

Emma-Roosa Yliniemi

**HANHIKIVI 1 -YDINVOIMALAN JÄÄHDYTYSVEDEN KÄYTTÖ RAKENNUS-
TEN JA PIHA-ALUEIDEN LÄMMITYKSESSÄ**

**HANHIKIVI 1 -YDINVOIMALAN JÄÄHDYTYSVEDEN KÄYTTÖ RAKENNUS-
TEN JA PIHA-ALUEIDEN LÄMMITYKSESSÄ**

Emma-Roosa Yliniemi
Opinnäytetyö
Kevät 2017
Energiatekniikan koulutusohjelma
Oulun ammattikorkeakoulu

TIIVISTELMÄ

Oulun ammattikorkeakoulu
Energiatekniikan koulutusohjelma

Tekijä: Emma-Roosa Yliniemi

Opinnäytetyön nimi: Hanhikivi 1 -ydinvoimala jäähdytysveden käyttö rakennusten ja piha-alueiden lämmityksessä

Työn ohjaaja(t): Jukka Ylikunnari, Tiina Partanen

Työn valmistumislukukausi ja -vuosi: Kevät 2017 Sivumäärä: 66

Työssä tutkittiin Hanhikivi 1 -ydinvoimalan jäähdytysveden hyödyntämistä voimalaitoksen tukirakennusten lämmityksessä ja piha-alueen talvisulatuksessa. Tavoitteena oli selvittää lämmitysratkaisun kannattavuus, hyödyt ja haasteet. Työn tilaajana oli Fennovoima Oy.

Työssä tutustuttiin eri lämpöpumpputekniikkoihin ja laskettiin jäähdytysveden lämpöpumppaukseen sopivinta toteutusvaihtoehtoa. Lämmitystä mitoitettiin voimalaitosalueen työpaja- ja varistorakennuksiin, joissa sijaitsee myös toimisto- ja sosiaalityötiloja. Piha-alueen sulatuksessa tutkittiin noin 400 auton parkkipaikan sulanapitoa.

Työ toteutettiin teoreettisena suunnittelutyönä ja rakennuksen energiantarpeet mitoitettiin Suomen rakentamismääräyskokoelman osan D5 ohjeiden mukaisesti. Lämpöpumppu mitoitettiin rakennuksen tehontarpeen perusteella. Työssä vertailtiin myös eri kylmäaineiden vaikutusta lämpöpumpun hyötysuhteeseen ja sitä kautta tehokkuuteen.

Parkkipaikkojen sulatus todettiin kannattamattomaksi, sillä sen tehontarve oli niin suuri verrattuna rakennuksen tehontarpeeseen. Lisäksi se vaatisi korkeampaa lämpötilatasoa kuin rakennuksen lämmitys. Rakennuksen lämmitystehontarve oli noin 1 MW ja lämmitysenergiantarve noin 1800 MWh vuodessa. Rakennuksen lämmittämiseen tarvittaisiin noin 1 MW:n tehoinen lämpöpumppu, joka kuluttaa sähköä noin 356 MWh tuottaessaan rakennuksen lämmitysenergian. Lämpöpumppuinvestointi ei ole kannattavaa pienestä sähkönkulutuksesta huolimatta, sillä lämmitys on alun perin suunniteltu toteutettavaksi ydinvoimalaitoksella sivutuotteena tuotetulla kaukolämmöllä. Kaukolämmön omakustannehinta on niin edullinen, että kun sitä verrataan lämpöpumppauksen kustannuksiin ei lämpöpumppua saa kannattavaksi.

Asiasanat: lämpöpumppaus, energiatehokkuus, hukkalämpö, ydinvoima, jäähdytysvesi

ABSTRACT

Oulu University of Applied Sciences
Degree programme in Energy Technology

Author: Emma-Roosa Yliniemi

Title of thesis: Using Cooling Water of Hanhikivi 1 Nuclear Power Plant to Heat Warehouse and Parking Place

Supervisors: Jukka Ylikunnari, Tiina Partanen

Term and year when the thesis was submitted: Spring 2017 Pages: 66

This thesis is about surveying the use of cooling water of nuclear power plant to heat up some support premises and parking place. The main objective was to find out about the profitability, benefits and challenges of the heating solution. The commissioner of the thesis is Fennovoima Ltd.

In the thesis, different heat pump technologies were researched and the most suitable system for pumping cooling water for heating was determined. Heating system was dimensioned to power plant's workshop and storage building where are also some office and social premises. Parking place includes about 400 plots for which the defreezing system was designed.

The thesis was carried out as a theoretic design work. The power and energy demand of the building was calculated according to general building regulations. In the thesis, different refrigerants and their impact to efficiency of heat pump were also compared.

The defreezing system discovered not to be profitable because its power demand is way bigger than power demand of the building. Also, it would require a higher temperature level of the water than building's heating. Workshop and storage building's power demand for heating is about 1 MW and 1 800 MWh per year. So, the needed heat pump's power should be about 1 MW and its consumption of electricity is about 356 MWh per year. The investment in heat pump is not profitable regardless of its low consumption of electricity because originally, the heating of the building was planned to be carried out by power plant's own district heating system. Costs of producing district heating for your own needs are so low that when compared to the costs of heat pump, using the heat pump is not profitable.

Keywords: heat pumping, cooling water, nuclear power plant, waste heat, energy efficiency

SISÄLLYS

TIIVISTELMÄ	3
ABSTRACT	4
SISÄLLYS	5
SANASTO	7
1 JOHDANTO	8
2 HANHIKIVI 1 -YDINVOIMALA	9
2.1 Ydinvoimalan toimintaperiaate	9
2.1.1 Fissioreaktio	9
2.1.2 Uraani polttoaineena	10
2.2 Painevesireaktori	11
3 JÄÄHDYTYSVEDEN HYÖDYNTÄMINEN	13
3.1 Vaikutukset ympäristöön	14
3.2 Jäähdytysveden hyödyntäminen meillä ja maailmalla	15
3.3 Jäähdytysveden hyödyntämisen kannattavuus	15
4 LÄMPÖPUMPUT	17
4.1 Katri Valan lämpöpumppulaitos	17
4.2 Lämpöpumpputyypit	18
4.2.1 Mekaanisen lämpöpumpun toimintaperiaate	19
4.2.2 Todellinen lämpöpumppu	20
4.2.3 Lämpöpumppumitoitukseen lasketut häviöt	22
4.3 Kylmäaineet	23
4.4 Coolpack-laskentaohjelma	24
4.5 Absorptiolämpöpumppu	24
5 LÄMMÖN KÄYTTÖKOHTEET	27
5.1 Rakennukset	27
5.1.1 Lämmitystehon tarve	28
5.1.2 Lämmitysenergian tarve	32
5.1.3 Sisäiset lämpökuormat	35
5.1.4 Ilmastointi	38

5.1.5 Lämmin käyttövesi	43
5.1.6 Tehonlaskennan yhteenveto	44
5.2 Piha-alue	46
5.2.1 Katulämmityksen mitoitusperiaate	46
5.2.2 Rakennemitoitus	47
5.2.3 Parkkipaikkojen sulatuksen kannattavuus	47
6 LÄMPÖPUMPPUMITOITUS	49
6.1 Lämpöpumppauksen COP-luvut ja sähkönkulutus	51
6.2 Lämpöpumppauksen kannattavuus	55
6.3 Ympäristötekijät	57
7 YHTEENVETO	59
LÄHTEET	62

SANASTO

Adiabaattinen	Prosessi, jossa lämpöä ei siirry prosessiin eikä siitä pois
c_{pi}	ilman ominaislämpökapasiteetti [kJ/kg°C]
c_{pv}	veden ominaislämpökapasiteetti [kJ/kg°C]
Isentrooppinen	Entropia on vakio
Ominaisentalpia	Energiaa ilmaiseva suure [kJ/kg]
PWR	Pressurised water reactor
q_{ti}	tuloilmavirta [m ³ /s]
t_d	ilmanvaihtolaitoksen keskimääräinen vuorokautinen käyntiaikasuhde [h / 24 h]
T_s	sisäilman lämpötila [°C]
$T_{u,mit}$	mitoitettava ulkolämpötila [°C]
t_v	ilmanvaihtolaitoksen viikoittainen käyntiaikasuhde [vrk / 7 vrk]
ρ_i	ilman tiheys [kg/m ³]
ρ_v	veden tiheys [kg/m ³]

1 JOHDANTO

Työn tilaajana on Fennovoima Oy, joka rakentaa uutta ydinvoimalaa Pyhäjoen Hanhikiven niemelle. Yritys on perustettu vuonna 2007 ja sen omistavat Voimaosakeyhtiö SF Oy ja RAOS Voima Oy. Fennovoima Oy toimii Hanhikivi 1 - ydinvoimalaitoksen tilaajana ja vastaa sen lupahankinnasta sekä voimalaitoksen valmistuttua sen käytöstä. Hanhikivi 1 -ydinvoimalaitos tulee valmistuttuaan tuottamaan 3220 megawattia lämpötehoa, josta sähkötehoksi saadaan 1200 megawattia. Ylijäänyt lämpöteho, noin 2000 MW johdetaan jäähdytysvetenä mereen. (Ydinvoimalaitoksen ja sen varaenergiatuotannon ympäristölupahakemus 2014, 7.) Tämän työn tarkoituksena on tutkia aikaisemman Lari Korhikosken opinnäytetyön (Hanhikivi 1 -ydinvoimalan jäähdytysveden hyödyntämismahdollisuudet) pohjalta tarkemmin jäähdytysveden hyödyntämisen kohteita.

Aikaisemmin tehdyssä opinnäytetyössä tutkittiin, mihin kaikkeen jäähdytysveden lämpöenergiaa voitaisiin hyödyntää. Sen perusteella voidaan lämmön käyttökohteita rajata nyt jo huomattavasti ja keskittyä tutkimaan tarkemmin potentiaalisimpia käyttökohteita, jotka ovat varastorakennusten ja piha-alueen lämmitys. Työn tavoitteena on antaa yritykselle käsitys siitä, millaisia investointeja ratkaisu vaatii ja huomioida ratkaisun hyödyt ja haasteet.

Jäähdytysvedellä tarkoitetaan merivettä, joka lauhduttaa turbiinilaitoksen sekundääripiirin höyryn vedeksi lauhduttimessa. Jäähdytysvettä otetaan merestä 45 m³/s rantaotona ja lämmitettyään lauhduttimessa se johdetaan purkutunnelia pitkin takaisin mereen. Jäähdytysvesi lämpenee lauhduttimissa enintään 12 °C meriveden lämpötilaa korkeammaksi. (Ydinvoimalaitoksen ja sen varaenergiatuotannon ympäristölupahakemus 2014, 7, 56.) Jäähdytysveden lämpötila on kuitenkin verrattain matala hyödynnettäväksi suoraan esimerkiksi rakennuksen lämmitykseen. Sen vuoksi työssä tutkitaan myös lämpöpumppujen käyttöä jäähdytysveden lämpöenergian hyödyntämiseksi.

2 HANHIKIVI 1 -YDINVOIMALA

Hanhikivi 1 -ydinvoimala on Fennovoima Oy:n Pohjois-Pohjanmaalle, Pyhäjoelle rakennuttama ydinvoimalaitos, jonka laitostoimittaja on venäläinen Rosatom. Ydinvoimala on moderni, niin sanottu kolmannen sukupolven ydinvoimalaitos. Hanhikivi 1 -ydinvoimalaitos on painevesilaitos, jonka malli AES-2006 on uusin kehitysaskel painevesilaitosten tuotantolinjassa. Ensimmäiset AES-2006-ydinvoimalat ovat jo rakenteilla Venäjällä. (VVER tänään: Kehitys – suunnittelu – turvallisuus 2015, 12.)

Tällä hetkellä Hanhikivi 1 -ydinvoimalatyömaalla tehdään infrastruktuuritöitä ja rakennetaan erinäisiä tukirakennuksia, kuten koulutuskeskusta ja majoituskylää. Ydinvoimalan rakennuslupa on haettu vuonna 2015 ja sen hyväksyntää odotetaan vuonna 2018, jolloin reaktori- ja turbiinisaarekkeen rakentaminen voidaan aloittaa. Rakentamisaikataulun mukaisesti ydinvoimala otetaan käyttöön vuonna 2024. Laitoksen suunniteltu käyttöikä on 60 vuotta. (Hanhikivi 1 -hankkeen aika-taulu.)

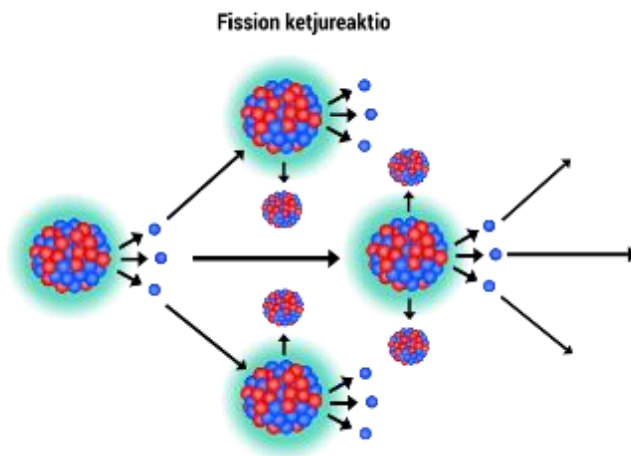
2.1 Ydinvoimalan toimintaperiaate

Ydinvoimalaitos toimii perusperiaatteeltaan samalla tavalla kuin mikä tahansa muukin höyryvoimalaitos. Kummassakin voimalaitoksessa vettä höyrystetään ja ohjataan turbiinille, joka pyöriessään pyörittää samalle akselille kytkettyä sähkögeneraattoria. Turbiinin jälkeen höyry lauhdutetaan ja syötetään uudestaan höyrystimelle. Tavallisissa lauhdevoimalaitoksissa veden höyrystymiseen tarvittava lämpö saadaan jotain polttoainetta polttamalla, mutta ydinvoimalassa vesi höyrystetään fissioreaktiosta vapautuvalla lämmöllä. (Ydinvoimalan toiminta.)

2.1.1 Fissioreaktio

Fissiossa atomin ydin jakautuu kahdeksi tai useammaksi tytärtimeksi, samalla reaktiossa vapautuu energiaa. Atomiydin halkeaa, kun sitä pommitetaan neutroneilla. Uraaniytimen haljetessa syntyy yleensä kaksi keskiraskasta ydintä ja

2–3 vapaata, nopeaa neutronia. Uudet neutronit voivat hidastuttuaan halkaista uusia ytimiä. Prosessista syntyy ketjureaktio, kun jokaista fissiota kohti saadaan uusi hidas neutroni, joka halkaisee uuden atomiytimen (kuva 1). Hallitun ja säädetyn ketjureaktion avulla tuotetaan ydinvoimalaitoksessa energiaa. (Inkinen – Manninen – Tuohi 2003, 547.)



KUVA 1 Fission ketjureaktio (Ampuja 2017)

2.1.2 Uraani polttoaineena

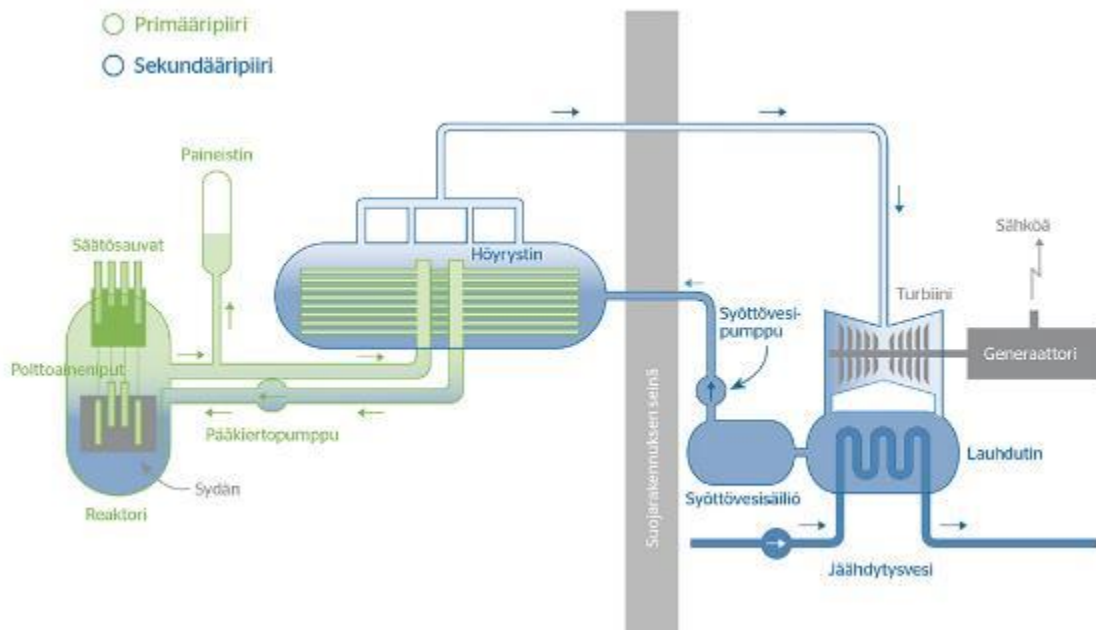
Ydinvoimaloiden polttoaineena käytetään väkevöityä uraania. Uraanin isotooppi U-235:n pitoisuus nostetaan luonnonuraanin 0,7 %:n pitoisuudesta noin 3–4 %:iin (Huhtinen – Korhonen – Pimiä – Urpalainen 2011, 233). Rikastettu uraani syötetään reaktoriin pieninä pelletteinä polttoainesauvojen sisällä. Reaktorissa on tällaisia polttoainesauvoja kymmeniä tuhansia niputettuina 80–300 sauvan polttoaine-elementeiksi. Niput muodostavat reaktorin sydämen ja ne on sijoitettu jäähdytysaineella täytettyyn paineastiaan. Reaktorin tehoa säädellään polttoainesauvojen välissä olevilla säätösauvoilla. Ne on valmistettu neutroneita voimakkaasti absorboivasta materiaalista, jolloin ne säätelevät neutronien ja siten atomiydinten halkeamista. Sauvojen välissä virtaava vesi toimii sekä hidasteena että lämmönsiirtäjänä reaktorin ja höyrystimen välillä. (Hyvä tietää ydinvoimasta 2009, 10.)

