



TAMPEREEN TEKNILLINEN YLIOPISTO

VILMA SIIKANEN
LÄMPÖPUMPPU KAUPAN KYLMÄJÄRJESTELMÄN LAUHDE-
LÄMMÖN TALTEENOTOSSA – KAKSI ESIMERKKIKOHDETTA
Diplomityö

Tarkastaja: professori Antero Aittomäki
Tarkastaja ja aihe hyväksytty
Luonnontieteiden ja ympäristötekniikan
tiedekuntaneuvoston
kokouksessa 7. huhtikuuta 2010

TIIVISTELMÄ

TAMPEREEN TEKNILLINEN YLIOPISTO

Ympäristö- ja energiatekniikan koulutusohjelma

SIIKANEN, VILMA: Lämpöpumppu kaupan kylmäjärjestelmän lauhdelämmön talteenotossa – kaksi esimerkkikohta

Diplomityö, 77 sivua, 4 liitesivua

Kesäkuu 2010

Pääaine: Talotekniikka

Tarkastaja: professori Antero Aittomäki

Avainsanat: Lämpöpumppu, kaupan kylmäjärjestelmä, lämmön talteenotto, jäähdytys

Kaupan alalla lauhdelämpöä on otettu talteen aina kun se on ollut kannattavaa. Lämmön talteenoton menetelmien kehitystä on kuitenkin hidastanut edullinen sähkön hinta, mikä ei ole kannustanut isoihin investointeihin. Energiatehokas kylmän tuotanto, energian säästö kaikilla osa-alueilla sekä muut ympäristönäkökohdat on kuitenkin otettu vakavasti kaupan alalla. Energiansäästötavoitteet kannustavat parantamaan kaupan energiatehokkuutta, mikä nähdään sekä kustannusten säästönä että imagon kohottajana.

Tässä tutkimuksessa tarkastellaan kahden keskikokoisen myymälärakennuksen kylmäjärjestelmän lauhdelämmön talteenottoa lämpöpumpulla. Lämpöpumpun toimintaa on tutkittu teoriassa, mutta käytännön kokemuksia lämpöpumpuista on vielä vähän. Käytännön tarkastelujen lisäksi työssä tutkitaan laskennallisesti, onko lämpöpumppu kannattavampi vaihtoehto lauhdelämmön talteenotossa kuin suoraan liuoslauhdutuspiiriin liitetty ilmalämmitysjärjestelmä.

Tutkimuksessa kerättiin tietoa järjestelmien toiminnasta ja tehtiin sen perusteella parannusehdotuksia ja korjauksia. Kerätyn tiedon pohjalta järjestelmistä muodostettiin energiankulutusprofiili ulkolämpötilan funktiona ja lämpöpumpun ja ilmalämmitysjärjestelmän toiminta mallinnettiin teoreettisesti. Lämpöpumpun ja ilmalämmitysjärjestelmän toimintaa verrattiin toisiinsa lämmityskauden ajalta laskennallisesti.

Toisessa vertailtavista kohteista lämpöpumppu ja tulistusslämmönvaihtimiin yhdistetty alapuhalluskone oli käyttökustannuksiltaan edullisin järjestelmävaihtoehto. Tässä kohteessa lauhdelämpötilatason laskulla ei havaittu olevan suurta vaikutusta kylmäjärjestelmän ja lämpöpumpun käyttökustannuksiin. Toisessa kohteessa käyttökustannuksiltaan lämpöpumppua hieman edullisemmaksi osoittautui ilmalämmitysjärjestelmä, jossa lauhdelämpötilataso kylmäkoneikossa nostettiin selkeästi korkeammalle tasolle. Tässä kohteessa kylmäjärjestelmän lauhdelämpötilatason laskulla saavutettiin säästöjä kylmäjärjestelmän ja lämpöpumpun yhteenlasketuissa käyttökustannuksissa.

ABSTRACT

TAMPERE UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

Master's Degree Programme in Energy Engineering

SIIKANEN, VILMA: Utilizing a heat pump for heat recovery in supermarket's refrigeration systems – two examples

Master of Science Thesis, 77 pages, 4 Appendix pages

June 2010

Major: Building technology

Examiner: Professor Antero Aittomäki

Keywords: heat pump, refrigeration, heat recovery, refrigeration plant

In the retail business, heat recovery has been applied when ever it has been profitable. Low price of electrical energy has not supported the expensive investments. However, energy efficient refrigeration, saving of energy and other environmental aspects have been taken seriously in this field of business.

Refrigeration produces heat as a side product. If the heat can be directed into locations where heating is required, savings in energy costs of the market can be achieved. The effectiveness of the heat pump in heat recovery in supermarkets has been investigated from a theoretical point of view but more practical experience is needed.

The purpose of this work was to study the operation of the heat pumps and heat recovery systems in two supermarkets. Based on the observations, some improvements were made to the systems during the heating season and some actions have to be implemented before the next heating season. In addition, heat pump systems were compared to a forced air heating system.

Theoretical models of the heat pumps and forced air systems were built. In addition, the overall need of heating energy was calculated from the measured data during the heating season. Based on the models, the amount of recovered heat was calculated for the heating season. The total costs of the heat pump system and the forced air system were compared.

The benefit obtained by using the heat pump was depending on the layout of the heat recovery system. In the first supermarket, the superheat of the refrigeration system is used to heat air in the area of chilled cabinets. The system with heat pump and superheat recovery was found to be the most cost effective and met most of the heating demand of the store.

In the other supermarket, the forced air system had the lowest cost during the heating season. In this heat pump plant, the lowering of the refrigeration system condensing temperature was found to be cost effective.

ALKUSANAT

Tämä työ on tehty Pirkanmaan Osuuskaupalle. Työn tarkastajana ja ohjaajana on toiminut professori Antero Aittomäki.

Haluan kiittää Pirkanmaan Osuuskauppaa mielenkiintoisen tutkimusympäristön tarjoamisesta sekä tutkimuksen rahoittamisesta sekä Airix Talotekniikka Oy:tä ohjauksesta ja tuesta työn aikana. Haluan kiittää professori Antero Aittomäkeä ohjauksesta ja neuvoista työn aikana.

Haluan lisäksi kiittää avomiestäni ja perhettäni tuesta ja ymmärryksestä.

Tampereella 14.6.2010

Vilma Siikanen

SISÄLLYS

1.	JOHDANTO.....	1
2.	TEORIA	3
	2.1. Kylmäprosessi.....	3
	2.2. Lämpöpumppu	5
	2.2.1. Lauhtumislämpötilan määräytyminen	7
	2.2.2. Höyrystymislämpötilan määräytyminen	9
3.	MARKET-RAKENNUKSEN ENERGIATALOUS	10
	3.1. Lämmöntarpeen määräytyminen	10
	3.2. Lämmitys	12
	3.2.1. Lämmönjakotavat	13
	3.2.2. Kylmäkalusteiden jäädytyksen kompensointi	14
	3.3. Kaupan kylmäjärjestelmät.....	14
	3.3.1. Jäähdytystarpeen määräytyminen	15
	3.3.2. Jäähdytysjärjestelmät.....	15
	3.4. Lauhdutusjärjestelmät ja lämmön talteenotto	16
	3.4.1. Suora lauhdutus	17
	3.4.2. Välillinen lauhdutus	17
4.	KOHITEIDEN ESITTELY	19
	4.1. Kylmäjärjestelmä	19
	4.2. Virrat.....	19
	4.3. Sastamala	20
5.	JÄRJESTELMIEN MALLINNUS.....	22
	5.1. Kylmäjärjestelmä	22
	5.2. Lämpöpumppu	23
	5.2.1. Lämmöntarve	23
	5.2.2. Lämpöpumpun lämmitysteho teoreettisesti	25
	5.2.3. Lämpöpumpun teho ja lämpökerroin mittausten mukaan	27
	5.2.4. Lauhdelämmön talteenotto ilman lämpöpumppua	28
6.	TULOKSET.....	32
	6.1. Järjestelmien toiminta	32
	6.1.1. Virrat.....	32
	6.1.2. Sastamala	38
	6.2. Kylmäjärjestelmän tuottama lauhde-energia	40
	6.3. Lämpöpumppujen mallien toiminta	42
	6.3.1. Virrat.....	42
	6.3.2. Sastamala	44
	6.4. Lämpöpumppujen tuotto ja vertailu ilmalämmitys-järjestelmän kanssa	47
	6.4.1. Virrat.....	48
	6.4.2. Sastamala	52
	6.5. LTO-piirin lämpötilatason optimi	57

6.6. Tulosten arviointi	60
7. JOHTOPÄÄTÖKSET.....	61
Lähteet.....	64

MERKINNÄT

A	rakennusosan pinta-ala	m^2
A_h	höyrystimen asteisuus	$^{\circ}C$
A_L	lauhduttimen asteisuus on lämpötilaero	$^{\circ}C$
B	kompressorin häviökerroin.	
c_{ilma}	ilman lämpökapasiteetti	kJ/kg
$c_{glykoli}$	ilman lämpökapasiteetti	kJ/kg
ε	prosessin kylmäkerroin	
ε_c	prosessin Carnot-kylmäkerroin	
ε_t	prosessin teoreettinen kylmäkerroin	
η_c	prosessin Carnot-hyvyyskerroin	
η_{LTO}	lämmön talteenoton hyötysuhde	
Δh_h	höyrystimen teho kuvassa 2.2	kW
φ	lämpöpumpun lämpökerroin	
$JK - 2$	pakkaskoneikko kylmäjärjestelmässä	
$JK - 3$	plus-koneikko kylmäjärjestelmässä	
$LTO0$	vaihtoehto liuoksen minimilämpötilalla	
$LTO1$	vaihtoehto liuoksen lämpötilan arvolla $25^{\circ}C$	
$LTO2$	vaihtoehto liuoksen lämpötilan arvolla $30^{\circ}C$	
$\dot{m}_{glykoli}$	massavirta	kg/s
n_v	vuotoilmanvaihtokerroin	$[1/h]$
ϕ_{H_LP}	höyrystimen teho höyrystymis- ja lauhtumislämpötilojen funktiona	kW
ϕ_{L_LP}	lauhduttimen teho höyrystymis- ja lauhtumislämpötilojen funktiona	kW
P_{apu}	apulaitteiden tekemä työ	kW
P_k	kompressorin ottama sähköteho	kW
Pk_las	laskennallinen kompressoriteho kompressorifunktiolla	kW
P_{K_LP}	kompressorin teho höyrystymis- ja lauhtumislämpötilojen funktiona	kW
Pk_LP1	kompressorien sähköenergia 1. lämpöpumppuvaihtoehdossa	MWh
Pk_LP2	kompressorien sähköenergia 2. lämpöpumppuvaihtoehdossa	MWh
Pk_LTO2	kompressorien sähköenergia 2. ilmalämmitysjärjestelmässä	MWh
Pk_mit	mitattu kompressoriteho	kW
$Q_{aurinko}$	auringon lämmittävä vaikutus	kW
$Q_{alaphallus}$	ilman lämmitystarve alapuhalluskoneessa	kW
Q_h	höyrystimen teho	kW

$Q_{\text{häviöt}}$	putkissa, kalusteissa sekä koneistossa syntyvät häviöt	<i>kW</i>
Q_{ihmiset}	henkilöiden luovuttama lämpöenergia	<i>kW</i>
$Q_{\text{ilmaverho}}$	ilmaverhon tarvitsema energia	<i>kW</i>
Q_{iv}	ilman lämmitystarve tuloilmakoneessa	<i>kW</i>
$Q_{\text{iv}_k\text{ok}}$	ilmalämmityksen lämmitystarve	<i>kW</i>
Q_{joht}	rakennuksen vaipan johtumislämpövirtojen summa	<i>kW</i>
$Q_{\text{jäähdytys}}$	kokonaisjäähdytystehontarve	<i>kW</i>
Q_{kaluste}	kylmäkalusteiden jäähdytyskuorma	<i>kW</i>
$Q_{\text{kaukolämpö}}$	kaukolämpöteho	<i>kW</i>
$Q_{\text{lauhde-energia}}$	lauhde-energian määrä	<i>kW</i>
$Q_{\text{lauhdutus}}$	lauhdutuksen teho	<i>kW</i>
$Q_{\text{lisälämpö}}$	lisälämmityksen tarve	<i>kW</i>
Q_{lkv}	lämpimien käyttövesilaitteiden luovuttama lämpöenergia	<i>kW</i>
Q_{LTO}	lämmön talteenotosta saatava lämmitysteho	<i>kW</i>
Q_{LTO_iv}	LTO- piirin ilmanvaihtopattereiden teho	<i>kW</i>
$Q_{\text{LTO}1}$	1. ilmalämmitysjärjestelmällä saatu energiamäärä	<i>MWh</i>
$Q_{\text{LTO}2}$	2. ilmalämmitysjärjestelmällä saatu energiamäärä	<i>MWh</i>
$Q_{\text{LP}1}$	1. lämpöpumppuvaihtoehdolla saatu energiamäärä	<i>MWh</i>
$Q_{\text{LP}2}$	2. lämpöpumppuvaihtoehdolla saatu energiamäärä	<i>MWh</i>
Q_{LP}	lauhduttimesta saatu teho	<i>kW</i>
Q_{LP_k1}	kaukolämmön määrä 1. lämpöpumppuvaihtoehdossa	<i>MWh</i>
$Q_{\text{LP}2_k}$	kaukolämmön määrä 2. lämpöpumppuvaihtoehdossa	<i>MWh</i>
$Q_{\text{LTO}2_k}$	kaukolämmön määrä 2. ilmalämmitysjärjestelmässä	<i>MWh</i>
Q_{LP_las}	lämpöpumpun laskennallinen tuotto	<i>kW</i>
Q_{LP_mit}	lämpöpumpun mitattu tuotto	<i>kW</i>
Q_{LP_teor}	lämpöpumpun teoreettinen tuotto	<i>kW</i>
$Q_{\text{lämmitys}}$	lämmitysenergian tarve kohteissa tarkastelujakson aikana	<i>MWh</i>
$Q_{\text{lämmitys,päivä}}$	päiväaikainen lämmitystehontarve	<i>kW</i>
$Q_{\text{lämmitys,yö}}$	yöaikainen lämmitystehontarve	<i>kW</i>
$Q_{\text{lämmitystarve}}$	rakennuksen lämmitystarve energiataseessa	<i>kW</i>
Q_{muut}	muiden sisäisten lämmönlähteiden luovuttama lämpöteho	<i>kW</i>
Q_{saatu}	lämmitysverkossa kulutettu energia	<i>kW</i>
Q_{sis}	rakennuksen ilmaisenergioiden summa	<i>kW</i>
$Q_{\text{sähkösulatus}}$	sulatuksen aiheuttama lämpökuorma	<i>kW</i>

$Q_{tuotevaihto}$	tuotevaihdosta ja kalusteiden käytöstä aiheutuva lämpökuorma	kW
$Q_{valaistus}$	valaistuksen aiheuttama lämpökuorma	kW
$Q_{varastot}$	varastojen yhteenlaskettu jäähdytystehontarve	kW
Q_{vuoto}	rakenteiden läpi tulevan vuotoilman lämmitystarve	kW
ρ_{ilma}	ilman tiheys	kg/m^3
T_{bp}	tasapainolämpötila lämmityksessä	$^{\circ}C$
T_h	höyrystymispainetta vastaava kylläisen höyryn lämpötila	$^{\circ}C$
T_i	tuloilman lämpötila	$^{\circ}C$
T_l	lauhtumispainetta vastaava kylläisen höyryn lämpötila	$^{\circ}C$
T_{L_max}	lauhtumislämpötilan maksimiarvo	$^{\circ}C$
T_{meno}	menoveden lämpötila	$^{\circ}C$
T_{meno_LP}	lämpöpumpulta lähtevän veden lämpötila	$^{\circ}C$
$T_{m,max}$	menoveden lämpötilan maksimiarvo	$^{\circ}C$
$T_{m,min}$	menoveden lämpötilan minimiarvo	$^{\circ}C$
T_n	lämmönlähteenä käytettävän nesteen lämpötila	$^{\circ}C$
T_{paluu}	lämmitysverkoston paluuveden lämpötila	$^{\circ}C$
T_s	sisäilman lämpötila	$^{\circ}C$
$T_{sisään}$	LTO-kennon jälkeinen lämpötila tuloilmakoneessa	$^{\circ}C$
T_u	ulkolämpötila	$^{\circ}C$
$T_{u,min}$	ulkolämpötilan mitoitusarvo	$^{\circ}C$
$T_{tuloilma}$	tuloilman maksimilämpötila	$^{\circ}C$
$T_{tuloilma_a}$	tuloilman maksimilämpötila alapuhalluskoneessa	$^{\circ}C$
U	rakennusosan lämmönjohtavuus	W/m^2K
V	rakennuksen tilavuus	m^3
\dot{V}_{iv}	ilman tilavuusvirta	m^3/s
W	prosessiin tehty työ	kW
W_k	mitattu kompressorien sähkökulutus	kW
w_k	kompressorin ottama todellinen työ/massa	kW
x	keskimääräinen käynnissä olevien kompressorien määrä	
$x_{raitisilma}$	raitisilman osuus ilmavirrasta	

1. JOHDANTO

Kaupan alalla lauhdelämpöä on otettu talteen aina kun se on ollut kannattavaa. Myymälän koko on määrännyt sen, missä mittakaavassa ja millaisin ratkaisuin lämpöä on saatu talteen. Lämmön talteenoton menetelmien kehitystä on kuitenkin hidastanut edullinen sähkön hinta, mikä ei ole kannustanut isoihin investointeihin.

Energiatehokas kylmän tuotanto, energiansäästö kaikilla osa-alueilla sekä muut ympäristönäkökohdat on kuitenkin otettu vakavasti kaupan alalla. Energian säästö nähdään etenkin kustannusten säästönä, mutta myös imagon kohottajana. Jotta ympäristöystävällisyys välittyisi asiakkaalle asti, on sen eteen tehtävä konkreettisia tekoja ja sitouduttava selvään energiansäästöön. Tutkimuksen tilaajan kohdalla se tarkoittaa kuuden prosentin energiankulutuksen vähentymistä vuosien 2008-2016 aikana. Vertailukohtana on vuosien 2001-2005 loppukulutusten keskiarvo.

Tutkimuksen tilaaja on halunnut toimia pioneerina alallaan ja investoinut ennakkoluulottomasti lämpöpumpputeknologiaan. Uusimmat suuret liikekeskittymät, kuten isot liikennemyymälät lämmitetään maa- ja lauhdelämmöllä ja maalämmön lämpötilataso soveltuu lisäksi käytettäväksi rakennusten jäähdytykseen. Keskikokoisissa myymälärakennuksissa, joihin tässä tutkimuksessa keskitytään, on lauhdelämmön talteenotosta saatava lämmitysenergia avainasemassa energiansäästön näkökulmasta.

Lauhdelämmön talteenotto myymälöissä on yleensä toteutettu ilmalämmityksenä sen edullisuuden ja helppouden vuoksi. Lauhdutuksessa on käytetty sekä suoraa että välillistä kytkentää. Ilmalämmitykseen perustuvat järjestelmät ovat osoittaneet toimivuutensa ja niitä on tutkittukin paljon. Lauhdelämmön talteenottoon erityisesti suunniteltu ilmanvaihtokone on pitkään ollut ainoa lajissaan ja muodostunut alalla käsitteeksi.

Välillisen lauhdutuksen ja ilmanlämmityksen yhdistämisessä ongelmana ovat usein ilman ja liuoksen välille jäävät suuret lämpötilaerot, minkä vuoksi lämpöä ei saada aina talteen toivottua määrää. Tämä asettaa ilmanvaihtokoneiden toiminnalle ja säädölle erityisiä vaatimuksia. Lisäksi kylmäkoneikon lauhtumislämpötilaa joudutaan pitämään korkeana. Lämpöpumpun etu lauhdelämmön talteenotossa on sen kyky nostaa lauhdelämmön lämpötilataso sellaiselle tasolle, jolla sitä on helpompi hyödyntää lämmityskäytössä. Samalla kylmäkoneikon lauhdelämpötilataso voidaan pitää alhaisena. Tutkittavana onkin, tuoko lämpötilan nosto lämpöpumpulla ja siihen kulutettu sähköenergia lisäetua lämmön hyödyntämisessä perinteiseen järjestelmään nähden.

Vaikka lämpöpumppu on vanha keksintö, on kiinnostus lämpöpumppujen hyödyntämiseen lauhdelämmön talteenotossa herännyt vasta kuluvan vuosikymmen aikana energiansäästösyistä. Tämä johtuu osaltaan siitä, että lämpöpumppujen tekniikka on kehittynyt luotettavaksi vasta viime aikoina. Kaupan kylmätuotteiden säilytysolosuhteit-

den ylläpito on kylmäjärjestelmän päätehtävä, jonka ehdoilla kaikki muu tapahtuu. Lisäksi perinteiseen järjestelmään verrattuna lämmön talteenottoon liittyvä investointi on suurempi ja tutkittua tietoa lämpöpumppujen soveltuvuudesta tähän käyttötarkoitukseen ei ole ollut paljoa saatavilla.

Lämpöpumpun toimintaa lauhdelämmön talteenotossa on tutkittu tähän mennessä teoriassa, mutta käytännön kokemuksia lämpöpumpuista on vielä vähän. Tilaajan tavoitteena olikin sekä kerätä käytännön tietoa toiminnassa olevista lämpöpumpuista kohteis-
saan sekä tutkia näiden investointien kannattavuutta. Tulevien investointien pohjaksi haluttiin lisäksi tutkittua tietoa kohteiden suunnitteluratkaisujen toimivuudesta.

2. TEORIA

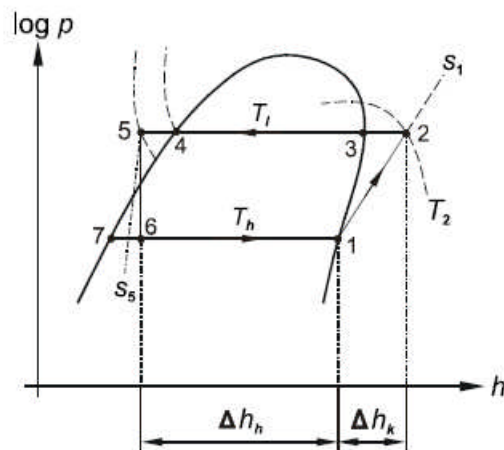
Tämän työn teoria perustuu faasimuutokselliseen kylmäaineen kiertoprosessiin. Prosessia käytetään hyväksi sekä kylmän että lämmön tuotannossa.

2.1. Kylmäprosessi

Faasimuutoksellisessa kylmäaineen kiertoprosessissa hyödynnetään kylmäaineen höyrystymisen sitomaa lämpöä, jonka lauhtuminen edelleen luovuttaa toiseen ympäristöön. Koneisto koostuu höyrystimestä, kompressorista, lauhduttimesta sekä paisuntalaitteesta kuten paisuntaventtiilistä. [1, s. 10]

Kiertoprosessissa höyrystimessä kylmäaine on ympäristöä matalammassa lämpötilassa ja höyrystyy sitoen lämpöä. Höyrystynyt kylmäaine puristetaan kompressorissa korkeampaan paineeseen ja höyrin lämpötila nousee. Puristuksen jälkeen tapahtuu lauhtuminen. Kylmäaineen lämpötila on ympäristön lämpötilaa korkeampi, jolloin se luovuttaa lämpöä ympäristöönsä ja nesteytyy. Paisuntaventtiili laskee kylmäaineen paineen höyrystimen paineeseen ja kierto alkaa uudelleen. [1, s. 10]

Kylmäaineen teoreettinen kiertoprosessi on kuvattu Log p,h -tilapiirroksessa kuvassa 2.1. Kuvan prosessissa puristus oletetaan ideaaliseksi ja virtaus putkissa häviöttömäksi.



Kuva 2.1 Kylmäaineen faasimuutos log p, h -tilapiirroksessa. [2, s. 69]

Kiertoprosessin vaiheet kuvassa ovat seuraavat:

- 1-2 Isentrooppinen puristus, kompressorin tekemä työ on $h_2 - h_1$
 2-3 Tulistuksen jäädytys lauhduttimessa tai erillisessä lämmönsiirtimessä, poistuva lämpö $h_2 - h_3$
 3-4 Lauhdutus lauhduttimessa vakioaineessa, poistettava lämpö $h_3 - h_4$
 4-5 Alijäädytys
 5-6 Paineen alennus paisuntaventtiilissä, jolloin osa nesteestä höyrystyy
 6-1 Seoksen höyrystyminen kylläiseksi höyryksi, sitoutuva lämpömäärä $h_1 - h_6$ [2 s. 69]

Ideaalisessa Carnot-prosessissa höyrystyminen ja lauhtuminen eli lämmön tuonti ja poisto tapahtuvat vakioämpötiloissa ja kokonaan kylläisen höyryn alueella. Ideaalisen, lämpötilojen T_l ja T_h välissä toimivan prosessin suurin mahdollinen kylmäkerroin on [2 s. 70]:

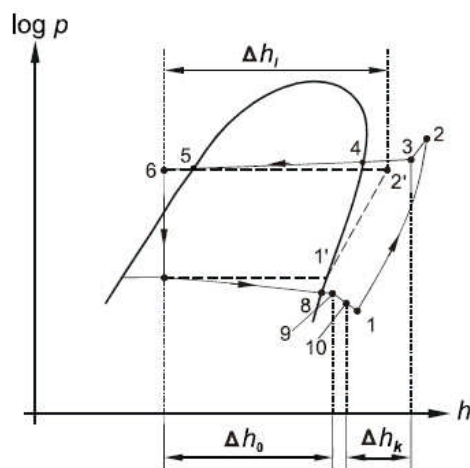
$$\varepsilon_c = \frac{T_h}{T_l - T_h} = \frac{Q_h}{W}, \quad (2.1)$$

missä T_h on höyrystymispainetta vastaava kylläisen höyryn lämpötila,
 T_l on lauhtumispainetta vastaava kylläisen höyryn lämpötila,
 W on prosessiin tehty työ,
 Q_h on poistettu lämpömäärä.

Teoreettisen prosessin kylmäkerroin on vastaavasti kuvan 2.1 ja kaavan 2.1 mukaan [2 s. 70]

$$\varepsilon_t = \frac{Q_h}{P_k} = \frac{h_1 - h_6}{h_2 - h_1}, \quad (2.2)$$

Todellisessa prosessissa syntyy häviöitä, jotka muuttavat teoreettista prosessia ja huonontavat kylmäkerrointa. Todellisuudessa kompressorin puristus ei ole isentrooppinen, mikä lisää puristustyötä. Lisäksi kompressorista siirtyy lämpöä ympäristöön eikä puristus ole adiabaattinen. Prosessissa tapahtuu lisäksi painehäviöitä venttiileissä, putkissa ja lämmönvaihtimissa. Höyry ei myöskään pysy kylläisenä vaan tulistuu sekä höyrystimessä että kompressorin imuputkessa.



Kuva 2.2 Häviöllinen prosessi log p,h -piirroksessa. [2 s. 70].

Häviöllisen prosessin kylmäkerroin määritetään vastaavasti kuin häviöttömän prosessin:

$$\varepsilon = \frac{Q_h}{w_k} \quad (2.3)$$

missä Q_h on höyrystimen teho $h_2 - h_1$
 w_k on kompressorin ottama todellinen työ/massa.

Osa kompressorin ottotehosta menee kompressorin ja käyttömoottorin mekaanisiin häviöihin. Todellisen prosessin kylmäkerroimen suhde Carnot-kylmäkerroimeen on nimeltään Carnot-hyvyyskerroin η_c , jolla kuvataan kaikkia prosessiin vaikuttavia häviöitä:

$$\varepsilon = \eta_c \varepsilon_c \quad (2.4)$$

missä Carnot-kylmäkerroin ε_c määritetään kompressorin imu- ja paineliitöntöjen tilojen perusteella [1, s.71].

2.2. Lämpöpumppu

Lämpöpumpussa kylmäprosessin painopiste on lämmön tuotossa. Muuten lämpöpumpun rakenne ja toiminta ovat samat kuin vastaavalla jäähdytyskoneistolla [2 s. 351].

Matalamman lämpötilatason ympäristöstä imetään lämpöä lämmitettävään kohteeseen. Kun kylmäprosessissa höyrystyslämpötilan pitää olla riittävän alhainen jäädyttämään ympäristöä, on lämpöpumpun lauhtumislämpötilan oltava tarpeeksi korkea lämmön hyödyntämiseksi.

Kokonaislauhtumisteho lämpöpumpussa ilman häviöitä on höyrystimen ja kompressorin tehojen summa:

$$Q_l = Q_h + BP_k \quad (2.5)$$

missä	Q_l	on lauhduttimen teho,
	Q_h	on höyrystimen teho,
	B	on kompressorin häviökerroin,
	P_k	on kompressorin ottama sähköteho.

