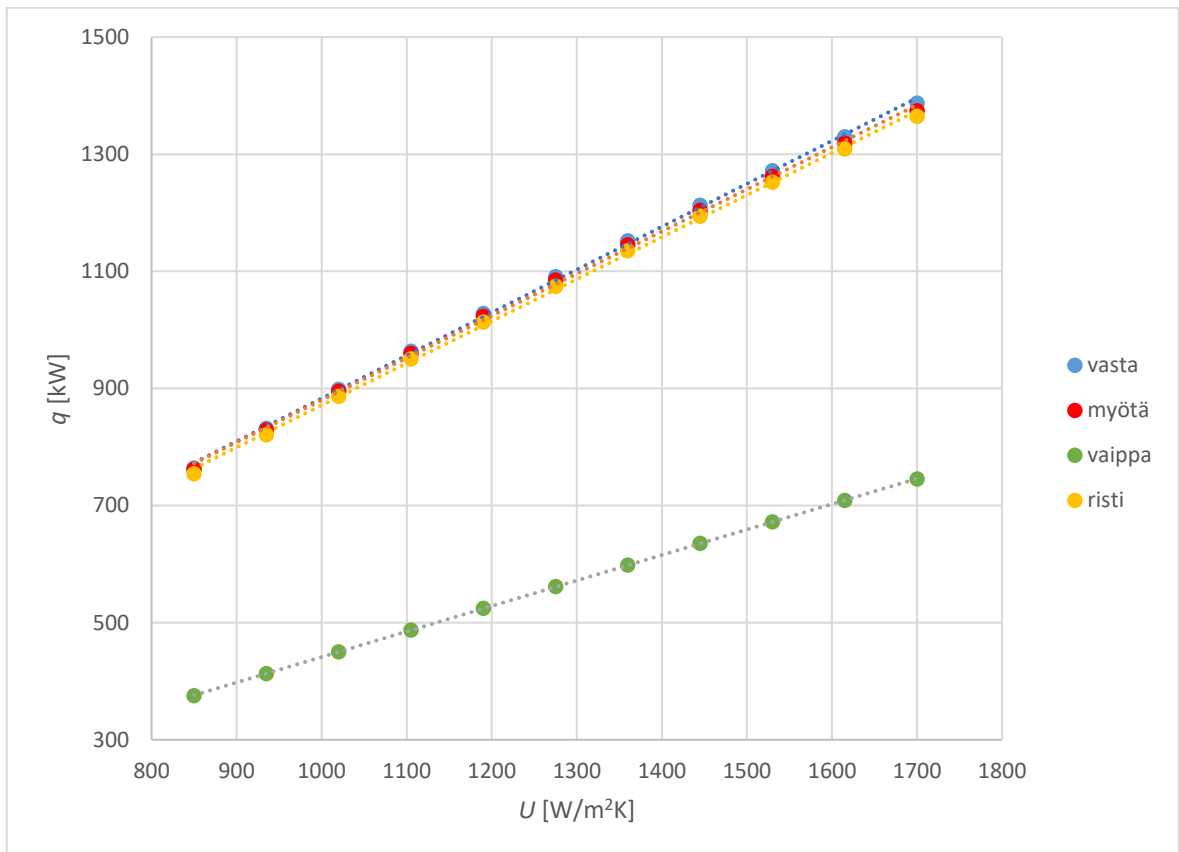
tehokkuuden. Tämä tarkoittaa, että putki-vaippalämmönsiirrin veisi vähintään tuplasti enemmän tilaa tehdasalueelta.

Taulukossa 2 on tutkittu edelleen tehokkuuksia sekä lämpötehon muutosta, tällä kertaa lämmönsiirtopinta-alan sekä kylmän puolen sisääntulolämpötilan ollessa vakioita ($T_{c,i} = 55 \text{ °C}$ ja $A = 75 \text{ m}^2$), mutta kokonaislämmönsiirtokerroin U muuttuu. Kuvan 7 mukaan molempien fluidien ollessa vettä, kokonaislämmönsiirtokerroin on noin 850–1700 $\text{W/m}^2\text{K}$, joten tarkastelu tapahtuu tältä alueelta. Taulukossa 1 ja kuvassa 8 oli käytetty lämmönsiirtokertoimelle tarkasteluvälin maksimiarvoa 1700 $\text{W/m}^2\text{K}$, joten tässä tarkastelussa on käytetty pinta-alan tarkasteluvälin maksimiarvoa 75 m^2 , jotta saadaan selkeämpiä eroja, etenkin kuvaajiin.