2.2 Painevesireaktori

Hanhikivi 1 -ydinvoimala tulee olemaan painevesireaktori (PWR), joka perustuu venäläisten kehittelemään VVER-teknologiaan (venäläinen Vodo-Vodyanoi Energetichesky Reaktor, vesi-vesi-energiareaktori) (VVER tänään: Kehitys – suunnittelu – turvallisuus 2015, 7). Nimensä mukaisesti painevesireaktorissa on korkea paine. Hanhikiven painevesireaktorissa paine tulee olemaan 162 bar. Reaktorin korkea paine estää siellä olevan veden höyrystymisen, kun fissioreaktiossa vapautuva lämpöenergia lämmittää sen noin 300 °C:ksi. Tämän reaktorin sisällä olevan veden eli primääripiirin veden painetta ylläpidetään erillisellä paineistimella. (Huhtinen ym. 2011, 240.)

Primääripiirin paine ei pysy automaattisesti vakiona, sillä fissioreaktio ei tapahdu tasaisesti, vaan sitä säädellään edellä mainittujen säätösauvojen avulla. Paineistimen avulla painetta säädetään tarpeen mukaan korkeammaksi tai matalammaksi. Paineistimen toiminta perustuu sen sisällä olevan veden ja höyryn suhteeseen. Jos paine primääripiirissä on liian matala, paineistimen vettä höyrystetään sähkövastuksilla ja vastaavasti paineen noustessa liian korkeaksi höyryä nesteytetään ruiskuttamalla. (Huhtinen ym. 2011, 244.)

Primääripiirin vesi kierrätetään reaktorisydäimestä höyrystimelle, jossa se luovuttaa lämpöenergiaa höyrystäen matalapaineisemman sekundääripiirin veden. Primäärivesi palaa reaktoriin noin 30 °C jäähtyneenä. Sekundääripiirin vedestä kehittyy kylläistä höyryä, joka johdetaan korkeapaineturbiinille noin 55 bar:n paineessa höyryn lämpötilan ollessa 270 °C. Höyry paisuu ja jäähtyy pyörittäessään turbiinia. Korkeapaineturbiinin jälkeen höyryä tulistetaan välitulistimessa päähöyrylinjalta tulevalla höyryllä vielä noin 260 °C:seen. Välitulistimelta höyry johdetaan keskipaineturbiinin kautta edelleen matalapaineturbiineille. Höyry luovuttaa energiaansa pyörittäen turbiineja, jotka pyöriessään pyörittävät samalle akselille kytkettyä sähkögeneraattoria. Painevesireaktorin toiminta on kuvattu kuvassa 2. (Huhtinen ym. 2011, 240–247.)



KUVA 2 Painevesilaitoksen toimintakaavio (Ydinvoimalan toiminta)

Matalapaineturbiinien jälkeen paisunut höyry ohjataan lauhduttimelle. Jäähdytysvesi muodostaa voimalaitoksen kolmannen vesipiirin eli merivesipiirin. Lauhduttimessa merivesipiirin jäähdytysvesi lauhduttaa sekundääripiirin höyryn takaisin nesteeksi. (Inkinen – Manninen – Tuohi 2003, 550). Hanhikivi 1 - ydinvoimalan hyötysuhde on 37 %, eli noin 1/3 voimalaitoksen tehosta saadaan muutettua sähköenergiaksi ja noin 2/3 tehosta menee lämpöenergiana mereen (Rosatomin AES-2006 -ydinvoimalaitos).

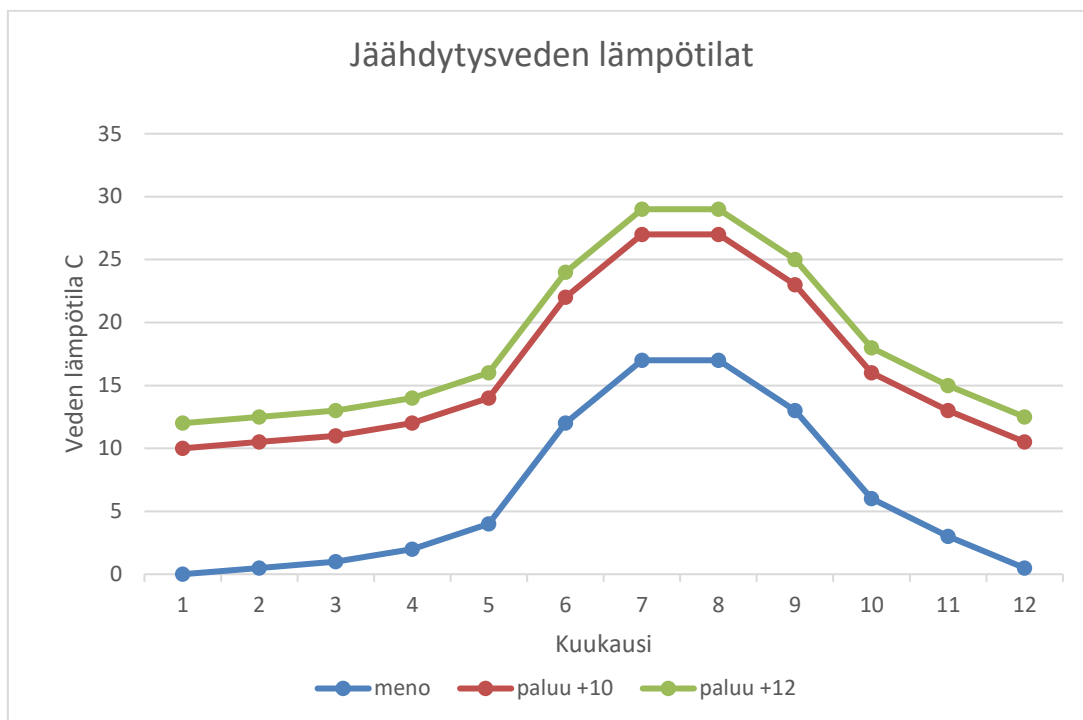
Lauhduttimen lämpötila ja paine pyritään saamaan mahdollisimman matalaksi, sillä mitä alempaan paineeseen höyry voidaan paisuttaa turbiinissa, sitä enemmän siitä saadaan tuotettua sähköä. Tällä tavalla voimalaitoksen kokonaisyötysuhdetta saadaan paremmaksi. Kylmän jäähdytysveden avulla lauhduttimen lämpötila saadaan matalaksi ja sitä myötä myös painetta pienemmäksi. (Huhtinen ym. 2011, 248).

3 JÄÄHDYTYSVEDEN HYÖDYNTÄMINEN

Jäähdytysvesi otetaan merestä rantaottona. Se ohjataan kalliotunnelia pitkin eri suodattimien lävitse pumpuille, jotka pumppaavat veden lauhduttimelle sekä turbiini- ja reaktorisaarekkeiden laitejäähdytysketjujen lämmönvaihtimille. Lauhduttimessa jäähdytysvesi lauhduttaa turbiineilta tulevan höyryn vedeksi ja lämpenee samalla noin 10–12 °C. Lauhduttimelta lämmennyt jäähdytysvesi ohjataan purkukanavaa pitkin takaisin merialueelle purettavaksi. (Ydinvoimalaitoksen ja sen varaenergiatuotannon ympäristölupahakemus 2014, 55–57.)

Koska meriveden lämpötila vaihtelee vuodenaikojen mukaan, myös jäähdytysveden lämpötila vaihtelee. Hanhikiven edustalla on otettu vuosina 2009–2013 merivesinäytteitä, joista on mitattu muun muassa veden happipitoisuutta, sameutta, pH:ta sekä lämpötilaa. Mittausten perusteella meriveden lämpötila on ollut enimmillään +18,7 °C, eikä lämpötila jatkuvatoimisissa mittauksissakaan ole ollut yli +20 °C. Talvisin meriveden lämpötila laskee suolapitoisuuden vuoksi jäätympisteeseen –0,2 °C. (YVA -selostus 2014, 124.) Näin ollen jäähdytysveden lämpötila olisi vuodenaikojen vaihtelujen mukaisesti korkeimmillaan noin +30 °C ja matalimmillaan noin +12 °C.

Kuvassa 3 on esitetty arvio jäähdytysveden lämpenemisestä laitoksen läpi kulkiessaan. Menoveden lämpötilat ovat keskiarvoja meriveden lämpötilamittauksista vuosilta 2000–2014 (Seawater temperature at Hanhikivi 2015). Paluuvetenä on käytetty kahta arviota. Ensimmäisessä mallissa jäähdytysveden ajatellaan lämpenevän 10 °C ja toisessa 12 °C. Tämän työn jäähdytysveden laskentaesimerkeissä käytetään 12 °C:n lämpenemistä, sillä se tulee vastaamaan todellisuutta (Partanen 2017).



KUVA 3 Jäähdytysveden arvioitu lämpeneminen laitoksessa

3.1 Vaikutukset ympäristöön

Ydinvoimalaitoksen suurin ympäristökuorma on sen mereen purettava jäähdytysvesi. Hanhikivi 1 -ydinvoimalaitos tarvitsee jäähdytysvettä 45 m³/s eli noin 3,9 milj. m³ vuorokaudessa ja noin 1420 milj. m³ vuodessa. Mereen johdettavan lämmenneen jäähdytysveden määrä on siis valtava ja sen aiheuttama lämpökuorma on noin 63 PJ (17,5 TWh) vuodessa. (Ydinvoimalaitoksen ja sen varaenergiatuotannon ympäristölupahakemus 2014, 73.) Veden lämpeneminen voi aiheuttaa vesistön rehevöitymistä ja happikatoja pohja-alueilla. Jotkut niin sanottu kylmän veden kalat (mm. siika, silakka, made) voivat häiriintyä lämmenneestä vedestä (YVA-selostus 2014, 140–141). Jäähdytysveden jatko-ödyntäminen olisi tärkeää, sillä jos sen lämpötilaa voitaisiin laskea enemmän, sen aiheuttama lämpökuorma ympäristölle pienenesi.

3.2 Jäähdytysveden hyödyntäminen meillä ja maailmalla

Jäähdytysveden hyödyntämistä on tutkittu paljon, ja aika ajoin sen hyödyntämättömyys nousee otsikoihin mediassakin. Fortum teetti vuonna 2010 Pöyryllä selvityksen ydinkaukolämmöntuotannosta. Selvityksen tavoitteena oli laskea ydinkaukolämmön ympäristövaikutukset, tekninen toteutettavuus ja kannattavuus pääkaupunkiseudulla. Selvityksen mukaan ydinkaukolämpö on kustannustehokkain keino vähentää energiantuotannon hiilidioksidipäästöjä. Tässä ratkaisussa ei kuitenkaan käytetä jäähdytysvettä kaukolämpövetenä, vaan kaukolämpövesi lämmitetään suoraan turbiinista otettavalla höyryllä. (Selvitys: Fortumin ydinkaukolämpö kustannustehokkain vaihtoehto alentaa pääkaupunkiseudun päästöjä vuonna 2020–2080. 2010.)

Venäjällä ydinvoimaloista saatavaa lämpöä käytetään jonkin verran kaukolämmöntuotannossa. Muun muassa rakenteilla olevat Sosnovyi Borin ydinvoimalat tuottavat myös kaukolämpöä. (Nuclear power in Russia 2017.) Yleisesti ottaen, ydinvoimalassa muun kuin sähköenergian tuottaminen on kuitenkin harvinaista. Etenkin jäähdytysveden hyödyntäminen jossain jatkokäytössä on harvinaista.

3.3 Jäähdytysveden hyödyntämisen kannattavuus

Niin kuin kaikissa muissakin uusissa projekteissa ja investoinneissa, myös jäähdytysveden hyödyntämisessä tulee pohtia sen kannattavuutta. Lasketaan, onko investointi rahallisesti kannattava ja kuinka isot esimerkiksi käyttökustannukset ovat. Rahallisten tuottojen ja kulujen lisäksi tulee miettiä esimerkiksi investoinnin ympäristöllisiä vaikutuksia.

Jäähdytysveden hyödyntämisessä tulee ensimmäisenä miettiä sen tarpeellisuutta. Tutkitaan, onko siitä saatavalle lämpöenergialle käyttöä voimalaitosalueella tai sen lähiympäristössä. Lari Korkiakoski on omassa opinnäytetyössään pohtinut useita erilaisia hyödyntämiskohteita jäähdytysvedelle ja sen perusteella mahdollisia kohteita voi rajata jonkin verran. Työssään Korkiakoski tuo esille muun muassa sen, että ydinvoimalalla on tietty turvaetäisyys, jolle ei saa rakentaa asutusta tai esimerkiksi urheiluhallia, joka kerää ihmisiä kokoon (Korkiakoski

2015). Myös lähimmät asutuskeskukset, Pyhäjoen ja Raahen keskusta, sijaitsevat liian kaukana, jotta kaukolämmön siirtäminen voimalaitokselta niihin olisi järkevää.

Voimalaitosalueella sijaitsee kuitenkin paljon erinäisiä rakennuksia, joiden lämmitys jäähdytysvedellä olisi ainakin välimatkan vuoksi kannattavaa. Voimalaitoksen tukirakennusten lämmitys on alun perin suunniteltu toteutettavan ydinvoimalaitoksella tuotetulla kaukolämmöllä. Kaukolämpöä tuotetaan voimalaitoksen omiin tarpeisiin turbiinin väliottohöyrystä ydinvoimalaitoksen käytön aikana ja apukattiloilla revisioaikoina. Lämpöpumppuinvestoinnin kustannuksia tulee verrata kaukolämmön kustannuksiin, jotta voidaan selvittää, onko lämpöpumpaus kannattavaa.

4 LÄMPÖPUMPUT

Kun jäähdytysvesi lähtee laitokselta, sen lämpötila on vuodenaikojen vaihteluiden mukaisesti +10 ja +30 °C:n välillä. Sitä ei voi hyödyntää sellaisenaan ainaakaan rakennusten lämmityksessä. Jäähdytysvedellä on siis matala eksergia ja sen vuoksi jatkohyödyntämisessä kannattaisi käyttää lämpöpumppuja. Lämpöpumpulla voidaan nostaa veden lämpötilaa korkeammaksi, enimmillään jopa noin +80 °C:seen. Lämpötilaero lämmönkeruun ja -luovutuksen välillä ei kuitenkaan saisi olla kovin suuri, sillä lämpöpumpun hyötysuhde kärsii siitä. (Aittomäki – Aalto – Alijoki – Hakala – Hirvelä – Kaappola – Mentula – Seinelä 2012, 336–337.)

Suurien lämpöpumppujen käyttö on lisääntynyt viime vuosina paljon. Lämmönlähteenä käytetään hyvin erilaisia kohteita, yleensä teollisuuden hukkalämpöä tai jätevesiä. Lämpöpumppulaitoksia rakennetaan usein kaukolämpöjärjestelmien yhteyteen tuottamaan kaukolämmön lisäksi kaukojäähdytystä. Lämpöpumppujen suosiota on viime vuosina kasvattanut muun muassa epävarmuus energiamarkkinoiden kehityksestä ja edullinen sähkön hinta. Lämpöpumput ovat myös ympäristöystävällisiä, sillä ne eivät aiheuta hiilidioksidipäästöjä itsessään. Ainoastaan niiden tarvitseman sähkön tuottaminen voi aiheuttaa päästöjä, jos sähkö tuotetaan esimerkiksi jotain polttoainetta polttamalla. Lämpöpumppujen avulla voidaan tasapainotella polttoaineiden ja sähkön hinnan kehityksen välillä, sillä ne ovat nopea ajaa käyntiin ja alas. (Suuret lämpöpumput kauko-
lämpöjärjestelmässä 2016, 23–24.)

4.1 Katri Valan lämpöpumppulaitos

Suomen ensimmäisen suuren mittakaavan lämpöpumppulaitoksen on rakentanut vuonna 2006 Helsingin Energia (Helen) Helsingin Sörnäisiin Katri Valan puiston alle (Suuret lämpöpumput kaukolämpöjärjestelmässä 2016, 10). Laitos tuottaa kaukolämpöä 90 MW:n ja kaukojäähdytystä 60 MW:n teholla. Se ottaa lämpöenergiaa puhdistetusta jätevedestä ja kaukojäähdytyksen paluuedestä. Jäteveden lämpötila vaihtelee vuodenaikojen mukaan 10–20 °C:seen. Lämpö-

pumppu ottaa jätevedestä ja kaukojäähdytyksen paluuedestä lämpöenergian käyttöön ja tekee noin +88-asteista kaukolämpövettä. Samalla voidaan tuottaa kaukojäähdytysvettä. Kun ylijäämälämpö otetaan pois, saadaan noin +4-asteista kaukojäähdytysvettä. (Katri Valan lämpöpumppulaitos.)

Katri Valan lämpöpumppulaitoksen toimintaa voidaan vertailla ydinvoimalan jäähdytysveden hyödyntämiseen, sillä jäähdytysveden lämpötila on melko lähellä jäteveden lämpötiloja. Ydinvoimalan jäähdytysveden lämpötila voidaan saada kesäajalla parhaimmillaan vielä 10 °C jäteveden lämpötilaa korkeammaksi eli noin +30 °C:een. Tämän perusteella voidaan siis olettaa, että ydinvoimalaitoksen jäähdytysveden hyödyntämiseen olisi kannattavaa käyttää lämpöpumppua ja se toimisi osan ajasta jopa paremmalla lämpökertoimella kuin Katri Valan laitos.