Lämpöpumpun tehokkuutta kuvataan lämpökertoimella φ . Siinä lämpöpumpun tuotto on lauhduttimesta saatu teho Q_{LP} ja prosessiin tuotu teho koostuu sekä kompressorin tarvitsemasta tehosta P_k että apulaitteiden tekemästä työstä P_{apu} . [2 s. 349]

$$\varphi = \frac{Q_{LP}}{P_k + P_{apu}} \quad (2.6)$$

Ilman apulaitteita lämpöpumpun lämpökerroin on kompressorin lämpökerroin

$$\varphi = \frac{Q_{LP}}{P_k} \quad (2.7)$$

jossa P_k on kompressorin puristukseen tekemä työ. Tämä voidaan kirjoittaa muodossa, joka ottaa huomioon lämpöpumpun sisäiset häviöt. Todellinen lämpökerroin on

$$\varphi = (0,9..1) + \eta_c \frac{T_h}{T_l + T_h}, \quad (2.8)$$

missä η_c on prosessin Carnot-hyvyyskerroin. Vakiolla 0,9..1 otetaan huomioon kompressorin ja lauhduttimen välillä tapahtuvat hyödyntämättömät häviöt. Carnot-hyvyyskerroin riippuu kylmäaineesta, höyrystyslämpötilasta T_h ja lauhtumislämpötilasta T_l sekä kompressorista ja teholuokasta. [2 s. 351]

2.2.1. Lauhtumislämpötilan määräytyminen

Lämpöpumpun tehtävänä on tuottaa lämmitysverkostoon riittävän lämmintä vettä. Tarvittava lauhtumislämpötilataso määräytyy käytettävän kylmäaineen ja tarvittavan lämmitysverkoston menolämpötilan T_{meno} mukaan. Lämmitysverkosto ja menoveden lämpötila on mitoitettu laskennallisen huippulämmitystehon mukaan. Useimmissa rakennuksissa lämmöntarve riippuu pääasiassa ulkolämpötilasta, joten menoveden lämpötilaa säädetään lämmitystarvetta mukailleen ulkolämpötilan mukaan. [3, s.185]

Rakennusten lämmityskäytössä menoveden maksimi lämpötilataso riippuu käytettävästä lämmönluovutustavasta. Ilmalämmityksessä lämpötila on 20-40°C, lattialämmityksessä lattian pintalämpötila ei saa nousta yli 30 °C ja patterilämmitys tarvitsee 40-60 °C vettä. Nämä lämpötilatasot on saavutettavissa tavanomaisilla koneistoilla. [2 s. 348/] Jos lämpöpumpulla halutaan lämmitellä myös käyttövettä, on menoveden lämpötilan oltava yli 58°C tai lämmityksessä on käytettävä hyväksi erikseen tulistuslämpöä tai sähkövastuksia.

Lämmitysverkoston menoveden säätökäyrä voidaan esittää muodossa [4]:

$$T_{meno} = T_{m,\min} + (T_{m,\max} - T_{m,\min}) \frac{T_u - T_{bp}}{T_{u,\min} - T_{bp}} \quad (2.9)$$

missä T_{meno} on menoveden lämpötila, $T_{m,\min}$ menoveden lämpötilan minimiarvo, $T_{m,\max}$ menoveden lämpötilan maksimiarvo, T_u ulkolämpötila, $T_{u,\min}$ ulkolämpötilan mitoitusarvo sekä T_{bp} tasapainolämpötila, jota korkeammilla ulkolämpötilan arvoilla lämmitystä ei tarvita. [4]

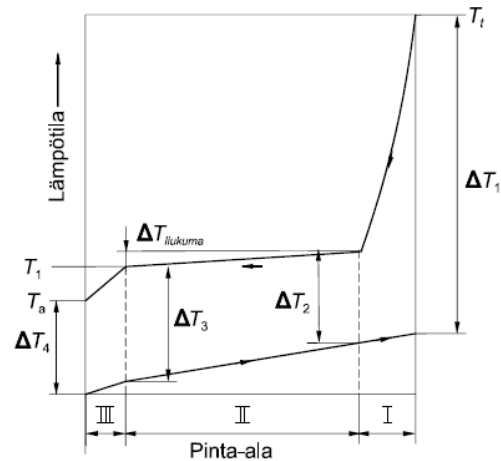
Vastavirtalauhduttimessa lauhtumislämpötila riippuu lauhduttimesta lähtevän virtauksen lämpötilasta kuvan 2.3 mukaisesti. Lämpötilaero lauhtuvan kylmäaineen ja lämpivän lämmitysveden välillä lasketaan logaritmisin lämpötilaeron avulla kun kylmäaineella tapahtuu lämpötilaliukumaa [2, s. 203].

$$\Delta T_{\ln} = \frac{\Delta T_3 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_3 - \Delta T_2)} \quad (2.10)$$

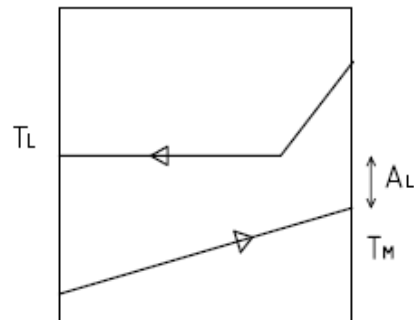
Lauhdutin voidaan mallintaa ulkoisten virtausten lämpötiloista laskentaa varten olettamalla lämmitysverkoston menoveden ja lauhtumislämpötilan välille vakio lämpötilaero:

$$T_l = T_{meno} + A_L \quad (2.11)$$

missä vakio A_L , lauhduttimen asteisuus on lämpötilaero lauhduttimen loppupäässä kylmäaineen ja liuoksen välillä ja pitää määrittää mittauksista.



Kuva 2.3 Lämpötilan muutokset lauhduttimessa vastavirtauksessa. Vaiheessa I tapahtuu tulistuksen jäähtyminen, vaiheessa II lauhtuminen ja vaiheessa III alijäähtyminen. [2, s. 203].

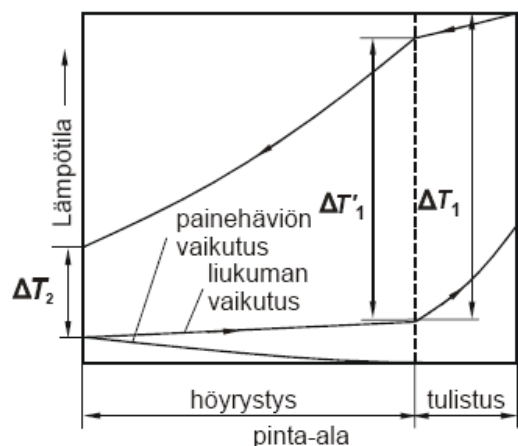


Kuva 2.4 Lauhduttimen asteisuus-malli. Vakio A kuvaa lämpötilaeroa lauhduttimen loppupäässä.

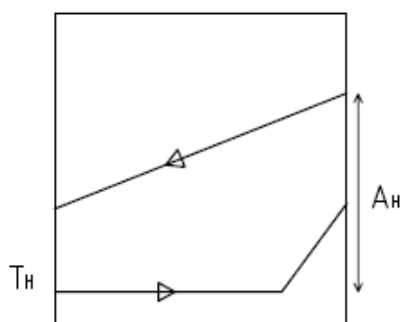
Lämmitysverkoston paluulämpötila määräytyy verkoston kuorman, lämmityslaitteiden lämmönluovutuksen sekä säätötavan mukaan. Koska lämmönsiirto lauhduttimessa alkaa paluueden lämpötilatasosta ja lauhtumislämpötila riippuu siitä ja lämpöpumpun tehosta, ei verkoston paluulämpötila saa nousta liian korkeaksi. Jos lämpöpumpulle lämmitysverkostosta palaava virtaus on liian lämmintä, saattaa lauhtumispaine nousta liian korkeaksi lämpöpumpun toiminnan kannalta ja lämpökerroin huononee. Käytännössä verkoston säädössä pyritään sopivan alhaiseen paluuvirtauksen lämpötilaan, jotta lämpöpumpulle ei palaa liian lämmintä vettä.

2.2.2. Höyrystymislämpötilan määräytyminen

Lämpöpumpun höyrystymislämpötila määräytyy käytettävän lämmönlähteen perusteella. Lämpötilojen määräytyminen höyrystimessä on esitetty kuvassa 2.5 [2, s.176]



Kuva 2.5 Höyrystin. Vastavirtauksessa kylmäaine ensin höyrystyy ja sitten tulistuu ja sen lämpötila voi muuttua painehäviön ja mahdollisen liukuman takia. [2 s. 192]



Kuva 2.6 Höyrystimestä muodostettu asteisuus-malli, jossa A kuvaa lämpötilaeroa kylmäaineen ja liuoksen välillä höyrystimen loppupäässä.

Höyrystymislämpötila ja tulistus voidaan mallintaa ulkoisista lämpötiloista vastaavalla tavalla kuin lauhdutin olettamalla lämpötilaero höyrystimen loppupäässä vakioksi:

$$T_n = T_h + A_h \quad (2.12)$$

missä T_n on lämmönlähteenä käytettävän nesteen lämpötila,
 T_h on höyrystymislämpötila ja
 A_h on höyrystimen asteisuus laskettuna mittaustuloksista.

3. MARKET-RAKENNUKSEN ENERGIATALOUS

Market-rakennuksen energiankulutusprofiili on pitkälti riippuvainen myymälän aukioloajoista. Kylmäkoneiston jäähdytysteho ja samalla sähköenergiankulutus riippuvat suuresti siitä, onko kauppa auki vai kiinni. Kylmäkalusteiden aiheuttama jäähdyttävä vaikutus myymälään edellyttää jatkuvaa samanaikaista lämmitystä. Lisäksi lämpöä johdetaan rakennuksen vaipan läpi sekä ovien kautta. Toisaalta ilmaista lämmitysenergiaa saadaan kaupan valaistuksesta ja sisällä olevista ihmisistä.

3.1. Lämmöntarpeen määräytyminen

Rakennuksen lämmöntarve määritetään sen energiataseen perusteella. Energiataseessa lasketaan yhteen rakennuksen lämpöhäviöt ja ilmaisenergiat. Market-rakennuksen päiväkainainen jatkuvuustilan energiatase määritetään seuraavasti.

$$Q_{\text{lämmitystarve}} = Q_{\text{joht}} + Q_{\text{iv}} + Q_{\text{vuoto}} + Q_{\text{kaluste}} - Q_{\text{aurinko}} - Q_{\text{sis}} \quad (3.1)$$

missä	Q_{joht}	on rakennuksen vaipan johtumislämpövirtojen summa,
	Q_{iv}	on tuloilman lämmitystarve,
	Q_{vuoto}	on rakenteiden läpi tulevan vuotoilman lämmitystarve
	Q_{kaluste}	on kylmäkalusteiden jäähdytyskuorma
	Q_{aurinko}	on auringon lämmittävä vaikutus
	Q_{sis}	on rakennuksen ilmaisenergioiden summa.

Market rakennuksen tapauksessa lämpöhäviöitä syntyy vaipan läpi johtumislämpöhäviöinä sekä vuotoilman lämpöhäviöinä sekä kylmäkalusteiden jäähdyttävänä vaikutuksena myymälätilassa. Lämmitystarpeeseen on laskettu mukaan myös tuloilman lämmitystarve, joka ilmalämmityksen tapauksessa tarkoittaa raitisilman osuutta ilmanvaihdosta.

Kalustejäähdytys aiheuttaa suurimman osan myymälää viilentävästä jäähdytystehosta. Kalustejäähdytyksen tarvitsema teho määritetään seuraavasti:

$$Q_{\text{kaluste}} = Q_{\text{tuotevaihto}} + Q_{\text{valaistus}} + Q_{\text{ilmaverho}} + Q_{\text{sähkösulatus}} \quad (3.2)$$

missä	$Q_{tuotevaihto}$	on tuotevaihdosta ja kalusteiden käytöstä aiheutuva lämpökuorma,
	$Q_{valaistus}$	on valaistuksen aiheuttama lämpökuorma,
	$Q_{ilmaverho}$	on ilmaverhon tarvitsema energia
	$Q_{sähkösulatus}$	on sulatuksen aiheuttama lämpökuorma.

Kalusteiden ja ympäröivän ilman välistä lämmönsiirtoa on vaikea tarkasti määrittää, joten kalustejäähdytyksen aiheuttamalle lämmitystarpeelle myymälätilassa käytetään usein kokemuseräisiä arvoja.

Johtumislämpöhäviö riippuu sisä- ja ulkolämpötilan erosta, rakennusosan pinta-alasta sekä rakennusosan lämmönsiirtokertoimesta. Vaipan johtumislämpöhäviö on vaipan rakennusosien johtumislämpöhäviöiden summa.

$$Q_{joht} = \Sigma UA(T_s - T_u) \quad (3.3)$$

missä	U	on rakennusosan lämmönjohtavuus $W / m^2 K$
	A	on rakennusosan pinta-ala m^2
	T_s	on sisäilman lämpötila $^{\circ}C$
	T_u	on ulkoilman lämpötila $^{\circ}C$

Ilmanvaihdon lämpöhäviöt riippuvat lämpötilaerosta sekä ilmavirrasta sekä lämmön talteenoton tehokkuudesta. Ilmanvaihdon aiheuttama lämpöhäviö lämmön talteenotto-kennon kanssa on:

$$Q_{iv} = \dot{V}_{iv} c_{ilma} \rho_{ilma} \eta_{LTO} (T_{tuloilma} - T_u) \quad (3.4)$$

missä	\dot{V}_{iv}	on ilman tilavuusvirta m^3 / s
	c_{ilma}	on ilman lämpökapasiteetti kJ / kg
	ρ_{ilma}	on ilman tiheys kg / m^3
	η_{LTO}	on lämmön talteenoton hyötysuhde
	$T_{tuloilma}$	on tuloilman lämpötila $^{\circ}C$

Vuotoilman määrä riippuu lämpötilaerosta vaipan molemmin puolin sekä sen tiiveydestä.

$$Q_{iv} = c_{ilma} \rho_{ilma} n_v V (T_s - T_u) \quad (3.5)$$

missä	c_{ilma}	on ilman lämpökapasiteetti kJ/kg
	ρ_{ilma}	on ilman tiheys kg/m^3
	n_v	on vuotoilmanvaihtokerroin $[1/h]$
	V	on rakennuksen tilavuus m^3
	T_s	on sisäilman lämpötila $^{\circ}C$
	T_u	on ulkoilman lämpötila $^{\circ}C$

Rakennuksen sisäiset lämpökuormat ja auringon säteily vaipan ja ikkunoiden läpi ovat ilmaisenergiaa ja vähentävät lämmitystarvetta, mutta niiden hyödynnettävyys riippuu muun muassa lämmityksen säätöjärjestelmästä. Lämpökuormia aiheuttavat muun muassa laitteet ja valaistus sekä ihmiset.

$$Q_{sis} = Q_{ihmiset} + Q_{valaistus} + Q_{lkv} + Q_{muut} \quad (3.6)$$

missä	$Q_{ihmiset}$	on henkilöiden luovuttama lämpöenergia,
	$Q_{valaistus}$	on ikkunoiden läpi tuleva auringon säteilyenergia ja
	Q_{lkv}	on lämpimien käyttövesilaitteiden luovuttama lämpöenergia
	Q_{muut}	on muiden sisäisten lämmönlähteiden luovuttama lämpöenergia

[3, s.102-104].

3.2. Lämmitys

Market-rakennuksen lämmitys voidaan toteuttaa monella eri tavalla. Perustana on usein vesikiertoinen lämmitysjärjestelmä, joka mahdollistaa sekä eri lämmönlähteiden että lämmönjakotapojen yhdistämisen. Usein lämmönjako on toteutettu eri tapojen parhaita puolia hyödyntäen. Tutkimuksen kohteena olevissa market-rakennuksissa päälämmönlähteenä on kylmäjärjestelmän lauhdelämpö, jonka lämpötila nostetaan lämpöpumpulla lämmitysjärjestelmälle sopivaksi. Lisälämmityksen energianlähde on valittu lämmöntarpeen ja tarjolla olleiden vaihtoehtojen investointi- ja käyttökustannusten perusteella.

3.2.1. Lämmönjakotavat

Market-rakennuksessa lämmitysenergian lähde valitaan saatavissa olevien lämmönlähteiden käyttö- ja investointikustannusten perusteella. Kylmäjärjestelmän lauhdelämmöstä saadaan lämpöenergiaa, jota kannattaa aina käyttää hyväksi lämmityksessä. Lauhdelämpö riittää silti harvoin ainoaksi lämmönlähteeksi. Lisäksi lauhdelämmön talteenotto rajoittaa lämpötilatasonsa puolesta valittavissa olevia lämmönjakotapoja. Myymälätilan pinta-ala ja korkeus sekä kylmäjärjestelmän lauhdutusteho vaikuttavat paljon eri lämmönjakotapojen käytettävyyteen. Usein helpoin ja kustannustehokkain lämmitystapa on ilmalämmitys mutta lattialämmitys on monien hyvien puoliensa vuoksi myös varteenotettava vaihtoehto. Lisäksi tuulikaapeissa oviverhokoneet ovat välttämättömiä ja patterilämmitys on usein tehokkain pienten tilojen lämmittäjä. Lämmönjakotavan valinta vaikuttaa hyvin paljon lämmityksen säädettävyyteen ja lauhdelämmön hyödyntämiseen.

Patterilämmityksessä lämmönluovuttajana toimii konvektiolla ja säteilemällä lämpöä siirtävä yleensä teräslevyistä rakennettu patteri. Patterit toimivat parhaiten kun ne sijoitetaan huoneessa mahdollisimman lähelle kylmää pintaa kuten ikkunaa ja ulkoseinää. Patterilämmityksen lämmönluovutus-pinta-ala on suhteellisen pieni, joten se tarvitsee toimiakseen ison lämpötilaeron. Lämmönluovutus toimii huonosti, jos sen eteen sijoitetaan esteitä tai sen ilmavirtausta rajoitetaan. Tämän vuoksi patterilämmitys ei sovellu ainoaksi lämmönjakotavaksi myymälätilaan. [3 s. 159-160]

Tavallisesti patteriverkosto mitoitetetaan meno- ja paluueden lämpötiloille 70-40 °C. Tämä lämpötilataso on liian korkea lämpöpumpulle ja menoveden lisälämmityksen tarve patterilämmityksessä voi olla suuri. Kaupallisissa rakennuksissa ja lämpöpumppulämmityksessä patterilämmitys toimiikin parhaiten paikallisena lisälämmityslaitteena esimerkiksi puku- ja pesutiloissa ja suurten ikkunoiden alla.

Lattialämmityksessä lämmönluovuttajana toimii lattiapinta, jonka alle asennetaan lämmitysputkisto. Lattialämmityksessä lämmityspinta-ala on suuri (koko putkien kattama lattia-alue) joten pinnan lämpötilan tarvitsee olla vain hiukan huonelämpötilaa korkeampi. Pieni lämpötilaero säätelee lattiasta tapahtuvaa lämmönsiirtoa. Mitä lähempänä huonelämpötila on lattian pintalämpötilaa, sitä vähemmän lämpöä siirtyy huoneilmaan. Lattialämmityksen etuna on myös se, ettei erillisiä lämmönluovuttimia tarvita [3 s. 183].

Lattian lämpötila ei saa ylittää 30°C joten myös lämmityspiirin menolämpötila on rajoitettu 35-40 °C. Tämä lämpötilataso soveltuu erinomaisesti kylmäjärjestelmän lämmön talteenottoon, joten lattialämmityksellä pystytään hyödyntämään lauhdelämpöä tehokkaasti. Lattialämmityksen huonoja puolia ovat sen hieman suuremmat investointikustannukset ja yhteensovittaminen kylmäkalusteiden viemäroinnin kanssa. [5, s. 48]

Ilmalämmityksessä lämmönsiirtoaineena toimii ilma, jota lämmitetään vesikiertoisella tai sähköllä lämpiävällä patterilla. Ilmalämmitys voidaan toteuttaa tuloilman lämmityksenä tai erillisillä kiertoilmakoneilla. Ilmalämmitykselle ovat tyypillisiä suuret ilmavirrat koska puhallettavan ilman ja huonelämpötilan ero ei voi olla kovin suuri.

Ilmalämmityksen etuja ovat sen helppo toteutus, energiatehokkuus, lämmön jakautuminen tasaisesti sekä sopiva lämpötilataso lämmön talteenoton kannalta. Ilman lämmitystä hyödynnetään market-rakennuksissa myymälätilan lisäksi oviverhokoneissa, joissa lämmintä ilmaa puhalletaan oven läheisyydessä suurella nopeudella kylmän ilmavirtauksen estämiseksi.

3.2.2. Kylmäkalusteiden jäähdytyksen kompensointi

Nykyään lähes kaikki myymälöiden kylmäkalusteet ovat keskuskoneellisia, jolloin niissä sijaitsee kylmäkoneiston komponenteista vain höyrystin. Tällaiset kylmäkalusteet ovat tarkasti säädettäviä ja energiatehokkaita eivätkä ne tuota kauppaan lämpökuormaa. Niiden aiheuttama jäähdyttävä vaikutus on kuitenkin kompensoitava kylmäkalusteiden alueella sisäilmaston ja ihmisten viihtyvyyden vuoksi.

Kylmäkalusteiden kauppaan aiheuttama jäähdyttävä vaikutus on suoraan hukkaan menevää energiaa sekä lämmityksen että jäähdytyksen näkökulmasta. Lämmitysenergia pyritään saamaan ensisijaisesti lauhdelämmön talteenotosta, koska lämmön tarve ja jäähdytysvaikutus ovat samanaikaisia. Tarvetta lämmitykseen on ympäri vuoden ja toisaalta lauhdelämpöä on tarjolla sopivan lämpöisenä ympäri vuoden. Lämmitykseen voidaan käyttää suoraa lauhdutusta, erillisiä tulistusvaihtimia tai välillisen lauhdutuksen liuosta.

Lämmitys kalustealueella on usein toteutettu niin kutsutulla alapuhalluksella ritilöistä kylmäkalusteiden alaosaan. Myymälästä imetään ilmaa joka lämmitetään erillisessä kiertoilmakoneessa 23-35 °C:een ja puhalletaan takaisin kylmäkalusteiden keskikäytävillä. Alapuhallusta pyritäänkin käyttämään kaupan ensisijaisena lämmityksenä etenkin öisin.

Alapuhalluksen rinnalle vartenotettavaksi vaihtoehdoksi on viime aikoina noussut lattialämmitys. Lattialämmityksen etuja alapuhallukseen verrattuna ovat helppohoitoisuus ja parempi säädettävyys. Alapuhalluksen ritilät ovat alttiita rikkoontumiselle ja lisäksi ilmavirran tasainen jako kalusteiden alaosaan on vaikeaa. Lattialämmityksen käytön ongelmana taas on ennen ollut kylmäkalusteiden viemärointi lattian läpi, mutta alipaineviemäroinnin yleistyessä kylmäkalusteissa se ei ole enää este. [1, s.222] Teoreettisten tutkimusten mukaan lauhdelämmön talteenoton ja kylmäjärjestelmän käyttökustannusten kannalta lattialämmitys on lähes yhtä tehokas vaihtoehto lauhdelämmön talteenotossa kuin ilmalämmitys [5, s. 48-49, s. 101-102]. Kun suunnittelussa lisäksi otetaan huomioon myymälätilan myöhempi muunneltavuus, voi lattialämmitys olla ilmalämmitystä parempi vaihtoehto käytännössä myymälätilan lämmityksessä.

3.3. Kaupan kylmäjärjestelmät

Kylmäjärjestelmän toteutus riippuu jäähdytettävän kohteen ominaisuuksista mutta myös jäähdytysjärjestelmältä vaadittavista ominaisuuksista, kuten säädettävyydestä, energian-

kulutuksesta sekä luotettavuudesta. Myymälärakennuksissa pakkas- ja plusjärjestelmät on toteutettu kahden erillisen koneikon järjestelminä, mutta ne voidaan myös yhdistää.

3.3.1. Jäähdytystarpeen määräytyminen

Jäähdytysenergian tarve määräytyy kylmävarastojen ja kylmäkalusteiden tarvitseman jäähdytystehon perusteella. Jäähdytyskapasiteetin huippu mitoitetaan kesäkaudelle kun lauhdutuslämpötila ja lämpöhäviöt kalusteista ovat suurimmillaan. Koneiston teho mitoitetaan laskemalla kaikki tehontarpeet sekä häviöt yhteen. [1, s. 45].

$$Q_{\text{jäähdytys}} = Q_{\text{kaluste}} + Q_{\text{häviöt}} + Q_{\text{varastot}} \quad (3.7)$$

missä	$Q_{\text{jäähdytys}}$	on kokonaisjäähdytystehontarve,
	Q_{kaluste}	on kalusteiden tarvitsema jäähdytysteho,
	$Q_{\text{häviöt}}$	on putkissa, kalusteissa sekä koneistossa syntyvät häviöt,
	Q_{varastot}	on varastojen yhteenlaskettu jäähdytystehontarve.

Jäähdytystehontarve ja sen vuorokaudenajasta ja vuodenajasta riippuva vaihtelu ovat olennainen lähtötieto kun mitoitetaan lämmityslaitteistoa lauhdelämmön talteenottoon perustuen. Toteutuneeseen jäähdytystehoon vaikuttavat muun muassa lämpöhäviöt kylmäkalusteissa. Ne ovat suurimmillaan liikkeen aukioloaikoina kun tuotevaihto ja ilmavirtaus kalusteiden lähellä ovat suurta. Toisaalta yöaikaan sekä jäähdytysteho että lämmitystarve ovat pienimmillään vuorokaudesta, kun kalusteet peitetään ja lämmön johtuminen niihin vähenee huomattavasti. Lämpökuorman kalusteissa ja varastoissa vaikuttavat myös ilmankosteus ja sisäilman lämpötila. Ne riippuvat pitkälti vuodenajasta, joten kesäaikana lauhdutusteho on suurimmillaan.

3.3.2. Jäähdytysjärjestelmät

Jäähdytysjärjestelmä voidaan toteuttaa suora-höyrysteisenä, jolloin jokaisella kalusteella ja varastolla on oma höyrystimensä. Välillisessä jäähdytyksessä kylmäkoneikon höyrystin jäähdyttää lämmönsiirtoainetta, kuten glykolia, joka siirtää jäähdytysenergian jäähdytettäviin kohteisiin. Jäähdytys voidaan toteuttaa sekä keskuskoneellisenä että hajautettuna järjestelmänä. Hajautetussa järjestelmässä kylmäteho tuotetaan useissa koneikoissa paikallisesti kun taas keskuskoneellinen järjestelmä palvelee kalustekohtaisia ja varastokohtaisia höyrystimiä keskitetysti [2, s. 6].

Pakkas- ja plus-puolen koneikot voidaan rakentaa erillisinä yksikköinä. Erilliskoneikot voivat olla sekä suora-höyrysteisiä että välillisiä. Kun kylmäjärjestelmässä jokaisella kalusteella ja varastolla on oma höyrystimensä, kutsutaan järjestelmää suora-höyrysteiseksi. Suora-höyrysteisen järjestelmän etuna on edullisuus ja parempi hyötysuhde välilliseen jäähdytykseen verrattuna. Sääto tapahtuu höyrystinkohtaisesti ja on

siten tarkempaa. Myös sulatus on helpompaa ja nopeampaa. Kun höyrytimet sijaitsevat hajautetusti, ovat putkimatkat usein pitkiä ja tämän myötä kasvavat myös putkiston kitka- ja lämpöhäviöt. Lisäksi öljynpalautus vaikeutuu pitkillä putkimatkoilla. Kylmäainetäytös on myös suuri, mikä on sekä kustannus- että riskitekijä [5, s. 7].

Jäähdytys voidaan toteuttaa myös välillisesti, jolloin varsinainen jäähdytys tapahtuu lämmönsiirtonesteen avulla. Välillisessä järjestelmässä kylmäainetäytös on pienempi jolloin pitkän kylmäaineputkiston ongelmat kuten haitallisen kylmäainevuodon riski ja öljynpalautusongelmat ovat pienempiä. Kun laitteiden väliset putkimatkat kasvavat tarpeeksi pitkiksi, on välillinen jäähdytys ainoa vaihtoehto. Välillinen jäähdytys toimii paremmin myös silloin kun käytetään hyväksi vapaajäähdytystä tai halutaan tasata kuorimitushuippuja. Järjestelmä on helpommin muunneltavissa ja sen säätö on suoraa järjestelmää tarkempaa. Lisäenergiaa kuluu kuitenkin nesteen pumppaukseen sekä häviöihin lämmönvaihtimessa [1, s. 49].

Kylmä- ja pakkaspuolen koneikot voidaan myös kytkeä toisiinsa, jolloin puhutaan yhdistetyistä koneikoista. Kaksiportaisessa järjestelmässä puristus on jaettu kahteen portaaseen. Pakkaspiirin, eli lauhtumislämpötilan mukaan matalapainepiirin, kompressorit puristavat höyryn vain kylmäpuolen höyrystymislämpötilaa vastaavaan paineeseen (välipaine), josta korkeapainekompressorit puristavat höyryn lauhtumispaineeseen saakka. Kaksiportaisen järjestelmän etuna on pakkaspuolen kompressorien pienempi painesuhde, kun puristuksen loppulämpötila onkin lauhtumislämpötilan sijasta kylmäpuolen höyrystymislämpötilassa. Korkeapainekompressorit taas joudutaan mitoittamaan sekä kylmä- että pakkaspuolen lämpökuormalle [5, s. 10].