Taulukko 2. Tehokkuuksien ja lämpötehojen muutos suhteessa kokonaislämmönsiirtokertoimen muutokseen, kun pinta-ala vakio.

U [$\text{W/m}^2\text{K}$]	ϵ_{vasta}	$\epsilon_{\text{myötä}}$	ϵ_{vaippa}	ϵ_{risti}	q_{vasta} [kW]	$q_{\text{myötä}}$ [kW]	q_{vaippa} [kW]	q_{risti} [kW]
850	0.150	0.149	0.074	0.148	763.7	761.8	375.5	754.1
935	0.163	0.163	0.081	0.161	831.8	829.2	412.8	820.9
1020	0.176	0.176	0.088	0.174	898.4	895.2	450.1	886.3
1105	0.189	0.188	0.096	0.186	963.8	959.7	487.3	950.4
1190	0.202	0.201	0.103	0.199	1027.9	1022.9	524.4	1013.2
1275	0.214	0.213	0.110	0.211	1090.7	1084.7	561.5	1074.8
1360	0.226	0.225	0.117	0.223	1152.3	1145.2	598.5	1135.1
1445	0.238	0.236	0.125	0.234	1212.7	1204.3	635.3	1194.2
1530	0.249	0.248	0.132	0.246	1272.0	1262.2	672.1	1252.2
1615	0.261	0.259	0.139	0.257	1330.1	1318.8	708.8	1309.1
1700	0.272	0.270	0.146	0.268	1387.1	1374.2	745.4	1364.9

Kuva 9 on muodostettu taulukon 2 avulla, jossa lämpötehojen muutosta havainnollistetaan visuaalisesti kokonaislämmönsiirtokertoimen muutokseen.



Kuva 9. Lämpötehot eri lämmönsiirtimillä suhteessa kokonaislämmönsiirtokertoimeen.

Taulukosta 2 ja kuvasta 9 huomataan, että edelleen putki-vaippakytkenä on selkeästi heikoin vaihtoehto niin tarkastelualueen alussa kuin lopussakin, jolloin se jää muista lämmönsiirtimistä alussa lähes puolet pienemmäksi tehokkuudeltaan, noin 376 kW ja muilla kytkennöillä reilu 750 kW. Tarkasteluvälin lopussa ero vain kasvaa (vaippa 745 kW ja muut noin 1365–1387 kW).

Kuten lämmönsiirtopinta-alalla tehtävään tarkasteluun taulukossa 1 ja kuvassa 8, myös kokonaislämmönsiirtokertoimella tehtävässä tarkastelussa vasta-, myötä- ja ristivirtaus ovat melko lähellä toisiaan, vaikka vastavirtakytkenä osoittautui taas parhaaksi vaihtoehdoksi. Lisäksi lämpötehot kaikille eri kytkennöille yleisesti ottaen eivät muuttuneet tarkastelualueella niin paljon kokonaislämmönsiirtokerrointa muutettaessa; pinta-alaa muutettaessa lämpötehot vaihtelivat noin 50–1400 kW välillä ja kokonaislämmönsiirtokertoimen vaihdellessa vaihteluväli oli 375–1400 kW alueella.

