



TAMPEREEN TEKNILLINEN YLIOPISTO  
TAMPERE UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

**MARKUS LAINE**  
**ILMASTOINNIN VESIKIERTOISEN JÄÄHDYTYSJÄRJESTELMÄN**  
**OPTIMOINTI**

Diplomityö

Tarkastaja: dosentti Hannu Ahlstedt  
Tarkastaja ja aihe hyväksytty  
Luonnontieteiden tiedekuntaneuvoston kokouksessa 13. tammikuuta  
2016

## TIIVISTELMÄ

TAMPEREEN TEKNILLINEN YLIOPISTO

Ympäristö- ja energiatekniikan koulutusohjelma

**LAINE, MARKUS:** Ilmastoinnin vesikiertoisen jäähdytysjärjestelmän optimointi

Diplomityö, 85 sivua, 8 liitesivua

Tammikuu 2016

Pääaine: Energiatehokkuus

Tarkastaja: dosentti Hannu Ahlstedt

Avainsanat: Ilmanvaihto, ilmastointi, jäähdytys, ilma-vesijärjestelmät, vedenjäähdytyskone, puhallinkonvektori, jäähdytyspatteri

Diplomityön tavoitteena oli tutkia välillisellä periaatteella toimivan ilmastoinnin vesikiertoisen jäähdytysjärjestelmän kustannusoptimaalista mitoitusastetta. Tarkasteltavassa järjestelmässä kylmäenergian tuotantoon käytetään vesilauhdutteista vedenjäähdytyskoneita, jonka lauhdutus toteutetaan välillisesti vesi-glykolipiirillä. Koneella jäähdytetty vesi jaetaan putkiverkostolla sitä käyttäville puhallinkonvektoreille, aktiivisille jäähdytyspalkeille ja tuloilman jäähdytyspattereille.

Työssä optimoinnin kohteena olivat erityisesti jäähdytyslaitteiden mitoitusasteeseen käytettävät jäähdytysvesiverkoston lämpötilat. Veden lämpötilojen noustessa vedenjäähdytyskoneen kylmäkerroin paranee, minkä takia järjestelmän energiakulut pienenevät. Samalla kuitenkin yksittäisten jäähdytyslaitteiden teho laskee, mikä edellyttää investointia suurempaan laitemäärään. Työn tavoitteena oli tarkastella näiden kustannusvaihteluiden yhteisvaikutusta. Kustannuslaskelmat tehtiin 20 vuoden käyttöjaksolle. Yksittäisten laitteiden suorituskyky- ja tehotietoina käytettiin valmistajien mitoitusohjelmista saatua dataa.

Työn tuloksista selvisi, että jäähdytysjärjestelmien mitoituksessa perinteisesti käytetyt +7/+12 °C (meno/paluu) jäähdytysveden lämpötilat ovat edelleen useisiin käyttötarkoituksiin hyvä vaihtoehto. Suomalaisessa ilmastossa ilmastoinnin jäähdytysjärjestelmän vuosittainen käyttöaika jää lyhyeksi, minkä takia erityisesti puhallinkonvektorijärjestelmissä lämpötilojen korottamisesta aiheutuva investointikustannuksen kasvu on saavutettua sähköenergiänsäästöä suurempi. Optimaaliset mitoituslämpötilat vaihtelevat kuitenkin järjestelmään kytkettyjen jäähdytyslaitetyyppien sekä niiden tehontarpeiden välisten suhteiden ja käyttöaikojen mukaan. Verkoston lämpötiloja kannattaa korottaa erityisesti silloin, jos rakennuksen jäähdytystarve katetaan lähes kokonaan tuloilman jäähdytyspatterilla tai jäähdytyspalkein. Tuloilman jäähdytykseen voidaan käyttää esimerkiksi jäähdytysveden lämpötiloja +9/+14 °C.

## ABSTRACT

TAMPERE UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

Master's Degree Programme in Environmental and Energy Technology

**LAINE, MARKUS:** Optimization of water-cooled air conditioning system.

Master of Science Thesis, 85 pages, 8 Appendix pages

January 2016

Major: Energy performance

Examiner: Adjunct Professor Hannu Ahlstedt

Keywords: Ventilation, air conditioning, cooling, air-water systems, chiller, fan coil, cooling coil

The main objective of this master's thesis was to investigate the most cost-effective design criteria for a certain type indirect air-conditioning cooling system. The analyzed system uses a liquid-cooled compression chiller, which uses an external dry cooler and an indirect water-ethylene glycol -loop for the condenser heat transfer. Chilled water is supplied via piping system from the chiller to the fan coils, active chilled beams and ventilation cooling coils.