Yhdistetty koneikko voidaan toteuttaa myös kaskadijärjestelmänä, jolloin pakkas- ja kylmäkoneikot ovat yhteydessä toisiinsa lämmönsiirtimen välityksellä. Kaskadijärjestelmässä pakkaspiiri luovuttaa lauhdelämpönsä plussapuolen höyrytimessä kylmäpuolelle. Kylmäpuolen kompressorit ja lauhtuttimet mitoitetetaan kummankin järjestelmän lämpökuormalle. Kaskadijärjestelmä etuna on, että kummallekin piirille on mahdollista valita piirin lämpötilatasoon parhaiten soveltuva kylmäaineensa [5, s. 10].

Hajautetuissa järjestelmissä jäähdytys on toteutettu useammilla pienemmillä kylmäkoneikoilla. Jäähdytys voidaan näissä toteuttaa sekä suorana että välillisenä järjestelmänä. Hajautetussa järjestelmässä voidaan hyödyntää myös esimerkiksi kaskadi-kytkentää pakkaspuolen lauhtutuksessa [5, s. 11].

3.4. Lauhdutusjärjestelmät ja lämmön talteenotto

Lauhtuminen ja lämmön talteenotto voidaan toteuttaa joko suoraan tai välillisesti. Suorassa järjestelmässä kylmäjärjestelmän lauhdutin on suoraan kosketuksissa ilman kanssa. Välillisessä järjestelmässä kylmäjärjestelmän lauhdelämpö siirretään nestepiiriin, joka kuljettaa lämmön lämmityspattereihin ja varaajaan.

Lauhdutuksen toteutusmuoto ei ole riippuvainen jäähdytyspuolen rakenteesta, mutta se vaikuttaa laitoksen investointikustannuksiin ja energiatalouteen. Lauhdutuksen ratkaisuilla voidaan huomattavasti parantaa kylmäjärjestelmän kokonaisenergiataloudellisuutta. Mitä enemmän lauhdelämpöä pystytään hyödyntämään myymälä-rakennuksen lämmityksessä, sitä vähemmän ostoenergiaa tarvitaan. [5, s. 12,28]

Kaupan kylmäjärjestelmän lauhdelämpö on lämmityskaudella lähes ilmaista lämpöenergiaa. Lauhdelämmön hyödyntämisen ongelma on kuitenkin sen matala lämpötilataso. Talvikaudella kompressoreiden lauhtumislämpötilataso voidaan pitää lähellä minimiä ulkolämpötilan ollessa alhainen. Tämä kuitenkin rajoittaa lauhdelämmön hyödyntämistä sellaisenaan lämmityksessä, toisaalta lauhtumislämpötilan nosto huonontaa kylmäkerrointa ja lisää sähkönkulutusta. [1, s. 212]

Lämmön talteenoton edellytyksenä on samanaikainen ja riittävä sekä jäähdytys- että lämmitystehon tarve. Investoinnin kannattavuus riippuu pitkälti myös kohteen ja kylmäjärjestelmän koosta. Lämmön talteenotto voidaan mitoittaa lämmöntarpeen mukaan myös vain osalle lauhdutustarvetta. Tärkeintä lämmön talteenoton suunnittelussa kuitenkin on, ettei kylmälaitoksen toimintavarmuus vaarannu. [1, s. 212]

3.4.1. Suora lauhdutus

Suorassa lauhdutuksessa kylmäainetta jäähdytetään suoraan ilmalla. Suora lauhdutus voidaan toteuttaa ympäristön lämpötilasta ja lämmöntarpeesta riippuen sekä sisä- että ulkoilmalla tai esimerkiksi tuloilmalla [5 s. 12]. Lauhdutinpatterit voidaan kytkeä sarjaan niin, että lauhdutus tapahtuu ensisijaisesti ilmanvaihtokoneen LTO-pattereissa ja jäljelle jäävä lämpö lauhdutetaan ulkoilmaan.

Suoran järjestelmän etuja ovat pienemmät putkimäärät ja pienemmät investointikustannukset. Toisaalta sarjaan kytkettyjen lauhduttimien paineensäätö ja kytkennät on suunniteltava huolella jotta lauhtuminen tapahtuu häiriöttömästi eri pattereissa [1 s. 212]. Kun suora lauhdutus tapahtuu suoraan ulkoilmaan, voidaan talvikaudella lauhtumislämpötila pitää lähellä minimitasoa (20°C). Jos lauhtumislämpöä käytetään esimerkiksi ilmalämmitykseen, on lämpötilatason oltava usein tätä korkeampi, jolloin prosessin kylmäkerroin huononee.

3.4.2. Välillinen lauhdutus

Välillisessä lauhdutuksessa kylmäaineen lämpö siirretään lämmönvaihtimissa lämmönsiirtoliuokseen ja lauhtumispaine määräytyy lauhduttimille tulevan liuoksen lämpötilan perusteella. Välillisessä järjestelmässä lauhdelämpöä voidaan käyttää monipuolisesti erilaisiin tarkoituksiin. Sillä voidaan lämmittää käyttövettä, ilmaa tai vaikkapa lattiaa tai sitä voidaan käyttää lämpöpumppulämmityksen lämmönlähteenä. Myös tulistus

voidaan hyödyntää erikseen esimerkiksi käyttöveden lämmityksessä tai liuoksen lämpötilan nostossa.

Välillisen lauhdutusjärjestelmän etuja ovat pienempi kylmäainetäytös, tasainen lauhdutusaine ja järjestelmän yksinkertaisuus. Toisaalta liuospiiri lisää lämpötilaeroa lauhduttamisen ja lauhduttavan ympäristön välillä. Usein välillistä järjestelmää käytetään kohteissa, joissa lauhdutustarve on suuri ja lämmön talteenoton osuus siitä merkittävä. [1 s. 212]

Tutkimuksessa Kylmäjärjestelmät - laskennallinen vertailu on tarkasteltu erilaisten lauhdelämmön talteenottoratkaisuiden tehokkuutta kylmäjärjestelmän energiansäästön ja käyttökustannusten kannalta. Tutkimuksessa vertailtiin muun muassa tavallisen, pelkästään tuloilmaa lämmittävän LTO-patterin ja ilmalämmityksen tehokkuutta lämmön talteenotossa. Parhaiten lämpöä saatiin talteen ilmalämmitysjärjestelmässä, joka on kytketty liuoslauhdutuspiiriin. Suurin säästö saatiin kytkennällä, jossa vain plus-koneikon lauhdutin oli kytketty liuoslauhdutuspiiriin. Patterien oikealla mitoituksella lämpöä saatiin talteen jopa kylmäjärjestelmän sähkötehotarvetta enemmän. Myös lattialämmityksellä pystyttiin tutkimuksessa hyödyntämään suuri määrä lauhdelämpöä [5, s. 50-102].

Tässä työssä lämpöpumpun tehokkuuden vertailukohtaksi on valittu tutkimuksen mukainen ilmalämmitysjärjestelmä, koska se oli tutkittavissa kohteissa osittain jo valmiina ja niiden lämmitys perustui ilmalämmitykseen. Myöhemmissä kohteissa lämmitysmuotona on käytetty paljon lattialämmitystä.

4. KOHTEIDEN ESITTELY

Tämän työn tutkimuksen kohteiksi on valittu kaksi keskisuurta market-rakennusta, joissa lämmitys perustuu kylmäjärjestelmän lauhdelämmön talteenottoon lämpöpumpun avulla. Kohteiden kylmäjärjestelmät ovat rakenteeltaan ja teholtaan hyvin samanlaiset. Kohteissa lämpöpumpun ja lämmön talteenottopiirin (LTO-piiri) kytkentä poikkeavat toisistaan, samoin lämmitysjärjestelmien toteutuksessa on eroja. Kohteiden LTO-kaaviot on esitetty liitteissä 1 ja 2.

4.1. Kylmäjärjestelmä

Tutkimuksen kohteena olevissa marketeissa on keskuskoneelliset kylmäkalusteet ja -varastot. Plus- ja pakkaskoneikot ovat erilliskoneikkoja ja pakkasvarastolla on oma suorahöyrysteinen ja -lauhdutteinen koneikkonsa, jota ei ole liitetty lämmön talteenottoon. Sekä plus- että pakkaskoneikot ovat suorahöyrysteisiä ja kokonaan välillisesti lauhdutettuja.

Koneikkojen toiminta-arvot on saatu säätöohjelma ADAP-KOOL:ista, joka säätää koko kylmäjärjestelmää. Koska työn painopiste on lämpöpumpun toiminnassa, tarkastellaan kylmäjärjestelmien toimintaa lähinnä vain käynnissä olevien kompressorien määrän ja lauhtumispaineen osalta.

4.2. Virrat

S-market Virrat on valmistunut vuoden 2007 syksyllä ja on suunniteltu tarkasteltavista kohteista ensin. Kohteen huoneistoala on 2300 m^2 . Lämmön talteenottoon kytkettyjen kylmäkalusteiden mitoitusteho on yhteensä noin 400 kW.

Kohteessa kylmäkoneikkojen lauhdutus on toteutettu kaksiosaisesti. Tulistuslämpö hyödynnetään erikseen alapuhalluskoneen lämmityspatterissa ja muu lauhdutus tapahtuu LTO-piirin lämmönvaihtimissa. Näin lauhdutuslämpöä voidaan hyödyntää tehokkaasti myös kesällä kun lämmitystarvetta on vain alapuhalluskoneen patterissa.

Lämpöpumppu on kytketty lämmön talteenottopiiriin lämmönvaihtimen kautta. Lämmönvaihtimen läpi virtaa aina kaikki piirissä kulkeva glykoli. Hyödyntämättä jäänyt lämpö lauhdutetaan katolla sijaitsevien nestejäähdyttimissä. Nestejäähdyttimien kautta kiertävää glykolin määrää säädetään kolmitieventtiilin avulla niin, että kylmäjärjestelmän lauhduttimille palaavan glykolin lämpötila pysyy asetusarvossaan.

Lämpöpumpun lauhduttimet on kytketty piiriin tilavuudeltaan 1000 litran lämmitysvaraajan kanssa. Piirissä kulkee vakio nestevirta aina kun lämpöpumppu on käynnissä.

Lämmitys on toteutettu kahdella mitoitusteholtaan samankokoisella piirillä, joista toinen palvelee ilmalämmitystä kuten tuloilmakoneiden ja alapuhalluskoneen pattereita. Toiseen piiriin on kytketty oviverhokoneet, yksi tuloilmakone sekä patteriverkosto. Tämän piiriin lämpötilatasoa voidaan tarvittaessa nostaa sähkövastuksilla piirissä olevassa säiliössä vastaamaan lämpötilakäyrän vaatimaa lämpötilaa.

Kohteessa on yksi höyrystinteholtaan 160 kW lämpöpumppu, jossa on 4 rinnan kytkettyä kompressoria. Lämpöpumpun käyntiä ohjataan taloautomaatiojärjestelmästä neljässä tehoportaassa lämmitystehontarpeen perusteella. Kompressorit toimivat kaikki vakioteholla.

Lämmitysjärjestelmää ohjataan lämpöpumpun säiliön lämpötilan sekä menoveden lämpötilan perusteella. Lämmönkeruusäiliön lämpötila riippuu ulkolämpötilasta taloautomaatioon ohjelmoidun menoveden ohjauskäyrän perusteella. Lämpöpumpun tehoa eli käytännössä käynnissä olevien kompressoreiden määrää säädetään menoveden lämpötilan perusteella niin, että se saavuttaa säiliön lämpötilalle asetetun asetusarvon.

4.3. Sastamala

S-market Sastamala on huoneistoalaltaan 2900 m^2 ja se on valmistunut vuoden 2008 keväällä. Lämmön talteenottoon kytkettyjen kylmäkalusteiden yhteenlaskettu jäähdysteho on 450 kW. Lämpöpumppu on mitoitettu osalle lämmitystehoa, jonka lisäksi lämpöä saadaan talteen liuoslauhdutuspiiriin kytkettyjen ilmanvaihtokoneiden esilämmityspatterien kautta. Lisälämmitys tapahtuu kaukolämmöllä.

Sastalamassa kylmäkoneiden lauhdutus tapahtuu ainoastaan lämmön talteenottopiiriin kautta. Piiriin on kytketty suoraan alapuhalluskoneen lämmityspatteri ja suurimman tuloilmakoneen esilämmityspatteri. Lämpöpumppu on kytketty lämmön talteenottopiiriin lämmönkeruusäiliön kautta. Piiriin kaikki virtaus kulkee säiliön kautta.

Kohteessa on kaksi höyrystinteholtaan yhteensä 140 kW lämpöpumppua, joissa kummassakin on kaksi kompressoria. Lämpöpumpuilta saatava lämpö varastoidaan 2000 litran suuruiseen lämmitysvaraajaan.

Kohteessa on yksi lämmityspiiri, joka palvelee sekä alapuhalluskonetta, tuloilmakoneita että patteriverkostoa. Lämmityspiiri ja lämpöpumpun lauhduttimet on kytketty toisiinsa lämminvesivaraajan avulla. Lämminvaraajan lämpötilatasoa ohjataan ulkolämpötilasta riippuvalla säätökäyrällä. Lämpöpumpun tehoa ohjataan toteutuneen säiliön lämpötilan perusteella. Lämmitysverkoston menoveden lämpötilalle on oma säätökäyränsä, joka myös on sidottu ulkoilman lämpötilaan. Mikäli lämpöpumpulta tulevan veden lämpötila ei ole riittävän korkea, lämmittää kaukolämmönvaihdin veden menoveden säätökäyrän mukaiseksi.

Lämpöpumput on jaettu neljään tehoportaaseen kompressorien määrän mukaan. Tehoportaat ovat yhtä suuria. Ne käynnistyvät toteutuneen menoveden lämpötilan muutosten mukaan niin, että menoveden lämpötila pysyisi asetusarvossaan.

5. JÄRJESTELMIEN MALLINNUS

Järjestelmät mallinnettiin niistä saatujen mittaustietojen perusteella laskennallisesti sekä laitevalmistajien omien mitoitusohjelmien ja sovitteiden avulla. Suurin osa mittauksista tuli suoraan taloautomaatiojärjestelmästä. Jotkin suureet jouduttiin määrittämään vain hyvin karkeasti johtuen tarvittavien mittausten puutteesta. Koska laitokset oli jo otettu käyttöön, kaikkia tarpeellisia mittauksia oli mahdoton toteuttaa.

5.1. Kylmäjärjestelmä

Kylmäkoneikkojen mallintaminen tapahtui kylmäkoneikkojen säätöohjelman ja suunnittelutietojen perusteella. Järjestelmä mittaa koneikkojen höyrystymis- ja lauhtumispaineita, imu- ja kuumakaasuputken pintalämpötilaa sekä kompressorien kuormitusastetta. Järjestelmästä ei mitata kompressorien todellista tehoa eikä sähkönkulutusta, ainoastaan kaikkien kylmälaitteiden yhteistä sähkönkulutusta.

Kylmäjärjestelmän höyrystymis- ja lauhtumisteho sekä kompressorien käyttämä sähköteho jouduttiin määrittämään laskennallisesti. Kummallekin kylmäkoneikon kompressorille laskettiin sovitefunktio, jonka avulla tarvittavat suureet voitiin laskea. Funktiot tehtiin kompressorien valmistajan Bitzerin omalla ohjelmalla kylmäkoneikkojen suunnittelu ja mittaustietojen perusteella. Lähtötietoina ohjelmalle annettiin höyrystymislämpötila, imukaasun lämpötila (tulistus), nesteenlämpötila sekä lauhtumislämpötila. Höyrystymislämpötilaksi oletettiin ADAP-KOOL:in mittaama keskimääräistä imupainetta vastaava kyllästystilan lämpötila. Vastaavasti lauhtumislämpötila saatiin mitattua lauhtumispainesta. Nesteen lämpötila oli ilmoitettu suunnittelutiedoissa.

Kylmäjärjestelmän sähköteholle saatiin:

$$P_k = F(T_h, T_l) = c_1 + c_2 T_h + c_3 T_l + c_4 T_h^2 + c_5 T_h T_l + c_6 T_h^2 \quad (5.1)$$

ja vastaavasti höyrystinteholle saatiin:

$$\phi_h = F_h(T_h, T_l) = c_1 + c_2 T_h + c_3 T_l + c_4 T_h^2 + c_5 T_h T_l + c_6 T_h^2 \quad (5.2)$$

Näistä lauhtuttimen tehoksi saadaan kappaleen 2.1 kaavan 2.5 mukaan:

$$\phi_l = \phi_h + BP_k \quad (5.3)$$

missä B on kompressorin häviökerroin, jonka oletetaan olevan 0,95.

5.2. Lämpöpumppu

Työn tavoitteena on arvioida lämpöpumppujen toimintaa tutkimusjakson ajalta toteutuneiden arvojen perusteella sekä mallintamalla lämpöpumpun tuotto teoreettisesti kohteen lämmöntarpeen mukaisesti. Lisäksi lämpöpumpun kannattavuutta on tarkasteltu perinteiseen lauhdelämmön talteenottoon. Lähtötietoina kaikissa vertailuissa on tutkimusjakson aikana toteutunut lauhde-energian tuotto ja lämmitysenergian tarve.

5.2.1. Lämmöntarve

Lämpöpumpun toiminnan mallinnuksessa käytetään lähtötietona kohteiden toteutunutta energiankulutusta. Se on laskettu tunnin keskimääräisenä tehonkulutuksena ulkolämpötilan funktiona. Myymälän energiankulutus on jaettu yö- ja päivätilanteeseen niiden erilaisten energiankulutusprofiilien vuoksi.

Päiväaikainen lämmitysenergiantarve noudattaa kappaleessa 3.1, Lämmöntarpeen määräytyminen, kaavassa 3.1 esitettyä jatkuvuustilan energiatasetta:

$$Q_{\text{lämmitystarve}} = Q_{\text{joht}} + Q_{\text{iv}} + Q_{\text{vuoto}} + Q_{\text{kaluste}} - Q_{\text{aurinko}} - Q_{\text{sis}} \quad (5.4)$$

Vertailun vuoksi kohteista määritettiin myös teoreettinen lämmönkulutus, johon lähtötiedot saatiin kohteiden suunnittelumateriaalista. Kaavassa (5.4) ilmaisenergioiden ja kalustejäähdytyksen osuutta on vaikea tarkasti määrittää. Siksi ilmaisenergioiden osuutta ei ole laskettu teoreettiseen lämmöntarpeeseen mukaan. Kalustejäähdytyksen määrä on arvioitu yöaikaisen kylmäkoneikon keskimääräisen jäähdytystehon perusteella. Tällöin teoreettinen lämmitystehontarve päivän aikana on:

$$Q_{\text{lämmitys,päivä}} = Q_{\text{joht}} + Q_{\text{iv}} + Q_{\text{vuoto}} + Q_{\text{kaluste}} \quad (5.5)$$

Yöaikaan lämpöhäviöitä syntyy ainoastaan johtumislämpöhäviöinä sekä kalustejäähdytyksenä. Yöaikainen lämmitystarve on määritetty kalustejäähdytyksestä sekä johtumislämpöhäviöistä:

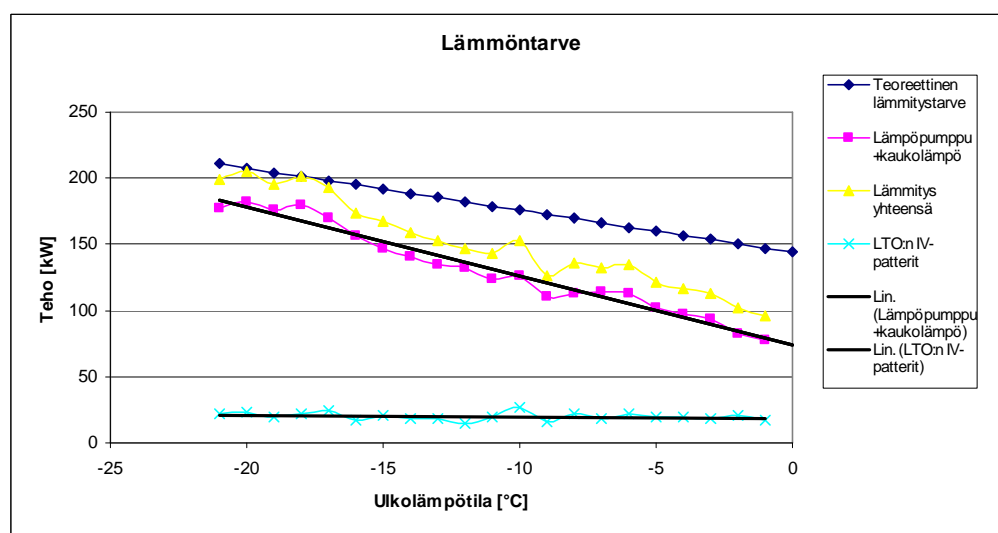
$$Q_{\text{lämmitys,yö}} = Q_{\text{joht}} + Q_{\text{vuoto}} + Q_{\text{kaluste}} \quad (5.6)$$

Sastamalassa päivä-tilanteessa lämmitystehontarpeena on käytetty kohteessa empiirisesti määritettyä energiankulutusta, joka sisältää ilmaisenergioiden vaikutuksen lämmöntarpeeseen. Se on laskettu lämpöpumpun tuottamasta lauhde-energian määrästä

sekä kuluneesta lisälämpöenergiasta. Yöaikainen lämmöntarve kohteessa on määritetty teoreettisesti kaavan 5.6 mukaan.

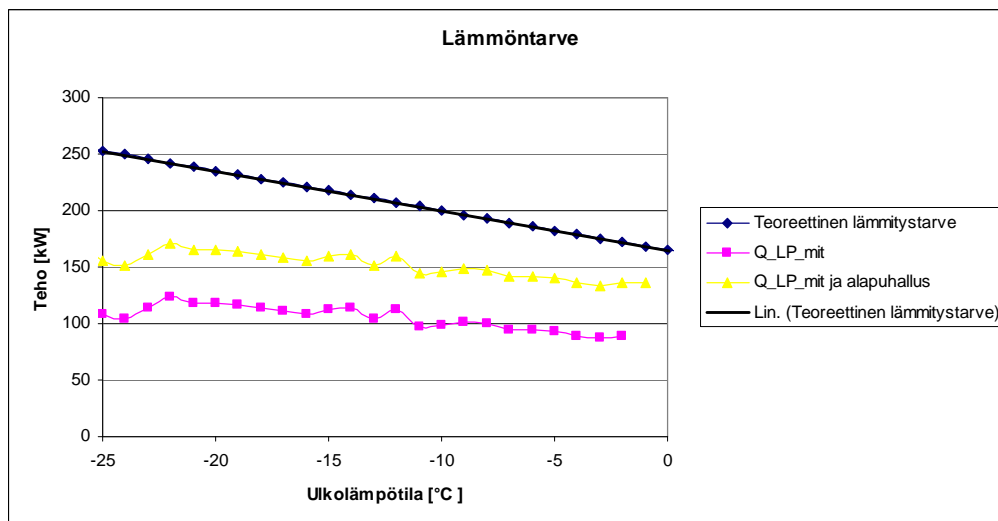
Kuvassa 5.1 on esitetty Sastamalan lämmöntarve sekä kaavan 5.4 mukaan laskettuna että mittausten perusteella ulkolämpötilan funktiona. Sastamalassa päiväaikainen lämmöntuotto jakautuu LTO-piiristä suoraan otettuun lämmitysenergiaan, lämpöpumpun tuottamaan lämmitysenergiaan sekä kaukolämpöön.

Kaavan 5.5 mukaisessa teoreettisessa lämpöhäviössä ei ole otettu huomioon ulko-ovien vaikutusta lämpöhäviöihin. Ulko-ovien vaikutus näkyy kuvassa 5.1 sitä enemmän, mitä kylmempää ulkona on. Teoreettiseen lämmöntarpeeseen ei ole laskettu mukaan myöskään ilmaisenergioita, joiden vaikutus todelliseen lämmöntarpeeseen näkyy kuvassa selkeimmin ulkoilman lämpötilan lähestyessä 0°C. Kuvasta katsottuna toteutunut lämmöntarve lähellä ulkolämpötilan arvoa 0°C on noin 50 kW pienempi kuin teoreettisella mallilla laskettuna.



Kuva 5.1 Sastamalan lämmitysenergia tarve päiväaikaan.

Virroilla lämmöntarpeen laskentaa vaikeuttivat sekä lämpöpumpun että sähkölisälämmityksen toimintahäiriöt. Kohteessa ei ole käytetty tutkimuskaudella juuri ollenkaan lisälämpöenergiaa sen huonon säädettävyyden takia. Virroilla lämmöntarve lämpöpumpun tuoton laskentaa varten päätettiin laskea teoreettisen lämmöntarpeen mukaan kaavalla 5.4. Lämpöenergian kulutus on lisäksi laskettu Sastamalan tapaan toteutuneesta lämmönkulutuksesta. Kuvassa 5.2 on esitetty Virtain mitoitusenergiatarve määritettynä kaavan 5.4 mukaan sekä lämpöpumpulla tuotetun energian osuus ulkolämpötilan funktiona. Kuvasta 5.2 huomataan, että lämpöpumpun ja alapuhalluksen arvioitu yhteisteho ei ole riittänyt kattamaan kaikkia lämpöhäviöitä. Osa energiasta saadaan ilmaisenergiaina, mutta myös ovien aiheuttama lämpöhäviö on kohtuullisen suuri.



Kuva 5.2 Virtain lämmitysenergian tarve. Lämmitysenergiatarve ja lämpöpumpun kattama osuus siitä ulkolämpötilan funktiona.

Virtain kohteessa ei voitu teknisten ongelmien vuoksitarkasti laskea tulistuslämmönvaihtimien alapuhalluskoneeseen tuottamaa lämpöä. Tulistuslämmönvaihtimet tuottivat kauppaan lämpöä sekä yö- ja päiväaikaan tasaisella liuospuolen lämpötilanmuutoksella 40 °C, mutta massavirtaa ei voitu tarkasti määrittää. Alapuhalluksen tehoksi onkin arvioitu alapuhalluskoneen päiväaikainen asetusarvojen mukainen teho 47 kW. Yöaikainen lämmöntarve laskettiin Sastamalan tapaan johtumislämpöhäviöistä sekä kylmäjärjestelmän jäähdystestehosta kaavan 5.6 mukaan. Alapuhalluskoneen keskimääräiseksi yöaikaiseksi tehoksi saatiin 33 kW eli hieman vähemmän kuin päiväaikaan.

5.2.2. Lämpöpumpun lämmitysteho teoreettisesti

Lämpöpumpun toiminta on tässä työssä mallinnettu teoreettisesti vastaavasti kuin kylmäjärjestelmä kappaleessa 5.1 esitettyjen kaavojen 5.1, 5.2 ja 5.3 mukaisesti. Lauhduttimien ja höyrystimien mallit on muodostettu mittausten perusteella ja kompressorien funktiot kompressorivalmistajien ohjelmien avulla.

Teoreettisessa tarkastelussa on mallinnettu lämpöpumpun toiminta teoreettisten funktioiden avulla. Mallissa on oletettu lämpöpumpun tuotto ideaaliseksi, esimerkiksi lisälämpöä tarvitaan vain silloin, kun lämmöntarve ylittää lämpöpumpun maksimaalisen tehon. Tällä pyritään saamaan pois tarkasteluista esimerkiksi automaatiojärjestelmän säädön hitauden vaikutukset lämpöpumpun toiminnassa.

Mallinnus on tehty Excelissä alla olevien yhtälöiden avulla. Lähtötietoina on käytetty järjestelmän todellista lauhdelämmön tuottoa sekä lämmitystarvetta, jonka määrittämisen perusteet on esitetty kappaleessa 5.2.1.

Lämmitysteholle on muodostettu arvio ulkolämpötilan funktiona kappaleen 5.2.1 mukaisesti:

$$Q_{\text{lämmitys}} = f(T_u) \quad (5.7)$$

Lämpöpumpun yhden kompressorin tuottama energia määritetään vastaavasti kuin kappaleessa 2.5:

$$Q_l = Q_h + BP_k \quad (5.8)$$

missä höyrystimen ja kompressorin tehot ovat höyrystymis- ja lauhtumislämpötilojen funktiota:

$$\phi_{H_LP} = f(T_H, T_L) \quad (5.9)$$

$$P_{K_LP} = f(T_H, T_L). \quad (5.10)$$

Kaavassa 5.10 P_{K_LP} on kompressorin isentrooppinen tuotto ja $B = 0.95$ eli häviöiksi ympäristöön on arvioitu 5% kompressorin tuotosta.

Lämpöpumpun lauhtumislämpötila riippuu lämmitysverkoston menoveden lämpötilasta kappaleessa 2.2.1 esitetyn mallin mukaisesti.

$$T_L = T_m + A_L \quad (5.10)$$

missä A_L on lauhduttimen asteisuus.

Menoveden lämpötila riippuu ulkolämpötilasta liitteen 4 kuvien mukaisesti. Lämpöpumpun lauhtumislämpötilaa on laskennassa rajoitettu kohteessa tehtyjen havaintojen perusteella:

$$T_L = f(T_m) \text{ kun } T_L \leq T_{L_max} \quad (5.11)$$

ja muulloin $T_L = T_{L_max}$.

