

Mikko Rantanen

# Lämpöpumppulämmitysjärjestelmän mitoitus ja laitevalinnat

Metropolia Ammattikorkeakoulu

Insinööri (AMK)

Talotekniikka

Insinööriytyö

8.4.2015

Tekijä Otsikko	Mikko Rantanen Lämpöpumppulämmitysjärjestelmän mitoitus
Sivumäärä Aika	48 sivua + 8 liitettä 8.4.2015
Tutkinto	insinööri (AMK)
Tutkinto-ohjelma	talotekniikka
Suuntautumisvaihtoehto	LVI-suunnittelu
Ohjaaja	yliopettaja Jukka Yrjölä
<p>Insinööriyön tavoitteena oli selvittää lämpöpumppulämmitysjärjestelmän osatehomitoituksessa suoritettavien laitevalintojen perusteet ja vaikutus järjestelmän toimintaan ja hankkeen kannattavuuteen.</p> <p>Selvitys laadittiin perehtymällä laitetoimittajien mitoitusyökaluihin ja suunnittelu- ja asennusoppaisiin sekä haastatteleamalla kokeneita LVI- ja lämpöpumppusuunnittelijoita.</p> <p>Haastatteluiden perusteella todetaan että suunnittelutoimeksiantoja on erityyppisiä, sen johdosta myös suunnittelun tarkkuus vaihtelee. Samalla todetaan että laitevalmistajien aineistot on suunnattu asennus- ja käyttövaiheisiin, eivätkä ne palvele suunnittelua kovin hyvin. Laitevalmistajien ohjeet ja laskentaohjelmat eivät perustele laitevalintoja eivätkä laskentatapoja.</p> <p>Selvityksen yhteydessä todetaan että suurien energiakenttien ja lämpöpumppuhankkeiden yhteydessä on tärkeää suorittaa tarkempi maaperän lämmönjohtavuuden mittausta, sen perusteella tehtävä energiakentän simulaatio sekä lämpöpumppujärjestelmän yksityiskohmainen suunnittelu ja elinkaarikustannuslaskelma. Suomessa maaperän lämmönjohtavuuden mittaustulosten vaihteluväli on 2...6 W/Km. Maaperän lämmönjohtavuuden vaihtelun johdosta taulukkomitoituksella alimitoitetaan energiakenttä. Energiakentän alimitoitus johtaa heikentyneen lämpökertoimen kautta ennakoitua suurempiin elinkaarikustannuksiin, jolloin kannattavuus ei toteudu suunnitellusti.</p> <p>Tutkimuksessa todettiin, että hankkeen kannattavuus riippuu suuresti lämpöpumpun ja koko järjestelmän tarkasta mitoituksesta. Tutkimuksessa todettiin myös, että suunnittelutoimeksiannosta riippuen aina ei kuulu mitoittaa järjestelmiä ja kaikkia komponentteja. Joskus toimeksianto on vain jo ennalta valitun laitteen sovittaminen kiinteistöön puuttumatta lämpöpumpun tai energiakentän mitoituksen perusteisiin.</p>	
Avainsanat	lämpöpumppu, osatehomitoitus, lämpöpumppusuunnittelu, ge-energiakenttä

Author Title	Mikko Rantanen Dimensioning of a heat pump heating system
Number of Pages Date	48 pages + 8 appendices 19 Mars 2015
Degree	Bachelor of Engineering
Degree Programme	Building Services Engineering
Specialisation option	HVAC Engineering, Design orientation
Instructor	Jukka Yrjölä, Principal Lecturer
<p>The purpose of this Bachelor's thesis was to investigate the partial load dimensioning and device choices of heat pump heating systems, and establish their importance and impact on both the operation of the system and the profitability of the project. For the final year project, the design tools, and design and installation guides of various vendors were studied, and experienced HVAC and heat pump designers were interviewed.</p> <p>As a result it was established that the profitability of a project is highly dependent on the heat pump partial dimensioning and device choices. The study also established that the main focus when dimensioning a heat pump system should be on the geo-energy field since heat pumps do not work with good efficiency if collectors do not work perfectly.</p> <p>The study also found that design assignments vary. In some cases it is not necessary to intervene with the heat pump or energy field dimensioning since the assignment is about fitting a pre-selected device in a building.</p> <p>The study showed that the dimensioning of a geoenery field is most important since it is the largest investment. Failure in energy field dimensioning causes the lifecycle to end before the return of investment.</p>	
Keywords	heat pump heating system

## Sisällys

Lyhenteet ja termit

Kaavaluettelo

1	Johdanto	1
2	Lämmitysjärjestelmä ja lämpöpumppu	2
2.1	Kiinteistön lämmitystehontarve	3
2.2	Kiinteistön lämmitystehontarve eri ulkolämpötiloissa	4
2.3	Kiinteistön lämmitysenergian kulutus	7
2.4	Lämpöpumpun täyden tehon käyntijakso	8
2.5	Lämpöpumppujen lämmönkeruu	9
2.6	Energiakentän alimitoitus	13
2.7	Lämpöpumpun antoteho	14
2.8	Lämpöpumpun lämpökerroin	15
2.9	Lämpöpumpun säätöalue	17
2.10	Käynti- ja lepojaksot	18
2.11	Lämpöpumpun mitoituspiste	19
3	Lämpöpumppujärjestelmän suunnittelun haasteet	21
3.1	Lämpöpumppujen erot suunnittelun näkökannalta	21
3.2	Suunnittelu käytännössä	24
3.2.1	LVI-suunnittelijat	24
3.2.2	Erikoistuneet lämpöpumppusuunnittelijat	25
3.3	Lämpöpumpun tehon optimointi	26
3.4	Käytännön optimointi	28
3.5	Puskurivaraajan koko	29
3.6	Lämpimän käyttöveden huippuvirtaaman arviointi	31
3.7	LV-varaajan koko	32
3.8	LV-lisälämpötehon mitoittaminen	35
3.9	Lisälämpötehon mitoitus	36
3.10	Lämmönkeruupiirin mitoitus	37
3.11	Lämpöpumpun otto- ja antoenergia	38
3.12	Elinkaaren arviointi	39
3.13	Suunnittelun kehittäminen	40
4	Laitevalmistajien antamat suunnitteluarvot	41

4.1	Puskurivaraajan koko	41
4.2	LV-varaajan koko	41
4.3	Ilma-vesilämpöpumpun lisälämpö	42
4.4	Maalämpöpumpun lisälämpö	42
5	Yhteenveto	43
6	Päätelmät	44
	Lähteet	45

#### Liitteet

- Liite 1. Laskelmissa käytetyn mallikiinteistön tiedot
- Liite 2. Mitoitustehon laskenta toteutuneen kulutuksen perusteella
- Liite 3. Lämpöpumpun teholaskennan lähtötiedot sekä tulokset
- Liite 4. Lämpöteholaskennan esimerkkiraportti MLP70
- Liite 5. Lämpöteholaskennan esimerkkiraportti ILP75
- Liite 6. Osatehomitoituslaskelman esimerkki ILP 44
- Liite 7. TRT-mittauksen esimerkkiraportti
- Liite 8. EED-simulaation esimerkkiraportti

## Lyhenteet ja termit

COP	Lämpökerroin (coefficient of performance) kuvaa lämpöpumpun hyötysuhdetta. COP-luku on tuotetun energian suhde käytettyyn energiaan. COP määritellään standardin EN14511 mukaisesti.
EED	Earth Energy Desing. Energiakentän tasesimulaatio. Simulaation avulla mallinnetaan energiakentän energiatase ja taseen pitkänaikavälin vaikutus kentän lämpötilaan. Liitteessä 8 on esitetty esimerkki raportti EED-simulaatiosta.
IVLP	Ilma-vesilämpöpumppu. Lämmön keruu tapahtuu tyypillisesti laitteen ulkoisikköön asennetulla lämmönsiirtimellä.
LP	Lämpöpumppu. Laite, joka tuottaa lämpöä kylmäprosessin avulla.
MLP	Maalämpöpumppu. Tarkemmin neste-nestelämpöpumppu. Lämmön keruu tapahtuu yleensä maahan tai vesistöön erikseen asennettavalla lämmönkeruuputkistolla.
PILP	Poistoilma-lämpöpumppu. Lämpöenergian keruu tapahtuu kiinteistön poistoilman lämmöntalteenoton avulla.
TRT	Thermal Response Test. Terminen vastetestti, mittauksella määritetään maaperän lämmönjohtavuus ja energiakaivon termisiä ominaisuuksia. Mittattua lämmönjohtavuutta voidaan käyttää energiakentän mitoituksen perusteena. Liitteessä 7 on esitetty esimerkki raportti TRT-mittauksesta.
TYR2012	Rakennusten energialaskennassa käytettävä sääaineisto, joka perustuu vuosien 1980–2009 havaintoihin. [1]

energiakaivo Energiakentän maaperään porattava kaivo, jonka mahdollistaa pystysuuntaisen kollektorin käytön.

energiakenttä

Energiakenttä on useiden energiakaivojen ryhmä.

**huipputeho** Huipputeholla tarkoitetaan lämmitysjärjestelmän mitoitustehoa joka tarvitaan ulkolämpötilanmitoitulosuhteissa.

**kilpiarvo** Kilpiarvolla tarkoitetaan olevan laitteen ominaisuuksia. Merkittäviä ominaisuuksia lvi-suunnittelun yhteydessä ovat lämpöteho, sähköteho, tilavuusvirta, painehäviö tai nostokorkeus.

**kollektori** Energiakaivoon, pintamaahan tai vesistöön asennettava lämmönkeruuputki. Kollektori toimii lämmönsiirtimenä maaperän ja keruuliuksen välillä.

**maaperän nettotase**

Maaperän nettotase on vuositasolla lämpöenergian oton ja annon erotus.  
Nettotase = Lämmön otto – Lämmön anto

**mitoitusaste** Lämpöpumpun mitoitusasteella tarkoitetaan lämpöpumpun osatehon suhdetta kiinteistön huipputehoon. Mitoitusaste ts. kattavuus voidaan ilmoittaa myös lämpötilojen kautta. Silloin kattavuudeksi esitetään esimerkiksi  $-5\text{ °C}$ :a. Tällä tarkoitetaan matalinta ulkolämpötilaa, jossa lämpöpumppu tuottaa kaiken tarvittavan lämpötehon.

**osateho** Osateholla tarkoitetaan lämmitysjärjestelmän laitetta, joka ei kata koko tehon- tai lämpötilatarvetta.

**rajalämpötila**

Rajalämpötilalla tarkoitetaan ulkolämpötilaa joka alitettaessa kiinteistön lämpöenergian tarve kasvaa. Rajalämpötila vaihtelee kiinteistön käytön ja järjestelmien mukaan  $12\text{...}17\text{ °C}$ :n välillä.

**regenerointi** Regeneroinnilla tarkoitetaan palauttamista tai uudistamista. Energiakentän yhteydessä lämpöenergiaa sidotaan tai palautetaan kentän maaperään.

- regressio      Regression avulla tarkastellaan muuttujien riippuvuutta. Kiinteistöjen yhteydessä regressioanalyysin avulla tarkastellaan esimerkiksi lämpötehon tai energiakulutuksen riippuvuutta ulkolämpötilaan.
- tuntiteho      Tuntitehotieto on tunnin välein rekisteröity tunnin keskiteho joka on varustettu aikaleimalla. Aikaleiman perusteella tuntiteho voidaan verrata ulkolämpötilaan tai kiinteistön käyttöprofiiliin.

## **Kaavaluettelo**

- Kaava 1.      Lämpötehon kaava, verkoston virtaama
- Kaava 2.      Lämpötehon kaava, LV:n lämmitysteho
- Kaava 3.      Energian kaava, LV:n suurimman käyttöjakson lämpöenergia
- Kaava 4.      Energiasisällön kaava, varaajan pienin koko
- Kaava 5.      Lämpötehon kaava, LV:n lisälämmitysteho



## 1 Johdanto

Lämmöntuotto- ja keruujärjestelmän laitevalinnat haastavat suunnittelijaa teknisten yksityiskohtien yhteensovittamisella niin, että järjestelmän käyttäjä saisi parhaan mahdollisen järjestelmän mahdollisimman kustannustehokkaasti. Tilastollisesti säävyöhykkeellä 1 ulkolämpötilan mitoituslämpötila ei esiinny lainkaan testivuoden TRY2012 aikana [1]. Suoritettujen lämmityksen tuntiteho mittausten perusteella tiedetään, että todellinen lämmityksen huipputehon (lämmitysteho > 95 %) tarve on noin 2 % koko vuodesta. [2] Koska huipputehontarvetta esiintyy vain hyvin lyhyenä aikana, ei sen tuottamiseen edullisella energialla kannata investoida paljoa. Sen johdosta lämmöntuottojärjestelmien hybridit ovat yleistyneet.

Selvityksen yhteydessä on haastateltu LVI- ja lämpöpumppusuunnittelijoita sekä laitevalmistajien edustajia, tutustuttu alan kirjallisuuteen sekä laitevalmistajien ohjeisiin ja laskentaohjelmiin. Selvityksen yhteydessä on laskettu mitoitusohjelmilla eri mitoitusenergian-tuottoasteita ja energiatehokkuutta eri olosuhteissa.

Selvityksen tarkoitus on syventää tekijän ymmärrystä lämpöpumppujärjestelmien suunnittelusta sekä optimoinnista. Selvityksen tavoitteena on myös haastaa olemassa olevia taulukkomitoitus arvoja sekä vanhoja nyrkkisääntöjä.

Selvityksessä käsitellään kiinteistököön järjestelmiä. Lämpöpumpuista on tarkasteltu maalämpöpumppuja sekä ulkoilmalämpöpumppuja. Poistoilmalämpöpumput sekä pientalojen lämpöpumput on jätetty tämän selvityksen ulkopuolelle.

Insinööriyön esimerkikiinteistö on kuvitteellinen kiinteistö, jonka lämmitystarpeen huipputeho on 95 kW. Kiinteistö sijaitsee säävyöhykkeellä 1. Lämmitysverkoston menoveden lämpötila on 70 °C ja paluueden lämpötila on 40 °C mitoitusulkolämpötilassa. Tarkempi kiinteistön kuvaus on esitetty liitteessä 1.

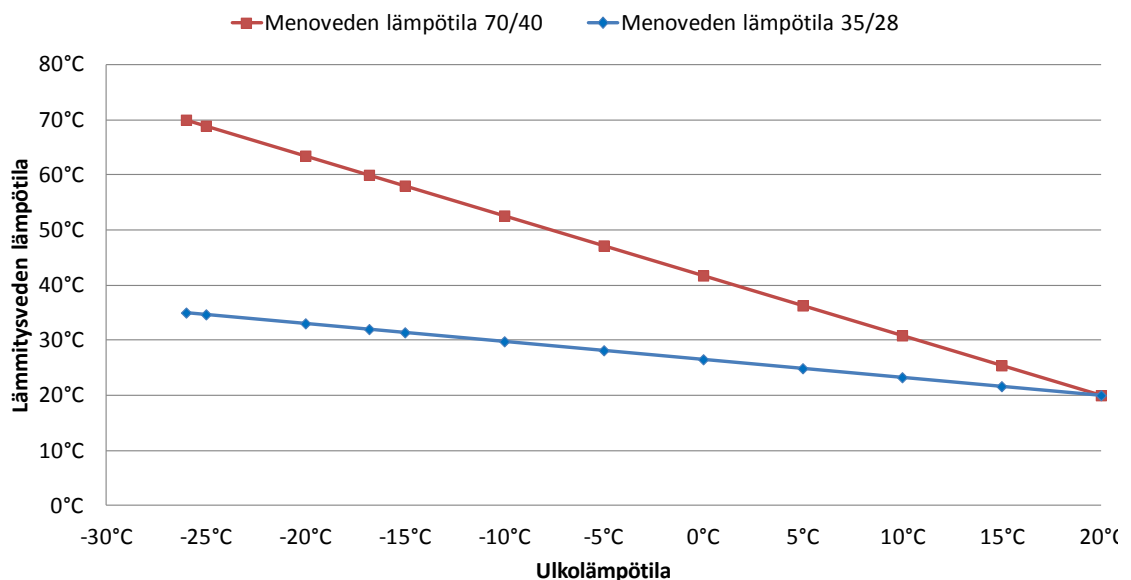
Lämpöpumppujen teho-, cop- sekä tuottolaskennoissa on käytetty Carrierin Packaged Chiller Builderin versiota 3.33, Oilonin Geopro- maalämpöpumpun mitoitusohjelmaa, sekä Nibe VDIM -ohjelmistoa.

## 2 Lämmitysjärjestelmä ja lämpöpumppu

Lämpöpumppulämmitysjärjestelmien suunnittelu voidaan jakaa kahteen osaan: suunnittelu saneerauksen yhteydessä tai suunnittelu uudisrakentamisen yhteydessä.

Suunnittelu uudisrakentamisen yhteydessä on yleensä mutkattomampaa, koska koko lämmitysjärjestelmä voidaan suunnitella lämpöpumppeihin soveltuvaksi. Lämmönjakolaitteet voidaan valita toimintalämpötilan 45/35 mukaisesti ja lattialämmityksen osalta 35/30, jotka ovat huomattavasti perinteistä toimintalämpötilaa 70/40 optimaalisempia lämpöpumpulle. Toisaalta uudisrakennuksen huipputeho ja tehontarpeen jakauma on aina laskennallinen ja siksi voi sisältää merkittävän virheen. Suomen rakentamismääräyskokoelman osan D5 [3] laskennan mukaisella huipputehon ja energiakulutuksen laskennalla lämmitystehontarpeesta ja kulutuksesta tulee yleensä todellista suurempi, mikä taas voi vaikuttaa lämpöpumppujärjestelmä kannattavuuteen. Myös uudisrakentamisessa lämpöpumppu ja apulaitteet on valittava huolella.

Kuvassa 1 on esitetty perinteisen lämmitysverkoston sekä uudemman lämpöpumpuille optimoidun lämmitysverkoston menoveden lämpötilat eri ulkolämpötiloilla. Lämpöpumpun lämpökerroin ja tuotto ovat sitä parempia, mitä matalampi lauhdutuslämpötila on.



Kuva 1. 70/40 ja 35/30 lämmitysverkostojen lämpötilat eri ulkolämpötiloilla. Varsinaisia lämmönluovuttimia ei ole valittu, laskelmia on yksinkertaistettu jättämällä säteily eksponentti huomioimatta.

Suunnittelu saneerauksen yhteydessä on yleensä haastavampaa, koska siinä joudutaan tekemään kompromisseja. Lämmönjakolaitteet on valittu uudisrakentamisen yhteydessä rakentamisaikaisten normien ja tapojen mukaan. Lämpöpumppujen optimaalinen lämpötila-alue poikkeaa vanhoista mitoituslämpötiloista. Lämmönjakolaitteiden täydellinen saneeraus ei yleensä ole kannattavaa lämmitystapamuutoksen yhteydessä. Lämpöpumppu on sovitettava järjestelmään kompromissien avulla. Toisaalta todellinen huipputeho ja tehontarpeen jakauma voidaan selvittää olemassa olevien kulutustietojen tai parhaassa tapauksessa todellisten tuntitehotietojen perusteella.

## 2.1 Kiinteistön lämmitystehontarve

Kaikkien lämmöntuotantotapojen suunnittelu alkaa aina lämmitystehontarpeen selvityksellä. Kiinteistön lämmitystehontarpeella tarkoitetaan lämpötehoa, joka tarvitaan pitämään rakennus tavoitelämpötilassa, ulkoilman mitoituslämpötilan yhteydessä. Säävyöhykkeellä 1 ulkoilman mitoituslämpötila on  $-26\text{ °C}$ .

Uudisrakentamisen tai siihen verrattavan kiinteistön lämpötehokkuuden perusparannuksen yhteydessä lämmitystehontarve voidaan laskea Suomen rakentamismääräyskokoelman osan D5 (2012) [3] mukaisella menetelmällä tai simulointiohjelmilla.

Lämmitystehontarve voidaan arvioida myös toteutuneen kulutuksen ja lämmitystarvelukujen perusteella. Yleisesti käytetty ja hyväksytty huipputehon laskentamenetelmä on esitetty liitteessä 2.

Lämmitystehontarve voidaan karkeasti arvioida myös rakennustyyppien ja rakennusvuoden perusteella taulukkoarvoilla, joita on esitetty taulukossa 1. Taulukkoarvoja ei tule käyttää yksin mitoituksen perusteena.

Taulukko 1. Vanhojen rakennusten tilojen mitoituslämpötehoja LVI kalenterista [4].

**Vanhojen rakennusten ominaislämmitystehoja**

Tehot ovat mitoitus-tehoja lämmitettävää rakennustilavuutta kohden. Lukuarvot pätevät ennen vuotta 2003 tehdyille rakennuksille. Uudemmissa kulutukset ovat noin 15 % pienemmät.

Asuinrakennukset	mitoitusteho [W/m <sup>3</sup> ]
Uudemmat pientalo (1980-2003)	15-22
Vanhat pientalot (-1979)	22-30
Rivitalot	15-26
Vanhat asuinkerrostalot (-1979)	20-28
Uudemmat asuinkerrostalot (1980-2003)	13-18
<b>Julkiset rakennukset</b>	
Virastot	15-25
Sairaalat	23-40
Päiväkodit	20-25
Koulut	16-22
Teatterit	15-25
Kirkot, kirjastot, museot	16-20
Urheilutilat	20-30
<b>Liikerakennukset</b>	
Myymälät	18-22
Majoitusrakennukset	24-28
Ravintolat, kahvilat, yms.	24-28
Toimisto	24-26
Teollisuuslaitokset	15-28

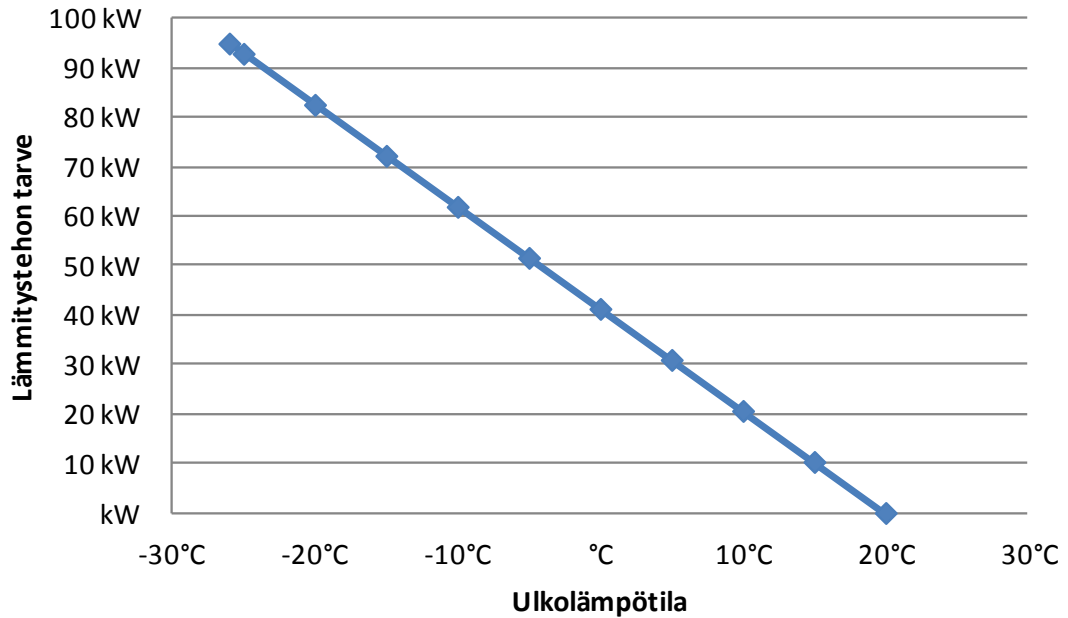
Saneerauskohteessa on hyvä tarkastella olemassa olevien laitteistojen kilpiarvoja, alkuperäisiä suunnitelmia, taulukkoarvoja sekä verrata niitä kulutusten mukaan laskettuun lämmityksen huipputehoon. Kulutukseen perustuvan huipputehonlaskenta on tärkeää, koska tyypillisesti vanhat lämmöntuottolaitteistot ovat ylimitoitettuja. Lisäksi kiinteistöön tehdyt energiatehokkuuden parannustoimenpiteet näkyvät kulutukseen perustuvassa huipputehonlaskennassa.

Olemassa olevien laitteistojen kilpiteho johtaa yleensä lämpöpumpun ylimitoitukseen ja siksi investoinnin suuruus kasvaa turhan suureksi. Ylimitoitettun lämpöpumpun ongelmaksi muodostuu käyntijaksojen lyhyys ja sen johdosta lyhyeksi jäävä elinkaari.

## 2.2 Kiinteistön lämmitystehontarve eri ulkolämpötiloissa

Kiinteistön lämmityksen huipputeho tarvitaan, kun ulkona vallitsee mitoittava lämpötila. Mitoitusolosuhteita korkeammilla lämpötiloilla kiinteistön lämpimänä pitämiseen tarvitaan pienempi lämpöteho.

Talotekniikan suunnittelussa yleensä lämmitystarpeen katsotaan kasvavan lineaarisesti ulkolämpötilan laskiessa sisäilman lämpötilan alapuolelle. Lämmitystarve eri ulkolämpötiloissa on esitetty kuvassa 2.



