

Eetu Laaksonen

# Lämpimän käyttöveden tuotanto lämpöpumpulla

Tapaustutkimus Lanssikatu 3–5

Metropolia Ammattikorkeakoulu

Insinööri (YAMK)

Rakentaminen, talotekniikka

Opinnäytetyö

1.11.2015

Tekijä Otsikko Sivumäärä Aika	Eetu Laaksonen Lämpimän käyttöveden tuotanto lämpöpumpulla Tapaustutkimus Lanssikatu 3–5 54 sivua + 1 liite 1.11.2015
Tutkinto	insinööri (YAMK)
Tutkinto-ohjelma	rakentaminen
Suuntautumisvaihtoehto	talotekniikka
Ohjaaja	yliopettaja Jukka Yrjölä
<p>Opinnäytetyön tutkimuskohteena on Lanssikatu 3–5, joka on asuinkerrostalo Lahdessa. Tutkimus kuuluu RYM Oy:n sisäympäristöhankkeisiin. Rakennuksen pääenergianlähteenä on maalämpö, ja tarvittava lisäteho toteutetaan sähköllä. Lisäksi rakennuksessa on 20 aurinkokeräintä.</p> <p>Työn aiheena oli tutkia rakennuksen lämpöpumppujärjestelmän toimintaa lämpimän käyttöveden tuotannon osalta tavoitteena löytää siihen liittyvät ongelmakohdat ja esittää niihin ratkaisu. Tutkimuksen perustana käytettiin rakennusautomaatiosta saatuja mittaustietoja sekä Metropolia Ammattikorkeakoulun aiemmin suorittamien mittausten tuloksia.</p> <p>Työssä tarkasteltiin ja vertailtiin laskennallisesti olemassa olevan sekä kahden vaihtoehtoisen lämpöpumppujärjestelmän energiankulutusta mittaustietoja käyttäen. Järjestelmille tehtiin myös energiakustannusvertailua ja parhaalle vaihtoehtoiselle järjestelmälle laskettiin takaisinmaksuaika.</p> <p>Tutkimuksesta havaittiin, että kaksiportainen lämpöpumppukytkentä on kannattava ratkaisu, kun maalämpöpumpulla tuotetaan lämpöä sekä matalalämpöiseen lämmitysverkostoon että korkealämpöiseen lämpimään käyttöveteen. Vuotuinen energiansäästö verrattuna olemassa olevaan järjestelmään on 11 % ja investoinnin takaisinmaksuaika on 7 vuotta.</p> <p>Työssä luotiin myös toimintakaavio olemassa olevasta lämmitys- ja jäähdytysjärjestelmästä.</p> <p>Työssä saadut tulokset voivat auttaa rakennuttajaa tulevien rakennuskohteiden lämmitys-järjestelmävalinnassa sekä lämpöpumppuvalmistajia tuotekehityksessä.</p>	
Avainsanat	matalaenergia, maalämpö, lämmin käyttövesi

Author Title Number of Pages Date	Eetu Laaksonen Production of domestic hot water with ground-source heat pump 54 pages + 1 appendice 1 November 2015
Degree	Master of Engineering
Degree Programme	Civil Engineering
Specialisation option	Building Services Engineering
Instructor(s)	Jukka Yrjölä, Principal Lecturer
<p>The aim of this Master's thesis was to examine the ground source heat pump system of a low-energy block of flats by identifying and finding solutions for the possible weak spots in the domestic hot water production.</p> <p>The thesis was based on on-site measured data from the control automation of the HVAC systems, and on earlier measurements. The energy consumption of the current system and two alternative systems were studied, and computationally compared using the collected data. The energy costs of the systems were compared and the payback time for the best alternative system was calculated.</p> <p>It was established that a two-stage heat pump system would be an advantageous solution when a ground-source heat pump is used to produce heat for both a low temperature heating network and a high temperature domestic hot water network. The annual energy saving would be 11 % and the payback time for the investment 7 years, compared to the current system.</p> <p>The results of this Master's thesis can help developers to choose the heating system for future building projects, as well as heat pump manufacturers in their product development.</p>	
Keywords	low-energy building, ground-source heat pump, domestic hot water

## Sisällys

1	Johdanto	1
2	Lanssikatu 3–5:n lämmöntuotantojärjestelmä	3
2.1	Rakennusten lämmitysjärjestelmä	3
2.2	Lämpöpumppujärjestelmä	4
2.3	Aurinkolämpö	6
2.4	Lämpimän käyttöveden tuotanto	7
3	Kylmäprosessi	9
3.1	Lämpöpumpun toiminta	9
3.2	Lämpöpumpun lämpökerroin	11
4	Lanssikatu 3–5:n lämmitysenergia	17
4.1	Lämmitystehontarve	17
4.2	Lämpimän käyttöveden kulutus	21
4.3	Lämpimän käyttöveden tehontarve	23
4.4	Lämpimän käyttöveden energiantarve	25
5	Lämpöpumpputarkastelut	27
5.1	Tarkastelutapaukset	27
5.2	Ensimmäinen tarkastelutapaus	30
5.3	Toinen tarkastelutapaus	36
5.4	Kolmas tarkastelutapaus	41
6	Tulokset	45
6.1	Lämpimän käyttöveden energiankulutus	45
6.2	Lämmitysenergiankulutus	47
6.3	Lämpökertoimet	48
6.4	Kustannukset ja takaisinmaksuaika	49
7	Yhteenveto	50
	Lähteet	53
	Liitteet	
	Liite 1. Toimintakaavio, lämmitys ja jäähdytys Eetu Laaksonen	

## Lyhenteet

LP01	maalämpöpumppu 1.
LP02	maalämpöpumppu 2.
LVV01	lämminvesivaraaja 1 (käyttövesi).
LVV02	lämminvesivaraaja 2 (lämmitysjärjestelmät).
lv	lämmin käyttövesi.
lvk	lämpimän käyttöveden kierto.

## 1 Johdanto

Tutkimuskohteena on Lanssikatu 3–5, joka on Lahdessa sijaitseva asuinkerrostalo. Lanssikatu 3–5 koostuu kahdesta rakennuksesta: talo A ja talo B. Kiinteistön omistaa Lahden Talot Oy, joka on Lahden kaupungin omistama vuokra-asuntoyhtiö. Lahden Talot toimii sekä asuntojen rakennuttajana että vuokraajana [1].

Rakennusten laajuustiedot ovat:

Kokonaisala: 2091 m<sup>2</sup> (Lanssikatu 3), 2059 m<sup>2</sup> (Lanssikatu 5)

Huoneistoala: 1736 m<sup>2</sup> (Lanssikatu 3), 1699 m<sup>2</sup> (Lanssikatu 5)

Asuntojen lukumäärä: 56

Asunnot:

1 h+kk+p	33 m <sup>2</sup>	1 kpl
2 h+kk+p	38–50 m <sup>2</sup>	37 kpl
3 h+k+p	65,5–66,5 m <sup>2</sup>	8 kpl
Tupak+alkovi+p	31,5 m <sup>2</sup>	10 kpl

Opinnäytetyö liittyy RYM Oy:n SHOK-tutkimuksiin, joissa keskitytään rakennutetun ympäristön tutkimustoimintaan. RYM Oy on kiinteistö- ja rakennusalan pääomasijoitusyhtiö, jossa on 53 osakasta, joihin myös Lahden kaupunki ja Metropolia Ammattikorkeakoulu lukeutuvat. RYM Oy:n SHOK-tutkimusohjelmissa tavoitteena on tutkimus- ja yritystoiminnan lähentäminen ja näin ollen tutkimustulosten nopeampi hyödyntäminen rakennetun ympäristön tuotannossa ja ylläpidossa. [2.]

Tässä opinnäytetyössä kuvattu tutkimus kuuluu RYM Oy:n Sisäympäristö-ohjelmaan, jonka sisällä työpakettiin 2. ”Sisäympäristön energiatehokas hallinta”. Tässä työpaketissa veturiyrityksenä toimii Schneider Electric, joka on toimittanut tutkimuksen kohteina olevien asuinkerrostalojen kaikki automaatiojärjestelmät. Työpaketin toisena tavoitteena on pyrkiä löytämään ratkaisuja hyvän ja viihtyisän sisäympäristön luomiseen ja ylläpitoon energiatehokkuusvaatimusten tiukentuessa. [3.]

Lanssikatu 3–5 on valmistunut vuonna 2011 ollen rakennusajankohtansa mukainen matalaenergiarakennus, jossa energialähteiden ja rakenteiden valintaan on kiinnitetty erityistä huomiota [4]. Lämmitysenergianlähteenä on maalämpö, tarvittava lisälämpö saadaan sähköstä. B-talon katolle on asennettu myös aurinkokeräimiä. Rakennukses-

sa on runsaasti automaatiopisteitä, joiden avulla voidaan seurata ja säätää LVI-järjestelmien toimintaa. Automaatiojärjestelmästä saadaan tietoja muun muassa eri lämpötiloista sekä kojeiden ja laitteiden toiminta-ajoista ja -tavoista. Näiden tietojen lisäksi käytettävissä oli Metropolia Ammattikorkeakoulun aiemmin suorittamien mittauksien tulokset. Mittauksia oli tehty muun muassa asuntojen sisäilmaston olosuhteista sekä LVI-järjestelmien toimintalämpötiloista lämmönjakohuoneessa. [6.] Vastaavia maalämpöpumpuista energiaa ottavia asuinkerrostaloja on Suomessa rakennettu vasta muutama viime vuosina. Maalämmön ja -jäähdytyksen käytöstä asuinkerrostaloissa on tehnyt laskelmia muun muassa VTT [5]. Varsinaista käytön aikaista seurantaa valmistuneista kohteista on saatavilla niukasti [6].

Opinnäytetyön varsinaisena tavoitteena on tutkia lämpöpumpun ja maalämmön toimintaa. Toiminnan tutkimisessa keskityttiin lv:n (lämpimän käyttöveden) tuottamiseen ja vaihtoehtoihin tuottamistapoihin. Tutkimuksessa käytettiin tutkimuskohteesta kerättyjä kulutustietoja, joilla vaihtoehtoisia järjestelmämalleja tarkasteltiin taulukkolaskennan avulla.

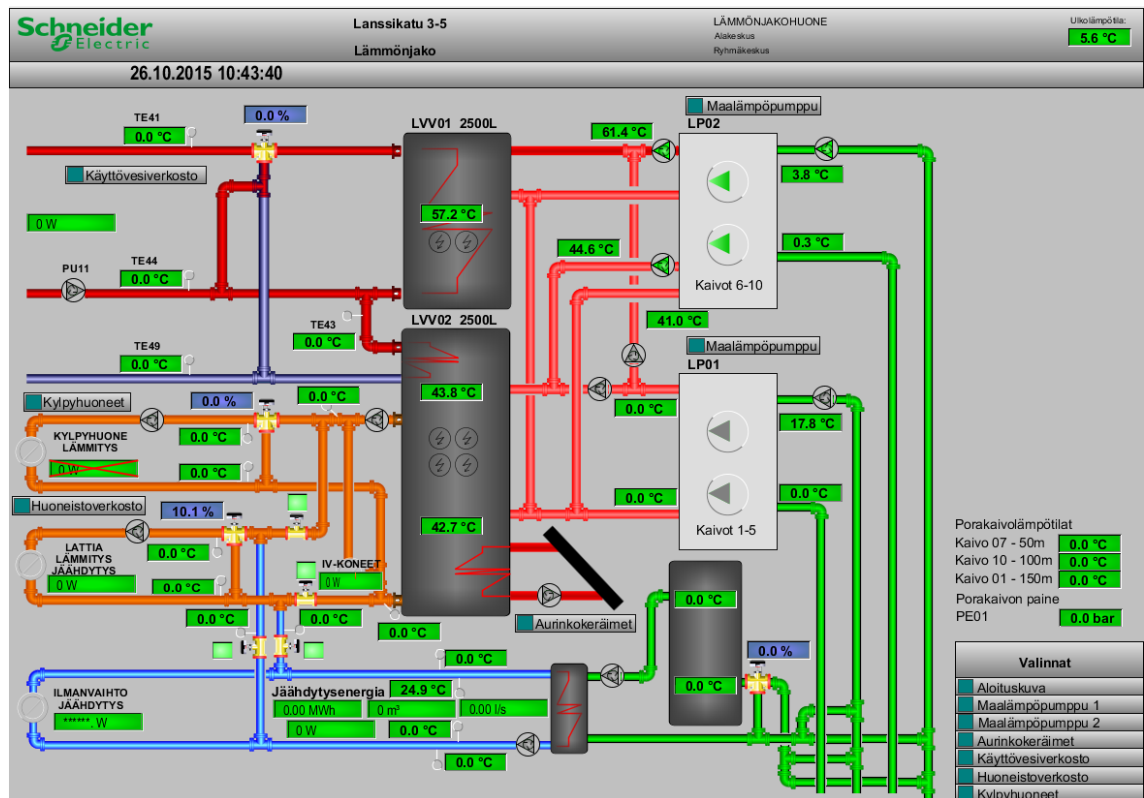
Maailmanlaajuisesti asuinrakennuksissa kulutetaan 16–50 % kokonaisenergiasta [7]. Tästä energiasta huomattava osa kulutetaan lv:n tuottamiseen. IEA HPP Annex 32-tutkimuksissa toteutettiin kahden vuoden ajan kenttämittauksia lämpöpumppujen toiminnasta sadalle vuonna 2006 rakennetulle talolle ja seitsemälle kymmenelle viidelle 1970–1990-luvuilla rakennetulle talolle. Mittaukset osoittivat käyttöveden osuudeksi 12–28 % koko lämmitysenergiasta [8]. Rakennusten lämpöhäviöiden vähetessä muodostaa käyttöveden osuus koko lämmitysenergiasta yhä suuremman osan. Asuinrakennusten osuus kaikesta kulutetusta lv:stä on 72 % [9].

Lanssikatun 3–5:n lämmönjakoa, ilmanvaihdon toimintaa ja asuntojen sisäilmaa on käsitellyt Tuomo Koskimaa opinnäytetyössään [10]. Kohteen lämmöntuotantojärjestelmien toimintaa ja niiden seurantaa on käsitellyt Paulus Huhtala opinnäytetyössään [6]. Tämä opinnäytetyö on jatkoa Lanssikatun 3–5:n tutkimuksille. Jo olemassa olevaa tutkimuksen pohjana käytettyä tietoa ei esitellä seikkaperäisesti, vaan niihin voi tutustua aiemmista opinnäytetöistä.

## 2 Lanssikatku 3–5:n lämmöntuotantojärjestelmä

### 2.1 Rakennusten lämmitysjärjestelmä

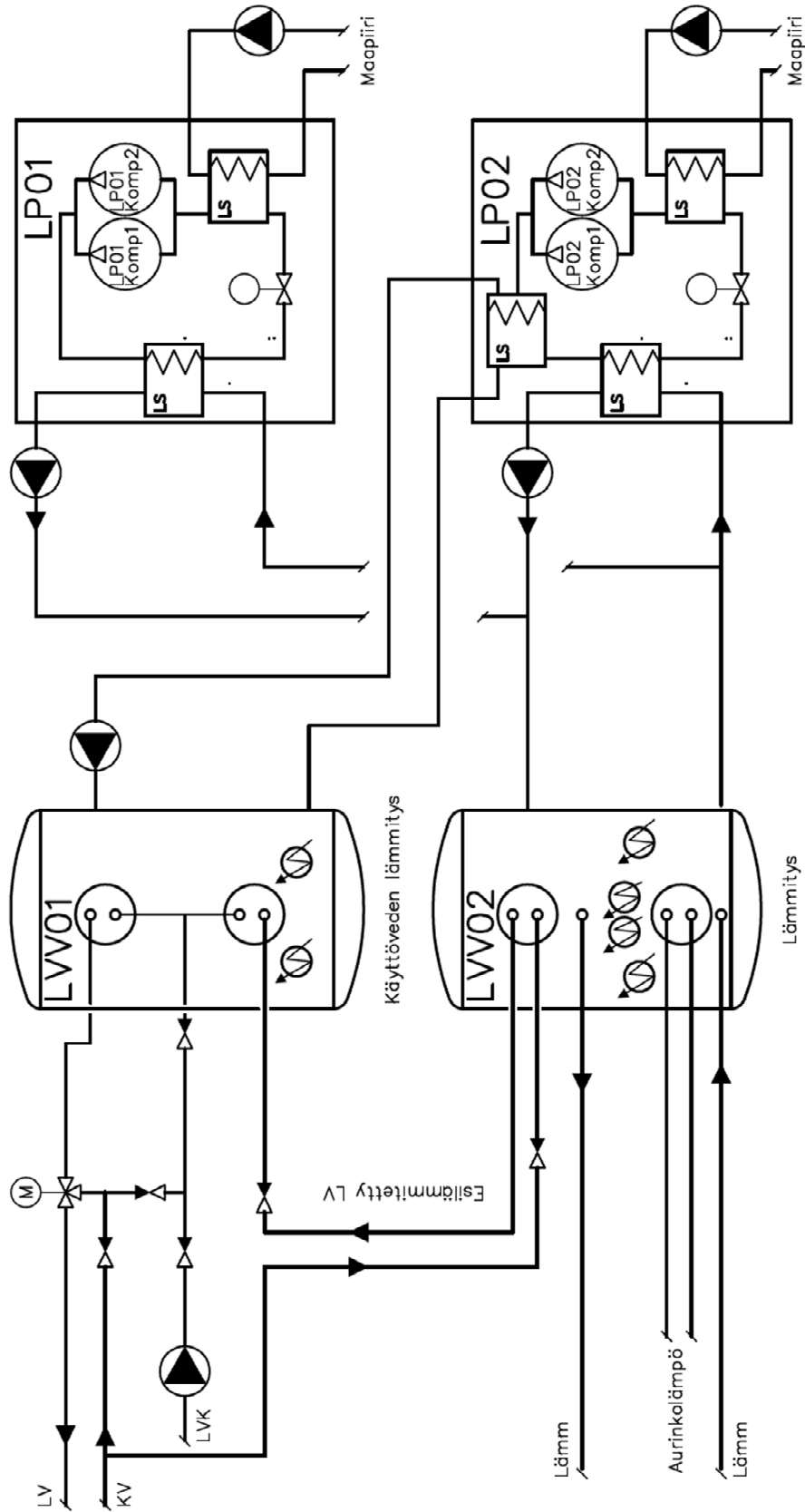
Lanssikatku 3–5:n lämmitysjärjestelmän rakennetta ja toimintaa tutkittiin kohteen suunnitelmista, jo tehdyistä opinnäytetöistä, rakennusautomaation valvomosta sekä paikalla havainnoimalla. Järjestelmä on monimutkainen, eikä siitä ollut saatavilla kattavaa toimintakaaviota toimintaselostuksineen. Liitteenä oleva kaavio piirrettiin ja toiminnankuvaukset luotiin käytettävissä olevilla tiedoilla, jotta järjestelmä olisi helpompi hahmottaa kokonaisuudessaan. Järjestelmää ohjataan, säädetään ja valvotaan Schneider Electricin TAC Vista-rakennusautomaatiojärjestelmällä, jonka valvomonäkymä on esitetty kuvassa 1.



Kuva 1. Lämmitysjärjestelmän valvomonäkymä.

## 2.2 Lämpöpumppujärjestelmä

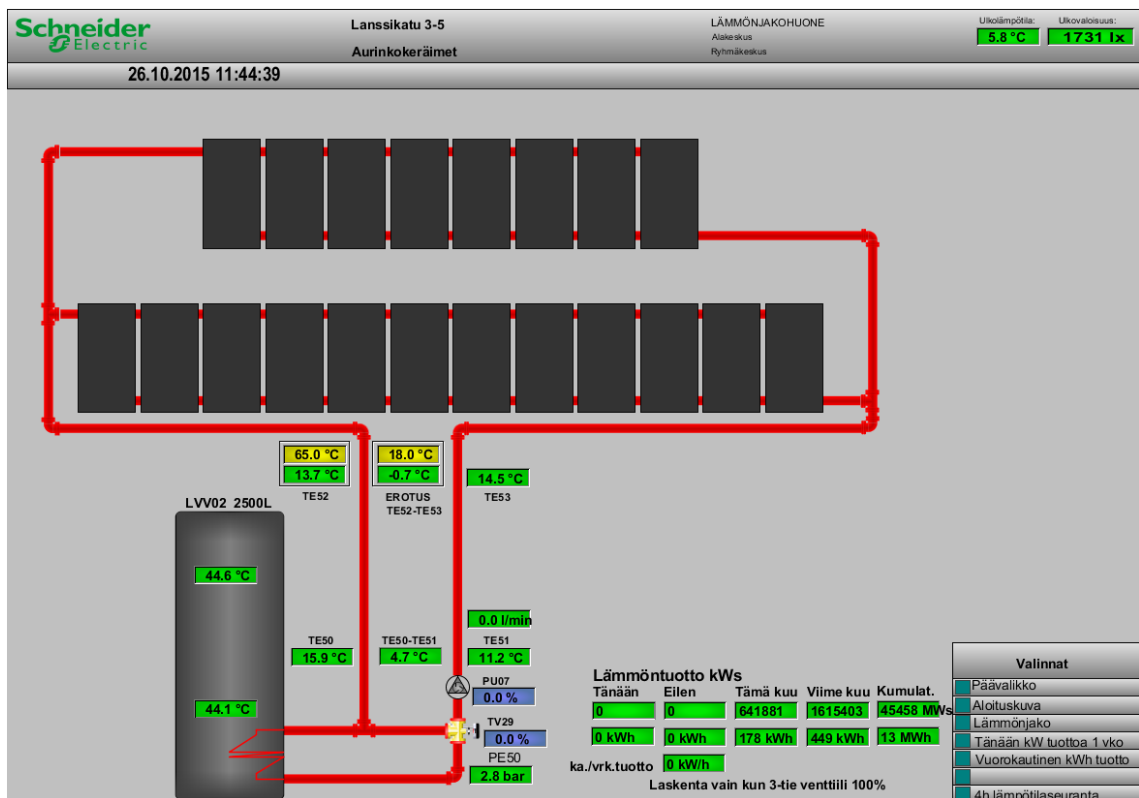
Rakennusten lämmitysjärjestelmien lämpö tuotetaan kahdella maalämpöpumpulla, LP01 ja LP02, joiden yhteinen lämmitysteho on 116 kW. Järjestelmässä on yhteensä 10 kappaletta noin 200 metriä syviä porakaivoja. Molemmissa lämpöpumpuissa on kaksi scroll-kompressoria, joita käynnistetään ja pysäytetään niin, että lämmitysvaraajan LVV02 asetustilaa saavutetaan. Kompressorien käyntiinlähtövuoroja ohjataan niin, että se kompressori, jolla on vähiten käyttötunteja käynnistyy ensin. Lämmitysvaraajan LVV02 asetustilana pidetään lämmityspiirien tarvitsemaa korkeinta lämpötilaa lisättynä kahdella asteella. Jos LVV02:n asetustilaa ei saavuteta kaikkien kompressorien ollessa käynnissä, käynnistetään varaajan sähkövastuksia LVV02-SV01...SV04 niin, että asetustilaa saavutetaan. Varaajalta LVV02 lähtevä päälämmitysverkosto palvelee sekoitusryhmiä, joita on kullakin ilmanvaihtokoneella oman sa sekä erilliset sekoitusryhmät kylpyhuoneiden ja muiden tilojen lattialämmityksille. Muiden tilojen lattialämmityksen sekoitusryhmää säädetään optimointiohjelmalla, joka tarkkailee lattialämmityspiirien venttiilien aukioloasentoa ja säätää niiden perusteella lattialämmityksen menoveden mahdollisimman alhaiseksi. Lanssikatu 3–5:n lämpöpumppujärjestelmä on esitetty yksinkertaistettuna kuvassa 2, koko järjestelmä on esitetty liitteessä 1.