The mainly analyzed design criteria were the optimal chilled water supply and return temperatures, which are used for the dimensioning of the single cooling devices. The increase of these temperatures also increases the energy efficiency ratio of the chiller, therefore decreasing the annual energy need of the system. However, the temperature increase also lowers the cooling power of the single cooling devices. This leads to a need of a bigger amount of devices, and a greater investment cost. This thesis analyses the total cost effects caused by these two factors. Calculations were made for a 20-year system usage time. The performance data for the single system components was taken from the selection software provided by the manufacturers.

The main conclusion was that the traditionally used water temperatures +7/+12 °C (supply/return) are a good choice for the majority of applications. In the cold Nordic climate the annual usage time of the air-conditioning cooling system is short. This leads to the investment cost playing a significant role in the total life-cycle cost of the system. However, the optimal water temperatures change by the type of the cooling devices in the system, their annual usage time and power demands. The temperature increase can pay off, if the cooling need is almost completely covered by the ventilation cooling coils and chilled beams. For the cooling coils temperatures +9/+14 °C can be used, for example.

## ALKUSANAT

Tämä diplomityö on tehty Insinööritoimisto AX LVI:n tarjoamasta aiheesta syksyn 2015 aikana. Haluan kiittää AX-LVI:stä työtä ohjanneita DI Jani Kiantaa sekä DI Sasu Karkiaista mielenkiintoisesta aiheesta, asiantuntevasta opastuksesta ja kommentteista työn teon aikana. Kiitokset myös AX-LVI:n muulle henkilökunnalle avusta ja neuvoista.

Haluan kiittää työn tarkastajaa dosentti Hannu Ahlstedtia työn tarkastamisesta, neuvoista sekä ohjeista tekoprosessin aikana.

Lopuksi haluan kiittää perhettäni sekä opiskelutovereita tuesta ja kannustuksesta koko opiskelu-urani aikana.

Tampereella 18.1.2016

Markus Laine

## SISÄLLYS

1 Johdanto.....	1
1.1 Taustaa.....	1
1.2 Työn tavoite.....	2
2 Teoria.....	3
2.1 Sisäilmaston vaatimukset .....	3
2.1.1 Lämpötila.....	3
2.1.2 Lämpöviihtyvyys .....	4
2.2 Jäähdytystarpeen muodostuminen.....	5
2.2.1 Lämpökuormat .....	5
2.2.2 Jäähdytystarpeen laskenta .....	7
2.3 Kosteaa ilma .....	8
2.4 Lämmönsiirto .....	9
2.4.1 Lämmönsiirron perusteita.....	10
2.4.2 Kondensoituminen.....	12
2.4.3 Märän pinnan lämmönsiirto .....	13
2.5 Ilman jäähdytysprosessit .....	14
2.5.1 Tuntuva jäähdytysteho.....	15
2.5.2 Latentti- ja kokonaisjäähdytysteho.....	16
2.6 Vedenjäähdytyskoneet.....	18
2.6.1 Kylmäkertoimet .....	21
2.6.2 Koneikkotyypit .....	23
2.6.3 Nesteenjäähdytin .....	25
2.7 Jäähdytysputkien mitoitus .....	26
2.7.1 Paine- ja lämpöhäviöt .....	26
2.7.2 Putkikoon valinta.....	27
2.7.3 Pumppausteho.....	28
2.8 Vapaa jäähdytys .....	29
2.9 Jäähdytyslaitteet .....	30
2.9.1 Tuloilman jäähdytyspatteri.....	30
2.9.2 Jäähdytyspalkit .....	32
2.9.3 Puhallinkonvektorit .....	34
3 Tarkastettava järjestelmä .....	37
4 Järjestelmäkomponenttien suorituskykytarkastelu .....	42
4.1 Vedenjäähdytyskoneen hyötysuhde .....	42
4.1.1 Kierukkakompressorikone.....	42
4.1.2 Ruuvikompressorikone.....	44
4.2 Jäähdytys tuloilmapatterilla.....	46
4.3 Jäähdytys puhallinkonvektoreilla .....	51
4.4 Jäähdytys jäähdytyspalkeilla .....	54
4.5 Jäähdytys vapaa jäähdytyksellä.....	55