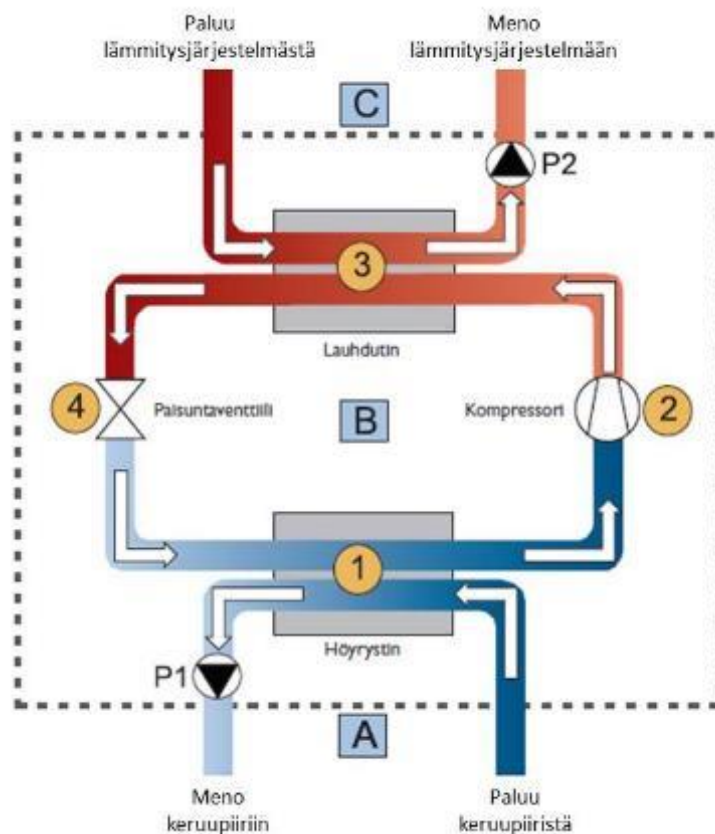
4.2 Lämpöpumpputyypit

Lämpöpumput voidaan jakaa toimintatavan perusteella kahteen ryhmään ja nämä ryhmät vielä käyttöenergiansa perusteella kahteen ryhmään. Lämpöpumppujen prosessin mukaan ne voidaan jakaa avoimiin ja suljettuihin prosesseihin. Avointa järjestelmää käytetään vain kaasumaisten aineiden, kuten höyryn kanssa, joten ne jätetään tässä yhteydessä käsittelemättä. Suljetun kierron lämpöpumput käyttävät lämpö- tai mekaanista energiaa. Näitä ovat absorptio-koneisto sekä kompressiokäyttöinen höyrystyskoneisto eli niin sanottu mekaaninen lämpöpumppu. (Aittomäki ym. 2012, 337–341.)

Mekaaniset lämpöpumput ovat yleisiä, sillä esimerkiksi maalämpö-, ilma- ja ilma-vesilämpöpumppujen toiminta perustuu mekaanisen lämpöpumpun toimintaperiaatteeseen. Absorptiolämpöpumppuja käytetään puolestaan yleensä jäähdytyksessä, mutta esimerkiksi lämpötilan muuntimen kanssa ne ovat tehokkaita myös lämpötilan nostamisessa (Maaskola – Kataikko 2014, 18–19).

4.2.1 Mekaanisen lämpöpumpun toimintaperiaate

Lämpöpumpun toiminta perustuu samaan periaatteeseen kuin kylmäkoneiden toiminta, mutta haluttu lopputuote on päinvastainen tuottaessaan lämpöä kylmän sijasta. Lämpöpumppu kerää veteen tai maaperään asennetun putkiston kautta lämpöä ja kierrättää lämmenneen nesteen lämpöpumpun höyrystimen (1) kautta. Höyrystimellä kiertää kylmäaine, joka höyrystyy sitoen lämpöä ympäristöstä ja siten jäähdyttää nestettä. Kompressor (2) imee höyrystyneen kylmäaineen ja puristaa sen korkeampaan paineeseen, jolloin höyry lämpenee. Kompressorilta höyry menee lauhduttimeen (3), jossa se lauhduessaan luovuttaa lämpöä lauhduttimessa kiertävään veteen. Lauhduttimen jälkeen nesteytynyt kylmäaine johdetaan paisuntaventtiin (4) kautta takaisin höyrystimelle. (Hakala – Kaappola 2013, 230.) (Kuva 4.)



KUVA 4 Lämpöpumpun toimintaperiaate (Lämpökaivo – Maalämmön hyödyntäminen pientaloissa 2009)

Lämpöpumpun hyötysuhdetta kuvaa lämpökerroin (COP-luku), joka kertoo laitteen tuottaman lämmön määrän verrattuna sen kuluttamaan sähkөөn. Sähköä kuluu eniten kompressorin sähkömoottoriin, mutta myös pumput ja mahdolliset lämmitysvastukset kuluttavat sähköä. Jos COP-luku on esimerkiksi 3, lämpöpumppu käyttää sähköä 1 kW ja tuottaa lämpöä 3 kW loput 2 kW saadaan lämmönlähteestä. Lämpökerroin voidaan laskea kaavalla 1. (Hakala – Kaappola 2013, 10, 230.)

$$COP = \frac{Q_o}{W_k}$$

KAAVA 1

COP = lämpökerroin

Q_o = Tuotettu lämpö

W_k = Käytetty sähkö

Lämpöpumppu saavuttaa parhaan lämpökertoimen ja kannattavuuden silloin, kun lämpötilaero lämmönkeruun ja -luovutuksen välillä on mahdollisimman pieni.

4.2.2 Todellinen lämpöpumppu

Todellisuudessa lämpöpumpussa kuitenkin esiintyy häviöitä, jotka saavat teoreettisen prosessin eroamaan todellisesta. Näitä häviöitä syntyy muun muassa seuraavista syistä:

- Kompressorin puristuksessa aiheutuu häviöitä ja se ei ole kokonaan adiabaattinen, vaan siitä siirtyy lämpöä ympäristöön. Puristustyö siis lisääntyy.
- Painehäviöitä muodostuu putkistoissa, höyrytimessä, lauhduttimessa ja kompressorin venttiileissä.
- Kylmäaine lämpenee imukanavissa ja imuventtiileissä sekä vastaavasti jäähtyy painepuolella puristuksen jälkeen ja siitä aiheutuu painehäviöitä.

- Kylläinen höyry voi tulistua höyrystimessä ja imuputkessa. (Aittomäki ym. 2012, 67.)

Nämä häviöt voidaan ottaa laskennassa huomioon laskemalla lämpöpumpun hyötysuhde kylmäaineen log-pH-piirroksesta otettavien entalpioiden avulla. Todellinen hyötysuhde lasketaan kaavalla 2 (Moran – Shapiro – Boettner – Bailey 2012, 551).

$$\gamma = \frac{\frac{Q_{out}}{m}}{\frac{W_c}{m}} = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_1} \quad \text{KAAVA 2}$$

h_1 = kylmäaineen ominaisentalpia höyrystimen jälkeen [kJ/kg]

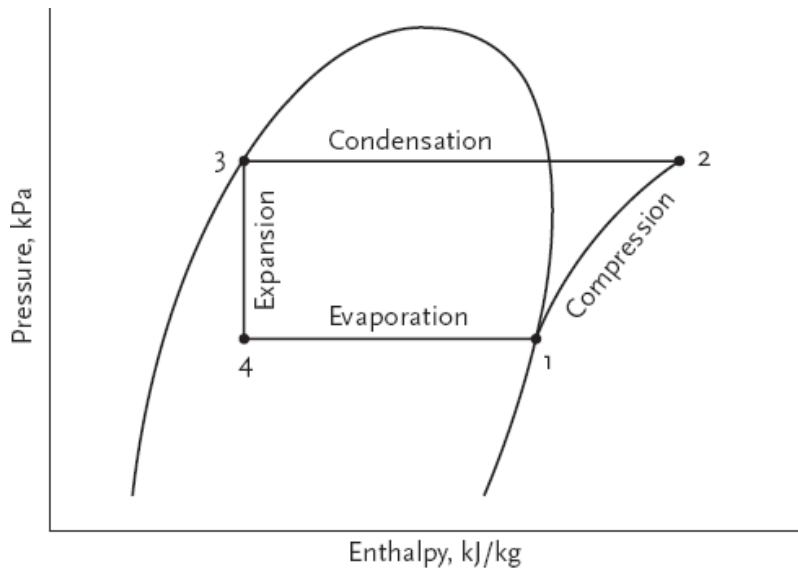
h_2 = kylmäaineen ominaisentalpia ennen lauhdutinta [kJ/kg]

h_3 = kylmäaineen ominaisentalpia lauhduttimen jälkeen [kJ/kg]

Q_{out} = lauhduttimen teho [W]

W_c = kompressorin teho [W]

Kuvassa 5 on esitetty lämpöpumpun kiertoprosessi paine-entalpiakaaviossa. Sen tilanumeroinnit vastaavat kaavan 2 numerointia, joten kuvan perusteella hyötysuhteen kaavassa jaetaan lauhduttimessa tapahtuva tiivistyminen kompressorin puristustyöllä. Väli 3–4 kuvaa paisuntaventtiilissä tapahtuvaa paisuntaa ja väli 4–1 höyrystimessä tapahtuvaa höyrystymistä.



KUVA 5 Lämpöpumpun kierto-prosessi p-h-diagrammissa. Muokattu lähteestä (Welch 2009).

4.2.3 Lämpöpumpun pumittamiseen lasketut häviöt

Tässä työssä lämpöpumpun pumittamisessa otettiin huomioon edellä mainitut lämpö- ja painehäviöt. Suurimmat häviöt tapahtuvat kompressorissa, joka käyttää eniten sähköä puristustyöhönsä. Kompressorin isentrooppiseksi hyötysuhteeksi arvioitiin 65 %, mutta se kuitenkin vaihtelee hieman kompressorityypistä, painesuhteesta ja kierrosnopeudesta riippuen (Hakala – Kaappola 2013, 13). Puristustyössä tapahtuu myös lämpöhäviötä, joka riippuu kompressorityypistä mutta on yleensä 10–15 %. Kaikissa laskentaohjelmissa puristuksen lämpöhäviötä ei oteta edes huomioon, mutta tässä työssä sen oletetaan olevan noin 10 % (Niskala 2017).

Lämpöpumpun putkistoiden painehäviöiden aiheuttamaksi lämpöhäviöksi arvioitiin 0,5 K imu- ja paineputkissa. Laskentaan arvioitiin myös kylmäaineen alijäähtyneisyys sekä tulistusaste. Kylmäainehöyryä tulistetaan yleensä hieman, jotta siitä saataisiin kaikki nestepisarot pois ennen kompressoria. (Hakala – Kaappola 2013, 230-242.) Tässä työssä höyryä tulistettiin 5 K ja lauhduttimen jälkeen kylmäainetta alijäähdytettiin 2 K (Niskala 2017).

4.3 Kylmäaineet

Lämpöpumpuissa kiertävää ainetta kutsutaan kylmäaineeksi samalla tavalla kuin kylmälaitteissakin. Uusissa lämpöpumpuissa käytettävät kylmäaineet ovat aikaisempaa turvallisempia ympäristölle. Aikaisemmin kylmälaitteissa käytettiin klooria sisältäviä CFC- ja HCFC-kylmäaineita, jotka vahingoittivat otsonikerrosta. Kun haitalliset vaikutukset ympäristölle havaittiin, kloorittomien kylmäaineiden kehittäminen aloitettiin ja lopulta CFC- ja HCFC-kylmäaineet kiellettiin. (Hakala – Kaappola 2013, 23–24.)

Lämpöpumpuissa kylmäaine kiertää höyrystimeltä kompressoriin, siitä lauhduttimeen, lauhduttimelta paisuntaventtiilille ja takasin höyrystimelle. Kylmäaineina lämpöpumpuissa käytetään yleensä vetyä ja fluoria sisältäviä HFC-aineita tai niin sanottuja luonnollisia kylmäaineita kuten hiilidioksidia ja ammoniakkia. HFC-kylmäaineita ovat muun muassa R134a, R407C ja R410A. Nämä kloorittomat kylmäaineet eivät vahingoita otsonikerrosta, mutta ovat kuitenkin voimakkaita kasvihuonekaasuja. Sen vuoksi niiden käyttöä valvotaan tarkasti. (Aittomäki ym. 2012, 339-340.)

Koska HFC-kylmäaineet ovat voimakkaita kasvihuonekaasuja niiden käyttö tullessaan todennäköisesti rajoittamaan ja jopa kieltämään tulevaisuudessa. Niiden tilalle on jouduttu etsimään vaihtoehtoisia aineita, joita ovat muun muassa luonnolliset kylmäaineet. Aineet ovat luonnollisia, sillä ne esiintyvät jossain muodossa jo valmiiksi ympäristössä. Luonnollisina kylmäaineina käytetään hiilivetyjä, ammoniakkia ja hiilidioksidia, mutta myös ilma ja vesi lasketaan niihin. (Aittomäki ym. 2012, 116.)

Ammoniakki on käytetty kylmäaineena jo 1800-luvun puolella ja nykyään sitä käytetään erityisesti suurissa teollisissa kylmäkoneissa. Sen etuja ovat hyvä lämmönsiirtokyky, suuri höyrystymislämpö ja tilavuustuotto sekä edullinen hinta. Ammoniakki on kuitenkin myrkyllinen ja voi aiheuttaa räjähdyksen reagoidessaan ilman kanssa, vaikkakin tarvittava syttymisenergia on suuri. (Aittomäki ym. 2012, 116–118.)

Hiilidioksidin käyttöä kylmäaineena alettiin kehittää uudelleen 90-luvulla, kun "vanhojen" kylmäaineiden käyttöä alettiin rajoittaa ympäristöongelmien takia. Hiilidioksidia käytetään muun muassa markettien kylmäjärjestelmissä sekä lämpöpumpuissa erityisesti lämpimän käyttöveden tuottoon. Hiilidioksidi on turvallinen kylmäaine, sillä se on myrkytön, ympäristölle haitaton ja palamaton. Sen etuja ovat lisäksi erittäin hyvä lämmönsiirtokyky, suuri tilavuustuotto ja höyrystymislämpö sekä alhainen viskositeetti. Hiilidioksidin käyttöä rajoittavat sen alhainen kriittinen piste. (Aittomäki ym. 2012, 121–122.)

Lämpöpumpuissa käytetään yleensä R407C-kylmäainetta, mutta myös hiilidioksidi tai ammoniakki olisivat mahdollisia. Tässä työssä vertaillaan R407C:tä ja ammoniakkia lämpöpumpun kylmäaineena.

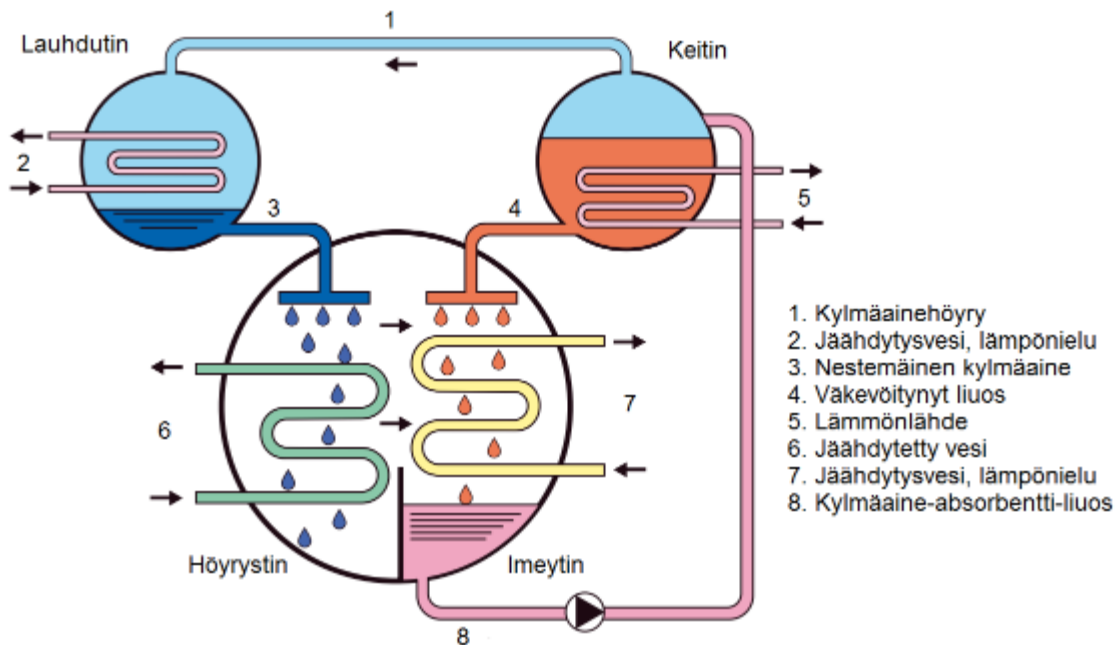
4.4 Coolpack-laskentaohjelma

Coolpack on ohjelma, jolla voidaan laskea monipuolisesti erilaisia lämpöpumpu- ja kylmälaiteprosesseja. Se on Tanskan Teknillisen yliopiston kehittämä ja se on yleisesti saatavilla internetistä. (Coolpack 2012.) Coolpackilla voidaan laskea lämpöpumpun kiertoprosessi, kun tiedetään lämpötilatasot, kylmäaine ja mahdolliset häviöt. Ohjelma piirtää prosessin valitun kylmäaineen log-pH-kuvaajaan. Coolpack-ohjelmaa käytetään tässä työssä apuna lämpöpumppumitoituksessa.

4.5 Absorptiolämpöpumppu

Absorptiolämpöpumppu toimii samalla peruseriaatteella kuin mekaaninen lämpöpumppukin. Höyrystimen matalassa lämpötilassa absorptiolämpöpumppu sitoo lämpöä ja lauhduttimen korkeammassa lämpötilassa luovuttaa käyttökelpoista lämpöä. Absorptiolämpöpumpun piirissä kiertää absorptioliuos, joka on yleensä joko vesi/ammoniakkiliuos tai litiumbromidi/vesiliuos. Absorptiolämpöpumpun perusrakenne muodostuu lauhduttimen, keittimen, imeyttimen ja höyrystimen välillä olevasta piiristä. (Aho – Laitinen 1989, 11.)