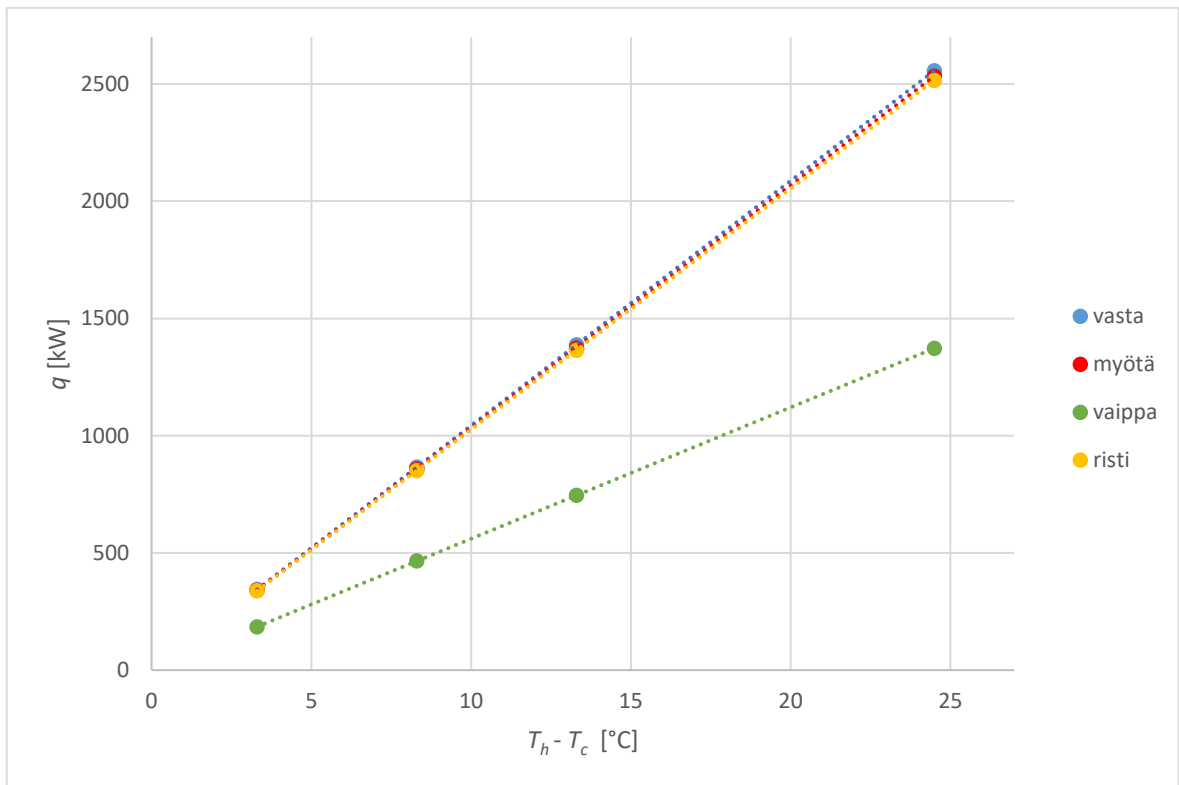
Lämmönsiirtopinta-alalla voidaan siis vaikuttaa enemmän lämmönsiirtimen tehokkuuteen, kuin kokonaislämmönsiirtokertoimella. Veden lämmönsiirto-ominaisuuksia ei voi muuttaa, mutta siihen voidaan vaikuttaa esimerkiksi lämmönsiirtimen puhdistamisella seisokeissa, jolloin lika ei haittaa lämmönsiirtoprosessia. Lisäksi lämmönsiirtoa heikentävät korroosio ja vuodot (Alfa Laval 2022a).

Likaantumisen seurauksena lämmönsiirtopinta muuttuu karheaksi, mikä pienentää virtauksen poikkipinta-alaa. Tämä aiheuttaa aiempaa suuremman painehäviön, jolloin virtausnopeutta on nostettava, jotta saadaan lämmönsiirtopinta-aloilta menemään läpi sama lämpövirta kuin aiemmin. Tämä taas nostaa entisestään painehäviötä ja vauhdittaa likaantumista. Käyttöolosuhteilla voidaan vaikuttaa likaantumiseen. Nesteiden optimaalinen virtausnopeus tulisi säilyttää ja kuumia kohtia, kuolleita alueita sekä ohivirtausta tulisi välttää. Monet lämmönvaihtimet kuitenkin toimivat suhteellisen hyvin pitkilläkin puhdistusväleillä. (VDI Heat Atlas 2010.)