5 Kannattavuuslaskelmat .....	57
5.1 Käytetty investointilaskentamenetelmä.....	57
5.1.1 Nykyarvomenetelmä.....	57
5.1.2 Sähköenergiankulutuksen arviointiperiaate.....	58
5.2 Puhallinkonvektorien lämpötilaoptimointi.....	60
5.2.1 Konvektoriverkon hinnan arviointi .....	60
5.2.2 Laskentatulokset, comfort-jäähdytys.....	63
5.2.3 Laskentatulokset, jatkuva kuormitus .....	67
5.2.4 Herkkyystarkastelu .....	71
5.2.5 Tulosten tarkastelua.....	73
5.3 Tuloilmapatteri lämpötilaoptimointi .....	75
5.3.1 Kanavapuhaltimen energiankulutuksen arviointi .....	75
5.3.2 Tuloilmapatterin energiankulutuksen arviointi .....	76
5.3.3 Laskentatulokset, tuloilman jäähdytys .....	77
5.3.4 Tulosten tarkastelua.....	79
6 Johtopäätökset.....	80
6.1 Mitoituslämpötilojen valinta .....	80
6.2 Muut havainnot.....	81
Lähteet.....	83
Liite A: Laskentatulokset .....	86

## TERMIT JA NIIDEN MÄÄRITELMÄT

Absoluuttinen kosteus	Kostean ilman sisältämän vesihöyryn massan suhde kuivan ilman massaan, kg/kg.
Astetunti	Annetun raja-arvolämpötilan ylittävän lämpötilan erotus annetusta raja-arvosta, kerrottuna ylityksen kestolla.
Comfort-jäähdytys	Ensisijaisesti rakennuksen käyttäjien viihtyisyyden ja tuotavuuden parantamiseksi toteutettu jäähdytysjärjestelmä.
Höyrystymislämpötila	Lämpötila, jossa kylmäaine höyrystyy nesteestä kaasuksi.
Kastepistelämpötila	Lämpötila, jossa ilmassa oleva kosteus alkaa tiivistyä vedeksi.
Konvektiivinen lämmönsiirto	Lämmön siirtymistä virtaavan aineen eli fluidin mukana. Luonnollisessa konvektiossa virtaus syntyy lämpötilaerojen vaikutuksesta, pakotetussa konvektiossa koneellisesti.
Kylmäkerroin	Kylmäkoneesta saadun jäähdytystehon ja siihen käytetyn sähkötehon välinen suhde.
Latentti jäähdytysteho	Teho, jolla prosessi poistaa kosteutta jäähdytettävästä ilmastasta. Voidaan kutsua myös ilmankuivaustehoksi.
Latentti lämpökuorma	Kosteuslähde, joka kasvattaa sisäilman absoluuttista kosteutta.
Lauhtumislämpötila	Lämpötila, jossa kylmäaine tiivistyy höyrystä nesteeksi.
SFP-luku	Luku kuvaa kuinka paljon sähkötehoa ilmanvaihtojärjestelmä tarvitsee yhden ilmakuution siirtämiseen sekunnissa.
SHR	Ilman jäähdytysprosessin tuntuvan jäähdytystehon osuus sen kokonaisjäähdytystehosta. Lisäksi tuntuvan lämpökuorman osuus tilan kokonaislämpökuormasta.
Suhteellinen kosteus	Ilman vesihöyryn osapaineen ja vastaavan lämpötilan vesihöyryn kyllästymispaineen suhde.
Tuntuva jäähdytysteho	Teho, jolla prosessi poistaa lämpöä jäähdytettävästä ilmasta ilman absoluuttisen kosteuden pysyessä vakiona.
Tuntuva lämpökuorma	Lämmönlähde, joka nostaa sisäilman lämpötilaa, mutta ei lisää sen absoluuttista kosteutta.