Absorptiota voidaan verrata lauhtumiseen, sillä siinä kaasu liukenee nesteeseen. Absorptiolämpöpumpujen toiminta perustuu höyrynpaine-eroihin absorptioliuoksen ja puhtaan kylmäaineen välillä. Ammoniakki/vesi-aineparilla toimiva koneisto toimii kahdessa osassa. Keittosaksossa höyrystetään ammoniakia lämmittämällä ammoniakki/vesiliuosta, ja höyrystynyt ammoniakki lauhdutaan toisessa astiassa jäähdyttämällä. Jäähdytysjaksossa koneisto käännetään. Kun keittoastiaa jäähdytetään ammoniakki alkaa liueta siihen uudestaan ja vapautuva liukenemislämpö poistuu jäähdytysveteen. Kun ammoniakki/vesiliuoksen lämpötila laskee, myös paine laskee ja samalla ammoniakki alkaa toisessa astiassa höyrystyä. (Aittomäki ym. 2012, 86–89.) (Kuva 6.)



KUVA 6 Absorptiolämpöpumpun toimintaperiaate (Sadeharju 2014, 86)

Absorptiolämpöpumpun etuja verrattuna mekaaniseen lämpöpumppuun ovat vähäinen sähkötarve ja alhainen melutaso. Lisäksi siinä ei ole muita liikkuvia osia kuin liuospumppu, joten se on toimintavarma ja sillä on vähäinen huolto- ja kunnossapidon tarve. (Aho – Laitinen 1989, 30.) Absorptiolämpöpumppu soveltuu paremmin matalaan lämmöntuotantoon kuin korkeaan. Matalalämpöjärjestelmässä absorptiolämpöpumpun ideaalinen lämpösuhde on 20–50 % parempi

kuin korkealämpöjärjestelmässä. (Aho – Laitinen 1989, 38.) Jäähdytysvedestä halutaan tuottaa korkealämpöistä vettä, jolloin mekaaninen lämpöpumppu on järkevämpi ratkaisu sen tuottamiseen.

Absorptiolämpöpumput ovat myös melko harvinaisia ja niitä ei valmisteta vielä sarjatuotantona. Tämä nostaa niiden hankintahintaa kompressorilämpöpumppu- ja korkeammaksi (Aho – Laitinen 1989, 30). Näiden edellä mainittujen syiden perusteella kompressorilämpöpumppu soveltuu paremmin jäähdytysveden hyödyntämiseen, eikä absorptiolämpöpumppua oteta vaihtoehdoksi laskuihin.

5 LÄMMÖN KÄYTTÖKOHTEET

Tässä työssä jäähdytysveden käyttöä tutkitaan ydinvoimalaitoksen tukirakennusten lämmityksessä sekä alueen parkkipaikkojen sulanapidossa. Voimalaitosalueelle rakennetaan ydinvoimalaitoksen tukirakennuksia kuten konepajarakennus ja varastotiloja. Jäähdytysvedellä voitaisiin lämmittää näitä rakennuksia, sillä ne sijaitsevat voimalaitosalueella mutta eivät ole osana voimalaitosrakennusta. Voimalaitoksen tukirakennusten lämmitys on suunniteltu toteutettavan laitoksella tehdystä kaukolämmöstä (YVA-selostus 2014, 57). Jäähdytysveden hyödyntämistä varasto- ja työpajarakennuksen lämmitykseen kuitenkin tutkitaan, sillä kaukolämmöntuotosta vapautuvalla höyryllä voidaan tuottaa sähköä myyntiin. Lisäksi jäähdytysveden lämpötilan laskeminen pienentää mereen laskeettavaa lämpökuormaa.

5.1 Rakennukset

Hanhikivi 1 -voimalaitosalueelle tulee noin 11 000 m²:n kokoinen työpaja- ja varastorakennus, joka palvelee ydinvoimalaa sen käytön aikana. Varastotilaa on noin 4 700 m², mistä osa on lämmitettyjä ja osa kylmiä tiloja. Rakennuksessa on myös toimistotilat noin 55 hengelle sekä pukuhuoneet yhteensä 100 henkilölle. Rakennuksen työskentelytilojen normaalilämpötila on +20 °C. (Varastorakennuksen järjestelmäkuvaus 2015, 4–6.) Laskennassa käytetyt lähtöarvot ovat taulukossa 1.

TAULUKKO 1 Laskennan lähtöarvoja

Tunnus	Arvo	Yksikkö
ρ_{ilma}	1,2	kg/m ³
c_{pi}	1,006	kJ/kg°C
T_{s}	20	°C
$T_{\text{u,mit}}$	-32	°C

5.1.1 Lämmitystehon tarve

Rakennuksen lämmitystehon tarve on laskettu Suomen rakentamismääräyskoelman osan D5 ohjeiden perusteella. Lämmitystehon tarve koostuu pääasias-
sa rakennuksen johtumislämpöhäviöistä, ilmavuodoista ja ilmanvaihdosta. Las-
kenta perustuu paikkakunnan mitoittavaan ulkolämpötilaan, joka on esitetty
Suomen rakentamismääräyskokoelman osan D3 liitteessä 2 (kuva 7). Pyhäjoki
kuuluu säävyöhykkeeseen 3, joten sen mitoittava ulkoilman lämpötila on -32 °C
(D3 2012, 29). Tehonlaskennassa auringon säteilylämpöä tai sisäisiä lämmön-
lähteitä ei oteta huomioon (D5 2012, 59).

<i>Taulukko L2.1. Mitoittavat ja keskimääräiset ulkoilman lämpötilat eri säävyöhykkeillä.</i>		
Säävyöhyke	Mitoittava ulkoilman lämpötila, °C	Vuoden keskimääräinen ulkoilman lämpötila, °C
I	-26	5,3
II	-29	4,6
III	-32	3,2
IV	-38	-0,4

KUVA 7 Säävyöhykkeiden mitoittavat ja keskimääräiset ulkoilman lämpötilat (D3 2012, 29.)

Tilojen lämmitysteho lasketaan kaavalla 3 (D5 2012, 60).

$$\varphi_{tila} = \varphi_{joht} + \varphi_{vi} + \varphi_{ti} + \varphi_{ki}$$

KAAVA 3

φ_{tila} = tilojen lämpötehon tarve [kW]

φ_{joht} = johtumislämpöhäviöt rakennusvaipan läpi [kW]

φ_{vi} = vuotoilman lämpenemisen lämpötehon tarve [kW]

φ_{ti} = teho tuloilman lämmittämiseen tilassa [kW]

φ_{ki} = teho korvausilman lämmittämiseen tilassa [kW]

Rakennukseen tulee ja poistuu ilmaa yhtä paljon ilmanvaihtokoneiston kautta, joten korvausilman määrä on nolla. Johtumishäviö rakennusvaipan läpi lasketaan kaavalla 4 (D5 2012, 61).

$$\varphi_{joht} = \sum(UA) * (T_s - T_{u,mit})$$

KAAVA 4

U = lämmönläpäisykerroin [$W/m^2\text{°C}$]

A = rakennusosan pinta-ala [m^2]

U -arvona käytetään Rakennusmääräyskokoelman osan D3:ssa esitettyjä lämmönläpäisykerrointen vertailuarvoja, jotka ovat seinälle ja ryömintätilaan rajoitettavalle alapohjalle $0,17 W/m^2\text{°C}$, yläpohjalle $0,09 W/m^2\text{°C}$, maata vasten olevalle rakennusosalle $0,16 W/m^2\text{°C}$ sekä ikkunoille ja oville $1 W/m^2\text{°C}$.

Rakennus jaettiin laskemista helpottaen seitsemään eri tilaan huonekorkeuksien ja lämpötilaolosuhteiden mukaan. Johtumishäviö laskettiin jokaisen tilan ulkoseinälle, alapohjalle ja yläpohjalle erikseen. Tilat 5 ja 6 sijaitsevat toisessa kerroksessa, joten alapohjia ei oteta laskennassa huomioon. Yläpohjalaskennassa ei oteta huomioon tiloja 1 ja 3, sillä niiden yläpuolella ovat tilat 5 ja 6. Tila-jaottelu ja laskujen tulokset ovat taulukossa 2.

TAULUKKO 2 Johtumishäviöiden laskenta tilojen perusteella

Tilajaottelu	Seinät			Alapohja			Yläpohja		
	Ulkoseinäp.a.	U	U*A	lattia	U	U*A	katto	U	U*A
	m2	W/m2K	W/K	m2	W/m2K	W/K	m2	W/m2K	W/K
Tila 1	320	0,17	54,3	1188	0,16	190,1			0,0
Tila 2	1413	0,17	240,2	5049	0,16	807,8	5049	0,09	454,4
Tila 3	63	0,17	10,7	231	0,16	37,0			0,0
Tila 4	162	0,17	27,5	486	0,16	77,8	486	0,09	43,7
Tila 5	320	0,17	54,3			0,0	1188	0,09	106,9
Tila 6	63	0,17	10,7			0,0	231	0,09	20,8
Yhdyskäytävä	837	0,17	142,3	486	0,16	77,8	486	0,09	43,7
Yhteensä	3177		540,1	7440		1190,4			669,6

Seinä-, katto- ja lattiarakenteiden häviöt lasketaan yhteen ja sijoitetaan kaavaan 4.

$$\varphi_{joht} = (540,1 + 1190,4 + 669,6) \frac{W}{K} * (20 - (-32))K = 124\ 804\ W$$

Tähän johtumishäviöiden lämmityksen tehoon pitää vielä lisätä ikkunoiden ja ovien kautta tapahtuva johtuminen. Johtumishäviöt ovien ja ikkunoiden kautta ovat yhteensä 11 940 W. Johtumishäviöiden lämmitykseen tarvittava teho on

$$\varphi_{joht} = \frac{124804W + 11936W}{1000} = 137\ kW.$$

Rakennuksen vuotoilmavirta aiheutuu tuulen ja lämpötilaerojen synnyttämistä paine-eroista. Rakennuksen tiiveys, sijainti ja korkeus vaikuttavat vuodon suuruuteen. Rakenteiden läpi tulevan vuotoilman lämpenemisen lämpötehon tarve lasketaan kaavalla 5. (D5 2012, 61.)

$$\varphi_{vi} = \rho_i * c_{pi} * q_{vi} * (T_s - T_{u,mit})$$

KAAVA 5

$$q_{vi} = \text{vuotoilmavirta [m}^3/\text{s]}$$

Vuotoilmavirta lasketaan rakennusvaipan ilmanvuotoluvun q_{50} avulla kaavalla 6 (D5 2012, 19).

$$q_{vi} = \frac{q_{50}}{3600 * x} * A_{vaippa}$$

KAAVA 6

$$q_{50} = \text{rakennusvaipan ilmanvuotoluku [m}^3/\text{h m}^2\text{]}$$

A_{vaippa} = rakennusvaipan pinta-ala [m^2]

x = kerroin, joka on kolmikerroksiselle rakennukselle 20

Rakennusvaipan ilmanvuotoluku lasketaan rakennuksen ilmanvuotoluvusta n_{50} kaavalla 7 (D5 2012, 19). Koska todellista rakennuksen ilmanvuotolukua ei tiedetä, sen arvona käytetään D5 ohjeiden mukaisesti tyypillistä n_{50} -lukua. D5:ssä on taulukko 3.5, jossa on skaala keskimääräisellä ilmanpitävyydellä asuinkerrostalolle ja toimistorakennukselle 1,5–3,0. Tämän perusteella ilmanvuotoluvuksi valitaan 2 1/h. (D5 2012, 19–20.)

$$q_{50} = \frac{n_{50}}{A_{vaippa}} * V$$

KAAVA 7

n_{50} = rakennuksen ilmanvuotoluku [1/h]

A_{vaippa} = rakennusvaipan pinta-ala [m^2]

V = rakennuksen tilavuus [m^3]

Lasketaan ensin rakennusvaipan ilmanvuotoluku.

$$q_{50} = \frac{2 \text{ 1/h}}{19572 \text{ m}^2} * 66960 \text{ m}^3 = 6,84 \frac{\text{m}^3}{\text{hm}^2}$$

Rakennusvaipan ilmanvuotoluvun avulla lasketaan rakennuksen vuotoilmavirta.

$$q_{vi} = \frac{6,84 \text{ m}^3/\text{hm}^2}{3600 * 20} * 19572 \text{ m}^2 = 1,86 \text{ m}^3/\text{s}$$

Tästä edelleen saadaan vuotoilman lämmittämiseen tarvittava teho.

$$\varphi_{vi} = 1,2 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 1,006 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} * 1,86 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} * (20 - (-32))\text{K} = 117 \text{ kW}$$

Ilmanvaihtokoneissa on omat lämmitysvastukset, joilla tuloilma lämmitetään lähelle huonelämpötilaa. Osa tuloilman lämpenemisestä tapahtuu kuitenkin vasta sisätiloissa. Tilassa tapahtuvan tuloilman lämmitystehon tarve lasketaan kaavalla 8 (D5 2012, 62).

$$\varphi_{tuloilma} = \rho_i * c_{pi} * q_{ti} * (T_s - T_{sp})$$

KAAVA 8

$$q_{ti} = \text{tuloilmavirta [m}^3/\text{s]}$$

$$T_{sp} = \text{sisäänpuhalluslämpötila [}^\circ\text{C]}.$$

Sisäänpuhalluslämpötilaa ei ole tiedossa, joten siinä käytetään +18 °C (D5 2012, 22).

$$\varphi_{ti} = 1,2 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 1,006 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} * 28 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} * (20 - 18)\text{K} = 68 \text{ kW}$$

Tilojen lämmitysteho lasketaan kaavalla 3.

$$\varphi_{tila} = 137 \text{ kW} + 117 \text{ kW} + 68 \text{ kW} = 322 \text{ kW}$$

5.1.2 Lämmitysenergian tarve

Lämmitysenergian tarve lasketaan kuukausittaisten keskilämpötilojen avulla. Lämpötilat on katsottu Suomen rakentamismääräyskokoelman osan D3 liitteestä 2, jossa on esitetty säävyöhykkeen 3 säätiedot (kuva 8).

Taulukko L2.3. Säätiedot kuukausittain säävyöhykkeellä III. Jyväskylä.

Kuukausi	Ulkoilman keskilämpötila, T_u , °C	Auringon kokonaissäteilyenergia vaakatasolle, $G_{\text{säteily, vaakapinta}}$, kWh/m ²	Normitukseen käytettävä lämmitystarveluku, S17, Kd
Tammikuu	-8,00	5,4	775
Helmikuu	-7,10	20,1	675
Maaliskuu	-3,53	51,9	637
Huhtikuu	2,42	102,9	437
Toukokuu	8,84	171,4	210
Kesäkuu	13,39	159,1	60
Heinäkuu	15,76	158,2	22
Elokuu	13,76	113,9	78
Syyskuu	9,18	71,1	218
Lokakuu	4,07	25,3	401
Marraskuu	-1,76	7,3	563
Joulukuu	-5,92	3,2	706
Koko vuosi	3,43	890	4782

KUVA 8 Säävyöhykkeen 3 säätiedot (D3 2012, 31)

Tilojen lämmitysenergian tarve lasketaan johtumislämpöhäviön, vuotoilman ja tuloilman lämmitysenergian summana kaavalla 9 (D5 2012, 15).

$$Q_{tila} = Q_{joht} + Q_{vi} + Q_{ti} \quad \text{KAAVA 9}$$

Q_{joht} = johtumislämpöhäviöt rakennusvaipan läpi [kWh]

Q_{vi} = vuotoilman lämpenemisen lämpöenergian tarve [kWh]

Q_{ti} = tilassa tapahtuvan tuloilman lämpenemisen lämpöenergian tarve [kWh]

Johtumislämpöhäviöt lasketaan jokaiselle rakennusosalle erikseen jokaisen kuukauden keskilämpötilalla kaavalla 10 (D5 2012, 16).

$$Q_{joht} = \sum(UA) * (T_s - T_u) * \Delta t \quad \text{KAAVA 10}$$

U = lämmönläpäisykerroin [W/m²K]

A = rakennusosan pinta-ala [m²]

Δt = ajanjakson pituus [h].

Esimerkkinä on laskettu tammikuun johtumislämpöhäviöiden energia. Muiden kuukausien ja vuoden yhteenlaskettu energia on laskettu erikseen ja tulokset näkyvät taulukossa 3.

$$Q_{joht} = 2,63 \frac{kW}{K} * (20 - (-8))K * 730h = 53\,750 kWh$$

Vuotoilman lämpenemisen lämmitysenergian tarve lasketaan kaavalla 11 (D5 2012, 19).

$$Q_{vi} = \rho_i * c_{pi} * q_{vi} * (T_s - T_u) * \Delta t \quad \text{KAAVA 11}$$

q_{vi} = vuotoilmavirta [m³/s] (Kaava 6.)

Δt = ajanjakson pituus [h].

Vuotoilman lämmittämiseen kuluva energia laskettiin jokaiselle kuukaudelle erikseen kuukauden keskilämpötilan mukaan. Esimerkkinä on laskettu tammikuun vuotoilman lämmitysenergia.

$$Q_{vi} = 1,2 \frac{kg}{m^3} * 1,006 \frac{kJ}{kgK} * 1,86 \frac{m^3}{s} * (20 - (-8))K * 730h = 45\,900 kWh$$

Muiden kuukausien sekä vuoden yhteenlaskettu vuotoilman lämmitysenergia on laskettu erikseen ja tulokset näkyvät taulukossa 3.