Talvella sekä kesällä sisääntulolämpötilat kylmällä puolella vaihtelevat. Tämän vuoksi laskenta on vielä suoritettu eri kylmän puolen sisääntulolämpötiloilla. Tässä tarkastelussa on käytetty lämmönsiirtopinta-alana arvoa $A = 75 \text{ m}^2$ ja kokonaislämmönsiirtokertoimelle arvoa $U = 1700 \text{ W/m}^2\text{K}$. Kuumalla puolella lämpötila pysyy vakiona $T_{h,i} = 68,3 \text{ °C}$. Kylmän puolen sisääntulolämpötiloille on käytetty neljää eri arvoa $T_{c,i} = 65 \text{ °C}$, 60 °C , 50 °C ja $48,3 \text{ °C}$, ja taulukossa 3 esitetään ensimmäisessä sarakkeessa näiden neljän eri lämpötilan erotus kuumen puolen sisääntulolämpötilaan. Tätä havainnollistetaan myös kuvassa 10.

Taulukko 3. Lämpötehot suhteessa kylmän ja kuumen puolen sisääntulolämpötilojen erotukseen.

$T_h - T_c \text{ [°C]}$	$q_{\text{vasta}} \text{ [kW]}$	$q_{\text{myötä}} \text{ [kW]}$	$q_{\text{vaippa}} \text{ [kW]}$	$q_{\text{risti}} \text{ [kW]}$
3.3	344.0	340.8	185.0	338.5
8.3	865.4	857.4	465.2	851.5
13.3	1387.1	1374.2	745.4	1364.9
24.5	2556.7	2533.1	1372.7	2515.6



Kuva 10. Lämpötehon muutos kylmän puolen sisääntulolämpötilan suhteen.

Kuvasta 10 havaitaan, että mitä suurempi lämpötilaero sisääntulolämpötilojen välillä on, sitä tehokkaammin lämmönsiirtimet toimivat. Myös tässä tarkastelussa parhaimmaksi lämmönvaihdintyyppiä osoittautui vastavirtakytkentä, jolla tehokkuudet ovat parhaimmat (noin 344–2557 kW), ja heikoimmaksi putki-vaippalämmönsiirrin (noin 185–1373 kW). Kuvasta voidaan myös todeta, että sisääntulolämpötilojen erotuksen kasvaessa vastavirtakytkennän tehokkuus paranee suhteessa enemmän myötä- ja ristivirtakytkentään.