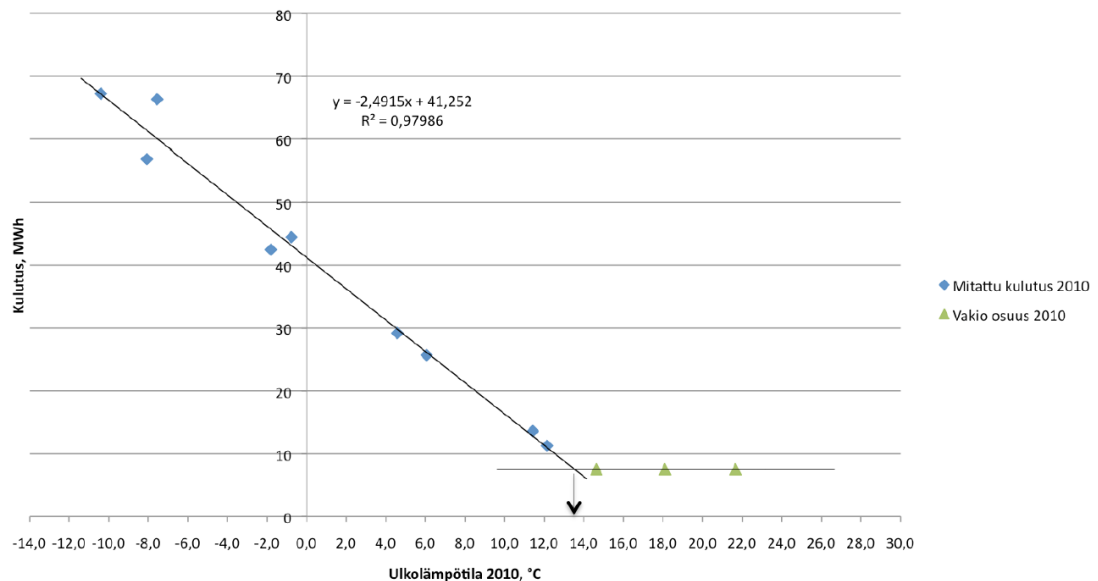
Kuva 2. Esimerkki kiinteistön lämmitystehontarve eri ulkolämpötiloissa

Normaalisti kiinteistön sisäiset lämpökuormat riittävät pitämään kiinteistön lämpimänä niin, että lämmitystä tarvitaan vasta kun ulkolämpötila laskee alle lämmityskauden rajalämpötilan. Lämmityskauden ulkolämpötila rajana pidetään tyypillisesti 12...15 °C [5]. Lämmityskauden ulkolämpötila rajaan vaikuttaa rakennuksen ikä, kunto, taloteknisten järjestelmien käyttö sekä kiinteistötyyppi.

Lämmityskauden rajalämpötilat vaihtelevat kiinteistöjen sisäisten lämpökuormien mukaan. Tyypilliset ulkoilman rajalämpötilat ovat toimistorakennuksessa noin 14 °C, asuinrakennuksissa noin 16 °C sekä kauppakeskuksissa noin 12 °C. [2]

Rajalämpötilaa ei yleensä tarvitse tarkastella, mutta se voidaan laskea tuntitehon tai energiakulutuksen ulkolämpötila regressioanalyysillä. Tuntiteholla tarkoitetaan esimerkiksi kaukolämmön alajakokeskuksen keskitehoa tunnin tarkastelujaksossa. Regressioanalyysi voidaan suorittaa vastaavan ajanjakson ulkolämpötilan perusteella. Kun tuntitehomittaus suoritetaan kaukolämmön alajakokeskuksen energiamittarin avulla, on huomioitavaa että tehoissa on mukana lämpimän veden valmistuksen teho.

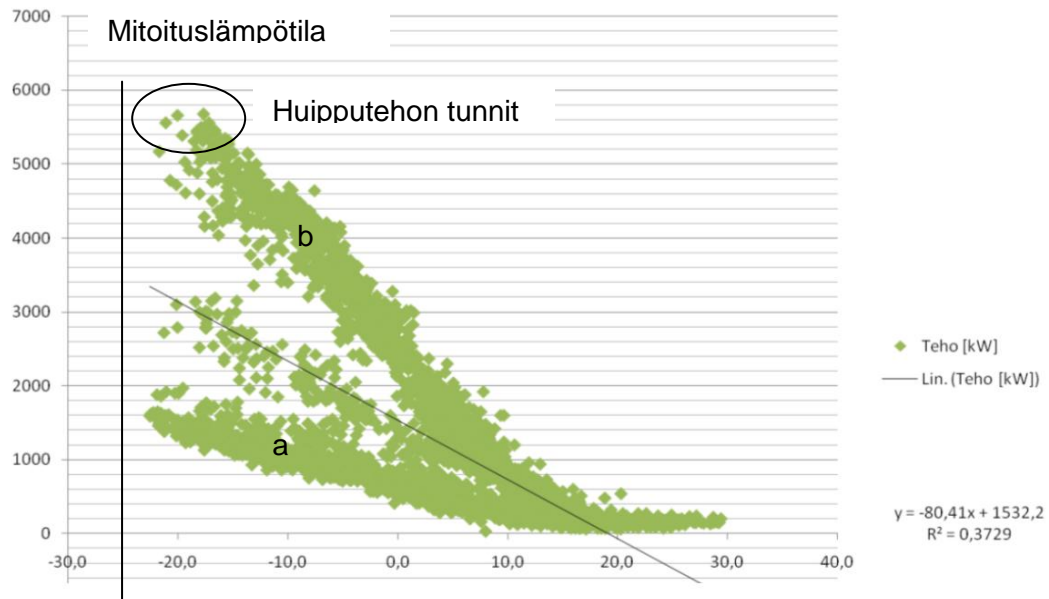
Erään toimistorakennuksen regressioanalyysi on esitetty kuvassa 3. Kuvassa on vaak-akselilla ulkolämpötila ja pystyakselilla kulutettu energia. [2] Kuvasta voidaan havai-ta, että energiankulutus on vakio, kun ulkolämpötila on suurempi kuin 14 °C. Tämä vakiona pysyvä energiankulutus muodostuu pääosin lämpimän käyttöveden lämmityk-sestä sekä lämpimän käyttöveden kierron lämpöhäviöstä. Ulkolämpötilan laskiessa alle 14 °C:n kasvaa lämpöenergian kulutus lähes lineaarisena. Pienet poikkeamat johtuvat kiinteistön käytön poikkeamista, esimerkiksi talvilomajaksosta.



Kuva 3. Erään toimistorakennuksen kulutusten regressioanalyysi. Analyysissä on tarkasteltu kuukausikulutusta eri kuukauden keskilämpötiloissa. [2] Analyysin avulla havaitaan, että kulutus kasvaa lineaarisesti ulkolämpötilan laskiessa alle 14 °C:n. Ulkolämpötilan ollessa rajalämpötilaa korkeampi kulutus on vakio.

Kuvassa 4 on esitetty erään vantaalaisen kauppakeskuksen regressioanalyysi, joka perustuu tuntitehomittaukseen. Kuvassa pystyakselilla on esitetty teho ja vaak-akselilla ulkolämpötila. Kuvasta on helposti havaittavissa muutamia tyypillisiä piirteitä:

- Ulkolämpötilan mitoituslämpötila on –26 °C, näitä ulkolämpötiloja ei ole lainkaan vuoden kestäneen tarkkailujakson aikana.
- Rakennuksella on kolme eri lämmitystilannetta: yö, ruuhka-aika sekä normaali aukioloaika. Vaiheet näkyvät kolmena eri tehoryppäänä.
- Huipputehon tunteja on erittäin vähän, huipputehoja on havaittavissa ulkolämpötilan vaihdellessa välillä –18...–22 °C. Tämän perusteella voidaan todeta, että todellinen huipputehontarve ei ole yksin verrannollinen ulkolämpötilaan.



Kuva 4. Kauppakeskuksen lämmitystehon regressioanalyysi. Pystyakselilla on esitetty teho ja vaaka-akselilla on esitetty ulkolämpötila. [2]

Kuvan 4 perusteella havaitaan miten kiinteistössä esimerkiksi  $-10\text{ °C}$ :n kohdalla lämmitystehontarve saattaa olla vain 20 % (a/b) saman ulkolämpötilan normaalista lämmitystehosta. Jos tätä kiinteistötyyppikohtaista vaihtelua ei oteta huomioon, yliarvioidaan kiinteistön kulutus ja lämpöpumppujärjestelmän tuotto.

### 2.3 Kiinteistön lämmitysenergian kulutus

Kiinteistön lämmitysenergian kulutus on tapauskohtainen, parhaiten se saadaan luonnollisesti laskettua toteutuneiden kulutusten perusteella saneerauskohteissa. Uudisrakennusten tapauksessa energiankulutus voidaan laskea Suomen rakentamismääräyskokoelman osan D5 (2012) [3] mukaisella tasauslaskentamenetelmällä tai simulointiohjelmilla.

Laskennallisia kulutuksia on kuitenkin aina verrattava vastaavan tyyppisen olemassa olevan rakennuksen todellisiin kulutuksiin. Ilman vertailua laskennallisen kulutuksen epätarkkuudet saattavat jäädä havaitsematta.

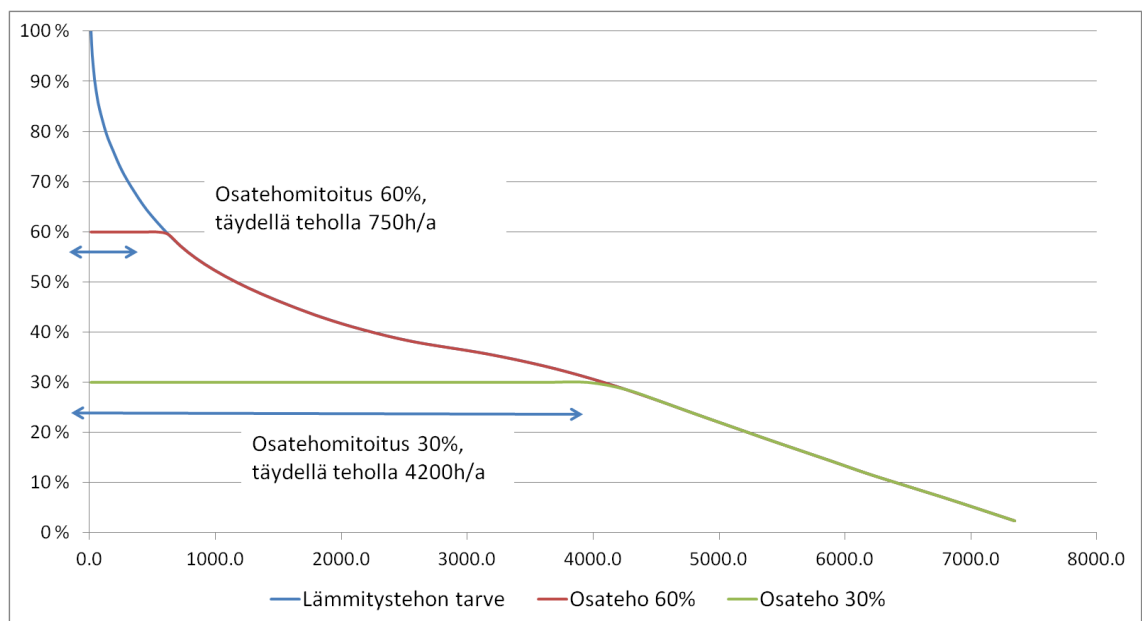
Laskennallisesti määritetyssä energian tarpeessa joudutaan olettamaan kiinteistön käytönaikaa, käyttöastetta sekä monia muita parametreja. Suomen rakentamismääräyskokoelman mukaisella laskennalla on tässä se etu, että lasketut kulutusvertailut

ovat pääpiirteittäin vertailukelpoisia. Kuvan 4 regressioanalyysi osoittaa, että rakennuksen todellinen kulutus on monimutkainen prosessi, ja siksi sen laskennassa on aina huomattavaa epävarmuutta.

#### 2.4 Lämpöpumpun täyden tehon käyntijakso

Lämpöpumpun valinnassa teho on merkittävin parametri. Energiakentän mitoituksessa tulee mitoitus suorittaa vuotuisen energiantarpeen perusteella. Varsinkin pienelle osateholle mitoitetuissa kohteissa on tärkeää valita energiaan perustuva mitoitus, koska pienemmälle osateholle mitoitettu lämpöpumppu käy täydellä teholla merkittävästi suuremman osan vuodesta kuin suuremmalle osateholle mitoitettu lämpöpumppu.

Kuvassa 5 on esitetty kiinteistön lämmöntarpeen pysyvyys, sekä kahden osatehomitoitetun järjestelmän antotehon pysyvyydet. Kuva perustuu laskennalliseen lineaariseen lämmitystehontarpeeseen ja ulkoilman lämpötilan pysyvyyteen [1]. Kuvasta voidaan havaita, miten osatehon pienentäminen pidentää täyden tehon vuotuista käyntiaikaa.



Kuva 5. Täyden tehon käyntijakson pituus eri osatehomitoituksilla.

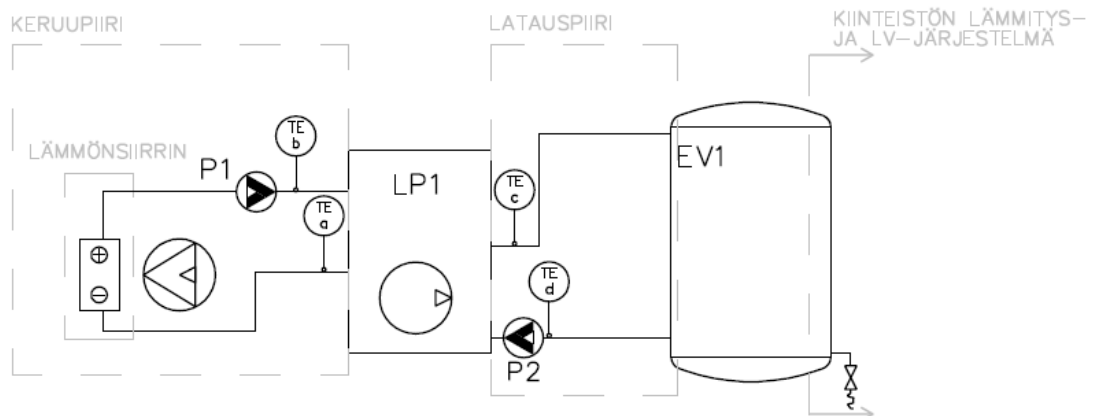


## 2.5 Lämpöpumppujen lämmönkeruu

Lämmitysjärjestelmien osina käytetyt lämpöpumput voidaan jakaa kahteen pääryhmään lämmönlähteen mukaan seuraavasti: Ilmasta lämpöä kerääviin, sekä maasta tai vesistöstä lämpöä kerääviin laitteistoihin.

Ilmasta lämpöä keräävä järjestelmä voidaan toteuttaa eri tavoin, kuvassa 6 on esitetty järjestelmän pääosat. Toteutustavasta riippuen voi keruupiirin lämmönsiirto tapahtua kylmäaineen avulla tai kuten kuvassa lämmönsiirtoliuoksen avulla. Keruupiirin lämmönsiirrin on joko ulkoilmassa tai poistoilmakanavassa. Ilmasta lämpöä keräävän järjestelmän osien sijoitus vaihtelee laitteistovalmistajan ratkaisuiden mukaan. Varsinainen kompressoriyksikkö voi olla integroitu lämmönsiirtimeen ja sijoitettu ulos. Tällöin latauspiiri on tuotava rakennuksen ulkopuolelle ja suunnittelussa on huolehdittava latauspiirin jäätymisen estämisestä. Kuvassa 6 on esitetty vakiolauhdutusjärjestelmä jossa latauspiirissä ei tapahdu muutoksia.

### LÄMPÖPUMPPULÄMMITYSJÄRJESTELMÄN OSAT ESIMERKKI: ILMALÄMPÖ JA VAKIOLAUHDETUS

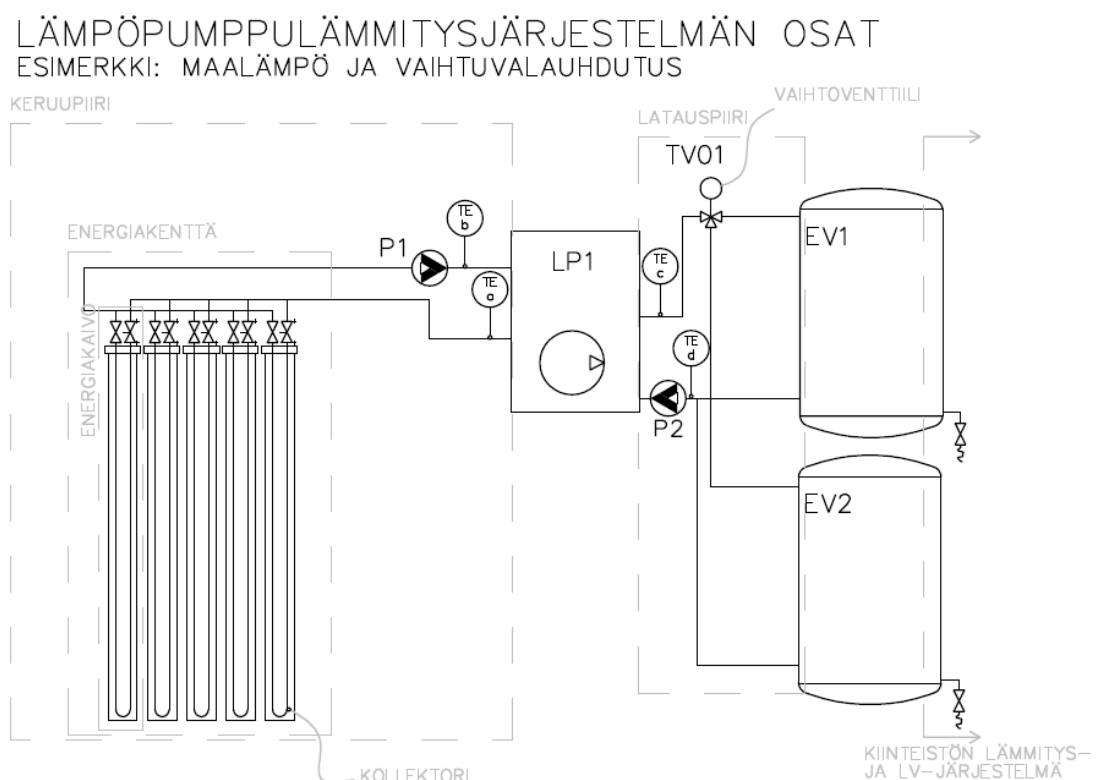


Kuva 6. Ilma-vesilämpöpumppujärjestelmän osat.

Ilmasta lämpöä keräävät laitteistot ovat ulkoilmalämpöpumppu sekä poistoilmalämpöpumppu. Poistoilmalämpöpumpun mitoitus perustuu ilmanvaihtojärjestelmän poistoilman tilavuusvirtaan ja lämpötilaan. Tässä selvityksessä ei oteta kantaa poistoilmalämpöpumppujärjestelmien tehon mitoitukseen. Ulkoilmalämpöpumpun haaste on ulkoil-

man lämpöenergian vähentyminen samaan aikaan, kun lämpöenergiantuoton ja lämmönjakopiirin lämpötilantarve kasvaa. Lämmönkeruulämmönsiirtimen toimintalämpötila vaihtelee suuresti vuodenaikojen mukaan. Sulatustoiminnot ovat pakollisia, kun ulkolämpötila laskee alle  $+5\text{ }^{\circ}\text{C}$ :n. Sulatusveden sähköinen sulanapito on tarpeen. Sulatusjakso on perustoiminto, jonka aikana höyrystimeen kertynyt huurre sekä jää sulatetaan.

Maasta tai vedestä lämpöä keräävän järjestelmän pääosat on esitetty kuvassa 7. Kuvassa on esitetty latauspiirin vaihtoventtiili jolla vaihdetaan lauhdutus lämmitysverkoston ja lämpimän veden valmistuksen välillä.



Kuva 7. Maasta tai vedestä keräävän lämpöpumpputeräjäjärjestelmän osat.

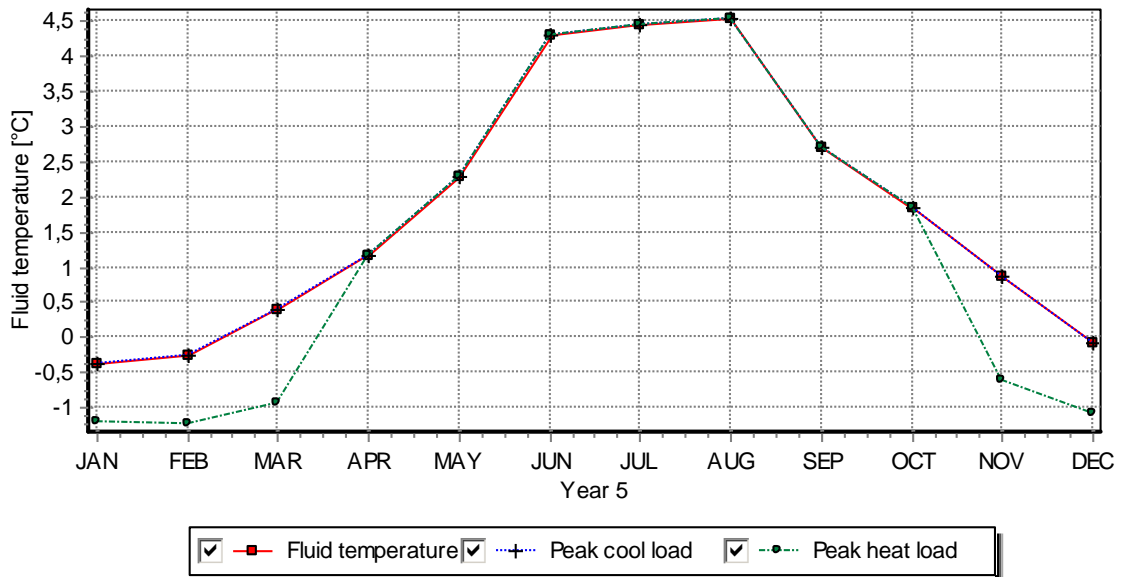
Maasta tai vedestä lämpöä keräävien lämpöpumpputeräjäjärjestelmien keruupiirin mitoituksen yhteydessä keruupiirin meno- ja paluuliuksen keskilämpötilan ajatellaan olevan vakio. Todellisuudessa keruupiirin toimintalämpötila vaihtelee vuoden aikana useita asteita riippuen keruupiirin kuormituksesta. Maan pinnan keskilämpötila on  $2\text{ }^{\circ}\text{C}$  korkeampi kuin vallitseva ilman keskilämpötila. Ulkolämpötilan vaikutus maaperässä ylettyy noin  $10\text{...}15\text{ m}$ :n syvyyteen, tämän alapuolella maan lämpötila ei muutu vuodenaikojen mukaan jos lämpötasapainoa ei häiritä. [6]

Suomessa geoterminen lämpövuoto on noin  $0,05 \text{ W/m}^2$ . Geotermisellä lämpövuolla ei siis ole merkittävää osaa energiakaivojen toiminnassa, toiminta perustuu maamassan lämpökapasiteettiin ja auringon lämpöön. [6]

Keruupiirin toimintalämpötila pienenee vuosien mittaan riippuen energiakentän nettotaseesta. Kuvassa 8 ja 9 on esitetty kuukausittaisia keruuliuksen keskilämpötiloja ensimmäisten toimintavuosien aikana erilaisissa järjestelmissä. Keruupiirin lämpötilanmuutokset vaikuttavat jonkin verran lämpöpumpun antotehoon ja lämpökertoimeen. Varsinaisia sulatustoimintoja ei tarvita, mutta jäätymisen estorajoituksia voidaan käyttää.

Keruupiirin tilavuusvirta on suuri johtuen liuksen pienestä lämpötilaerosta. Suuri tilavuusvirta tarkoittaa myös korkeita painehäviöitä ja korkeita liuksen pumppauskustannuksia. Pumppuina käytetään usein jatkuvasäätteistä pumppua, jonka tilavuusvirtaa säädetään lämpötilaeron tai liuospiirin painehäviön perusteella.

Kuvasta 8 voidaan havaita että keruupiirin meno- ja paluulämpötilojen kuukausittainen keskiarvo ensimmäisten käyttövuosien aikana huojuu  $-0,5 \dots +4,5 \text{ }^\circ\text{C}$ :n välillä lämmitystarpeesta riippuen. Kuvasta havaitaan että hetkellisen lämmityspiikin aikainen liuoslämpötilan keskiarvo aiheuttaa poikkeaman lämmityskauden aikana, muulloin kaivon keruupiirin lämpöenergiakapasiteetti kattaa hetkellisen lämmitystehopiikin ilman liuoslämpötilojen laskua.