TAULUKKO 3 Vuotoilman ja johtumislämpöhäviöiden lämmitysenergiat

	keskilämpötila	Q _{vi}	Q _{joht}
Kuukausi	°C	kWh	kWh
tammikuu	-8	45 900	53 750
helmikuu	-7,1	44 420	52 020
maaliskuu	-3,53	38 570	45 170
huhtikuu	2,42	28 820	33 750
toukokuu	8,84	18 290	21 420
kesäkuu	13,39	10 840	12 690
heinäkuu	15,76	6 950	8 140
elokuu	13,76	10 230	11 980
syyskuu	9,18	17 740	20 770
lokakuu	4,07	26 110	30 580
marraskuu	-1,76	35 670	41 770
joulukuu	-5,92	42 490	49 760
Vuosi		326 010	381 800

Tuloilman lämpenemisen lämmitysenergian tarve lasketaan kaavalla 12 (D5 2012, 23). Ilmanvaihtolaitoksen vuorokautiseksi käyntiajaksi arvioitiin 12 h ja viikoittaiseksi käyntiajaksi 7 vuorokautta.

$$Q_{tuloilma} = t_d * t_v * \rho_i * c_{pi} * q_{ti} * (T_s - T_{sp}) * \Delta t \quad \text{KAAVA 12}$$

t_d = ilmanvaihtolaitoksen keskimääräinen vuorokautinen käyntiaikasuhde [h/24h]

t_v = ilmanvaihtolaitoksen viikoittainen käyntiaikasuhde [vrk/7vrk]

T_{sp} = tilaan saapuvan ilman lämpötila [°C]

Δt = ajanjakson pituus [h].

$$\varphi_{ti} = \frac{12h}{24h} * \frac{7vrk}{7vrk} * 1,2 \frac{kg}{m^3} * 1,006 \frac{kJ}{kgK} * 28 \frac{m^3}{s} * (20 - 18)K * 730h = 296\,100 kWh$$

Tilojen yhteenlaskettu lämmitysenergia vuodessa lasketaan kaavan 9 mukaan.

$$Q_{tila} = 326\,000 \text{ kWh} + 381\,800 \text{ kWh} + 296\,102 \text{ kWh} = 1\,003\,900 \text{ kWh}$$

5.1.3 Sisäiset lämpökuormat

Rakennuksen tilojen lämmitysenergian nettotarpeessa huomioidaan vielä sisäisten lämpökuormien vaikutus tarvittavaan lämpöenergiaan. Sisäiset lämpökuormat lasketaan kaavalla 13. (D5 2012, 34.)

$$Q_{sisilämpö} = \eta_{lämpö} * Q_{lämpökuorma} \quad \text{KAAVA 13}$$

$\eta_{lämpö}$ = lämpökuormien kuukausittainen hyödyntämisaste

$Q_{lämpökuorma}$ = rakennuksen lämpökuorma [kWh]

Lämpökuormien hyödyntämisaste riippuu lämpökuorman ja lämpöhäviön suhteesta sekä rakennuksen aikavakiosta, joka on rakennuksen sisäpuolisen tehollisen lämpökapasiteetin suhde ominaislämpöhäviöön (D5 2012, 34). Rakennuksen lämpökuorma lasketaan ominaislämpökuormien avulla, sillä tarkempia tietoja ei ole olemassa.

Ikkunoiden kautta tuleva auringon lämpösäteilyä ei oteta laskennassa huomioon, sillä sen laskeminen on varsin monimutkaista ja tarvittavia alkuarvoja ei ole saatavilla. Ominaislämpökuormat on katsottu Kaukolämmön käsikirjan taulukosta 3.3, jossa lämpökuormia on annettu eri rakennustyypeille. Toimistorakennukselle on määritetty seuraavat ominaislämpökuormat:

- $Q_{sähkö,om} = 70 \text{ kWh/brm}^2, a$
- $Q_{hlö,om} = 10 \text{ kWh/brm}^2, a$
- $Q_{lkv,om} = 7 \text{ kWh/brm}^2, a$. (Koskelainen ym. 2006, 58.)

Rakennuksen ominaislämpökuorma yhteensä on 957 000 kWh vuodessa. Hyödynnettävä energiaosuus lasketaan kuitenkin kuukausitasolla, joten ominaislämpökuorma jaetaan 12 kuukaudella. Rakennuksen ominaislämpöhäviö lasketaan kaavalla 14 (D5 2012, 35).

$$H_{tila} = \frac{Q_{tila}}{(T_s - T_u) \cdot \Delta t} 1000$$

KAAVA 14

Q_{tila} = rakennuksen tilojen lämmitysenergiantarve [kWh]

Δt = ajanjakson pituus [h]

Rakennuksen aikavakio lasketaan kaavalla 15 (D5 2012, 35).

$$\tau = \frac{C_{rak}}{H_{tila}}$$

KAAVA 15

C_{rak} = rakennuksen sisäpuolinen tehollinen lämpökapasiteetti [Wh/K]

H_{tila} = rakennuksen ominaislämpöhäviö [W/K]

Rakennuksen sisäpuolinen tehollinen lämpökapasiteetti katsotaan D5:n taulukosta 5.6, jossa on annettu arvoja eri rakenteille. Laskuun valitaan toimistorakennuksen keskiraskas rakenne, jonka lämpökapasiteetin arvo on 110 Wh/m²K. (D5 2012, 36.)

Lämpökuorman suhde lämpöhäviöön lasketaan kaavalla 16 (D5 2012, 35).

$$\gamma = \frac{Q_{lämpökuorma}}{Q_{tila}}$$

KAAVA 16

$Q_{lämpökuorma}$ = rakennuksen lämpökuorma [kWh]

Q_{tila} = rakennuksen tilojen lämmitysenergiantarve [kWh]

Lämpökuorman kuukausittainen hyödyntämisaste lasketaan kaavalla 17 ja siinä esiintyvä numeerinen parametri a lasketaan kaavalla 18 (D5 2012, 35).

$$\eta_{lämpö} = \frac{1 - \gamma^a}{1 - \gamma^{a+1}}$$

KAAVA 17

γ = lämpökuorman suhde lämpöhäviöön

a = numeerinen parametri (kaava 18)

$$a = 1 + \frac{\tau}{15}$$

KAAVA 18

Koska rakennuksen ominaislämpöhäviö riippuu kuukausittaisesta ulkoilman keskilämpötilasta, tulee kaikki edellä esitetyt arvot laskea jokaiselle kuukaudelle erikseen. Alla näkyvät esimerkit on laskettu tammikuun arvoilla.

$$H_{tila} = \frac{124\,320\text{kWh}}{(20-(-8))\text{K} \cdot 730\text{h}} = 3\,243\,000\text{kWh/K}$$

Rakennuksen aikavakio:

$$\tau = \frac{110 \frac{\text{Wh}}{\text{m}^2\text{K}} \cdot 11000\text{m}^2}{3243 \cdot 10^6 \text{ W/K}} = 3,73 \cdot 10^4 \text{ h}$$

Suhdeluku γ :

$$\gamma = \frac{957\,000\text{kWh}/12}{124\,320\text{kWh}} = 0,64$$

Parametri a :

$$a = 1 + \frac{3,73 \cdot 10^4}{15} = 1,000025$$

Lämpökuorman hyödyntämisaste:

$$\eta_{\text{lämpö}} = \frac{1 - 0,64^{1,000025}}{1 - 0,64^{1,000025+1}} = 0,61$$

Hyödynnettävä lämpökuorma lämmityksessä tammikuun aikana on:

$$Q_{\text{sisälämpö}} = 0,61 \cdot \frac{957\,000}{12} \text{ kWh} = 48\,590 \text{ kWh}$$

Taulukossa 4 on esitetty jokaisen kuukauden lämpökuorman hyödyntämisaste, lämmityksessä hyödynnettävä lämpökuorma ja lopullinen tilojen lämmitysenergia, kun sisäisen lämpökuorma on otettu huomioon. Tilojen lämmittämiseen tarvittava energia on 530 170 kWh vuodessa.

TAULUKKO 4 Sisäisten lämpökuormien vaikutus lämmitysenergiaan

Kuukausi	$\eta_{\text{lämpö}}$	$Q_{\text{sisälämpö}}$	$Q_{\text{tila,lop}}$
		kWh	kWh
tammikuu	0,61	48 590	75 740
helmikuu	0,60	48 090	73 030
maaliskuu	0,58	45 950	62 460
huhtikuu	0,52	41 660	45 580
toukokuu	0,45	35 630	28 770
kesäkuu	0,38	30 040	18 160
heinäkuu	0,33	26 530	13 230
elokuu	0,37	29 530	17 360
syyskuu	0,44	35 250	27 930
lokakuu	0,51	40 280	41 090
marraskuu	0,56	44 780	57 340
joulukuu	0,59	47 410	69 510
vuosi yht.		473 730	530 170

5.1.4 Ilmastointi

Ilmanvaihdon lämmityksen vaatima teho on se lämpövirta, joka tarvitaan lämmittämään tuloilman lämpötilan lähelle sisälämpötilaa ilmanvaihtokoneen lämmöntalteenottolaitteen jälkeisen ilman lämpötilasta. Ilmanvaihdon lämmityksen teho lasketaan kaavalla 19 (D5 2012, 63).

$$\varphi_{iv} = \rho_i * c_{pi} * q_{ti} (T_{sp} - T_{lto}) \quad \text{KAAVA 19}$$

T_{sp} = tilaan saapuvan ilman lämpötila [°C]

T_{lto} = lämmöntalteenoton jälkeinen tuloilman lämpötila mitoitusilanteessa [°C]

Lämmöntalteenoton jälkeinen tuloilman lämpötila lasketaan kaavalla 20 (D5 2012, 63).

$$T_{lto} = T_{u,mit} + \eta_{t,mit} * (T_s - T_{u,mit}) \quad \text{KAAVA 20}$$

$\eta_{t,mit}$ = lämmöntalteenoton tuloilman lämpötilasuhde mitoitusilanteessa

Lämmöntalteenoton hyötysuhdetta ei ole valmiiksi tiedossa, sillä ilmanvaihtolaitoksen tyyppiä ei ole tiedossa. Hyötysuhde täytyy siis laskea Suomen rakentamismääräyskokoelman osan D5 ohjeiden mukaisesti. D5:ssä on annettu taulukossa 3.6 minimihyötysuhteita eri tyyppisille ilmanvaihtokoneiden lämmönsiirtimille suunnittelua varten.

Tämän työn laskennassa käytetään kuvan 9 mukaisesti vastavirtalevylämmönsiirtimen lämpötilasuhdetta, sillä se on korkein arvo sen tyyppisissä lämmönsiirtimissä, joissa tulo- ja poistoilmavirrat eivät sekoitu keskenään. Työssä lasketaan minimi- ja maksimitapaukset lämmöntalteenoton hyötysuhteen perusteella, sillä ne vaikuttavat ilmaston tehoon melko paljon. Edellä mainittu vastavirtalevylämmönsiirtimen lämpötilasuhde on maksimitapaus ja seuraavaksi esitetty jäteilmän lämpötilan kautta laskettu lämmöntalteenoton hyötysuhde minimitapaus.

Taulukko 3.6. Ilmanvaihdon lämmöntalteenoton lämmönsiirtimen lämpötilasuhteen η_t arvoja, joita voi käyttää lämmöntalteenoton vuosihyötysuhteen laskennassa.

Lämmönsiirintyyppi	Lämpötilasuhde η_t
Nestekiertoinen lämmönsiirrin	0,40
Ristivirtalevylämmönsiirrin	0,50
Vastavirtalevylämmönsiirrin	0,60
Regeneratiivinen lämmönsiirrin	0,65

KUVA 9 Lämmönsiirintyyppien lämpötilasuhteita (D5 2012, 22)

Lämmöntalteenoton hyötysuhde voidaan määrittää myös sisälämpötilan, mitoitussulkolämpötilan ja jäteilmänlämpötilan avulla. Jäteilmänlämpötilaa ei ole tiedossa, mutta se ei saa laskea alle 0 °C:n. Kuiville toimistotiloille käytetään yleensä 0 °C:tta ja kosteille tiloille +5 °C:tta, jotta huurtumisvaaraa ei ole. Rakennuksessa on kosteita tiloja, mutta suhteessa vähän kuiviin tiloihin verrattuna. Sen vuoksi jäteilmän lämpötilana käytetään 0 °C:tta. (D5 2012, 63.)

Lämmöntalteenoton poistoilmän lämpötilasuhde lasketaan kaavalla 21 (D5 2012, 63).

$$\eta_{pi} = \frac{T_s - T_{j\grave{a}te}}{T_s - T_{u,mit}}$$

KAAVA 21

$T_{j\grave{a}te}$ = j\grave{a}te ilman l\amp;amp;otila [$^{\circ}\text{C}$]

Lasketaan ensin l\amp;amp;ontalteenoton poisto ilman l\amp;amp;otilasuhde.

$$\eta_{pi} = \frac{(20-0)^{\circ}\text{C}}{(20-(-32))^{\circ}\text{C}} = 0,38$$

Koska tulo- ja poisto ilman m\amp;amp;ar\à on sama, l\amp;amp;ontalteenoton tulo ilman l\amp;amp;otilasuhde on sama kuin poisto ilman l\amp;amp;otilasuhde. Lasketaan seuraavaksi l\amp;amp;ontalteenoton j\àlkeinen tulo ilman l\amp;amp;otila lasketun l\amp;amp;otilasuhteen mukaan.

$$T_{lto,1} = -32^{\circ}\text{C} + 0,38 * (20 - (-32))^{\circ}\text{C} = -12^{\circ}\text{C}$$

T\àst\à edelleen lasketaan ilmanvaihtoj\àrjestelm\àn l\amp;amp;mmitysteho.

$$\varphi_{iv,1} = 1,2 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 1,006 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} * 28 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} * (18 - (-12))\text{K} = 1\,014 \text{ kW}$$

Vastavirtalevyl\amp;amp;mm\ònsiirtimen l\amp;amp;otilasuhteella 0,6 laskettu l\amp;amp;ontalteenoton j\àlkeinen tulo ilman l\amp;amp;otila ja ilmanvaihtoj\àrjestelm\àn l\amp;amp;mmitystehot ovat

$$T_{lto,2} = -0,8^{\circ}\text{C}$$

$$\varphi_{iv,2} = 635 \text{ kW}.$$

Ilmanvaihdon l\amp;amp;mmitysenergia

Ilmanvaihdon l\amp;amp;mmitysenergian nettotarve lasketaan kaavalla 22 (D5 2012, 21).

$$Q_{iv} = t_d * t_v * \rho_i * c_{pi} * q_{ti} * ((T_{sp} - \Delta T_{puhallin}) - T_{lto}) * \Delta t \quad \text{KAAVA 22}$$

T_{sp} = sis\ànpuhallusl\amp;amp;otila [$^{\circ}\text{C}$]

$\Delta T_{puhallin}$ = l\amp;amp;otilan nousu puhaltimessa [$^{\circ}\text{C}$]

T_{lto} = l\amp;amp;ontalteenottolaitteen j\àlkeinen l\amp;amp;otila [$^{\circ}\text{C}$]

Δt = ajanjakson pituus [h]

Lämmöntalteenottolaitteen jälkeinen tuloilman lämpötila saadaan laskettua lämmöntalteenoton tehon avulla kaavalla 23 (D5 2012, 21).

$$T_{lto} = T_u + \frac{\varphi_{lto}}{t_d * t_v * \rho_i * c_{pi} * q_{pi}} \quad \text{KAAVA 23}$$

T_u = ulkoilman kuukauden keskilämpötila [°C]

φ_{lto} = lämmöntalteenotolla talteen otettu kuukauden keskimääräinen teho [kW]

Lämmöntalteenotolla talteen otettu kuukauden keskimääräinen teho lasketaan kaavalla 24 (D5 2012, 21).

$$\varphi_{lto} = \eta_{a,ivkone} * t_d * t_v * \rho_i * c_{pi} * q_{pi} * (T_s - T_u) \quad \text{KAAVA 24}$$

$\eta_{a,ivkone}$ = ilmanvaihtokoneen lämmöntalteenoton poistoilman vuosihyötysuhde

q_{pi} = poistoilmavirta [m³/s]

T_u = ulkoilman kuukauden keskilämpötila [°C]

Ilmanvaihtokoneen vuosihyötysuhde lasketaan ympäristöministeriön oppaan 122 mukaisesti kertomalla lämmöntalteenoton lämpötilasuhde 0,6:lla (Ilmanvaihdon lämmöntalteenotto lämpöhäviöiden tasauslaskennassa 2003, 6). Vuosihyötysuhdetta voidaan käyttää jokaisella kuukaudella (D5 2012, 21). Ilmanvaihtokoneen vuosihyötysuhteeksi lasketaan kaksi eri arvoa, sillä lto:n lämpötilasuhteenakin käytettiin kahta eri arvoa.

$$\eta_{a,ivkone1} = 0,38 * 0,6 = 0,23$$

$$\eta_{a,ivkone2} = 0,6 * 0,6 = 0,36$$

Ilmanvaihtokoneen lämmöntalteenoton teho lasketaan tammikuun keskilämpötilalla kaavan 24 mukaisesti.

$$\varphi_{lto} = 0,23 * 0,5 * 1 * 1,2 \frac{kg}{m^3} * 1,006 \frac{kJ}{kgK} * 28 \frac{m^3}{s} * (20 - (-8))K = 109 kW$$

Tästä edelleen voidaan laskea lämmöntalteenottolaitteen jälkeinen lämpötila kaavan 23 mukaan.

$$T_{lto} = -8^{\circ}\text{C} + \frac{109 \text{ kW}}{0,5 * 1 * 1,2 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 1,006 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} * 28 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}} = -1,5^{\circ}\text{C}$$

Tämän lämpötilan avulla lasketaan ilmanvaihtokoneen tarvitsema lämmitysenergia tammikuun aikana.

$$Q_{iv} = 0,5 * 1 * 1,2 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 1,006 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} * 28 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} * ((18 - 0,5) - (-1,5))\text{K} * 730\text{h}$$

$$= 235\,050 \text{ kWh}$$

Muiden kuukausien ja korkeammalla vuosihyötysuhteella (tapaus 2) lasketut tulokset ovat taulukossa 5. Laskennassa kesä-, heinä-, ja elokuussa lämmöntalteenotto ja jälkilämmitys ovat pois käytöstä, joten lämmöntalteenoton lämpötilana käytetään ulkoilman lämpötilaa (D5 2012, 22).