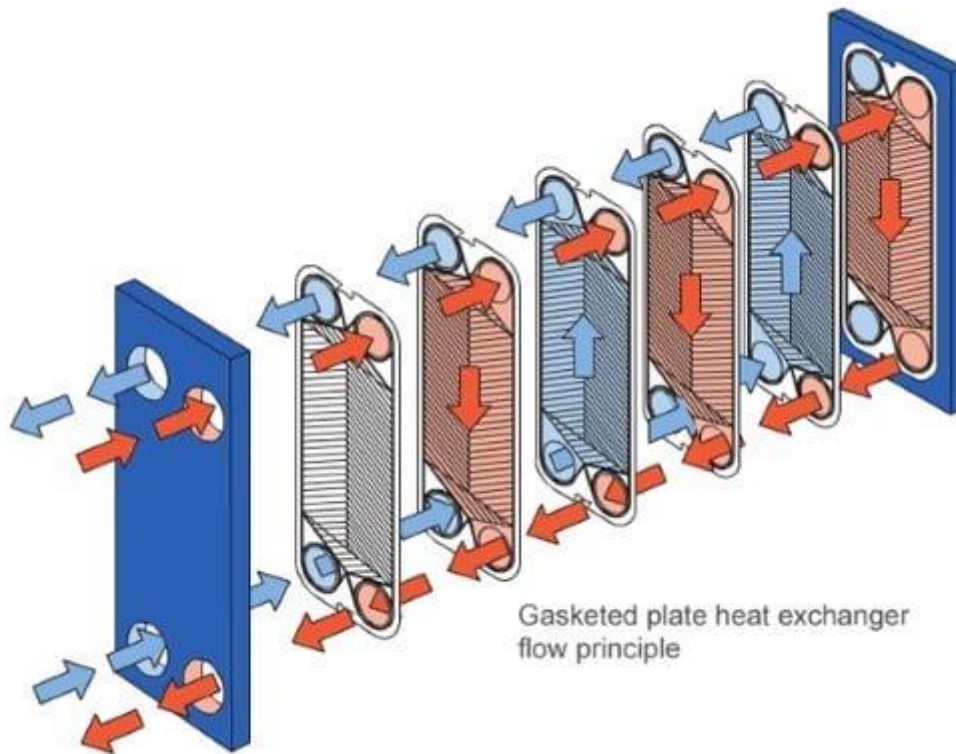
5 Johtopäätökset

Jokaisessa eri tarkastelulaskelmassa tehokkain lämmönsiirintyyppi on vastavirtalämmönsiirrin. Selkeästi heikoimmaksi vaihtoehdoksi jäi putki-vaippalämmönsiirrin, joka on tämänhetkinen ratkaisu Kaukaan sellutehtaan lämpöverkossa, joten vaihtimen päivittäminen voisi olla kannattavaa. Tilalle voitaisiin esimerkiksi hankkia vastavirtaperiaatteella toimiva levylämmönvaihdin, joka esitetään kuvassa 11.



Kuva 11. Levylämmönsiirrin (Alfa Laval 2022b).

Kuvassa 12 esitetään levylämmönvaihtimen toimintaperiaate. Se koostuu monesta samansuuntaisesta lämmönsiirtolevystä, jossa tiivisteiden avulla erotetaan kylmä ja kuuma puoli toisistaan. Kahden vierekkäisen levyn väliin muodostuu kanava, joissa joko kylmä tai kuuma fluidi virtaa. Tämä muodostaa lähes täydellisen vastavirran, mikä on tehokas lämmönsiirtokytentämuoto, sillä se muodostaa tasaisimman lämpötilaeron kylmän ja kuuman puolen välille. Aaltomaiset levyt luovat turbulenssia nesteisiin, mikä parantaa lämmönsiirtoa, sekä tekee suuremman painehäviön (Onda 2020).



Kuva 12. Tiivistetyn levylämmönsiirtimen toimintaperiaate (Alfa Laval 2022a).

Kuvan 11 kaltaisella levylämmönsiirtimellä on hyvä energiatehokkuus ja se toimii luotettavasti. Levyjen väliset etäisyydet ovat lyhyet, minkä ansiosta lämmön siirtämiseen menee vähemmän energiaa. Lisäksi korkea pyörteisyys, suuri lämmönsiirtokerroin sekä aaltoilevien kuvioiden risteävyys tekevät lämmönsiirtimestä erittäin tehokkaan. Aaltoilevuus tarjoaa useita kosketuspisteitä ja antaa tukea levyjen välisille paine-eroille. (VDI Heat Atlas 2010.)

Levylämmönvaihdin likaantuu vähemmän kuin muut lämmönsiirintyytit ja se kestää paremmin korroosiota, räsitystä ja kulumista (Alfa Laval 2022a). Myöskään tehtaan vesiverkon paine (2–5 baaria) ei ole liian suuri kuvan levylämmönsiirtimelle, sillä tiivistetyt levylämmönvaihtimet toimivat yleensä alle 16 bar paineessa (VDI Heat Atlas 2010). UPM Kaukaan lämpöverkossa lämpötilavaihtelut eivät ole kovin suuria kylmän ja kuumen puolen välillä, maksimissaan noin 25–30 °C. Levylämmönvaihdintyyppi sopiikin mainiosti juuri kyseiseen tilanteeseen, koska se toimii erinomaisesti pienillä lämpötilaeroilla. Levylämmönvaihtimella on etuna lisäksi kompakti ja mukautuva rakenne, ja levyjä voidaan tarvittaessa

vaihtaa, poistaa tai lisätä. Tämä tekee huollosta ja kapasiteetin säädöstä helpompaa ja nopeampaa, ja se vähentää huoltoseisokkien määrää ja niistä aiheutuvia häviöitä. Myös lämmönsiirtimen pääomainvestoinnit, asennuskustannukset ja ylläpitokustannukset ovat alhaiset. (Alfa Laval 2022a ja Alfa Laval 2022c.)

6 Yhteenveto

Kandidaatintyössä tutkittiin tehokkainta lämmönsiirrintyyppiä UPM Kaukaan sellutehtaan lämpövesiverkkoon, jossa savukaasupesurilta tulevalla lämmöllä lämmitetään makrovettä. Tehtaan nykyinen ratkaisu on putki-vaippalämmönsiirrin, jonka tilalle on kaavailtu uutta lämmönvaihdinta. Työ rajattiin niin, että parasta lämmönsiirrintä tarkasteltiin ainoastaan lämmönsiirron näkökulmasta eikä kustannuslaskuja otettu huomioon.