## KÄYTETYT MERKINNÄT

$A$	pinta-ala, $m^2$
$A$	lämmönsiirtimen asteisuus, K
$c_p$	ominaislämpökapasiteetti vakiopaineessa, $\text{kJ/kgK}$
$C_n$	nykyarvo, €
$d_s$	sisähalkaisija, m
$d_u$	ulkohalkaisija, m
$d$	pinnan paksuus, m
$E$	sähköenergia, kWh
$h$	entalpia, $\text{kJ/kg}$
$i$	laskentakorkokanta, %
$K$	hankintakustannus, €
$l$	pituus, m
$l_h$	höyrystymislämpö, $\text{kJ/kg}$
$\dot{m}$	massavirta, $\text{kg/s}$
$P$	sähköteho, kW
$p$	paine, Pa
$Q_{lk}$	lämpökuorma, W
$Q_j$	jäähdytysteho, W
$q$	ominaislämpöhäviö, $\text{W/m}$
$R$	lämpövastus, $\text{K/W}$
$t$	lämpötila, $^{\circ}\text{C}$
$T$	lämpötila, K
$U$	lämmönläpäisykerroin, $\text{W/m}^2 \text{K}$
$\dot{V}$	tilavuusvirta, $\text{m}^3/\text{s}$
$v$	nopeus, $\text{m/s}$
$x$	absoluuttinen kosteus, $\text{kg/kg}$
$\alpha_k$	konvektiivinen lämmönsiirtokerroin, $\text{W/m}^2 \text{K}$
$\Delta$	muutos
$\varepsilon$	kylmäkerroin
$\zeta$	kertavastus
$\eta$	hyötysuhde
$\lambda$	lämmönjohtavuus, $\text{W/Km}$
$\xi$	kitkakerroin
$\rho$	tiheys, $\text{kg/m}^3$
$\sigma$	aineensiirtokerroin, $\text{kg/sm}^2$
$\tau$	aika, h



# 1 JOHDANTO

## 1.1 Taustaa

Ilmastoinnin jäähdytysjärjestelmät ovat viime vuosikymmeninä lisääntyneet suomalaisessa rakentamisessa voimakkaasti. Kasvuun ovat vaikuttaneet useat tekijät, kuten suurentuneet ikkunapinnat, kasvaneet laitteistokuormat sekä sisäilmaston yleisen vaatimustason nousu. Toimitilarakentamisen yhteydessä voidaan puhua jo poikkeuksetta toteuttavasta järjestelmäkokonaisuudesta. Jäähdytysjärjestelmän tärkeimpänä tehtävänä on tuottaa rakennuksen sisätiloihin sellaiset lämpöolot, että rakennusta voidaan käyttää sille suunnitellussa käyttötarkoituksessa turvallisesti, tuottavasti ja miellyttävästi. Ensisijaisesti rakennuksen käyttäjien lämpöviihtyvyyden varmistamiseen käytettyä ilmastoinnin jäähdytysjärjestelmää voidaan kutsua myös comfort-jäähdytysjärjestelmäksi.

Rakentamisen energiatehokkuusvaatimukset ovat jatkuvasti kiristyneet ja sama kehitys tulee jatkumaan myös tulevaisuudessa. Tähän vaikuttaa erityisesti Euroopan unionissa hyväksytty rakennusten energiatehokkuusdirektiivi, jonka mukaan vuonna 2020 kaikkien uusien rakennusten tulee olla lähes nollaenergiarakennuksia. [1] Jäähdytysjärjestelmien osuus rakennusten kokonaisenergiankulutuksesta kasvaa, kun muiden järjestelmien energiatehokkuus paranee. Jäähdytyksen energiatehokkuuden kehittämiseksi tärkeitä tekijöitä ovat esimerkiksi tarkoituksenmukainen järjestelmän suunnittelu ja mitoitus, vapaajäähdytyksen käyttö ja kylmäkoneiden lauhdelämpöjen hyödyntäminen.

Ilmastoinnin jäähdytysjärjestelmä voidaan toteuttaa useilla eri periaatteilla. Järjestelmätyyppien jako tehdään tyypillisesti keskitettyihin ja hajautettuihin sekä suoriin ja välillisiin järjestelmiin. Keskitetyssä järjestelmässä jäähdytysenergia tuotetaan suurelle rakennuksen käyttöalueelle yhteisellä jäähdytyskoneella, kun taas hajautetussa järjestelmässä tilojen jäähdytyslaitteet toimivat itsenäisesti eri huonetiloissa. Suorassa jäähdytysjärjestelmässä jäähdytettävän ilman viilennykseen käytetään suoraa ilmaa ja kylmäaineen välistä lämmönsiirtoa eli kylmäprosessin höyrystintä. Välillisissä järjestelmissä taas jäähdytysenergia siirretään jäähdytyskoneen höyrystimeltä ilmaa jäähdyttävälle laitteille väliainetta käyttäen. Tyypillisin välillisen järjestelmän lämmönsiirtoaine on vesi. [2]

Lähes kaikki keskikokoisiin ja suuriin rakennuskohteisiin toteutettavat ilmastoinnin jäähdytysjärjestelmät ovat tyypiltään keskitettyjä, välillisiä järjestelmiä. Jäähdytysenergian tuotanto hoidetaan rakennuksen teknisissä tiloissa joko kylmäprosessia hyödyntävällä vedenjäähdytyskoneella tai kaukojäähdytysverkkoon kytketyllä levylämmönsiirtimellä. Varsinaisesta rakennuksen sisäilman jäähdyttämisestä huolehtivat erilliset laitteet, kuten tuloilman jäähdytyspatterit, puhallinkonvektorit ja jäähdytyspalkit. Nämä laitteet kytketään jäähdytysenergian jakelua hoitavaan, yhteiseen jäähdytysvesiverkostoon.