Höyrystymislämpötila määräytyy höyrystimen ulkopuolisten virtausten mukaan:

$$T_H = T_n + A_H \quad (5.11)$$

missä T_n on höyrystimelle tulevan nesteen lämpötila.

Lämpöpumput on jaettu neljään yhtä suureen tehoportaaseen kompressorien määrän mukaan. Kompressorit käynnistyvät portaittain toteutuneen menoveden lämpötilan mukaan niin, että menoveden lämpötila pysyy asetusarvossaan. Koska laskennassa käytetään tunnin keskitehoja, on käynnissä olevien kompressorien määrä myös tunnin keskiarvo. Käynnissä olevien kompressorien määrä tarvittavan lämmitystehon aikaansaamiseksi saadaan laskemalla yhden kompressoriyksikön tuottama osuus lämmöntarpeesta:

$$\frac{Q_{\text{lämmitysta rve}}}{\phi_{L_LP}} = x \quad (5.12)$$

missä x on keskimääräinen käynnissä olevien kompressorien määrä.

Lisälämpöä tarvitaan, kun x on suurempi kuin neljä eli kun lämpöpumpun maksimi tehontuotto ylittyy:

$$Q_{\text{lisälämmitys}} = Q_{\text{lämmitysta rve}} - 4 \cdot \phi_{L_LP} \quad (5.13)$$

Lämpökerroin lasketaan saadun energian ja kompressorin ottaman sähkötehon suhteesta kaavan 2.7 mukaan

$$\varphi = \frac{Q_{\text{saatu}}}{P_k} \quad (5.14)$$

Mallissa on huomioitu lauhdelämmön riittävyys lämpöpumpun ja ilmapatterien tarpeisiin rajoittamalla käytettävissä olevaa lauhdutustehoa taulukon 6.1 jäähdystestehojen mukaisesti. Sastamalan kohteessa lauhdelämmön riittävyys on lisäksi ennakoitu tehtyjen havaintojen perusteella niin, että öisin kaikki lauhdelämpö on pelkästään lämpöpumpun höyrystimen käytössä. Päiväaikaan lauhdelämpöä on käytännössä aina sekä lämpöpumpun höyrystimen että LTO-piirissä olevien ilmapatterien käyttöön.

Virtain kohteessa lauhde-energian määrä on jaettu alapuhalluksen ja LTO-piirin kesken niin, että alapuhalluskoneelle on varattu ensin sen tarvitsema osuus lauhde-energiasta ja jäljelle jäävä lauhde-energia on LTO-piirissä lämpöpumpun höyrystimen käytettävissä.

5.2.3. Lämpöpumpun teho ja lämpökerroin mittausten mukaan

Kohteista kerätystä datasta määritetty lämpöpumpun tuotto on laskettu lauhduttimien läpi kulkevasta massavirrasta ja lämpötilaerosta.

$$Q_{L_LP_mit} = c_{vesi} \dot{m}_{vesi} (T_{meno} - T_{paluu}) \quad (5.15)$$

Höyrystimen teho lasketaan vastaavasti massavirran ja lämpötilaeron perusteella

$$Q_{H_LP_mit} = c_{glykoli} \dot{m}_{glykoli} (T_{meno} - T_{paluu}) \quad (5.16)$$

tai jos massavirtaa ei ole tiedossa, kappaleen 2.2 kaavalla 2.5.

Lisälämmön osuus Sastamalan kohteessa on laskettu lämmitysverkoston lämpötilaerojen suhteesta:

$$Q_{lisälämmitys} = Q_{saatu} \frac{(T_{meno} - T_{meno_LP})}{(T_{meno} - T_{paluu})} \quad (5.17)$$

missä T_{meno_LP} on lämpöpumpulta lähtevän veden lämpötila
 T_{meno} on lisälämmityksen jälkeinen veden lämpötila.

Lämpökerroin lasketaan todellisesta datasta saadun energian ja kompressorin ottaman sähkötehon suhteesta:

$$\varphi = \frac{Q_{L_LP_mit}}{W_k} \quad (5.18)$$

missä $Q_{L_LP_mit}$ on lauhduttimesta mitattu teho.

Empiirisessä datassa kompressorin sähkötehonkulutus saadaan suoraan mitatusta kompressorin sähkökulutuksesta W_k .

5.2.4. Lauhdelämmön talteenotto ilman lämpöpumppua

Lauhdelämmön talteenotto ilman lämpöpumppua vaatii järjestelmältä erilaista mitoistusta. Kun lauhdelämpöä otetaan talteen ilman lämpöpumppua, pitää lauhdelämpötilatason olla korkeampi ja patterien suurempia, jotta mahdollisimman paljon lämpöä siirtyy ilmaan.

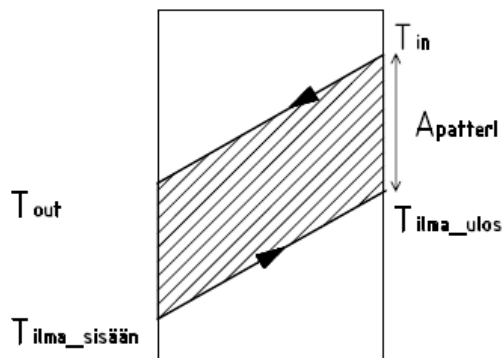
Lämpöpumpun vertailukohdaksi valittiin tässä työssä ilmalämmitysjärjestelmä, joka saa lämmitysenergiansa suoraan liuoslauhdutuspiiristä ja sen lisäksi kaukolämmöstä.

Erilaisia lämmön talteenoton ratkaisuvaihtoehtoja ja niiden ominaisuuksia on esitelty tarkemmin kappaleessa 3.4, lauhdutusjärjestelmät ja lämmön talteenotto. Usein lauhdutus on vastaavanlaisissa kohteissa toteutettu suorana lauhdutusena ilmanvaihtokoneen pattereissa tai sijoittamalla lauhdutin suoraan sisätiloihin. Tämän tarkastelun kohteena olevissa myymälöissä liuoslauhdutuspiiri oli kuitenkin jo valmiina, joten sen hyödyntäminen lauhdelämmön talteenotossa myös ilman lämpöpumppua oli selkein vaihtoehto.

Laskennassa lauhdelämpötilatason asetusta on nostettu vallitsevasta lämpötilatasosta ottaen mallia suunnittelutiedoista ja muista kohteista. Laskenta on tehty lauhduttimille menevän liuoksen lämpötilan arvoilla 25 °C (vaihtoehto LTO 1) ja 30 °C (vaihtoehto LTO 2). Kylmäpuolen vastaava lauhtumislämpötila on laskettu kappaleen 2.2.1, Lauhtumislämpötilan määräytyminen, lauhdutinmallin ja kappaleen 6.3, kylmäjärjestelmän tuottama lauhde-energia, taulukon 6.1 arvojen mukaan.

Ilmapattereiden mitoituksen osalta oletettiin, että patterit on mitoitettu käyttötarkoitukseen sopivaksi ja niiden lämmönsiirtoteho on riittävä. Asteisuudeksi lähtevän ilman ja tulevan nesteen välille valittiin 7 K kuvan 5.2 periaatteen mukaisesti.

Laskennan lähtötietona on käytetty toteutunutta lauhdelämmön määrää niin, että lauhdelämpötilan nousu on otettu huomioon tarvittavassa kompressorien määrässä. Lämpötilan muutokseksi LTO-piirin puolella oletetaan 2,5 °C.



Kuva 5.2 Ilmapatterin asteisuuden periaatekuva.

Ilmanvaihtokoneen tuloilman lämpötila vaihtelee myymälän lämpötilan mukaan niin, että lämpötila on sitä korkeampi mitä enemmän myymälän lämpötila jää asetusarvostaan. Laskennan yksinkertaistamiseksi tuloilma lämpötilan asetusarvon oletetaan kuitenkin pysyvän vakiona 26 °C:ssa, mikä vastaa myymälän lämpötilaa 19 °C.

Ilmanvaihdon ja ilmalämmityksen tehontarve on laskettu seuraavasti:

$$Q_{iv} = (T_{tuloilma} - T_{sisään}) \cdot c_{ilma} \cdot \rho_{ilma} \cdot \dot{V}_{ilma} \cdot x_{raitisilma}, \quad (5.19)$$

missä	$T_{tuloilma}$	on tuloilman maksimilämpötila, jossa on otettu huomioon asteisuus ilmapattereissa
	$T_{sisään}$	on LTO-kennon jälkeinen lämpötila
	c_{ilma}	on ilman lämpökapasiteetti
	ρ_{ilma}	on ilman tiheys
	\dot{V}_{ilma}	on ilman tilavuusvirta
	$x_{raitisilma}$	on raitisilman osuus ilmavirrasta

Vastaavasti alapuhalluskoneen tarvitsema teho on laskettu käyttäen lähtötietona alapuhalluskoneen ulospuhalluksen asetuservoa ottaen huomioon asteisuuden rajoitus. Kylmäkalustealueen sisäilman oletetaan olevan myös $19\text{ }^{\circ}\text{C}$.

$$Q_{alaphallus} = (T_{tuloilma_a} - T_{sisäilma}) c_{ilma} \rho_{ilma} \dot{V}_{ilma} \quad (5.20)$$

missä	$T_{tuloilma_a}$	on tuloilman maksimilämpötila alapuhalluskoneessa
	$T_{sisäilma}$	on sisäilman lämpötila kylmäkalusteiden alueella
	\dot{V}_{ilma}	on ilman tilavuusvirta $2,4\text{ }m^3/s$.

Lämmön talteenoton tavoite on ilmanvaihtokoneiden yhteenlaskettu tehontarve

$$Q_{iv_kok} = Q_{iv} + Q_{alaphallus} \quad (5.21)$$

Lämmön talteenotosta saatava lämmitysteho Q_{LTO} määräytyy sen mukaan, onko lauhde-energian määrä riittävä lämmitystarpeeseen nähden:

$$\text{Jos } Q_{lauhde-energia} \leq Q_{iv_kok} \quad (5.22)$$

niin lauhdelämmöstä saadaan talteen:

$$Q_{LTO} = Q_{lauhde-energia} \quad (5.23)$$

ja muulloin ilmanvaihdon tarvitsema kokonaistehontarve Q_{iv_kok} on määräävä.

Lisälämmitystä tarvitaan, kun

$$Q_{LTO} \leq Q_{iv_kok} , \quad (5.24)$$

$$\text{jolloin } Q_{LIS\bar{A}} = Q_{\text{l\ddot{a}mmitys, p\ddot{a}iv\ddot{a} / y\ddot{o}} - Q_{LTO} \quad (5.25)$$

6. TULOKSET

Tämän tutkimuksen tavoitteena oli sekä tarkastella tutkimuksen kohteina olevien lämpöpumppujen toimintaa käytännössä että vertailla niiden tuottoa ilmalämmitykseen perustuvan lauhdelämmön talteenottojärjestelmän kanssa. Tutkimuskauden alussa kummankin lämpöpumppujärjestelmän toimintaa seurattiin ja niiden asetusarvoihin tehtiin parannuksia. Lisäksi lämpöpumpuista rakennettiin suoritettujen mittausten perusteella teoreettiset mallit. Muutosten jälkeen kohteista kerättiin dataa, jonka perusteella niiden toimintaa voitiin arvioida järjestelmistä muodostettuihin teoreettisiin malleihin nähden. Lopuksi lämpöpumppujen tuotto on laskettu lämmityskaudelle marraskuusta huhtikuuhun. Vertailukohdaksi lämpöpumppujärjestelmille valittiin ilmalämmitysjärjestelmästä ja liuoslauhdutuspiiristä koostuva lämmön talteenottojärjestelmä, josta rakennettiin Excel-pohjainen malli. Järjestelmien kannattavuutta lauhdelämmön talteenotossa on vertailtu malleilla laskettujen lämmityskustannusten perusteella.

6.1. Järjestelmien toiminta

Tutkimuksen tavoitteena oli tutkia lämpöpumpulla toteutetun lauhdelämmön talteenoton tehokkuutta. Tämän edellytyksenä on järjestelmien häiriötön toiminta kaikissa niissä olosuhteissa ja toimintapisteissä, joita vuoden aikana esiintyy. Tarkastelujakson aikana koettiin kovia pakkasjaksoja, joita ei kohteiden lyhyen olemassaolon aikana ollut vielä esiintynyt. Tämä oli tutkimuksen kannalta mielenkiintoista, koska järjestelmien toimintakyky kovilla pakkasilla oli ensimmäistä kertaa koetuksella.

Tutkimuksessa lähdettiin liikkeelle kohteiden toiminnan tarkastelusta niillä säätöarvoilla, jotka järjestelmissä olivat valmiina edellisen lämmityskauden jäljiltä. Tällä pyrittiin näkemää ensinnäkin säätöarvojen toimivuus mutta myös järjestelmien edellytykset tehokkaalle lämmön talteenotolle. Havaintojen pohjalta järjestelmissä tehtiin asetusarvojen muutoksia sekä taloautomaatiossa että lämpöpumpun ohjausautomaatikassa.

Tehdyt havainnot pätevät käytännön tasolla vain kyseessä oleviin järjestelmiin, mutta ovat myös kokemuseräistä tietoa siitä, miten järjestelmien toteutusratkaisut käytännössä toimivat.

6.1.1. Virrat

Virroilla huomattiin talven aikana selvästi, kuinka suuri merkitys taloautomaatiolla ja suunnitteluratkaisuilla on lämpöpumpun tehokkaalle toiminnalle. Erityisesti lämmitysjärjestelmän toiminnalla huomattiin olevan suuri vaikutus lämpöpumpun toimintaan.

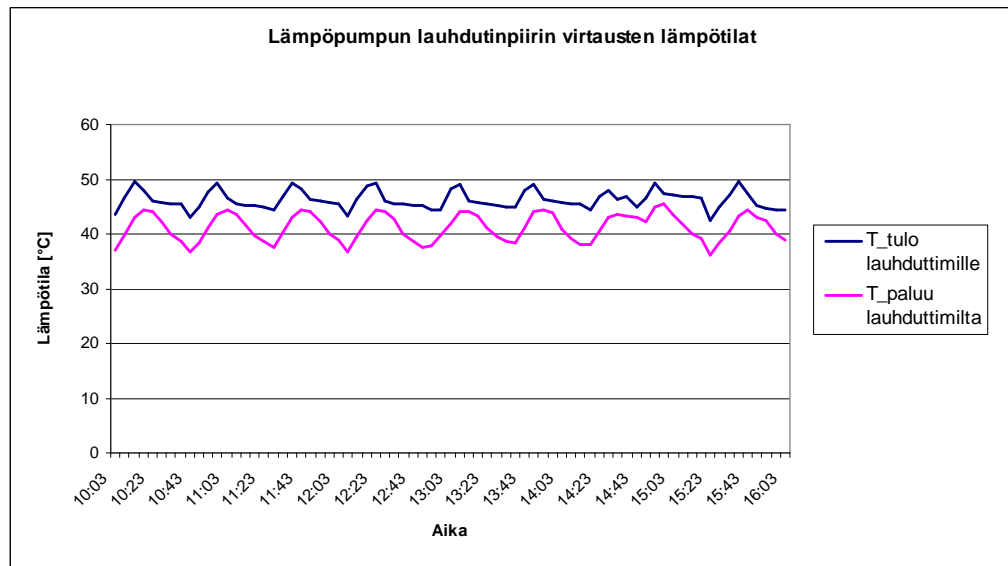
Virroilla lämmitys on jaettu kahteen erilliseen piiriin, joiden toiminta ja lämmöntarve ovat hyvin erilaisia. Ensimmäiseen piiriin on kytketty myymälän ilmanvaihdosta ja lämmityksestä vastaava iso ilmanvaihtokone, sosiaalityötilojen ilmanvaihtokone sekä alapuhalluskone. Toiseen piiriin on liitetty pienempi ilmanvaihtokone, ovien ilmaverhokoneet sekä patteriverkosto.

Ensimmäisen piirin mitoitusvahontarve on lähes yhtä suuri kuin lämpöpumpun lauhdutusteho. Piirin energiantarve on tasaista johtuen jatkuvasta lämmitystarpeesta ja koneiden tasaisesta toiminnasta. Toisen piirin energiantarve riippuu pitkälti oviverhokoneiden toiminnasta, jota säätelevät konekohtaiset termostaatit. Oviverhokoneille tyypillistä on korkea ilman puhalluslämpötila ja hetkittäinen vahontarve. Koska oviverhokoneet ja myös patteriverkosto tarvitsevat korkeampaa veden lämpötilaa, on piiriin lisätty lämmitystehoa sähkövastuksilla. Sähkövastukset sijaitsevat 1000 litran kokoisessa lämmitys-säiliössä ja kytkeytyvät päälle jos piirille aseteltu menoveden lämpötila ei saavuta lämpöpumpun tasaussäiliössä tavoitelämpötilaansa.

Kohteessa ongelmaksi muodostui lämpöpumpulle palaavan veden liian korkea lämpötila, yli 42 °C astetta, mikä laukaisi lämpöpumpun sisäisen rajoituksen. Tämä johtui lämpöpumpun tasaussäiliön lähes olemattomasta lämpökerrostumasta. Säiliön lämpötilaongelmiin löydettiin useita syitä, jotka yhdessä muodostivat huonosti toimivan kokonaisuuden.

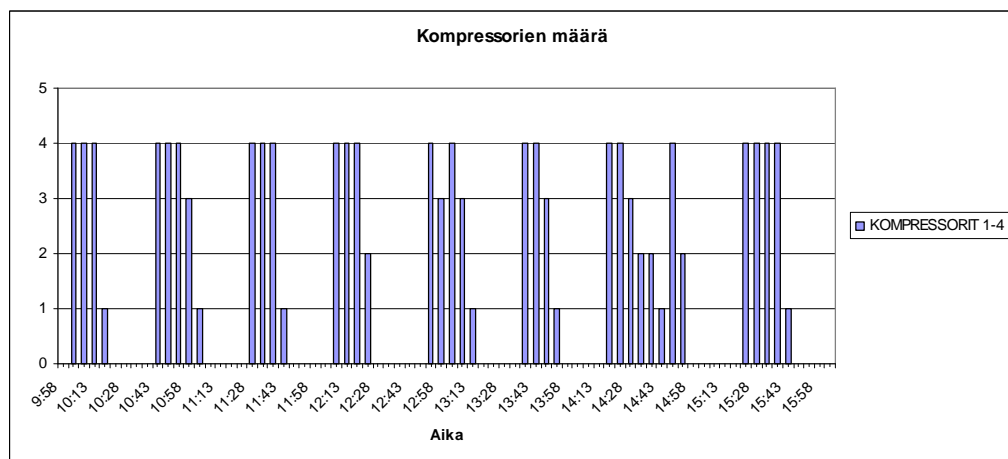
Järjestelmä on ohjelmoitu toimimaan lämmityskäytössä niin, että kun lämpöpumppu ei tuota lämmitysverkostoon tarpeeksi lämmintä vettä, kytkeytyvät toisen piiriin lämmityssäiliössä sähkövastukset päälle. Koska säiliö on tilavuudeltaan 1000 litraa ja lämmitysverkoston vesivirta maksimissaan noin 4 l/s, reagoi säiliö lämmitystarpeeseen hitaasti. Sähkövastukset kytkeytyivät lisäksi kaikki yhtä aikaa päälle, mikä tarkoittaa 100 kW lämmitystehon lisäystä piiriin. Toisaalta saman lämmityspiiriin kuorma vaihtelee suuresti oviverhokoneiden käynnin mukaan. Verkoston paluuvirtaus oli usein jopa lämpimämpää kuin lämpöpumpun tasaussäiliön lämpötila. Seurauksena tästä, ja tasaussäiliön kerrostuman puutteesta, ylitti lauhduttimille palaavan virtauksen lämpötila sille asetetun ylärajan.

Kun lämpöpumpulle palaavan veden lämpötila nousi liian korkeaksi, laukesi lämpöpumpun lämpötilarajoitus ja kompressorit sammuiivat. Koska samalla myös lauhdutinpiiriin pumppu meni pois päältä, pysähtyi virtaus piirissä ja veden lämpötila laski hyvin hitaasti. Tällä aikaa tasaussäiliössä vesi jäähdyi ja toisen piiriin sähkövastukset olivat päällä. Lämpötilan laskettua tasaussäiliössä riittävän alas kompressorit käynnistyivät täydelle teholle ja saivat lämpötilan säiliössä nousemaan. Sähkölämmityssäiliössä vesi oli kuitenkin myös hyvin lämmintä ja piiriin epätasainen kuorma aiheutti lämpöpumpun kannalta liian lämpimän paluuvirtauksen tasaussäiliöön. Lopulta säiliön lämpötila nousi taas liian korkeaksi ja lämpötilarajoitus meni päälle.



Kuva 6.1 Virtain lämpöpumpun lauhdutinpiirin lämpötilat esimerkkipäivän aikana.

Kuvassa 6.1 on esitetty esimerkkijakson avulla lämpötilojen kehitys lauhdutuspiirissä. Kuvasta nähdään, kuinka lämpöpumpulle palaavan nesteen lämpötila muuttuu useita asteita edes takaisin ja nousee usein yli 42°C . Lämpötilan saavutettua huippunsa se myös laskee voimakkaasti, koska lämpöpumpun sisäinen rajoitus pitää lämpöpumpun pois päältä. Kompressorien toiminta esimerkkijakson aikana on esitetty kuvassa 6.2. Kuvasta nähdään vielä selkeämmin, miten epätasaisesti lämpöpumppu on kohteessa toiminut. Lämpöpumpun kompressorien käynnistyminen samanaikaisesti rajoituksen poistuttua on vielä nopeuttanut säiliön lämpenemistä ja ongelmatilanteen syntyä.



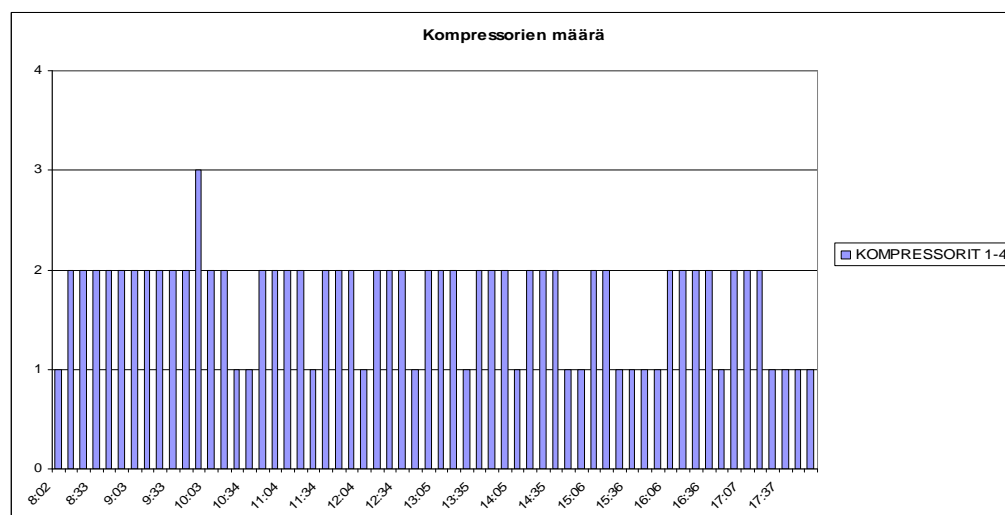
Kuva 6.2 Kompressorien toiminta esimerkkipäivänä ennen asetusten muutoksia.

Koska lisälämmitys säiliön kautta oli vaikeasti säädettävissä, asetettiin sille tehorajoitukseksi 40 kW. Lisäksi tämän tehon käynnistymisen edellytykseksi asetettiin paluuvir-

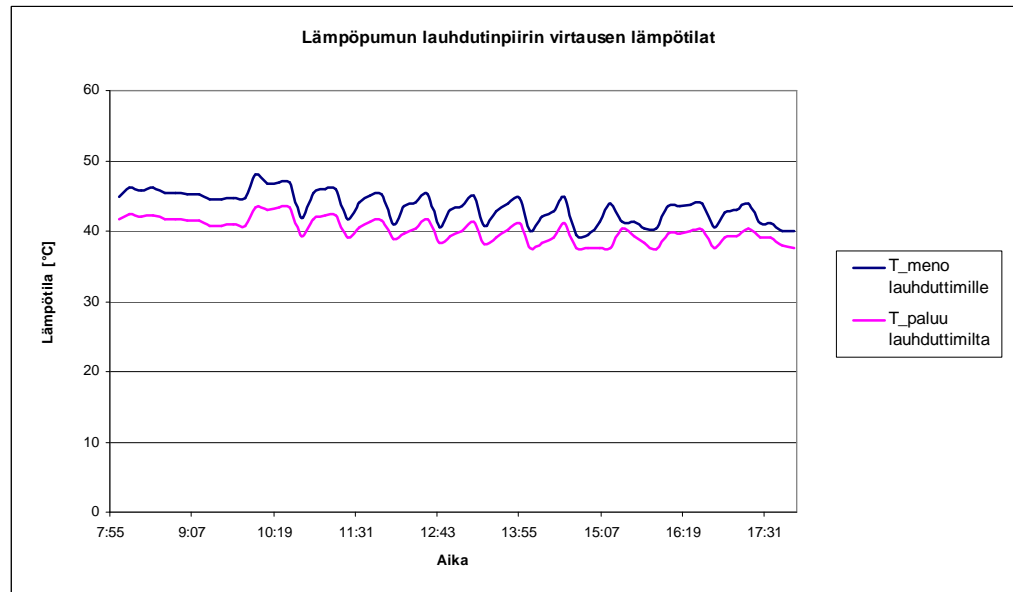
taukselle ylälämpötilaraja 38°C. Myös lämpöpumpun ohjausautomaatiikkaa muutettiin niin, että rajoituksesta huolimatta yksi tehoporras jäi aina käyntiin, jotta lauhdutinpiirin pumppu ei sammuisi eikä tasaussäiliön lämpötila laskisi rajoituksen aikana liikaa.

Lämpöpumpun ja lämmitysjärjestelmän ohjausautomaatiikan asetusten muutokset ta-soittivat lämmitysjärjestelmän toimintaa. Lisälämmityksen rajoitus palaavan veden lämpötilan perusteella aiheutti käytännössä sen, ettei lisälämmitys ollut lämmityskauden aikana enää juuri ollenkaan päällä. Tämä ei kuitenkaan poistanut paluuveden lämpötila-ongelmaa kokonaan, vaan lämpöpumpun sisäinen rajoitus meni silti usein päälle. Rajoitus kuitenkin mahdollisti yhden kompressorin pakkokäytön ilman, että tasaussäiliön alaosan lämpötila nousisi lämpöpumpun kannalta vaarallisen korkeaksi.

Lämpöpumpun pakkokäytön ansiosta rakennus pärjäsikin koko loppupalven ilman lisälämmitysenergiaa. Kuvissa 6.3 ja 6.4 on esitetty esimerkkijakso päiväaikaisesta kompressoreiden käynnistä ja lämpötiloista lauhdutinpiirissä muutosten jälkeen. Kuvasta 6.3 nähdään, että lämpöpumpun kompressorit kävivät tasaisemmin. Lauhdutinpiirille palaavan virtauksen lämpötila pysyi tasaisesti 40°C:een tuntumassa ja nousi vain harvoin sen ylitse.

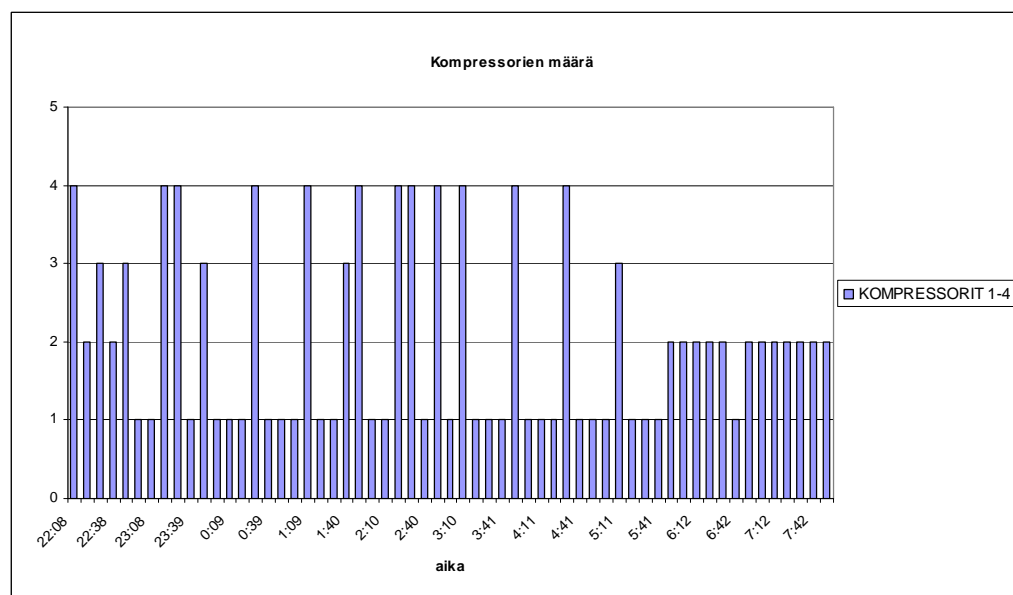


Kuva 6.3 Kompressorien käynti lämpöpumpun ohjauksen muutosten jälkeen päiväaikain.