Kuva 2. Lanssikatu 3–5:n lämpöpumpputjärjestelmä yksinkertaistettuna.

## 2.3 Aurinkolämpö

B-rakennuksen katolla on 20 kappaletta noin 2 m<sup>2</sup>:n kokoisia aurinkokeräimiä, jotka on kytketty rinnan. Keräimistä siirretään lämpöä lämmitysvaraajaan LVV02. Aurinkolämpöjärjestelmän valvomonäkymä on esitetty kuvassa 3. Järjestelmä alkaa toimia, kun valoisuusanturin mittausta ylittää 4 000 luksia, jolloin pumppu lähtee käyntiin viideksi minuutiksi. Järjestelmän moottoriventtiili ei päästä liuosta varaajan kierukalle vaan kierättää liuosta putkistossa mitaten, nouseeko liuoksen lämpötila korkeammaksi kuin lämmitysvaraajan LVV02 lämpötila. Pumppu pysäytetään, jos liuoksen lämpötila ei nouse riittävästi viiden minuutin kuluessa. Ohjelma käynnistetään uudesta viidentoista minuutin kuluttua, mikäli valoisuusanturin mittausta edelleen ylittää asetusarvon. Jos liuoksen lämpötila nousee korkeammaksi kuin lämmitysvaraajan LVV02 asetusarvo, avautuu moottoriventtiili päästämään liuosta varaajan LVV02 lämmityskierukkaan. Silloin liuosvirtaamaa säädetään vaihteeltaisesti keräimiltä tulevan liuoslämpötilan tai keräimien yli olevan liuoslämpötilaeron mukaan.

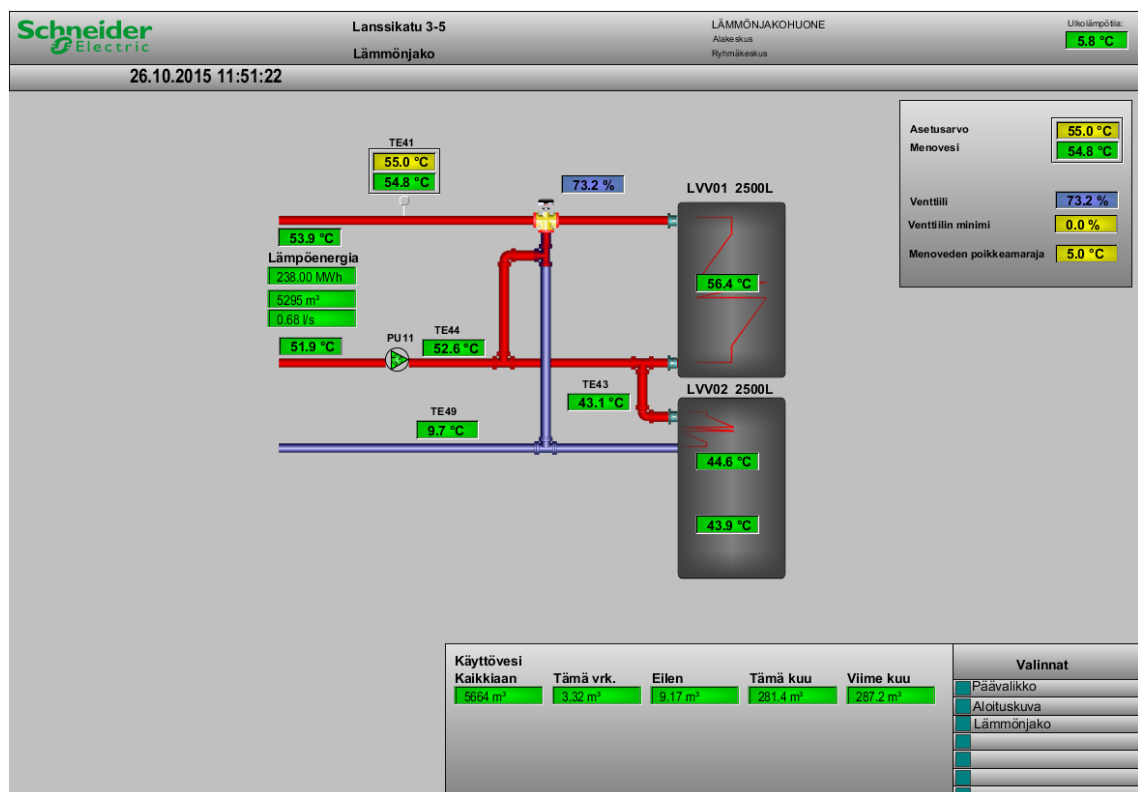


Kuva 3. Aurinkolämpöjärjestelmän valvomonäkymä.

## 2.4 Lämpimän käyttöveden tuotanto

Lämmitysjärjestelmän vähäinen kyky tuottaa lämmintä käyttövettä lämpöpumpuilla oli havaittu jo aiemmassa opinnäytetyössä [6, s. 31]. Tästä johtuen siihen kiinnitettiin erityistä huomiota. Kuvassa 4 on esitetty käyttöveden lämmityksen valvomonäkymä.

Lämmin käyttövesi esilämmitetään lämmitysvaraajan LVV02 esilämmityskierukassa. Lämmin käyttövesi lämmitetään lopulliseen lämpötilaan lv:n varaaja LVV01:n kahdessa kierukassa, joista toinen sijaitsee varaajan alaosassa ja toinen yläosassa. Lämpimän käyttöveden varaajaan LVV01 tuotetaan lämpöä lämpöpumpun LP02 tulistuslämmönsiirtimellä sekä kahdella sähkövastuksella. Mikäli varaajan LVV01 ylemmältä kierukalta verkostoon lähtevän lv:n lämpötila ylittää asetusravon, aukeaa kolmitieventtiili sekoittamalla kylmää käyttövettä sekä lv:n (lämpimän käyttöveden kierron) paluuvettä varaajalta tulevaan lv:een siten, että kulutukseen lähtevän lv:n lämpötila pysyy asetusravossaan.



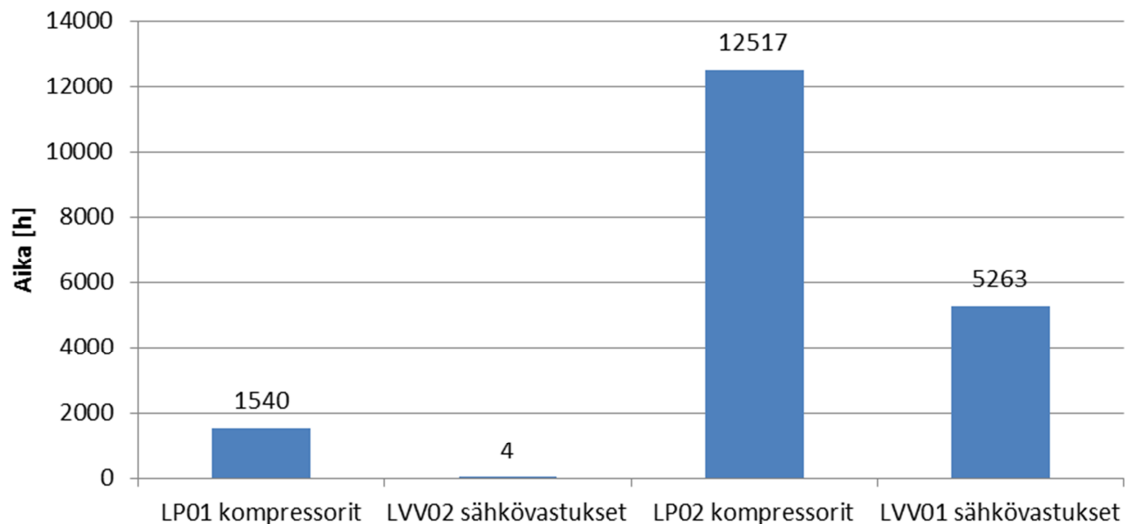
Kuva 4. Käyttöveden lämmityksen valvomonäkymä.

Rakennusautomaation valvomosta tutkittiin vesivaraajien sähkövastusten ja lämpöpumppujen käyntiaikatietoja runsaan vuoden ajalta. Lämpöpumppujen kompressorien käynnistä oli saatavilla tietoa 5 minuutin välein ja sähkövastusten käynnistä vuorokautiset käyntiajat. Taulukosta 1 ja kuvasta 5 voidaan havaita, että tulistuslämmönsiirtimellä

varustetun lämpöpumpun LP02 käyntimäärät ovat suuria ja LVV01:n sähkövastukset LVV01-SV01 ja LVV01-SV02 usein päällä.

Taulukko 1. Lämpöpumppujen ja sähkövastusten käyntitunnit.

Käyntiajat 19.4.2014-3.5.2015 [Jakso 9120 h]									
LP01 kompressorit			LP01 sähkövastukset		LP02 kompressorit			LP02 sähkövastukset	
Kompr. 1	769 [h]		LVV02-SV01	1 [h]	Kompr. 1	6257 [h]	LVV01-SV01	3017 [h]	
Kompr. 2	770 [h]		LVV02-SV02	1 [h]	Kompr. 2	6260 [h]	LVV01-SV02	2246 [h]	
			LVV02-SV03	1 [h]					
			LVV02-SV04	1 [h]					
Summa	1540 [h]		Summa	4 [h]	Summa	12517 [h]	Summa	5263 [h]	



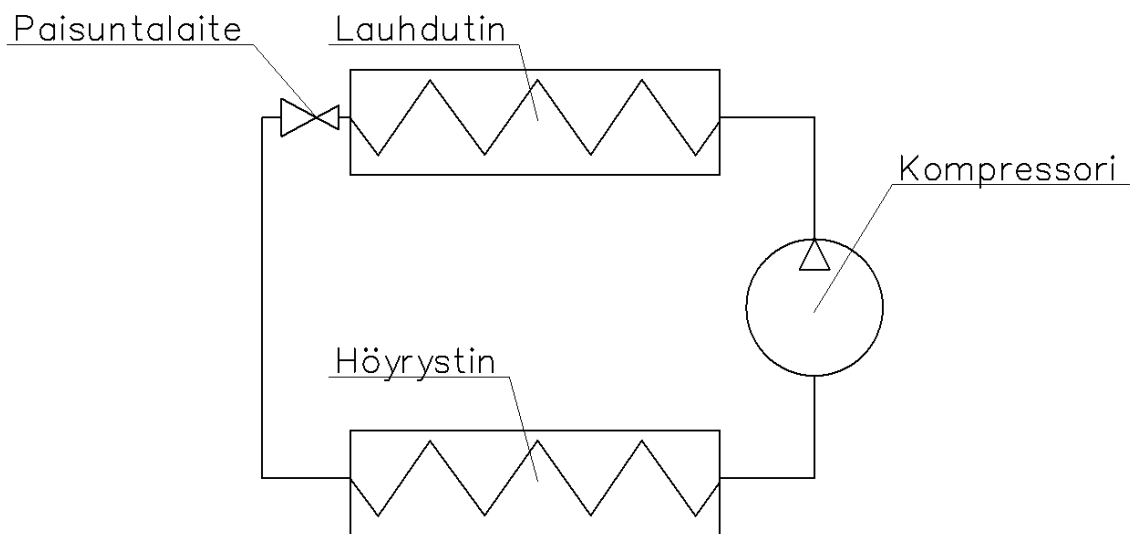
Kuva 5. Lämpöpumppujen ja sähkövastusten käyntitunnit

Kun lv:lle on tarvetta, käynnistyy LP02 ensin huolimatta vuorotteluohjelman mukaisesta käyntivuorosta, mikä johtaa lämpöpumpun suureen käyntimäärään. LP02 on ollut lähes aina päällä, kun lämmitystarvetta on ollut, ja siten se on tuottanut tulistuslämpöä lv:n lämmittämiseen. Tästä huolimatta LVV01:n sähkövastukset ovat olleet paljon käytössä. Sähkövastusten suuri käyttömäärä johtuu tulistuslämmön riittämättömyydestä [6, s. 33]. Havaintojen perustella voidaan todeta, että järjestelmän kyky tuottaa lv:tä ilman sähkövastuksia on edelleen heikko.

### 3 Kylmäprosessi

#### 3.1 Lämpöpumpun toiminta

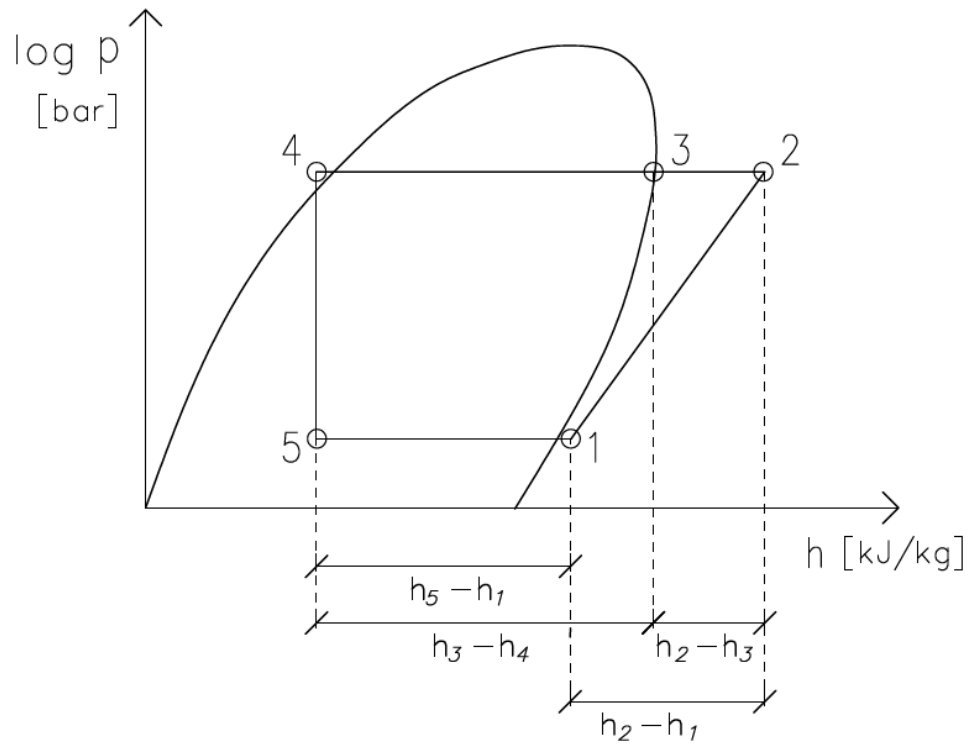
Lämpöpumpun toiminta perustuu faasimuutokselliseen kylmäaineen kiertoprosessiin, jossa hyödynnetään kylmäaineen sitomaa lämpöä. Sidottu lämpö luovutetaan toiseen ympäristöön lauhtumalla. Lämpöpumpun kylmäainekoneisto on kuvattu kuvassa 6. Koneisto koostuu höyrystimestä, kompressorista, lauhtuttimesta sekä paisuntalaitteesta [11, s. 10].



Kuva 6. Kylmäainekoneisto.

Kiertoprosessissa kylmäaine on höyrystimessä ympäristöä matalammassa lämpötilassa ja höyrystyy sitoen lämpöä. Höyrystynyt kylmäaine puristetaan kompressorilla korkeaan paineeseen, jolloin höyryn lämpötila nousee. Korkeassa paineessa oleva kuuma kylmäaine kulkeutuu puristuksen voimalla lauhtuttimeen. Lauhtuttimessa olevan kylmäaineen lämpötila on korkeampi kuin ympäristön lämpötila, jolloin se luovuttaa lämpöä ympäristöön ja nesteytyy. Paisuntalaite päästää lauhtuneen kylmäaineen höyrystimen paineeseen, jolloin osa kylmäaineesta höyrystyy, mikä pudottaa kylmäaineen lämpötilan ympäristöä matalammaksi ja kierto alkaa uudelleen. [11, s. 10.]

Kylmäaineen teoreettinen kiertoprosessi on kuvattu log p, h -tilapiirroksessa kuvassa 7. Kuvan prosessi on ideaalinen, eikä siten sisällä kiertoprosessin häviöitä.



Kuva 7. Teoreettinen kylmäprosessi.

Kylmäprosessin vaiheet kuvassa ovat

- 1–2 Isentrooppinen puristus, kompressorin tekemä työ kylmäaineeseen  $h_2-h_1$ .
- 2–3 Tulistuksen jäähtyminen lauhduttimessa tai erillisessä tulistuksen poistolämmönsiirtimessä. Poistettava lämpö  $h_2-h_3$ .
- 3–4 Lauhdutus lauhduttimessa vakiopaineessa. Poistettava lämpö  $h_3-h_4$ .
- 4–5 Paineen alennus paisuntalaitteessa, jolloin neste alkaa höyrystyä
- 5–1 Seoksen höyrystyminen kyläiseksi höyryksi, sitoutuva lämpö  $h_5-h_1$ .

### 3.2 Lämpöpumpun lämpökerroin

Ideaalisessa Carnot'n kiertoprosessissa höyrystyminen ja lauhtuminen eli lämmön tuonti ja poisto systeemissä tapahtuvat vakiolämpötiloissa ja kokonaan kylläisen höyryn alueella. Tämän teoreettisen kierron lämpökerroin lasketaan kaavalla 1 [12, s. 70].

$$\varepsilon_c = \frac{T_l}{T_l - T_h} \quad (1)$$

$\varepsilon_c$  on Carnot-lämpökerroin

$T_l$  on lauhtumislämpötila, K

$T_h$  on höyrystymislämpötila, K.

Todellisessa prosessissa syntyy kuitenkin häviöitä, jotka muuttavat kiertoa ja huonontavat lämpökerrointa.

Todellisen lämpöpumpppuolosuhteen lämpökerroin voidaan laskea kaavalla 2 [12, s. 71].

$$\text{COP}(\varepsilon) = \frac{Q_l}{W_k} = \eta_{ka} \cdot \eta_{is} \cdot \eta_{mek} \cdot \eta_{moot} \cdot \varepsilon_c \quad (2)$$

$\text{COP}(\varepsilon)$  on todellisen lämpöpumpppuolosuhteen lämpökerroin

$Q_l$  on lauhtuttimen luovuttama lämpö, kWh

$W_k$  on kompressorin tekemä työ, kWh

$\eta_{ka}$  on kiertoaineen termodynaaminen hyötysuhde

$\eta_{is}$  on isentrooppinen hyötysuhde

$\eta_{mek}$  on kompressorin mekaaninen hyötysuhde

$\eta_{moot}$  on käyttömoottorin hyötysuhde välityksineen

$\varepsilon_c$  on Carnot-lämpökerroin.

Kaavan 2 termeistä  $\eta_{ka}$ ,  $\eta_{is}$  ja  $\varepsilon_c$  heikkenevät lauhtumis- ja höyrystymislämpötilan erotuksen kasvaessa. Kompressorin mekaaninen  $\eta_{mek}$  ja käyttömoottorin hyötysuhde  $\eta_{moot}$  riippuvat laitteiden rakenteista. [11, s. 13; 12, s. 71.]

Lämpöpumpun lämpökertoimen muodostumista tutkittiin myös Kylmätekniikka-kirjassa esitetyn, todellista kylmäprosessia kuvaavan kuvaajan [12, s. 143] mukaisesti laitevalmistajan kompressorimitoitushjelmalla. Ohjelmaan syötettiin höyrystymislämpötilaksi – 15 °C, lauhtumislämpötilaksi 30 °C, alijäähtymiseksi 0 K, tulistumiseksi 5 K ja jäähdytystehoksi 18 kW, jolloin ohjelma ehdotti parhaiten annettuun toimintapisteeseen sopi-

vaa kompressoria. Valitun kompressorin ominaisuuksia tutkittiin eri toimintapisteissä ohjelmassa oleviin raja-arvoihin asti. Valitussa kompressorityypissä käyttöalueeksi huomattiin höyrystymislämpötilassa  $-18...+12,5\text{ °C}$  ja lauhtumislämpötilassa  $+27...+65\text{ °C}$ , kuten taulukosta 2 ja 3 voidaan havaita. Taulukossa ensimmäinen raja-arvon ulkopuolinen lämpötila on merkitty lyhenteellä N/A. Taulukoissa 2 on esitetty kompressorin ottotehon muuttuminen lauhtumis- ja höyrystymislämpötilojen mukaan ja taulukossa 3 saadun jäähdytystehon muuttuminen lauhtumis- ja höyrystymislämpötilojen muutosten mukaan.