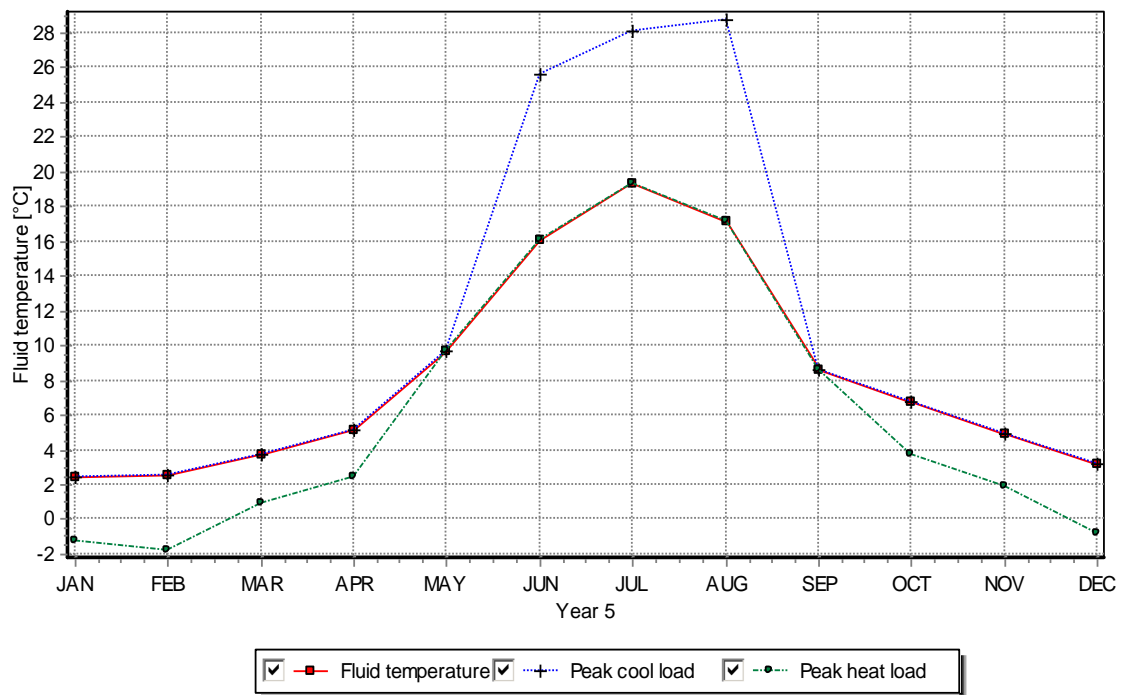
Kuva 8. Geoenergiakentän tyypillisiä ensimmäisten käyttövuosien meno- ja paluuliuksen kuukausittaisia keskilämpötiloja (ehyt viiva) sekä meno- ja paluuliuksen keskilämpötiloja täydellä lämmityskuormalla (katkoviiva). [6]

Lämpöpumppujen mitoitus ja laskenta tapahtuu yleensä liuospiirin keskilämpötilan 0 °C perusteella. Liuoslämpötilan vakio arvoa käytetään laskennan yksinkertaistamiseksi. Kaivon tiedetään viilentävän ympäröivää maata, joten mitoituksessa otetaan huomioon pitkän aikavälin kaivon laskeva lämpötilatrendi. Keskilämpötila 0 °C on taulukkomitoituksen arvo, tarkemmassa suunnittelussa laskelmat suoritetaan kuukausittaisten ja vuosittaisten lämpötilojen perusteella.

Energiakenttiä voidaan myös regeneroida useilla eri tavoilla. Regeneroinnilla vaikuteaan merkittävästi energiakentän nettotaseen kautta vuosikuormitukseen, näin liuoslämpötilat nousevat vuositasolla ja kentän jäähtyminen pitkällä aikavälillä vähenee. Regeneroidun kentän liuoslämpötiloja on esitetty kuvassa 7. Kiinteistön vapaa- ja konejäähditys voidaan toteuttaa lämpökaivojen avulla, samalla jäähditysenergia regeneroituu kentän maaperään. Regenerointi voidaan suorittaa myös aurinkolämmön avulla lämmittämällä menoliuosta lämmönsiirtimellä.

Kuvia 8 ja 9 verrattaessa havaitaan, että regeneroidun kaivon liuoslämpötilojen keskiarvon on merkittävästi korkeampi kuin regeneroimattoman kaivon lämpötilat. Kuvasta 7 voidaan todeta myös, että liuoslämpötilat ovat lähes 60 %:a vuodesta maan keskilämpötilaa korkeammat. Liuoslämpötilojen keskiarvon ollessa korkeampia kuin maan keskilämpötila syötetään maahan lisää lämpöä. Tämän perusteella ei voi suoraan tehdä

päätelmiä vuotuisesta energiakentän nettotaseesta, mutta voidaan todetaan että lämpöä palautetaan merkittävästi energiakenttään.



Kuva 9. Geoenergiakentän regeneroinnin yhteydessä tyypillisiä ensimmäisten käyttövuosien meno- ja paluuliuksen kuukausittaisia keskilämpötiloja (ehyt viiva) sekä meno- ja paluuliuksen keskilämpötiloja täydellä lämmityskuormalla (katkoviiva) ja täydellä jäähdytyskuormalla (pisteviiva). [6]

Tarkemman mitoituksen tapahtuessa TRT-mittauksen ja EED-simulaation avulla voidaan liuospiirin lämpötilana käyttää simulaation perustuvaa arvoa, jossa on mukaanluettu regeneroinnin vaikutus energiataseeseen. Simulaation perusteella kuukausittaisen liuoslämpötilojen ja kiinteistön kulutukseen perustuvan kulutusprofiilin avulla voidaan laatia hyvin tarkkoja arvioita lämpöpumppujärjestelmän kuukausittaisesta lämpökertoimesta ja sitä kautta saavutetuista säästöistä.

## 2.6 Energiakentän alimitoitus

Energiakentän investointivaiheen säästöt kostautuvat jopa monikymmenkertaisena alimitoituksen johdosta lämpöpumppujärjestelmän elinkaarikustannuksissa. Energiakentän taloudellinen hyödyntämisaika on 50...100 vuotta, alimitoitettun kaivon elinkaari jää tyypillisesti 5...10 vuoden mittaiseksi. Rärkeimmissä alimitoituksissa energiakentän tuoton romahdus voi tapahtua jo ensimmäisen lämmityskauden aikana. [6]

Alimitoitettun kaivon tapauksessa maaperän nettotase ei ole tasapainossa. Kaivosta otetaan lämpöenergiaa niin paljon, että maaperä alkaa jäähtyä liikaa, eikä kaivon lämpötila ehdi palautua. Kaivon jäähtymisen johdosta lämpöpumpun on laskettava keskimääräistä liuoslämpötilaa. Liuoslämpötilan laskiessa alle  $-5\text{ °C}$ :n pitkän jakson ajaksi, kasvaa kaivon jäähtymisen riski. [6] Kaivon jäähtymisen yhteydessä kaivon vesi jäätyy keruuputken ja kaivon seinämän välillä tulpaksi. Tulppa estää kaivon veden liikkeen ja paineen tasauksen. Kaivon jäätyessä toisesta kohdasta, alkaa jäätyneiden kohtien välinen vesi painaa keruuputkea. Paineen kasvaessa puristuu keruuputki kasaan vastustuen liuospiirin virtaamaa.

Kollektorin tai keruupiirin virtauksen laskiessa lämpöpumpun on edelleen laskettava liuoslämpötilaa riittävän höyrystyksen saavuttamiseksi. Höyrystyslämpötilan laskiessa edelleen alemmas alkaa aiemmin muodostuneiden jäätulppien väli jäätyä nostoen kollektorin puristusta. Puristuksen kasvaessa riittävästi lytistyy kollektori niin, ettei se enää palaudu alkuperäiseen muotoonsa. Tällöin kaivon uudelleen jäätyminen on erittäin todennäköistä pysyvästi heikentyneen virtauksen johdosta, ja kollektori on vaihdettava.

Suuremman energiakentän tapauksessa yhden kollektorin vioittumisen johdosta voi koko kentän tuotto romahtaa. Yhden kollektorin tuoton heikentyessä kasvaa muiden kollektorien ylikuormitus. Tämä johtaa kiihtyvään energiakentän tuoton romahtamiseen.

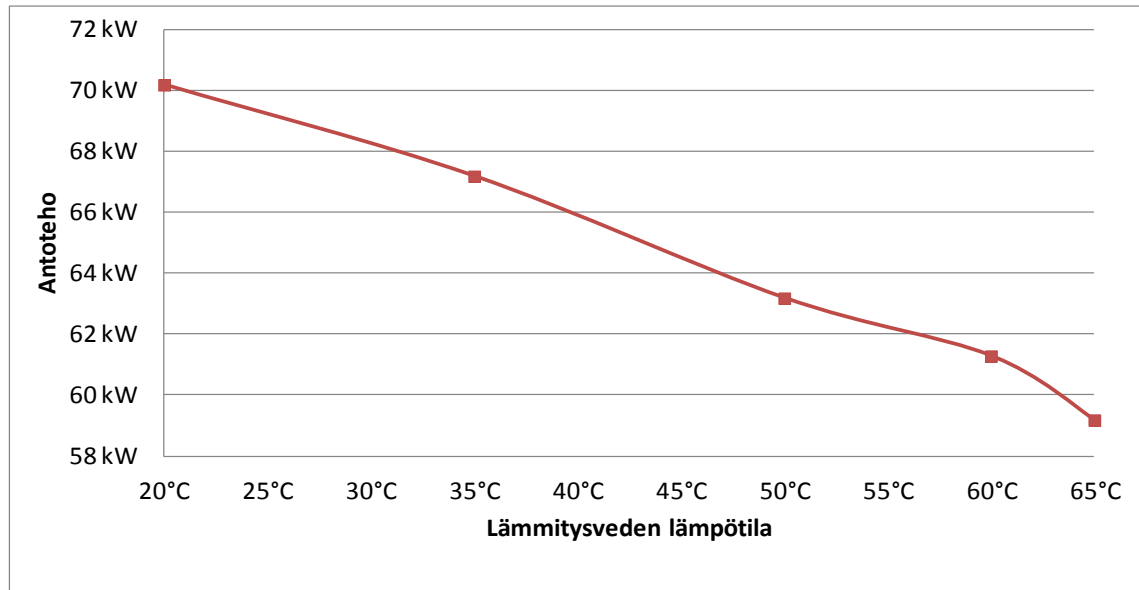
Jäähtymistä voidaan ehkäistä ja rajoittaa asettamalla keruupiirin menoliuoksen lämpötilan rajoitus, joka estää lämpöpumpun laskemasta höyrystyslämpötilaa liian matalaksi. Menoliuoksen rajoitus on mahdollista tehdä mutta turvallisen lämpötilan määrittäminen ei ole yksinkertaista. Jos liuoslämpötila pysyy viikkoja  $-5\text{ °C}$ :n tasolla, tulee rajoitus asettaa esimerkiksi lämpötilaan  $-2\text{ °C}$ . Liuospiirin menolämpötilan rajoitus tarkoittaa samalla lämpöpumpun tuoton leikkaamista, mutta sen avulla varmistetaan energiakentän toiminta pitkällä aikavälillä. Havaittaessa mahdollinen jäähtymisriski voidaan energiakenttää laajentaa tai regenerointia lisätä. [6]

## 2.7 Lämpöpumpun antoteho

Lämpöpumpulla on nimellisteho, joka ilmoitetaan tietyllä menoveden lämpötilalla. Tehon ilmoituksesta määrää standardi EN14511. Standardissa määrätään mittausolosuh-

teet ja parametrit. Laitevalmistaja voi valita itse, missä menoveden lämpötilassa tulos ilmoitetaan.

Kuvassa 10 on esitetty miten todellinen antoteho muuttuu menoveden lämpötilan suhteen keruupiirin lämpötilan pysyessä vakiona. Kuvassa on esitetty Carrier AquaSnap 61AF-075 -lämpöpumpun antoteho. Antotehon laskenta on suoritettu Carrierin Chiller builder -ohjelmistolla muuttamalla tuotetun lämpötilan suuruutta.



Kuva 10. Maalämpöpumpun (Carrier AquaSnap 61WG-070) antotehon eri lämpötiloissa. Laskennan yhteydessä lämmönkeruupiirin lämpötila on pidetty vakiona  $-2/+2$  °C:ssa.

## 2.8 Lämpöpumpun lämpökerroin

Lämpöpumpun energiatehokkuutta kuvataan lämpökertoimella COP. Lämpökertoimen mittaamisesta ja esittämisestä säättää standardi EN11451.

Lämpökerroin kuvaa tuotetun lämpöenergian suhdetta käytettyyn sähköenergiaan. Lämpökerroin pienenee kuvan 11 mukaisesti lämmitysverkoston toimintalämpötilan noustessa korkeammaksi. Lämpökerroin pienenee höyrystyslämpötilan laskiessa. Höyrystyslämpötila laskee kun lämmönkeruupiiri tai imuilma kylmenee.

Lämpökerroin voidaan ilmoittaa eri lämpötiloissa esimerkiksi ilmavesilämpöpumpun merkintä COP  $4,1_{7/35}$  tarkoittaa, että lämpökerroin on 4,1, kun imuilman lämpötila on

7 °C ja menoveden lämpötila on 35 °C. Maalämpöpumpulla COP 3,2<sub>0/35</sub> merkintä tarkoittaa, että lämpökerroin on 3,2, kun liuospiirin keskilämpötila on 0 °C ja menoveden lämpötila on 35 °C. Eri valmistajilla on hieman erilaiset merkinnät, mutta idea on sama. Lämpökertoimen yhteydessä ilmoitetaan keruupiirin ja lauhdutuspiirin lämpötilat.

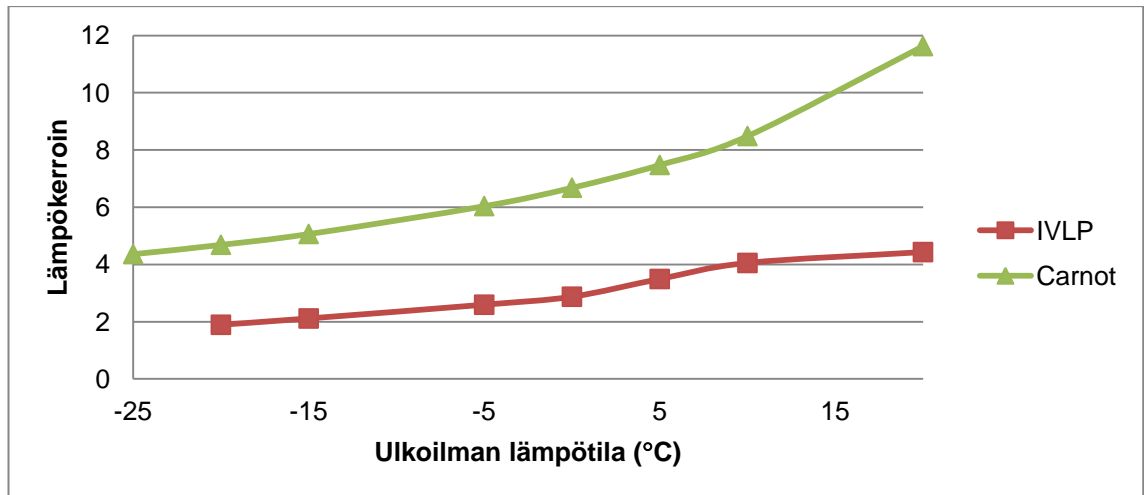
Lämpökertoimen mittaaminen ja esittäminen on standardoitu, mutta on hyvä kuitenkin aina tarkastaa, onko vertailtavat lämpökertoimet mitattu ja esitetty saman standardin perusteella. Olemassa on vielä dokumentteja, joissa lämpökerroin on esitetty vanhentuneen EN255 standardin perusteella. Standardeissa on useita eroja, mutta vanhan standardin mukaan lämpökertoimeen ei ole otettu huomioon liuospumppun ottotehoa. Sen johdosta vanhan standardin mukainen lämpökerroin on suurempi kuin uuden standardin mukainen lämpökerroin.

Pelkän lämpökertoimen tarkastelu ei riitä tuoton- tai kulutuksen arviointiin, vaan on huomioitava myös antotehon muutos lämmitysverkoston toimintapisteen muuttuessa.

Lämpökerroin on voimakkaasti riippuvainen höyrystyslämpötilan ja lauhdutuslämpötilan erotuksesta. Maalämpöjärjestelmissä liuospiirin lämpötila pysyy lähes vakiona (–1...+5 °C) läpi vuoden, jolloin höyrystyslämpötila pysyy lähes vakiona (vertaa ulkoilma- lämpöpumppu). Maalämpöjärjestelmien höyrystyslämpötila on usein 6...10 astetta liuoslämpötilaa matalampia [6]. Ilmavesijärjestelmissä höyrystyslämpötila seuraa ulkolämpötilaa, joten ilmavesilämpöpumpun höyrystyslämpötila vaihtelee välillä –20...+20 °C.

Kuvassa 11 on esitetty ilma-vesilämpöpumpun lämpökerroin suhteessa ulkoilman lämpötilaan. Ulkolämpötila ei suoraan vaikuta maalämpöjärjestelmän höyrystyslämpötilaan, eikä sitä siksi ole otettu mukaan tähän vertailuun. Energiakentän lämpötila kuitenkin laskee kuormituksesta, joten se seuraa epäsuorasti ulkolämpötilaa rakennuksen energiankulutuksen perusteella.





Kuva 11. Ulkoilman lämpötilan vaikutus lämpökertoimeen, tuotettavan veden lämpötila on kuvan esimerkissä vakio 35 °C.

Kuvassa 11 esitetty Carnot-hyötysuhde on kylmäprosessin teoreettinen hyötysuhde höyrystys- ja lauhdutuslämpötilojen perusteella. Carnot-laskelmassa on oletettu, että höyrystimen ja lauhduttimen asteisuus on 6 °C, jolloin lauhdutuslämpötila on 41 °C ja höyrystyslämpötila on 6 °C ulkoilmaa kylmempi.

## 2.9 Lämpöpumpun säätöalue

Nykyaikaisten lämpöpumppujen kompressorien tehonsäätö voidaan jakaa kolmeen päämenetelmään: vakioehto, invertterisäätö sekä usean kompressorin laitteet.

Vakiotehokäytöllä lämpöpumpun kompressori tuottaa lämpöä vakioteholla. Vakiotehohjaus edellyttää hyvää järjestelmämitoitusta, muuten riskinä on ennenaikainen laitteiston hajoaminen liian lyhyiden käynti- ja lepojaksujen vuoksi.

Invertterikäyttö mahdollistaa lämpöpumpun lämpötehon säädön. Useiden laitevalmistajien esitteiden perusteella voidaan sanoa että tyypillisesti lämpötehon säätö on 40...100 % lämpöpumpun nimellistehosta. Invertterikäyttöinen pumppu ei ole niin herkkä järjestelmän osien mitoitukseen. Ulkolämpötilan pysyvyyden perusteella lämmitysjärjestelmän teho on alle puolet noin 70 % vuodesta. Sen perusteella invertteri pumppujenkin järjestelmämitoitus on tehtävä huolella. Invertterisäädöstä huolimatta lämpöpumppujen latauspiirin virtaaman on oltava suuri ja se on huomioitava suunnittelussa.

Usean kompressorin lämpöpumput on toteutettu tyypillisesti kahdella kompressorilla. Kahdella kompressorilla saavutetaan käytettävissä olevat tehoportaat 50 % ja 100 %. Suurempiin järjestelmiin voidaan lisätä alistettuja lämpöpumppu yksiköitä periaatteessa rajattomasti. Alistettuja lämpöpumppuyksiköitä ohjaa määrääväksi yksiköksi valittu lämpöpumppu. Tämän kaltaisella alistamisella estetään turha samanaikainen käynnistyminen ja varmistetaan vuorottelun avulla käyttötuntien tasaaminen yksiköiden välillä. [7] Useampikompressorisen järjestelmän kompressoreiden käyttöä voidaan vuorotella pidentämällä järjestelmän huoltoväliä.

Usean kompressorin järjestelmä voidaan toteuttaa myös niin että kompressoreissa on invertterit. Tällä ratkaisulla saavutetaan laaja tehonsäätöalue 20...100 %. Useampikompressorisen järjestelmän kompressoreita voidaan vuorotella, mikä pidentää järjestelmän huoltoväliä. Käytännössä kuitenkin kiinteistökokoluokan laitteistot on lähes aina toteutettu useampikompressorisella käytöllä. [7]

## 2.10 Käynti- ja lepojaksot

Väärin mitoitettut käynti- ja lepojaksot aiheuttavat ennenaikaisen lämpöpumpun vioittumisen. Kompressoreille on tärkeää, että käynti- ja lepojaksujen pituus on vähintään 6 minuuttia ja 15 minuuttia. Suositeltava lepojaksion pituus on 20 minuuttia tai enemmän, tai käynnistyskerrat tunnissa on rajattu esimerkiksi kuuteen käynnistykseen tunnissa. [7]

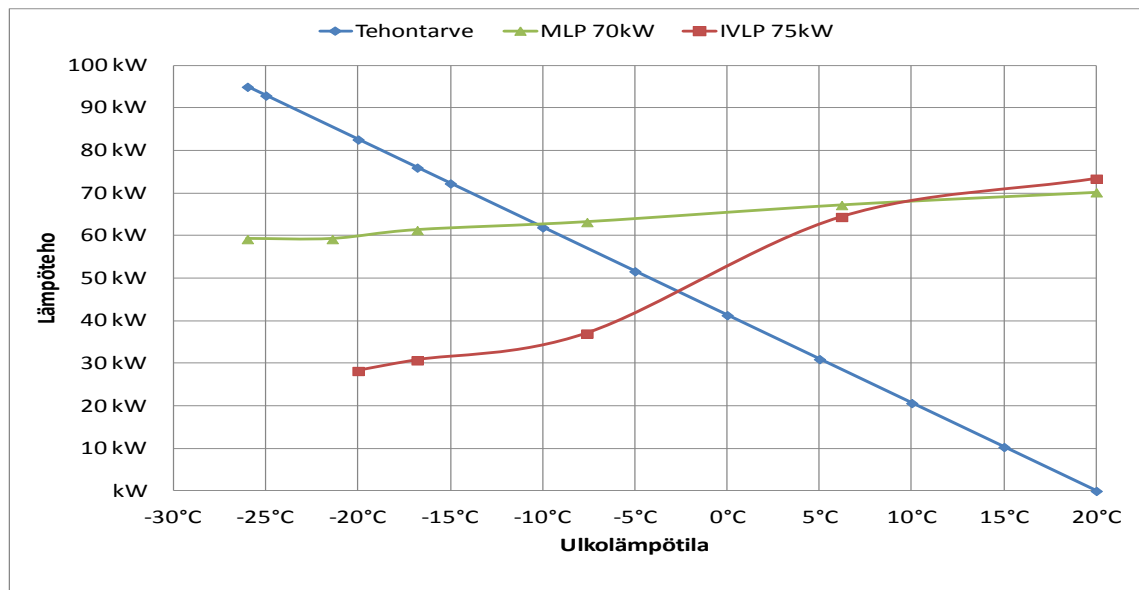
Liian lyhyt lepojaksion pituus aiheuttaa riskin kompressorin ylikuumenemiselle. Kuormitetun kompressorin jäähtytys tapahtuu kylmäaineen kaasuvirran avulla. Kompressorin pysäytyksen yhteydessä jäähtytys loppuu, ja kompressorille on varattava riittävä aika jäähtyä ulkopuolisen lämmönluovutuksen avulla.

Käyntijaksion pituuden yläraja ei yleensä ole kriittinen laitteiston elinkaarelle. Kompressorin elinkaaren pituus on noin 80 000 käyttötuntia tai 300 000 käynnistyskertaa. Ohjeellinen kompressorin vuotuinen käyttöaika on 3 500...4 000 tuntia. [8] Käyntijaksujen riittävä pituus parantaa myös järjestelmän energiatehokkuutta. Kylmäaineprosessin käynnistysvaihe kuluttaa enemmän sähköä kuin tasainen käyntijakso.

## 2.11 Lämpöpumpun mitoituspiste

Lämpöpumpun mitoituspiste määritellään lämmitystehon tarpeen ja todellisen lämpöpumpun tuoton perusteella. Lämpöpumpun nimellistä tehoa ei voi käyttää mitoituspisteen määrittämiseen. Kuvassa 12 esitetyn maalämpöpumpun todellinen lämmitysteho mitoitusilanteessa on 84 % nimellistehosta. Jos lisälämmöntarve mitoitettaisiin nimellistehon perusteella, lämmöntuotanto olisi hieman alitehoinen.