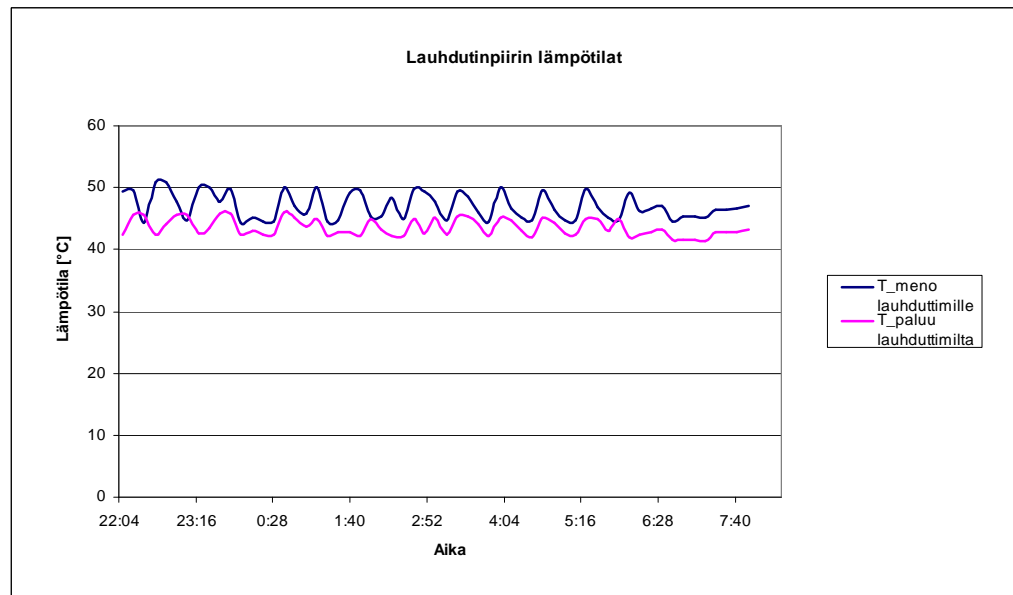


Kuva 6.4 Lauhdutinpiirin meno- ja paluulämpötilat asetusten muutosten jälkeen.

Yöaikaan rajoituksen vaikutus näkyy selvemmin kuin päivällä. Kuvissa 6.5 ja 6.6 on kuvattu lauhdutinpiirin lämpötiloja ja kompressorien käyntiä yöaikaan. Kuvasta 6.6 näkyy, miten lauhduttimelle palaava lämpötila pysyy reilusti yli 40°C:een ja vastaavasti kompressorien käynti on katkonaista ja tehopiikkejä esiintyy säännöllisesti (kuva 6.5). Tästä voidaan päätellä, ettei lämpöpumppu tuota tarvittavaa määrää lämpöä yöaikaan.



Kuva 6.5 Kompressorien käynti lämpöpumpun ohjauksen muutoksien jälkeen yöaikaan. Ulkolämpötila -25 °C.



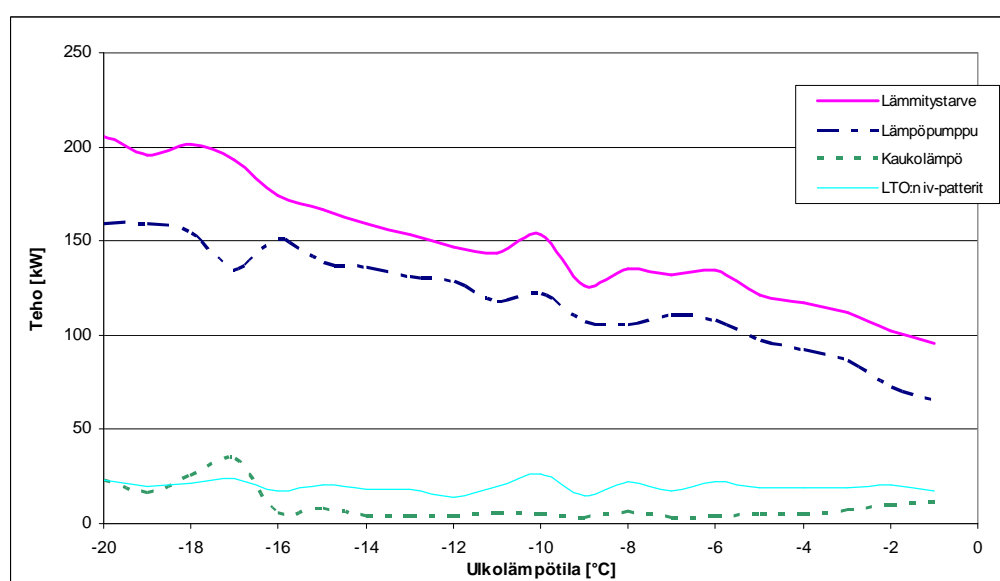
Kuva 6.6 Lauhdutinpierin meno- ja paluulämpötila asetusten muutosten jälkeen.

Lämmitystarpeen vähentyessä kompressorin pakkokäyttö kuitenkin aiheutti lauhdutinpaineen kasvua vaaralliselle tasolle. Kompressorin saattoi olla käynnissä, vaikka lämmitystarvetta ei ollutkaan. Keväällä asetuksia muutettiin niin, että lauhdutinpierin pumppu toimii vaikka yhtään kompressorin ei olisi käynnissä silloin, kun lämpötilarajoitus lämpöpumpussa on päällä.

Lämpöpumpun asetusten muuttelu käsin ei kuitenkaan poista tasaussäiliön aiheuttamaa ongelmaa. Yksi ratkaisu ongelmaan on säiliön suurentaminen sekä tiheämmän rauhoituslevyn asentaminen. Toinen vaihtoehto voisi olla säiliön ohitse rakennettava shunttauspiiri ensimmäisen lämmitysverkoston paluusta. Kyseisellä kytkennällä voitaisiin jäähdyttää lauhduttimille menevää vettä sen verran, ettei lämpöpumpun rajoitus mene päälle. Selvää kuitenkin on, että ilman korjaustoimenpiteitä Virtain lämpöpumppujärjestelmä ei tule toimimaan suunnitellulla tavalla.

6.1.2. Sastamala

Sastamalassa lämmön talteenotto lämpöpumpulla sekä lämmitysjärjestelmä toimivat pääosin hyvin. Kuvassa 6.7 on esitetty Sastamalan lämmityksen kokonaiskulutus sekä jokaisen lämmönlähteen lämmitysteho ulkolämpötilan funktiona. LTO-piiristä ilmanvaihtoon siirtynyt lämpöteho on laskettu lauhduttimille menevän liuoksen lämpötilan asetusarvon ollessa 24°C. Kaukolämmön kulutusta esiintyi kohteessa hiukan koko lämmityskauden, mutta sen kulutus lisääntyy selvästi vasta kovilla pakkasilla, kun lämpöpumppu saavutti maksimitehonsa. Muulloin kaukolämmön kulutus lämmityskäytössä johtui lämmitysveden pienestä lämpötilan laskusta lämpöpumpun tasaussäiliössä. Kaukolämmöllä järjestelmä nostaa menoveden lämpötilan asetusarvon mukaiseksi.



Kuva 6.7 Lämmityksen tarve, lämpöpumpun, LTO-piirin esilämmityspatterien ja kaukolämmön osuudet lämmitysenergiantarpeesta ulkolämpötilan funktiona.

Vaikka lauhdelämmön talteenottojärjestelmä sekä lämmitysjärjestelmä toimivat pääosin hyvin, esiintyi kohteessa ajoittain ongelmia, jotka paljastivat selvästi Sastamalan kaltaisen LTO-piirin riskitekijät. Sastamalassa isoimman ilmanvaihtokoneen sekä alapuhalluskoneen lämmitys on jaettu kahden ilmalämmityspatterin kesken niin, että ensimmäiset patterit on kytketty liuoslauhdutuspiiriin ja toiset patterit lämpöpumpun lämmityspiiriin. Kytkennällä pyritään saamaan lauhdelämpöä talteen sekä perinteiseen tapaan suoraan liuos-piiristä että lämpöpumpun kautta. Verrattuna Virtain kohteeseen saadaan Sastamalassa lauhdutuslämpöä talteen raitisilman lämmitykseen myös silloin, kun lämpöpumppu ei käy.

LTO-piirin lämpötilatason hallinta on tärkeää sekä kylmäjärjestelmän että lämpöpumpun kannalta. Koska kylmäjärjestelmän lauhdelämpötila määräytyy liuos-piirin lämpötilan mukaan, ei lämpötila piirissä saa laskea merkittävästi alle 20°C. Tämä pyritään estämään valvomalla ilmapattereilta ja lämpöpumpulta lähtevän liuoksen lämpötilaa. Jos lämpötila laskee liian alas, sulkeutuvat patterien venttiilit ja lämpöpumppu menee pois päältä.

Sastamalassa lämpötilataso LTO-piirissä pääsi kuitenkin talvella romahtamaan katolla sijaitsevien nestejäähdyttimien linjan kolmitieventtiilin jumiuduttua auki. Tämä aiheutti lämpötilatason laskun LTO-piirissä, jonka seurauksena taloautomaatio rajoitti lämpöpumpun toimintaa ja rakennusta lämmitettiin lisälämmöllä.

Vastaava tilanne LTO-piirissä tapahtui, kun myymälän ilmanvaihtokone jouduttiin asettamaan käsikäytölle automaation ongelmien vuoksi. Tämän vuoksi raitis-ilmapelti oli jätettävä myös yöajaksi auki. Koneessa on kolme ilman lämmitysporrasta, joista ensimmäinen on pyörivä LTO-kenno. Se oli kuitenkin jäänyt toimimaan ilmanvaihtokoneen aikaohjelman mukaisesti ja lopetti pyörimisen aina yöaikaan, kun raitisilman käyttö normaalisti lopetetaan. LTO-kennon pysähtyminen yöksi sai aikaan huomattavan suuren energiankulutuksen sekä LTO-piirissä että lämmityspiirissä. Liuospuolen ohjaus ei rajoittanut ilmanvaihtokoneiden esilämmityspatterin kautta virtaavan liuoksen määrää, mistä taas aiheutui liian suuri lämpötilan lasku LTO-piirissä. Lämpöpumppu kävi aina, kun paluulämpötilan rajoitus kylmäjärjestelmän lauhduttimille sen salli, mutta ei jatkuvasti. Tämä taas vastaavasti aiheutti huomattavan suuren kaukolämmönkulutuksen kohteessa yöaikaan.

Sastamalassa LTO-piirin ohjauksen parantaminen vastaavien ongelmatilanteiden varalta on tärkeää. Piirin ohjauksen pitäisi estää lämpöpumpulle menevän liuoksen lämpötilan liiallinen lasku sulkemalla LTO-piirissä olevien esilämmityspatterien venttiilit. Tällä ehkäistään tilanne, jossa lämpöä kulutetaan väärässä paikassa.

Automaation hitaus ja toimimattomuus kuten jo tapahtuneen kaltaiset ristiriidat ohjauksessa ja sen ohittaminen käsikäytöllä voivat siis huomattavasti haitata lämmön talteenottoa. Kaikki ulkoilman kanssa yhteydessä olevat kytkennät tekevät liuos-piiristä haavoittuvan laitevikojen ja automaation virheiden vuoksi. Pahimmillaan seurauksena voi olla jopa kylmäkoneikkojen kompressoreiden rikkoontuminen.

Tutkimuskauden aikana lauhduttimille palaavan virtauksen lämpötilaa pidettiin aiempaa asetusarvoa, 21°C, korkeampana, 24°C:ssa. Jos piirin asetusarvoa lasketaan vieläkin alemmas, alle 21°C, on piirin ohjausta parannettava, jotta lämpöpumpun toiminta ei häiriintyisi. Yksi vaihtoehto on sulkea ilmanvaihtokoneiden esilämmityspatterien haara pois käytöstä joko ainoastaan yöajaksi, kun lauhdelämpöä on muutenkin vähän, tai jopa kokonaan talvikauden ajaksi ulkolämpötilaan sidottuna.

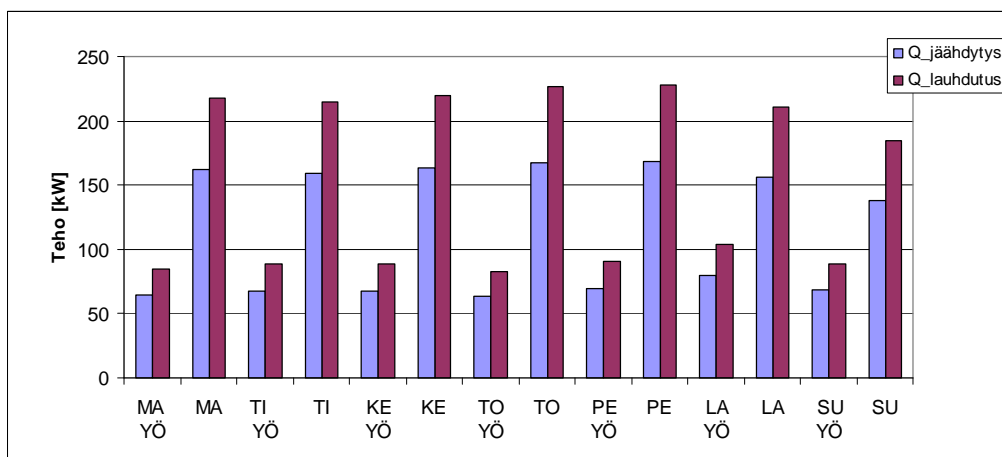
6.2. Kylmäjärjestelmän tuottama lauhde-energia

Jäähdytys- ja lauhdutustehon määrä kaupassa määräytyvät muun muassa tuotevaihdon määrän perusteella mutta myös kylmäkalusteita ympäröivän ilman lämpötilan ja kosteuden perusteella. Mitä enemmän kaupassa käy asiakkaita, sitä enemmän jäähdytystehoa tarvitaan. Yöaikaan jäähdytysteho määräytyy sisäilmasta kalusteisiin ja varastoihin siirtyvän lämpökuorman perusteella.

Lauhdutustehon kapasiteetti on mitoitettu kesäajan olosuhteille ja suurille asiakasmäärille. Talviaikainen lauhdelämmön määrä voi poiketa tästä hyvinkin paljon. Toisaalta talvella lauhdelämmön tarve lämmityksen näkökulmasta on suurimmillaan. Kun mitoitetaan LTO-piiriä lämmitystarpeisiin, pitää saatava lauhdelämpöteho ja lämpötilatasot tietää tarkasti, koska piiristä ei voi ottaa enempää lämpöä kuin siihen tulee lauhdelämpöä.

Laskentaa varten kohteissa määritettiin keskimääräiset energiankulutusprofiilit yö- ja päiväaikaan. Kylmäjärjestelmän jäähdytysteho aiheuttaa suuren lämmitystarpeen myymälään ja sen suuruusluokka voitiin arvioida parhaiten kylmäjärjestelmän toteutuneen jäähdytystehon perusteella. Samalla tutkittiin yö- ja päiväaikaista lauhdelämmön määrää, jotta lämpöpumpun höyrystimen käytössä oleva lauhde-energian määrä laskennassa pystyttiin arvioimaan. Taulukossa 6.1 on esitetty kylmäjärjestelmistä määritetyt jäähdytystehot ja lämpötilat.

Laskennassa lähtötietona käytettävä lauhdutinteho on laskettu kylmäjärjestelmästä laskemalla päivä- ja yöaikaiset keskiarvot kullekin viikonpäivälle. Kuvassa 6.8 on esitetty Sastamalassa helmikuun aikana keskimäärin toteutunut lauhdeteho jokaisena viikonpäivänä. Kuvasta nähdään, että yöaikaan lauhde-energian määrä laskee rajusti. Lämpöpumpun käytössä on tällöin vain noin 80 kW lauhde-energiaa, jolla pitää kattaa sekä johtumislämpöhäviöt että jäähdytystehon suuruinen lämmitystarve myymälässä. Päiväaikaan LTO-piirissä käytettävissä olevan lauhde-energian määrä rajoitettiin laskennassa 160 kW:n.



Kuva 6.8 Keskimääräinen lauhde- ja höyrytymisteho kylmäkoneikoissa mittausten perusteella viikkotasolla, Sastamala.

Virroilla kylmäjärjestelmän lauhdeteho on yöaikaan noin 90-120 kW ja päivän aikana 160-180 kW. Osa lauhde-energiasta menee kohteessa suoraan tulistuslämmönvaihtimien kautta alapuhalluksen ilmapatteriin. Tämän energian suuruutta ei voitu tarkasti määrittää, vaan yöaikainen alapuhalluksen keskimääräinen energiankulutus laskettiin toteutuneen jäähdystystehon ja lämpöpumpun lämmitystehon sekä johtumislämpöhäviöiden perusteella kaavalla 3.4. Keskimääräiseksi tehoksi saatiin 33 kW, jonka jälkeen LTO-piirin puolella lauhdelämmön tehoksi laskennassa oletettiin 100 kW. Jäähdystystehon osalta taulukossa 6.1 on pienin yöaikainen jäähdystysteho.

Taulukko 6.1 Kylmäjärjestelmien laskennassa käytetyt tehot ja lämpötilat.

	Sastamala		Virrat	
	JK-2	JK-3	JK-2	JK-3
Jäähdystysteho [kW]	21	120	31	110
Jäähdystysteho- yö	21	50	31	85
T _h °C	-35	-10	-35	-10
T _l °C vertailu	24,5	27,5	24	28
Asteisuus, päivä	2	5	0	4
Asteisuus, yö	2,5	2	0	2

Lauhdelämmön määrän lisäksi kylmäkoneikoista laskettiin keskimääräiset lämpötilaerot lauhdelämmönsiirtimissä (taulukko 6.1) LTO-piirin mallintamista varten. Liuoksen lämpötilan muutokseksi lauhduttimissa valittiin Sastamalassa 2,5°C ja Virroilla 4°C mittauksista tehtyjen havaintojen perusteella. Lämpötilaerot lauhduttimissa laskettiin keskimääräisestä lämpötilaerosta lauhtumislämpötilan ja liuoslauhduttimilta lähtevän neste välillä kappaleessa 2.2.1 esitetyn lauhdutinmallin mukaisesti. Lämpötilaerot on laskettu erikseen päivä- ja yötilanteessa.

6.3. Lämpöpumppujen mallien toiminta

Lämpöpumppujen toiminta mallinnettiin teoreettisesti muodostamalla kompresso-
reiden valmistajien ohjelmilla kompressoreiden jäähdytys- ja ottotehoa kuvaavat funkti-
ot ja mallintamalla höyrystin ja lauhdutin asteisuusmallin mukaan. Vertaamalla funkti-
oiden antamia arvoja järjestelmistä saatuun mittausdataan (todellinen tuotto) nähdään,
kuinka hyvin malli kuvaa todellista tilannetta ja toisaalta miten lähelle teoreettista tuot-
toa lämpöpumpuilla päästään.

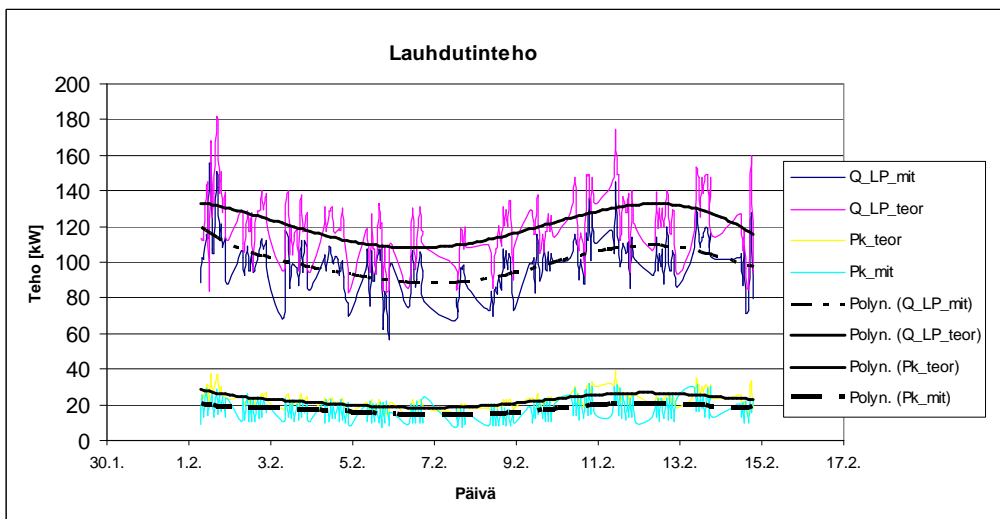
Lämpöpumppujen toiminnan arviointia varten mittausdatasta valittiin sopivasti eri
ulkolämpötiloja sisältävä yli viikon mittainen jakso, jonka ajalta järjestelmien toimintaa
tarkasteltiin lähemmin. Toteutuneilla lämpötiloilla laskettiin lämpöpumpun tuotto myös
teoreettisten mallien avulla (laskennallinen tuotto).

Laskettaessa lämpöpumpun tuottoa koko lämmityskauden ajalta, on lämpöpumpun
malli lisäksi sidottu suoraan ulkolämpötilaan lauhtumislämpötilan ja tehontarpeen kaut-
ta (teoreettinen tuotto). Sastamalan tapauksessa toteutuneisiin lämpötiloihin perustuvia
tuloksia lämpöpumpun tuotosta voitiin arvioida lisäksi ulkolämpötilaan sidotun mallin
antamiin arvoihin, mikä parhaiten kertoo mallin tulosten todenmukaisuudesta.

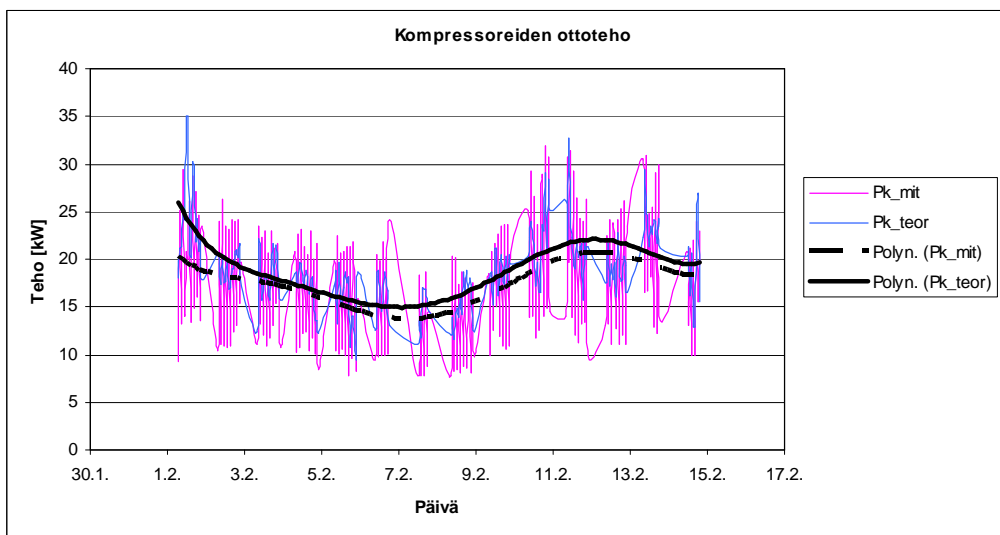
6.3.1. Virrat

Virroilla lämpöpumpun toimintaa häiritsivät lämmönkeräyssäiliön lämpötilasta johtuvat
ongelmat. Kuvasta 5.2 nähtiin, että lämpöpumppu tuotti lämpöä vähemmän kuin sen
ilmaislämmönlähteet mukaan lukien olisi pitänyt tuottaa. Lämpöpumpun mallin toimin-
taa voidaan kuitenkin tutkia vertaamalla teoreettisen funktion tuottoa toteutuneisiin ar-
voihin olettamalla lämmöntarpeeksi joko lämpöpumpun todellisuudessa tuottama läm-
mitysteho tai pitämällä käynnissä olevien kompressorien määrä vakiona. Lähtöarvoina
höyrystimelle ja lauhduttimelle annetaan toteutuneet tulevan nesteen lämpötilat.

Jos käynnissä olevien kompressoreiden määrän annetaan olla vakio, voidaan huoma-
ta ero mallin ja todellisen tuoton ja kompressorien ottotehon välillä. Kuvassa 6.9 on
kuvattu toteutunut lauhdutinteho sekä laskennallinen lauhdutinteho. Mallilla laskettuna
lämpöpumpun tuotto on jopa 20 kW enemmän kuin mitä todellisuudessa lauhduttimesta
saadaan lämmitystehoa. Sitä vastoin mallin antama kompressorien sähkönkulutus ei
eroa merkittävästi mitatusta sähkötehosta.



Kuva 6.9 Lauhdutinteho ja kompressorien ottoteho tarkastelujakson aikana todellisuudessa sekä laskennallisesti kompressorien määrän ollessa vakio.

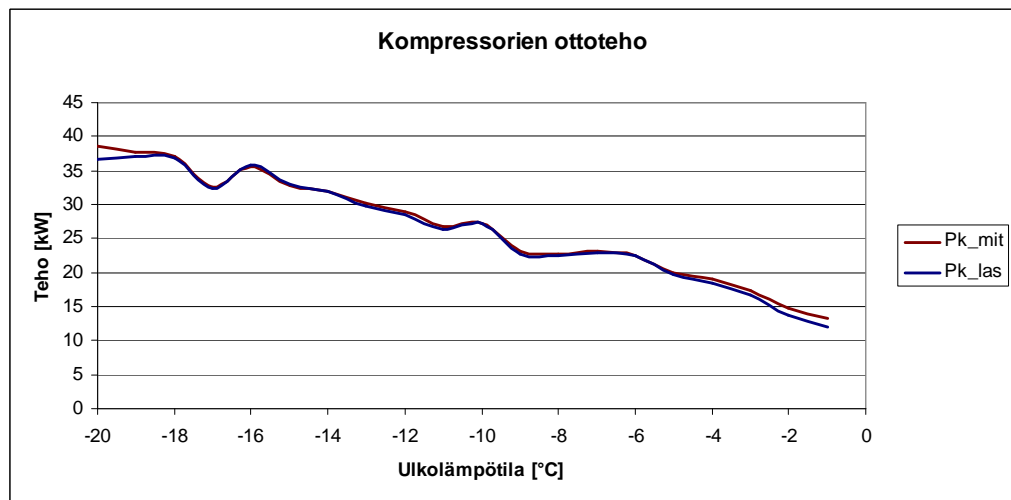


Kuva 6.10 Kompressorien ottoteho todellisilla virtausten lämpötiloilla ja lauhdutinten teholla sekä dataan sovitetut polynomit.

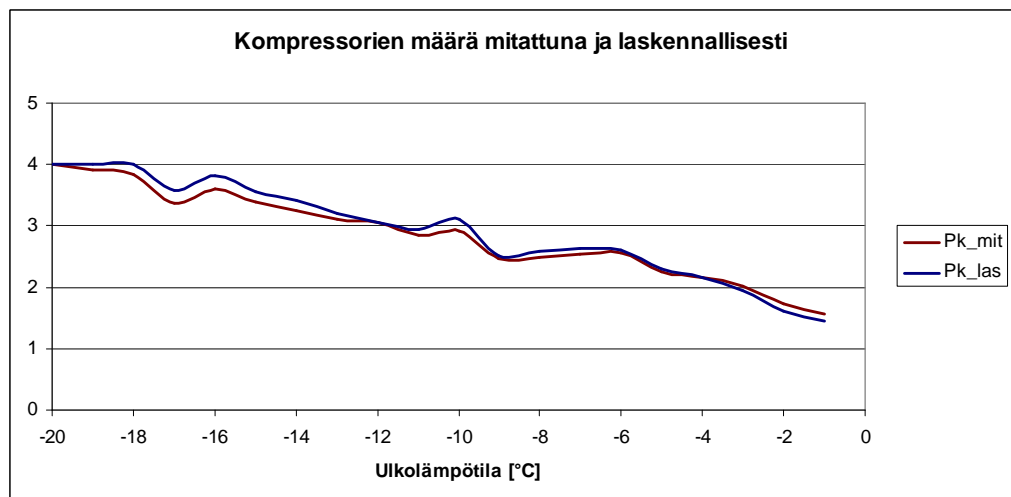
Lämpöpumpun tuoton laskennassa lähtökohta on kuitenkin tarvittava lämmitysteho, ja lopullinen vertailu tapahtuu kompressorien sähkötehon ja sen kustannusten perusteella. Kuvassa 6.10 kuvattu tilannetta, jossa lämmöntarve on lämpöpumpun todellinen tehontuotto ja lähtötiedot kuten lämpötilat on otettu todellisesta datasta. Kuvasta nähdään, että kompressorien laskennallinen ottoteho on hieman suurempi kuin mittausten mukainen ottoteho. Ero mallin ja todellisen datan välillä on muutaman kilowatin verran. Koska mallin ja mitatun sähkötehon erot ovat kohtuullisen pienet, voidaan mallin olettaa antavan todellisen sähkönkulutuksen tarpeeksi tarkasti.