Taulukko 2. Kompressorin ottotehon muuttuminen.

		Lauhtumislämpötila [°C]										
		25	27	30	35	40	45	50	55	60	65	66
Höyrystymislämpötila [°C]	-18	N/A	5,57	5,99	6,74	7,56	8,45	N/A				
	-15	N/A	5,58	6,01	6,78	7,62	8,54	N/A	N/A			
	-10	N/A	5,58	6,02	6,81	7,68	8,64	9,7	N/A			
	-5	N/A	5,57	6,01	6,81	7,7	8,69	9,79	11,02	N/A		
	0	N/A	5,56	6	6,8	7,69	8,7	9,84	11,11	12,53	14,13	N/A
	5	N/A	5,56	5,99	6,78	7,68	8,7	9,85	11,14	12,59	14,22	N/A
	10	N/A	5,61	6,01	6,79	7,68	8,69	9,84	11,14	12,58	14,19	N/A
	12,5	N/A	5,64	6,04	6,8	7,68	8,69	9,84	11,13	12,56	14,14	N/A

Kompressorin ottoteho [kW]

Taulukko 3. Saadun jäähdytystehon muuttuminen.

		Lauhtumislämpötila [°C]										
		25	27	30	35	40	45	50	55	60	65	66
Höyrystymislämpötila [°C]	-18	N/A	16,46	15,82	14,74	13,64	12,52	N/A				
	-15	N/A	18,81	18,1	16,92	15,71	14,47	N/A				
	-10	N/A	23,3	22,4	21,1	19,63	18,18	16,7	N/A			
	-5	N/A	28,5	27,5	25,9	24,2	22,5	20,8	19,06	N/A		
	0	N/A	34,6	33,5	31,6	29,6	27,6	25,6	23,6	21,5	19,32	N/A
	5	N/A	41,7	40,4	38,1	35,9	33,6	31,2	28,8	26,4	23,9	N/A
	10	N/A	49,9	48,3	45,8	43,1	40,4	37,7	34,9	32,1	29,1	N/A
	12,5	N/A	54,4	52,8	50	47,1	44,3	41,3	38,3	35,2	32,1	N/A

Saadu jäähdytysteho [kW]

Saaduilla luvuilla laskettiin lämpökertoimet kullekin tilanteelle. Lämpökerroin lasketaan kaavalla 3 saadun jäähdytystehon ja kompressorin ottotehon osamääränä lisättyinä luvulla 1.

$$\varepsilon = \left( \frac{\dot{Q}_j}{P_k} \right) + 1 \quad (3)$$

$\varepsilon$  on lämpökerroin

$\dot{Q}_j$  on jäähdytysteho

$P_k$  on kompressorin ottoteho.

Kaavalla 3 saadut tulokset kullekin tilanteelle on esitetty taulukossa 4.

Taulukko 4. Lämpökertoimet.

		Lauhtumislämpötila [°C]								
		27	30	35	40	45	50	55	60	65
Höyrystyslämpötila [°C]	-18	3,96	3,64	3,19	2,80	2,48				
	-15	4,37	4,01	3,50	3,06	2,69				
	-10	5,18	4,72	4,10	3,56	3,10	2,72			
	-5	6,12	5,58	4,80	4,14	3,59	3,12	2,73		
	0	7,22	6,58	5,65	4,85	4,17	3,60	3,12	2,72	2,37
	5	8,50	7,74	6,62	5,67	4,86	4,17	3,59	3,10	2,68
	10	9,89	9,04	7,75	6,61	5,65	4,83	4,13	3,55	3,05
	12,5	10,65	9,74	8,35	7,13	6,10	5,20	4,44	3,80	3,27
			Lämpökerroin							

Kullekin lauhtumis- ja höyrystyslämpötilatilanteelle laskettiin lämpökertoimet myös Carnot'n kierron mukaisesti kaavalla 1. Lämpökertoimet on esitetty taulukossa 5.

Taulukko 5. Carnot-lämpökertoimet.

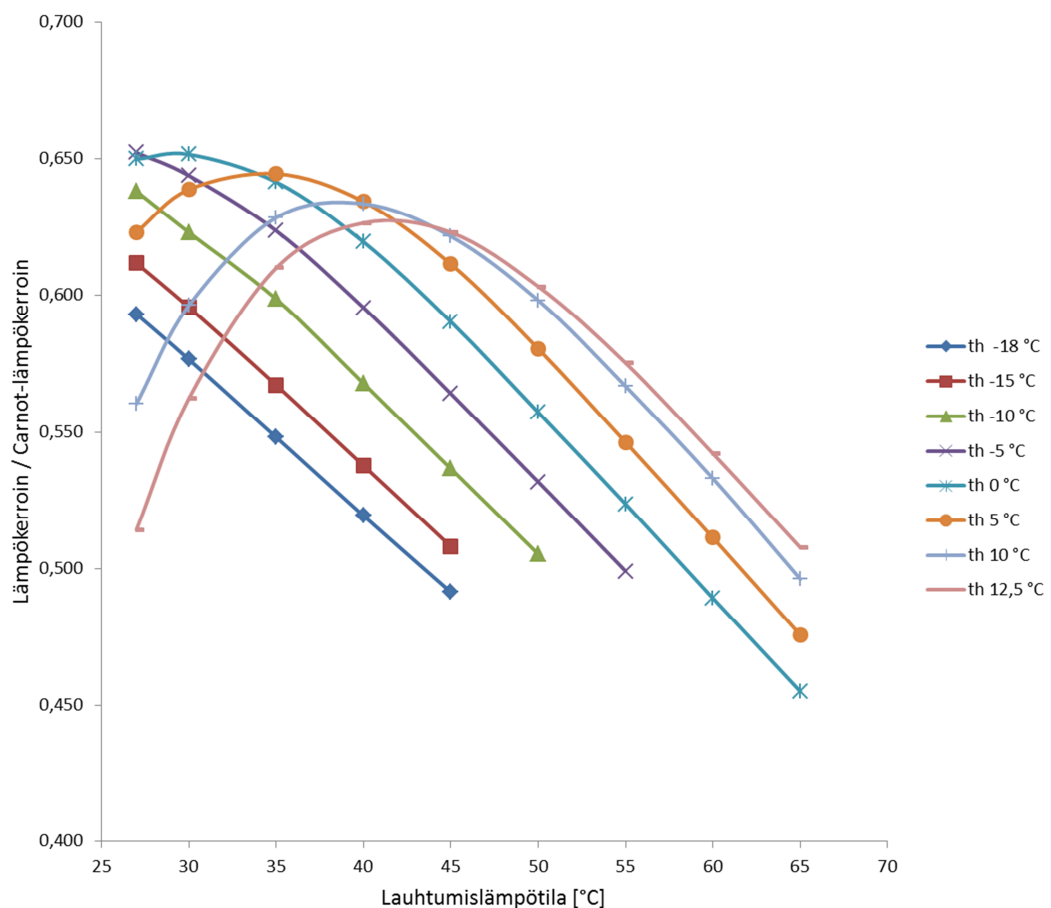
		Lauhtumislämpötila [°C]								
		27	30	35	40	45	50	55	60	65
Höyrystyslämpötila [°C]	-18	6,67	6,32	5,81	5,40	5,05				
	-15	7,15	6,74	6,16	5,69	5,30				
	-10	8,11	7,58	6,85	6,26	5,78	5,39			
	-5	9,38	8,66	7,70	6,96	6,36	5,88	5,47		
	0	11,12	10,11	8,80	7,83	7,07	6,46	5,97	5,55	5,20
	5	13,64	12,13	10,27	8,95	7,95	7,18	6,56	6,06	5,64
	10	17,66	15,16	12,33	10,44	9,09	8,08	7,29	6,66	6,15
	12,5	20,70	17,32	13,70	11,39	9,79	8,62	7,72	7,01	6,44
			Carnot-lämpökerroin							

Lämpökertoimista ja Carnot-lämpökertoimista laskettiin osamäärä, jolloin nähdään kuinka lähellä lämpökertoimet ovat ideaalikiertoa. Osamäärät on esitetty taulukossa 6. ja kuvassa 8.

Taulukko 6. Lämpökertoimien ja Carnot-lämpökertoimien osamäärät.

Höyrystyslämpötila [°C]	Lauhtumislämpötila [°C]								
	27	30	35	40	45	50	55	60	65
-18	0,593	0,577	0,548	0,519	0,491				
-15	0,612	0,595	0,567	0,538	0,508				
-10	0,638	0,623	0,598	0,568	0,537	0,505			
-5	0,652	0,644	0,623	0,595	0,564	0,532	0,499		
0	0,650	0,651	0,641	0,619	0,590	0,557	0,524	0,489	0,455
5	0,623	0,639	0,644	0,634	0,611	0,580	0,546	0,511	0,476
10	0,560	0,596	0,628	0,633	0,621	0,598	0,567	0,533	0,496
12,5	0,514	0,562	0,610	0,626	0,623	0,603	0,575	0,542	0,508

Lämpökerroin / Carnot-lämpökerroin



Kuva 8. Lämpökertoimien ja Carnot-lämpökertoimien osamäärien kuvaajat.

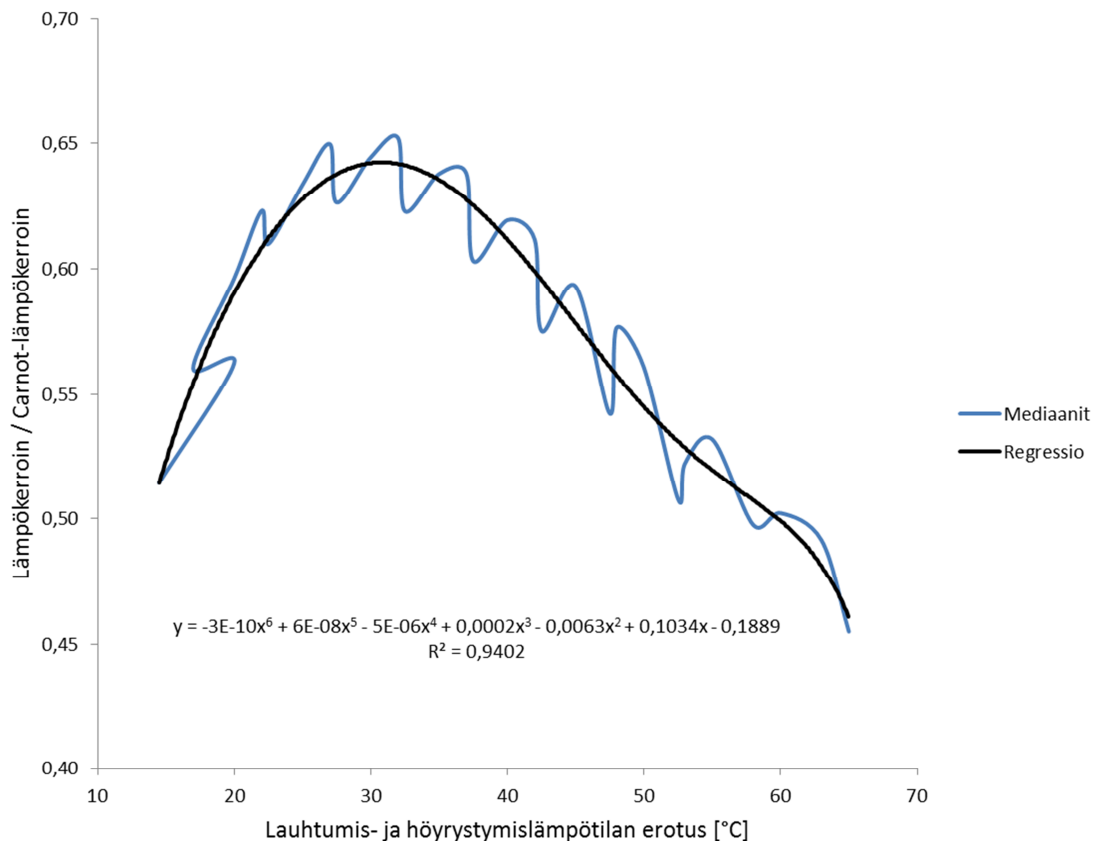
Kuvasta 8 voidaan havaita, että lämpökerroin lähestyy Carnot-lämpökerrointa, kun höyrystymis- ja lauhtumislämpötilat lähenevät toisiaan. Toisaalta höyrystymislämpötilojen 12,5 °C, 10 °C ja 5 °C käyristä havaitaan myös, että höyrystymis- ja lauhtumislämpötilojen erotuksen ollessa hyvin pieni alkaa lämpökerroin etääntyä Carnot-lämpökertoimesta. Tämän arveltiin johtuvan siitä, että laitteiden mekaaniset häviöt tulevat hallitseviksi, kun puristus on hyvin pieni. Ohjelman raja-arvot estivät pieneen höyrystymis- ja lauhtumislämpötilojen erotukseen pääsemisen muilla höyrystymislämpötiloilla. Havaintojen johdosta luotiin lämpökertoimien ja Carnot-lämpökertoimien osamäärästä taulukko 7, jossa lämpökertoimen ja Carnot-lämpökertoimen osamäärä esitetään höyrystymis- ja lauhtumislämpötilojen erotuksen kanssa.

Taulukko 7. Lämpökertoimien ja Carnot-lämpökertoimien osamäärät.

		Lauhtumislämpötila [°C]										
		27	30	35	40	45	50	55	60	65	Med	
Lauhtumis- ja höyrystymislämpötilan erotus [°C]	65										0,46	0,46
	63					0,49						0,49
	60					0,51	0,51	0,50	0,49			0,50
	58				0,51939						0,48	0,50
	55				0,53774	0,53663	0,53181	0,52364	0,51127			0,53
	53			0,55							0,50	0,52
	52,5										0,51	0,51
	50			0,57	0,57	0,56	0,56	0,55	0,53			0,56
	48		0,58									0,58
	47,5								0,54			0,54
	45	0,59	0,60	0,60	0,60	0,59	0,58	0,57				0,59
	42,5							0,58				0,58
	42	0,61										0,61
	40		0,62	0,62	0,62	0,61	0,60					0,62
	37,5						0,60					0,60
	37	0,64										0,64
	35		0,64	0,64	0,63	0,62						0,64
	32,5					0,62						0,62
	32	0,65										0,65
	30		0,65	0,64	0,63							0,64
	27,5				0,63							0,63
	27	0,65										0,65
	25		0,64	0,63								0,63
	22,5			0,61								0,61
22	0,62										0,62	
20		0,60									0,60	
17	0,56										0,56	
20		0,56									0,56	
14,5	0,51										0,51	

Lämpökerroin / Carnot-lämpökerroin

Taulukosta etsittiin lämpökertoimien ja Carnot-lämpökertoimien osamäärän muuttumista lauhtumis- ja höyrystymislämpötilan erotuksen muuttumisen mukaan. Asian havainnollistamiseksi laskettiin taulukkoon 7 mediaanit kullekin lauhtumis- ja höyrystymislämpötilan erotuksen lämpökertoimen ja Carnot-lämpökertoimen osamäärälle, jolloin tuloksista voitiin luoda kuvaaja, joka on esitetty kuvassa 9.



Kuva 9. Lämpökertoimien ja Carnot-lämpökertoimien osamäärien mediaanien kuvaaja lauhtumis- ja höyrystymislämpötilojen erotuksen suhteen.

Kuvaajan sahaavasta liikkeestä huolimatta voidaan kuvasta 9 havaita, että lämpökertoimen on lähimpänä Carnot-lämpökertoimista, kun lauhtumis- ja höyrystymislämpötilan erotus on noin 30 °C. Pisteestä molempiin suuntiin kuljettaessa lämpökertoimen etäännytty Carnot-lämpökertoimesta. Kuvaan lisättiin myös kuudennen asteen polynomisen regressiokäyrä kaavoineen kuvaamaan kompressorin toimintaa eri olosuhteissa. Selityksessä ollessa 0,94 voidaan kaavaa käyttää 94 %:n tarkkuudella sovitteena kuvaamaan tutkimuksen tulosta esimerkiksi taulukkolaskennassa. Varsinaista kompressorisovitetta tehdessä olisi kuitenkin syytä tutkia toimintaa pienemmällä lämpötilavälillä kuin nyt on käytetty.

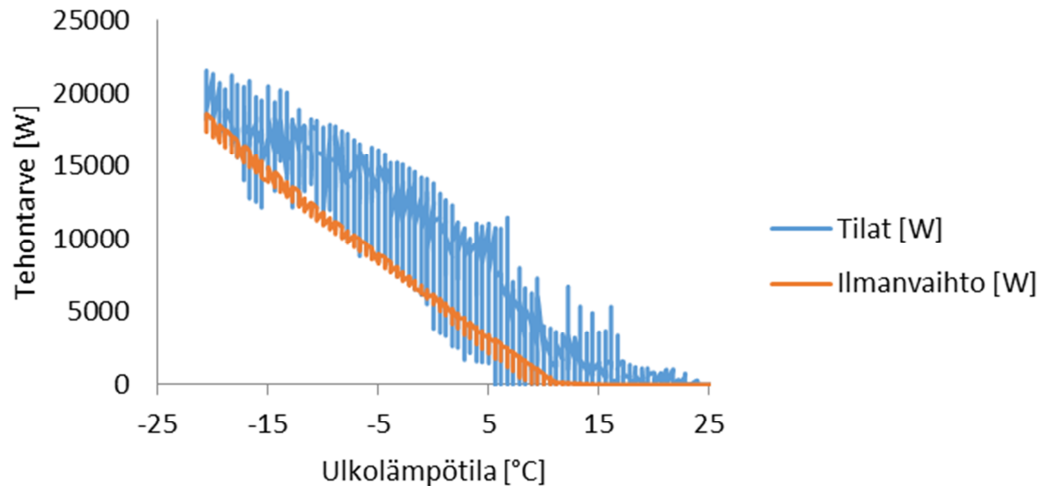
Threlkeld [13] on osoittanut kylmäprosessin termodynaamisessa analyysissään, että kompressorin työ lisääntyy lauhtumis- ja höyrystymislämpötilojen erotuksen lisääntyessä. Sekä tarkastelun että lähdeaineiston perusteella voidaan todeta, että pyrittäessä parhaimpaan lämpökertoimeen tulee lauhtumis- ja höyrystymislämpötilan erotuksen olla pieni. Toisaalta tarkastelu osoittaa, että kaavassa 2 esitetyissä hyötysuhteissa tapahtuu voimakasta heikkenemistä myös kun lauhtumis- ja höyrystymislämpötilan erotus on hyvin pieni, mikä on syytä ottaa huomioon järjestelmäsuunnittelussa ja laitevalinnassa.

## **4 Lanssikatu 3–5:n lämmitysenergia**

### **4.1 Lämmitystehontarve**

Lämpöpumpputarkasteluja varten määritettiin rakennuksen tilalämmityksen ja ilmanvaihdon lämmityksen tehontarpeet Lanssikatu 3–5:stä aiemmin luodun energiasimulointimallin avulla [10, s. 44].

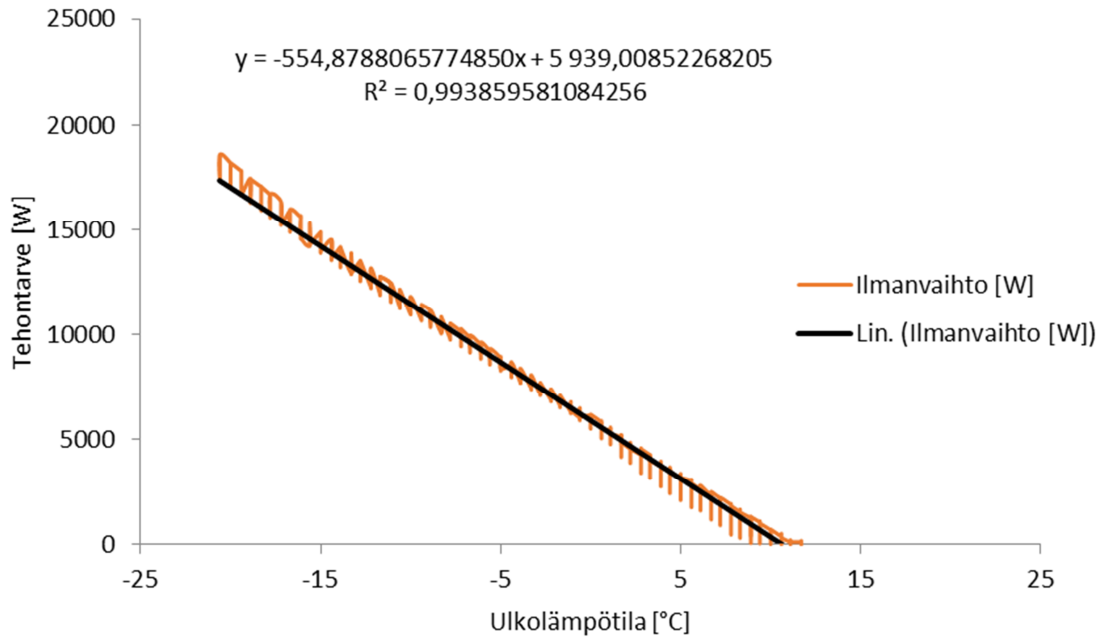
A-talon mallista tuotiin taulukkolaskentaohjelmaan vuotuinen lämmitystehontarve tilalämmitys- ja ilmanvaihtojärjestelmille tunneittain käyttäen Lahden säädataa. Tehontarpeet järjestettiin ulkolämpötilan mukaiseen nousevaan järjestykseen, jolloin voitiin luoda rakennukselle kuvassa 10 esitetty laskennallinen tehokuvaaja.