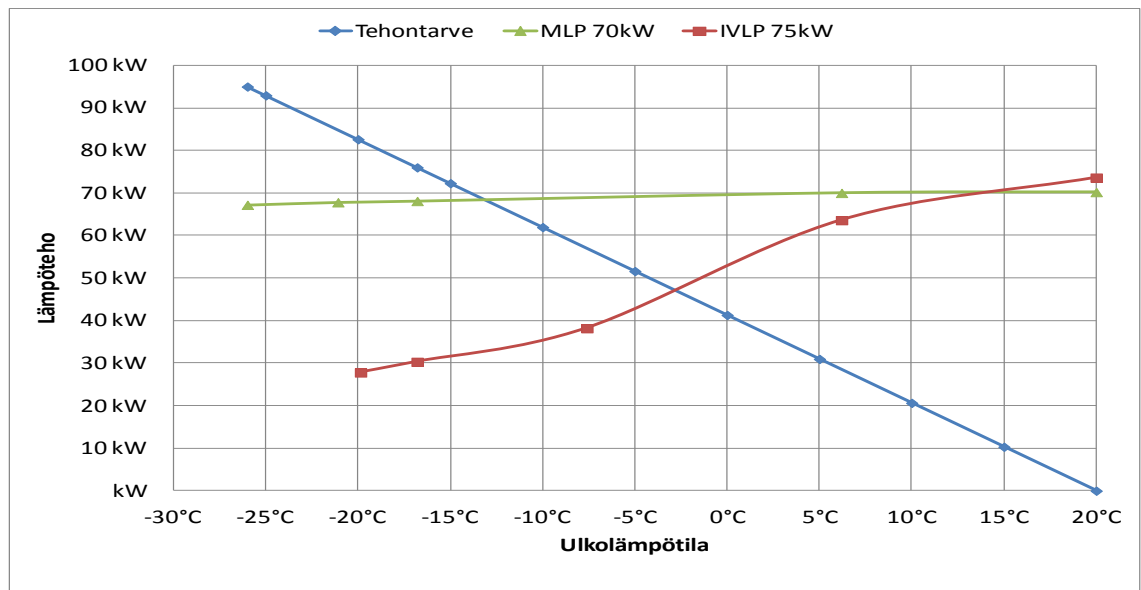
Rakennuksen lämpöenergian tarve kasvaa ulkolämpötilan laskiessa. Lämmönluvovuttimien tehoa nostetaan korottamalla verkoston lämpötiloja. Verkoston lämpötilojen nosto heikentää lämpöpumpun tuottoa. Tämä voidaan havaita kuvassa 12, jossa on esitetty rakennuksen lämmöntarve sekä kahden erityyppisen lämpöpumpun tuotto eri ulkolämpötiloissa. Kuvassa on otettu huomioon lämmitysjärjestelmän tarvitsemat lämpötilat sekä ilma-vesilämpöpumpun tarvitsemat sulatusjaksot.



Kuva 12. Mitoituspisteen määrittely lämmitystarpeen ja lämpöpumpun tuoton perusteella 70/40-lämmitysverkostossa.

Kuvasta 12 voidaan päätellä, että maalämpöpumpulla Carrier 61WG-070 antoteho laskee 0,4 % ulkolämpötilan astetta kohden ulkolämpötilan ollessa välillä  $-26...+20$  °C. Ilma-vesilämpöpumpulla Carrier 61AF-075 antoteho laskee 1,5 % ulkolämpötilan astetta kohti ulkolämpötilan ollessa välillä  $-20...+20$  °C. Tehon lasku perustuu lämmitysveden lämpötilan nousuun 70/40-verkostossa mitoittavan ulkolämpötilan ollessa  $-26$  °C.

Antotehon riippuvuus höyrystyslämpötilaan voidaan havaita kuvasta 13. Kuvassa 13 on esitetty samojen lämpöpumppujen antotehot lämmitysverkostossa, jonka mitoitus on 35/28. Kuvasta voidaan havaita, että ilma-vesilämpöpumpun antoteho pysyy lähes samana kuin 70/40-verkoston lämpötiloilla. Maalämpöpumpun antoteho ei laske aivan yhtä paljon 35/28-verkoston toimintalämpötilojen yhteydessä kuin 70/40-verkostossa. Näin ollen ilma-vesilämpöpumpun antotehon laskuun vaikuttaa merkittävämmiin höyrystyslämpötila eli ulkoilman lämpötila.



Kuva 13. Mitoituspisteen määrittely lämmitystarpeen ja tuoton avulla 35/28-lämmitysverkostossa. Lämpöpumppujen tehot ovat lähes samat kuin kuvassa 12, joten höyrystyspuolen lämpötilat ovat merkittävämpiä kuin lauhdutuspuolen lämpötilat.

Kuvissa 12 ja 13 esitetyt lämpötehot eri ulkolämpötiloissa on laskettu Carrierin Packaged chiller builder -laskentaohjelmalla. Liitteessä 3 on esitetty laskentojen lähtöarvot. Liitteessä 4 ja 5 on esitetty laskentaohjelman esimerkki raportit molemmille laitteille.

### 3 Lämpöpumppujärjestelmän suunnittelun haasteet

Perinteisten lämmöntuottojärjestelmien suunnittelu on yksinkertaista. Öljykattilan kytkentä on aina samanlainen valmistajasta riippumatta. Lähes täysin samankaltaista kytkentää käytetään pelletti- ja hakekattiloissa. Perinteisesti on riittänyt, että määritetään tehontarve ja järjestelmä tyyppi. Laitevalmistaja on voitu valita myöhemmin, eikä se merkittävästi ole vaikuttanut suunnitelmiin. Sama koskee kaukolämmön lämmönsiirrinten kytkentää. Energiateollisuus Ry:n Lämmönkäyttötoimikunta on tehnyt ohjeelliset tyyppikytkennät, jotka ovat laitevalmistajariippumattomat [9].

Vaikka lämpöpumppuja on käytetty jo vuosikymmeniä ja varhaisin löytämäni lämpöpumppuja lämmityslaitteina käsittelevät kirja on Suomessa julkaistu 1974 nimellä ”Lämpöpumppu ja sen hyväksikäyttö” (julkaisijana Insinöörijärjestöjen koulutuskeskus), eivät lämpöpumppujen toimintalogiikka ja mitoitukset ole vielä vakioituneet. [10]

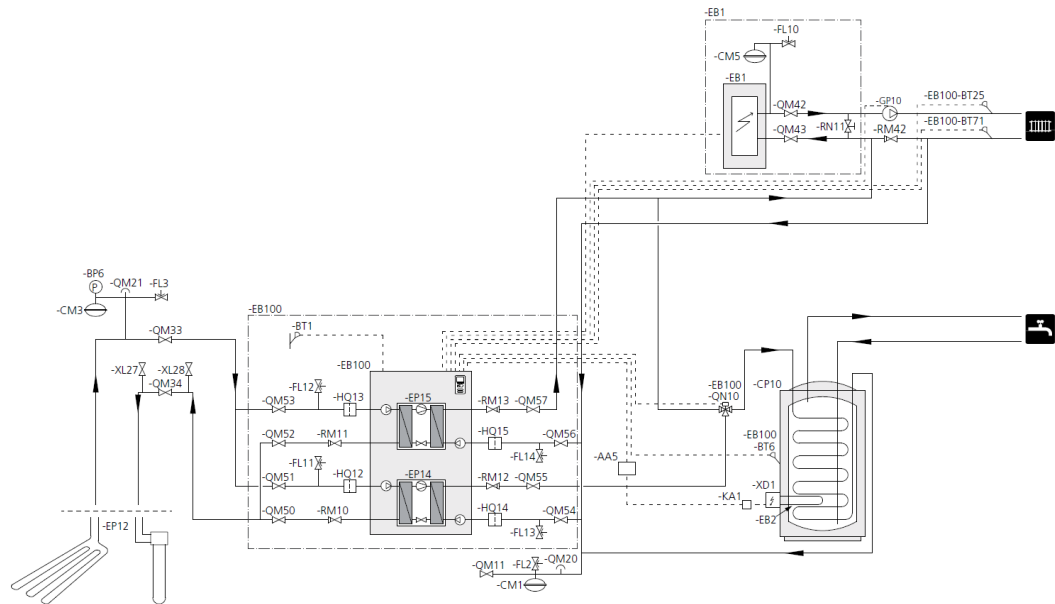
Suurempien energiakenttien mitoituskäytännöt vaihtelevat suuresti. Empiiristä tutkimustyötä ei ole suoritettu Suomessa energiakenttien osalta, kun taas pintamaan ja vesistöjen energian talteenotosta on professori A. Aittomäen monen vuosikymmenen tutkimustietoa käytettävissä. Suuremmat energiakentät ovat yleistyneet vasta viime vuosikymmenen aikana, joten pitkän aikavälin käyttökokemusta ei energiakentistä ole. [6]

#### 3.1 Lämpöpumppujen erot suunnittelun näkökannalta

Lämpöpumppujärjestelmien laitevalmistajien näkemykset oikeasta kytkennästä poikkeavat toisistaan. Laitevalmistajien näkemyksien välillä on muitakin merkittäviä eroja. Tarkasteltaessa nimellisteholtaan noin 60 kW:n lämpöpumppuja on latauspiirin virtaamaksi esitetty Nibe F1345-60- [11] sekä Mitsubishin CAHV P50 YA-HPB [12] -lämpöpumpuissa noin 3 dm<sup>3</sup>/s, mutta Carrierin AquaSnap 61AF-075 [13] -lämpöpumpun minimivirtaama on 0,5 dm<sup>3</sup>/s.

Mitsubishin CAHV-ilma-vesilämpöpumpun toimintaedellytys on, että lämmönjakopiirissä on virtauskytkin joka virtauksen pienentyessä aiheuttaa hälytyksen ja sammuttaa lämpöpumpun. Vastaavasti Carrierin 61AF ilma-vesilämpöpumppu ei edellytä virtauk-

sen valvontaa laite sammuttaa itsensä, jos kylmäpiirin korkeapaine nousee liian korkeaksi.



Kuva 14. KytKentäesimerkki, Nibe F1345:n ohjeesta. [11]

Perinteisten lämmöntuottolaitteiden mitoitus on tapahtunut niin, että lämmönlähteiden lämpötilaerot ja sen johdosta virtaamat ovat vastanneet kiinteistöjen lämmitysjärjestelmien tarpeita. Toisin kuin perinteisten lämmöntuottolaitteiden yhteydessä, lämpöpumppujen valmistajat ovat lähteneet kehittämään laitteita maksimaalisen hyötysuhteen tai joidenkin muiden laitetoimittajakohtaisten arvojen tai perinteiden perusteella.

Tämän seurauksena lämpöpumppujen ja kiinteistöjen toimintatilat ovat usein ristiriitaiset ja niiden sovittaminen jää suunnittelijan vastuulle. Esimerkkinä voidaan esittää Nibe F1345-60:n sekä Mitsubishiin CAHV P50 YA-HPB:n latauspiirin virtaama. Laitteiden nimellistehoa vastaava latauspiirin virtaama on noin  $3 \text{ dm}^3/\text{s}$  (kuvassa 15, virtaama  $q_{v,A}$ ). Lämpöpumppu sijoitetaan esimerkki kiinteistön lämmitysverkostoon jonka mitoitus-teho on 95 kW. Lämmitysverkoston virtaama lasketaan kaavalla 1.

$$q_v = \frac{\phi}{c_p \cdot \rho \cdot (t_m - t_p)} \quad (1)$$

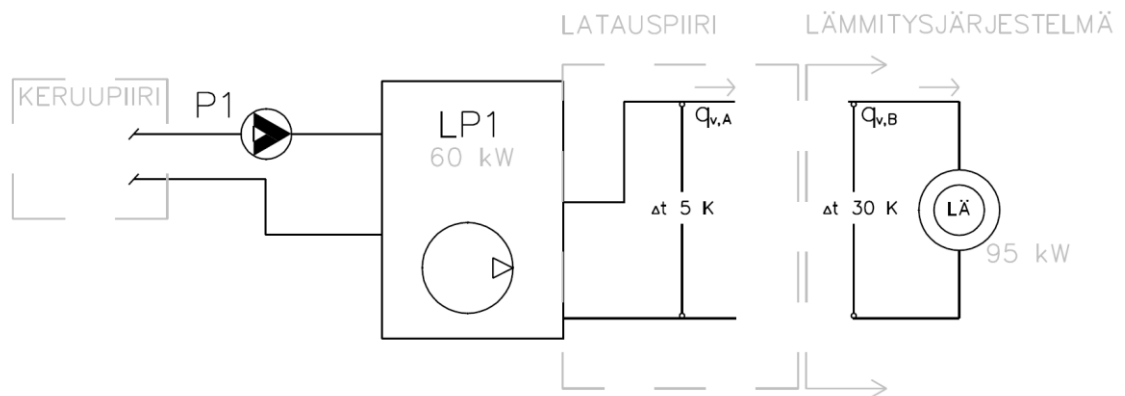
- $\phi$  lämmitysverkoston mitoitus-teho, 95 kW

- $\rho$  veden tiheys,  $1 \text{ kg/dm}^3$
- $c_{pv}$  veden ominaislämpökapasiteetti,  $4,2 \text{ kJ/kgK}$
- $q_v$  verkoston mitoitusvirtaama,  $\text{dm}^3/\text{s}$ .
- $(t_m - t_p)$  meno– paluulämpötilaero

Kaavan 1 avulla saadaan laskettua esimerkkikiinteistön lämmitysverkoston mitoitusvirtaama (kuvassa 15,  $q_{v,B}$ ) seuraavasti:

$$q_{v,B} = 95 \text{ kW} / (1 \text{ kg/dm}^3 * 4,2 \text{ kJ/kgK} * (70 \text{ °C} - 40 \text{ °C})) = 0,75 \text{ dm}^3/\text{s}$$

### ESIMERKKI: MAALÄMPÖ JA LÄMMITYSVERKOSTO



Kuva 15. Latauspiirin ja lämmitysjärjestelmän virtaamien ristiriita.

Laskettu mitoitusvirtaama on  $\frac{1}{4}$  lämpöpumpun latauspiirin virtaamasta. Lämpöpumpun tehonsäätö ei vaikuta lämpöpumpun vaatimaan virtaamaan. Virtaamien erot johtuvat mitoituksessa käytetyistä erilaisista lämpötilaeroista. Tämän perusteella voidaan sanoa, että lämpöpumppu ei voi toimia perinteisen lämmitysverkoston yhteydessä ilman varaajaa. Myös järjestelmissä, joissa lämpötilaerot vastaa toisiaan, on varaaja tarpeen lämmitysverkoston lämmönluovuttimien säätötavan johdosta. Lämmönluovuttimien toimintaa ja tehoa säädetään rajoittamalla tilavuusvirtaa. Tilavuusvirran laskiessa esimerkiksi lämpökuorman johdosta saattaa lämpöpumppu mennä vikatilaan riittämättömän höyrystyksen tai virtausvahdin johdosta.

## 3.2 Suunnittelu käytännössä

Käytännön suunnittelussa vaikuttaa olevan kahta koulukuntaa. Perinteiset LVI-suunnittelijat käyttävät lämpöpumpputoimittajan kokemusta hyväksi lämpöpumpun ja keruupiirin mitoituksessa. Näin ollen LVI-suunnittelijalle jää tehtäväksi sovittaa jonkun muun valitsema lämpöpumppu kiinteistön järjestelmiin. Lämpöpumppusuunnittelijat laativat lämpöpumppujärjestelmän mitoituksen erittäin tarkkojen elinkaarikustannus- ja tuottolaskelmien perusteella. Koulukunnat jakaantuvat lähinnä lämmitysjärjestelmän koon tai suunnittelutoimeksiannon perusteella. [8]

Eri suunnittelukoulukunnille on eri kohderyhmänsä. Suunnittelun yksinkertaistamisella on tarvetta pienissä ja pienehköissä hankkeissa, joiden takaisinmaksuaika on lyhyt esimerkiksi 10...15 vuotta. Likimääräisellä energiakentän suunnittelulla saavutetaan kohtalaisen varmasti 10...15 vuoden elinkaari. Kuitenkin suuremmissa kohteissa takaisinmaksuaika saattaa olla 15...25 vuotta. Tällöin on tärkeää varmistaa energiakentän elinkaari hyvin tarkkaan. [6]

Yksinkertaisen taulukkosuunnittelun etu on suunnittelun edullisuus ja joihinkin hankkeisiin hyvin riittävä tarkkuus. Tarkemman suunnittelun etu on elinkaaren tarkempi ennakointi ja tarkka elinkaarikustannusten selvitys.

### 3.2.1 LVI-suunnittelijat

LVI-suunnittelukoulukunnassa suunnitteluvastuu jakautuu lämpöpumppuvalmistajan ja suunnittelijan välillä siten, että suunnittelija valitsee tehohaarukan, johon lämpöpumpputoimittaja tarjoaa soveltuvaa vakioratkaisua. Lämpöpumpputoimittaja esittää kytkentäjärjestelyt sekä apulaitteet ja suunnittelija mitoittaa kytkennän putket, toimilaitteet ja mahdollisesti kiertovesipumput. Kiertovesipumput ovat joidenkin toimittajien laitteissa kiinteästi asennettuja. Toisten toimittajien järjestelmät edellyttävät ulkopuolisia kiertovesipumppuja. Sama koskee lämmönkeruu- ja latauspiiriä. [14]



Tyypillisesti vakiolämpöpumppuratkaisuiden yhteydessä lämpöpumpputoimittaja mitoittaa ja suunnittelee lämmönkeruujärjestelmän. Viime aikoina myös lämpöpumpputoimittajien suunnitteleminen lämmönkeruujärjestelmille ja energiakentille on alettu suorittaa TRT-mittauksia ja sitä kautta tarkempia mitoituksia. [15]

Suunnittelun yksinkertaistamisen johdosta lämpöpumppu käytännössä mitoitetaan tyypillisesti niin, että kattavuuden yläraja on 85...90 % rakennuksen lämmitysjärjestelmän mitoitustehosta. Ja kattavuuden alarajan tulisi olla vähintään 65...70 %. Nämä arvot on esitetty esimerkiksi LVI-kalenterissa. [4] Taulukkoarvoja käytettäessä piilevien ylimitoitusten johdosta osateho lämpöpumppu onkin todellisuudessa täysteholämpöpumppu.

### 3.2.2 Erikoistuneet lämpöpumppusuunnittelijat

Lämpöpumppusuunnittelijakoulukunta taas tekee pelkkiä lämpöpumppu- ja energiakenttäsuunnitelmia. Suunnittelussa käytetään vakiolämpöpumppuja tai räätälöityjä lämpöpumppuratkaisuja kiinteistöstä riippuen. Suunnittelutoimeksiannot rajautuvat yleensä lämmönjakohuoneen seinään niin, että eri suunnittelija suunnittelee kiinteistön varsinaisen lämmitysjärjestelmän.

Lämpöpumppusuunnittelijat laativat kiinteistön käyttötarkoituksen perusteella kulutusjakauman esimerkiksi tuntiteho mittauksella saatujen tietojen perusteella tai vastaavan aiemmin laaditun tehojakauman perusteella. Todellisen tehojakauman perusteella voidaan mitoitus tehdä tarkemmin. Todelliseen tehojakaumaan perustuvan elinkaarilaskelmien perusteella voidaan valita kannattavin mitoituspiste. [6]

Lämmityksen kannalta kannattavin järjestelmäratkaisu ei välttämättä ole kokonaisuuden kannalta kannattavin ratkaisu. Kiinteistöissä joissa on suuria jäähdytyskuormia voidaan energiakenttä mitoittaa jäähdytyksen perusteella. Jäähdytykseen perustuvan energiakenttä mitoituksen aiheuttamat lisäinvestoinnit voivat olla kannattavia jos muun jäähdytysjärjestelmän elinkaarikustannukset jäävät pienemmiksi.

Lämpöpumppusuunnittelijat mitoittavat energiakentät lämpövastemittausten ja EED-simulaation perusteella. EED-simulaation perusteella voidaan tarkastella luotettavasti energiakentän vuotuista tuottoa vaarantamatta kentän elinkaarta. EED-simulaation perusteella voidaan arvioida energiakentän regeneroinnin vaikutusta mitoitukseen ja tuottoon.

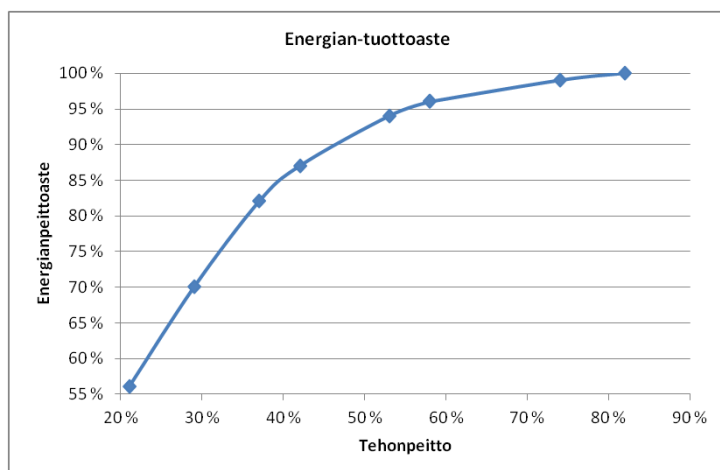
TRT-mittauksia ja EED-simulaatioita on tehty Suomessa GTK:n toimesta vuodesta 2008 noin 20 mittausta vuodessa. [16] Rototec-yrityksen toimesta TRT-mittauksia on suoritettu viiden vuoden aikana noin 10 %:ssa suurkohteista. Rototec tekee vuosittain 25...30 TRT-mittausta vuosittain. Mittauksia suoritetaan noin 10 %:ssa Rototecn po-raamista kiinteistökohteista. Kiinteistökohteita ovat hankkeet, joissa on yli kolme energiakaivoa. Miikka Peltokorven mukaan TRT-mittaus kannattaisi tehdä aina kun kaivoja tulee 10 tai enemmän. Vaikka Suomessa ei ole kovin pitkäikäistä historiaa TRT-mittauksista, on Ruotsissa niitä tehty jo 1960-luvulta asti. Ruotsissa tehtyjen mittausten perusteella tiedetään, että TRT-mittauksen ja EED-simulaation avulla tehtyjen mitoitus-ten virhemarginaali on erittäin pieni. Voimakkaasti virtaava pohjavesi voi aiheuttaa vir-hettä TRT-mittaukseen sekä EED-simulaatioon. Voimakkaasti virtaavia pohjavesiä ei esiinny kovin yleisesti. [17]

### 3.3 Lämpöpumpun tehon optimointi

Kattavuuden optimointi tulisi valita eri yhdistelmien laskennan ja vertailun perusteella. On myönnettävä, että tämä on ideaalinen tapa toimia. Pitkän takaisinmaksuajan hank-keissa on kuitenkin tärkeää panostaa erittäin huolelliseen suunnitteluun, jolla varmisteaan järjestelmäosien suunnitelmanmukainen elinkaari.

Olemassa olevan järjestelmän jäljellä olevan elinkaaren perusteella on perusteltua to-teuttaa pieniäkin osatehomitoituksia. Saneerauskohteessa toimiva öljylämmityskattilan kumppaniksi voidaan edullisesti lisätä muutama pieni ilma-vesilämpöpumppu, joiden kattavuus on yhteensä 46 % (44 kW / 95 kW) huipputehosta. Pienellä osateholla voi-daan kattaa jopa 75 % vuotuisesta lämmitysenergiatarpeesta. Laskelma on suoritettu Nibe VPDIM 2.7 -sovelluksella. Laskelman tuloste on esitetty liitteessä 4.

Kuvassa 15 ja taulukossa 2 on esitetty osatehomitoitusten vertailua. Todettakoon, että suoritettun vertailun tekemiseen kului aikaa reilusti alle 2 tuntia. Kuvassa 12 on eriko-koisten lämpöpumppuyhdistelmien energianpeittoaste suhteessa tehonpeittoasteeseen. Kuvan 15 tilasto perustuu Nibe VPDIM 2.7:n kanssa suoritettuun laskentaan. Osatehojen vertailulaskelma perustuu liitteen 2 lähtötilanteeseen.



Kuva 16. Lämpöpumpun energiantuottoaste suhteessa tehonpeittoasteeseen, esimerkki kiinteistön lämmitystapamuutoksen yhteydessä.

Osatehojen tuottavuuden vertailu on toteutettu valitsemalla erikokoisia lämpöpumppuja tai niiden yhdistelmiä niin, että tehonpeittoaste on saatu taulukoitua välillä 21...82 %. Laajempikin tarkastelu olisi ollut mahdollista. Valittu tehonpeittoaste saatiin laskettua saman merkin ja tyyppin lämpöpumpulla. Näin ollen laskentatyökalujen laskentaerot eivät vaikuta tuloksiin.

Taulukko 2. Tehonpeittoasteiden vertailutaulukko. Lähtötiedot ovat samat kuin liitteen 6 laskennassa. Säästön arviointi perustuu mallikiinteistön kulutukseen ja liitteen 6 sivulla 2 esitettyihin energiahintoihin.

no	Lämpöpumppu	kpl	Kokonais-teho [kW]	Tehon-peittoaste	Energian-tuottoaste	säästö vuodessa	Säästö
1	NIBE F1345-24	1	22.5 kW	21 %	56 %	13 533 €	40 %
2	NIBE F1345-30	1	30.7 kW	29 %	70 %	17 391 €	51 %
3	NIBE F1345-40	1	40.0 kW	37 %	82 %	20 384 €	60 %
4	NIBE F1345-24	2	44.7 kW	42 %	87 %	21 782 €	64 %
5	NIBE F1345-60	1	57.7 kW	53 %	94 %	23 095 €	68 %
6	NIBE F1345-30	2	61.0 kW	58 %	96 %	24 183 €	71 %
7	NIBE F1345-30 + NIBE F1345-40	1+1	69.5 kW	58 %	96 %	24 696 €	72 %
8	NIBE F1345-40	2	77.9 kW	74 %	99 %	24 957 €	73 %
9	NIBE F1345-30 + NIBE F1345-60	1+1	86.2 kW	82 %	100 %	24 684 €	72 %

### 3.4 Käytännön optimointi

Käytännön suunnittelun yksinkertaistamisen yhteydessä lämpöpumppujen kattavuudeksi valitaan hyväksi todettu arvo. Tyypillisiä kattavuusarvoja ovat arvot välillä 60...80 %. Nämä arvot ovat yleisesti tarjottu hyväksi kattavuuden tasoksi alan kirjallisuudessa ja mitoitusohjeissa. [4;16;19;20.] Esimerkiksi LVI -kalenteri 2015 antaa seuraavat raja-arvot tehon valintaan. Suurin lämpöpumpunteho on 90 % rakennuksen mitoituslämpötehosta ja kattavuuden alaraja vähintään 65 %. [4]

Tarkempi kattavuuden optimointi edellyttää kiinteistön kulutusprofiilien selvitystä, elinkaarikustannusten arviointia, kokonaisinvestointikustannusten arvioita ja niiden perusteella suoritettua kannattavuuden arviointia. Kokonaisinvestointikustannusten arviointi sisältää tässä tapauksessa kaikkien taloteknisten järjestelmien investointi- ja elinkaarikustannusten arvioinnin. Joissain tapauksissa on erittäin kannattavaa ylimitoittaa energiakenttä siten, että kiinteistön jäähdytys voidaan toteuttaa energiakentän avulla vapaajäähdytyksenä. Tällöin säästetään mahdollisesti vedenjäähdytyslaitteiden hankinnassa tai niiden energiankulutuksessa niin merkittäviä summia, että energiakentän ylimitoitus on kannattavaa.