6.3.2. Sastamala

Sastamalassa lämpöpumppu toimi tutkimuskauden ajan ilman laskentaan vaikuttavia häiriöitä. Kuvassa 6.11 on esitetty kompressorien mitattu sekä laskennallisesti saatu ottoteho ulkolämpötilan funktiona. Kuvasta nähdään, että laskennallisen mallin ja mitatun ottotehon välillä ei ole eroa. Kuvassa 6.12 on esitetty käynnissä olevien kompressorien määrä vastaavalla tavalla laskettuna. Teoreettinen malli tarvitsee kuvan perusteella hieman enemmän kompressoritehoa saman lämpömäärän tuottamiseksi.

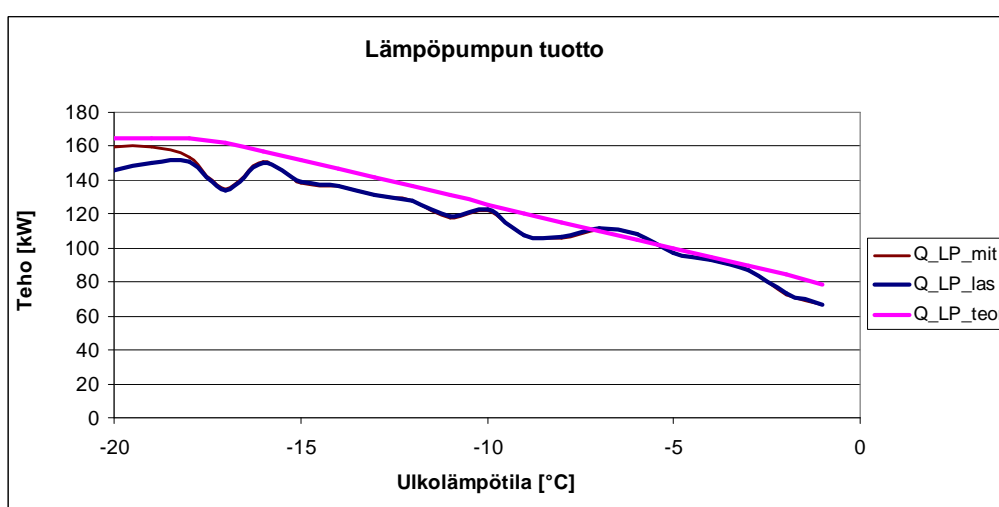


Kuva 6.11 Kompressorien mitattu ja laskennallinen ottoteho lauhdutintehon pysyessä vakiona.

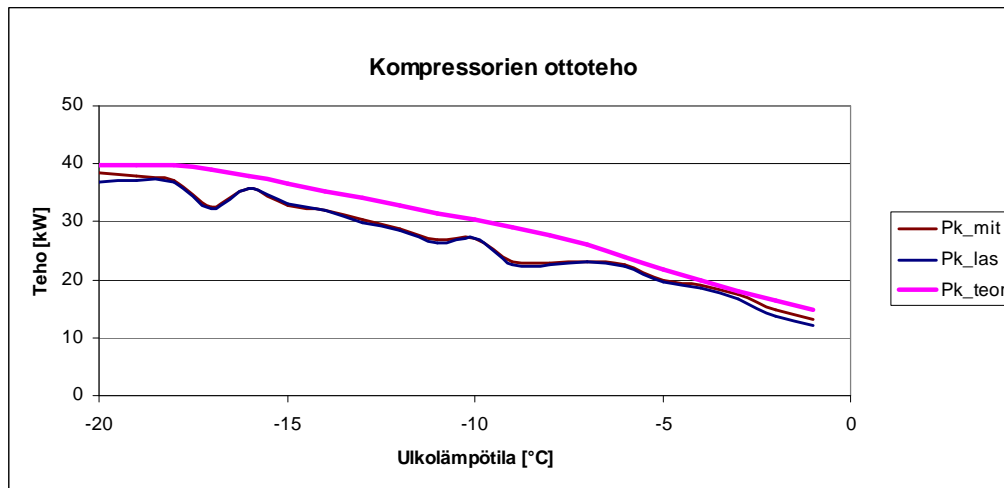


Kuva 6.12 Käynnissä olevien kompressorien mitattu ja laskennallinen määrä lauhdutintehon pysyessä vakiona

Kun lämpöpumpun tuottoa arvioidaan ulkolämpötilan perusteella, oletetaan lauhtumislämpötilan vastaavan lämmitysjärjestelmän menoveden lämpötilaa lauhtuttimen mallin mukaisesti. Lisäksi höyrystyslämpötila pidetään vakiona. Todellisessa tilanteessa höyrystymis- ja lauhtumislämpötila elävät muun järjestelmän mukana. Kuvissa 6.13 ja 6.14 on kuvattu teoreettisen mallilla saatujen arvojen eroa laskennallisiin ja mitattuihin arvoihin. Kuvista voidaan päätellä, että teoreettisella mallilla laskettuna lauhtutusteho ja etenkin kompressoriteho ovat suuremmat kuin laskennallisella mallilla. Ero kompressorien ottotehojen välillä kuvassa 6.14 ovat suhteellisen suuri, jopa 7 kW. Tämä tarkoittaa jopa 20 % eroa ottotehon määrässä, mikä on otettava huomioon tuloksien tarkastelussa. Erot johtuvat todennäköisesti mallin sitomisesta suoraan ulkolämpötilaan, kaukolämmön kulutuksesta todellisessa järjestelmässä sekä höyrystyslämpötilan pitämistä vakiona.

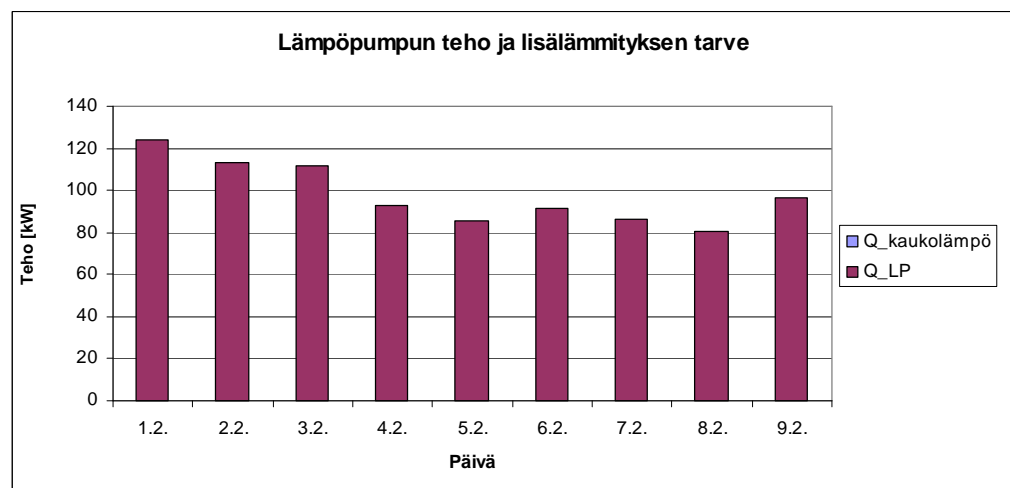


Kuva 6.13 Lämpöpumpun tuottama lauhtutusteho mitattuna, laskennallisesti ja teoreettisesti laskettuna.

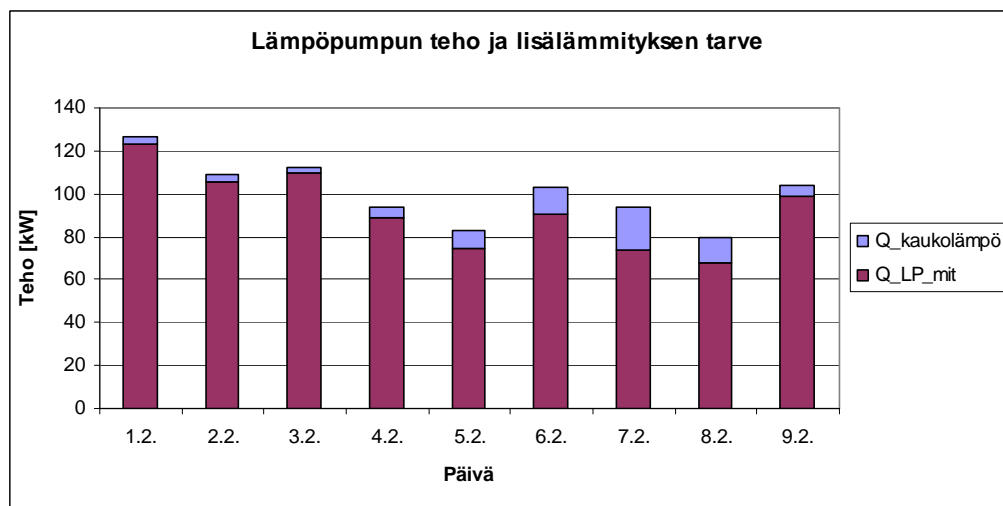


Kuva 6.14 Kompressorien määrä teoriassa, laskennallisesti ja mitattuna.

Kun lämpöpumpun mallilla laskettiin lämmöntarpeen mukainen lämpöpumpun tuotto helmikuun alun tarkastelujakson ajalle ottaen huomioon LTO-piirissä talteen saatu energia, ei kaukolämpöä tarvittu lainkaan, kuten kuvasta kuva 6.15 nähdään. Jakson aikana toteutuneet ulkolämpötilat on esitetty liitteessä 3.



Kuva 6.15 Sastamalan lämpöpumpun tuotto lämpöpumpun mallilla laskettuna.



Kuva 6.16 Sastamalan lämpöpumpun mitattu tuotto.

Saman jakson aikana mitattu lämpöpumpun tuottama keskimääräinen lämmitysteho ja sen lisäksi kulutettu kaukolämpöteho on esitetty kuvassa 6.16. Lämpöpumpun mallissa lauhtumislämpötila määräytyy suoraan lämmitysverkoston menoveden lämpötilan mukaan, jolloin menoveden lämpötilaa ei tarvitse nostaa kuten todellisessa tilanteessa. Koska säiliöstä ja säädön hitaudesta johtuvat lämpötilan vaihtelut puuttuvat mallista, antaa se todellisuutta hiukan paremman tuloksen lämpöpumpun tuotosta

Lisäksi kuvasta 6.16 nähdään, että vaikka lämmitystarve pienenee, kasvaa kaukolämmön kulutus jonkin verran. Tämä johtuu osaksi siitä, että lämpöpumpun tehonsäätöportaat ovat suhteessa lämmöntarpeeseen isoja, noin 50% lämpöpumpun kokonaistehontarpeesta, jolloin ne reagoivat lämmitysvesisäiliön lämpötilan muutoksiin on hitaasti ja kaukolämpöä kuluu veden lämpötilan nostoon. Toinen, vielä merkittävämpi syy kaukolämmön suurempaan kulutukseen leudoilla pakkasilla on se, että kaukolämpöä ohjaava säätökäyrä oli ristiriidassa lämpöpumpun ohjaavan säätökäyrän kanssa. Jos lisälämmön kulutus leudoilla keleillä halutaan minimoida, on kaukolämmön ohjauskäyrän oltava muutaman asteen alhaisempi kuin lämpöpumpun ohjauskäyrän.

6.4. Lämpöpumppujen tuotto ja vertailu ilmalämmitysjärjestelmän kanssa

Lämpöpumpun vaihtoehdoksi tässä tutkimuksessa on valittu ilmalämmitysjärjestelmä joka on yhdistetty liuoslauhdutuspiiriin. Sastamalassa tarvittava kytkentä LTO-piirissä oli jo valmiina, mutta ilmapatterien lämmönsiirto oletettiin mallin mukaiseksi. Virroilla vastaavaa kytkentää ei ole, vaan siellä LTO-piirissä oletettiin olevan isoimman tuloilmakoneen esilämmityspatteri. Alapuhalluskone on kohteessa liitetty lauhdelämmön

talteenottoon tulistuslämmönvaihtimien kautta eikä tätä kytkentää haluttu muuttaa teoreettisissa laskelmissa.

Ilmanvaihdon lämmitys jaettiin laskennassa kahteen osaan. Ensimmäinen osa lämmitystarpeesta muodostui ilman lämmitystarpeesta huonelämpötilan tasolle pyörivän lämmön talteenotto –kiekon ja kierrätysilman osuuden jälkeen. Toinen osa laskettiin ilman lämmitystarpeesta kohteiden tuloilman lämpötilan asetusarvoon asti. Todellisuudessa tuloilman lämpötilan asetusarvo määräytyy huoneilman lämpötilan perusteella, mutta laskennassa sille asetettiin vakioarvo, jonka toteutuminen riippui LTO-piirin lämpötilasta ja valitusta asteisuudesta ilmapatterissa. Huoneilman oletettiin pysyvän vakiona 19 °C. Sastamalassa alapuhalluksen tarvitsema lämmitystarve laskettiin kuten tuloilman lämmitystarve, mutta lämmityspatterille tulevan ilman lämpötilaksi oletettiin huoneilman lämpötila. Taulukossa 6.2 on esitetty kohteiden ilmanvaihdon laskennassa käytetyt arvot.

Taulukko 6.2 Laskennassa käytetyt asetusarvot ilmanvaihtokoneissa.

	Sastamala		Virrat
	TK01	KK01	TK01
T _{sisä} °C	19	19	19
Raitisilma	40 %	0 %	40 %
T _{ulospuhallus max} °C	26	33	26
V m ³ /s	6.5	2.4	6.7

Laskennassa käytettiin kahta LTO-piirin lämpötilatasoa, LTO1:tä ja LTO2:ta. LTO1-vaihtoehdossa kylmäkoneikon lauhduttimille menevän liuoksen lämpötilaksi valittiin 25 °C ja LTO2-vaihtoehdossa lämpötilan asetusarvo oli 30°C. Vertailukohdaksi kylmäjärjestelmän sähkökulutukselle valittiin tulevan liuoksen lämpötila 20°C.

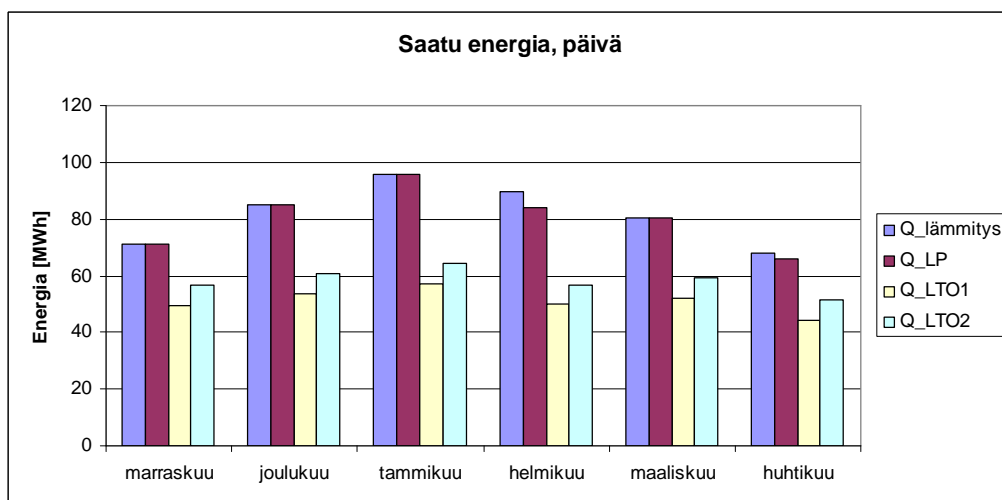
Kylmäjärjestelmästä ei ollut käytössä dataa koko laskenta-ajalta, joten kummankin kohteen plus- ja pakkaskoneikoille laskettiin tarkastelujakson ajalta keskimääräinen yö- ja päiväaikainen höyrystymisteho. Kylmäjärjestelmän tiedot on esitetty kappaleen 6.2, Lauhdelämmön määrä, taulukossa 6.1.

Kompressoriteho laskettiin sovittamalla kompressorien käyntiosuus niin, että tarvittava jäähdytysteho toteutui. Lisäksi kompressorien käyntiosuudessa otettiin huomioon lauhdelämpötilan nostosta johtuva pieni muutos kompressorin tuottamaan jäähdytystehoon. Laskennassa yöaikainen kompressorien ottoteho sekä jäähdytysteho laskettiin kertomalla kompressorien käyntisuhde yö- ja päiväaikaisen jäähdytystehon suhteella.

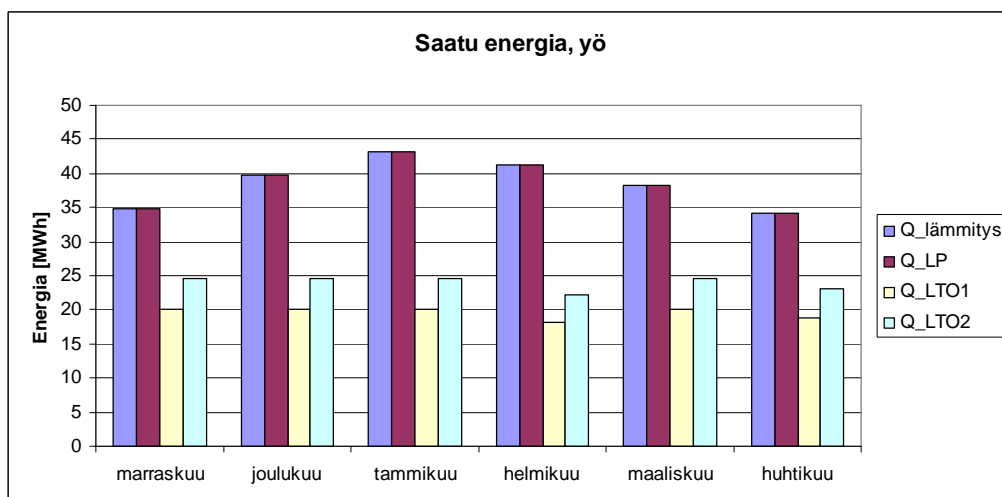
6.4.1. Virrat

Virroilla lämpöpumppu osoittautui tehokkaaksi vaihtoehdoksi lämmön talteenotossa. Kuvassa 6.17 on esitetty lämpöpumpun, LTO 1:n, ja LTO2:n tuottama lämmitysenergian määrä tutkimuskuukausien aikana päiväaikaan. Lämpöpumpulla pystytään tuottamaan lähes kaikki tarvittava lämmitysenergia, LTO 1 ja LTO2 – vaihtoehdoissa vain

hieman yli puolet lämmöntarpeesta. Laskennassa on arvioitu, että alapuhalluksesta saadaan tasaisesti 47 kW lämpöenergiaa, joka on laskettu mukaan kaikkiin vaihtoehtoihin.



Kuva 6.17. Lämmöntarve ja lämmitystehon tuotto eri vaihtoehtoisissa päiviäikaan.



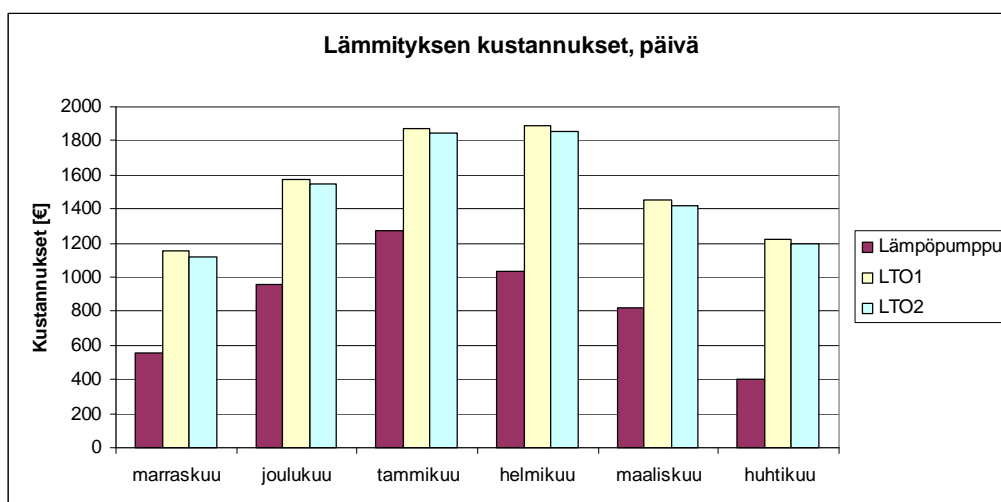
Kuva 6.18. Lämmöntarve ja lämmitystehon tuotto eri vaihtoehtoisissa yöaikaan.

Kuvassa 6.18 on esitetty talteen saadun energian määrä yöaikaan. Lämpöpumppu pysyy tuottamaan kaiken tarvittavan lämpöenergian kohteessa kun taas ilmalämmitysjärjestelmissä tarvitaan lisäksi kaukolämpöä. Alapuhalluskoneen tehoksi on yöaikaan arvioitu 33 kW.

Jos tarkastellaan lämmitysenergian kustannuksia eri vaihtoehtojen välillä, nousee lämpöpumppu kannattavimmaksi vaihtoehdoksi. Kuvan 6.19 laskennassa sähköenergian hinta on 78 €/MWh ja kaukolämmön hinta 42 €/MWh. Kustannukset on laskettu yhteen

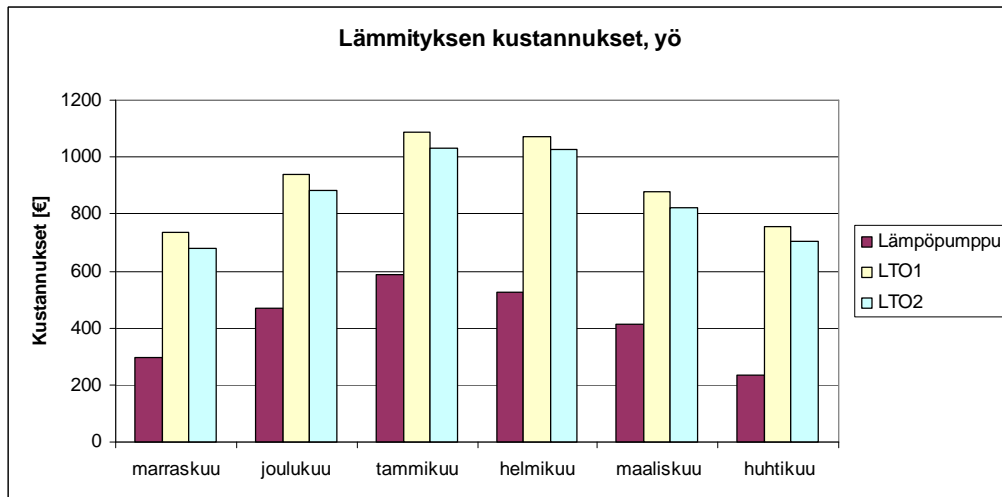
lisälämmityksen tarpeesta sekä kompressorien sähkönkulutuksesta. Kylmäkoneikkojen osalta on huomioitu vain lauhdelämpötilan nostosta aiheutuva sähköenergiakulutuksen kasvu.

Kuvasta 6.19 nähdään, että lämpöpumppu on tehokkain vaihtoehto lämmön talteenotossa. Etenkin silloin, kun kaikkea lauhde-energiaa ei tarvita lämmityskäytössä, on kustannuksien ero järjestelmien välillä iso. Lämpöpumpun kompressorien ottoteho muuttuu lämmöntarpeen mukaan kun taas kylmäpuolen kompressorien ottoteho pysyy vakiona. Lisäksi LTO-järjestelmät tarvitsevat lisälämmitystä ilman lämpötilan nostamiseksi asetusarvoonsa, mikä nostaa niiden käyttökustannuksia. Kylmimpinä aikoina tammikuussa ja helmikuussa lämpöpumpun kustannukset nousevat suhteessa hieman enemmän lämmöntarpeen kasvaessa johtuen sähkön kalliimmasta hinnasta. Kovimman lämmityskauden aikana käyttökustannusten ero lämpöpumpun ja LTO-järjestelmien välillä ole enää niin selkeä kuin lämmitystarpeen vähentyessä.



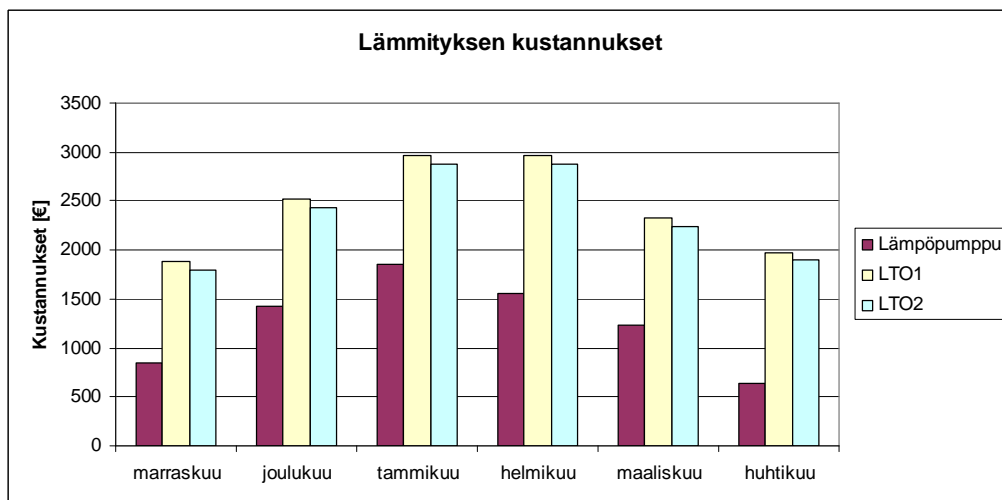
Kuva 6.19 Lämmityksen kustannukset eri vaihtoehtoissa päiväaikaan.

Yöaikaiset käyttökustannukset on esitetty kuvassa 6.20. Lämpöpumpun kustannukset ovat kuvan perusteella myös yöaikaan pienimmät. Tulokseen vaikuttaa jonkin verran tehty oletus alapuhalluksen tehosta. Koska lämpöpumpun kustannukset muuttuvat suhteessa vähemmän, voi LTO 2 -vaihtoehto olla yöaikaan edullisempi, jos tulistuselämmönvaihtimista saatavan energian määrä on paljon arvioitua suurempi.



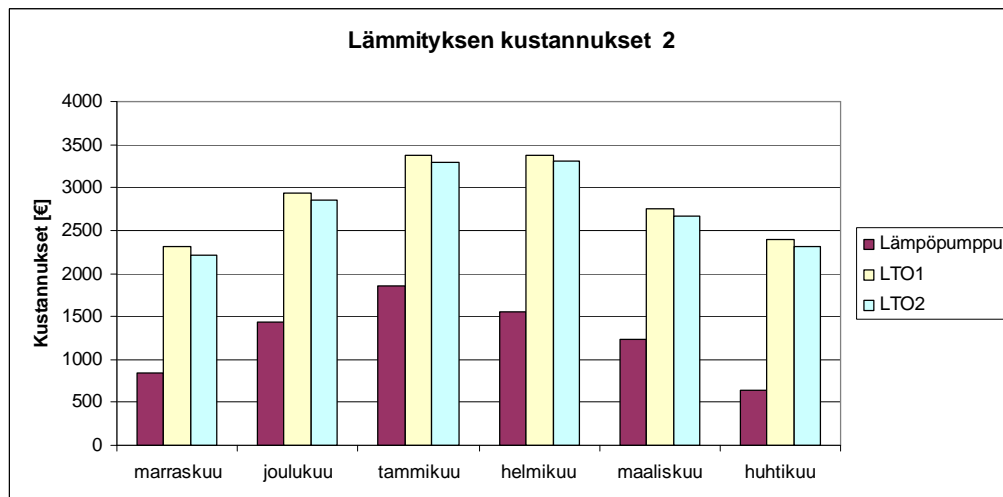
Kuva 6.20 Lämmityksen kustannukset eri vaihtoehdoissa yöaikaan.

Kuvassa 6.21 on esitetty vielä kaikkien järjestelmien käyttökustannukset kuukausitasolla. Kuvan perusteella lämpöpumppu on edullisin vaihtoehto. Jos sähköenergian hinta nousisi vielä tämän hetkisestä tasostaan, nousisivat lämpöpumpun kustannukset. Lisäksi, jos tulistuslämmönvaihtimista saatavan energian määrä olisi oleellisesti suurempi, vaikuttaisi se selkeämmin ilmalämmityksen kustannuksiin.



Kuva 6.21 Lämmityksen kokonaiskustannukset eri vaihtoehdoissa.

Laskennassa on oletettu, että kohteessa lisälämmitys on toteutettu kaukolämmöllä ja kaukolämmön kiinteä maksu, 405 €/kk (Sastamalassa), koskee kaikkia järjestelmiä. Todellisuudessa kohteessa on investoitu sähkölisälämmitykseen. Kuvassa 6.22 on vielä vertailtu lämmityksen käyttökustannuksia niin, että LTO-järjestelmissä lisälämmitys on toteutettu kaukolämmöllä, mutta lämpöpumpun lisälämmitys on toteutettu sähkölämmityksellä.