Laskenta suoritettiin neljälle tyypillisimmille lämmönsiirtokytkennoille: vasta-, myötä-, risti- ja putki-vaippakytkennoille. Laskenta tehokkuuksille ja lämpötehoille suoritettiin ε -NTU-menetelmällä, sillä sisääntulolämpötilat ja tilavuusvirrat olivat tiedossa. Parhaimmaksi ratkaisuksi kolmella eri tarkastelutavalla osoittautui vastavirtaperiaatteella toimiva lämmönvaihdin, joka oli joka kerta paras vaihtoehto. Tuloksien valossa hyvä ratkaisu tehtaallesi olisi levylämmönvaihdin kyseisen lämpöverkon kohtaan. Selkeästi heikoin vaihtoehto oli tällä hetkellä tehtaallesi sijaitseva vaippa-putkilämmönvaihdin, jonka tehokkuus jäi joka kerta lähes puolet huonommaksi muista lämmönsiirrintyypeistä samalla lämmönsiirtopinta-alalla, kokonaislämmönsiirtokertoimella sekä eri kylmän puolen sisääntulolämpötiloilla.

Tavoitteena oli yksinkertaisilla laskumenetelmillä ratkaista selkeä ja paras lämmönvaihdin-kytkentävaihtoehto soveltaen lämmönsiirron periaatteita. Tarkempia tuloksia olisi saanut ottamalla huomioon laskuihin likaantumistekijät sekä määrittämällä tarkka tilavuusvirta lämmönsiirtimen kylmällä puolella. Kuumen ja kylmän puolen lämpötilaerot eivät kuitenkaan olleet kovin suuria, joten tulokset voivat olla melko lähellä todellisuutta, sillä lämpötehot eivät laskuissa olleet kovin suurta kokoluokkaa. Silti selkeitä eroja saatiin eri lämmönsiirrintyyppien välille etenkin suuremmilla lämmönsiirtopinta-aloilla.

Lähteet

Alfa Laval. 2022a. How does a plate heat exchanger work. [Verkkosivusto]. [Viitattu 29.12.2022]. Saatavissa: <https://www.alfalaval.my/products/heat-transfer/plate-heat-exchangers/gasketed-plate-and-frame-heat-exchangers/heat-exchanger/how-plate-heat-exchanger-work/>

Alfa Laval. 2022b. Plate heat exchangers. [Verkkosivusto]. [Viitattu 14.11.2022]. Saatavissa: <https://www.alfalaval.com/products/heat-transfer/plate-heat-exchangers/plate-heat-exchangers/>

Alfa Laval. 2022c. 5 Reasons to use plate-and-frame heat exchangers instead of shell-and-tube. [Verkkosivusto]. [Viitattu 11.12.2022]. Saatavissa: <https://www.alfalaval.com/microsites/gphe/tools/gphe-vs-shell-and-tube/>

Incropera Frank P., Dewitt David P., Bergman Theodore L., Lavine Adrienne S. 2006. Fundamentals of Heat and Mass Transfer. John Wiley & Sons. 1024 s. ISBN: 0-471-45728-0

Levenspiel, Octave. 2014. Engineering Flow and Heat Exchange. Springer. 398 s. ISBN: 978-1-4899-7453-2

Onda. 2022. Plate heat exchanger working principle. [Verkkoaineisto]. [Viitattu 10.12.2022]. Saatavissa: https://www.onda-it.com/media/1693/How-a-Plate-Heat-Exchanger-Works-Onda-SpA_2020.pdf

Varaoke International Oy. 2022. Ahlström pump app-series 42-200. [Verkkosivusto]. [Viitattu 20.11.2022]. Saatavissa: <https://varaoke.eu/products/pumps/ahlstrom-pump-app-series-42-200/>

VDI Heat Atlas. 2010. VDI_Gesellschaft Verfahrenstechnik und Chemieingenieurwesen. 1552 s. ISBN: 978-3-540-77876-9