Liitteessä 2 esitetyn esimerkin tapauksessa on erittäin kannattava toimenpide asentaa pieni 46 %:n tehonpeittoasteella valittu lämpöpumppu olemassa olevan järjestelmän rinnalle. Investointikustannukset ja muutostyöt jäävät pieniksi. Sopivalla laitevalinnalla uuden laitteiston elinkaari vastaa olemassa olevien laitteiden jäljellä olevaa elinkaarta. Näin saavutetaan kustannussäästöjä pienellä investoinnilla. Koko järjestelmän elinkaaren lopussa on valinnat ja mitoitukset suoritettava uudelleen.

Kannattavuuden arviointi edellyttää aina investoinnin ja hyödyn vertailua. Siksi investointi on harkittava aina erikseen joka kiinteistöön. Tyypillisesti kannattavuuslaskelman alkuvaiheessa käytetään karkeita investointikustannusarvioita. Alustavan kannattavuuslaskelman ja suunnitelman perusteella tarkennetaan hintoja ja laskelmaa alustaviin suunnitelmiin perustuvilla tarjouspyynnöillä.

### 3.5 Puskurivaraajan koko

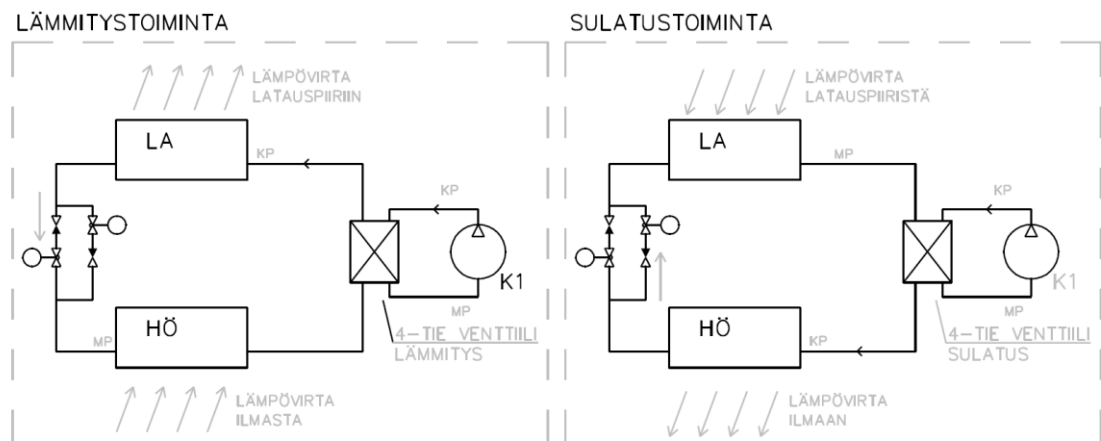
Lämmitysjärjestelmän puskurivaraajan koko on kriittinen lähinnä leudolla ulkolämpötilalla. Lämmitystarpeen ollessa merkittävää ei varaajan koko ole enää niin kriittinen. Latauspiirien ja siksi myös varaajien virtaamat ovat tyypillisesti niin suuria, ettei varaajaveden lämpötilakerrostumaa synny.

Puskurivaraajan ylimitoitus on haitallista lämpötilan muutoksen viiveen johdosta. Puskurivaraajien lämpötilaa pidetään tyypillisesti mahdollisimman matalana niin, että lämpötila vastaa lämmitysverkoston lämpötilaa. Ylimitoitettun puskurivaraajan lämpötilamuutos kestää liian kauan, jolloin lämmitysjärjestelmään ei saada haluttua lämpötilaa ilman viivettä. Tässä yhteydessä saattaa aiheutua turhaa lisälämmön käyttöä.

Puskurivaraaja mitoitetaan räätälöidyissä ratkaisuisissa lyhimmän sallitun käyntijakson perusteella. Pienin varaajan latausteho on lämpöpumpputyöjärjestelmän pienimmän antotehon ja samanaikaisen lämmitystarpeen erotus. Varaajan on oltava riittävän suuri salliakseen lämpöpumpun lyhimmän käyntijakson toteutumisen varaajan halutun lämpötilamuutoksen puitteissa. Laskenta voidaan suorittaa samalla periaatteella kuin luvussa 3.6 LV-varaajan koko.

Ilma-vesilämpöpumppulämmitysjärjestelmissä on huomioitava lisäksi sulatusjaksot. Yleisesti sulatukset toimivat kylmäprosessin kiertosuunnan käännöllä niin, että lämmitysverkostosta otetaan sulatukseen käytetty lämpöenergia. Tämän johdosta ilma-vesilämpöpumppu vaatii aina sarjaan kytketyn riittävän suuren puskurivaraajan. Kriittisissä mitoituksissa ilmavesilämpöpumppu tulee varustaa menupuolen puskurivaraajalla, jolla varmistetaan sulatuksen toiminta. Tarvittaessa puskurivaraaja varustetaan sähkövastuksella.

## ILMALÄMPÖPUMPPU



Kuva 17. Ilmalämpöpumpun toimintaperiaate lämmitys- ja sulatuskäytöllä. Nelitieventtiili kääntää kylmäaineprosessin niin että sulatus tapahtuu latauspiiristä otetun lämpöenergian avulla.

Vakiolämpöpumpputoimittajien ohje on, että aktiivisen verkoston koon on oltava riittävä. Riittävällä verkostokoolla lämpöpumpun käynti- ja lepojaksot ovat riittävän pituisia. Aktiivisella verkoston koolla tarkoitetaan aina kiertävää verkostotilavuutta. Verkoston aktiivinen osa on tyypillisesti erittäin pieni verkostossa, jossa on sekoitussäätöpiirejä tai termostaattisia venttiileitä. Puskurivaraajan tulee olla niin suuri, että läpi lämmentyneen varaajan purku kestää vähintään lepojaksos verran. Ja latausjakson pituus on vähintään lyhimmän sallitun käyntijakson mittainen. Vakiolämpöpumpputoimittajat tyypillisesti tarjoavat lämpöpumppumalleihin sopivia varaajia tai varaajien yhdistelmiä.

Erään laitevalmistajan suullisen ohjeen mukaan varaaja tilavuuden tulee olla  $20 \text{ dm}^3$  lämpöpumpun lämpötehon kW:a kohti. Tämä on kuitenkin vain nyrkkisääntö ja pätee vain tietyn kokoluokan pumppuihin, eikä sitä voi käyttää mitoitusperusteena ilman tarkempaa tarkastelua.

Tyypillisesti lämmönjakotilat ovat rajallisia, ja varaajat on saatava mahtumaan tilaan. Samalla haalausreittien on oltava riittävän kokoiset tai muuten rakenteita joudutaan purkamaan ja uudelleen rakentamaan.

Puskurivaraaja voidaan varustaa käyttöveden esilämmityskierukalla. Käyttöveden esilämmityskierukalla voidaan parantaa hieman puskurivaraajan jäähtymää. Kierukan käyttövesivirtaama on mitoitettava käyttöveden huippuvirtaaman perusteella.

### 3.6 Lämpimän käyttöveden huippuvirtaaman arviointi

Normaalisti käyttöveden mitoitusvirtaamana käytetään Suomen rakentamismääräyskokoelman osan D1 mitoitusvirtaaman laskentaa, joka perustuu todennäköisyyslaskentaan. D1:n mitoitusvirtaaman laskenta saattaa ylimitoittaa mitoitusvirtaaman kiinteistöissä jossa on paljon vesipisteitä, ja alimitoittaa mitoitusvirtaaman, kun kiinteistössä on vähän vesipisteitä. Useissa rakennuksissa voidaan huippuvirtaama arvioida tarkemmin muilla menetelmillä.

Esimerkkinä on pieni koulurakennus, jossa on liikuntasali ja sen pukuhuoneessa 5 suihkua, joista jokaista käytetään liikuntatunnin loputtua samanaikaisesti. Lämpimän käyttöveden huippuvirtaamaksi voidaan näin ollen arvioida normivirtaamien perusteella  $1 \text{ dm}^3/\text{s}$ . Käyttötavan mukaan arvioitua huippuvirtaamaa on syytä verrata Suomen rakentamismääräyskokoelman osan D1 menetelmällä saatuun mitoitusvirtaamaan. Tarkastelun perusteella valitaan määräävä mitoitus.

Huippuvirtaamaa vastaava lämmitystehon tarve saadaan laskettua kaavan 2 avulla.

$$\phi_{lv} = q_v * c_p * \rho * (t_{lv} - t_{el}) \quad (2)$$

- $\phi_{lv}$  lämpimän veden lisälämmityksen tehontarve, kW
- $q_v$  lämpimän käyttöveden tilavuusvirta,  $1 \text{ dm}^3/\text{s}$ .
- $c_{pv}$  veden ominaislämpökapasiteetti,  $4,2 \text{ kJ/kgK}$
- $\rho_v$  veden tiheys,  $1 \text{ kg/dm}^3$
- $(t_{lv} - t_{kv})$  on lämpimän ja esilämmitetyn käyttöveden lämpötilojen erotus,  $58 \text{ °C} - 10 \text{ °C} = 48 \text{ °C}$

Kaavan 2 avulla saadaan laskettua käyttöveden lämmitystehoksi:

$$\phi_{lv} = 1 \text{ kg/dm}^3 * 4,2 \text{ kJ/kgK} * 1 \text{ dm}^3/\text{s} * 48 \text{ °C} = 201,6 \text{ kW}$$

Lämpöpumpun käyttöveden lämmityskomponenttien mitoitus on tavanomaista mitoitus-ta kriittisempää, koska lämmönsiirron ensiöpuolen nesteen ja lämpimän käyttöveden välinen lämpötilaero pyritään pitämään mahdollisimman matalana. Matalan ensiöläm-

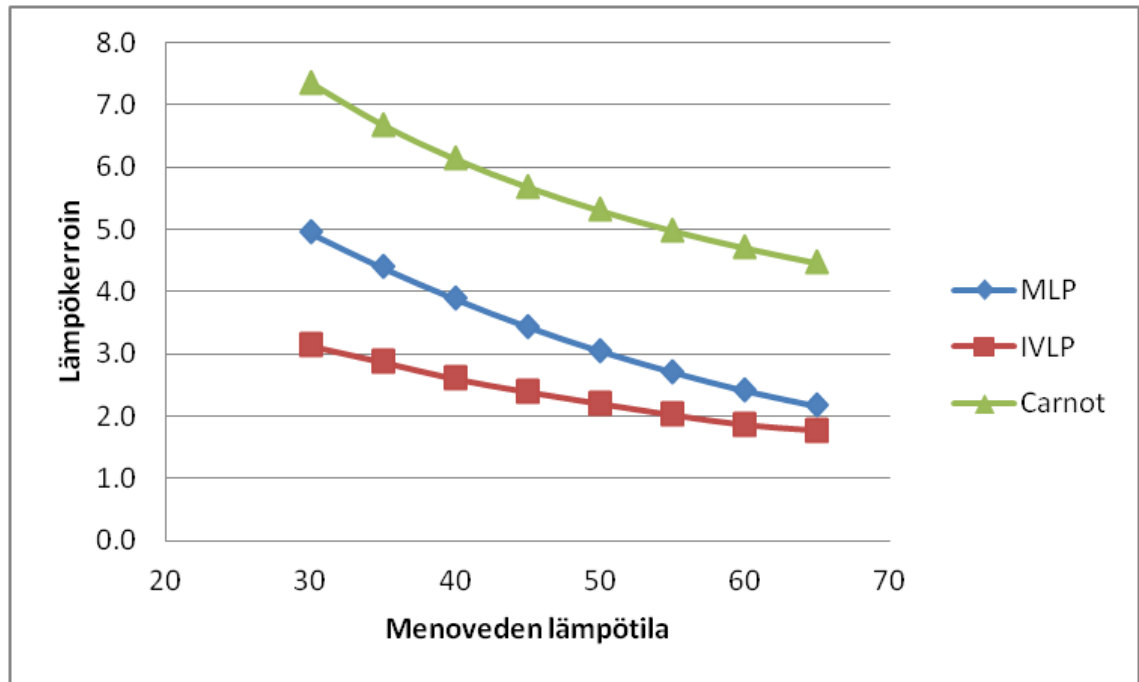
pötilan johdosta voidaan lämpöpumpun lauhdutuslämpötila pitää matalampana. Matala lauhdutuslämpötila takaa kohtalaisen lämpökertoimen.

### 3.7 LV-varaajan koko

Lämpimän käyttöveden tuotto tapahtuu lämpöpumpuissa hyvin heikolla hyötysuhteella, kuten kuvasta 18 voidaan havaita. Lämpöpumpun tuottolämpötilan ollessa 60 °C on maalämpöpumpun lämpökerroin enää 2,4 ja ilmavesilämpöpumpun lämpökerroin 1,9. Kuvassa on myös esitetty teoreettinen Carnot -hyötysuhde, teoreettinen hyötysuhde lasketaan suoraan kylmäainekierron höyrystys- ja lauhdutuslämpötilojen perusteella. Laskelmassa on oletettu että höyrystimen ja lauhduttimen asteisuudet ovat 6 °C, näin ollen höyrystyslämpötila on -6 °C ja lauhdutuslämpötila on 6 °C menoveden lämpötilaa korkeampi.

Tämän johdosta käyttövesivaraajan lämpötilaa on syytä pitää mahdollisimman matalana. Matala varaajan lämpötila ei mahdollista lämpimän käyttöveden puskurointia vaan varaajassa puskuroidaan mahdollisimman matalalämpöistä käyttövettä. Matala käyttövesivaraajan lämpötila edellyttää erillistä jälkilämmitysratkaisua. Varaajan koko määräytyy suurimman käyttöjakson tilavuusvirran ja käyttöjakson pituuden perusteella.





Kuva 18. Lämpöpumpun tuottaman lämpötilan vaikutus lämpökertoimeen. Kuvan lämpökertoimet on laskettu pitämällä imuilman ja liuospiirin keskilämpötila vakioarvossa 0 °C. Carnot on laskettu oletuksella että lämmönsiirtimien asteisuus on 6 °C.

Jos erikseen arvioitu huippuvirtaama on 1 dm<sup>3</sup>/s ja arvioitu käyttöjakson pituus on 20 minuuttia, lasketaan käyttöjakson energiankulutus kaavan 3 perusteella. Purkujakson energiankulutus arvioidaan 58 °C:n lämpimän veden perusteella.

$$Q_{lv,kj} = (\phi_{lv} - \phi_{lp,lv}) * \frac{t}{\frac{60min}{h}} \quad (3)$$

- $Q_{lv,kj}$  lämpimän veden huippuvirtaaman kulutusjakson lämpöenergian kulutus, kWh
- $\phi_{lv}$  lämpimän veden lisälämmityksen tehontarve, 201,6 kW
- $\phi_{lp,lv}$  lämpöpumpun lämpimän veden lämmitysteho, 61 kW  
(teho on arvioitu kuvan 10 perusteella, kohdasta 58 °C )
- $t$  huippuvirtaaman käyttöjakson pituus, 20 min.

Kaavan 3 avulla saadaan laskettua huippukulutusjakson energiantarve.

$$Q_{lv,kj} = (201,6 \text{ kW} - 61 \text{ kW}) * (20 \text{ min} / 60 \text{ min/h}) = 140,6 \text{ kW} * 1/3 \text{ h} = 46,9 \text{ kWh}$$

Esitetyllä energiantarvelaskelmalla lämminvesi on lämmitetty lopulliseen lämpötilaan 58 °C:a. Esimerkissä hyväksytään esilämmitetyn veden 20 °C:n lämpötilan lasku. Lämpimän veden lopullinen lämpötila määräytyy lisälämmityslaitteen perusteella. Mitä suurempi lämpötilan huojunta sallitaan esilämmitysvaraajalle, sitä suuremmaksi on lisälämmityslaitte mitoitettava. Suurimman käyttöjakson aikana kulutetun lämpöenergiämäärän avulla voidaan arvioida varaajan pienin mahdollinen tilavuus kaavan 4 avulla.

$$V = \frac{Q_{lv,kj} * \left(\frac{3600kJ}{kWh}\right)}{\rho_v * c_p * \Delta t} \quad (4)$$

- $V$  varaajan tilavuus, dm<sup>3</sup>
- $Q_{lv,kj}$  lämpimän veden huippuvirtaaman kulutusjakson lämpöenergian kulutus, 46,9 kWh
- $c_{pv}$  veden ominaislämpökapasiteetti, 4,2 kJ/kgK
- $\rho_v$  veden tiheys, 1000 kg/m<sup>3</sup>
- $\Delta t$  varaajan hyväksyttävä lämpötila huojunta, 20 °C

Kaavan 4 avulla saadaan laskettua varaajan pienin mahdollinen tilavuus.

$$V = ((46,9 \text{ kWh} * 3600 \text{ kJ/kWh}) / (1000 \text{ kg/m}^3 * 4,2 \text{ kJ/kgK} * 20 \text{ °C})) = 2,0 \text{ m}^3$$

Kaavojen 3 ja 4 tulosten perusteella ylimitoitetaan varaajan koko hieman. Todellisen huippuvirtaaman jaksona on epätodennäköistä, että laskettavan veden lämpötila olisi 58 °C. Käyttöveden tuottamisen yhteydessä on parempi ylimitoittaa kapasiteetti, kun alimitoittaa.

Varaaja ei kuitenkaan voi olla liian suuri suhteessa lämpöpumpun tehoon, muuten varaajan lämpötilan muutos on liian hidas ja varaajan uudelleen lämpiäminen kestää liian kauan.

Jos lämmin käyttövesi esilämmitetään puskurivaraajassa kierukkalämmönsiirtimen avulla, on siirtimen riittävä koko varmistettava. Käytettäessä lämmönsiirintä on mitoituksessa otettava huomioon siirtimen asteisuuden vaikutus lauhdutuslämpötilan ja

käyttöveden välillä. Mitoittavan virtaaman laskennassa voidaan käyttää Suomen rakentamismääräyskokoelman osan D1 mitoitusvirtaaman laskentaa, mutta on hyvä myös varmistaa, että kyseisen kiinteistön käyttöön liittyvä suurin virtaama ei aiheuta kohtuuttoman suurta painehäviötä.

Kuten lämmitysjärjestelmän puskurivaraajat, on myös LV-varaajat saatava mahtumaan tilaan. Samalla haalausreittien on oltava riittävät, muuten oviaukkoja joudutaan purkamaan ja uudelleen rakentamaan.

### 3.8 LV-lisälämpötehon mitoittaminen

Jos lämpimän veden esilämmitysvaraa mitoitetaan niin että saatavan esilämmitetyn veden alin lämpötila on 38 °C, on lämpimän käyttöveden lisälämmityksen kyettävä nostamaan käyttöveden lämpötila 58 °C:seen. Täten 58 °C – 38 °C = 20 °C Lämmitysteho saadaan esimerkiksi Suomen rakentamismääräyskokoelman D1 mukaisen mitoitusvirtaaman perusteella. Jos voidaan määrittää tarkempi mitoitusvirtaama, käytetään sitä.

Luvussa 3.7 arvioitu mitoittava lämpimän käyttöveden huippuvirtaama on 1 dm<sup>3</sup>/s ja lämpötilan nosto lisälämmityksen avulla 20 °C. Lämpimän käyttöveden lisälämmitystehontarve voidaan laskea mitoitusvirtaamalla kaavan 5 avulla.

$$\phi_{\text{lisä},lv} = q_v * c_p * \rho * (t_{lv} - t_{el}) \quad (5)$$

- $\phi_{\text{lisä},lv}$  lämpimän veden lisälämmityksen tehontarve, kW
- $q_v$  lämpimän käyttöveden tilavuusvirta, 1 dm<sup>3</sup>/s.
- $c_{pv}$  veden ominaislämpökapasiteetti, 4,2 kJ/kgK
- $\rho_v$  veden tiheys, 1 kg/dm<sup>3</sup>
- $(t_{lv} - t_{el})$  on lämpimän ja esilämmitetyn käyttöveden lämpötilojen erotus, 20 °C

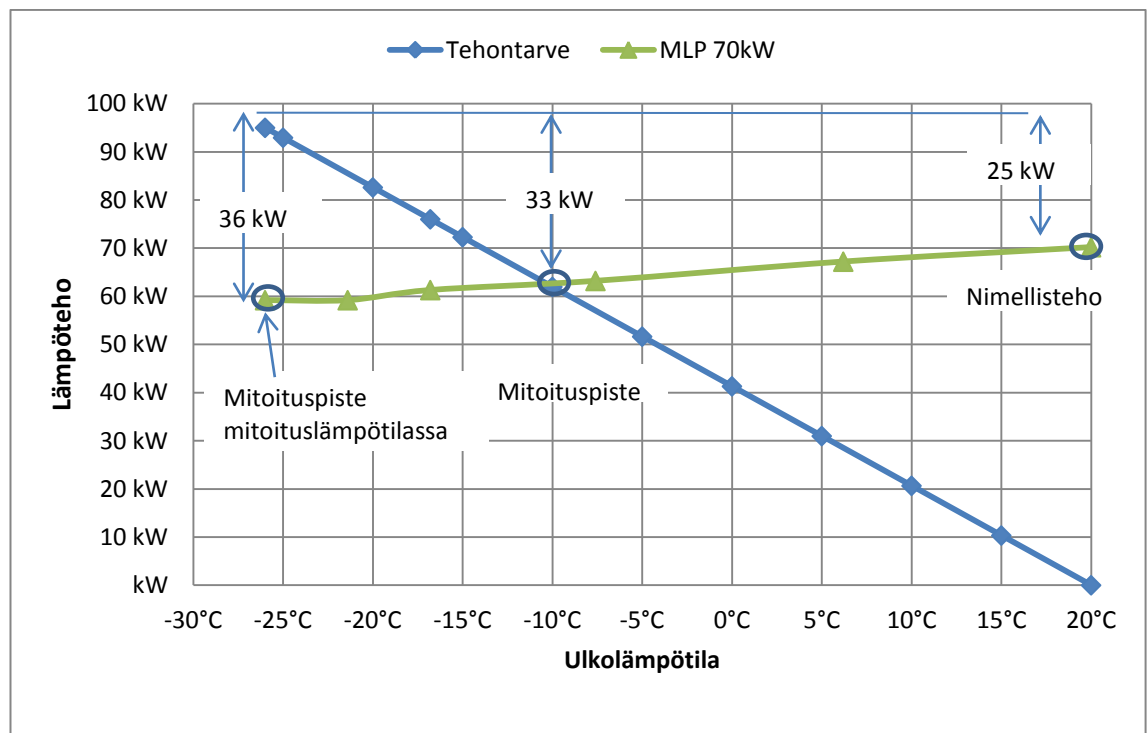
Kaavan 5 avulla saadaan laskettua käyttöveden lisälämmitystehoksi

$$\phi_{\text{lisä},lv} = 1 \text{ kg/dm}^3 * 4,2 \text{ kJ/kgK} * 1 \text{ dm}^3/\text{s} * 20 \text{ °C} = 84 \text{ kW}$$

Varsinaista lisälämmityslaitteen tehoa voidaan rajoittaa käyttämällä erillistä lisälämmitysvaraajaa. Lisälämmitysvaraajan tilavuutta ja lämmityslaitteen tehoa on tarkasteltava luvuissa 3.5 ja 3.6 esitetyllä laskennalla. Lisälämmitysvaraajan tarvetta ja kokoa on harkittava tapauskohtaisesti johtuen erilaisista kytkentävaihtoehdoista.

### 3.9 Lisälämpötehon mitoitus

Lisälämpöteho tulee mitoittaa todellisen lämpöpumpun mitoituspisteen perusteella, joka on todettu oikeissa lämmitysverkoston mitoituslämpötilassa. Kuvasta 19 voidaan havaita mitoitus- ja nimellistehtojen sekä todellisen mitoitus- ja nimellistehtojen ero. Lisälämpötehon tarve on kiinteistön mitoituslämpötehon ja lämpöpumpun mitoituspisteen erotus.



Kuva 19. Kiinteistön lämmöntarve ja lämpöpumpun lämpöteho eri ulkolämpötiloissa 70/40 -lämmitysverkostossa. Kuvaan on merkitty tehontarpeen ja tehontuoton erotukset.

Ulkoilmasta lämpöenergiaa ottavien lämpöpumppujen käyttö ei ole kannattavaa, kun ulkolämpötila laskee alle  $-20\text{ °C}$ . Tämän johdosta ulkoilmalämpöpumppujen lisälämpö-laitteet on mitoittettava niin, että lisälämpö kattaa kiinteistön mitoituslämpötehon.