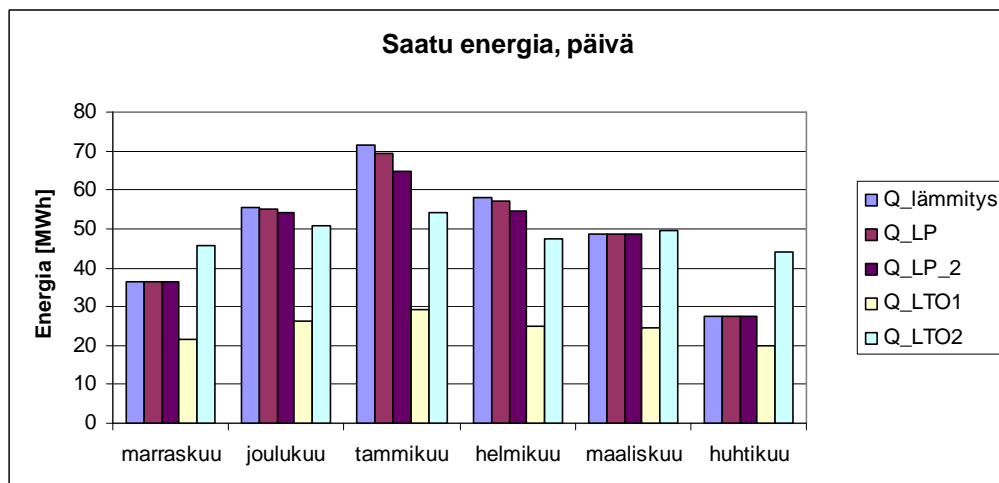
Kuva 6.22 Lämmityksen käyttökustannukset kun kaukolämmön kiinteät kustannukset ja sähkölisälämmityksen hinta on otettu huomioon.

Kuvasta nähdään, että kaukolämmön kiinteällä maksulla on huomattava vaikutus eri järjestelmien käyttökustannuksiin. Lämpöpumpun tapauksessa lisälämmitystä ei juuri tarvittu eivätkä sen kustannukset muuttuneet. Käytännön tasolla tämä toteutuu vain, jos kohteessa jo olevaa sähkölisälämmityksen tehoa rajoitetaan kuten tämän lämmityskauden aikana on tehty ja lämpöpumpun todellinen tuotto saadaan vastaamaan mallin enustamaa tuottoa.

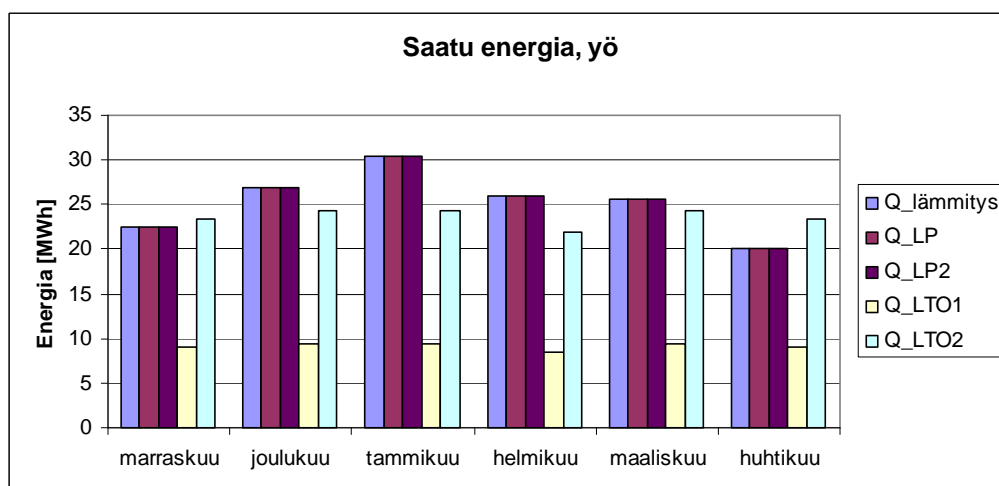
Tällä hetkellä lämpöpumppu ei ole toiminut kohteessa toivotulla tavalla ja lämmityskauden alussa sähkönkulutus ollut huomattavan suurta. Sähkötehoa rajoitettiin, mikä vaikutus sähkölaskussa oli jo lämmityskauden aikana selkeä. Rakennus pärjäsikin lopulta kylmän talven yli vaikka lämpöpumppu toimi vajaalla teholla. Kuvien 6.1 ja 6.22 perusteella voidaan kuitenkin päätellä, että lämpöpumppu voisi oikein toimiessaan tuottaa lähes kaiken lämmitystehon kohteessa (yhdessä tulistusslämmön kanssa) ilman lisälämmityksen tarvetta. Tämä on mahdollista kuitenkin vasta korjaustoimenpiteiden jälkeen.

6.4.2. Sastamala

Vertailu ilmalämmitysjärjestelmän ja lämpöpumpun välillä osoittivat sekä ilmalämmitysjärjestelmän että lämpöpumpun toimiviksi vaihtoehdoiksi Sastamalassa. Kuvassa 6.23 on esitetty lämmöntarve sekä talteen saatu energiamäärä MWh:na kohteessa. Lämpöpumppulämmityksen LP 1 -tapauksessa osa lämmöntarpeesta katetaan LTO-piiristä suoraan ilmapattereissa talteen saadulla energiamäärällä. LP 2 -vaihtoehdossa koko lämmöntarve on katettu lämpöpumpulla. Kuvasta nähdään, että lämpöpumpulla saavutetaan selkeä ero ilmalämmitykseen vain kovimman lämmityskauden aikana tammihelmikuussa. Muun lämmityskauden ajan, syksyllä ja keväällä, pystyy ilmalämmitys (LTO 2 - vaihtoehto) kattamaan lämmitystarpeen yhtä hyvin kuin lämpöpumppu.



Kuva 6.23 Saatu energia eri vaihtoehdoissa päiväaikaan, Sastamala.



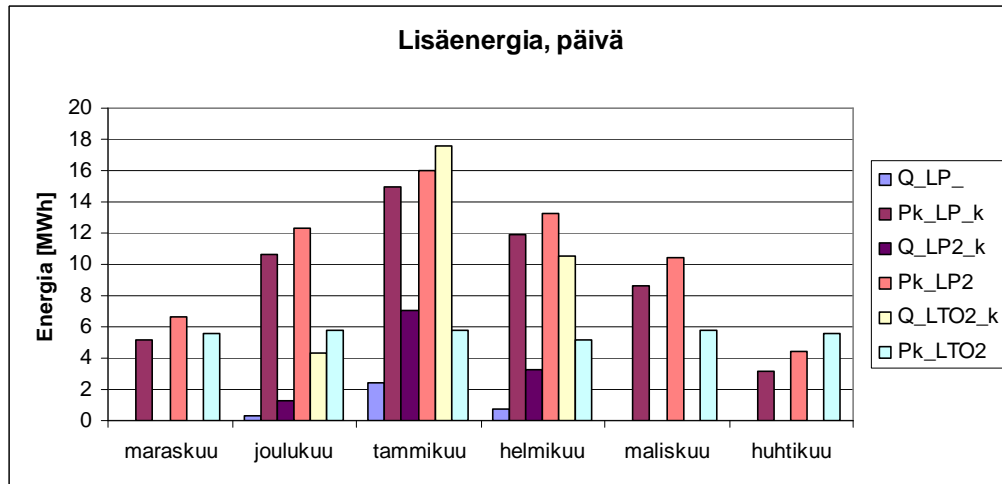
Kuva 6.24 Saatu energia yöaikaan, Sastamala

Kuvasta 6.24 nähdään, että yötilanteessa lämpöä saadaan kylmimpien kuukausien aikana talteen parhaiten lämpöpumpun avulla. Leudompien kuukausien, kuten marras- ja huhtikuun aikana myös ilmalämmitysjärjestelmällä (LTO 2) pystytään kattamaan koko lämmitystarve.

Kuvissa 6.25 ja 6.26 on kuvattu lisäenergian tarve eriteltyinä sähkötehontarpeeseen ja lisälämmitysenergiaan päivä- ja yöaikaan. Tarkasteluun on otettu mukaan vain lämpöpumpujärjestelmät sekä LTO 2-vaihtoehto.

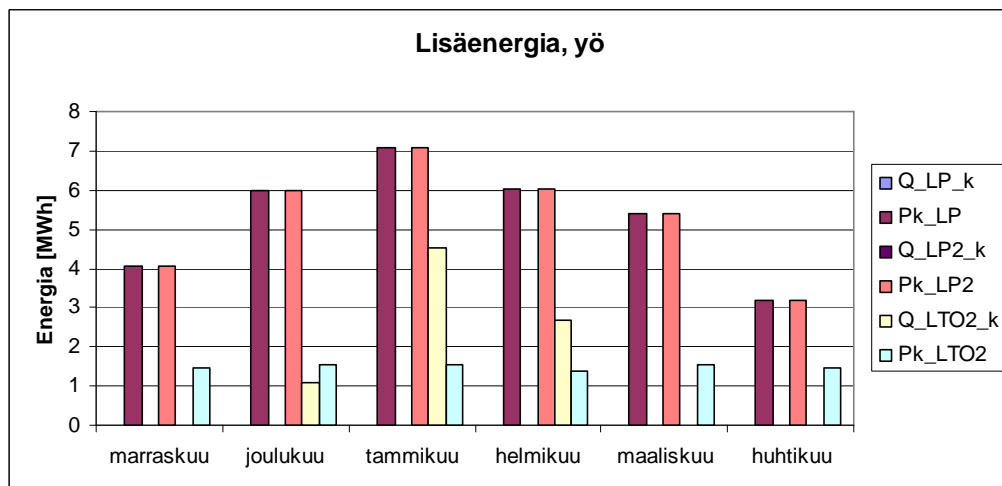
Ilmalämmityksen tapauksessa kaukolämmön kulutus kasvaa lämmitystarpeen kasvaessa kun taas lämpöpumpun kompressorien tarvitsema sähköteho kasvaa selvästi lämmöntarpeen kasvaessa. Lämpöpumpun vaihtoehdoista LP2 tarvitsee lisäksi lisälämmitysenergiaa kylmimpien kuukausien aikana huomattavasti enemmän kuin LP1. Läm-

pöpumpun mitoitus ei siis yksin riitä kattamaan koko lämmitystarvetta kovimmilla pak-
kasilla.



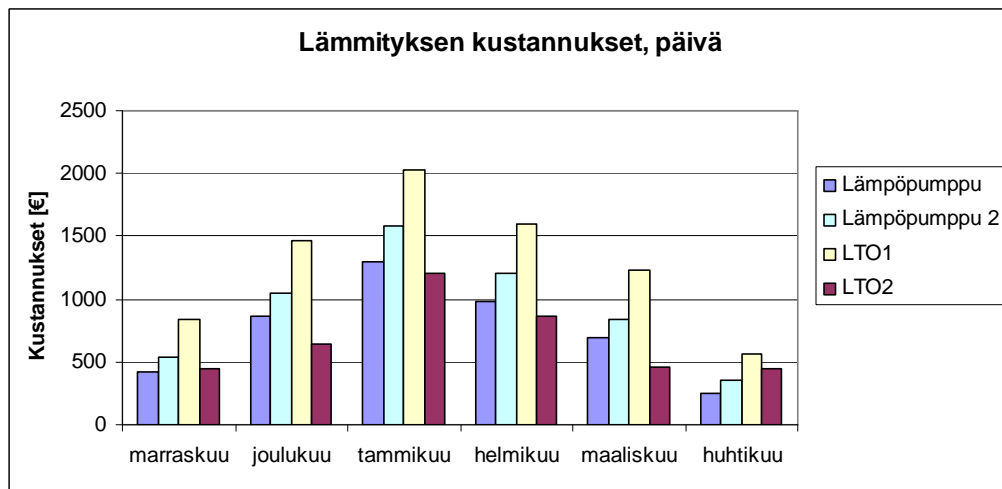
Kuva 6.25 Lisäenergian jakaantuminen sähkön ja kaukolämmön kesken eri järjestelmävaihtoehdoissa. Sastamala

Yöaikaan lämpöpumpun tarvitsema sähkötehon on LTO 2-vaihtoehdon tarvitsemaan lisäenergiaan nähden huomattavasti suurempaa. Kuvasta 6.23 nähdään, että lämpöpumpulla pystytään tuottamaan kaikki kohteessa tarvittava lämpö, kun taas LTO 2 –järjestelmä tarvitsee lisäksi lisälämmitysenergiaa. Lämpöpumpun sähkönkulutus on kuitenkin hyvin suurta verrattuna kylmäjärjestelmän lisääntyneeseen sähkönkulutukseen. Kun otetaan huomioon sähkön kaksinkertainen hinta kaukolämpöön nähden, ei lämpöpumppu ole välttämättä yöaikaan edullisin lämmitysmuoto.

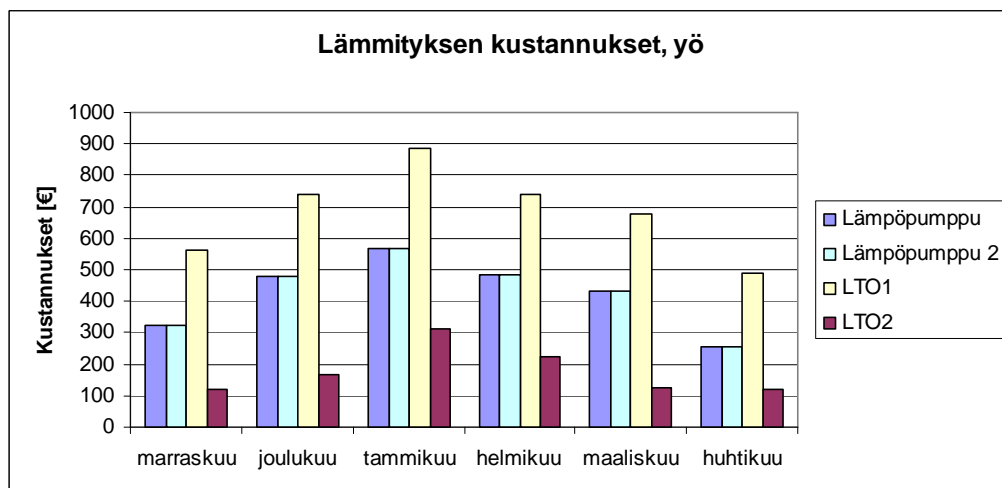


Kuva 6.26 Lisäenergian jakaantuminen sähkön ja kaukolämmön kesken eri järjestelmävaihtoehdoissa yöaikaan. Sastamala

Kuvissa 6.27 ja 6.28 on verrattu eri lämmitysvaihtoehtojen kustannuksia yö- ja päiväaikaan. Sähkön hinta kohteessa oli siirtomaksun kanssa 80,7 €/MWh ja kaukolämmön hinta 42 €/MWh. Lisäksi kaukolämmöstä maksetaan kiinteä kuukausimaksu 405 €/kk. Lämmityskauden aikana kustannukset lämpöpumppulämmityksen vaihtoehtojen välillä kasvavat lämmitystarpeen myötä. Edullisinta lämpöpumpun sähköenergiankulutuksen kannalta kuvien perusteella on, että osa lämmöntarpeesta katetaan LTO-piirin ilmalämmityspattereilla. LTO-piiristä suoraan saatavan energian määrä on LP 1-vaihtoehdossa laskettu hieman korkeammalla LTO-piirin lämpötilatasolla kuin vertailupisteen lämpötilataso, joten suoraan LTO-piiristä talteen saatavan energian osuus tällä lämpötilatasolla ei ole aivan yhtä suuri. Lämpöpumpun todelliset kustannukset sijoittuvat siis kuvan 6.27 lämpöpumppuvaihtoehtojen väliin.

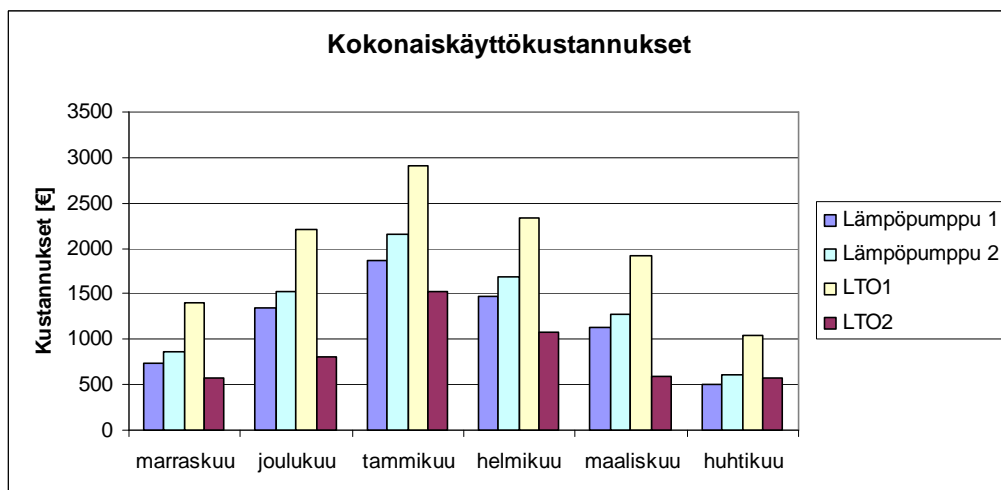


Kuva 6.27 Lämmityksen käyttökustannukset päiväaikaan, Sastamala



Kuva 6.28 Lämmityksen käyttökustannukset yöaikaan, Sastamala

Järjestelmien yöaikaisia kustannuksia tarkastelemalla nähdään selvästi miten lämpöpumppulämmitys yöaikaan on kalliimpaa kuin lauhdelämmön talteenotto ja lämmitys yksinkertaisemmalla ilmalämmitysjärjestelmällä. Kuvan perusteella voidaan päätellä, että kun lämmitystarve vähenee yön ajaksi ja on lähes yhtä suuri kuin kylmäjärjestelmän jäädytysteho myymälässä, on lämmittäminen ilmalämmitysjärjestelmällä edullisempaa. Tämä johtuu etenkin sähkön korkeasta hinnasta kaukolämpöön nähden.



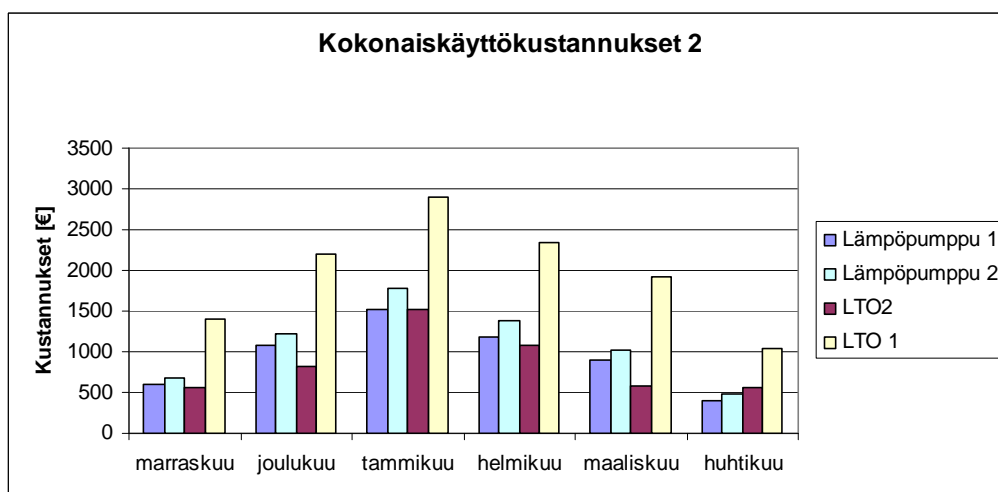
Kuva 6.29 Kokonaiskäyttökustannukset eri järjestelmissä, Sastamala

Kuvassa 6.29 on esitetty järjestelmien yhteenlasketut käyttökustannukset. Kuvan perusteella lämpöpumppujärjestelmien kustannukset nousevat LTO 2- järjestelmää korkeammiksi. Toisaalta suurta eroa lämpöpumppujärjestelmien kesken ei ole havaittavissa.

Kappaleessa 6.14 tarkasteltiin lämpöpumpun ottotehon teoreettisen mallin ja laskennallisesti saadun ottotehon eroja. Kuvassa 6.13 näkyvä selvä ero teoreettisen ja laskennallisen ottotehon välillä havaittiin olevan jopa 20% laskennallisesti saadun ottotehon ollessa pienempi. Jos tämä virhe otetaan huomioon lämpöpumpun käyttökustannuksissa, tasoittuvat erot lämpöpumppujärjestelmien ja LTO-vaihtoehdon välillä.

Lisäksi ilmalämmityksen tapauksessa ei ole otettu huomioon oviverhokoneiden tehontarvetta, jota ei pystytä kattamaan ilmalämmityksellä. Virhettä laskentaan tuovat myös vakio lämpötilanmuutos lauhduttimien yli, asteisuudet ilmapattereissa sekä kylmäjärjestelmän vakio jäädytysteho. LTO-piirissä tutkimuskaudella mittausten mukaan talteen saatu lämpö ei vastannut täysin ilmalämmitysjärjestelmästä tehtyä mallia, vaan ilmalämmityspattereiden kautta saatiin lämpöä talteen paljon vähemmän. Lauhtumislämpötilatasoon vaikuttaa paljon myös LTO-piirin ohjaus. Se pyrkii pitämään liuoksen lämpötilanmuutoksen lauhduttimen yli muutamassa asteessa, jotta osa lämmöstä saataisiin talteen ilmapattereissa. Tällöin lauhtumislämpötila saattaa nousta, jotta liuoksen lämpötila pystytään pitämään tietyllä tasolla. Ilmalämmityksen tehokkuutta tarkastelta-

essa on siis hyvä ottaa huomioon käytännön seikat, jotka vähentävät ilmalämmityksen tehokkuutta todellisuudessa.



Kuva 6.30 Kokonaiskäyttökustannukset, joissa on otettu huomioon virhe teoreettisessa mallissa, Sastamala.

Kun otetaan huomioon kaikki laskennassa tehdyt yksinkertaistukset, jotka vaikuttavat tulokseen, on ilmalämmitysjärjestelmä (LTO 2) lämpöpumppujärjestelmän kanssa hyvin tasaväkinen. Lämpöpumppu on kuvan 6.30 perusteella sitä parempi, mitä enemmän lämmitystarvetta kohteessa on, sekä silloin, kun kaikkea kylmäjärjestelmän tuottamaa lauhtelämpöä ei voida enää hyödyntää lämmityksessä.

Tutkimusjakso tässä työssä oli poikkeuksellisen kylmä, joten tuloksia tarkasteltaessa on huomioitava myös tulevat leudommat talvet. Työn aikana marraskuussa ja maaliskuussa ulkolämpötila oli maksimissaan -10°C , marraskuussa lisäksi osan aikaan yli 0°C . Näistä marraskuun perusteella voidaan päätellä, että lämpöpumpulla pystytään paremmin säätelemään lämmön talteenottoon käytettyä energiaa silloin, kun lämmitystarve vähäistä ulkolämpötilasta johtuen. Toisaalta kun lämmitystarvetta on jonkun verran ja ulkolämpötilan takia lauhtumislämpötila lämpöpumpussa pidetään korkeana, ovat lämpöpumpun kustannukset hieman suuremmat kuin LTO 2-vaihtoehdolla.

6.5. LTO-piirin lämpötilatason optimi

Lämpöpumpun ja kylmäjärjestelmän toiminnan kannalta LTO-piirin lämpötilatason hallinta on tärkeää. Lämpötila voi käytännössä liikkua hyvin pienellä lämpötila-alueella. Alarajan lämpötilatasolle asettaa kylmäkoneiden lauhtumislämpötila, joka ei saa laskea kompressorivalmistajan antaman alarajan alle riittävän paine-eron saavuttamiseksi

kompressoreissa. Plus-koneikossa $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ höyrystymislämpötilalla lauhtumispaine ei saa laskea alle $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ ja pakkaskoneikossa alaraja on $-16\text{ }^{\circ}\text{C}$ [7].

Ylärajan LTO-piirin lämpötilatasolle asettaa lämpöpumpun korkein sallittu höyrystymislämpötila, jotta lämpöpumpun kompressorien yli säilyisi myös riittävä paine-ero.

Kylmäkoneiden lauhtumislämpötilan laskulla voidaan säästää kylmäkoneikon energiakustannuksia. Edellisen kappaleen laskelmat on tehty vertaamalla kompressorien sähkönkulutuksen kasvu LTO-piirin lämpötilatasoon $20\text{ }^{\circ}\text{C}$. Tällöin plus-koneikon lauhtumislämpötila Sastamalassa on $27\text{ }^{\circ}\text{C}$ ja pakkaskoneikon lauhtumislämpötila $24,5\text{ }^{\circ}\text{C}$. Asteisuudet kohteissa on laskettu toteutuneista lauhtumislämpötiloista ja lämpötilaeroista liuospiirin ja lauhduttimien välillä.

Lauhtumislämpötilaa on siis mahdollista laskea huomattavasti ennen kuin paine-erosta riippuva lauhtumislämpötilan alaraja tulee vastaan. Liuospiirin lämpötilataso voisi päivä-aikaan periaatteessa määräytyä kylmäkoneiden lauhtumislämpötiloista tarkemman mukaan. Tätä rajoittaa käytännössä kuitenkin liuospiirien pumppujen taajuusmuuttaja-ohjaus, joka samaan aikaan pyrkii pitämään yllä riittävää liuoksen lämpötilanmuutosta lauhduttimien yli ja toisaalta estämään kuumakaasun paineen liiallisen nousun.

Öisin talvella ongelma on ollut päivänvastainen. Kun lauhde-energiaa syntyy vähemmän, laskee myös lauhtumislämpötila. Tällöin käytännössä asteisuus liuospuolen ja lauhtumislämpötilan välillä on olematon. Piirin lämpötilatasoa pitäisi siis säätää tarkemmin, jos lauhtumislämpötilatasoa halutaan laskea lähelle alarajaa.

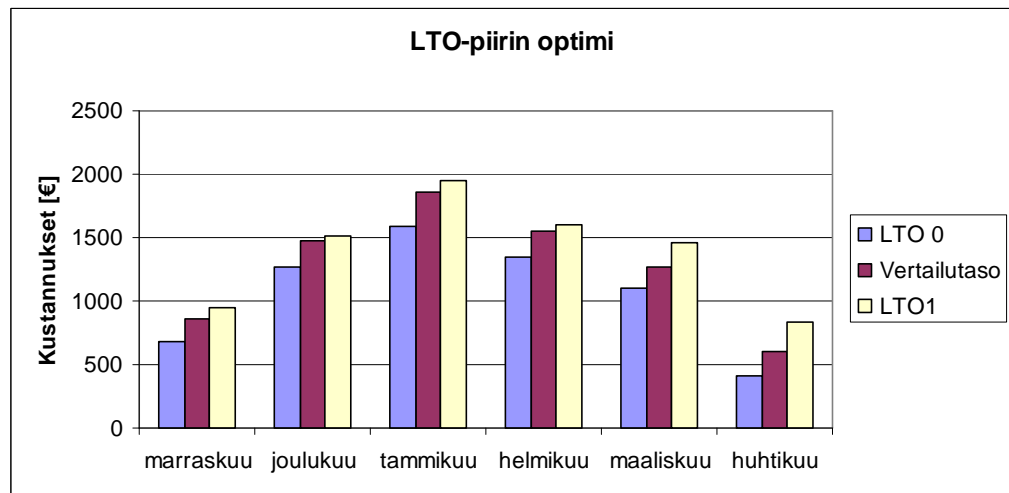
Jos lauhtumislämpötilaa kylmäkoneissa haluttaisiin edelleen laskea, pitäisi massavirtaa jokaisessa lauhduttimessa säätää erikseen. Tällöin säätö pystyisi herkemmin reagoimaan kylmätehon muutoksiin ja eroihin koneiden välillä sekä LTO-piirin lämpötilan muutoksiin. Erillisestä kolmitieventtiilistä liuoslauhduttimissa on kuitenkin käytännössä turvallisuussyistä luovuttu.

Kylmäkoneikkojen lauhdelämpötilataso vaikuttaa myös suoraan lämpöpumpun höyrystymislämpötilaan ja tätä kautta sen hyötysuhteeseen. Mitä korkeampi höyrystymislämpötila on, sitä parempi on lämpöpumpun hyötysuhde. Yksi työn aikana esille nousseista kysymyksistä oli, kuinka suuri vaikutus LTO-piirin lämpötilatasolla on lämpöpumpun ja myös kylmäjärjestelmän sähkönkulutukseen.