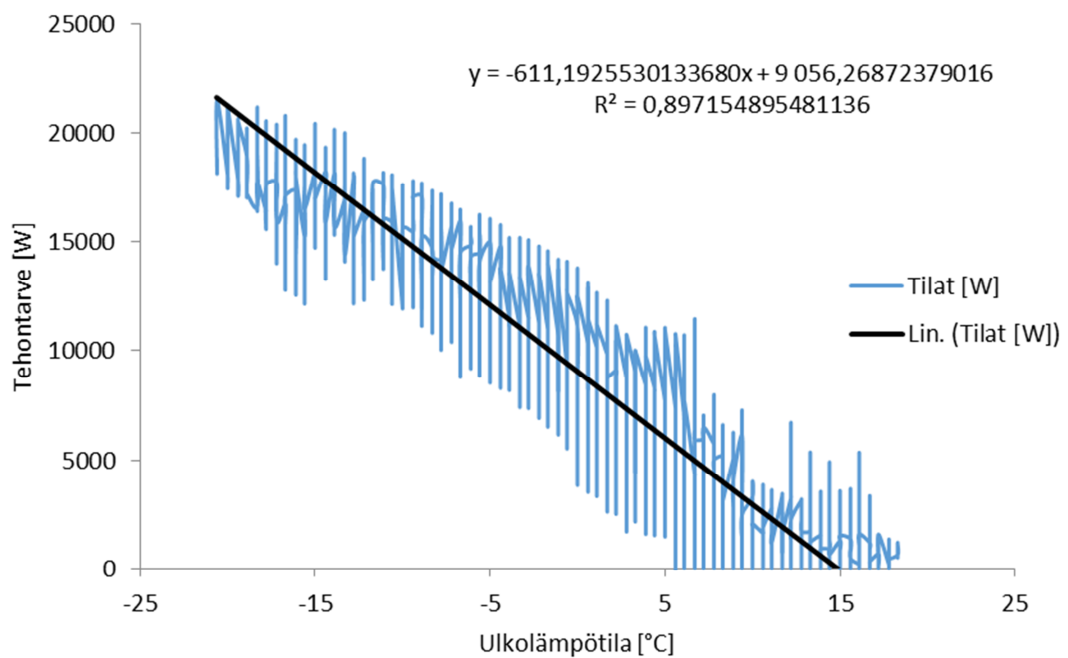
Kuva 10. Energiasimulointimallista luotu tehokuvaaja.

Kuvasta 10 voidaan havaita, että ilmanvaihdon lämmityksen tehontarve seuraa johdonmukaisesti ulkolämpötilaa. Tilalämmityksen tehontarve ulkolämpötiloittain seuraa ulkolämpötilaa myös, mutta vaihtelee huomattavasti. Energiasimulointimalli huomioi tilalämmityksen tehontarpeen laskennassa lämmön varastoitumisen ja purkautumisen rakenteissa, auringon vaikutuksen sekä ihmiset rakennuksen sisällä. Nämä tekijät muuttuvat kuukauden, vuorokaudenajan ja ulkoilman lämpötilamuutosten mukaan. Näin ollen esimerkiksi, kun kesäkuussa kello 3 yöllä ulkoilman lämpötila käy viidessä asteessa, on lämmityksen tehontarve nolla wattia, mutta samassa ulkolämpötilassa helmikuussa kello 19 illalla tehontarve on yksitoista kilowattia.

Jotta tietoa voitaisiin käyttää taulukkolaskentatarkasteluihin, luotiin tehokuvaajasta kuvissa 11 ja 12 esitetyt lineaariset tehontarpeen regressiosuorat ja niitä kuvastavat yhtälöt ilmanvaihdon ja tilalämmityksen tehontarpeelle.



Kuva 11. Ilmanvaihdon lämmityksen tehontarpeen regressiosuora.



Kuva 12. Tilälämmityksen tehontarpeen regressiosuora.

Regressiosuoran kaavassa ensimmäinen termi on kulmakerroin, joka ilmoittaa, kuinka paljon tehontarve muuttuu, kun ulkolämpötila muuttuu yhden asteen. Toinen termi on vakio-termi, joka tässä tapauksessa ilmoittaa tehontarpeen, kun ulkolämpötila on 0 °C.

Selitysaste  $R^2$  kuvaa, kuinka hyvin regressiosuora kuvastaa taulukkolaskentaan tuotuja tietoja. [14, s. 333.]

Tehokuvaajien yhtälöt 4 ja 5 vietiin taulukkolaskentaan, jossa niillä laskettiin rakennusten tilalämmityksen ja ilmanvaihdon yhteinen tehontarve ulkolämpötiloittain yhtälöllä 6.

$$\phi_{iv} = \beta_{1,iv} * t_u + \beta_{0,iv} \quad (4)$$

$$\phi_l = \beta_{1,l} * t_u + \beta_{0,l} \quad (5)$$

$$\phi_{liv} = (\phi_{iv} + \phi_l) * 2 \quad (6)$$

$\beta_0$  on vakiotermi

$\beta_1$  on kulmakerroin

$R^2$  on selitysaste

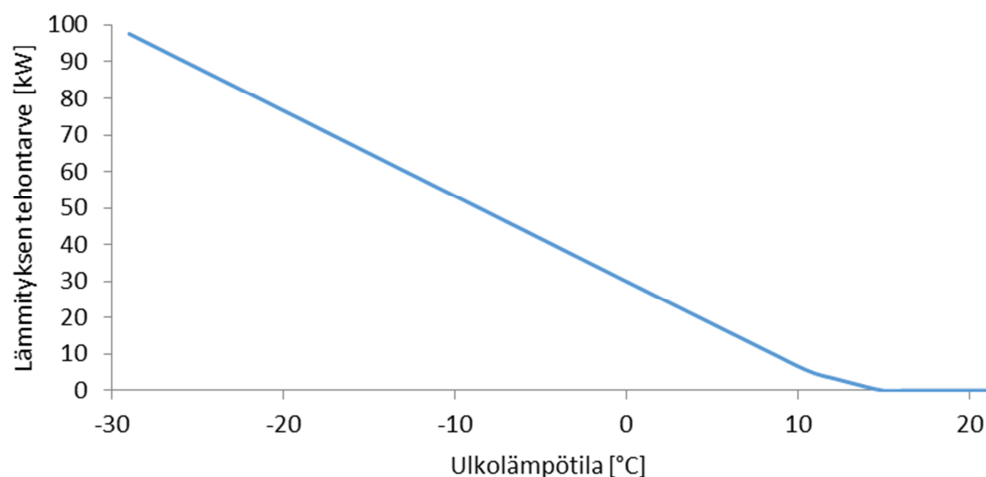
$T_u$  on ulkolämpötila

$\phi_{iv}$  on ilmanvaihdon tarvitsema teho  
ulkolämpötilassa  $t_u$  kW

$\phi_l$  on tilalämmityksen tarvitsema teho  
ulkolämpötilassa  $t_u$  kW

$\phi_{liv}$  on tilalämmityksen ja ilmanvaihdon tarvitsema teho  
ulkolämpötilassa  $t_u$  kW.

Yhtälöllä 6 saaduilla tuloksilla muodostettiin kuvan 13 rakennuksen lämmityksen tehontarvekäyrä.



Kuva 13. Rakennuksen lämmityksen tehontarvekäyrä.

Kuvasta 13 voidaan havaita, että lämpöpumput kattavat rakennusten lämmitystehontarpeen kokonaisuudessaan huolimatta suunnitellusta osatehomitoituksesta [6, s. 19]. Myös kuvassa 5 esitetyt lämmitysvaraajan LVV02 sähkövastusten vähäiset käyntitunnit tukevat havaintoa.

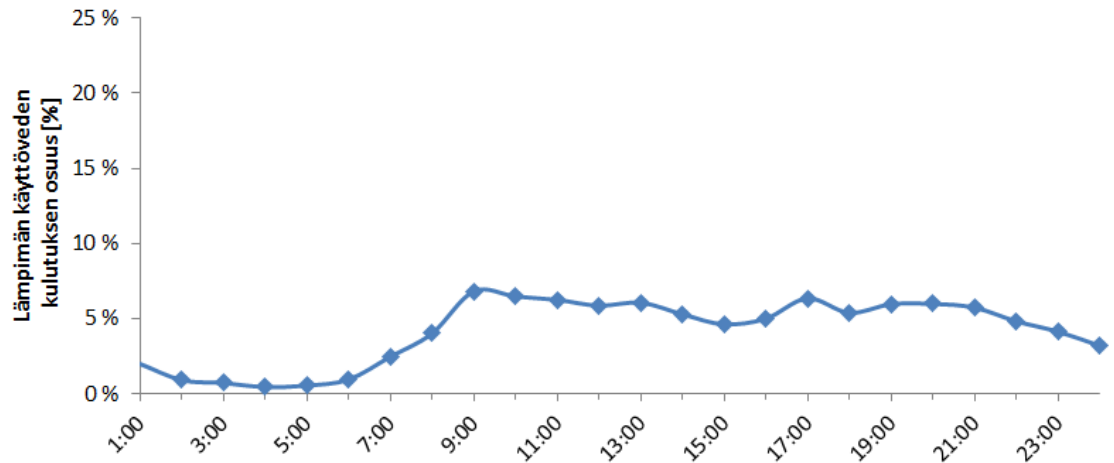
#### 4.2 Lämpimän käyttöveden kulutus

Rakennusten lv:n keskikulutus on määritelty prosentiosuutena kv:n (kylmän käyttöveden) kulutuksesta. Vuosittaisesta kulutuksesta lv:n osuus on ollut noin 37,5 % [6, s. 32]. Ahmed ym. [9, s. 85] Suomessa tehtyjen kenttätutkimusten perusteella lv:n osuus koko käyttöveden kulutuksesta vaihtelee välillä 35–41 % riippuen kuukaudesta, joten Lanssikatu 3–5:n lv:n kulutuksen suhdetta kylmän veden kulutukseen voidaan pitää tavanomaisena.

Rakennusautomaatiojärjestelmästä kerättiin käyttöveden kokonaiskulutus tunnin tarkkuudella ajanjaksoilta 25.2.2013–5.3.2013, 30.11.2014–10.1.2015 ja 3.7.2015–13.8.2015. Kulutustiedot laskettiin käyttöveden tuntikohtaisen kokonaiskulutuksen mukaan ja kerrottiin se lv:n vuosiosuudella. Vuorokautiseksi lv:n keskivirtaamaksi saatiin noin 150 dm<sup>3</sup>/h.

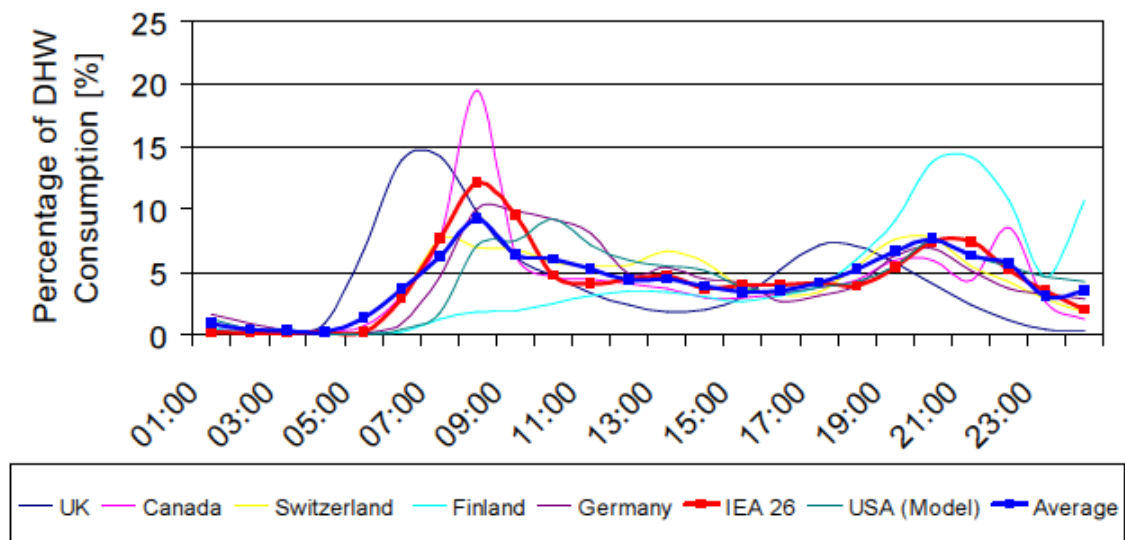
Suomessa tehtyjen kenttätutkimusten perusteella vuorokautinen lv:n keskimääräinen kulutus on 43 litraa vuorokaudessa henkilöä kohti [9, s. 85]. Tutkimuksessa seurattiin 182:aa asuntoa, joissa oli 379 asukasta, jolloin asukkaita huoneistoa kohden on noin kaksi. Jos Lanssikadun asukkaiden määrän huoneistoa kohden oletettaisiin samaksi, tulisi lv:n kulutukseksi mittaustietojen mukaisesti 30 litraa vuorokaudessa henkilöä kohti. Tämä on noin 30 % keskimääräistä alempi kulutus, mutta mahtuu tutkimuksessa esitettyyn vaihteluväliin 20–70 litraa vuorokaudessa henkilöä kohden [9, s. 1]. Myös teknologian tutkimuskeskus VTT Oy mittasi kuuden talon lv:n kulutukseksi 43 litraa vuorokaudessa henkilöä kohti osana Annex 42 tutkimuksia [15, s. 56]. Keskimääräistä pienemmän kulutuksen arvioitiin johtuvan huoneistokohtaisista kylmän ja lv:n mittauksista sekä lapsiperheiden vähyydestä talossa [16].

Syntyneistä tiedoista muodostettiin Lanssikatu 3–5:n päivittäinen lv:n kulutusprofiili, joka on esitetty kuvassa 14.



Kuva 14. Lämpimän käyttöveden kulutuksen jakautuminen vuorokauden tunneille.

Lämpimän käyttöveden kulutusprofiilia tuntitasolla on tutkittu muun muassa Annex 42- ja IEA/SHC Task 26 -tutkimuksissa [15, s. 55]. Kuvasta 14 voidaan havaita, että kaikissa kulutuskäyryissä on kulutuksen nousua tiettyinä vuorokauden aikoina. Useimpien maiden kulutuksen nousu ajoittuu sekä aamuun että iltaan. Suomen mittaustiedot ovat ainoat, jossa kulutuksen nousu ajoittuu ainoastaan iltaan. Kuvia 14 ja 15 vertailtaessa ei ole löydettävissä yhteyttä Lanssikatu 3–5:n kulutusprofiiliin ja aiempien tutkimusten kulutuskäyrien nousukohtien kanssa lukuun ottamatta yöaikaista kulutuksen vähene- mistä. Laskennan yksinkertaistamiseksi kulutuksen tasaisuuden perusteella päätettiin laskelmissa käyttää vakiovirtaamaa lv:n osalta.



Kuva 15. Annex 42- ja IEA/SHC Task 26 -mallien vertailu [15, s. 64].

### 4.3 Lämpimän käyttöveden tehontarve

Lämpimän veden tuotto tapahtuu esilämmittämällä kylmää vettä lämmitysvaraajan LVV02 kierukassa, jonka jälkeen loppulämmitys tehdään lv:n varaaja LVV01:n kierukoissa. Rakennusautomaatiosta kerättiin mittaustieto esilämmitetyn veden lämpötilasta minuuteittain noin kolmen kuukauden jaksolta 28.10.2014–30.1.2015. Lämpötilojen jakautuminen on esitetty taulukossa 8.

Taulukko 8. Esilämmitetyn käyttöveden lämpötilan mittaustiedot.

Esilämmitetyn käyttöveden lämpötila [°C]	
Korkein	51,4
Keskiarvo	35,1
Mediaani	34,7
10% fraktiili	31,5
5% fraktiili	30,3
1% fraktiili	25,7
Matalin	23,8

Taulukosta 8 voidaan havaita, että esilämmitetyn käyttöveden lämpötilan mittaustieto vaihtelee noin 28 astetta korkeimman ja matalimman arvon välillä. Vaihtelun oletettiin johtuvan johtumislämmöstä lämpötila-anturiin, kun lv:n kulutusta ei ole, tai se on vähäistä. Tarkasteluihin valittiin esilämmitetyn käyttöveden lämpötilaksi 35 °C, joka sijoittuu mediaani- ja keskiarvolämpötilojen välille.

Rakennusautomaatiosta kerättiin myös kylmän veden lämpötila tunneittain noin 14 kuukauden jaksolta 21.7.2013–10.9.2014. Mittausjaksolla kylmän veden lämpötilan keskiarvo oli 10,28 °C. Lämpimän käyttöveden esilämmitystehoksi tuli yhtälön 7 mukaisesti 4,38 kW.

$$\phi_{elv} = \frac{q_{lv} * c_p * (t_{kv} - t_{elv})}{3600} \quad (7)$$

$\phi_{elv}$  on esilämmitysteho, kW

$q_{lv}$  on veden keskivirtaama, l/s

$c_p$  on veden ominaislämpökapasiteetti,  $\sim 4,2 \frac{\text{kJ}}{(\text{K} * \text{kg})}$

$t_{kv}$  on kylmän veden lämpötila, °C

$t_{elv}$  on esilämmitetyn veden lämpötila, °C.

Rakennusautomaatiosta kerättiin mittaustieto lv:n lämpötilasta kymmenen minuutin välein jaksolta 7.3.2013–30.1.2015. Lämpimän käyttöveden keskilämpötila oli asetusarvon mukainen 55 °C. Loppulämmitystehoksi tuli yhtälön 8 mukaisesti 3,5 kW.

$$\phi_{llv} = \frac{q_{lv} * c_p * (t_{elv} - t_{lv})}{3600} \quad (8)$$

$\phi_{llv}$  on loppulämmitysteho, kW

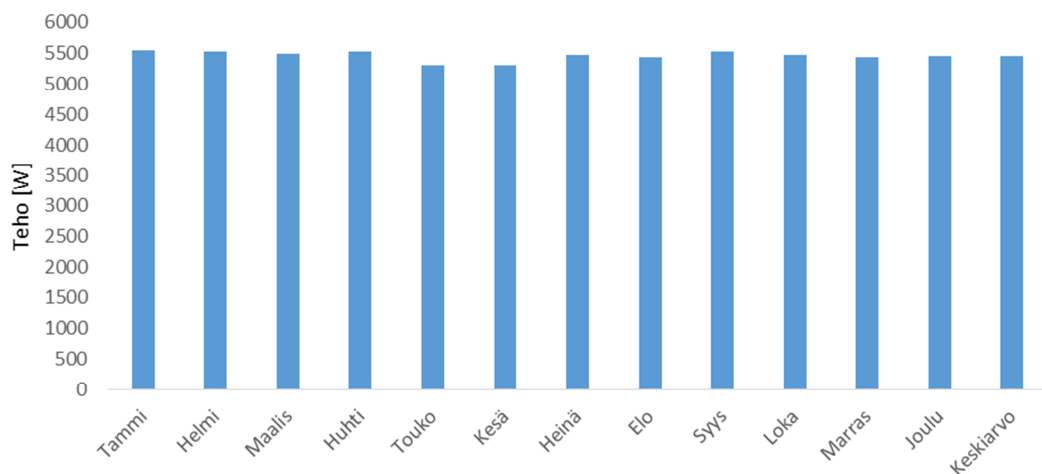
$q_{lv}$  on veden keskivirtaama, l/s

$c_p$  on veden ominaislämpökapasiteetti,  $\sim 4,2 \frac{\text{kJ}}{(\text{K} * \text{kg})}$

$t_{elv}$  on esilämmitetyn veden lämpötila, °C

$t_{lv}$  on lämpimän veden lämpötila, °C.

Rakennusautomaatiojärjestelmästä kerättiin mittaustietoa lvk:n lämpöhäviötehosta 10 minuutin välein vuoden ajalta, kuukausittaiset keskitehot on esitetty kuvassa 16. Lämpimän käyttöveden kierron keskiteho koko mittausjaksolla oli n. 5,45 kW.



Kuva 16. Lämpimän käyttöveden kierron kuukausittainen keskiteho.

Saaduilla tiedoilla lv:n keskilämmitystehoksi yhtälöllä 9 saatiin 13,33 kW.

$$\phi_{lv} = \phi_{elv} + \phi_{llv} + \phi_{lvk} \quad (9)$$

$\phi_{lv}$  on lämpimän käyttöveden keskilämmitysteho, kW

$\phi_{elv}$  on lämpimän käyttöveden esilämmitysteho, kW

$\phi_{llv}$  on lämpimän käyttöveden loppulämmitysteho, kW

$\phi_{lvk}$  on lämpimän käyttöveden kierron keskilämmitysteho, kW

#### 4.4 Lämpimän käyttöveden energiantarve

Edellisessä luvussa lasketut lukuarvot vietiin taulukkolaskentaan, jossa käyttöveden lämmittämisen energiantarve sekä sen jakautuminen lämpöpumpuille ja sähkövastuksille laskettiin alla esitetyillä kaavoilla. Taulukkolaskenta tehtiin kullekin tapaukselle vuoden aikajaksolle Suomen energialaskennan referenssivuoden tunnitaisiin lämpötiloihin säävyöhykkeelle 1 [17, s. 51].