Lisälämpölaitteita mitoitettaessa on hyvä tarkastella kiinteistön käyttövarmuutta lämpöpumppujärjestelmän rikkoentuessa. Suuremmat lämpöpumppujärjestelmät ovat normaalisti useampi kompressorisia, joten kompressorin rikkoontuminen ei vielä lamaannuta koko laitosta. Kuitenkin lämpöpumpun ohjainkortin rikkoontuminen saattaa pysäyttää lämpöpumpun kokonaan. Lisälämpölaitteiden olisi hyvä kyetä pitämään rakennuksen sisälämpötila yli 0 °C:ssa. Tapauskohtaisesti on harkittava yhdessä käyttäjän kanssa lisälämmön mitoittamista valitun sisälämpötilan perusteella.

Jos lisälämpö tuotetaan öljykattiloiden avulla, mitoitetaan kattilat tyypillisesti täydelle lämmitysteholle. Jos lisälämpö tuotetaan sähköllä tai kaukolämmöllä pitää lisälämmönmitoituksessa tarkastella liittymätehojen koon muutosten hintaa ja vaikutusta perusmaksuihin. [6]

### 3.10 Lämmönkeruupiirin mitoitus

Lämmönkeruupiirit on mitoitettava mieluummin energiankulutuksen kuin tehon perusteella. Keruupiirin pituuden on myös korreloitava lämpöpumppujärjestelmän suurinta ottotehoa niin, että keruupiirin suurin teho on 20...30 W/m [3; 4]. Keruupiirien kokonaispituus on suunniteltava riittäväksi ja kuitenkin niin, etteivät investointikustannukset kasva kohtuuttomiksi.

Yksinkertaistetun suunnittelun yhteydessä lämmönkeruupiirin lämpöenergian saanti määritetään maalajikohtaisten taulukoiden tai maantieteellisen sijainnin perusteella. Käytännössä lämmönkeruupiirin suunnittelun suorittaa lämpöpumpputoimittaja tai porausurakoitsija.

TRT-mittausten perusteella tehtyjen energiakenttä nettotaselaskelmien tulosten perusteella tiedetään, että taulukkomitoituksella alimitoitetaan energiakenttä noin 20...30 %, verrattuna 100 vuoden elinkaariseen kaivoon. 25 %:n alimitoitus tarkoittaa tyypillisesti Suomen olosuhteissa sitä, että energiakentän jäätymisriski kasvaa jo 10 käyttövuoden jälkeen. TRT-mittausten perusteella on todettu, että maaperän lämmönjohtavuuden vaihteluväli on 2...6 W/Km. [6]

Tarkemman suunnittelun yhteydessä energiakenttä suunnitellaan tapauskohtaisten perusteiden mukaisesti. Suunnittelu tapahtuu TRT-mittauksen ja EED-simulaation avul-

la. TRT-mittauksesta muodostuvat samansuuruiset kustannukset kuin yhden kaivon porauksesta ja kollektorin asennuksesta. Hankkeeseen lähdetessä voidaan TRT-mittauksen kaivoa käyttää yhtenä energiakaivona, näin ollen rakennusvaiheen energiakentän perustamiskustannukset jäävät TRT-mittauksen kustannuksen verran matalammaksi.

### 3.11 Lämpöpumpun otto- ja antoenergia

Lämpöpumpun otto- ja antoenergia saadaan tyypillisesti arvioitua lämpöpumpputoimittajien laskentatyökaluilla. Laskentatyökalut ovat netti- tai sovelluspohjaisia, myös joitain excel-pohjaisia työkaluja on ollut. Sovelluksilla saa laskettua otto- ja antoenergian sekä saavutetun rahallisen säästön energiakustannusten perusteella. [19]

Lämpöpumpputoimittajien laskentatyökalut ovat usein yksinkertaistettuja, jolloin huipputehon tarve arvioidaan esimerkiksi lämmitysenergiankulutuksen tai rakennuksen tilavuuden ja rakennusvuoden perusteella. Sovellukset on suunnattu laitevalintaa ja myyntiä silmällä pitäen. Työkalut ovat usein salattuja tai lukittuja, joten laskentamenetelmää voi tarkastaa eikä laskentamenetelmää yleensä ole perusteltu mitenkään.

Lämpöpumppusuunnittelijoiden suorittamat energiantuotto- ja -kulutuslaskelmat perustuvat suunnitelman mukaisten kompressorien, EED-simulaation ja tehojakauman mukaiseen tarkkaan laskelmaa. Tuotto- ja kulutuslaskelmat ovat tällä menetelmällä tarkkoja, mutta työläitä.

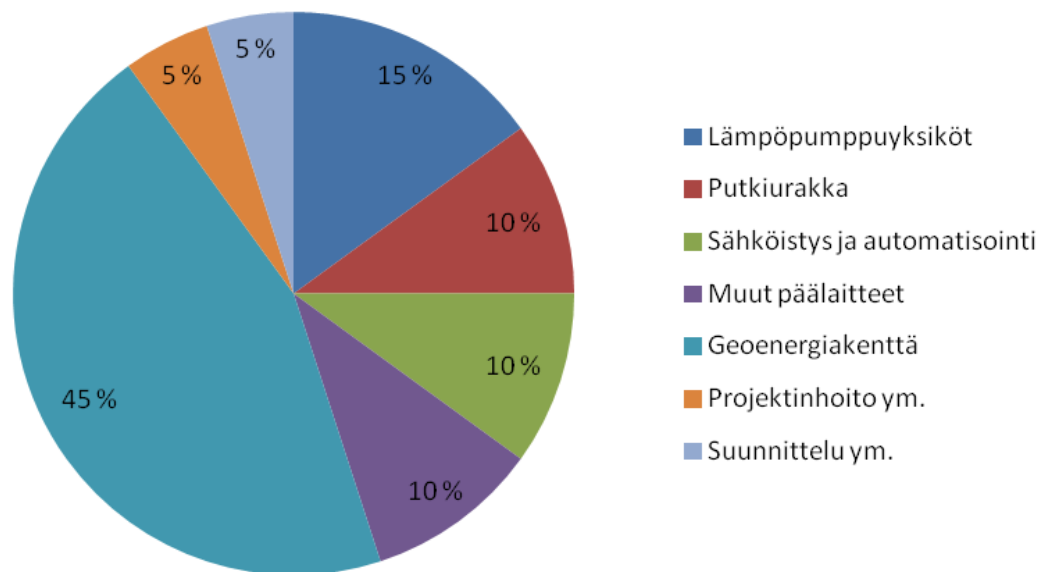
Jos järjestelmän toiminnasta annetaan takuita, ovat ne tyypillisesti takuu COP:lle tai vastaava laatumittari järjestelmän- tai järjestelmäosan tehokkuudesta. Energiankulutus ja -tuotto lämpöpumppujärjestelmissä riippuvat kiinteistön käytöstä. Kiinteistön käyttö vaihtelee voimakkaasti suunnitelmista riippumatta, laitetoimittajan ei tule antaa energiankäytölle tai tuotolle takuita. Tämä perustuu omakohtaisiin kokemuksiin ESCO-hankkeiden parissa.

### 3.12 Elinkaaren arviointi

Osa lämpöpumpputoimittajien laskentasovelluksista antaa arvion vuotuisista käyttötunneista. Osa sovelluksista huomauttaa, jos laitevalinta ei ole sopiva kyseiseen energiantuottomäärään.

Tyypillisesti suunnittelun yhteydessä valitaan lämpöpumpputoimittajan ehdottama laite. Suunnittelijat eivät sen tarkemmin tee elinkaaren arviointia, laitetoimittajan mitoituksiin luotetaan ja uskotaan laitetoimittajan tarjoavan toimivia ratkaisuja.

Kompressorin laskennallinen elinkaari on hyvissä olosuhteissa 10...15 vuotta, ehkä jopa 20 vuotta. [8] Lämpöpumpun elinkaari on kokonaisuutena 25...30 vuotta. Rakennusautomaation laskennallinen elinkaari on noin 5...15 vuotta. Lämmitysverkoston tekninen käyttöikä on kiinteistön käyttöiän mittainen. Energiakentän ja lämpökaivojen taloudellinen käyttöikä on lähes poikkeuksetta yli 50 vuotta. Investoinnin jakauma osoittaa kuvassa 20. Kalleimpana investointina energiakentän mitoitus ja elinkaari ovat tärkeimmät lopullisen kannattavuuden kannalta. [21]



Kuva 20. Suuren- tai keskisuuren maalämpöjärjestelmän investointijakauma. Kyseessä on tarkkaan mallinnettu ja suunniteltu lämpöpumppujärjestelmä. [6]

### 3.13 Suunnittelun kehittäminen

Suunnittelijoiden toimeksiannot sisältävät tyypillisesti vain suunnitelmien laatimisen, sekä mahdollisen hankkeen valvonnan. Suunnittelun kehittäminen jää suunnittelijan oman aktiivisuuden varaan. Asiakkaat harvoin ottavat uudelleen yhteyttä, ellei joku asia ole mennyt todella pahasti pieleen. [14]

Räätälöityjen ratkaisujen suunnittelijat pyrkivät solmimaan käyntiinajon ja käytön aikaisen valvonnan sopimuksia. Sopimuksien tavoitteena on oppia toteutetuista hankkeista sekä ohjata käyttäjää varmistamaan järjestelmän tehokas ja oikea käyttö. [6]



## 4 Laitevalmistajien antamat suunnitteluarvot

Hyvin toimiva ja kannattava järjestelmä on myös laitevalmistajan etu. Jokainen laitevalmistaja valmistaa komponenttinsa omien perinteidensä perusteella. Kuitenkaan laitevalmistajien ohjeet eivät ole kovin tarkkoja LVI-suunnittelun näkökulmasta. Käyttö- ja käyttöönotto-ohjeita on kattavasti, mutta virtausteknisiä tietoja on vähän.

Virtausteknisiä tietoja on esitetty ohjeissa, mutta ohjeet ovat niin suppeita, ettei niiden perusteella voi soveltaa mallikytkennöistä poikkeavia toteutuksia tai arvioida poikkeavien mitoitusvaikutusta järjestelmän lämpökertoimeen, tuottoon tai elinkaareen.

### 4.1 Puskurivaraajan koko

Puskurivaraajan koko on kriittinen tekijä laitteen huoltovälin kannalta. Käytännössä laitevalmistajat esittävät vakiolämpöpumpuille soveltuvat varaajat, joiden perusteella voidaan varaajakoko mitoittaa. Osa valmistajista esittää, että puskurivaraajan tarvetta ei ole.

Kuitenkin käytännössä, ja luvussa 3.1 Lämpöpumppujen ero suunnittelun näkökannalta laskemalla, on todettu että lämpöpumppujärjestelmien luotettava toiminta edellyttää **aina** puskurivaraajaa. Puskurivaraajan tarve johtuu lämmitysverkoston ja lämpöpumpun lämpötilaerojen erosta sekä lämmön luovuttimien tehonsäädöstä, joka perustuu lähes poikkeuksetta virtaaman rajoitukseen.

### 4.2 LV-varaajan koko

Eri kiinteistöjen lämpimän käyttöveden kulutusprofiilit vaihtelevat paljon. Laitevalmistajat tarjoavat tyypillisesti paria varaajakokoa. Valinta näiden välillä tehdään kiinteistön käyttövesijärjestelmän varusteiden perusteella. Esimerkiksi asennetaan suurempi varaaja kiinteistöön, jossa on kylpyammeita tai uima-allas. Kiinteistökokoluokan kohteissa on varaajakoon lisäksi varmistettava mahdollisen lämmityskierukan painehäviö huippu- tai mitoitusvirtaamilla.

Jokainen lämmönsiirrin edellyttää lämpötilaeron ensiö- ja toisiopuolen välillä. Kun lämpimän veden lämpötila on vakio, joudutaan ensiöpuolen lämpötilaa nostamaan aina lämmönsiirtimen yhteydessä. Lämmönsiirtimien aiheuttaman lauhdutuslämpötilan nousun johdosta peräkkäisiä lämmönsiirtimiä tulee välttää.

Nibe ohjeistaa käyttövesivaraajan tilavuuden ylärajan lämpötilan muutosten nopeuden perusteella. Käyttövesivaraajan tilavuus ei saa ylittää 100 dm<sup>3</sup>:a lämpöpumpun kW:a kohden. [11] Kohtuuttoman suuria varaajia löytyy saneerattavista kiinteistöistä, joissa on ollut varaava sähkölämmitys tai puulämmitysjärjestelmä.

#### 4.3 Ilma-vesilämpöpumpun lisälämpö

Ilma-vesilämpöpumppua ei kannata käyttää, kun ulkolämpötila laskee alle  $-15...-20$  °C:n. Tämän takia lisälämpöjärjestelmä pitää aina mitoittaa koko kiinteistön huipputeholle. Lisäksi ilma-vesilämpöpumppu tarvitsee lämpöenergiaa lämmitysverkosta sulatusjaksojen aikana. Ilma-vesilämpöpumpun lisälämmitys on kytkettävä niin, että tarvittava virtaama toteutuu koko sulatusjakson ajan. [18]

#### 4.4 Maalämpöpumpun lisälämpö

Maalämpöpumppu toimii hyvin kovillakin pakkasilla. Tosin vanhojen lämmitysverkostojen mitoitusilanteen 70 °C:n menoveden lämpötilaa ei kannata tuottaa. Lämpöpumppujen tyypillisesti suurin lämmitysveden lämpötila 60 °C saavutetaan lämmitysvyöhykkeellä 1 ulkolämpötilan ollessa noin  $-17$  °C perinteisen verkoston toimintalämpötiloilla.

Jos kiinteistössä on öljykattila, mitoitetaan lisälämpö usein koko huipputeholle, koska öljykattilan teho ei vaikuta paljon investointikustannuksiin. Öljylämpölaitteiden polttoainetarasto voidaan mitoittaa kuitenkin pienemmäksi kuin perinteisesti on mitoitettu, koska öljyn kulutus jää pieneksi.

## 5 Yhteenveto

Työn tavoite oli selvittää lämpöpumppulämmitysjärjestelmän osatehomitoituksessa suoritettavien laitevalintojen perusteet ja vaikutus järjestelmän toimintaan ja hankkeen kannattavuuteen.

Työn laatimisen yhteydessä kävi selväksi, että lämpöpumppujärjestelmien suunnittelu vaihtelee toimeksiannon ja suunniteltavan järjestelmän kokoluokan perusteella. Lämpöpumppujärjestelmien suunnittelussa, kuten muutenkin LVI-suunnittelussa, absoluuttisesti oikeaa vaihtoehtoa ei yleensä ole. Oikea, tai pikemminkin sopiva vaihtoehto riippuu käyttökohteesta tai tilaajan arvoista.

Lämpöpumppulämmitysjärjestelmän mitoituksessa on huomioitava kiinteistön todellinen lämmitysenergian kulutus, kokonaisedullinen tehonpeittoaste, lämmönkeruupiirin mitoitus maaperän lämmönlouvuksen perusteella. Näiden suunnittelun lähtöarvojen perusteella voidaan suunnitella järjestelmä, jolla on suunnitelman mukainen elinkaari, tuotto ja hyvä kannattavuus.

Tilaajan sekä laitetoimittajan etu on huolellinen suunnittelu. Laitetoimittaja kaipaa luonnollisesti nopeaa kauppaa ja mahdollisimman pieniä takuuajan kustannuksia. Tilaaja haluaa edullista elinkaarikustannusta, vaikka luulee joskus haluavansa edullista investointia. Näin ollen molempien osapuolten etu on tarkasti toteutettu hanke. Sen johdosta taulukkomitoitukset tulisi rajata vain pieniin hankkeisiin tai hankkeisiin, joissa tiedetään jo valmiiksi todellinen maaperän lämmönsiirtokyky aikaisempien lähellä sijaitsevien hankkeiden perusteella.

Lämpöpumppumarkkinoilla käytetään paljon likimääräisiä mitoitusarvoja. Kirjallisuudessa esitettyjen taulukkoarvojen pätevyys vaikuttaa osin epätodennäköiseltä tämän selvityksen perusteella. Samoin maaperän lämmönjohtavuuskyky vaihtelee 2...6 W/Km:n välillä. Lisää tutkimusta kaivataan toteutuneiden hankkeiden mitoitusasteen ja energiantuoton kattavuuden riippuvuudesta keskenään sekä riippuvuudesta ulkolämpötilasta. Lisätutkimuksen perusteella vanhentuneita mitoitusarvoja tulee päivittää. Päivitettyjen mitoitusarvojen avulla saavutetaan parempi ja varmempi kannattavuus hankkeisiin, joissa tarkka suunnittelu ja simulaatiot eivät ole kannattavia.

## 6 Päätelmät

Lämpöpumppujärjestelmien kannattavuus riippuu voimakkaasti tehonpeittoasteen optimoinnista. Tässä työssä esitettyjen laskelmien perusteella tehonpeittoastetta tulee tarkastella kriittisesti jokaisen hankkeen suunnittelun yhteydessä. Kirjallisuudessa olevien mitoitusarvojen perusteella valitaan turhan isoja lämpöpumppuja, piilevän ylimitoituksen johdosta hankitaan täysteholämpöpumppuja.

Samoin jokaisen energiakaivon ja kentän mitoitus on erittäin kriittinen. Vähääkään suurempien energiakenttien yhteydessä on suotavaa suorittaa TRT-mittaus, jonka perusteella kenttä ja kaivojen etäisyydet voidaan mitoittaa luotettavasti.

Toisinaan LVI-suunnittelijalta tilataan jo valitun lämpöpumpun tai muun laitteiston sovitaminen kiinteistöön. Tämän kaltaisissa toimeksiannoissa lämpöpumpputoimittaja tai mahdollisesti jokin muu konsultti on mitoittanut järjestelmän tehonpeiton, energiantuoton ja energiakentän vastaamaan tilaajan tarvetta. Jos toimeksiannon yhteydessä ei haluta, että suunnittelija tarkastaa lämpöpumpun optimointia tai energiakentän mitoitusta, ei sitä tule tehdä, vaikka se kaiveleekin juuri valmistuvan insinöörin sisintä.

## Lähteet

- 1 Energialaskennan testivuodet nykyilmastossa. 2012. Verkkodokumentti. Dynamikum (Ilmatieteen laitos). <http://ilmatieteenlaitos.fi/energialaskennan-testivuodet-nyky> Luettu 8.3.2015
- 2 Mattsson, Jan. 2012. Lämmityksen ja sähkön sääkorjaustapojen analysointi. Insinööriyö. Metropolian ammattikorkeakoulu.
- 3 Rakennuksen energiankulutuksen ja lämmitystehontarpeen laskenta. 2012. Suomen rakentamismääräyskokoelma, osa D5. Helsinki: ympäristöministeriö.
- 4 Sarkki, Jukka. LVI kalenteri 2015. 2015. Helsinki: Suomen Kalenterit Oy.
- 5 Lämpöpumppujen energialaskentaopas. 2012. Helsinki: ympäristöministeriö. [sic: dokumentin tiedot puutteellisia]
- 6 Kauppila, Kari. 2015. DI, Konsulttitoimisto Enersys Oy, Hyvinkää. Haastattelu 26.2.2015.
- 7 Laivo, Petri. 2014. Myyntipäällikkö, Carrier Oy, Turku. Haastattelu 12.12.2014.
- 8 Lämpöpumppukoulutus. 2010. NIBE Energy Systems Oy.
- 9 Rakennusten kaukolämmitys. Määräykset ja ohjeet. Julkaisu K1/2013. 2013. Helsinki: Energiateollisuus Ry, Lämmönkäyttötoimikunta.
- 10 Lämpöpumppu ja sen hyväksikäyttö. 1974. Helsinki: Insinöörijärjestöjen koulutuskeskus.
- 11 Nibe F1345 Opas. Suunnittelu ja valinta ohje. 2012. Vantaa: NIBE Energy Systems Oy.
- 12 Pikaopas CAHV P500 YA-HPB. 2014. Vantaa: Scanoffice Oy.
- 13 Carrier 61AF 022-105. 2014. Carrier Oy.
- 14 Sarkki, Jukka. 2015. LVI insinööri. Insinööritoimisto Sarkki Oy, Turku. Haastattelu 6.2.2015.
- 15 Heino, Timo. 2014. Aluemyyntipäällikkö. NIBE Energy Systems Oy, Turku. Haastattelu 22.12.2014.

- 16 Terminen vastetesti eli TRT -mittaus. 2015. Verkkodokumentti. Geologian tutkimuskeskus. <http://www.gtk.fi/tutkimus/tutkimusohjelmat/energia/trtmittaus.html> Luettu 24.03.2015
- 17 Peltokorpi, Miikka. 2015. Suurkohteiden suunnittelu. Rototec Oy, Vantaa. Haastattelu 20.03.2015.
- 18 Dimplex Suunnittelu ja asennusopas. 2008. Porvoo: Oy Glen Dimplex Nordic AB.
- 19 Nibe MLP- opas 1135-4. Maalämpöopas. 2012. Vantaa: NIBE Energy Systems Oy.
- 20 Nyström, Mika. 2014. BOSCH maalämpöpumpun mitoitus. Luentomoniste. Vantaa: Robert Bosch Oy.
- 21 LVI 01-10424 Kiinteistön tekniset käyttöiät ja kunnossapitojaksot. 2008. Helsinki: Rakennustieto Oy.

## Insinööriyössä esimerkkinä käytetyn kiinteistön tiedot

### Rakennuksen tiedot

(Loppuasiakkaan tarkistettava ennen tilausta)

Rakennuksen tyyppi	Saneeraus
Rakennusvuosi	1973 - 1979
Lämmin pinta-ala	980 m <sup>2</sup>
Lämmin tilavuus	5900 m <sup>3</sup>
Puolilämmin tilavuus	0 m <sup>3</sup>
Ilmanvaihtotapa	LTO neste
Lämmönjako	Patterilämmitys
Ikkunat	3-lasiset
Eristystaso	5 %

### Rakennuksen lämmitysenergian kulutus

(Mitoitus annetun energiankulutuksen perusteella)

Ilmoitettu energiankulutus vuodessa	258000 kWh	Sähkö
Johtumishäviöt	190700 kWh	
Ilmanvaihto	41300 kWh	
Käyttövesi	26000 kWh	
Lämmitystarve yhteensä	258000 kWh	
Lämmitystehontarve	94.9 kW	

Rakennus sijaitsee säävyöhykkeellä 1. Ulkoilman mitoituslämpötila on  $-26\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

Rakennuksen lämmitysverkoston menoveden lämpötila on  $70\text{ }^{\circ}\text{C}$  ja paluuveden lämpötila on  $40\text{ }^{\circ}\text{C}$  ulkoilman mitoituslämpötilassa. Lämmöntuotanto on tapahtunut sähköllä.

Laskennassa käytetään sähköenergian verollista hintaa  $0,13\text{ €/kWh}$ . Laskennassa käytetään 2 % nimellistä hinnan nousua.

## Mitoitustehon laskenta lämpöenergian kulutuksen perusteella

Mitoitustehon laskentaohje on esitetty esimerkiksi Energiateollisuus ry:n julkaisussa K1 2013.

74

### 15.4 Vanhan asuintalon lämmönjakokeskuksen mitoitus

Lämmityshuipputeho voidaan arvioida tietyn ajanjakson lämpöenergian tai polttoaineen kulutuksen perusteella. Laskenta voidaan tehdä seuraavan yhtälön mukaisesti niissä asuinrakennuksissa, joissa ei ole koneellista ilmastointia (tuloilman lämmitystä).

$$\Phi_{mit} = \frac{Q_l}{H} = \frac{Q - Q_k}{24 \times S} = \frac{(Q - Q_k) \times (17 \text{ °C} - t_u)}{24 \times S \times (17 \text{ °C} - t_u)}$$

$\Phi_{mit}$  = Lämmityksen huipputehontarve (mitoitusteho), kW

$H$  =  $24 \cdot S / (17 \text{ °C} - t_u)$  = Lämmityshuipun käyttöaika tarkasteluaikana, h

$S$  = Lämmitystarveluku tarkasteluaikana, °Cd

$t_u$  = Paikkakunnan mitoitusulkolämpötila, °C

$Q$  = Energiankulutus tarkasteluaikana, MWh

$Q_{kv}$  = Käyttöveden lämmittämiseen kulunut lämmitysenergia tarkasteluaikana (kiinteä kulutus), MWh

$Q_l$  =  $Q - Q_{kv}$  = Lämmitykseen kulunut energia tarkasteluaikana, MWh

Jos tunnetaan rakennuksen polttoaineen kulutus, muutetaan tarkastelujakson polttoaineen kulutus lämpöenergiaksi kertomalla polttoaineen ominaislämpöarvo polttoainemäärällä ja lämmityslaitteen arvioidulla hyötysuhteella (vuosihyötysuhde esim. 0,7) ja lasketaan lämmityshuipputeho em. mukaisesti.

Laskelmat tarkistetaan arvioimalla näin saatua ominaistehoa ja -kulutusta vertaamalla niitä vastaaviin muihin rakennuksiin.

Laskentamenetelmä ei sellaisenaan sovellu käytettäväksi koneellisella tulo- ja poistoilmanvaihdolla varustettujen rakennusten lämmityshuipputehon laskentaan. Näissä tapauksissa on ilmanvaihtolaitteiden tehot ja käyntiajat selvitettävä ja laskettava lämmityshuipputeho tätä kautta saatavien lisätietojen perusteella.