Välillisesti toteutettujen ilmastoinnin jäähdytysjärjestelmien suunnittelun ja mitoituksen käytännöt ovat Suomessa hyvin vakiintuneet. Jäähdytysvesiverkostoon lähtevän veden mitoituslämpötilana käytetään +7 °C:ta ja paluuvedelle +12 °C:ta. Vedenjäähdytyskoneet, puhallinkonvektorit ja tuloilman jäähdytyspatterit mitoitetaan näille lämpötiloille. Lämpötilat +7/+12 °C mainitaan myös useimmissa alan oppikirjoissa: *Sisäilmasto ja ilmastointijärjestelmät* [3], *Ilmastointilaitoksen mitoitus* [4], *Kylmätekniikka* [2] ja *Kylmälaitoksen suunnittelu* [5]. Lisäksi ne toimivat laitevalmistajien antamien suorituskykytietojen lähtökohtana. Toinen esimerkki vakiintuneista suunnittelukäytännöistä ovat vedenjäähdytyskoneen välillisen lauhdutuskierroksiin mitoitusslämpötilat +36/+42 °C.

## 1.2 Työn tavoite

Tämän diplomityön tavoitteena on tarkastella välillisen ilmastoinnin jäähdytysjärjestelmän kokonaiskustannuksiltaan optimaalista mitoitusastetta. Erityisesti tavoitteena on tutkia sitä, ovatko jäähdytysveden lämpötilatasot +7/+12 °C välttämättä optimaalisia suomalaisiin ilmasto-olosuhteisiin. Korkeammat veden lämpötilat parantaisivat järjestelmän energiatehokkuutta, koska käytetty jäähdytysenergia tuotettaisiin vedenjäähdytyskoneella paremmalla kylmäkertoimella. Toisaalta yksittäisten jäähdytyslaitteiden teho laskisi niissä kiertävän veden lämpötilojen noustessa. Tästä syystä jäähdytyslaitteita on hankittava korkeammilla vedenlämpötiloilla toimivaan järjestelmään aiempaa enemmän. Tämä aiheuttaa tarpeen kokonaiskustannustarkastelun tekemiseen.

Kustannustarkasteluissa on otettava huomioon sekä järjestelmän investointikustannus että järjestelmän vuosittaiset energiakulut. Työn tavoitteena on kehittää sellainen laskentamalli, jolla voidaan huomioida näiden kustannustekijöiden yhteisvaikutus ja valita kokonaiskustannuksiltaan edullisin vaihtoehto. Tarkastelun lähestymistapaa joudutaan muuttamaan hieman tarkasteltavasta jäähdytysjärjestelmän osasta riippuen. Laitekohtaisina suorituskykytietoina käytetään laitevalmistajien valinta- ja mitoitusohjelmista saatavia tietoja.

Tarkasteltavassa järjestelmässä jäähdytysenergian tuotantoon käytetään kahta eri vedenjäähdytyskonevaihtoehtoa, joita molempia lauhdutetaan erillisellä nestejäähdyttimellä. Jäähdytysveden jakeluverkostoon on kytketty ilmaa jäähdyttävä tuloilman jäähdytyspatteri, puhallinkonvektoreita sekä aktiivisia jäähdytyspalkkeja. Järjestelmää ei ole kohdennettu tiettyyn rakennuskohteeseen, vaan sitä käsitellään matemaattisena mallina.

Työn tavoitteena on löytää uudet suositukset jäähdytysjärjestelmän vesiverkoston mitoituslämpötiloista. Lisäksi sivutaan joitain välillisten jäähdytysjärjestelmien suunnitteluun läheisesti liittyviä aiheita kuten vapaajäähdytystä. Voimakkaasti Suomen kaupunkiseuduilla yleistymässä olevaa kaukojäähdytystä ei tässä työssä varsinaisesti käsitellä, mutta aiheita sivutaan esimerkiksi luvun 4 jäähdytyslaitteiden mitoituksen ja luvun 6 johtopäätösten yhteydessä.