TAULUKKO 5 Ilmanvaihtokoneen lämmitysenergia

Kuukausi	Tapaus 1			Tapaus 2		
	Φ_{lto} kW	T_{lto} °C	Q_{iv} kWh	Φ_{lto} kW	T_{lto} °C	Q_{iv} kWh
tammikuu	109,2	-1,54	235 050	170,4	2,08	190 380
helmikuu	105,7	-0,85	226 500	164,9	2,66	183 270
maaliskuu	91,8	1,90	192 600	143,2	4,94	155 060
huhtikuu	68,6	6,48	136 090	107,0	8,75	108 040
toukokuu	43,5	11,42	75 120	67,9	12,86	57 320
kesäkuu	25,8	13,39	50 740	40,2	13,39	50 740
heinäkuu	16,5	15,76	21 480	25,8	15,76	21 480
elokuu	24,3	13,76	46 170	38,0	13,76	46 170
syyskuu	42,2	11,68	71 890	65,8	13,08	54 630
lokakuu	62,1	7,75	120 420	96,9	9,80	95 010
marraskuu	84,9	3,26	175 790	132,4	6,07	141 070
joulukuu	101,1	0,06	215 300	157,7	3,41	173 940
Vuosi			1 567 160			1 277 100

5.1.5 Lämmin käyttövesi

Käyttöveden lämmityksen teho lasketaan rakennuksen mitoitusvirtaamalla ja siihen lisätään lämpimän käyttöveden kiertojohdon lämpöhäviöteho. Kiertojohdon häviöteho on verrattain pieni lämmitystehoon nähden ja sen ominaistehona voidaan käyttää 0,002 kW/m². Lämpimän ja kylmän veden lämpötilaerona käytetään 50 °C:ta. (D5 2012,64–65.)

Käyttöveden lämmityksen teho lasketaan kaavalla 25 (D5 2012, 64).

$$\varphi_{lkv} = \rho_v * c_{pv} * q_{lkv} * (T_{lkv} - T_{kv}) + \varphi_{lkv,kierto} \quad \text{KAAVA 25}$$

q_{lkv} = lämpimän käyttöveden mitoitusvirtaama [m³/s]

T_{lkv} = lämpimän käyttöveden lämpötila [°C]

T_{kv} = kylmän veden lämpötila [°C]

$\varphi_{lkv,kierto}$ = lämpimän käyttöveden kiertojohdon häviöteho [kW/m²]

Lämpimän käyttöveden mitoitusvirtaamaa ei ole tiedossa, joten se tulee määrittää Suomen rakentamismääräyskokoelman osan D1 liitteen 2 mukaan. Lämpimän veden normivirtaama määritetään vesikalusteiden mukaan ja mitoitusvirtaama katsotaan normivirtaamien summan avulla D1 liitteen 2 taulukosta 2. Normivirtaaman summaksi tulee 3,42 dm³/s ja mitoitusvirtaamaksi 0,55 dm³/s. (D1 2007, 35–37.)

Lasketaan lämpimän käyttöveden lämmitysteho kaavalla 25.

$$\varphi_{lkv} = 1000 \frac{kg}{m^3} * 4,2 \frac{kJ}{kgK} * 0,00055 \frac{m^3}{s} * 50K + 0,002 \frac{kW}{m^2} * 11000 m^2 = 138 kW$$

Lämpimän käyttöveden lämmitykseen tarvittava energia lasketaan kaavalla 26 (Koskelainen ym. 2006, 57).

$$Q_{lkv} = \rho_v * c_{pv} * V_{lkv} (T_{lkv} - T_{kv}) / 3600 \quad \text{KAAVA 26}$$

V_{lkv} = lämpimän käyttöveden kulutus [m³]

T_{lkv} = lämpimän käyttöveden lämpötila [°C]

T_{kv} = kylmän veden lämpötila [°C].

Lämpimän käyttöveden kulutus lasketaan vuoden ajalle rakennustyyppin ja pinta-alan perusteella. Vuoden lämpimän käyttöveden kulutus lasketaan kaavalla 27. (D5 2012, 24–25.)

$$V_{lkv} = A_{br} * V_{lkv,om.bra}$$

KAAVA 27

$V_{lkv,om.bra}$ = lämpimän käyttöveden ominaiskulutus [dm³/m², a]

A_{br} = rakennuksen bruttoala [m²]

Pinta-alaan perustuva ominaiskulutus toimistorakennukselle on 100 dm³/m² vuodessa (Koskelainen ym 2006, 57). Lasketaan lämpimän käyttöveden kulutus.

$$V_{lkv} = 11000 \text{ m}^2 * 0,1 \frac{\text{m}^3}{\text{m}^2, \text{a}} = 1100 \text{ m}^3$$

Lämpimän käyttöveden lämmitysenergia lasketaan kaavan 26 mukaisesti.

$$Q_{lkv} = \frac{1000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 4,2 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} * 1100 \text{ m}^3 * (55-5) \text{K}}{3600} = 64 \text{ 170 kWh}$$

5.1.6 Tehonlaskennan yhteenveto

Rakennuksen lämmitysteho koostuu tilojen lämmityksestä, ilmanvaihdon lämmityksestä sekä lämpimän käyttöveden lämmityksestä. Koska lämmitys aiotaan toteuttaa lämpöpumpulla, sen mitoittamiseen tarvitaan rakennuksen vaatima kokonaislämpöteho. Tilojen ja ilmastoinnin lämmitystehon tuotto on jatkuvaa, mutta lämmintä käyttövettä voidaan tuottaa tarpeen mukaan varaajaan. Sen vuoksi tilojen ja ilmastoinnin lämmitystehontarpeet lasketaan yhteen ja lämpimän käyttöveden lämmitysteho käsitellään erikseen.

Rakennuksen lämmitystehon tarve määritetään laskemalla yhteen samanaikaiset lämmitystehon tarpeet huomioiden samalla järjestelmien hyötysuhteet (kaa-

va 28). Lämmitysjärjestelmien hyötysuhteita ei ole tiedossa, joten mitoitustilanteissa voidaan käyttää arvoa 0,9. (D5 2012, 60.)

$$\phi_{\text{lämmitys}} = \frac{\phi_{\text{tila}}}{\eta_{\text{tilaläm}}} + \frac{\phi_{\text{iv}}}{\eta_{\text{ti}}} \quad \text{KAAVA 28}$$

ϕ_{tila} = tilojen lämmitysjärjestelmän lämpötehon tarve [kW]

$\eta_{\text{tilaläm}}$ = tilalämmitysjärjestelmän hyötysuhde mitoitusolosuhteissa

ϕ_{iv} = ilmanvaihdon tuloilman lämmitysjärjestelmän lämpötehon tarve [kW]

η_{ti} = ilmanvaihdon tuloilman lämmitysjärjestelmän hyötysuhde mitoitusolosuhteissa

Sijoitetaan edellä lasketut tilan ja ilmastoinnin lämmitystekot kaavaan 28. Koska ilmanvaihdon lämmitystekontarpeena on kaksi eri arvoa Ito:n hyötysuhteesta johtuen, lasketaan kaksi arvoa myös rakennuksen lämmitystekoksi.

$$\phi_{\text{lämmitys},1} = \frac{320 \text{ kW}}{0,9} + \frac{1014 \text{ kW}}{0,9} = 1480 \text{ kW}$$

$$\phi_{\text{lämmitys},2} = \frac{320 \text{ kW}}{0,9} + \frac{635 \text{ kW}}{0,9} = 1060 \text{ kW}$$

Laskennassa tästä eteenpäin käytetään alempaa lämmitystekoa, sillä ilmanvaihtokoneen Ito:n hyötysuhde 0,6 on todennäköisesti lähempänä oikeaa kuin laskettu hyötysuhde 0,38. Erään laitevalmistajan ilmastointikoneen mitoitusohjelma antoi näillä suunnittelutiedoilla Ito:n hyötysuhteeksi 63 %, joten tästä eteenpäin laskuissa käytetään alempaa lämmitystekoa, joka on saatu 0,6 Ito:n hyötysuhteella (Eerola 2017).

Lämpimän käyttöveden lämmitystekontarve lasketaan samalla kaavalla 28 ja käytetään järjestelmän hyötysuhteena samaa arvoa 0,9.

$$\phi_{\text{lkv}} = \frac{137 \text{ kW}}{0,9} = 152 \text{ kW}$$

Käyttöveden tuntinen lämmitystekota saadaan vanhan K15 liitteen 1 taulukosta, jossa esitetään tuntisia lämmitystekoja muille kuin asuinrakennuksille. Mitoitus-

virtaaman ollessa $0,55 \text{ dm}^3/\text{s}$ käyttöveden tuntinen lämmitysteho on 21 kW. (K15 1998, 35.)

5.2 Piha-alue

Piha- ja katualueiden sulanapito talvisin on lisääntynyt viime vuosina varsinkin kaupunkialueilla. Sulanapidolla pyritään helpottamaan piha-alueiden talvikunnossapitoa sekä turvaamaan jalankulkijoiden liikkumista. Suomessa sulatusta käytetään yleensä kävelykaduilla, esimerkkinä Oulun keskustan Rotuaari. Katuja lämmitetään yleensä kaukolämmön paluuedellä tai mahdollisuuksien mukaan jätelämmöstä saatavalla lämpöenergialla. Myös sähkölämmitystä on käytetty jo pitkään muun muassa portaiden ja ajoluiskien sulatuksessa. (Sipilä – Kirjavainen – Ritola – Kivikoski 2001, 3–8.)

Hanhikivi 1 -voimalaitosalueelle tulee usean sadan auton parkkipaikka-alueet, joita voitaisiin pitää sulana jäähdytysveden avulla. Sulanapito säästäisi talven aurous- ja hiekoituskustannuksilta ja turvaisi työntekijöiden liikkumista alueella. Jäähdytysveden lämpöenergiaa voitaisiin hyödyntää sulanapidossa sellaiseenaan tai lämpöpumpun avulla.

Isojen piha- ja katualueiden lämmityksessä kannattaa käyttää suorasähkölämmityksen sijaan nestekiertoista lämmitysjärjestelmää, jossa lämpöenergia saadaan osaksi hukkalämmöstä. Lämmönsiirtoaineena käytetään vettä, johon on sekoitettu jotain jäätymätöntä ainetta. Yleensä käytetään vesi-glykoliseosta tai Kemira Chemicals Oy:n Freezium-nestettä. Jäänestoaineen tulee olla ympäristölle turvallista vuotoriskin takia.

5.2.1 Katulämmityksen mitoitusperiaate

Jotta katu pysyisi sulana, glykoli-vesiseoksen menolämpötila tulisi olla $+35$ ja $+39 \text{ }^\circ\text{C}$:n välillä. Tällöin kadun pintalämpötila pysyy noin $+3 \text{ }^\circ\text{C}$:ssa. Lumen sulattamiseen tarvittava lämpöteho on laskettu olevan noin 300 W/m^2 . Teho riittää sulattamaan 30 mm uutta lunta yhdessä tunnissa ja pitämään tienpinnan sulana $-13 \text{ }^\circ\text{C}$:seen asti. Mitoituksessa ajatellaan, että lunta ei yleensä sada, kun läm-

pötila laskee alle $-13\text{ }^{\circ}\text{C}$:een ja teho riittää kovemmillä pakkasilla kadun sulanapitoon ilman lumisadetta. Lumen sulatuksessa lämpöä tarvitaan lumen lämmittämiseen, sulattamiseen, veden haihduttamiseen ja lämpösäteilyyn tienpinnasta ilmaan. Lumen sulaessa syntynyt vesi pyritään johdattamaan sadevesikaivoihin ja jäljelle jäänyt kosteus haihdutetaan lämpöenergialla. (Sipilä ym. 2001, 11–45.)

Hanhikivi 1 -ydinvoimalaitosalueella parkkipaikkojen yhteispinta-ala, jolle lämmitystä suunnitellaan, on noin $16\,200\text{ m}^2$. Sulanapitoon tarvittavan lämpötehon ollessa 300 W/m^2 koko alueen lämmitystehontarve on $300\text{ W/m}^2 \times 16\,200\text{ m}^2 = 4\,860\text{ kW}$.

5.2.2 Rakennemitoitus

Katulämmitys toteutetaan yleensä kävelykaduille tai toriaukioille, joissa ajoneuvojen kulkeminen on satunnaista. Lämmitysjärjestelmän suunnitteleminen pysäköintialueelle on haasteellista, sillä verkoston päälle kohdistuu pitkäaikaisia, painavia kuormia. Alueen pohjarakenteesta tulee siis saada kestävä, jotta lämmityspotket eivät vaurioituisi. Lämmityspotkisto sijoitetaan yleensä heti päällystekerroksen alle, jotta lämpö siirtyy kadun pintaan tehokkaasti. Tällöin voi kuitenkin tulla ongelmia päällystekerroksen kantavuuden ja muodonmuutosten kanssa, joten katurakenteen toiminta lämmitysjärjestelmän kanssa tulee varmistaa. (Sipilä ym. 2001, 11–12.)

5.2.3 Parkkipaikkojen sulatuksen kannattavuus

Parkkipaikka-alueen lämmitykseen tarvittava teho $4\,860\text{ kW}$ on monta kertaa suurempi kuin rakennuksen lämmitystehontarve 1060 kW . Rakennuksen lämmitysvettä pystyttäisiin hyödyntämään siis vain pienen alueen sulatuksessa. Myöskään lämpötilataso ei riittäisi sulanapitoon, sillä siihen vaadittiin $+35\text{--}39\text{ }^{\circ}\text{C}$:n lämpötilaa ja rakennuksen lämmityksen menovesi on $+35\text{ }^{\circ}\text{C}$, jolloin sen paluulämpötila on noin $+30\text{ }^{\circ}\text{C}$. Myöskään lämpimän käyttöveden teho ei riitä piha-alueen lämmitykseen, vaikka sen lämpötila onkin korkeampi.

Parkkipaikkojen lämmitystä varten tarvittaisiin isompi lämpöpumppu kuin rakennusten lämmitykseen. Tehontarve on niin suuri, että lämpöpumppuja tarvittaisiin useampi sen tuottamiseen. Lämpöpumput ovat sen verran kalliita, että pelkää pihan sulatukseen niihin ei kannata investoida. Kun lämpöpumppuinvestoinnin lisäksi kustannuksiin lasketaan sulanapitojärjestelmän rakentamiskustannukset, ei siitä saa kannattavaa tässä yhteydessä.

6 LÄMPÖPUMPPUMITOITUS

Lämpöpumppulaitos mitoitetaan rakennuksen lämmitystehontarpeen perusteella, kun tehonmitoituspisteenä on -32 °C :n ulkolämpötila. Ulkolämpötila laskee -32 °C :seen vain talvikuukausina ja sen vuoksi lämpöpumppu mitoitetaan talviolosuhteisiin. Jäähdytysveden lämpötila on silloin noin $+12\text{ °C}$ (kuva 3), mistä lämpöpumppu lähtee lämpötilaa nostamaan.

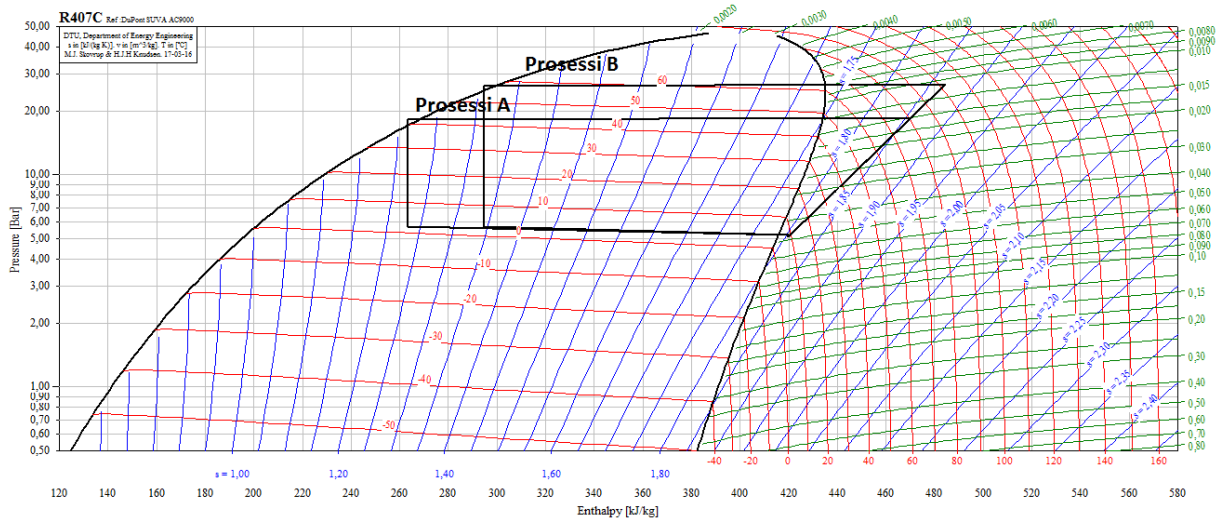
Lämpöpumppausprosessi saadaan sitä kannattavammaksi mitä matalampi lämpötilaero on otetun ja tuotetun veden välillä. Sen vuoksi rakennuksen lämmitys halutaan toteuttaa mahdollisimman matalaenergisesti. Se onnistuu muun muassa, kun lämmitys toteutetaan puhallinkonvektoreilla ja lattialämmityksellä. Molemmille lämmitysratkaisuille riittää $+35$ -asteinen lämmitysvesi. Puhallinkonvektoreita käytetään yleensä hallitilojen lämmittämiseen ja niin myös tässä tapauksessa. Toimisto- ja pukutiloihin voidaan asentaa lattialämmitys. Myös ilmastointikojeita on saatavilla matalaenergiaa hyödyntäviä, joten alhainen lämpötilataso riittää myös siihen. Lämmintä käyttövedtä tehdään lämpöpumpulla vain tarpeen mukaan varaajaan, ja sen lämpötilaksi halutaan $+55\text{ °C}$.