Lämpimän käyttöveden esilämmittämisen energiantarve laskettiin yhtälöllä 10.

$$Q_{elv} = \phi_{elv} * \tau_{tu} \quad (10)$$

$Q_{elv}$  on lämpimän käyttöveden esilämmitysenergia, kWh

$\phi_{elv}$  on lämpimän käyttöveden esilämmitysteho, kW

$\tau_{tu}$  on ulkolämpötilan kesto, h

Toinen lämpöpumpuista käynnistyy aina kun lämmitystarvetta ilmenee lämmitysvaraajassa LVV02, joten esilämmitystehoa on aina saatavilla. Koska lämpimän käyttöveden loppulämmitys tuotetaan LP02:n tulistuslämmöllä, vaikuttaa LP02:n käyntiaika suoraan loppulämmitystehon saatavuuteen. Laskennassa tämä huomioitiin niin, että mikäli lämmitysvaraajalle LVV02 kohdistuva teho  $\phi_{LVV02}$  jää alle lämpöpumppu LP02:n kompressorien yhteisen lauhtumistehon, ei lämpöpumppu käy jatkuvasti, jolloin lv:n loppulämmitystehoa joudutaan tuottamaan enemmän lv:n varaajan LVV01 sähkövastuksilla. Tarkastelua varten laskettiin lämmitysvaraajalle LVV02 kohdistuva lämmitystehontarve ulkolämpötiloittain yhtälöllä 11.

$$\phi_{L\text{VV}02} = \phi_{\text{liv}} + \phi_{\text{elv}} \quad (11)$$

$\phi_{L\text{VV}02}$  on lämmitysvaraajalle LVV02 kohdistuva

lämmitystehontarve ulkolämpötilassa  $t_u$ , kW

$\phi_{\text{liv}}$  on tilalämmityksen ja ilmanvaihdon tarvitsema teho ulkolämpötilassa  $t_u$ , kW

$\phi_{\text{elv}}$  on lämpimän käyttöveden esilämmitysteho, kW

Laskennassa painotettiin saatavaa tulistustehoa käyntiaikasuhteella yhtälön 12 mukaisesti. Kun käyntiaikasuhde on vähemmän kuin 1, vähenee talteen saatu tulistusteho samassa suhteessa. Käyntiaikasuhde ei voi luonnollisesti olla enemmän kuin 1.

$$\text{LP02}_{\text{kas}} = \frac{\phi_{L\text{VV}02}}{\phi_{\text{LP02}}} \quad (12)$$

$\text{LP02}_{\text{kas}}$  on lämpöpumpun LP02 käyntiaikasuhde

$\phi_{L\text{VV}02}$  on lämmitysvaraajalle LVV02 kohdistuva

lämmitystehontarve ulkolämpötilassa  $t_u$ , kW

$\phi_{\text{LP02}}$  on lämmityspumpun LP02 kompressorien

lauhtumisteho, kW

Käyntiaikasuhteella painotettu, talteen saatu tulistusteho laskettiin ulkolämpötiloittain yhtälöllä 13.

$$\phi_{\text{tul2}} = \text{LP02}_{\text{kas}} * \phi_{\text{tul1}} \quad (13)$$

$\phi_{\text{tul2}}$  on saatu tulistusteho, kW

$\text{LP02}_{\text{kas}}$  on lämpöpumpun LP02 käyntiaikasuhde

$\phi_{\text{tul1}}$  on nimellinen tulistusteho, kW

Tulistusteho kerrottiin kunkin ulkolämpötilan kestolla yhtälöllä 14, jolloin saatiin lämpöpumpulla tuotettu tulistusenergia.

$$Q_{\text{tul2}} = \phi_{\text{tul2}} * \tau_{t_u} \quad (14)$$

$Q_{\text{tul2}}$  on lämpöpumpulla LP02: lla tuotettu tulistusenergia, kWh

$\phi_{\text{tul2}}$  on saatu tulistusteho, kW

$\tau_{t_u}$  on ulkolämpötilan kesto, h

Sähkövastuksille jäävä käyttöveden lämmitysteho on tarvittava lv:n esilämmityksen jälkeinen loppulämmitysteho ja lämpimän käyttöveden kierron teho vähennettynä saadulla tulistusteholla yhtälön 15 mukaisesti.

$$\Phi_{\text{säh}} = \Phi_{\text{lv}} + \Phi_{\text{lvk}} - \Phi_{\text{tul2}} \quad (15)$$

$\Phi_{\text{säh}}$  on tarvittava sähkövastusteho, kW

$\Phi_{\text{lv}}$  on lämpimän käyttöveden loppulämmitysteho, kW

$\Phi_{\text{lvk}}$  on lämpimän käyttöveden kierron

keskilämmitysteho, kW

$\Phi_{\text{tul2}}$  on saatu tulistusteho, kW

Sähkövastuksille jäävä käyttöveden lämmitysenergia ulkolämpötiloittain saadaan yhtälön 16 mukaisesti.

$$Q_{\text{säh}} = \Phi_{\text{säh}} * \tau_{\text{tu}} \quad (16)$$

$Q_{\text{säh}}$  on tarvittava sähköenergia, kWh

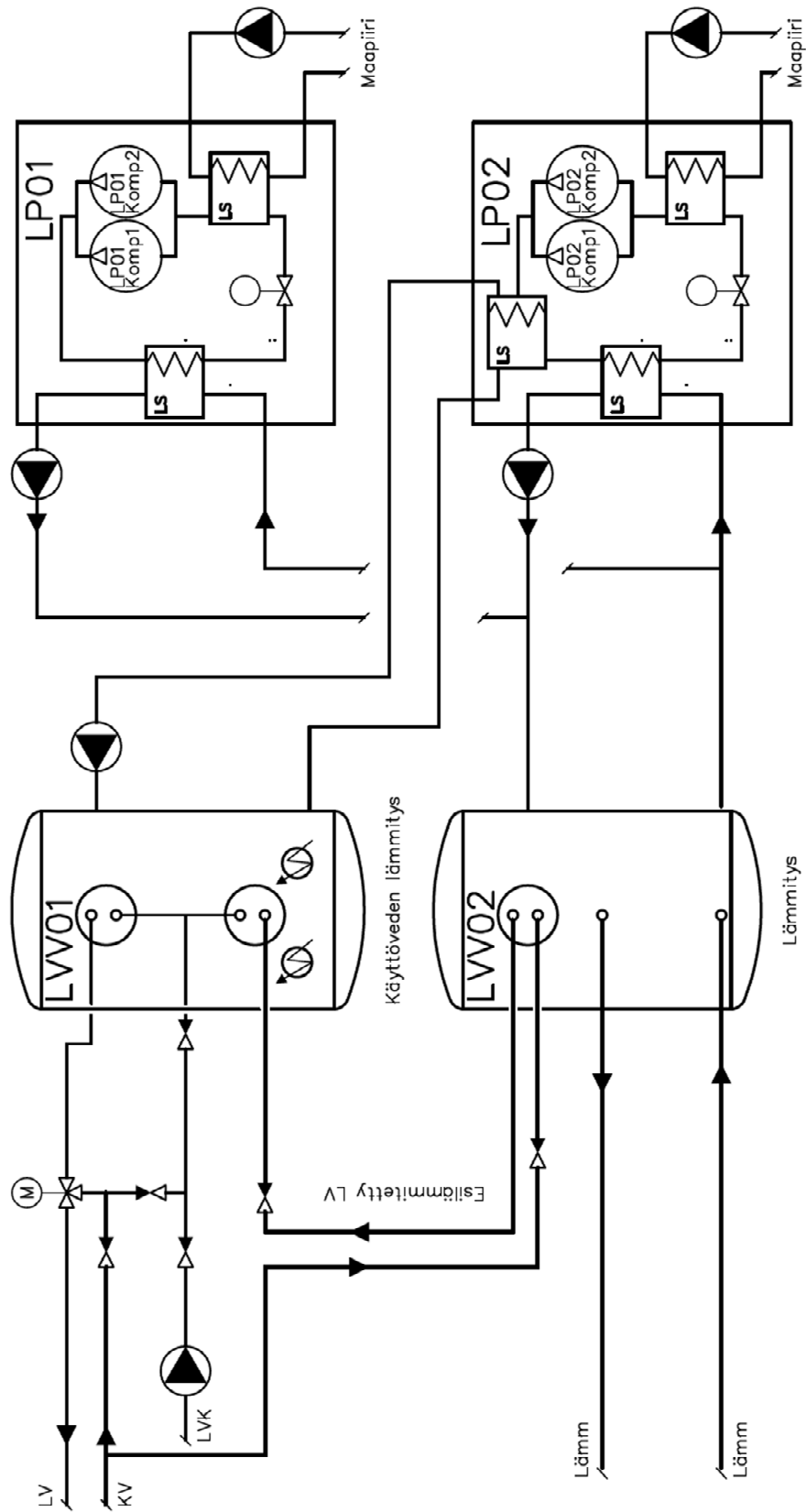
$\Phi_{\text{säh}}$  on tarvittava sähkövastusteho, kW

$\tau_{\text{tu}}$  on ulkolämpötilan kesto, h

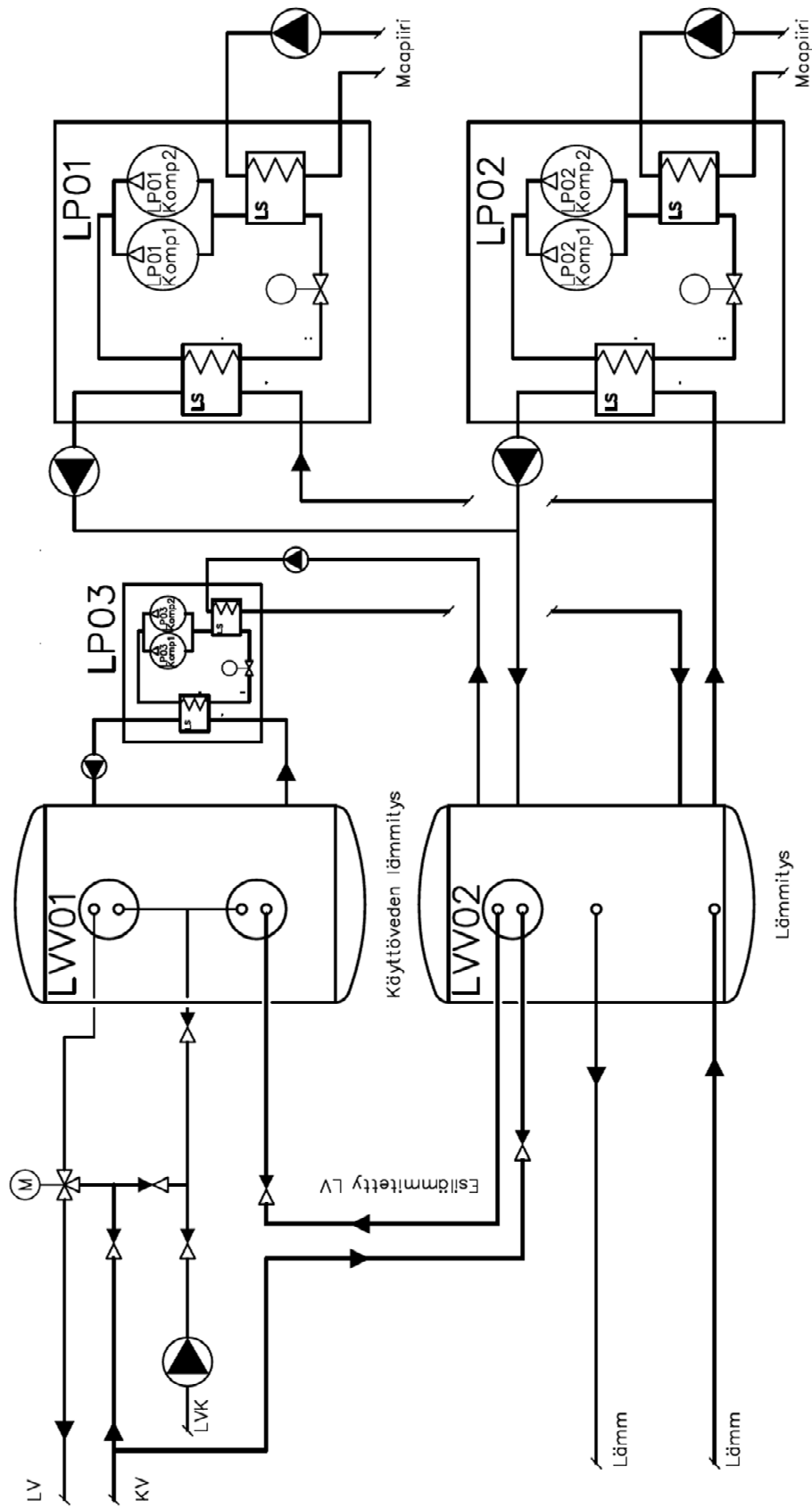
## 5 Lämpöpumpputarkastelut

### 5.1 Tarkastelutapaukset

Erilaisia käyttöveden tuotantotapoja pohdittiin ja päädyttiin vertailemaan kolmea tarkastelutapausta [18]. Ensimmäiseksi tarkasteltiin lämpöpumpun toimintaa nykyisillä toiminta-arvoillaan. Toiseksi tarkasteltiin lämpöpumpun toimintaa enimmäistoiminta-arvoillaan. Ensimmäisen ja toisen tarkastelutapauksen kytkentä esitetty kuvassa 17. Kytkeä on sama kuin kuvassa 2, mutta aurinkolämmityspiiri ja varaajan LVV02 sähkövastukset on poistettu. Kolmannessa tapauksessa, edellisten lukujen tarkastelujen perusteella, pyrittiin lämpöpumppukytkentään, jossa lauhtumis- ja höyrystymislämpötilojen erotus olisi pieni. Khanin ym. [19] mukaan kaksiportaisessa järjestelmässä kompressorit toimivat hyvällä hyötysuhteella lähellä kyllästyskäyrää, kun puristus tehdään portaittain. Tapaukseksi valikoitui TkT Jukka Yrjölän ideoima uudenlainen kaksiportainen kytkentä, jossa käyttövesi tuotetaan omalla lämpöpumpulla [18; 20]. Kolmannen tarkastelutapauksen kytkentä on esitetty kuvassa 18.



Kuva 17. Lämpöpumpputyöntö, tarkastelutapaukset 1 ja 2.



Kuva 18. Lämpöpumppukytkentä, tarkastelutapaus 3.

## 5.2 Ensimmäinen tarkastelutapaus

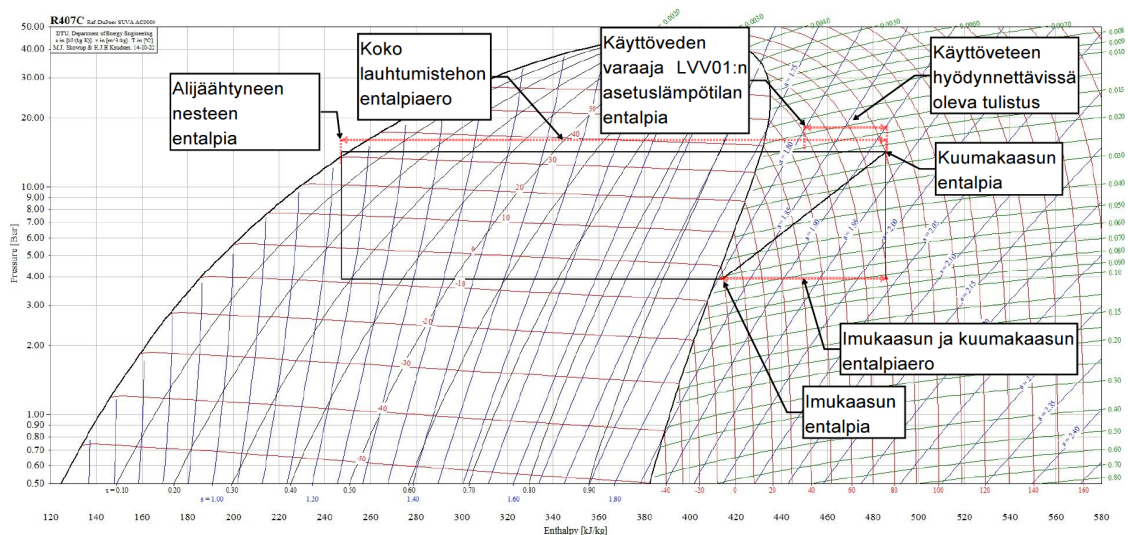
Ensimmäisessä tarkastelutapauksessa tarkastellaan lämpöpumpun toimintaa nykyisillä toiminta-arvoillaan.

Lähtötiedot olivat [6, s. 36]:

- Höyrystymispaine 390 kPa.
- Lauhtumispaine ja -lämpötila 1 420 kPa ja 37,5 °C.
- Imukaasun lämpötila –1 °C.
- Tulistusteho noin 15 % kokonaislämmitystehosta (lauhtumistehosta).
- Kylmäaine R407C.
- Yhden kompressorin lämmitysteho (lauhtumisteho) on noin 29 kW.
- Isentrooppinen hyötysuhde 0,45.

LVV01:n keskilämpötila on 55 °C [6, s. 10].

Näiden tietojen avulla mallinnettiin kuvan 19 mukainen kylmäprosessi, jonka luomisessa käytettiin Coolpack-ohjelmaa [21].



Kuva 19. Ensimmäisen tapauksen kylmäprosessi lähtötietojen mukaan.

Tilapiirroksen mukaisesti Coolpack-ohjelman tilapistearvojen avulla laskettiin käyttöveteen hyödynnettävissä oleva tulistuksen osuus kokonaistehosta. Käyttöveteen hyödynnettävissä oleva tulistus lasketaan kuumakaasun entalpien ja lv:n varaajan LVV01 asetustemperatuurin entalpien erolla.

$$485,7 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} - 449 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} = 36,7 \text{ kJ/kg}$$

Saatua entalpiaeroa verrataan koko lauhtumistehon entalpiaeroon, jolloin saadaan tulistustehon osuus koko lauhtumisesta.

$$\frac{36,7 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}}{485,7 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} - 247,5 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}} = 0,154$$

Tulistustehon osuudeksi kokonaistehosta saadaan näin 15,4 %.

Kun kokonaislämpöteho kerrotaan tulistuksesta hyödynnettävällä osuudella, saadaan tulistuksesta hyödynnettävä teho kompressorin kohden.

$$0,154 * 29 \text{ kW} = 4,47 \text{ kW}$$

Lämpöpumpun tulistuksesta hyödynnettävissä oleva teho  $\emptyset_{tul2}$  saadaan kertomalla kompressorikohtainen tulistuksesta hyödynnettävä teho kompressorien lukumäärällä.

$$\emptyset_{tul2} = 2 * 4,47 \text{ kW} = 8,94 \text{ kW}$$

Laitteiston lämpökerroin saadaan vertaamalla lauhtumistehoa laitteen ottamaan sähkötehoon. Kompressorin tarvitsema sähköteho saadaan tekemällä verranto lauhtumis- ja sähkötehon suhteen sekä lauhtumistehon entalpiaeron ja sähkötehon entalpiaeron (imukaasun ja kuumakaasun entalpiaero) suhteen.

Verrannosta saadaan yhden kompressorin tarvitsema sähköteho  $\emptyset_{komp}$ .

$$\emptyset_{komp} = \frac{485,7 - 413,7 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}}{485,7 - 247,5 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}} * 29 \text{ kW} = 8,8 \text{ kW}$$

Kompressorin lauhtumistehon ja sen tarvitseman sähkötehon suhteesta saadaan kojeen lämpökerroin COP.

$$\text{COP} = \frac{29 \text{ kW}}{8,8 \text{ kW}} \approx 3,3$$

Taulukossa 9 on esitetty ensimmäisen tapauksen lähtöarvot ja tulokset yllä olevilla laskennoilla ja Coolpack-ohjelmasta.

Taulukko 9. Ensimmäisen tapauksen lähtöarvot ja tulokset.

Varaajan entalpia lämpötilassa 55 °C	h	449	kJ/kg
Kuumakaasun entalpia lämpötilassa 90 °C	h	485,7	kJ/kg
Käyttöveteen hyödynnettävissä	dh	36,7	kJ/kg
Alijäähtyneen nesteententalpia	h	247,5	kJ/kg
Hyödynnettävissä oleva tulistuksen osuus		15,4	%
Kompressorin kokonaislämpöteho		29,0	kW
Hyödynnettävissä oleva tulistusteho/kompressori		4,5	kW
Kompressorien lkm LP:ssa		2,0	kpl
Lämpöpumpun hyödynnettävissä oleva tulistusteho		8,9	kW
Imukaasun entalpia		413,7	kJ/kg
Kompressorin entalpiaero	dh	72,0	kJ/kg
Kompressorin sähköteho		8,8	kW
Lämpökerroin		3,3	

Saadut lähtöarvot vietiin taulukkolaskentaan luvun 4 mukaisesti, jolloin saatiin taulukossa 10 esitetyt tulokset ensimmäiselle tarkastelutapaukselle. Lämpötilan pysyvyyksiä käytettiin Suomen energialaskennan referenssivuoden pysyvyyksiä säävyöhykkeellä 1 [17, s. 51].