## 2 TEORIA

### 2.1 Sisäilmaston vaatimukset

Sisäilmastolla tarkoitetaan ihmisen terveyteen ja viihtyvyyteen rakennuksessa vaikuttavia fysikaalisia, kemiallisia ja mikrobiologisia tekijöitä. Perinteisesti nämä tekijät on jaoteltu lämpöoloihin ja sisäilman laatuun. Myöhemmin on otettu käyttöön myös sisätilan viihtyvyystekijät laajemmin kattava termi, sisäympäristö. Sisäympäristöön vaikuttavat viihtyvyystekijät kattavat sisäilman ohella esimerkiksi tilan valaistustekniset ja akustiset ominaisuudet. [3]

#### 2.1.1 Lämpötila

Suomen rakentamismääräyskokoelman osan D2 mukaan rakennus on suunniteltava ja rakennettava siten, että oleskeluvyöhykkeen viihtyisä huonelämpötila voidaan ylläpitää rakennuksen käyttöaikana niin, ettei energiaa kuitenkaan käytetä tarpeettomasti. Optimaalinen huonelämpötila vaihtelee tiloissa tehtävän toiminnan ja ulkolämpötilan perusteella. [6]

Suomen rakentamismääräyskokoelman osa D3 määrittää eri rakennustyypeille kesäaikaiset sisälämpötilan jäähdytysrajat. Asuinrakennuksia lukuun ottamatta kaikille rakennustyypeille tämä jäähdytysraja on 25 °C. Sisäilman lämpötilalle sallitaan tästä enintään 150 astetunnin vuosittainen poikkeama aikavälillä 1.6.-31.8.. Asetunnilla tarkoitetaan rakennuksen hetkellisen huonelämpötilan ja jäähdytysrajan välistä erotusta kerrottuna ylityksen kestolla. 26 asteen sisälämpötila tunnin ajan vastaa siis yhtä astetuntia. Koneellisesti jäähdytetyissä rakennuksissa kesäajan huonelämpötilan pysyvyys on osoitettava laskennallisesti jo rakennuslupavaiheessa käyttäen tarkoitukseen kehitettyä dynaamista laskentatyökalua. [7]

Rakentamismääräyskokoelman lisäksi sisäilman lämpötilalle esitetään tavoitearvoja sisäilmastoluokituksessa. Luokitus on yleisesti käytössä toimitilarakennusten sisäilmaston tavoitteiden asettamisessa. Taulukossa 2.1 on listattu sisäilmastoluokituksen vaatimukset rakennuksen sisälämpötilalle eri ulkolämpötiloissa  $t_u$  [°C]. Arvot on annettu tavanomaisille työ- ja asuinrakennuksille.

**Taulukko 2.1.** Sisäilmastoluokituksen vaatimukset sisätilojen operatiiviselle lämpötilalle. [8, s. 5]

	S1	S2	S3
Operatiivinen lämpötila $t_{op}$ [°C]			
$t_u \leq 10$ °C	21,5*	21,5	21
$10 < t_u \leq 20$ °C	$21,5 + 0,3 \times (t_u - 10)^*$	$21,5 + 0,3 \times (t_u - 10)$	$21 + 0,4 \times (t_u - 10)$
$t_u > 20$ °C	24,5*	24,5	25
Sallittu poikkeama tavoitearvosta [°C]	$\pm 0,5$	$\pm 1,0$	$\pm 1,0$
Operatiivisen lämpötilan enimmäisarvo [°C]	$t_{op} + 1,5$	$t_u \leq 10$ °C: $t_{op} + 1,5$ $10 < t_u \leq 20$ °C: $23 + 0,4 \times (t_u - 10)$ $t_u > 20$ °C: 27	$t_u \leq 15$ °C: 25 $t_u > 15$ °C: $t_{umax} + 5$
Operatiivisen lämpötilan vähimmäisarvo [°C]	20	20	18
Olosuhteiden pysyvyys [% käyttäjistä]			
• toimi- ja opetustilat	95 %	90 %	–
• asunnot	90 %	80 %	–

\* S1-luokassa operatiivisen lämpötilan on oltava tila/huoneistokohtaisesti aseteltavissa välillä  $t_{op} \pm 1,5$  °C. Jos samassa huoneessa on useita henkilöitä, käytetään lämpötilan tavoitetasona taulukossa esitettyjä tavoitearvoja.