18.3.2015

Mikko Rantanen

## Lämpöpumpun teho eri toimintalämpötiloissa

Laskenta on suoritettu Carrierin Packaged Chiller Builder versiolla 3.33.

Laskenta perustuu säävyöhykkeellä 1 käytössä olevan 70/40 lämmitysverkoston toimintalämpötiloihin.

### Maalämpöpumppu: Carrier AquaSnap 61WG-070

Ulkoilman lämpötila	Keruupiirin lämpötila	Latauspiirin lämpötila	Verkoston lämpötila	Lämpöpumpun teho	COP
20.0 °C	-2/+2 °C	25.0 °C	20.0 °C	72.20 kW	5.65 kW/kW
15.4 °C	-2/+2 °C	25.0 °C	25.0 °C	72.20 kW	5.65 kW/kW
6.2 °C	-2/+2 °C	35.0 °C	35.0 °C	69.00 kW	4.40 kW/kW
-5.3 °C	-2/+2 °C	47.5 °C	47.5 °C	66.20 kW	3.57 kW/kW
-9.9 °C	-2/+2 °C	52.5 °C	52.5 °C	64.20 kW	2.86 kW/kW
-14.5 °C	-2/+2 °C	57.5 °C	57.5 °C	63.10 kW	2.52 kW/kW
-16.8 °C	-2/+2 °C	60.0 °C	60.0 °C	62.50 kW	2.39 kW/kW
-20.0 °C	-2/+2 °C	60.0 °C	63.5 °C	62.50 kW	2.39 kW/kW
-21.4 °C	-2/+2 °C	60.0 °C	65.0 °C	62.50 kW	2.39 kW/kW
-26.0 °C	-2/+2 °C	60.0 °C	70.0 °C	62.50 kW	2.39 kW/kW

Lämmitysveden menolämpötilaksi alarajaksi on ohjelmassa asetettu 25 °C.

### Ilmavesilämpöpumppu: Carrier 61AF-075

Ulkoilman lämpötila	Imuilman lämpötila	Latauspiirin lämpötila	Verkoston lämpötila	Lämpöpumpun teho	COP
20.0 °C	20	30.0 °C	20.0 °C	73.60 kW	4.83 kW/kW
15.4 °C	15.4	30.0 °C	25.0 °C	70.30 kW	4.62 kW/kW
6.2 °C	6.2	35.0 °C	35.0 °C	63.70 kW	4.23 kW/kW
-5.3 °C	-5.3	47.5 °C	47.5 °C	39.00 kW	2.07 kW/kW
-9.9 °C	-9.9	52.5 °C	52.5 °C	35.60 kW	1.79 kW/kW
-14.5 °C	-14.5	57.5 °C	57.5 °C	32.50 kW	1.56 kW/kW
-16.8 °C	-16.8	58.2 °C	60.0 °C	30.80 kW	1.49 kW/kW
-20.0 °C	-20	55.0 °C	63.5 °C	28.40 kW	1.45 kW/kW
-21.4 °C	-21.4		65.0 °C	0.00 kW	
-26.0 °C	-26		70.0 °C	0.00 kW	

Lämmitysveden menolämpötilaksi alarajaksi on ohjelmassa asetettu 30 °C.

\* Lämpökerrointa ei voi määrittää koska laitteen sähkönkulutus lepotilassa ei ole tiedossa.

Lämpökerroin on 0 tai negatiivinen.

18.3.2015

Mikko Rantanen

## Lämpöpumpun teho eri toimintalämpötiloissa

Laskenta on suoritettu Carrierin Packaged Chiller Builder versiolla 3.33.

Laskenta perustuu säävyöhykkeellä 1 käytössä olevan 35/28 lämmitysverkoston toimintalämpötiloihin.

### Maalämpöpumppu: Carrier AquaSnap 61WG-070

Ulkoilman lämpötila	Keruupiirin lämpötila	Latauspiirin lämpötila	Verkoston lämpötila	Lämpöpumpun teho	COP
20.0 °C	-2/+2 °C	25.0 °C	20.0 °C	72.20 kW	5.63 kW/kW
15.4 °C	-2/+2 °C	25.0 °C	21.5 °C	72.20 kW	5.63 kW/kW
6.2 °C	-2/+2 °C	25.0 °C	24.5 °C	72.20 kW	5.63 kW/kW
-5.3 °C	-2/+2 °C	28.3 °C	28.3 °C	71.10 kW	5.19 kW/kW
-9.9 °C	-2/+2 °C	29.8 °C	29.8 °C	70.70 kW	5.00 kW/kW
-14.5 °C	-2/+2 °C	31.3 °C	31.3 °C	70.20 kW	4.82 kW/kW
-16.8 °C	-2/+2 °C	32.0 °C	32.0 °C	70.00 kW	4.74 kW/kW
-20.0 °C	-2/+2 °C	33.0 °C	33.0 °C	69.70 kW	4.67 kW/kW
-21.4 °C	-2/+2 °C	33.5 °C	33.5 °C	69.50 kW	4.56 kW/kW
-26.0 °C	-2/+2 °C	35.0 °C	35.0 °C	69.00 kW	4.40 kW/kW

Lämmitysveden menolämpötilaksi alarajaksi on ohjelmassa asetettu 25 °C.

### Ilmavesilämpöpumppu: Carrier 61AF-075

Ulkoilman lämpötila	Imuilman lämpötila	Latauspiirin lämpötila	Verkoston lämpötila	Lämpöpumpun teho	COP
20.0 °C	20	30.0 °C	20.0 °C	73.60 kW	4.83 kW/kW
15.4 °C	15.4	30.0 °C	21.5 °C	70.30 kW	4.62 kW/kW
6.2 °C	6.2	30.0 °C	24.5 °C	63.70 kW	4.23 kW/kW
-5.3 °C	-5.3	30.0 °C	28.3 °C	40.80 kW	2.79 kW/kW
-9.9 °C	-9.9	30.0 °C	29.8 °C	36.50 kW	2.54 kW/kW
-14.5 °C	-14.5	31.3 °C	31.3 °C	32.40 kW	2.25 kW/kW
-16.8 °C	-16.8	32.0 °C	32.0 °C	30.40 kW	2.14 kW/kW
-20.0 °C	-20	33.0 °C	33.0 °C	27.80 kW	1.94 kW/kW
-21.4 °C	-21.4		33.5 °C	0.00 kW	*
-26.0 °C	-26		35.0 °C	0.00 kW	*

Lämmitysveden menolämpötilaksi alarajaksi on ohjelmassa asetettu 30 °C.

\* Lämpökerrointa ei voi määrittää koska laitteen sähkönkulutus lepotilassa ei ole tiedossa.

Lämpökerroin on 0 tai negatiivinen.

## Summary Performance Report For MLP 70

03.18.2015  
12:36

Project: Eka rojekti  
Prepared By: Mikko Rantanen



### 61WG-070 Water to Water Scroll Heat Machine

#### Heating Mode

##### Performance Information

Heating Capacity: 66.2 kW  
 Heating Efficiency (COP): 3.57 kW/kW  
 Cooling Capacity to Source: 47.8 kW  
 Unit Power Input: 18.54 kW

##### Evaporator Information

Fluid Type: Ethylene Glycol  
 Brine Concentration: 30.0 %  
 Fouling Factor: 0.0000 (sqm-K)/kW  
 Leaving Temperature: -2.0 °C  
 Entering Temperature: 2.0 °C  
 Fluid Flow: 3.14 l/s  
 Total Pressure Drop: 15.8 kPa

##### Condenser Information

Fluid Type: Fresh Water  
 Fouling Factor: 0.0000 (sqm-K)/kW  
 Leaving Temperature: 47.5 °C  
 Entering Temperature: 32.5 °C  
 Fluid Flow: 1.06 l/s  
 Total Pressure Drop: 5.0 kPa

#### Acoustic Information (cooling mode)

Sound Power Level (LwA): 72 dB(A)  
 Sound Pressure Level at 1.0m (LpA): 57 dB(A)

#### Unit Information

Manufacturing Source: Montluel, France  
 Refrigerant: R-410A  
 Capacity Control Steps: 2  
 Minimum Capacity: 50.0 %  
 Number of Refrigerant Circuit: 1  
 Operating/Shipping Weight: 403/383 kg  
 Unit Dimensions (LxWxH): 1474/880/901 mm

#### Electrical Information

Unit Voltage: 400(+/-10%)-3-50 V-Ph-Hz  
 Standby Power: 0.03 kW  
 Power Factor: 0.83

Amps (Un)	Electrical Circuit 1	Electrical Circuit 2
Rated Current In (A):	46.4	None
Start Up Current (A)	171.4	None
Current at Eurovent Conditions (A)	30.4	None

#### Accessories and Installed Options

Opt. 272 brine to water

All performances are compliant with EN14511 – 3 : 2013. Sound power level according to ISO9614 – 1.



CARRIER participates in the ECP program for Liquid Chilling Packages and Hydronic Heat Pumps. Check ongoing validity of certificate: [www.eurovent-certification.com](http://www.eurovent-certification.com).

Unit is outside of the scope of AHRI Water-Cooled Water Chilling Packages Using Vapor Compression Cycle Certification Program, but is rated in accordance with AHRI Standard 550/590 (I-P) and AHRI Standard 551/591 (SI).

## Summary Performance Report For VILP 75

Project: Eka rojekti  
Prepared By: Mikko Rantanen

03.18.2015  
12:44



### 61AF-075 Air to Water Heat Pump

#### Heating Mode

##### Performance Information

Heating Capacity: 35.6 kW  
Heating Efficiency (COP): 1.79 kW/kW  
Unit Power Input: 19.89 kW

##### Evaporator Information

Altitude: 0 m  
Number of Fans: 2  
Entering Air Temperature (dry bulb): -9.9 °C  
Entering Air Temperature (wet bulb): -10.3 °C  
Relative Humidity: 87.0 %

##### Condenser Information

Fluid Type: Ethylene Glycol  
Brine Concentration: 30.0 %  
Fouling Factor: 0.0000 (sqm-K)/kW  
Leaving Temperature: 52.5 °C  
Entering Temperature: 47.5 °C  
Fluid Flow: 2.21 l/s  
Total Pressure Drop: 4.7 kPa

#### Acoustic Information (heating mode)

Sound Power Level (LwA): 82 dbA  
Sound Pressure Level at 10.0m (LpA): 50 dbA

#### Unit Information

Manufacturing Source: Montluel, France  
Refrigerant: R-407C  
Capacity Control Steps: 2  
Minimum Capacity: 50.0 %  
Number of Refrigerant Circuit: 1  
Operating/Shipping Weight: 906/920 kg  
Unit Dimensions (LxWxH): 2071/2278/1329 mm

#### Electrical Information

Unit Voltage: 400(+/-10%)-3-50 V-Ph-Hz  
Standby Power: 0.78 kW  
Power Factor: 0.82

Amps (Un)	Electrical Circuit 1	Electrical Circuit 2
Rated Current In (A):	54.0	None
Start Up Current (A)	96.0	None
Current at Eurovent Conditions (A)	40.2	None

#### Accessories and Installed Options

Opt. 25 Softstarter  
Opt. 15LS Super Low Noise  
Opt. 265 Screwed Connections

All performances are compliant with EN14511 – 3 : 2013. Sound power level according to ISO9614 – 1.



CARRIER participates in the ECP program for Liquid Chilling Packages and Hydronic Heat Pumps. Check ongoing validity of certificate: [www.eurovent-certification.com](http://www.eurovent-certification.com).

Unit is outside of the scope of AHRI Air-Cooled Water Chilling Packages Using Vapor Compression Cycle Certification Program, but is rated in accordance with AHRI Standard 550/590 (I-P) and AHRI Standard 551/591 (SI).



## ENERGIALASKELMA

8.3.2015

NIBE VPDIM 2.7

### YLEISTIEDOT

Myyjä/Asentaja	Kohde/Asiakas
Mikko Rantanen	Esimerkkikiinteistö Insinöörito

### TUOTE

2 Kpl NIBE F2300-20	Lämmönlähde	Ulkoilma
1 Kpl NIBE F2300-14		

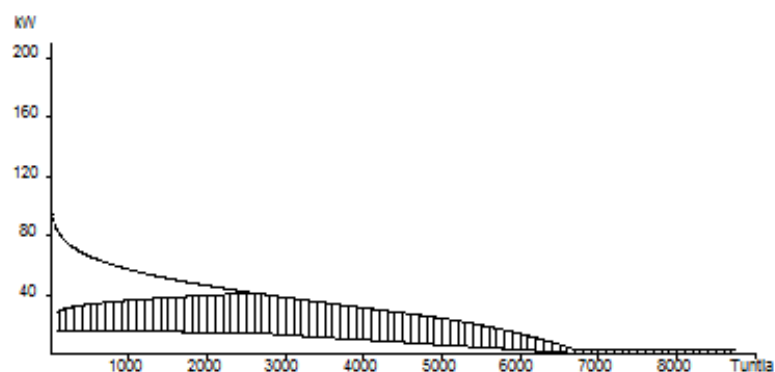
### TIEDOT JÄRJESTelmäSTÄ

Sähkönkulutus (100 %)	258000 kWh/vuosi	Tehontarve	98.5 kW
		Vuoden keskilämpötila	5.3 °C
		Mitoittava ulkolämpötila MUT	-26 °C
Nettoenergiantarve (ei sis. taloussähkö)	258 000 kWh/vuosi	Sisälämpötila	21 °C
Lämpimän veden tarve (sis. edelliseen)	26 000 kWh/vuosi	Auringonsäteily, ihmisten lämpö yms. kattavat	17 °C
		Menolämpötila MUT:ssa	70 °C
Lämmityksen apulaitteet (esim. kiertopumppu)	5 002 kWh/vuosi	Paluulämpötila MUT:ssa	60 °C

### ENERGIANKULUTUS NIBE-LÄMPÖPUMPULLA

Lämpöpumpun tuottama energia	205 076 kWh/vuosi	Lisäteho, netto	98.5 kW
Lämpöpumpun käyttämä energia	73 005 kWh/vuosi	LP ottoteho MUT:ssa	0.0 kW
Lisäenergia, netto	52 906 kWh/vuosi	Energianpeittoaste	79 %
Lisäenergia, brutto Sähkö, 95 %	55 691 kWh/vuosi	Tehonpeittoaste	%
Lämmityksen apulaitteet (esim. kiertopumppu)	3 504 kWh/vuosi	Lämpökero (SPF), vain LP	2.81
		Lämpökero, Yht.	1.99
Energiankulutus, sähkö brutto	132199 kWh/vuosi	Lauhdutus	Vaihteleva
<b>Säästö lämpöpumpulla</b>	<b>133 588 kWh/vuosi</b>	Lämminvesi lämpöpumpusta	100 %

### ENERGIAKAAVIO



Yläalue - Lisäenergia

Viivoitettu alue - Säästö

Ala-alue - Käyttöenergia

**NIBE Energy Systems Oy, PL 257, FI-01510 VANTAA, +358 9 274 69 70**

(Laskelma perustuu saatuihin tietoihin, tulosten saavuttamista ei luvata sitovasti)



## TALOUDELLISUUSLASKELMA

8.3.2015 Esimerkkikiinteistö

NIBE VPDIM 2.7

### LÄHTÖKOHDAT

(Arvio perustuu oheiseen energialaskelmaan ja seuraaviin ehtoihin)

#### Lämpöpumput:

Investointikulut	0 €
Lainan osuus	0 €
Laina-aika	0 vuotta
Korko	.00 %
Ylläpitokustannukset	50 €/vuotta

#### Energiat hinnat

Sähkö, normaalitaksa 100 %]	0,13 €/kWh
Sähkö, yötaksa	0,08 €/kWh
Energian hinnannousu, sähkö	2 %/vuotta

#### Muut edellytykset

Inflaatio	2 %
Vero-osuus	30 %
Lainatyyppi	Annuiteetti
Ylläpitokustannukset ennen asennusta	150 €
Kiinteä maksu ennen asennusta	200 €
Kiinteä maksu asennuksen jälkeen	200 €
Hinnannousu, kiinteä maksu	2 %/vuotta

### ENERGIAKUSTANNUKSET ENSIMMÄISEN VUODEN AIKANA

Energiakustannuk. ennen asennusta	Energiakustannuk. asennuksen jälkeen	Ensimmäisen vuoden säästö
Energiakustannukset 34 190€	Energiakustannukset 17 186 €	Energiansäästö 17 004€
Ylläpitokustannukset 150€	Ylläpitokustannukset 50 €	Ylläpitokustannukset 100€
Kiinteä maksu 200€	Kiinteä maksu 200 €	Kiinteä maksu 0€
Kokonaiskustannukset 34 540€	Kokonaiskustannukset 17 436 €	Säästö 17 104€

### ENERGIAKUSTANNUKSET 15 VUODEN AIKANA

Useita lämpöpumppuja			
vuotta	Säästö	Velanmaksu	Netto
1	17 104	0	17 104
2	17 625	0	17 625
3	17 981	0	17 981
4	18 345	0	18 345
5	18 715	0	18 715
6	19 093	0	19 093
7	19 479	0	19 479
8	19 872	0	19 872
9	20 274	0	20 274
10	20 684	0	20 684
<b>Yht*</b>	<b>169 357</b>	<b>0</b>	<b>169 357</b>
11	21 101	0	21 101
12	21 528	0	21 528
13	21 962	0	21 962
14	22 406	0	22 406
15	22 859	0	22 859
<b>Yht*</b>	<b>254 245</b>	<b>0</b>	<b>254 245</b>

\* Osoittaa kokonaiskustannuksen nykyarvoa

**NIBE Energy Systems Oy, PL 257, FI-01510 VANTAA, +358 9 274 69 70**

(Taloudellinen lopputulos riippuu useista tekijöistä, jotenja pitää nähdä vain arviona)

# ROTOTEC

TRT-raportti, Esimerkki

---

Rototec Consulting

Björn Thelin  
2014-08-24

## **Terminen vastetesti (TRT) kohteessa Esimerkkikohde**

Testi tehtiin 218m syvään porakaivoon. Aktiivinen syvyys on 210m (pohjaveden pinnankorkeus 8m syvyydessä maanpinnalta). Keruuputkena on yksinkertainen U-kollektori vesi-etanoli seoksella. Porakaivon halkaisija on 114mm.

Testin tulokset:

**Lämpötila: 6,7 astetta C**

**Lämmönjohtavuus (Lambda): 3,8 W/Km**

**Porakaivon vastus 0,09 (0,12) Km/W**

Lämpötila on peruskallion häiriintymätön keskilämpötila porakaivossa Celsius-asteina.

Lämmönjohtavuus, yleisemmin lambda, on peruskallion kyky johtaa lämpöä keskimääräisesti porakaivon ympärillä. Sen yksikkönä on W/mK (Wattia/Kelvin tai Celsius ja metri).

Porakaivon vastuuden yksikkönä on Km/W ja se on myös keskimääräinen arvo.

Peruslämpötila 6,7 astetta on odotettavissa oleva tällä alueella.

Lambda, 3,8 W/Cm on alueen yleiselle kallioperälle (gneissia ja graniitti) normaali arvo. Kuitenkin keskimääräistä selvästi parempi.

Porakaivon vastuuden arvo 0,09 Km/W on kohteessa käytetyille kollektorille. Tavallisesti arvo on pienempi, kun lisätään lämpöä (mitä TRT-testiä tehdessä tehdään) johtuen lämpöliikkeestä vedessä, joka tehostaa lämmönsiirtoa. Tästä syystä on suositeltavaa että porakaivon vastuuden arvoa korjataan 0,03 Km/W isommaksi, kun lämpöä otetaan porakaivosta.

Nämä arvot kuvastavat kallioperän termodynaamisia ominaisuuksia kaivon ympärillä riittävän hyvin, jotta niitä voidaan käyttää energiakentän simuloinnissa esimerkiksi Earth energy Designer ohjelmassa.

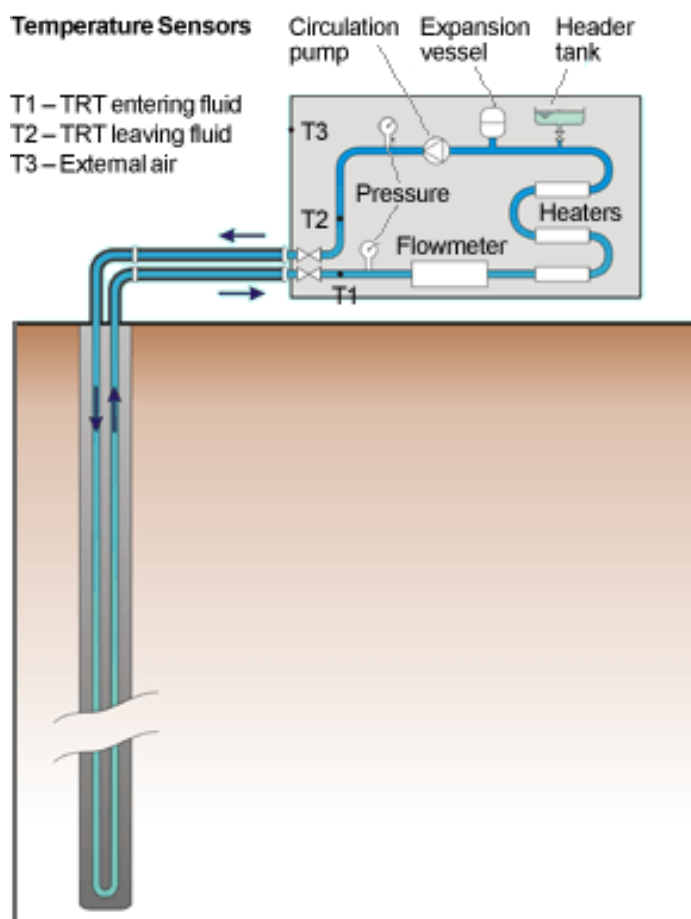


## Alla on kuvaus mittauksen menetelmistä ja laskennasta

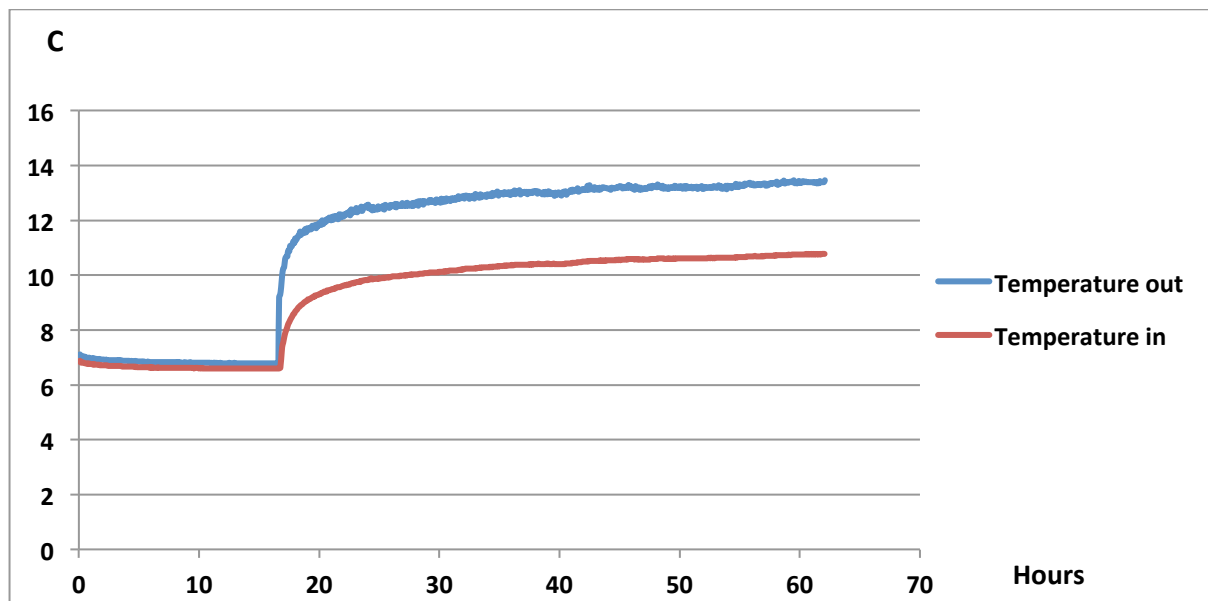
Käytettävät laitteet on yksinkertaistettuna : kiertopumppu, lämpövastus ja lämpötilaa mittaava dataloggeri lämpötilantureineen. Mittauslaite kytketään porakaivon keruuputkeen, joka on tavallisesti täytetty etanoli-vesiseoksella. Nestettä kierrätetään kiertopumpulla ja lämpötila mitataan 5 minuutin välein. Kaivosta mitataan kaivoon menevän ja kaivosta tulevan keruunesteen lämpötila.

Alkuun keruunesteen annetaan kiertää muutaman tunnin ilman lämmitystä, jotta saadaan mitattua kallion häiriintymätön lämpötila. Tämän jälkeen kytketään päälle lämpövastus , joka lämmittää jatkuvasti nestettä tietyllä teholla. Tämä vaihe kestää normaalisti 40-60 tuntia. Pumpun nopeus ja syöttöteho mitoitetaan vastaamaan suunnitellun energiakentän käyttöolosuhteita.

Mittauksen periaatekaavio:



Alla oleva käyrä osoittaa mitatut lämpötilat tässä kohteessa:



Y-akseli kuvaa celsiusasteita, X-akseli kuvaa aikaa tunteina.

Alkuun nestettä on kierrätetty muutama tunti, jotta saadaan mitattua häiriintymätön lämpötila kaivossa.