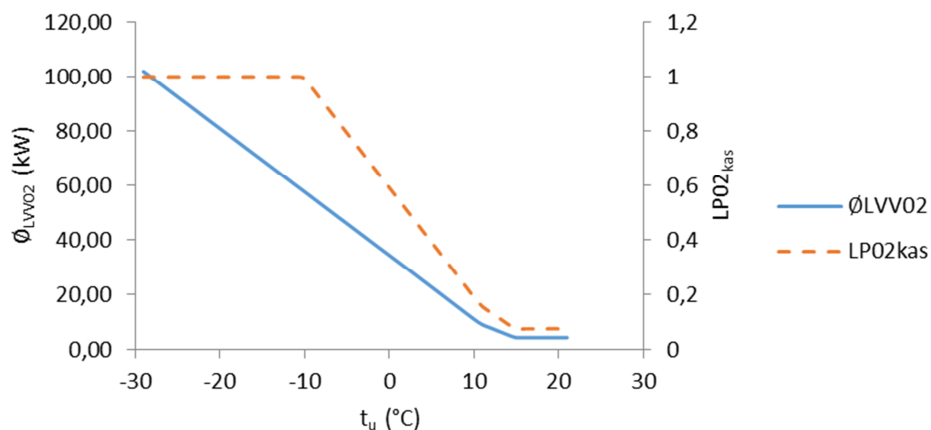
Taulukko 10. Ensimmäisen tapauksen lähtöarvot ja tulokset taulukkolaskennasta.

$t_u$	$\phi_{liv}$	$\phi_{elv}$	$\phi_{LVV02}$	$\phi_{LP02}$	$LP02_{kas}$	$\phi_{tul2}$	$\phi_{säh}$	$\tau_{tu}$	$Q_{elv}$	$Q_{tul2}$	$Q_{säh}$	$Q_{LVV02}$
-29	97,62	4,38	102,00	58	1	8,94	0,01	0	0	0	0	0
-28	95,29	4,38	99,67	58	1	8,94	0,01	0	0	0	0	0
-27	92,96	4,38	97,33	58	1	8,94	0,01	0	0	0	0	0
-26	90,63	4,38	95,00	58	1	8,94	0,01	0	0	0	0	0
-25	88,29	4,38	92,67	58	1	8,94	0,01	0	0	0	0	0
-24	85,96	4,38	90,34	58	1	8,94	0,01	0	0	0	0	0
-23	83,63	4,38	88,00	58	1	8,94	0,01	0	0	0	0	0
-22	81,30	4,38	85,67	58	1	8,94	0,01	0	0	0	0	0
-21	78,97	4,38	83,34	58	1	8,94	0,01	7	31	63	0	583
-20	76,63	4,38	81,01	58	1	8,94	0,01	19	83	170	0	1539
-19	74,30	4,38	78,68	58	1	8,94	0,01	23	101	206	0	1810
-18	71,97	4,38	76,34	58	1	8,94	0,01	21	92	188	0	1603
-17	69,64	4,38	74,01	58	1	8,94	0,01	30	131	268	0	2220
-16	67,30	4,38	71,68	58	1	8,94	0,01	55	241	492	1	3942
-15	64,97	4,38	69,35	58	1	8,94	0,01	83	363	742	1	5756
-14	62,64	4,38	67,02	58	1	8,94	0,01	63	276	563	1	4222
-13	60,31	4,38	64,68	58	1	8,94	0,01	72	315	644	1	4657
-12	57,98	4,38	62,35	58	1	8,94	0,01	52	228	465	1	3242
-11	55,64	4,38	60,02	58	1	8,94	0,01	49	214	438	0	2941
-10	53,31	4,38	57,69	58	0,99	8,89	0,06	49	214	436	3	2827
-9	50,98	4,38	55,35	58	0,95	8,53	0,42	76	333	648	32	4207
-8	48,65	4,38	53,02	58	0,91	8,17	0,78	124	543	1013	96	6575
-7	46,32	4,38	50,69	58	0,87	7,81	1,14	146	639	1141	166	7401
-6	43,98	4,38	48,36	58	0,83	7,5	1,50	169	739	1260	253	8173
-5	41,65	4,38	46,03	58	0,79	7,1	1,86	174	761	1234	323	8009
-4	39,32	4,38	43,69	58	0,75	6,7	2,22	193	844	1300	428	8433
-3	36,99	4,38	41,36	58	0,71	6,4	2,57	214	936	1364	551	8851
-2	34,65	4,38	39,03	58	0,67	6,0	2,93	237	1037	1426	695	9250
-1	32,32	4,38	36,70	58	0,63	5,7	3,29	301	1317	1703	991	11046
0	29,99	4,38	34,37	58	0,59	5,3	3,65	519	2271	2749	1896	17836
1	27,66	4,38	32,03	58	0,55	4,9	4,01	494	2161	2439	1982	15825
2	25,33	4,38	29,70	58	0,51	4,6	4,37	460	2013	2106	2011	13663
3	22,99	4,38	27,37	58	0,47	4,2	4,73	354	1549	1493	1675	9689
4	20,66	4,38	25,04	58	0,43	3,9	5,09	280	1225	1081	1425	7010
5	18,33	4,38	22,70	58	0,39	3,5	5,45	301	1317	1053	1641	6834
6	16,00	4,38	20,37	58	0,35	3,1	5,81	279	1221	876	1621	5684
7	13,67	4,38	18,04	58	0,31	2,8	6,17	300	1313	834	1851	5412
8	11,33	4,38	15,71	58	0,27	2,4	6,53	280	1225	678	1828	4398
9	9,00	4,38	13,38	58	0,23	2,1	6,89	285	1247	588	1963	3812
10	6,67	4,38	11,04	58	0,19	1,7	7,25	290	1269	494	2102	3203
11	4,67	4,38	9,04	58	0,16	1,4	7,56	293	1282	408	2214	2649
12	3,44	4,38	7,82	58	0,13	1,2	7,74	293	1282	353	2269	2291
13	2,22	4,38	6,60	58	0,11	1,0	7,93	322	1409	327	2554	2124
14	1,00	4,38	5,37	58	0,09	0,8	8,12	297	1299	246	2412	1596
15	0,00	4,38	4,38	58	0,08	0,7	8,28	291	1273	196	2408	1273
16	0,00	4,38	4,38	58	0,08	0,7	8,28	309	1352	208	2557	1352
17	0,00	4,38	4,38	58	0,08	0,7	8,28	209	914	141	1730	914
18	0,00	4,38	4,38	58	0,08	0,7	8,28	180	788	121	1490	788
19	0,00	4,38	4,38	58	0,08	0,7	8,28	160	700	108	1324	700
20	0,00	4,38	4,38	58	0,08	0,7	8,28	142	621	96	1175	621
21	0,00	4,38	4,38	58	0,08	0,7	8,28	98	429	66	811	429

Taulukosta 10 sekä kuvasta 20 voidaan havaita, että lämpöpumpun LP02 käyntiaikasuhteet alkavat vähetä ulkolämpötilan noustessa  $-10\text{ °C}$ :n yläpuolelle ollen vain 0,08

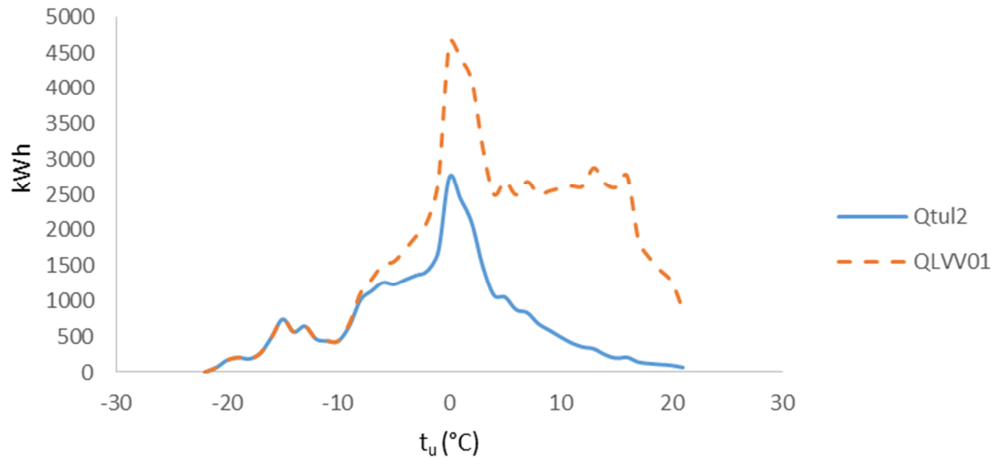
ulkolämpötilasta 15 °C alkaen, jolloin varaajan LVV02 lämmitystehontarve on vain lv:n esilämmitysteho. Käyttöveden lämmittämiseen tarvittava sähkövastusteho ja -energia suurenevat käyntiaikasuhteen vähenemistä vastaavasti. Tulistuksen energianpeitto ulkolämpötiloittain on esitetty kuvassa 21. Koska käyntiaikasuhde vähenee ulkolämpötilan noustessa, voisi aurinkokeräimien hyödyntämisen lv:n lämmittämiseen varaajassa LVV01 ensituntumalta olettaa olevan kannattavaa tämän tyyppisessä järjestelmässä. Tutkimuskohteessa aurinkokeräimet on kuitenkin kytketty lämmitysvaraajaan LVV02, mikä johtaa siihen, että lämpöpumppu ei käynnisty kesäaikaan edes lv:n esilämmitystehon vaikutuksesta. Siten kytkentä vähentää käyntiaikasuhdetta eli tulistusenergian saatavuutta entisestään. Näin ollen aurinkokeräinten vaikutus lv:n tuottamiseen on todennäköisesti huonontava. Laskennan yksinkertaistamiseksi aurinkokeräimiä ei laskentaan kuitenkaan ole otettu mukaan.

Kuvassa 20 on esitetty lämmitysvaraajalle LVV02 kohdistuva lämmitystehontarve  $\phi_{LVV02}$  sekä käyntiaikasuhde ulkolämpötiloittain ensimmäisessä tarkastelutapauksessa.



Kuva 20. Lämpöpumpun LP02 käyntiaikasuhde.

Käyntiaikasuhteesta johtuen tuotetun tulistusenergian  $Q_{tul2}$  energianpeitto lv:n loppulämmityksen ja lvk:n energiantarpeelle  $Q_{LVV01}$  pienenee -10 °C:n ulkolämpötilasta alkaen, kuten kuvasta 21 voidaan havaita. Lämpimän käyttöveden kulutus on laskennassa vakio, joten suurin energian tarve on siinä ulkolämpötilassa, jonka pysyvyys on pisin. Käytetyssä säädatassa pisin pysyvyys, 519 tuntia, on ulkolämpötilassa 0 °C.



Kuva 21. Tulistuksen energianpeitto ulkolämpötiloittain.

Tuloksista voidaan havaita, että lämpöpumput pystyvät kattamaan rakennusten lämmitystehontarpeet ja lv:n esilämmityksen kokonaisuudessaan eikä lämmitysvaraajan LVV02 sähkövastuksia tarvita. Saadut mittaustulokset tukivat tuloksia, kuten kuvassa 5 on esitetty. Näin ollen lämmitysvaraajalle LVV02 kohdistuva lämmitysenergiatarve tuotettiin kokonaisuudessaan lämpöpumpulla ja se laskettiin ulkolämpötiloittain yhtälöllä 17, jonka tulokset on myös esitetty taulukossa 10.

$$Q_{LVV02} = \phi_{LVV02} * \tau_{t_u} \quad (17)$$

$Q_{LVV02}$  on lämmitysvaraajalle LVV02 kohdistuva lämmitysenergiatarve, kWh

$\phi_{LVV02}$  on lämmitysvaraajalle LVV02 kohdistuva lämmitystehontarve ulkolämpötilassa  $t_u$ , kW

$\tau_{t_u}$  on ulkolämpötilan kesto, h

Lämpöpumpulla tuotettiin myös tulistusenergiaa lv:n varaajaan LVV01, tuotettu tulistusenergia  $Q_{tul2}$  laskettiin ulkolämpötiloittain yhtälöllä 14, jonka tulokset on myös esitetty taulukossa 10.

Yhtälöiden 17 ja 14 summa kuvastaa lämpöpumpulla tuotettua energiaa. Tarkastelujakson summat jaettiin lämpöpumpun lämpökertoimella kaavalla 18, jolloin saatiin lämpöpumpulle kohdistuva sähköenergiatarve.

$$Q_{LPsäh} = \frac{\Sigma Q_{LVV02} + \Sigma Q_{tul2}}{COP} \quad (18)$$

$Q_{LPsäh}$  on lämpöpumpun kuluttama sähköenergia tarkastelujaksolla, kWh

$\Sigma Q_{LVV02}$  on lämmitysvaraajalle LVV02 kohdistuva lämmitysenergiantarve tarkastelujaksolla, kWh

$\Sigma Q_{tul2}$  on varaajalle LVV01 tuotettu tulistusenergia tarkastelujaksolla, kWh

COP on lämpöpumpun lämpökerroin

Taulukosta 10 voidaan havaita, että lv:n varaajan LVV01 lämmitykseen on käytetty lämpöpumpun lisäksi sähkövastuksia. Sähkövastusten käyttämä sähköenergia tarkastelujaksolla  $\Sigma Q_{säh}$  saatiin summaamalla tarkastelujakson sähköenergiat  $Q_{säh}$ .

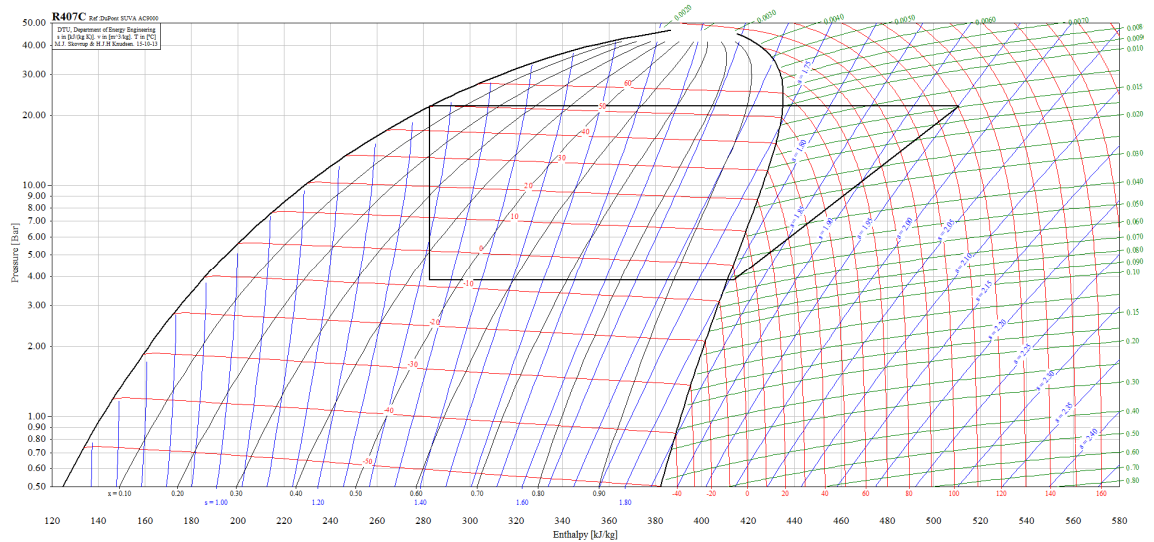
Edellä lasketun mukaisesti rakennusten lämmityksen sähköenergiankulutus  $Q_{säh\ rak}$  on esitetty taulukossa 11.

Taulukko 11. Käytetty sähköenergia.

$Q_{LPsäh}$	75096	kWh
$\Sigma Q_{säh}$	44482	kWh
$Q_{säh\ rak}$	119578	kWh

### 5.3 Toinen tarkastelutapaus

Toisessa tapauksessa tarkasteltiin lämpöpumpun toimintaa arvioiduilla enimmäistointa-arvoillaan. Kuumakaasun entalpia asetettiin 120 °C (22 bar) lämpötilapisteeseen, alijäähtymiseksi asetettiin 0 °C ja imukaasu asetettiin -1 °C:seen kuten ensimmäisessä tarkastelutapauksessa. Toisen tarkastelutapauksen kylmäprosessi on esitetty kuvassa 22, prosessipisteiden selitykset on esitetty ensimmäisen tapauksen kuvassa 19.



Kuva 22. Toisen tapauksen kylmäprosessi lähtötietojen mukaan.

Ensimmäisen tapauksen mukaisilla laskennoilla toisen tapauksen lähtöarvoiksi saadaan taulukon 12 mukaiset arvot.

Taulukko 12. Toisen tapauksen lähtöarvot ja tulokset.

Varaajan entalpia lämpötilassa 55 °C	h	449	kJ/kg
Kuumakaasun entalpia lämpötilassa 120 °C	h	510,8	kJ/kg
Käyttövedeen hyödynnettävissä	dh	61,8	kJ/kg
Alijäähtyneen nesteen entalpia	h	282,8	kJ/kg
Tulistuksen ja lauhtumisen entalpiaero	dh	228,0	kJ/kg
Hyödynnettävissä oleva tulistuksen osuus		27,1	%
Kompressorin kokonaislämpöteho		29	kW
Hyödynnettävissä oleva tulistusteho/kompressori		7,9	kW
Kompressorien lkm LP:ssa		2	kpl
Lämpöpumpun hyödynnettävissä oleva tulistusteho		15,7	kW
Imukaasun entalpia		413,8	kJ/kg
Kompressorin entalpiaero	dh	97,0	kJ/kg
Kompressorin sähköteho		12,3	kW
Lämpökerroin		2,35	

Taulukosta 12 voidaan havaita, että lauhtumislämpötilan nosto huonontaa lämpökerrointa. Toisaalta hyödynnettävissä oleva tulistuksen osuus ja tulistusteho paranee ylittäen lv:n ja lvk:n tarvitseman tehon. Tehon ylitys valittiin, jotta sähkövastuksia ei jouduttaisi käyttämään myöskään tilanteessa, jolloin lämpöpumppu ei käy, eli kun käyntiaikasuhte on alle 1.

Toisessa tarkastelutapauksessa esilämmitysvaraajan LVV02 lämpötila on korkeampi kuin ensimmäisessä tarkastelutapauksessa, joten käyttöveden esilämmitysteho muuttuu myös.

Tapaukselle, jossa vain lämpötilat muuttuvat muiden tekijöiden pysyessä ennallaan, voidaan johtaa yhtälö 19.

$$\frac{\phi_{elv2}}{\phi_{elv1}} = \frac{\theta_{0,2}}{\theta_{0,1}} \quad (19)$$

$\phi_{elv1}$  on alkuperäinen esilämmitysteho, kW

$\phi_{elv2}$  on uusi esilämmitysteho, kW

$\theta_{0,1}$  on suurin lämpötilaero alkuperäisessä tapauksessa

$\theta_{0,2}$  on suurin lämpötilaero uudessa tapauksessa

Yhtälöllä 19 uudeksi esilämmitystekoksi saadaan

$$\phi_{elv2} = \phi_{elv1} \frac{\theta_{0,2}}{\theta_{0,1}} = 4,38 \text{ kW} \frac{(55-10)^{\circ}\text{C}}{(37,5-10)^{\circ}\text{C}} = 7,17 \text{ kW}$$

Esilämmitystehton kasvaessa lv:n varaajalle LVV01 kohdistuva tehontarve  $\phi_{LVV01}$  laskee tapausten esilämmitystehtojen muutoksen verran:

$$4,38 \text{ kW} - 7,17 \text{ kW} = -2,79 \text{ kW}$$

Näin uudeksi tehontarpeeksi saadaan käyttöveden varaajalle LVV01 esilämmityksen jälkeen saadaan

$$\phi_{LVV01} = \phi_{llv} - 2,79 \text{ kW} + \phi_{lvk} = 6,16 \text{ kW}$$

$\phi_{LVV01}$  on LVV01:n tarvittava lämmitysteho, kW

$\phi_{llv}$  on lämpimän käyttöveden loppulämmitysteho, kW

$\phi_{lvk}$  on lämpimän käyttöveden kierron

keskilämmitysteho, kW

Saadut lähtöarvot vietiin taulukkolaskentaan, kuten ensimmäisessä tarkastelutapauksessa ja tulokset on esitetty taulukossa 13.

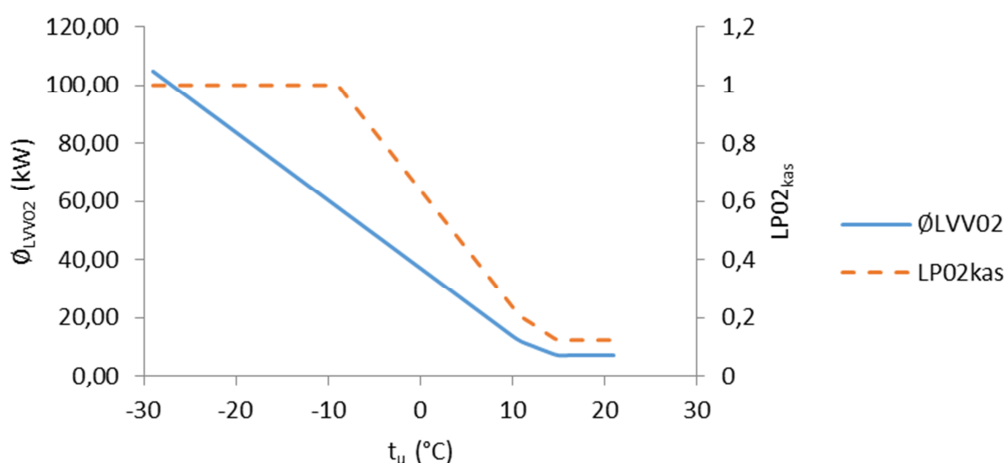
Taulukko 13. Toisen tapauksen lähtöarvot ja tulokset taulukkolaskennasta.