Erityisesti toimistorakennuksissa sisätilojen lämpötilaa kannattaa tarkastella määräysten ohella myös tilassa tehtävän työn tuottavuuden näkökulmasta. Sopiva sisälämpötila vaikuttaa tehtyjen tutkimusten perusteella positiivisesti työntekijöiden tuottavuuteen. Tämä on merkittävimpiä syitä miksi tilojen jäähdytykseen ollaan valmiita panostamaan myös taloudellisesti, sillä investointi maksaa itsensä takaisin parantuneena viihtyvyytenä ja työn tuottavuutena. Korkeissa lämpötiloissa työteho laskee noin 2 % lämpöastetta kohden, jos lämpötila ylittää 25 °C. Talviaikana työntekijöiden vaatetus on runsaampaa, minkä takia suorituskyky alkaa laskea jo lämpötilan ylittäessä 21 °C. Työn tuottavuuden ja sisäympäristön välisiä yhteyksiä on tutkittu Suomessa erityisesti Teknillisen korkeakoulun johtamassa *Tuottava toimisto 2005* -tutkimushankkeessa. [3]

### 2.1.2 Lämpöviihtyvyys

Ihmisten lämpöviihtyvyyteen sisäympäristöissä vaikuttavat lämpötilan ohella myös useat muut tekijät. Lämpöviihtyvyystekijöiden yhteisvaikutus on ollut pitkään akateemisen tutkimuksen kohteena. Tehtyjen tutkimusten tuloksina on laadittu erilaisia lämpöolomalleja, joilla voidaan ennustaa tilojen käyttäjien tyytyväisyyttä sisätilojen lämpöoloihin. Laajimmin näistä malleista on käytössä professori Ole Fangerin tutkimuksiin perustuva PMV-malli, joka on kuvattu standardissa SFS-EN ISO 7730. PMV-malli perustuu kuuteen lämpöviihtyvyyttä määrittävään suureeseen:

- aineenvaihdunnan energiantuotto
- vaatetuksen lämmöneristävyys
- sisäilman lämpötila
- sisäilman suhteellinen kosteus
- ympäristön keskimääräinen säteilylämpötila
- ilman liikenopeus

Mallissa on nämä suureet yhdistävä viihtyvyysyhtälö, jonka avulla voidaan ennustaa tilassa olevien ihmisten keskimääräistä lämpöaistimusta ja lämpöoloihin tyytymättömyyden osuutta. [9]

Lämpöolomallien perustana on ihmisen lämpötasapainon säilyttäminen. Jos henkilö tekee raskasta fyysistä työtä, hänen lämmöntuottonsa ympäristöön on 2-4 kertaa suurempaa verrattuna rauhalliseen istumatyöhön. Raskasta työtä tehdessä ympäristön lämpötilan on siis oltava matalampi, jotta ihmisen ja ympäristön välinen lämmönsiirto tehostuisi ja kehon lämpötila pysyisi halutussa  $37\pm 0,5$  °C:ssa. Lämpöaistimukseen vaikuttaa myös käytetty vaatetus, sillä se toimii lämmöneristeenä henkilön ja sisäympäristön välillä. [3]

Sisälämpötilan ohella sisäilman kosteus vaikuttaa siihen, miltä tilassa oleskelu tuntuu sen käyttäjälle. Korkea, yli 60 % jatkuva suhteellinen kosteus alkaa tuntua painostavalta ja aiheuttaa lisäksi rakennusfysikaalisen riskin. Matala, alle 30 % suhteellinen kosteus taas tuntuu limakalvojen kuivumisena sekä altistaa hengitystieinfektioille. Optimaalinen suhteellisen kosteuden alue on 40-60 %. Suhteellisen kosteuden tavoitetasoa mitoitetessa tulee tarkastella viihtyvyyden ohella myös tilan toimintojen erikoisvaatimuksia, sekä mahdollisesti rakenteisiin ja LVI-tekniisiin järjestelmiin tapahtuvaa kosteuden kondensoitumista.