Lämpöpumpun COP-luku lasketaan Coolpack-ohjelman avulla ja siinä käytettävät vakiot ovat

- höyrystimen ja lauhduttimen asteisuus 8 K
- höyrystimen ja lauhduttimen painehäviöt $0,5\text{ bar}$
- kompressorin isentrooppinen hyötysuhde $0,65$
- imu- ja paineputkien painehäviöt $0,5\text{ K}$
- lauhteen alijäähdytys 2 K
- höyryn tulistus 5 K .

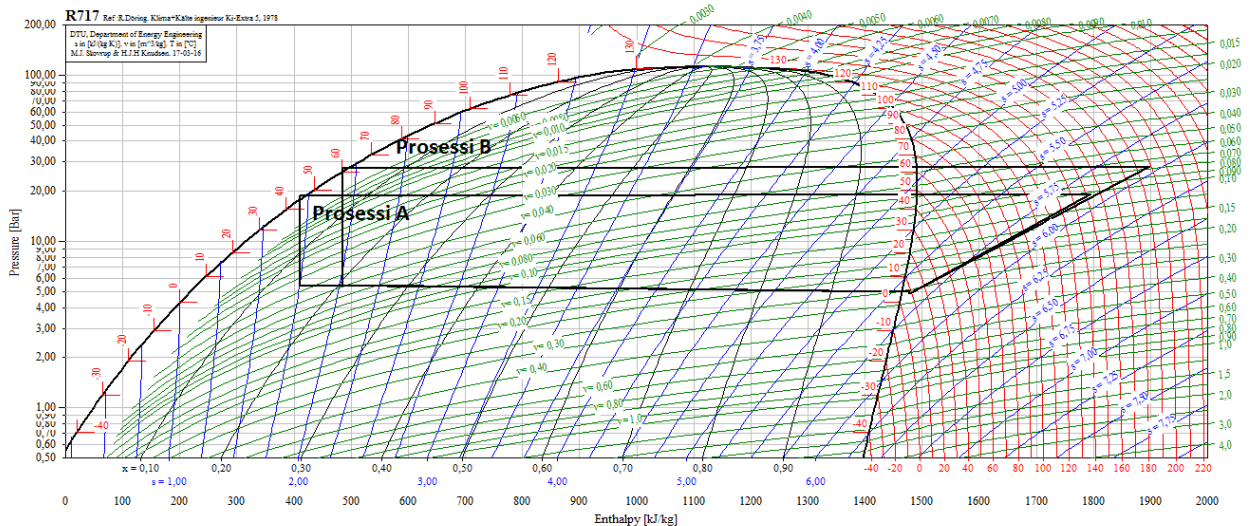
Lämpimän veden ja lämpimän käyttöveden tuottoprosessit on piirretty Coolpackilla log-pH-diagrammiin, kun kylmäaineksi valitaan R407C (kuva 10). Prosessi A kuvaa lämmitysveden tuottoa ja prosessi B lämpimän käyttöveden tuottoa.

toa. Coolpack laskee myös prosessien COP-luvut lämpötilatasojen perusteella. Prosessin A COP-luku on 3,66 ja prosessin B COP-luku on 1,94.



KUVA 10 Lämpöpumppuprosessi R407C

Pumppausprosessi lasketaan myös toisella työhön valitulla kylmäaineella, ammoniakilla (kuva 11). Kaikki lähtöarvot ovat samat molemmilla kylmäaineilla laskehtaessa. Ammoniakilla toteutetussa lämpöpumpussa prosessin A COP-luku on 3,88 ja prosessin B COP-luku on 2,36.

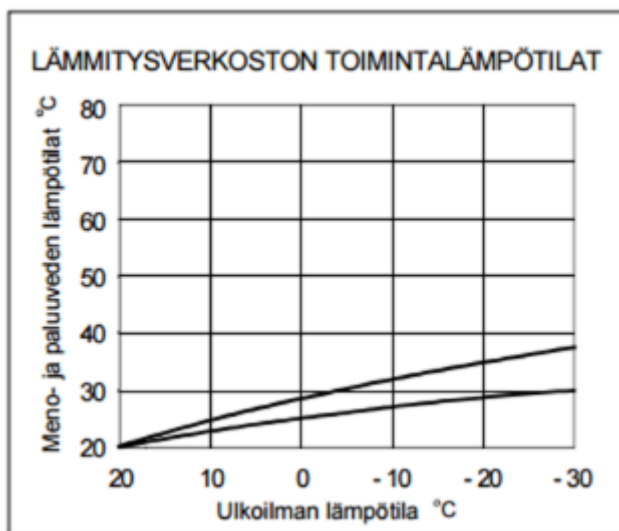


KUVA 11 Lämpöpumppuprosessi ammoniakilla

Ammoniakilla saadaan parempi hyötysuhde prosessille, joten sen kannalta se olisi parempi valinta kylmäaineeksi. Ammoniakin myrkyllisyys ja palavuus aiheuttavat sille erityisiä turvallisuusvaatimuksia, jotka taas asettavat suunnittelulle, valmistukselle ja tarkastuksille runsaasti säännöksiä (Aittomäki ym 2012, 119). Kylmäainevalinnan vaikutuksia kustannuksiin ja ympäristötekijöihin tulee siis tarkastella monipuolisesti.

6.1 Lämpöpumppauksen COP-luvut ja sähkönkulutus

Lämpöpumppulaitoksen kannattavuutta arvioidaan laskemalla pumppauksen energiankulutusta kuukausitasolla. Sen laskemiseen tarvitaan kuukausittaiset lämpökertoimet lämpöpumpulle jäähdytysveden lämpötilan perusteella. Lämmitysveden lämpötilaa säädetään aina vuodenaikojen vaihteluiden mukaisesti. Kuvassa 12 on esitetty Rakennusten kaukolämmitys julkaisusta K1 löytyvä lattialämmitysverkoston toimintalämpötilat ulkoilman lämpötilojen mukaan (K1 2003, 83). Kuvan ylempi käyrä kuvaa menoveden lämpötilaa, joka on maksimissaan siis noin +35 °C.



KUVA 12 Lattialämmityksen toimintalämpötilat (K1 2003, 83)

Näiden toimintalämpötilojen ja ulkoilman kuukausittaisten keskilämpötilojen perusteella määritetään lämmitysveden kuukauden keskilämpötila (taulukko 6). COP-luvut on laskettu Coolpackilla näillä lähtöarvoilla, kun kylmäaineena on ammoniakki (R717) ja R407C.

TAULUKKO 6 COP-luvun laskenta kylmäaineella R717 ja R407C

	T _{meno}	T _{jvesi}	COP	COP
Kuukausi	°C	°C	R407C	R717
tammikuu	32	12,00	4,05	4,25
helmikuu	31,5	12,50	4,2	4,4
maaliskuu	30	13,00	4,52	4,71
huhtikuu	28	14,00	5,07	5,25
toukokuu	26	16,00	6,01	6,18
kesäkuu	24	24,00	10,37	10,59
heinäkuu	22	29,00	18,87	19,18
elokuu	24	29,00	15,41	15,72
syyskuu	25	25,00	10,38	10,62
lokakuu	26	18,00	6,6	6,78
marraskuu	29	15	5,08	5,27
joulukuu	30,5	12,5	4,35	4,54

Kuukausikohtaisten COP-lukujen ja rakennuksen energiankulutuksen perusteella voidaan laskea lämpöpumpun tarvitseman sähköenergian määrän. Taulukkoon 7 on laskettu lämpöpumpun sähkönkulutus, kun kylmäaineena on R407C (W_{komp1}) ja ammoniakki (W_{komp2}).

TAULUKKO 7 Lämpöpumpun kompressorin sähkönkulutus

	Q _{lämmitystarve}	W _{komp1} R407C	W _{komp2} R717
Kuukausi	kWh	kWh	kWh
tammikuu	266 110	65 710	62 620
helmikuu	256 300	61 020	58 250
maaliskuu	217 520	48 120	46 180
huhtikuu	153 620	30 300	29 260
toukokuu	86 080	14 320	13 930
kesäkuu	68 900	6 640	6 510
heinäkuu	34 710	1 840	1 810
elokuu	63 530	4 120	4 040
syyskuu	82 560	7 950	7 770
lokakuu	136 100	20 620	20 070
marraskuu	198 410	39 060	37 650
joulukuu	243 450	55 970	53 620
vuosi yht.	1 807 270	355 680	341 710

Lämpöpumpun vuoden sähkönkulutus olisi 341 700 kWh, kun kylmäaineena käytettäisiin ammoniakkia ja vastaavasti 355 700 kWh, kun kylmäaineena olisi R407C. Eroa lämpöpumppujen sähkönkulutuksessa on noin 14 000 kWh. Energiansäästön lisäksi voidaan arvioida kylmäainevalinnan vaikutuksia rahalliseen säästöön. Fennovoiman omakustannehinta sähkölle on 50 €/MWh (Fennovoiman hanke) joten eroksi kylmäainevalintojen välillä tulee 700 euroa. Ero on melko pieni, joten todennäköisesti R407C olisi kylmäaineena kannattavampi, sillä se on yleisemmin käytössä lämpöpumpuissa kuin ammoniakki. Loput kannattavuuslaskut tehdään vain R407C-kylmäainevalinnan tuloksilla.

Lämpimän käyttöveden tuottoprosessille laskettiin myös omat COP-luvut eri kuukausien lämpötilojen mukaisesti. Tulokset ovat taulukossa 8.

TAULUKKO 8 Lämpimän käyttöveden tuoton COP-luvut

LKV	COP	COP
Kuukausi	R407C	R717
tammikuu	1,94	2,36
helmikuu	1,97	2,39
maaliskuu	2	2,42
huhtikuu	2,05	2,48
toukokuu	2,16	2,61
kesäkuu	2,72	3,23
heinäkuu	3,17	3,74
elokuu	3,17	3,74
syyskuu	2,8	3,32
lokakuu	2,29	2,75
marraskuu	2,11	2,54
joulukuu	1,97	2,39

Lämpimän käyttöveden kulutus ei ole riippuvainen ulkolämpötiloista ja sen vuoksi sen tuottoon tarvitsema teho on vakio ympäri vuoden. Lämpöpumpun energiankulutus lämpimän käyttöveden tuotossa saadaan laskettua COP-lukujen ja lkv:n vuoden energiankulutuksen avulla. Lämpöpumpun sähkönkulutus on laskettu molemmilla kylmäaineilla taulukkoon 9.

TAULUKKO 9 Lämpöpumpun sähkönkulutus LKV:n tuotossa

Kuukausi	Qlqv	Wkomp1 R407C	Wkomp2 R717
	kWh	kWh	kWh
tammikuu	5 350	2 760	2 270
helmikuu	5 350	2 710	2 240
maaliskuu	5 350	2 670	2 210
huhtikuu	5 350	2 610	2 160
toukokuu	5 350	2 480	2 050
kesäkuu	5 350	1 970	1 660
heinäkuu	5 350	1 690	1 430
elokuu	5 350	1 690	1 430
syyskuu	5 350	1 910	1 610
lokakuu	5 350	2 340	1 940
marraskuu	5 350	2 530	2 110
joulukuu	5 350	2 710	2 240
Vuosi yht	64 170	28 060	23 330

Lämpimän käyttöveden tuotossa lämpöpumppu kuluttaa sähköä 23 330 kWh, kun kylmäaineena on ammoniakki ja 28 060 kWh, kun kylmäaineena on R407C. Eroa sähkönkulutuksessa on siis 4 730 kWh.

6.2 Lämpöpumppauksen kannattavuus

Lämpöpumppauksen kannattavuutta voidaan arvioida vertaamalla lämpöpumppauksen käyttökustannuksia kaukolämmityksen kustannuksiin. Ydinvoimalassa tuotetaan kaukolämpöä turbiinin väliottohöyrystä voimalaitoksen omiin tarpeisiin. Fennovoiman omakustannehinta tälle kaukolämmölle on kovin alhainen, sillä kaukolämmön tuottoon käytetään höyryn lauhtumisenergia sellaisesta höyrystä, joka ei enää paisu turbiinilla enempää. (Lumela 2017.)

Rakennuksen lämmitysenergiatarve oli noin 1 800 MWh vuodessa, joten kaukolämmön hinnaksi tulisi noin 10 800 euroa vuodessa. Lämpöpumppauksen vuosittainen sähköenergian tarve oli noin 356 MWh ja Fennovoiman omakustannehinta sähkölle oli 50 €/MWh, joten lämpöpumppauksen kustannukseksi tulisi noin 17 800 euroa. Lämpöpumpun käyttökustannukset olisivat siis 7 000

euroa suuremmat kuin kaukolämmityksen käyttökustannukset. Käyttökustannuksiin ei ole laskettu mukaan siirtopumppauksen kustannuksia, sillä niiden ajatellaan olevan suurin piirtein samaa luokkaa lämmitystavasta riippumatta.

Jo käyttökustannuksista voidaan päätellä, että lämpöpumppaus ei ole kannattavaa, vaikka lämpöpumpun sähköenergian tarve onkin pieni verrattuna sen tuottamaan lämpöenergiaan. Kaukolämmön omakustannehinnan voidaan sanoa olevan poikkeuksellisen matala verrattuna esimerkiksi Suomen suurimpien kaupunkien kaukolämmön keskihintaan, joka on 45 €/MWh suurissa käyttökohteissa (Kaukolämmön hintavertailu 2017). Matalan kaukolämmön hinnan takia lämpöpumppaus ei siis ole kannattavaa. Tilanne olisi aivan toinen, jos kustannuksia verrattaisiin suorasähkölämmitykseen. Tällöin sähkölämmityksen hinnaksi tulisi noin 90 000 euroa vuodessa ja lämpöpumppauksella säästettäisiin jo yhdessä vuodessa noin 72 200 euroa. Lämmitysjärjestelmät ja niiden hinnan muodostuminen ovat aina voimalaitoskohtaisia ja tässä tapauksessa hukkalämmön hyödyntäminen lämpöpumppauksella ei ole kannattavaa primäärienergian edullisuudesta johtuen.

Lämpöpumpusta kysyttiin kuitenkin hinta-arviota, ja Calefa Oy tarjosi omaa lämpöpumppujärjestelmää tällaiseen käyttöön. He laskivat tarjoukseen kaksi 500 kW:n lämpöpumppua, mihin kuului itse lämpöpumput, energiansieppari ja -sovitin, putkistot varusteineen sekä automaatio ja sähköistys. Hinnaksi tällaiselle kokonaisuudelle he arvioivat 290 000 €. (Porkka 2017.). Investointiin ei lasketa mukaan lämmönsiirtoputkia eikä hallin lämmitysjärjestelmiä, sillä ne eivät vaikuta varsinaisesti tähän investointiin, vaan ne tehdään joka tapauksessa, oli lämmöntuottotapa mikä tahansa. Koska lämpöpumppauksen kustannus on suurempi kuin kaukolämmön, ei investointi maksaisi itseään takaisin ollenkaan.

Lämmin käyttövesi

Lämpimän käyttöveden tuoton kustannukset ja säästöt arvioidaan erikseen, sillä lämpöpumppumyyjät ehdottavat enemmän erillistä lämpöpumppua käyttöveden tuottamiseen. Taulukossa 9 esitettiin lämpimän käyttöveden energiankulutus 64,2 MWh sekä lämpöpumpun sähkönkulutus 28 MWh lämpimän käyttöveden

tuotossa. Kannattavuus lasketaan samalla tavalla kuin lämmityksenkin kannattavuus, eli vertaillaan lämpöpumpppauksen kustannuksia kaukolämmön kustannuksiin. Kaukolämmön vuosittaiseksi kustannukseksi tulisi 386 euroa ja lämpöpumpppauksen 1 400 euroa. Myöskään lämpimän käyttöveden tuottaminen lämpöpumpulla ei ole kannattavaa, sillä lämpöpumpun käyttökustannukset ovat suuremmat kuin kaukolämmön. Calefan tarjouksen mukaan lämmin käyttövesi tuotettaisiin omalla, 200 kW:n lämpöpumpulla, jonka hinta-arvio on noin 60 000 euroa (Porkka 2017).

6.3 Ympäristötekijät

Rahallisen kannattavuuden lisäksi voidaan laskea niin sanottu ympäristöllinen säästö. Voidaan laskea, paljonko jäähdytysveden ympäristökuorma pienenee, kun siitä otetaan lämpöenergiaa talteen lämpöpumpulla. Lasketaan lämpöpumpun tarvitsema virtaama tehon kaavalla 29.

$$\phi_l = q_{v,lp} * \rho_v * c_{pv} * (T_{meno} - T_{paluu}) \quad \text{KAAVA 29}$$

ϕ_l = lämmitystehontarve [kW]

$q_{v,lp}$ = jäähdytysveden virtaama [m³/s]

T_{meno} = lämpöpumpulle menevän jäähdytysveden lämpötila [°C]

T_{paluu} = lämpöpumpulta lähtevän jäähdytysveden lämpötila [°C]

Lämpöpumpulta lähtevän veden lämpötilana pidetään +5 °C:tta. Jos vettä jäähdytettäisiin kylmemmäksi vaarana olisi jäätyminen. Kaavasta 29 ratkaistaan jäähdytysveden virtaama.

$$q_v = \frac{1063 \text{ kW}}{4,2 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} * 1000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * (12-5) \text{ K}} = 0,036 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

Jäähdytysveden kokonaisvirtaama oli 45 m³/s, joten lämpöpumpun tarvitsema virtaama on vain noin 0,08 % kokonaisvirtaamasta. Osuus on siis todella pieni ja sen perusteella jäähdytysvedessä olisi potentiaalia paljon suurempaan käyttöön. Tämäkin käyttö kuitenkin pienentäisi jäähdytysveden mereen kohdis-

tamaa lämpökuormaa noin 1,1 MW, joka on noin 0,05 % jäähdytysveden kokonaistehosta.