$t_u$	$\Phi_{liv}$	$\Phi_{elv}$	$\Phi_{LVV02}$	$\Phi_{LP02}$	$LP02_{kas}$	$\Phi_{tul2}$	$\Phi_{säh}$	$\tau_{tu}$	$Q_{elv}$	$Q_{tul2}$	$Q_{säh}$	$Q_{LVV02}$
-29	97,62	7,17	104,79	58	1	15,7	0	0	0	0	0	0
-28	95,29	7,17	102,46	58	1	15,7	0	0	0	0	0	0
-27	92,96	7,17	100,13	58	1	15,7	0	0	0	0	0	0
-26	90,63	7,17	97,80	58	1	15,7	0	0	0	0	0	0
-25	88,29	7,17	95,46	58	1	15,7	0	0	0	0	0	0
-24	85,96	7,17	93,13	58	1	15,7	0	0	0	0	0	0
-23	83,63	7,17	90,80	58	1	15,7	0	0	0	0	0	0
-22	81,30	7,17	88,47	58	1	15,7	0	0	0	0	0	0
-21	78,97	7,17	86,14	58	1	15,7	0	7	50	110	0	603
-20	76,63	7,17	83,80	58	1	15,7	0	19	136	298	0	1592
-19	74,30	7,17	81,47	58	1	15,7	0	23	165	361	0	1874
-18	71,97	7,17	79,14	58	1	15,7	0	21	151	330	0	1662
-17	69,64	7,17	76,81	58	1	15,7	0	30	215	471	0	2304
-16	67,30	7,17	74,47	58	1	15,7	0	55	394	864	0	4096
-15	64,97	7,17	72,14	58	1	15,7	0	83	595	1303	0	5988
-14	62,64	7,17	69,81	58	1	15,7	0	63	452	989	0	4398
-13	60,31	7,17	67,48	58	1	15,7	0	72	516	1130	0	4858
-12	57,98	7,17	65,15	58	1	15,7	0	52	373	816	0	3388
-11	55,64	7,17	62,81	58	1	15,7	0	49	351	769	0	3078
-10	53,31	7,17	60,48	58	1,00	15,7	0	49	351	769	0	2964
-9	50,98	7,17	58,15	58	1,00	15,7	0	76	545	1193	0	4419
-8	48,65	7,17	55,82	58	0,96	15,1	0	124	889	1874	0	6921
-7	46,32	7,17	53,49	58	0,92	14,5	0	146	1047	2114	0	7809
-6	43,98	7,17	51,15	58	0,88	13,8	0	169	1212	2340	0	8645
-5	41,65	7,17	48,82	58	0,84	13,2	0	174	1248	2299	0	8495
-4	39,32	7,17	46,49	58	0,80	12,6	0	193	1384	2429	0	8972
-3	36,99	7,17	44,16	58	0,76	12,0	0	214	1534	2558	0	9450
-2	34,65	7,17	41,82	58	0,72	11,3	0	237	1699	2683	0	9912
-1	32,32	7,17	39,49	58	0,68	10,7	0	301	2158	3218	0	11887
0	29,99	7,17	37,16	58	0,64	10,1	0	519	3721	5221	0	19286
1	27,66	7,17	34,83	58	0,60	9,4	0	494	3542	4657	0	17205
2	25,33	7,17	32,50	58	0,56	8,8	0	460	3298	4046	0	14948
3	22,99	7,17	30,16	58	0,52	8,2	0	354	2538	2890	0	10678
4	20,66	7,17	27,83	58	0,48	7,5	0	280	2008	2109	0	7793
5	18,33	7,17	25,50	58	0,44	6,9	0	301	2158	2078	0	7675
6	16,00	7,17	23,17	58	0,40	6,3	0,00	279	2000	1750	0	6464
7	13,67	7,17	20,84	58	0,36	5,6	0,52	300	2151	1692	155	6251
8	11,33	7,17	18,50	58	0,32	5,0	1,15	280	2008	1402	321	5181
9	9,00	7,17	16,17	58	0,28	4,4	1,78	285	2043	1248	507	4609
10	6,67	7,17	13,84	58	0,24	3,7	2,41	290	2079	1086	699	4013
11	4,67	7,17	11,84	58	0,20	3,2	2,95	293	2101	939	865	3468
12	3,44	7,17	10,61	58	0,18	2,9	3,28	293	2101	842	962	3110
13	2,22	7,17	9,39	58	0,16	2,5	3,61	322	2309	819	1163	3024
14	1,00	7,17	8,17	58	0,14	2,2	3,94	297	2129	657	1171	2426
15	0,00	7,17	7,17	58	0,12	1,9	4,21	291	2086	565	1226	2086
16	0,00	7,17	7,17	58	0,12	1,9	4,21	309	2216	600	1302	2216
17	0,00	7,17	7,17	58	0,12	1,9	4,21	209	1499	406	881	1499
18	0,00	7,17	7,17	58	0,12	1,9	4,21	180	1291	349	759	1291
19	0,00	7,17	7,17	58	0,12	1,9	4,21	160	1147	311	674	1147
20	0,00	7,17	7,17	58	0,12	1,9	4,21	142	1018	276	598	1018
21	0,00	7,17	7,17	58	0,12	1,9	4,21	98	703	190	413	703

Taulukosta 13 voidaan havaita, että tulistuksesta hyödynnettävissä oleva teho  $\Phi_{tul2}$  on suurempi kuin käyttöveden varaajalle kohdistuva lämmitystehontarve 6 °C:n ulkoläm-

pötilaan asti. Tällöin lv:n varaajan LVV01 lämpötila nousee yli asetusarvon, eli varautuu. Varaus voi purkautua mahdollisissa kulutuspiikeissä sekä ulkolämpötilan noustessa viiden asteen alapuolelta yläpuolelle. Varaajan varautuminen ja varauksen purkautuminen olisi vaatinut dynaamisia laskentamenetelmiä, joten ne jätettiin laskennan yksinkertaistamiseksi huomioimatta.

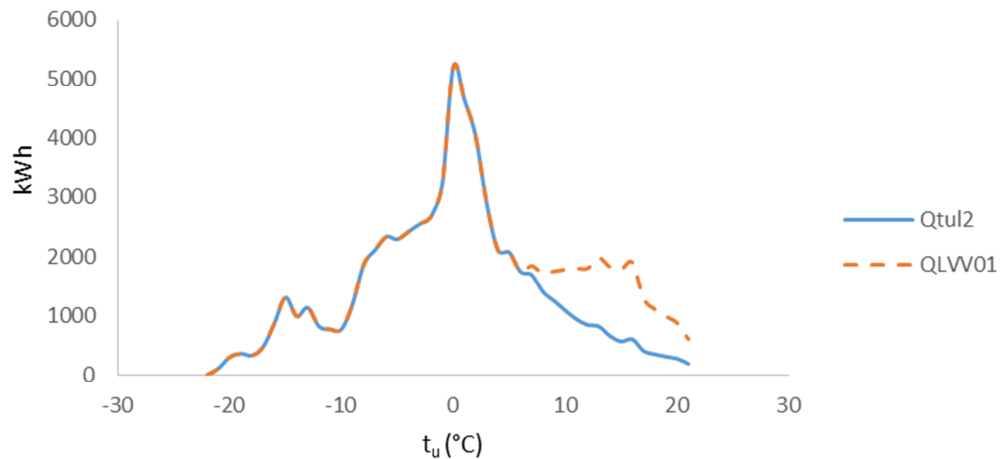
Toisessa tarkastelutapauksessa lämmitysvaraajalta LVV02 saatava esilämmitysteho suurenee, mikä johtaa käyntiaikasuhteen parantumiseen. Käyntiaikasuhte alkaa vähentää ulkolämpötilassa  $-8\text{ °C}$  ollen täytenä kaksi astetta pidempään kuin ensimmäisessä tarkastelutapauksessa. Kuvassa 23 on esitetty lämmitysvaraajalle LVV02 kohdistuva lämmitystehontarve  $\phi_{LVV02}$  sekä käyntiaikasuhte ulkolämpötiloittain toisessa tarkastelutapauksessa.



Kuva 23. Lämpöpumpun LP02 käyntiaikasuhte.

Käyntiaikasuhteen parantumisesta johtuen tuotetun tulistusenergian  $Q_{tul2}$  energianpeitto lv:n loppulämmityksen ja lvk:n energiantarpeelle  $Q_{LVV01}$  on parempi kuin ensimmäisessä tarkastelutapauksessa.

Käyntiaikasuhteen vähenemisen vaikutus lv:n tuotannon energianpeittoon  $-8\text{ °C}$ :n ulkolämpötilasta alkaen on selvästi havaittavissa kuvassa 24.



Kuva 24. Tulistuksen energianpeitto ulkolämpötiloittain.

Yllä ja ensimmäisessä tarkastelutapauksessa lasketun mukaisesti rakennusten lämmityksen sähköenergiankulutus  $Q_{\text{sähra}}k$  on esitetty taulukossa 14.

Taulukko 14. Käytetty sähköenergia.

$Q_{LPsäh}$	128705	kWh
$\Sigma Q_{säh}$	11695	kWh
$Q_{\text{sähra}}k$	140400	kWh

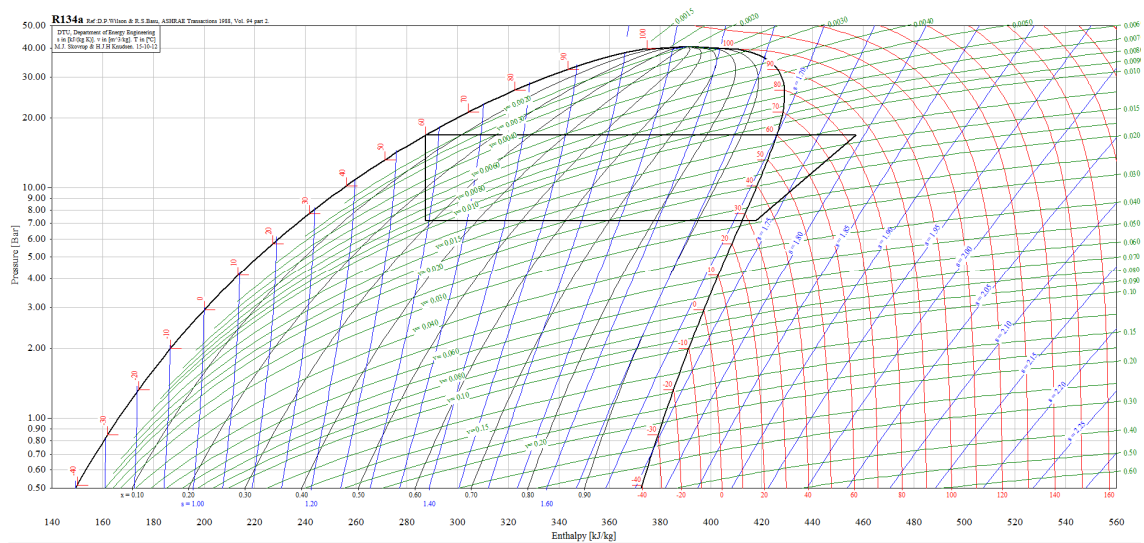
#### 5.4 Kolmas tarkastelutapaus

Kolmannessa tapauksessa tarkasteltiin lämpöpumppujen toimintaa kaksiportaisella kytkennällä, jossa lv tuotetaan omalla lämpöpumpulla LP03. Lämpöpumput LP01 ja LP02 tuottavat lämmitykseen ja lv:n tuottamiseen tarvittavan lämpöenergian lämmitysvaraajaan LVV02, josta lv:n lämpöpumppu LP03 siirtää lämpöä korkeampaan lämpötilaan lv:n varaajaan LVV01. Lämpöpumput LP01 ja LP02 toimivat ensimmäisen tarkastelutapauksen arvoilla sillä poikkeuksella, että tulistuksenpoistosiirrintä ei lämpöpumpuissa ole.

Lämpimän käyttöveden lämpöpumpun LP03:n kylmäaineeksi valittiin R134a, jolla on 65 °C:n lauhtumislämpötilassa paras termodynaaminen hyötysuhde matalimmalla paineella [20, s. 8453]. Höyrystyslämpötilaksi asetettiin 27,5 °C, jolloin käytetyn viiden asteen tulistumisen jälkeen imukaasun lämpötila on vielä 5 °C lämmitysvaraajan LVV02 asetusarvoa 37,5 °C pienempi. Lauhtumislämpötilaksi asetettiin vastaavasti

60 °C, joka on viisi astetta varaajan lämpötilaa korkeampi. Asteisuudella pyrittiin varmistamaan tehokas lämmön siirtyminen LVV02:sta höyrystimeen ja lauhduttimesta LVV01:een. Isentrooppiseksi hyötysuhteeksi valittiin 0,45, joka on erittäin alhainen mutta sama kuin aiemmissa tapauksissa käytetty. Kompressorin lämpötehoksi valittiin 9 kW, joka vastaa suuruusluokaltaan tarvittavaa lv:n loppulämmitystehon ja lvk:n tehon summaa.

Kolmannen tarkastelutapauksen LP03:n kylmäprosessi on esitetty kuvassa 25, prosessipisteiden selitykset on esitetty ensimmäisen tapauksen kuvassa 19.



Kuva 25. Kolmannen tapauksen LP03:n kylmäprosessi lähtötietojen mukaan.

Ensimmäisen tapauksen laskentoja mukailien saadaan kolmannen tapauksen LP03:n lähtöarvoiksi taulukon 15 mukaiset arvot.

Taulukko 15. Kolmannen tapauksen LP03:n lähtöarvot ja tulokset.

Kuumakaasun entalpia lämpötilassa 84 °C	h	457,3	kJ/kg
Alijäähtyneen nesteent entalpia	h	287,4	kJ/kg
Tulistuksen ja lauhutumisen entalpiaero	dh	169,9	kJ/kg
Kompressorin kokonaislämpöteho		9,0	kW
Imukaasun entalpia		417,6	kJ/kg
Kompressorin entalpiaero	dh	39,7	kJ/kg
Kompressorin sähköteho		2,1	kW
Lämpökerroin		4,3	

Saadut lähtöarvot vietiin taulukkolaskentaan. Lämpöpumput LP01 ja LP02 tuottavat tilalämmityksen ja ilmanvaihdon tehontarpeen sekä lv:n ja lvk:n tehontarpeen  $\phi_{LVV02}$ . Lämpöpumppu LP03 tuottaa lv:n loppulämmityksen sekä lvk:n tehontarpeen  $\phi_{LVV01}$ . Lämpöpumput kattavat lämmitystehontarpeet kokonaisuudessaan, joten sähkövastuksia ei tässä järjestelmässä tarvita. Tulokset on esitetty taulukossa 16.

Taulukko 16. Kolmannen tapauksen lähtöarvot ja tulokset taulukkolaskennasta.

$t_u$	$\phi_{liv}$	$\phi_{lv}$	$\phi_{Lvv02}$	$\phi_{Lvv01}$	$\tau_{t_u}$	$Q_{Lvv02}$	$Q_{Lvv01}$
-29	97,62	13,33	110,95	8,95	0	0	0
-28	95,29	13,33	108,62	8,95	0	0	0
-27	92,96	13,33	106,28	8,95	0	0	0
-26	90,63	13,33	103,95	8,95	0	0	0
-25	88,29	13,33	101,62	8,95	0	0	0
-24	85,96	13,33	99,29	8,95	0	0	0
-23	83,63	13,33	96,95	8,95	0	0	0
-22	81,30	13,33	94,62	8,95	0	0	0
-21	78,97	13,33	92,29	8,95	7	646	63
-20	76,63	13,33	89,96	8,95	19	1709	170
-19	74,30	13,33	87,63	8,95	23	2015	206
-18	71,97	13,33	85,29	8,95	21	1791	188
-17	69,64	13,33	82,96	8,95	30	2489	269
-16	67,30	13,33	80,63	8,95	55	4435	492
-15	64,97	13,33	78,30	8,95	83	6499	743
-14	62,64	13,33	75,97	8,95	63	4786	564
-13	60,31	13,33	73,63	8,95	72	5302	644
-12	57,98	13,33	71,30	8,95	52	3708	465
-11	55,64	13,33	68,97	8,95	49	3379	439
-10	53,31	13,33	66,64	8,95	49	3265	439
-9	50,98	13,33	64,30	8,95	76	4887	680
-8	48,65	13,33	61,97	8,95	124	7685	1110
-7	46,32	13,33	59,64	8,95	146	8708	1307
-6	43,98	13,33	57,31	8,95	169	9685	1513
-5	41,65	13,33	54,98	8,95	174	9566	1557
-4	39,32	13,33	52,64	8,95	193	10160	1727
-3	36,99	13,33	50,31	8,95	214	10767	1915
-2	34,65	13,33	47,98	8,95	237	11371	2121
-1	32,32	13,33	45,65	8,95	301	13740	2694
0	29,99	13,33	43,32	8,95	519	22481	4645
1	27,66	13,33	40,98	8,95	494	20246	4421
2	25,33	13,33	38,65	8,95	460	17780	4117
3	22,99	13,33	36,32	8,95	354	12857	3168
4	20,66	13,33	33,99	8,95	280	9516	2506
5	18,33	13,33	31,65	8,95	301	9528	2694
6	16,00	13,33	29,32	8,95	279	8181	2497
7	13,67	13,33	26,99	8,95	300	8097	2685
8	11,33	13,33	24,66	8,95	280	6904	2506
9	9,00	13,33	22,33	8,95	285	6363	2551
10	6,67	13,33	19,99	8,95	290	5798	2596
11	4,67	13,33	17,99	8,95	293	5271	2622
12	3,44	13,33	16,77	8,95	293	4913	2622
13	2,22	13,33	15,55	8,95	322	5006	2882
14	1,00	13,33	14,32	8,95	297	4254	2658
15	0,00	13,33	13,33	8,95	291	3878	2604
16	0,00	13,33	13,33	8,95	309	4117	2766
17	0,00	13,33	13,33	8,95	209	2785	1871
18	0,00	13,33	13,33	8,95	180	2399	1611
19	0,00	13,33	13,33	8,95	160	2132	1432
20	0,00	13,33	13,33	8,95	142	1892	1271
21	0,00	13,33	13,33	8,95	98	1306	877

Taulukosta voidaan havaita, että lämpöpumput LP01 ja LP02 tuottavat lämmityksen energiantarpeen kokonaisuudessaan, eikä sähkövastuksia tarvita. Tulos oli odotettavissa, koska lämpöpumput tuottivat huipputehontarpeen myös ensimmäisessä tarkastelutapauksessa eikä tehontarve ole muuttunut kytkentämuutoksen myötä. Ulkolämpötilan ylittäessä 6 °C ei LP01:n tai LP02:n vuorokäynnistä riippuen yksikään kompressori käy kokoaikaisesti. Ulkolämpötilan ylittäessä 15 °C ei tila- tai ilmanvaihdon lämmitykselle ole lainkaan tarvetta. LP01:n ja LP02:n käynnin katkonaisuus ei kuitenkaan vaikuta lv:n tuottoon, kun lämpöä voidaan tuottaa varaajaan LVV02 tarpeen mukaan. Tässä järjestelmässä aurinkolämmön siirtämisen varaajaan LVV02 voidaan olettaa olevan kannattavaa. Aurinkolämpöä voidaan hyödyntää jo matalammista lämpötiloista lähtien verrattuna siihen, että sitä siirrettäisiin LV:n varaajaan LVV01.

Kolmannessa tarkastelutapauksessa rakennusten lämmitykseen käytetty sähköenergia  $Q_{\text{sähra}}$  koostuu vain lämpöpumppujen sähkönkulutuksesta. Tulokset on esitetty taulukossa 17.

Taulukko 17. Käytetty sähköenergia.