Kun lämpövastus kytketään päälle, nousee keruunesteen lämpötila alkuun nopeasti ja sen jälkeen hitaammin ja hitaammin lämmön siirtyessä kallioon. Tämä kuvastuu kaivon menevän ja kaivosta tulevan keruunesteen lämpötilojen erotuksena.

Signhild Gehlin Luulajan teknillisestä korkeakoulusta kuvaa opinnäytetyössään (LTU-LIC-1998:37) termiseen vastetestiin liittyvää teoriaa ja käytäntöä. Tässä testissä sovelletaan pääosin tätä menetelmää

Työssä käytetty matemaattinen kaava kuvaa, miten keruunesteen keskilämpötila (meno- ja paluulämpötilan erotus),  $T_f$ , kehittyy ajan funktiona, kun syötetään lämpöä teholla  $Q$ .

Kaava on analyttisen funktion approksimaatio ja vaaditaan tietty aika (0,5 – 1h testeissä normaalisti käytetyillä arvoilla), jotta approksimaatio olisi hyvä:

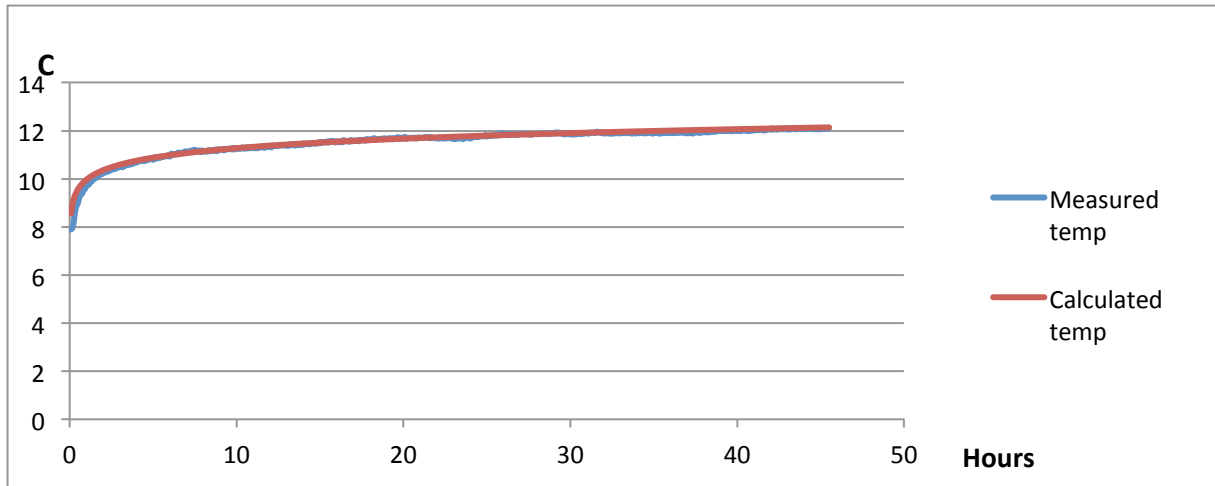
$$T_f = \frac{Q}{(4 \cdot \pi \cdot L \cdot H) \cdot \ln(t)} + \frac{Q}{H} \cdot \left( \frac{1}{(4 \cdot \pi \cdot L) \cdot (\ln(4 \cdot a / (r_{borr} \cdot r_{borr})) - E_c)} + R_b \right) + T_{sur} \quad (1)$$

$Q$  on syöttöteho,  $H$  on tehollinen porausvyvyys,  $L$  on kallion keskimääräinen lämmönjohtavuus ( $\lambda$ ),  $t$  on aika sekunneissa lämmönsyötön alkamisesta,  $r_{borr}$  on porakaivon säde,  $E_c$  on Eulerin vakio (0,5772),  $R_b$  on porakaivon vastus, ja  $T_{sur}$  kallion häiriintymätön keskilämpötila.

Yllä oleva yhtälön avulla ja analysoimalla lämpötiläkäyrän ominaisuuksia, voidaan Lambda-arvo ja porakaivon vastus määrittää.

Kun tiedetään lämmönjohtavuus  $L$ , porakaivon vastus  $R_b$  ja häiriintymättömän lämpötila  $T_{sur}$ , voidaan laskea teoreettinen keskilämpötiläkäyrä ja mikäli mittaukset ja laskelmat ovat oikeita, pitäisi käyrän vastata mitattujen arvojen käyrän kanssa.

Kuten voidaan huomata, käyrät ovat hyvin samanlaiset



Syöttöteho mitattiin ja keskimäärin se oli 5712 W pienin vaihteluin.

# ROTOTEC

## EED-simulaatio, Esimerkkikohde

---

### Rototec Consulting

2013-08-24  
Björn Thelin

#### **EED-simulaatio kohteeseen Esimerkkikohde**

Simulaatio perustuu kohteeseen tehdyn TRT-testin tuloksiin: häiriintymätön keskilämpötila kaivossa 6,7 astetta C, lämmönjohtavuus (Lambda) 3,8 W/Km ja porakaivon vastus 0,12 Km/W. Simulaatio on tehty Earth Energy Designer 3.16 ohjelmalla.

Rakennuksen lämmitysenergiatarve on 738,239 MWh ja lämpimän käyttöveden tuottamiseen kuluu 160 MWh vuosittain. Maksimitehontarve on 268 kW ja lämpöpumpun COP arvo on keskimäärin 3,0.

Vapaajäähdytystä otetaan ilmanvaihdon lämmöntalteenotosta. Jäähdytysenergian määrä on vuosittain 300 MWh, 37,5 kW:n teholla.

Kohde simuloitiin sekä jäähdytyksen kanssa, että ilman jäähdytystä.

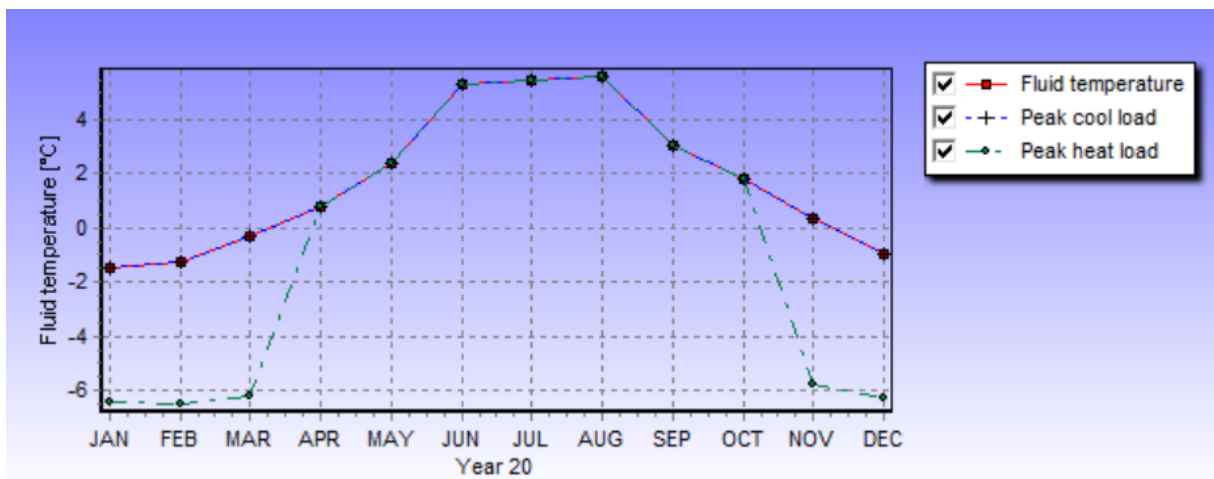
## Simulaatio jäähdytyksen kanssa

Simulaatio on tehty 20 porakaivolla, 4 x 5 matriisissa, 20m keskietäisyydellä ja aktiivisyvydeltään 225m/kaivo. Yhteensä aktiivimetrejä 4500m.

Simulaatio on tehty rajoituksilla, että pumpulle tuleva keskilämpötila ei laske yhtenäkkään kuukautena alle 0 asteen ja huippulämpötila alle -5 asteen.

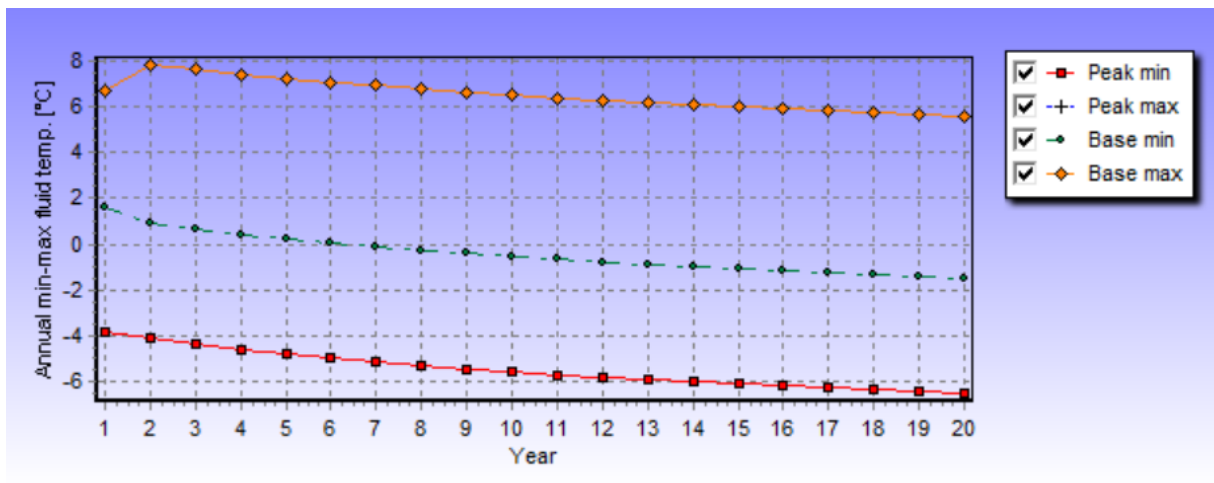
## EED-simuloinnin tulokset

Kuvaaja osoittaa tilanteen 20 vuoden kuluttua.



Yllä on vuosittainen lämpötilakäyrä. Nesteen lämpötila on keskimääräinen lämpötila kaivoon menevälle ja tulevalle keruunesteelle kunkin kuukauden lopussa. Tavallisesti kaivoon menevän ja kaivosta tulevan keruunesteen ero ( $\Delta T$ ) on 3 astetta, joten käyrästä huomataan, ettei pumpulle menevän nesteen lämpötila laske alle 0 asteen (keskilämpötilaan lisätään 1,5 astetta). Lämmityskuorma on suurimmillaan, kun lämpöpumppu käy maksimiteholla. Pumpulle tuleva huippulämpötila ei laske alle -5 asteen (keskimäärin -6,5 astetta).

Kun katsomme lämpötilan kehitystä 20 vuoden aikana, saadaan tämänkaltainen kuvaaja:



Kuten voidaan huomata, lämpötila tippuu hieman ensimmäisten vuosien aikana, mutta sen jälkeen käyrät tasoittuvat.

Yksityiskohtaiset tiedot simuloinnista liitteessä 1.

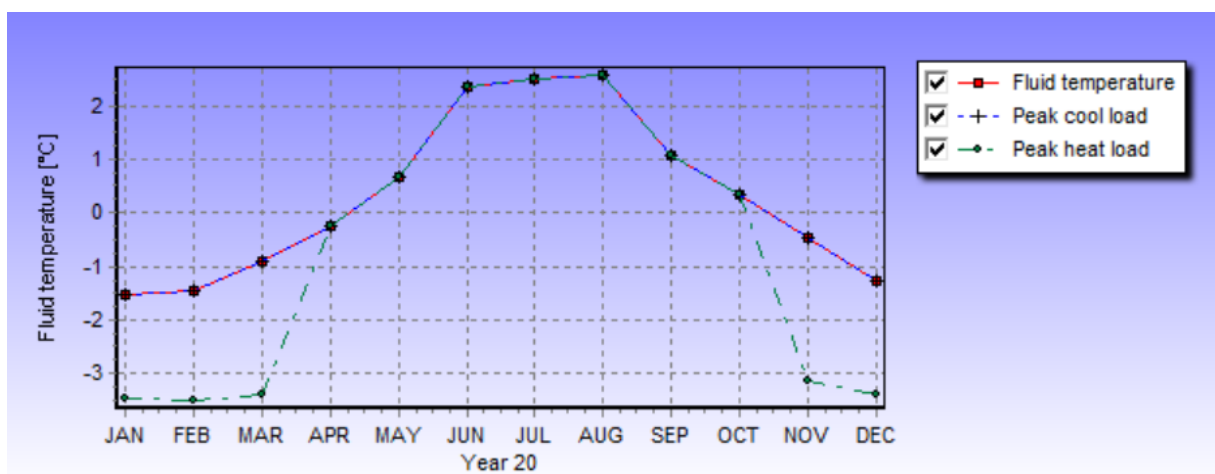
## Simulaatio ilman jäädytystä

Simulaatio on tehty 32 porakaivolla, 4 x 8 matriisissa, 20m keskietäisyydellä ja aktiivisyvyydeltään 235m/kaivo. Yhteensä aktiivimetrejä 7520m.

Simulaatio on tehty rajoituksilla, että pumpulle tuleva keskilämpötila ei laske yhtenäkkään kuukautena alle 0 asteen ja huippulämpötila alle -5 asteen.

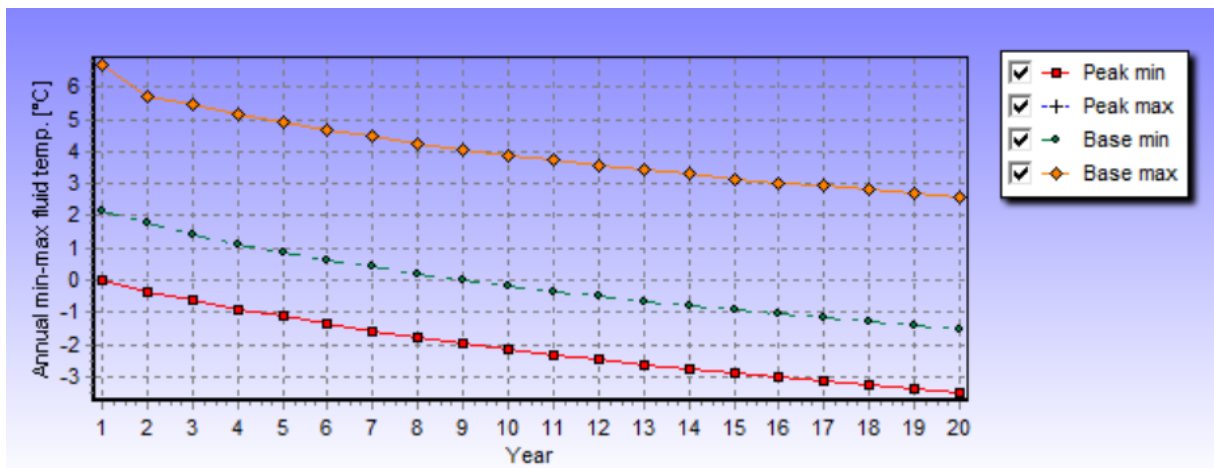
## EED-simuloinnin tulokset

Kuvaaja osoittaa tilanteen 20 vuoden kuluttua.



Yllä on vuosittainen lämpötilakäyrä. Nesteen lämpötila on keskimääräinen lämpötila kaivoon menevälle ja tulevalle keruunesteelle kunkin kuukauden lopussa. Tavallisesti kaivoon menevän ja kaivosta tulevan keruunesteen ero (deltaT) on 3 astetta, joten käyrästä huomataan, ettei pumpulle menevän nesteen lämpötila laske alle 0 asteen (keskilämpötilaan lisätään 1,5 astetta). Lämmityskuorma on suurimmillaan, kun lämpöpumppu käy maksimiteholla. Pumpulle tuleva huippulämpötila ei laske alle -2 asteen (keskimäärin -3,5 astetta).

Kun katsomme lämpötilan kehitystä 20 vuoden aikana, saadaan tämänkaltainen kuvaaja:



Kuten voidaan huomata, lämpötila tippuu hieman ensimmäisten vuosien aikana, mutta sen jälkeen käyrät tasoittuvat.

Yksityiskohtaiset tiedot simuloinnista liitteessä 2.



## Liite 1. Simulointi jäähdytyksen kanssa:

EED Version 3,16 - www,buildingphysics,com - license for BJÖRN THELIN

### QUICK FACTS

Cost	-
Number of boreholes	20
Borehole depth	225,00 m
Total borehole length	4500,00 m

### D E S I G N    D A T A

=====

### GROUND

Ground thermal conductivity	3,800 W/(m·K)
Ground heat capacity	2,100 MJ/(m <sup>3</sup> ·K)
Ground surface temperature	6,70 °C

### BOREHOLE

Configuration:	4 x 5 rectangle
Borehole depth	225,00 m
Borehole spacing	20,00 m
Borehole installation	Single-U
Borehole diameter	114,30 mm

### THERMAL RESISTANCES

Borehole therm, res, fluid/ground	0,1200 (m·K)/W
-----------------------------------	----------------

### HEAT CARRIER FLUID

Freezing point	-15,0 °C
Flow rate per borehole	0,600 l/s

### BASE LOAD

Annual DHW load	160,00 MWh
Annual heating load (DHW excluded)	738,24 MWh
Annual cooling load	300,00 MWh
Seasonal performance factor (DHW)	3,00
Seasonal performance factor (heating)	3,00
Seasonal performance factor (cooling)	Free coolingApp

### Monthly energy profile [MWh]

Month	Factor	Heat load	Factor	Cool load	Ground load
JAN	0,155	127,76	0,083	24,90	60,273
FEB	0,148	122,59	0,083	24,90	56,828
MAR	0,125	105,61	0,083	24,90	45,509
APR	0,099	86,42	0,083	24,90	32,712
MAY	0,064	60,58	0,083	24,90	15,487
JUN	0,000	13,33	0,084	25,20	-16,311
JUL	0,000	13,33	0,084	25,20	-16,311
AUG	0,000	13,33	0,084	25,20	-16,311



FEB	6,70	1,12	0,44	-0,34	-1,27
MAR	6,70	2,03	1,36	0,60	-0,33
APR	6,70	3,13	2,48	1,73	0,80
MAY	6,70	4,67	4,04	3,30	2,38
JUN	6,70	7,54	6,94	6,20	5,28
JUL	6,70	7,71	7,13	6,39	5,47
AUG	6,70	7,80	7,23	6,49	5,58
SEP	5,49	5,23	4,65	3,92	3,01
OCT	4,27	4,00	3,40	2,67	1,77
NOV	2,88	2,61	1,99	1,26	0,37
DEC	1,57	1,32	0,68	-0,04	-0,93

BASE LOAD: YEAR 20

Minimum mean fluid temperature -1,47 °C at end of JAN  
Maximum mean fluid temperature 5,58 °C at end of AUG

PEAK HEAT LOAD: MEAN FLUID TEMPERATURES (at end of month) [°C]

Year	1	2	5	10	20
JAN	6,70	-4,02	-4,70	-5,49	-6,43
FEB	6,70	-4,09	-4,77	-5,54	-6,48
MAR	6,70	-3,82	-4,49	-5,25	-6,18
APR	6,70	3,13	2,48	1,73	0,80
MAY	6,70	4,67	4,04	3,30	2,38
JUN	6,70	7,54	6,94	6,20	5,28
JUL	6,70	7,71	7,13	6,39	5,47
AUG	6,70	7,80	7,23	6,49	5,58
SEP	5,49	5,23	4,65	3,92	3,01
OCT	4,27	4,00	3,40	2,67	1,77
NOV	-3,25	-3,52	-4,13	-4,86	-5,75
DEC	-3,77	-4,03	-4,66	-5,38	-6,27

PEAK HEAT LOAD: YEAR 20

Minimum mean fluid temperature -6,48 °C at end of FEB  
Maximum mean fluid temperature 5,58 °C at end of AUG

PEAK COOL LOAD: MEAN FLUID TEMPERATURES (at end of month) [°C]

Year	1	2	5	10	20
JAN	6,70	0,95	0,26	-0,53	-1,47
FEB	6,70	1,12	0,44	-0,34	-1,27
MAR	6,70	2,03	1,36	0,60	-0,33
APR	6,70	3,13	2,48	1,73	0,80
MAY	6,70	4,67	4,04	3,30	2,38
JUN	6,70	7,54	6,94	6,20	5,28
JUL	6,70	7,71	7,13	6,39	5,47
AUG	6,70	7,80	7,23	6,49	5,58
SEP	5,49	5,23	4,65	3,92	3,01
OCT	4,27	4,00	3,40	2,67	1,77
NOV	2,88	2,61	1,99	1,26	0,37
DEC	1,57	1,32	0,68	-0,04	-0,93

PEAK COOL LOAD: YEAR 20

Minimum mean fluid temperature -1,47 °C at end of JAN  
Maximum mean fluid temperature 5,58 °C at end of AUG

## Liite 2. Simulointi ilman jäädytystä:

### QUICK FACTS

Number of boreholes	32
Borehole depth	235,00 m
Total borehole length	7520,00 m

### D E S I G N     D A T A =====

#### GROUND

Ground thermal conductivity	3,800 W/(m·K)
Ground heat capacity	2,100 MJ/(m <sup>3</sup> ·K)
Ground surface temperature	6,70 °C

#### BOREHOLE

Configuration: rectangle")	334 ("32 : 4 x 8
Borehole depth	235,00 m
Borehole spacing	20,00 m
Borehole installation	Single-U
Borehole diameter	114,30 mm

#### THERMAL RESISTANCES

Borehole therm, res, fluid/ground	0,1200 (m·K)/W
-----------------------------------	----------------

#### HEAT CARRIER FLUID

Freezing point	-15,0 °C
Flow rate per borehole	0,600 l/s

#### BASE LOAD

Annual DHW load	160,00 MWh
Annual heating load (DHW excluded)	738,24 MWh
Annual cooling load	0,00 MWh
Seasonal performance factor (DHW)	3,00
Seasonal performance factor (heating)	3,00

#### Monthly energy profile [MWh]

Month	Factor	Heat load	Factor	Cool load	Ground load
JAN	0,155	127,76	0,083	0,00	85,174
FEB	0,148	122,59	0,083	0,00	81,728
MAR	0,125	105,61	0,083	0,00	70,409
APR	0,099	86,42	0,083	0,00	57,613
MAY	0,064	60,58	0,083	0,00	40,387
JUN	0,000	13,33	0,084	0,00	8,889



Year	1	2	5	10	20
JAN	6,70	1,78	0,86	-0,17	-1,53
FEB	6,70	1,86	0,95	-0,08	-1,44
MAR	6,70	2,38	1,49	0,45	-0,90
APR	6,70	3,02	2,13	1,09	-0,25
MAY	6,70	3,91	3,04	2,00	0,66
JUN	6,70	5,60	4,75	3,71	2,37
JUL	6,70	5,68	4,85	3,82	2,49
AUG	6,70	5,72	4,92	3,90	2,58
SEP	4,64	4,16	3,38	2,38	1,06
OCT	3,87	3,43	2,66	1,66	0,35
NOV	2,99	2,58	1,81	0,83	-0,48
DEC	2,18	1,80	1,02	0,04	-1,26

BASE LOAD: YEAR 20

Minimum mean fluid temperature -1,53 °C at end of JAN  
Maximum mean fluid temperature 2,58 °C at end of AUG

PEAK HEAT LOAD: MEAN FLUID TEMPERATURES (at end of month) [°C]

Year	1	2	5	10	20
JAN	6,70	-0,14	-1,06	-2,08	-3,45
FEB	6,70	-0,21	-1,11	-2,14	-3,50
MAR	6,70	-0,09	-0,99	-2,03	-3,38
APR	6,70	3,02	2,13	1,09	-0,25
MAY	6,70	3,91	3,04	2,00	0,66
JUN	6,70	5,60	4,75	3,71	2,37
JUL	6,70	5,68	4,85	3,82	2,49
AUG	6,70	5,72	4,92	3,90	2,58
SEP	4,64	4,16	3,38	2,38	1,06
OCT	3,87	3,43	2,66	1,66	0,35
NOV	0,35	-0,05	-0,83	-1,81	-3,12
DEC	0,03	-0,35	-1,13	-2,11	-3,40

PEAK HEAT LOAD: YEAR 20

Minimum mean fluid temperature -3,50 °C at end of FEB  
Maximum mean fluid temperature 2,58 °C at end of AUG

PEAK COOL LOAD: MEAN FLUID TEMPERATURES (at end of month) [°C]

Year	1	2	5	10	20
JAN	6,70	1,78	0,86	-0,17	-1,53
FEB	6,70	1,86	0,95	-0,08	-1,44
MAR	6,70	2,38	1,49	0,45	-0,90
APR	6,70	3,02	2,13	1,09	-0,25
MAY	6,70	3,91	3,04	2,00	0,66
JUN	6,70	5,60	4,75	3,71	2,37
JUL	6,70	5,68	4,85	3,82	2,49
AUG	6,70	5,72	4,92	3,90	2,58
SEP	4,64	4,16	3,38	2,38	1,06
OCT	3,87	3,43	2,66	1,66	0,35
NOV	2,99	2,58	1,81	0,83	-0,48
DEC	2,18	1,80	1,02	0,04	-1,26

PEAK COOL LOAD: YEAR 20

Minimum mean fluid temperature -1,53 °C at end of JAN

Maximum mean fluid temperature