Lasketaan vielä erikseen lämpimän käyttöveden lämmityksen osuus jäähdytysveden virtaamasta (kaava 29).

$$q_v = \frac{153 \text{ kW}}{4,2 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} * 1000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * (12-5) \text{ K}} = 0,0052 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

Sen osuus jäähdytysveden kokonaisvirtaamasta on 0,01 %. Osuus on sen verran pieni, että sillä ei ole kovinkaan paljoa merkitystä jäähdytysveden lämpötilan laskemisessa.

7 YHTEENVETO

Työn tavoitteena oli tutkia jäähdytysveden hyödyntämistä ydinvoimalaitoksen tukirakennusten lämmityksessä sekä parkkipaikkojen sulanapidossa. Työssä selvitettiin eri lämpöpumpputekniikoita ja vertailtiin niistä jäähdytysveden hyödyntämiseen parhaiten soveltuvia vaihtoehtoja. Investoinnin kannattavuutta arvioitiin rahallisesti ja ympäristön vaikutuksien kannalta. Työssä pohdittiin, mitä haasteita esimerkiksi parkkipaikkojen sulatukseen liittyy.

Kohderakennuksen lämmitystehon- ja energiantarve laskettiin Suomen rakentamismääräyskokoelman osan D5 ohjeiden mukaisesti, sillä rakennus on vielä suunnitteilla eikä tarkkoja rakennustietoja ollut saatavilla. Lämmitystehontarpeeksi saatiin 1060 kW ja vuoden energiantarpeeksi 1 800 MWh. Lämmitysjärjestelmäksi valittiin puhallinkonvektori ja lattialämmitys siten, että puhallinkonvektorilla lämmitettäisiin hallitilat ja lattialämmityksellä toimisto- ja pukutilat. Nämä lämmitysmuodot valittiin, sillä ne voidaan toteuttaa matalaenergisesti ja vaativat vain +35 °C:n menoveden lämpötilan. Lämpöpumpulla on kannattavinta tuottaa matalaenergistä vettä, kun jäähdytysveden lämpötila on vain +12 °C talvisin.

Piha-alueen sulana pitoa suunniteltiin 400 auton parkkipaikalle. Tarvittava lämpöteho sulana pysymiselle on 300 W/m², jolloin koko alueen tarvitsema lämpöteho on noin 4,9 MW. Tarvittu teho on paljon suurempi kuin rakennuksen lämmitysteho, joten parkkipaikan sulatukseen ei riittäisi rakennukselta palaavan lämmitysveden teho. Parkkipaikkojen sulatusjärjestelmä vaatisi myös korkeamman lämpötilatason kuin rakennuksen paluuvesi olisi. Sulanapitoon tarvittaisiin siis oma lämpöpumppu, jotta se voitaisiin toteuttaa, mutta lämpöpumput ovat liian kalliita, jotta niihin kannattaisi investoida vain tällaiseen tarpeeseen.

Työssä vertailtiin eri kylmäaineiden vaikutusta lämpöpumppauksen tehokkuuteen ja kannattavuuteen. Lopulliset laskut tehtiin kahdella kylmäainevalinnalla, luonnollisella, ympäristölle haitattomalla ammoniakilla (R717) ja yleisesti lämpöpumpuissa käytetyllä HFC-kylmäaineella R407C. Ammoniakille saatu COP-

luku 3,9 on parempi kuin R407C:lle saatu 3,7 ja näin ollen ammoniakilla päästään myös pienempään energiankulutukseen. Lämpöpumpun sähkönkulutus oli 342–356 MWh vuodessa riippuen kylmäaineesta, kun rakennuksen lämmitysenergiantarve oli 1 800 MWh. Eri kylmäainevalinnoilla eroa lämpöpumpun sähkönkulutuksessa oli siis noin 14 MWh vuoden aikana lämmityksen tuotossa. Fennovoiman omakustannehinta sähkölle on 50 €/MWh, joten rahallisesti kylmäaineiden tuottama eroavaisuus on noin 700 euroa. Ero ei sinällään ole kovin merkittävä, joten kylmäaineeksi valittiin R407C, sillä se on yleisemmin käytössä lämpöpumpuissa.

Lämpöpumpun käyttökustannuksia verrattiin voimalaitoksen sisäisen kaukolämpöpiirin käyttökustannuksiin, sillä rakennusten lämmitys on alun perin suunniteltu hoidettavan kaukolämmöllä. Lämpöpumpun sähkönkulutus oli noin 356 MWh vuodessa, joten käyttökustannukseksi tulee 17 800 euroa vuodessa. Kaukolämmön omakustannehinnalla käyttökustannukseksi tulee 10 800 euroa vuodessa. Tämän perusteella lämpöpumppaus voidaan todeta kannattamattomaksi.

Lämpimän käyttöveden tehon tarve oli 152 kW ja vuoden energiankulutus 64 MWh. Lämpimän käyttöveden lämpötilan tulee olla vähintään +55 °C. Lämpötilaero lämmönlähteen ja tuotettavan lämmön välillä on sen verran suuri, että lämpöpumpun COP-luku on 1,9. Korkeamman lämpötilatason vuoksi lämmin käyttövesi tulisi tuottaa lämpöpumpun erillistulistimen avulla tai kokonaan omalla lämpöpumpulla. Lämpimän käyttöveden tuottaminen lämpöpumpulla ei kuitenkaan ole kannattavaa, sillä sen tuottaminen kaukolämmöllä on paljon edullisempää.

Lämpöpumppauksen kannattavuuteen vaikuttaa nyt erityisen alhainen lämmitysenergian hinta. Tällaisessa sähköä päätuotteenaan tuottavassa voimalaitoksessa lämpöenergian hinta määräytyy aina laitoskohtaisesti. Jos lämpöpumppauksen kannattavuutta verrattaisiin suorasähkölämmitykseen olisi tilanne aivan toinen, sillä sähkön hinta on paljon korkeampi ja lisäksi sähköenergiaa säästyisi suoraan lämpöpumppauksella.

Koska jäähdytysvesi aiheuttaa ydinvoimalaitoksen käytönaikaisen isoimman ympäristökuorman, arvioidaan lämpöpumppauksella saavutettua lämpökuorman pienentämistä. Jäähdytysveden kokonaisvirtaama on $45 \text{ m}^3/\text{s}$ ja lämpöpumpun tarvitsema määrä on $0,04 \text{ m}^3/\text{s}$, kun lämmitysteho ja lämpimän käyttöveden teho lasketaan yhteen. Osuus on siis noin $0,09 \%$ kokonaisvirtaamasta. Lämpöpumpun tarvitsema teho on noin $1,1 \text{ MW}$, joka on noin $0,05 \%$ jäähdytysveden $2\,000 \text{ MW}$:n kokonaistehosta.

Ympäristökuorma ei pienene lämpöpumppauksella kovinkaan paljoa, mutta pienilläkin muutoksilla voidaan säästää ympäristöä. Tässä tapauksessa jäähdytysveden käyttö lämpöpumppauksella ei ole kannattavaa, joten jäähdytysveden hyödyntämiselle tarvittaisiin uusia ideoita ja käyttömahdollisuuksia.

LÄHTEET

Aho, Ilari – Laitinen, Ari 1989. Absorptiolämpöpumppu öljylämmitysjärjestelmis-
sä. Tiedotteita. Espoo: Valtion teknillinen tutkimuskeskus.

Aittomäki, Antero – Aalto, Esa – Alijoki, Tapio – Hakala, Pertti – Hirvelä, Aulis –
Kaappola, Esko – Mentula, Jukka – Seinelä, Altti 2012. Kylmäteknikka. 4.
painos. Porvoo: Bookwell Oy.

Seawater temperature at Hanhikivi. Research report. Sisäinen dokumentti.
Fennovoima Oy.

Ampuja, Annika. Ydinasiaa. Fissio ja fuusio. Saatavissa:
<http://ydinasiaa.fi/ionisoiva-sateily/fissio-ja-fuusio/>. Hakupäivä: 17.1.2017.

Coolpack Version 1.50 2012. IPU & Department of Mechanical Engineering
Technical University of Denmark.

D1 2007. Kiinteistöjen vesi- ja viemärlaitteistot. Määräykset ja ohjeet 2007. D1
Suomen rakentamismääräyskokoelma. Helsinki: Ympäristöministeriö, Asunto-
ja rakennusosasto. Saatavissa:
http://www.finlex.fi/data/normit/28208/D1_2007.pdf. Hakupäivä: 6.3.2017.

D3 2012. Rakennusten energiatehokkuus. Määräykset ja ohjeet 2012. D3 Suo-
men rakentamismääräyskokoelma. Helsinki: Ympäristöministeriö, Rakennetun
ympäristön osasto. Saatavissa: [http://www.finlex.fi/data/normit/37188/D3-
2012_Suomi.pdf](http://www.finlex.fi/data/normit/37188/D3-2012_Suomi.pdf). Hakupäivä: 6.3.2017.

D5 2012. Rakennuksen energiankulutuksen ja lämmitystehontarpeen laskenta.
Ohjeet 2012. D5 Suomen rakentamismääräyskokoelma. Helsinki: Ympäristömi-
nisteriö, Rakennetun ympäristön osasto. Saatavissa:
www.ym.fi/download/noname/%7B8C5C3B41-E127-4889-95B0.../40468.
Hakupäivä: 6.3.2017.

Eerola, M. 2017. Building service systems engineer, Fennovoima Oy.
Opinnäytetyö. Sähköpostikeskustelu. Vastaanottaja: Emma Yliniemi. 15.3.2017.

Fennovoiman hanke. Voimaosakeyhtiö SF. Saatavissa:
<http://www.voimaosakeyhtio.fi/fennovoima/>. Hakupäivä: 24.1.2017.

Hakala, Pertti – Kaappola, Esko 2013. Kylmälaitosten suunnittelu. 3. tarkistettu painos. Tampere: Juvenes Print – Suomen Yliopistopaino Oy

Hanhikivi 1 -hankkeen aikataulu. 2016. Fennovoima Oy. Saatavissa:
<http://www.fennovoima.fi/hanhikivi-1/aikataulu>. Hakupäivä: 16.1.2017.

Huhtinen, Markku – Korhonen, Risto – Pimiä, Tuomo – Urpalainen, Samu 2011.
Voimalaitostekniikka. Tampere: Juvenes Print.

Hyvä tietää ydinvoimasta. 2009. Energiateollisuus ry. Saatavissa:
http://energia.fi/files/277/ht_ydinvoimasta.pdf. Hakupäivä: 17.1.2017.

Ilmanvaihdon lämmöntalteenotto lämpöhäviöiden tasauskaskennassa. 2003.
Ympäristöministeriön moniste 122. Helsinki: Ympäristöministeriö, Asunto- ja rakennusosasto. Saatavissa:
http://www.laskentapalvelut.fi/maaraykset/YM_opas_122.pdf. Hakupäivä: 6.3.2017.

Inkinen, Pentti – Manninen, Reijo – Tuohi, Jukka 2003. Momentti 2, Insinööriyksiikka. Keuruu: Otavan kirjapaino Oy.

K15 1998. Tilausteho ja -vesivirta. Määritys ja tarkistaminen. Suomen kaukolämpö ry. Saatavissa: <http://docplayer.fi/3804437-Tilausteho-ja-vesivirta-maaritys-ja-tarkistaminen.html>. Hakupäivä: 7.3.2017.

Kaukolämmön hintavertailu. 2017. Oulun energia. Saatavissa:
<https://www.ouluenergia.fi/tuotteet-ja-palvelut/lampoa-kotiin/kaukolampohinnasto/kaukolammon-energia-ja-perusmaksut/kaukolammon-hintavertailu>. Hakupäivä: 4.4.2017.

Koskelainen, Lasse – Saarela, Lauri – Sipilä, Kari 2006. Kaukolämmön käsikirja. Helsinki: Energiateollisuus ry Kaukolämpö.

Korkiakoski, Lari 2015. Hanhikivi 1 –ydinvoimalan jäähdytysveden hyödyntämismahdollisuudet. Oulu: Oulun seudun ammattikorkeakoulu, kone- ja tuotantotekniikan koulutusohjelma. Opinnäytetyö. Saatavissa: <https://publications.theseus.fi/bitstream/handle/10024/100117/Korkiakoski%20Lari.pdf?sequence=1>. Hakupäivä: 26.1.2017.

Katri Valan lämpöpumppulaitos. Helen Oy. Video. Saatavissa: <https://www.helen.fi/helen-oy/tietoa-yrityksesta/energiantuotanto/voimalaitokset/katri-vala/>. Hakupäivä: 25.1.2017.

Lumela, J. 2017. Projektipäällikkö, Fennovoima Oy. Opinnäytetyö – kannattavuuslaskut. Sähköpostikeskustelu. Vastaanottaja: Emma Yliniemi. 4.4.2017.

Lämpökaivo – Maalämmön hyödyntäminen pientaloissa. 2009. SYKE. Ympäristöopas. Saatavissa: https://helda.helsinki.fi/bitstream/handle/10138/38833/YO_2009_Lampokaivo_26_4_2011.pdf?sequence=1. Hakupäivä: 25.1.2017.

Maaskola, Ilkka – Kataikko, Matti 2014. Ylijäämälämmön taloudellinen hyödyntäminen. Lämpöpumppu- ORC-sovellukset. Helsinki: Motiva. Saatavissa: http://www.motiva.fi/files/10217/Ylijaamalammon_taloudellinen_hyodyntaminen_Lampopumppu- ja_ORC-sovellukset.pdf. Hakupäivä: 27.1.2017

Moran, J. Michael – Shapiro, N. Howard – Boettner, D. Daisy – Bailey, B. Margaret 2012. Principles of engineering thermodynamics. 7th edition. Aasia: John Wiley & Sons, Inc.

Niskala, M 2017. Lehtori, Oulun ammattikorkeakoulu Oy. Lämpöpumppulaskenta ja alkuarvot. Keskustelu. 15.2.2017.

Nuclear power in Russia. Päivitetty 2017. World nuclear association. Saatavissa: <http://www.world-nuclear.org/information-library/country-profiles/countries-o-s/russia-nuclear-power.aspx>. Hakupäivä: 23.1.2017.

Partanen, T 2017. Turbiiniosaston päällikkö, Fennovoima Oy. Tietoa varasto- ja työpajarakennuksesta. Sähköpostiviesti. Vastaanottaja: Emma Yliniemi. 26.1.2017.

Porkka, A 2017. Myyntipäällikkö, Calefa Oy. Tarjouspyyntö lämpöpumpuista. Puhelinkeskustelu. 28.3.2017.

Rosatomin AES-2006 –ydinvoimalaitos. Fennovoima Oy. Saatavissa: <http://www.fennovoima.fi/hanhikivi-1/ydinvoimalan-rakentaminen/laitosmalli>. Hakupäivä: 26.1.2017.

Sadeharju, Katri 2014. Maakaasukäyttöisten polttomoottorivoimalaitosten pakokaasujen lämmöntalteenotto. Tampere: Tampereen Teknillinen Yliopisto, Ympäristö- ja energiatekniikan koulutusohjelma. Diplomityö. Saatavissa: <http://docplayer.fi/4051102-Katri-sadeharju-maakaasukayttoisten-polttomoottorivoimalaitos-ten-pakokaasujen-lammontalteenotto-diplomityo.html>. Hakupäivä: 8.2.2017.

Selvitys: Fortumin ydinkaukolämpö kustannustehokkain vaihtoehto alentaa pääkaupunkiseudun päästöjä vuonna 2020-2080. 2010. Fortum Oyj. Lehdistötiedote. Saatavissa: <http://www.fortum.com/fi/media/pages/selvitys-fortumin-ydinkaukolampo-kustannustehokkain-vaihtoehto-alentaa-paakaupunkiseudun-paastoja-vuosina-2020-2080.aspx>. Hakupäivä: 23.1.2017.

Sipilä, Kari – Kirjavainen, Miikka - Ritola, Jouko – Kivikoski, Harri 2001. Liikenne- ja yleisten alueiden sulanapitojärjestelmät. Kesäkeliprojekti. Espoo: Valtion teknillinen tutkimuskeskus. Saatavissa: <http://www.vtt.fi/inf/pdf/tiedotteet/2001/T2113.pdf>. Hakupäivä: 8.2.2017.

Suuret lämpöpumput kaukolämpöjärjestelmässä. 2016. Valor partners Oy. Loppuraportti. Energiateollisuus. Saatavissa:

http://energia.fi/files/993/Suuret_lampopumput_kaukolampojarjestelmassa_Lop_puraportti_290816_paivitetty.pdf. Hakupäivä: 24.1.17.

Korjaamon ja varastorakennuksen järjestelmäkuvaus. 2015. Sisäinen dokumentti. Fennovoima Oy

VVER tänään: Kehitys – suunnittelu – turvallisuus. 2015. Rosatom overseas. Esite. Saatavissa: https://issuu.com/fennovoima/docs/vver_t_n_n_-_esite_suomi. Hakupäivä: 16.1.2017.

Ydinvoimalan toiminta. Fennovoima Oy. Saatavissa: <http://www.fennovoima.fi/fennovoima/ydinvoima/ydinvoimalan-toiminta>. Hakupäivä: 16.1.2017.

Ydinvoimalaitoksen ja sen varaenergiatuotannon ympäristölupahakemus. 2014. Fennovoima Oy. Päivitetty 1.12.2015. Saatavissa: https://tietopalvelu.ahp.fi/Lupa/Lisatiedot.aspx?Asia_ID=939836. Hakupäivä: 12.1.2017.

Ydinvoimalaitoksen ympäristövaikutusten arviointiselostus. 2014. Fennovoima Oy. Saatavissa: http://www.fennovoima.fi/userData/fennovoima/doc/yva/yva2013/YVA_selostus_2014_FI_low.pdf. Hakupäivä: 23.1.2017.

Welch, Terry 2009. Module 2: Refrigeration – inside the box. Saatavissa: <http://www.cibsejournal.com/cpd/modules/2009-03/>. Hakupäivä: 9.2.2017.