$Q_{\text{LP01sä}}$	44287	kWh
$Q_{\text{LP02sä}}$	44287	kWh
$Q_{\text{LP03sä}}$	17885	kWh
$Q_{\text{sähra}}$	106460	kWh

## 6 Tulokset

### 6.1 Lämpimän käyttöveden energiankulutus

Lämpimän käyttöveden tuottamiseen kulutettu sähköenergia laskettiin tapauksissa 1 ja 2 jakamalla saatu esilämmitys ja tulistusenergia lämpöpumpun lämpökertoimella ja lisäten osamäärään käytetty sähköenergia kaavalla 20.

$$Q_{lvsäh} = \frac{(Q_{elv} + Q_{tul2})}{COP_{LP01LP02}} + Q_{säh} \quad (20)$$

$Q_{lsähv}$  on lämpimän käyttöveden tuottamisen sähköenergiantarve, kWh

$Q_{elv}$  on lämpimän käyttöveden esilämmitysenergia, kWh

$Q_{tul2}$  on lämpöpumpulla LP02: lla tuotettu tulistusenergia, kWh

$COP_{LP01LP02}$  on lämpöpumppujen LP01 ja LP02 lämpökerroin

$Q_{säh}$  on tarvittava sähköenergia, kWh

Kolmannen tapauksen käyttöveden tuottamiseen kulutettu sähköenergia LP01:llä ja LP02:lla saadaan jakamalla koko lv:n tuottamiseen tarvittu energia LP01:n ja LP02:n lämpökertoimella. LP03:n käyttöveden tuottamiseen kuluttama energia saadaan jakamalla lv:n loppulämmityksen ja lvk:n kuluttama energia LP03:n lämpökertoimella. Kun nämä osamäärät lasketaan yhteen, saadaan kaavan 21 mukaisesti kolmannen tapauksen lv:een kuluttama sähköenergia.

$$Q_{lvsäh} = \left[ \frac{Q_{lv}}{COP_{LP01LP02}} \right] + \left[ \frac{(Q_{llv} + Q_{lvk})}{COP_{LP03}} \right] \quad (21)$$

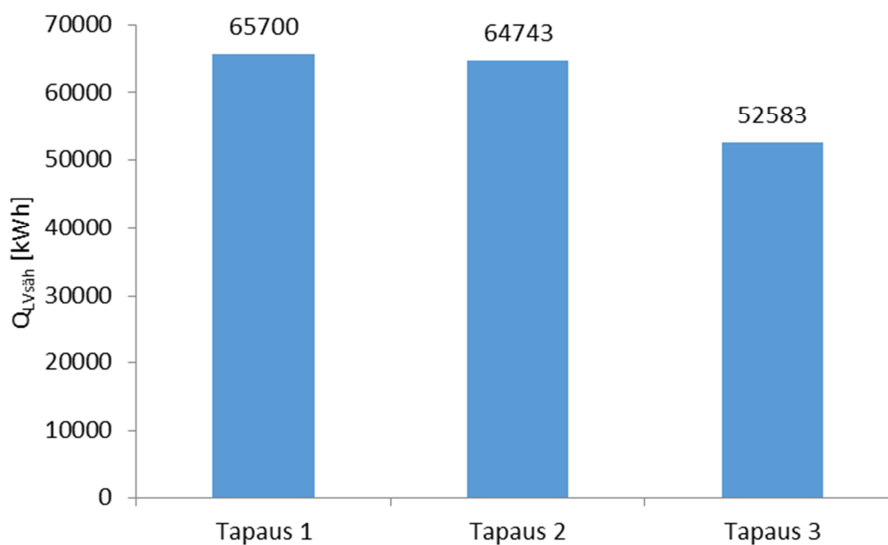
$Q_{lsähv}$  on lämpimän käyttöveden tuottamisen sähköenergiantarve, kWh

$Q_{lv}$  on lämpimän käyttöveden energiantarve, kWh

$Q_{llv}$  on lämpimän käyttöveden loppulämmitysenergia, kWh

$\emptyset_{lvk}$  on lämpimän käyttöveden kierron keskilämmitysenergia, kWh

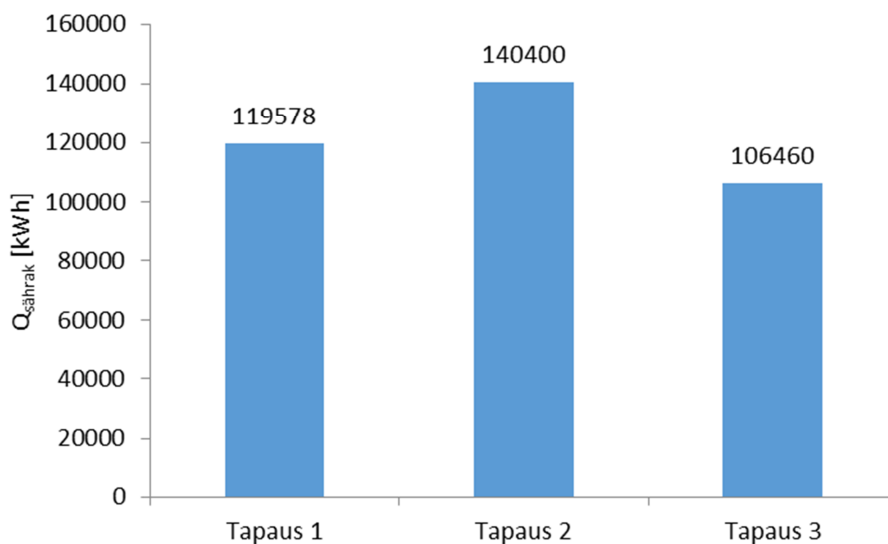
Lämpimän käyttöveden tuottamisen kulutettua sähköenergiaa tarkastelujaksolla vertailtaessa voidaan kuvasta 26 havaita, että kolmannessa tarkastelutapauksessa käytetään 20 % vähemmän sähköenergiaa kuin ensimmäisessä tapauksessa huolimatta siitä, että lv:n energiamäärä tuotetaan esilämmitystä lukuun ottamatta kahteen kertaan joh-tuen lämpötilatason portaittaisesta nostamisesta. Toisen tapauksen sähköenergianku-lutus on 1 % pienempi kuin ensimmäisen tapauksen.



Kuva 26. Lämpimän käyttöveden tuottamiseen käytetty sähköenergia.

## 6.2 Lämmitysenergiankulutus

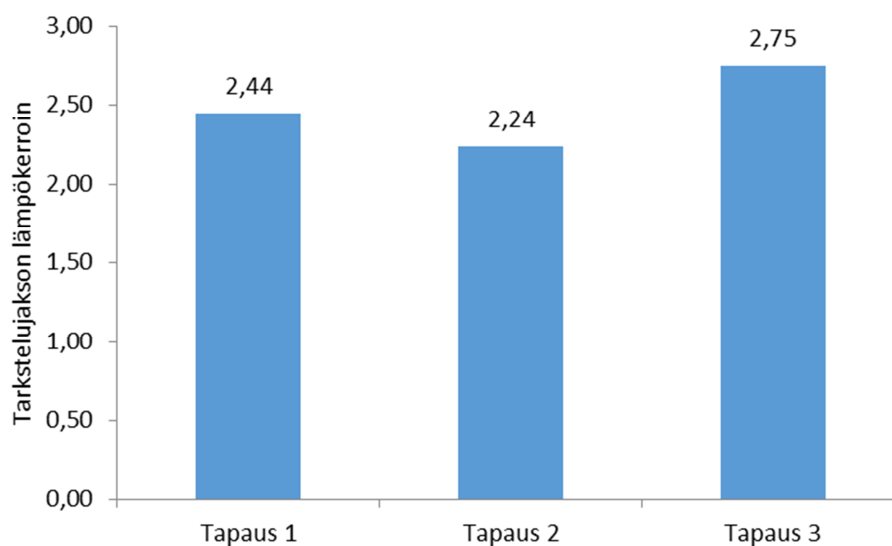
Tarkastelutapausten kokonaislämmitysenergian sähkönkulutuksia vertailtaessa voidaan kuvasta 27 havaita, että toisessa tarkastelutapauksessa sähköenergian tarve kasvaa 17 % ensimmäisestä tarkastelutapauksesta parantuneesta käyttöveden tuottokyvystä huolimatta. Tämä johtuu lämpökertoimen huonontumisesta, mikä vaikuttaa koko lämmitysenergian tuoton tehokkuuteen huonontavasti. Kolmannen tapauksen sähköenergian tarve on 11 % pienempi kuin ensimmäisen tapauksen. Kulutuslukemia muihin järjestelmiin verrattaessa tulee huomioida, että isentrooppisena hyötysuhteena käytetty arvo 0,45 on erittäin alhainen.



Kuva 27. Tarkastelutapausten lämmityksen ja lämpimän käyttöveden tuottamiseen käytetty sähköenergia.

### 6.3 Lämpökertoimet

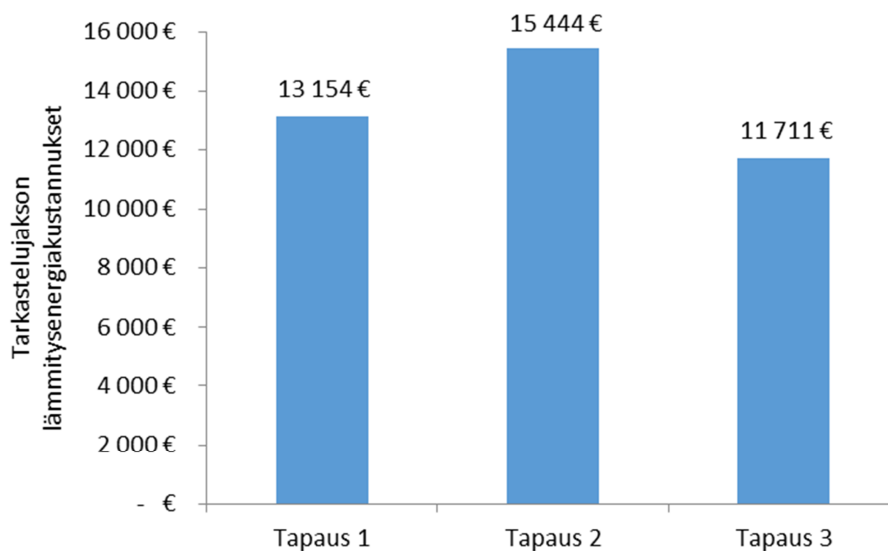
Kun tiedossa on sekä saatu lämmitysenergia että käytetty sähköenergia, voidaan järjestelmille luoda tarkastelujakson lämpökertoimet, jotka on esitetty kuvassa 28. Koska kolmannen tapauksen sähkönkulutus on pienin, on sen lämpökerroin luonnollisesti paras ollen 12 % suurempi kuin ensimmäisen tapauksen.



Kuva 28. Tarkastelujakson lämpökertoimet.

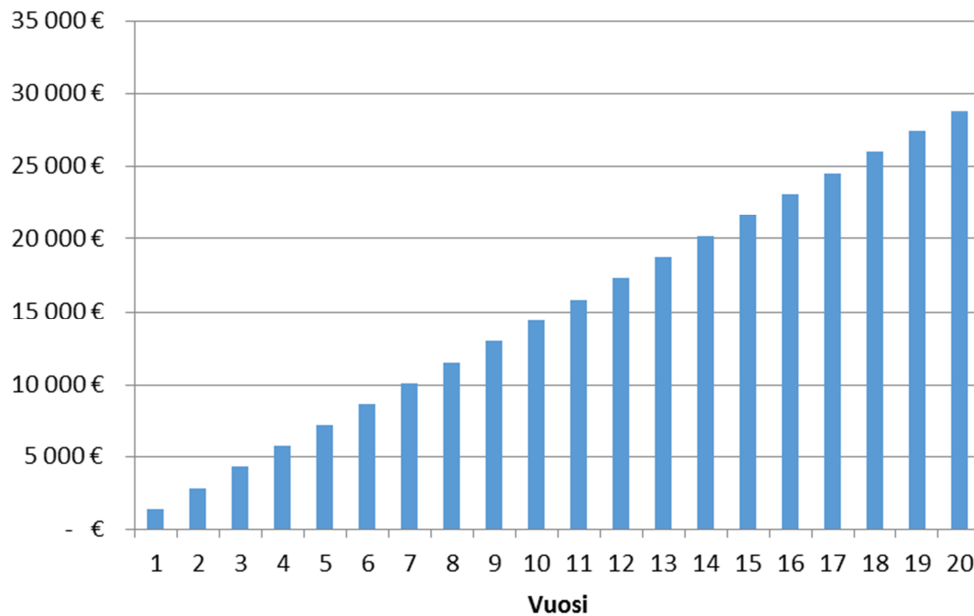
#### 6.4 Kustannukset ja takaisinmaksuaika

Kun sähkön hintana käytetään 110 €/MWh [20, s. 8462] ovat eri tapauksen tarkastelujakson lämmitysenergiakustannukset kuvan 29 mukaiset.



Kuva 29. Tapauksen lämmitysenergiakustannukset.

Kolmannen tapauksen vuotuinen säästö verrattuna toiseen tapaukseen on 2291 € ja 1443 € verrattuna ensimmäiseen tapaukseen. Kolmannen tapauksen säästön kertyminen ilman laskentakorkoa tai energian hinnan muuttumisen arviointia suhteessa ensimmäiseen tapaukseen on esitetty kuvassa 30.



Kuva 30. Kolmannen tapauksen säästön kertyminen.

LP 03:n mitoitusarvoilla ei ole markkinoilla laitetta saatavilla, joten kustannusarvio on tehty lähimmällä vastaavalla sarjatuotantoisella laitteella, jonka lämpöteho on n. 9 kW vastaavalla höyrystymis- ja lauhtumislämpötilojen erotuksella ja kompressorin sähköteholla n. 2 kW. Automaatiovarusteltu lämpöpumppu nestepuolten pumppuineen asennettuna maksaa n. 10 000 € [22], josta lämpöpumpun osuus on 5000...6000 € [22, 23]. Näin järjestelmän suoraksi takaisinmaksuajaksi tulisi noin 7 vuotta. Takaisinmaksuajan voidaan olettaa olevan lyhyempi, jos käyttöveden kulutus on suurta.

Lämpöpumpun keskimääräinen käyttöikä on 25...30 vuotta, kompressorin saatetaan joutua vaihtamaan 10...15 vuoden välein [24, s. 15], joten 10 000 €:n hankintakustannuksella ja 7 vuoden takaisinmaksuajalla voidaan investoinnin arvioida olevan kannattava.

## 7 Yhteenveto

Tutkimus kuuluu RYM Oy:n sisäympäristöhankkeisiin. Työssä on tutkittu Lanssikatu 3–5:n matalaenergiatalojen lämpöpumppujärjestelmän toimintaa erityisesti lämpimän käyttöveden tuotannon kannalta, joka oli aiemmissa opinnäytetöissä osoittautunut ongelmalliseksi. Tutkimuksen perustana on käytetty rakennusautomaatiosta saatuja mittaustietoja sekä Metropolia Ammattikorkeakoulun aiemmin suorittamien mittausten

tuloksia. Mittaustietojen avulla on laskennallisesti tarkasteltu ja vertailtu olemassa olevaa sekä kahta vaihtoehtoista lämpöpumppujärjestelmää. Työssä on myös luotu toimintakaavio olemassa olevasta lämmitys- ja jäähdytysjärjestelmästä. Lopuksi työssä on tehty energiankulutus- ja kustannusvertailua sekä laskettu takaisinmaksuaika parhaalle vaihtoehtoiselle järjestelmälle.

Lanssikatu 3–5 on kohteena edelläkävijä matalaenergiatuotannon toteuttamisessa laajemmassa mittakaavassa asuinkerrostaloissa. Kohteesta saatava pitkäaikainen ja kattava mittaustieto on tärkeää sekä rakennuksen toiminnan seurannassa että ongelma-kohtien ja toisaalta parannusideoiden löytymisessä tutkimusten avulla. Tässä opinnäytetyössä saadut tulokset voivat osaltaan auttaa rakennuttajaa tulevien rakennuskohteiden lämmitysjärjestelmävalinnassa.

Opinnäytetyössä osoitettiin laskennallisesti, että kaksiportainen lämpöpumppukytkeä on kannattava ratkaisu, kun maalämpöpumpulla tuotetaan lämpöä sekä matalalämpöiseen lämmitysverkostoon että korkealämpöiseen lämpimään käyttöveteen. Lämpimän käyttöveden tuotannon parantaminen vähensi tällä ratkaisulla koko järjestelmän sähkönkulutusta. Aurinkokeräimien sekä varaajien käyttäytymisen vaikutus jouduttiin laskennan yksinkertaistamiseksi jättämään huomioimatta, mutta aurinkokeräimien toiminnasta järjestelmässä esitettiin arvioita. Aurinkokeräimien toimintaa on tutkittu ja siihen on esitetty parannuksia aiemmissa opinnäytetöissä. Tässä opinnäytetyössä tuli esiin lämpöpumpun käyntiaikasuhteen väheneminen, jota aurinkokeräimien lämpö entistään lisää. Aurinkokeräimiin tehdyt parannusehdotukset tarpeenmukaisine lämmönohjauksineen parantaisivat myös lämpöpumpun mahdollisuutta tuottaa lämmintä käyttövettä kesäaikaan.

Lanssikatu 3–5 on kohde, jossa riittää tutkimusaiheita myös tulevaisuudessa. Tämä opinnäytetyö sisältää vastauksia aiemmissa opinnäytetöissä esitettyihin lisätutkimustarpeisiin järjestelmän vuosihyötysuhteen, lämpöpumppujen käyntiaikojen sekä sähkövastusten käyttöaikojen osalta, mutta merkittäviä tutkimuskohteita on vielä tutkimatta. Edellisissä opinnäytetöissä esitettyjen lisätutkimustarpeiden lisäksi olisi hyvä tutkia tässä opinnäytetyössä esitettyä kaksiportaista lämpöpumppujärjestelmää tarkemmin. Tarkempi tutkimus voitaisiin tehdä dynaamisella laskentamenetelmällä mallintamalla, jolloin laskentaan voitaisiin mahdollisesti ottaa mukaan myös aurinkokeräimet ja varaajien käyttäytyminen, jotka taulukkolaskentamenetelmässä jätettiin huomioimatta. Tut-

kimus voitaisiin tehdä myös pilottiprojektina, jossa järjestelmä rakennettaisiin ja sen toimintaa seurattaisiin laajalla valvontajärjestelmällä kuten Lanssikatu 3–5:ssä.

Kaksiportaisen lämpöpumppuidean tutkiminen herätti myös kysymyksen olemassa olevan lämpöpumppujärjestelmän, kahden kylmäainepiirin kaskadimaalämpöpumpun puuttumisesta markkinoilta. Kaskadilämpöpumppujärjestelmä voisi olla hyvä ratkaisu korjausrakentamisessa, jossa myös lämmitysverkosto toimii korkeilla lämpötiloilla.

## Lähteet

- 1 Yritys. 2015. Verkkodokumentti. Lahden Talot Oy.  
<<http://www.lahdentalot.fi/yritys/>>. Luettu 30.1.2015.
- 2 Yritys. 2015. Verkkodokumentti. RYM Oy.  
<<http://rym.fi/fi/yritys/>>. Luettu 30.1.2015.
- 3 Työpaketti 2. 2015. Verkkodokumentti. RYM Oy.  
<<http://aedesign.fi/rym/tutkimusohjelmat/sisaymparisto/tyopaketti2/index.html>>.  
Luettu 30.1.2015.
- 4 Matalaenergiatalon määritelmiä. 2015. Verkkodokumentti. Motiva Oy.  
<[http://www.motiva.fi/rakentaminen/millainen\\_on\\_energiatehokas\\_pientalo/matalaenergiatalon\\_maaritelmiä](http://www.motiva.fi/rakentaminen/millainen_on_energiatehokas_pientalo/matalaenergiatalon_maaritelmiä)>. Luettu 30.01.2015.
- 5 Holopainen, Riikka, Vares, Sirje, Ritola, Jouko & Pulakka, Sakari. 2010. Maa-lämmön ja -viilennyksen hyödyntäminen asuinkerrostalon lämmityksessä ja jääh-dytyksessä. VTT.
- 6 Huhtala, Paulus. 2013. Matalaenergiarakennuksen lämmöntuotantojärjestelmien toiminnan seuranta. Insinööriyö. Metropolia Ammattikorkeakoulu.
- 7 Saidur, R. Masjuki, H.H. & Jamaluddin, M.Y. 2007. An application of energy and exergy analysis in residential sector of Malaysia. Energy Policy. Vol. 35, Issue 2.
- 8 Wemhoener, Carsten (Editor). 2011. Field Monitoring, Results of field tests of heat pump systems in low energy houses. Muttenz: Institute of Energy in Build-ing, University of Applied Sciences Northwestern Switzerland.
- 9 Ahmed, Kaiser, Pylysy, Petri & Kurnitski, Jarek. 2015. Monthly domestic hot water profiles for energy calculation in Finnish apartment buildings. Energy and Build-ings. Vol. 97, s. 77–85.
- 10 Koskimaa, Tuomo. 2013. Matalaenergiarakennuksen ilmanvaihdon ja lämmönja-on toiminnan seuranta. Insinööriyö. Metropolia Ammattikorkeakoulu.
- 11 Hakala, Pertti & Kaappola, Esko. 2007. Kylmälaitoksen suunnittelu. 2. tarkistettu painos. Jyväskylä: Opetushallitus. Gummerus Kirjapaino Oy.
- 12 Aittomäki, Antero (toim.). 2008. Kylmäteknikka. 3. painos. Jyväskylä: Gummerus Kirjapaino Oy.
- 13 Threlkeld, James. 1970. Thermal Environmental Engineering. New Jersey: McGraw-Hill.

- 14 Mellin, Ilkka. 2006. Verkkodokumentti. TKK. Tilastolliset menetelmät, Lineaarinen regressioanalyysi. <<http://math.aalto.fi/opetus/sovtoda/oppikirja/Johdanto.pdf>>. Luettu 14.4.2015.
- 15 Knight, Ian, Kreutzer, Nico, Manning, Marianne, Swinton, Mike & Ribberink, Hajo. 2007. European and Canadian non-HVAC Electric and DHW Load Profiles for Use in Simulating the Performance of Residential Cogeneration Systems. Her Majesty the Queen in Right of Canada.
- 16 Miettinen, Jani. 2014. Järjestelmäasiantuntija, Schneider Electric Buildings Finland Oy, Lahti. Keskustelu 11.11.2014.
- 17 Eskola, Lari, Jokisalo, Juha & Sirén Kai. 2012. Verkkodokumentti. Lämpöpumpujen energialaskentaopas. <<https://www.google.fi/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&source=web&cd=1&cad=rja&uact=8&ved=0CB4QFjAA&url=http%3A%2F%2Fwww.ym.fi%2Fdownload%2Fnoname%2F%257B10A732A6-EA2F-45F9-869C-6F909138CB26%257D%2F30757&ei=mkk1Ve7ZDoawsAHC4oPoBQ&usg=AFQjCNFBNtTCAyi3EL4KB9OFLIIC-plUVA&bvm=bv.91071109,d.bGg>>. Luettu 20.4.2015.
- 18 Yrjölä, Jukka. 2014–2015. Yliopettaja, Metropolia Ammattikorkeakoulu, Espoo. Palaverit ja keskustelut syksy 2014–syksy 2015.
- 19 Khan, Jameel-Ur-Rehman & Zubair, Syed. 1998. Design and rating of a two stage vapor compression re-refrigeration system. Energy. Vol. 23 s. 867–878.
- 20 Yrjölä, Jukka & Laaksonen, Eetu. 2015. Domestic Hot Water Production with Ground Source Heat Pump in Apartment Buildings. Energies. Vol. 8, s. 8447–8466.
- 21 Cool Pack version 1.50. IPU & Department of Mechanical Engineering Technical University of Denmark.
- 22 Olander, Markus. 2015. Projektimyöntipäällikkö. NIBE Energy Systems Oy, Vantaa. Keskustelu 15.10.2015.
- 23 Maalämpöpumppu Bosch Compress 5000 LW/M 9 kW. 2015. Verkkodokumentti. <<http://www.webcitation.org/6cl7sWFrc>>. Luettu 15.10.2015.
- 24 LVI 01-10424. Kiinteistön tekniset käyttöiät ja kunnossapitojaksot. 2008. Rakennustietosäätiö RTS ja LVI-Keskusliitto.