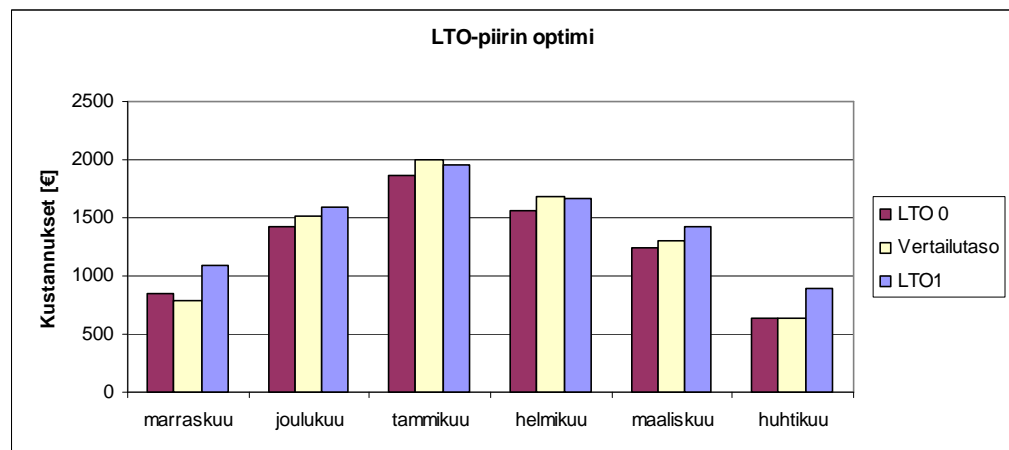
Koska lämpötilan muutosmahdollisuudet käytännön syistä olivat hyvin rajoitetut, tutkitaan tässä työssä LTO-piirin lämpötilatasoa teoriassa samoin oletuksien kuin kappaleessa 6.3. Tällöin on tutkittava, miten lauhtumislämpötilan nosto vaikuttaa lämmön tuoton hyötysuhteeseen lämpöpumpussa ja toisaalta kylmäjärjestelmän sähkönkulutukseen. Laskelmat on tehty tyypillisillä päiväaikaisilla kompressoreiden kapasiteeteilla ja lämpötiloilla, jotka on esitetty taulukossa 6.1 kappaleessa 6.4.

Kuvassa 6.31 on laskettu Sastamalan LTO-piirin lämpötilatason optimi kompressoreiden sähkönkulutuksen ja lisälämmön kustannusten perusteella. Sähkönkulutukseen on laskettu lämpöpumpun kompressoriteho sekä kylmäjärjestelmän kasvanut/vähentynyt sähkönkulutus vertailutasoon nähden. Laskelmissa on oletettu, että vertailutasolla LTO-piirin IV-patterit eivät ole käytössä, mutta LTO 1-lämpötilatasolla iv-pattereiden lämmön talteenoton osuus on laskettu kohteessa tehtyjen mittausten perusteella.

Kuvasta nähdään, että LTO-piirin lämpötilan lasku on kannattavaa aina riippumatta lämmitystarpeesta. Lämpötilan laskulla pystyttäisiin siis tehostamaan lämpöpumpun toimintaa nykyisestä.



Kuva 6.31 LTO-piirin lämpötilatason optimi lämmityksen ja kylmäjärjestelmän yhteenlaskettujen muuttuneiden kustannusten perusteella, Sastamala.



Kuva 6.32 LTO-piirin lämpötilatason optimi lämmityksen ja kylmäjärjestelmän yhteenlaskettujen muuttuneiden kustannusten perusteella, Virrat.

Kuvassa 6.32 on esitetty vastaava tarkastelu Virtain kohteessa. Lisälämmityksen kustannukset on kuvassa laskettu sähkön hinnalla. Kuvasta nähdään, että lauhdelämpötilan laskulla saavutetaan pieni säästö vertailutasoon nähden. Jos sähkölämmityksen tehoa rajoitetaan kohteessa kuten tutkimuskauden aikana, voidaan lämpötilan laskulla aikaansaada selvempikin säästö lämmityksen kustannuksissa. LTO-piirin lämpötila kannattaa siis kohteessa pitää mahdollisimman matalana.

6.6. Tulosten arviointi

Tulosten tarkastelu tässä työssä tapahtuu lähtötietojen mahdollistamalla tarkkuudella. Työn tavoitteena oli määrittää kohteiden energiankulutus perustuen automaatiojärjestelmästä saatuihin mittaustuloksiin. Taloautomaatiojärjestelmän sekä muiden laiteongelmien vuoksi kaikkia tarvittavia mittaustuloksia ei voitu toteuttaa. Sen vuoksi joitakin tietoja, kuten esimerkiksi tulistuslämmönsiirtimien teho Virroilla, jouduttiin arvioimaan. Tämän vuoksi kohteesta ei voitu määrittää mittaustuloksiin perustuvaa lämmöntarvetta. Kummankin järjestelmän tuloksiin vaikuttavat myös mittaustuloksiin perustuvien teoreettisten mallien toiminta.

Virtain tapauksessa päästiin tulokseen, jossa lämpöpumppu oli tehokkain lämmitysvaihtoehto. Tähän tulokseen päästiin arvioimalla tulistuslämmönvaihtimille vakioehto päivä- ja yöaikaan. Todellisuudessa teho vaihtelee etenkin yöaikaan ja saattaa olla laskettua suurempi. Jos tulistuslämmönvaihtimien teho olisi suurempi, vaikuttaisi se selkeämmin ilmalämmityksen käyttökustannuksiin. Kohteessa kylmäjärjestelmän teho etenkin yöaikaan oli hieman suurempi kuin Sastamalassa ja tulistuslämpöä oli enemmän käytettävissä. Uudemmissa kohteissa, joissa kylmäkalusteet ovat energiatehokkaampia, on lauhde-energiaa vähemmän käytettävissä.

Sastamalassa ilmalämmityksellä ja lämpöpumpulla saatiin laskennan mukaan yhtä tehokkaasti lämpöä talteen. Laskennassa ilmalämmityksen mallissa ilmapatterin asteisuudeksi asetettiin 7 K tuloilmakoneessa ja 1 K alapuhalluskoneessa. Todellisuudessa asteisuudet voivat olla isompiakin, mikä taas lisäisi ilmalämmityksen lisälämmityksen tarvetta ja näin käyttökustannuksia.

7. JOHTOPÄÄTÖKSET

Työn tavoitteena oli tutkia jo investoitujen lämpöpumppujen toimintaa kohteissa sekä tutkia, olisiko perinteinen ilmalämmitysjärjestelmä ollut lämpöpumppuja tehokkaampi vaihtoehto lämmön talteenotossa. Tulevien investointien pohjaksi haluttiin analysoida tietoa siitä, miten kohteiden suunnitteluratkaisut toimivat ja mitä parannettavaa kohteissa vielä on. Tutkimuksen onneksi talvi oli kylmä ja näin lämmitysjärjestelmät joutuivat ensimmäistä kertaa koetukselle ja moni ongelma paljastui.

Lämpöpumppujärjestelmien toimintaa analysoidessa löytyi niiden toiminnasta puutteita, jotka häiritsivät niiden toimintaa. Virroilla lämpöpumpun toiminta oli katkonaista johtuen lauhduttimille palaavan veden liian korkeasta lämpötilasta. Lisäksi sähkölisälämmityksen todettiin lähinnä häiritsevän lämpöpumpun toimintaa ja sen säätö oli vaikeaa. Käyttökustannusten säästämiseksi sekä lämpöpumpun toiminnan parantamiseksi lisälämmityksen tehoa rajoitettiin alle puoleen alkuperäisestä ja sen käynnistymiselle ehdoksi asetettiin yläraja lämmitysverkoston paluulämpötilalle. Tämä vähensi merkittävästi kohteen sähkölaskua jo tutkimuskauden aikana. Ratkaisuna säiliön lämpötilaongelmaan päätettiin sen ohi lauhduttimelle rakentaa shunttaus-piiri varmistamaan palaavan veden sopiva lämpötila.

Sastamalassa lämmityskauden aikana ilmenneistä ongelmista voidaan ottaa oppia järjestelmiä käytettäessä ja säädettäessä. LTO-piirin suora kosketus ulkoilmaan sekä nestejäähdyttimien että ilmanvaihtokoneiden esilämmityspatterien kautta osoittivat piirin herkkyyden venttiilien toimintahäiriöille. Ongelmat piirin lämpötilatason kanssa ilmanvaihtokoneen käyttöhäiriön aikana osoittivat piirin nykyisen ohjauksen puutteelliseksi yöaikaan, kun lauhdelämpöä syntyy vähän. Piirin säätöä päätettiin parantaa ohittamalla raitisilmakoneen esilämmityspatterit kovimman lämmityskauden aikana. Kokemukset myös opettivat, että lämmityskauden alussa järjestelmien toimintaa on hyvä seurata tarkemmin.

Työn toisena tavoitteena oli selvittää kuinka paljon lämpöpumput olisivat tuottaneet lämpöä ilman häiriöitä ja olisiko liuoslauhdutuspiirin suoraan liitetty ilmalämmitysjärjestelmä tehokkaampi ratkaisu lauhdelämmön talteenotossa. Sastamalassa lämpöpumpun käyttökustannukset olivat lämmityskaudella hieman suuremmat kuin vaihtoehdon, jossa LTO-piirin lämpötilatason selkeällä nostolla saatiin suuri osa lauhdelämmöstä lämmityskäyttöön.

Virtain kohteessa lauhdelämmöstä osa otettiin talteen erillisissä tulistuslämmönvaihtimissa ja tämä osoittautui tehokkaaksi kytkennäksi lauhdelämmön talteenotossa. Lämpöpumpun ja tulistuslämmönvaihtimien yhdistelmällä oli ilmalämmitysjärjestelmää pienemmät käyttökustannukset.

Lisäksi työssä tutkittiin laskennallisesti saataisiinko LTO-piirin lämpötilatason laskulla aikaan säästöä. Virroilla varsinaista selkeää kustannussäästöä lämpötilan laskulla ei saavutettu, koska lämpöpumpun saavuttaessa maksimitehonsa lisälämmityksen tarve lisääntyi lisäten lämmityskustannuksia. Sastamalassa lämpötilan laskulla LTO-piirissä saavutettiin säästöä käyttökustannuksissa. Kummassakin kohteessa lämpötilan laskeminen tuo kuitenkin mukanaan käytännön haasteita LTO-piirien säädössä.

Tutkimuksessa Lämpöpumppu marketin kylmäjärjestelmän lämmön talteenotossa (Sorokin, 2007) lämpöpumppu havaittiin kannattavaksi investoinniksi kun rakennuksen lämmitystarve on selvästi jäädytystarvetta suurempi. Kun kylmäkoneikkojen jäädytysteho on lähes yhtä suuri kuin lämmitystarve, oli lauhdelämpötilatason nostaminen ja lauhdelämmön suora käyttö lämmityksessä tehokkaampi vaihtoehto. Lisäksi samassa tutkimuksessa lämpöpumppujärjestelmä, jossa pakkaskoneikon lauhdelämpö käytetään suoraan ilmalämmitykseen ja plus-koneikko on yhdistetty lämpöpumppuun, huomattiin olevan kustannustehokkain. Tapauksessa, jossa lämmitystarve oli suurempi kuin jäädytystarve, tarvitsi tämän tutkimuksen kohteiden kaltainen järjestelmä vähiten lisälämmitysenergiaa tutkituista järjestelmistä. [6, s. 59]

Tutkimusta vastaava tulos saatiin Sastamalan tapauksessa, jossa lämpöpumpun käyttökustannukset olivat suuremmat kuin ilmalämmitysjärjestelmän, jossa osa lämmöstä saatiin kaukolämmöstä. Tämä oli havaittavissa etenkin yöaikaan. Kun lämmitystarve kylmimpien jaksojen aikana oli suurimmillaan, olivat lämpöpumpun käyttökustannukset samaa luokkaa ilmalämmitysjärjestelmän kanssa.

Virtain ja Sastamalan kohteissa suurin ero on Virtain kohteessa oleva tulistuslämmönsiirtimien ja alapuhalluskoneen kytkentä. Ilmalämmitykselle ominaista on suuri lämmityspatterista lähtevän ilman ja tulevan liuoksen väliin jäävä lämpötilaero. Tulistuslämmönsiirtimille tulevan liuoksen lämpötila on noin 60°C mikä on sopiva lämpötilataso ilmalämmitykselle. Koska osa energiasta saatiin talteen jo tulistuslämmönvaihtimissa, ei lauhdelämpötilatason nosto ilmalämmitystä varten LTO-piirissä ollut enää yhtä kannattavaa kuin Sastamalassa.

Lisäksi eroja kohteiden välillä lisäävät lämpöpumppujen laitekohtaiset erot. Sastamalassa lämpöpumppu on mitoitettu korkeammalle LTO-piirin lämpötilatasolle kuin Virroilla. Lämpöpumppuinvestointia suunniteltaessa lämpöpumpun hyötysuhde eri toimintapisteissä sekä kannattavuuslaskelmat kannattaakin tehdä huolellisesti. Tuloksiin vaikuttavat myös kylmäjärjestelmien erot. Sastamalassa kylmäjärjestelmä toimi etenkin yöaikaan pienemmällä jäädytysteholla kuin Virroilla. Tulevissa kohteissa pitää ottaa huomioon kylmäkalusteiden energiatehokkuuden parantuminen. Esimerkiksi kalusteiden varustaminen ovilla ja led-valaistuksella vähentää niiden jäädytystehontarvetta sekä lämmitystarvetta kylmäkalusteiden alueella.

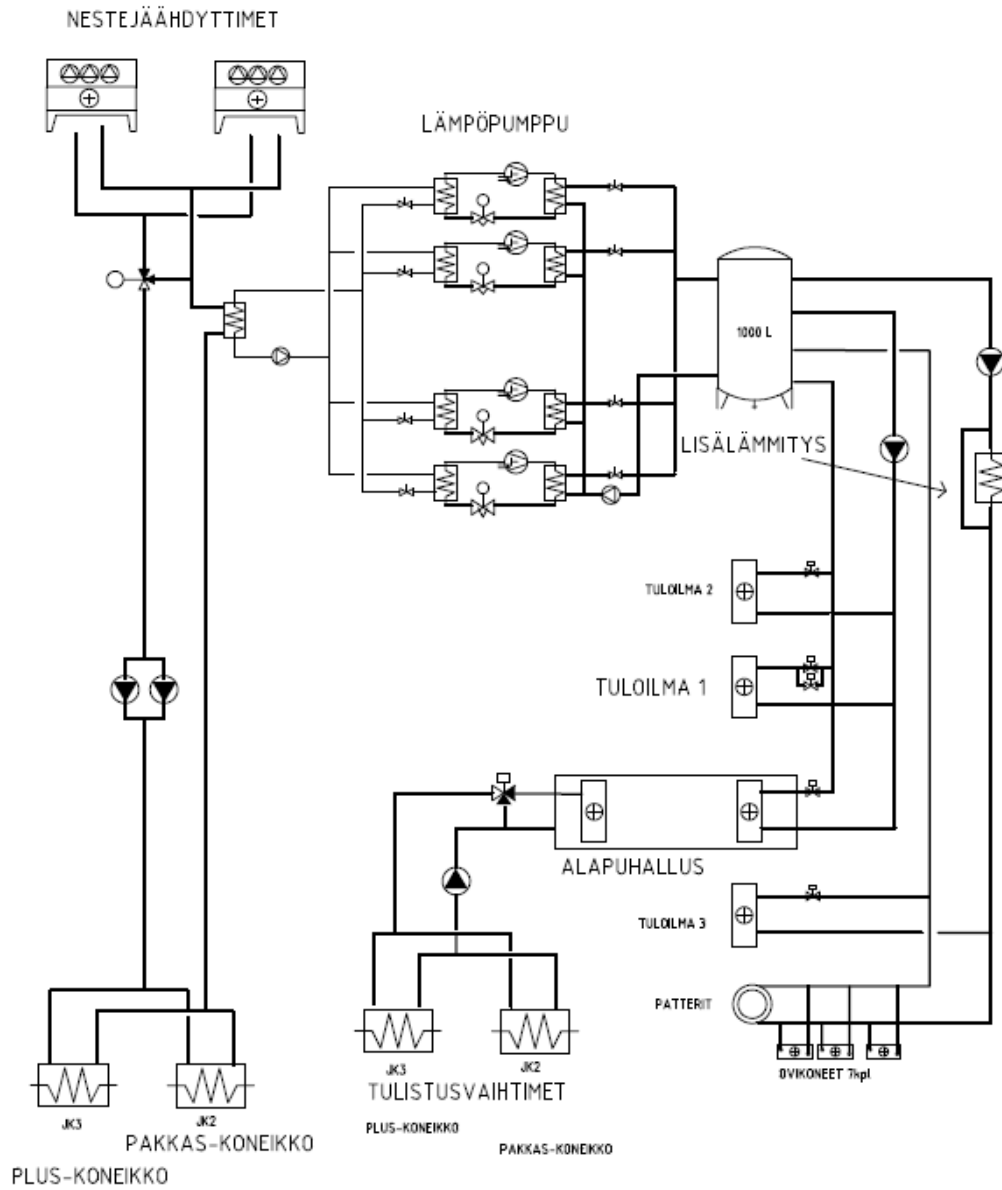
Tässä tutkimuksessa kohteita voidaan verrata käytännössä vain itseensä, koska lämpöpumppujen ja myös lämmitysjärjestelmien rakenne on erilainen. Tulosten pohjalta voidaan kuitenkin päätellä, että paras vaihtoehto olisi yhdistettyjen koneikkojen järjestelmä, jossa tulistuslämmönvaihtimet on yhdistetty alapuhallukseen tai muuhun ilman

lämmitykseen ja kaikkia lämmityslaitteita palvelee sama lämmityspiiri. Sen lisäksi lauh-
tumislämpötila kannattaa pitää kylmäkoneikoissa mahdollisimman alhaisena.

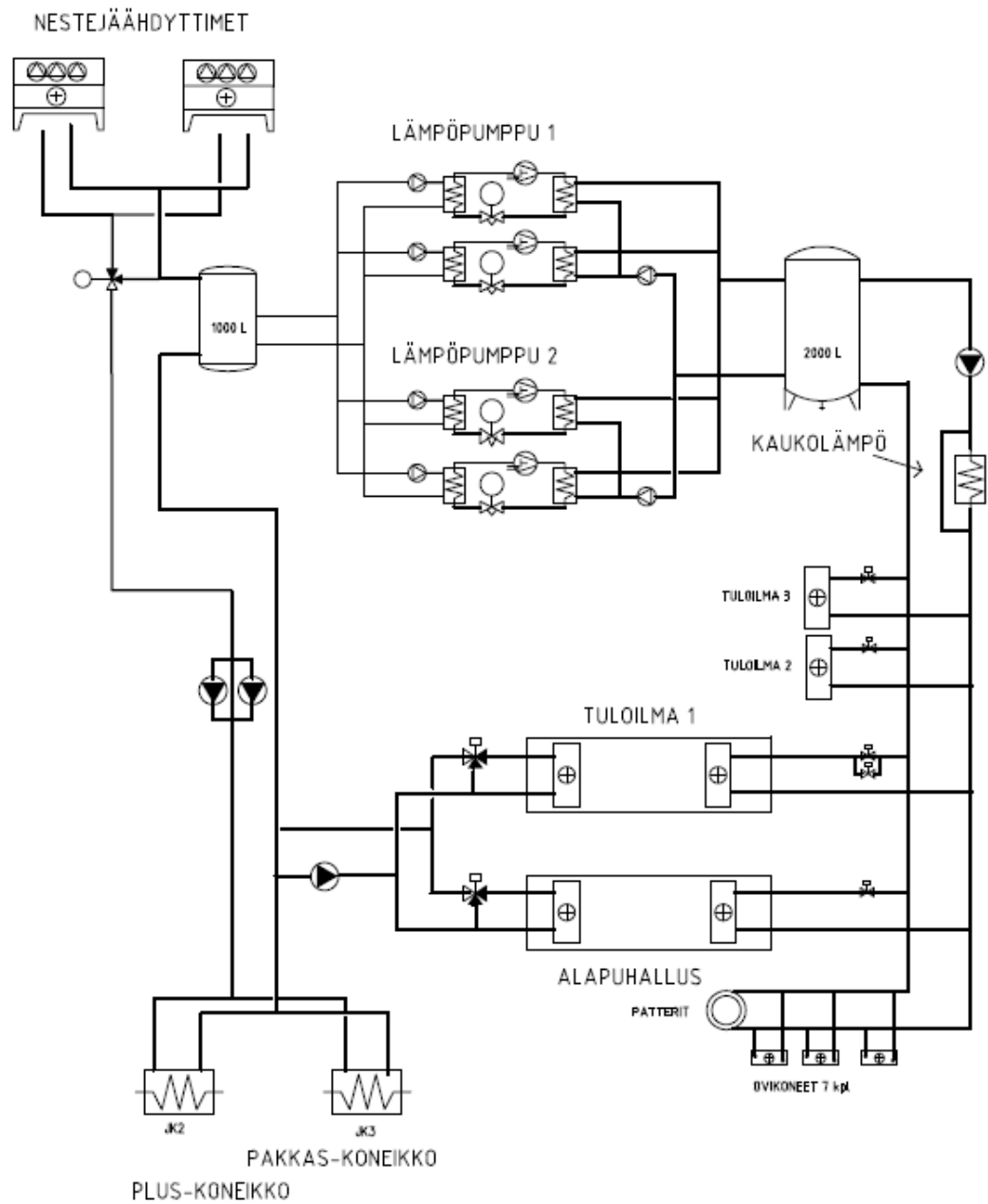
LÄHTEET

- [1] Hakala, P. 2007 Kylmälaitoksen suunnittelu. 2. tarkistettu painos, OPE-TUSHALLITUS. Gummerrus Kirjapaino Oy, Jyväskylä.
- [2] Aittomäki, A. Aalto, E., Alijoki T., Hakala, P., Kaappola, E., Karvinen, T., Lahdenperä, H., Rauno, O., Seinelä, A., Kylmätekniikka. 3. painos, 2008. Gummerrus Kirjapaino Oy, Jyväskylä.
- [3] Seppänen, O., Seppänen M. 1997 Rakennusten lämmitys. Gummerrus Kirjapaino Oy. Jyväskylä
- [4] Aittomäki, A. Kianta, J., Kajava, A., Suurten lämpöpumppujen mitoitus, Tampereen teknillinen yliopisto, 2002.
- [5] Aittomäki, A., Karkiainen, S. 2003. Rakennusliike Lipsanen Oy – Market-kylmäjärjestelmät – laskennallinen järjestelmätarkastelu. Tampere. Tampereen teknillinen yliopisto.
- [6] Sorokin, S. 2007 Lämpöpumppu marketin kylmäjärjestelmän lämmön talteenotossa, Diplomityö, Tampereen teknillinen yliopisto.
- [7] Bitzer-software, Bitzer. Saatavissa <http://www.bitzer.de/software/index.php>

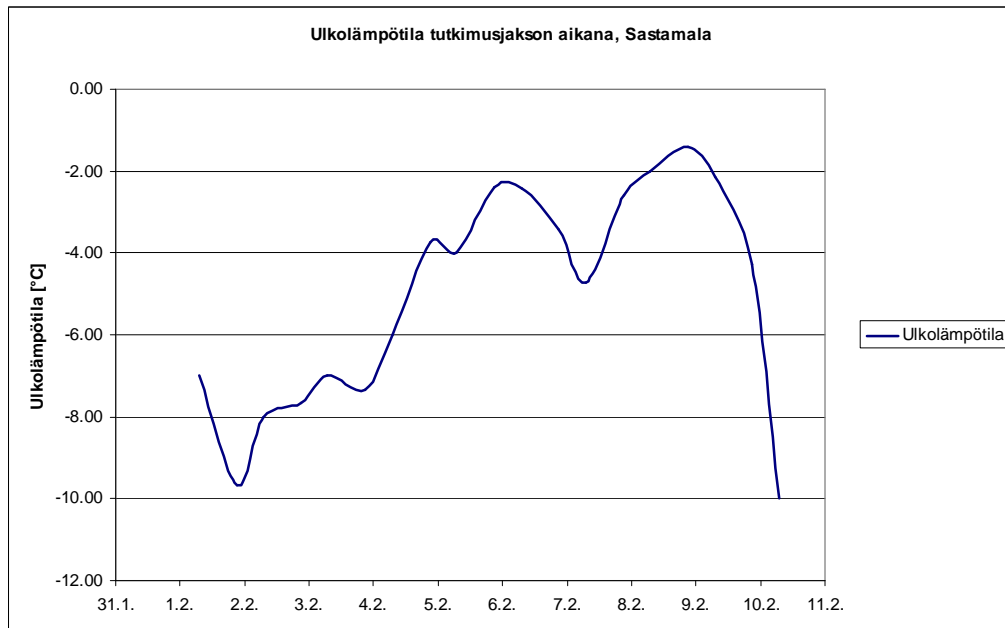
LIITE 1 LÄMMÖN TALTEENOTON KYTKENTÄKAAVIO, VIRRAT



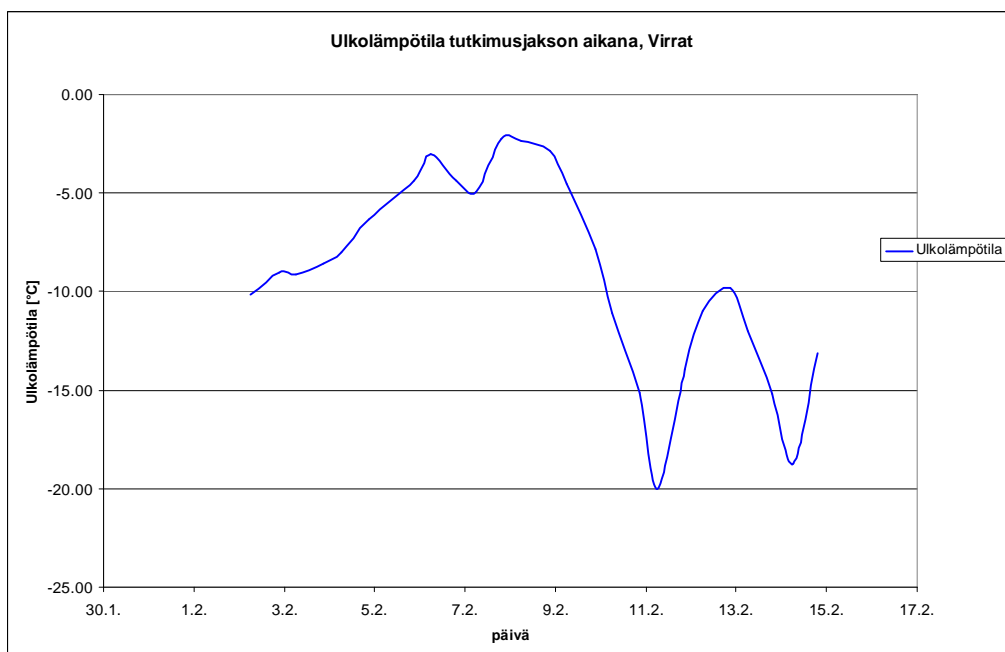
LIITE 2 LÄMMÖN TALTEENOTON KYTKENTÄKAAVIO, SASTAMALA



LIITE 3 TARKASTELUJAKSOJEN LÄMPÖTILAT KOHTEISSA

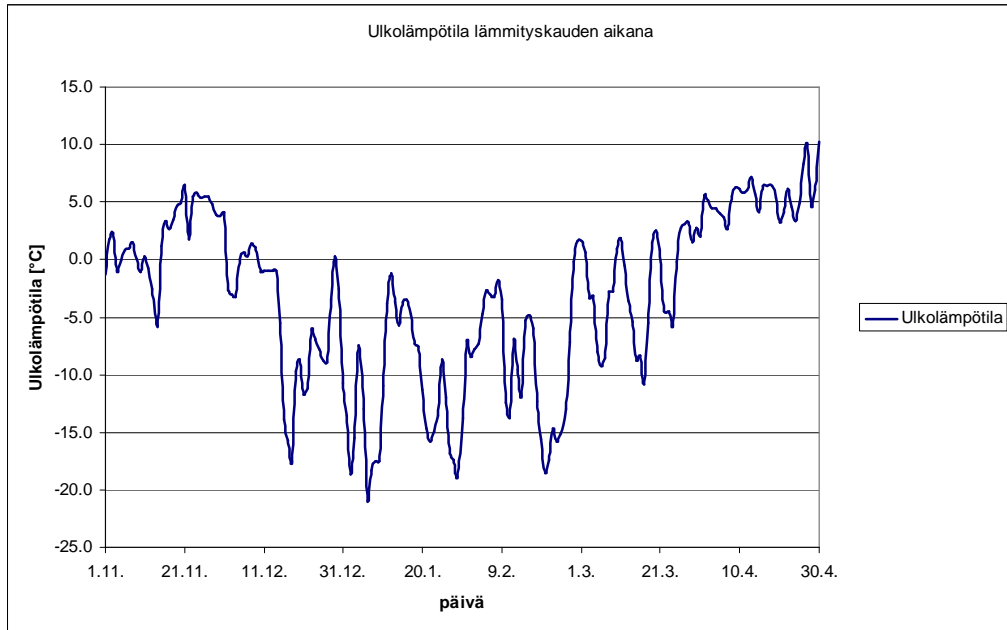


Kuva 1. Ulkolämpötilat tarkastelujakson aikana Sastamalassa.



Kuva2. Ulkolämpötilat tarkastelujakson aikana Virroilla.

LIITE 4 LÄMMITYSKAUDEN LÄMPÖTILAT KOHTEISSA



Kuva 1. Vuorokauden keskilämpötilat lämmityskauden aikana kohteissa.