Ilman liike huonetilassa vaikuttaa osaltaan henkilöiden lämpöviihtyvyyteen. Tutummin puhutaan vedon tunteesta ja sen välttämisestä. Voimakkaasti liikkuva ilma tehostaa ihmisen ja ympäristön välistä konvektiivista lämmönsiirtoa viilentäen näin henkilön lämpötilatuntemusta. Jos ihmisen lämpöaistimus ilman merkittävää ilman liikettä olisi neutraali tai viileä, hän kokee voimakkaat ilman liikkeet häiritsevänä vedontunteena. Tämä tulee ottaa huomioon, kun huonetiloihin ohjataan jäähdytystarkoituksissa kylmiä tuloilmavirtoja. Ilman liikkeen ja lämpötilojen sekoittumisen suunnittelu huonetilassa on keskeinen osa ilmanvaihtosuunnittelua. [3]

## **2.2 Jäähdytystarpeen muodostuminen**

### **2.2.1 Lämpökuormat**

Jäähdytystehontarpeen muodostavat tilojen sisäiset ja ulkoiset lämpökuormat. Kuormat jaetaan myös tuntuviin lämpökuormiin ja kosteuskuormiin. Tuntuvat lämpökuormat lämmittävät tilassa olevaa ilmaa, eivätkä nosta sen absoluuttista kosteutta. Kosteuskuormat taas kasvattavat sisäilman kosteussisältöä eli nostavat sen absoluuttista kosteutta. Korkeampi kosteus kasvattaa sisäilman energiasisältöä eli entalpiaa, vaikka ilman lämpötila pysyisi muuten vakiona. Tilan kosteuskuormasta käytetään myös nimityksiä latentti tai sidottu lämpökuorma. Tilan kokonaislämpökuorma saadaan laskemalla yhteen tilan kaikki ulkoiset ja sisäiset lämpökuormat.

Sisäisistä lämpökuormista tärkeimpiä ovat tiloissa olevien sähkölaitteiden luovuttamat lämpötehot, valaistuksen lämpöteho ja tilassa olevista ihmisistä syntyvä lämpöteho. Henkilötiheyden ja sisäisten lämpökuormien suuruusluokkia erityyppisissä tiloissa on listattu taulukossa 2.2.

**Taulukko 2.2.** Tilojen henkilötiheyden ja sisäisten lämpökuormien arvoja. [8, s. 12]

Rakennus/tila	Kellonaika	Käyttöaika		Henkilötiheys m <sup>2</sup> /hlö	Käyttöaste	Valaistus W/m <sup>2</sup>	Laitteet W/m <sup>2</sup>	Ihmiset <sup>1),4)</sup> W/m <sup>2</sup>
		h/vrk	vrk/vko					
Asuintilat (pientalo)	00:00–24:00	24	7	37	0,6	8 <sup>2)</sup>	2,4 <sup>3)</sup>	2
Asuintilat (kerrostalo)	00:00–24:00	24	7	25	0,6	8 <sup>2)</sup>	3 <sup>3)</sup>	3
Toimistotilat	07:00–18:00	11	5	12	0,55	12	15	6
Neuvottelutilat	08:00–17:00	9	5	3	0,6	12	18..60	25
Luokahuoneet	08:00–16:00	8	5	2	0,5	18	12	35
ATK-luokat	08:00–16:00	8	5	2	0,6	18	75	35
Päiväkotitilat	07:00–18:00	12	5	2	0,4	18	12	35
Liiketilat	07:00–21:00	14	7	17	0,55	15...70	8	5
Majoitustilat (hotelli)	00:00–24:00	24	7	19	0,5	14	7	4
Ravintolatilat	10:00–22:00	10	7	3	0,4	20	20	26
Urheiluhallit	07:00–23:00	14	7	21	0,6	20	24	5
Terveystilat	00:00–24:00	24	7	8	0,8	9	3	10

<sup>1)</sup> Ei sisällä latenttia lämpöä, kokonaislämmönluovutus saadaan jakamalla kertoimella 0,6.

<sup>2)</sup> Asuinrakennusten valaistuksen käyttöaste on 0,1.

<sup>3)</sup> Asuinrakennusten laitteiden sähkönkäyttö lasketaan jakamalla lämmönluovutus kertoimella 0,7.

<sup>4)</sup> Simulointiohjelmissa käytetään henkilön lämmönluovutuksena 125 W (1,2 met, kehon pinta-ala 1,8 m<sup>2</sup>). Kouluissa ja päiväkodeissa käytetään lasten lämmönluovutuksena 110 W (1,0 met, kehon pinta-ala 1,8 m<sup>2</sup>).

Sisäiset kuormat ovat tyypillisesti vain tuntevia lämpökuormia, mutta poikkeuksena tästä on ihmisten lämpöteho. Suomessa normaaleissa toimisto-olosuhteissa yhden henkilön aiheuttamana lämpökuormana käytetään 125 W, josta 85 W on tuntevaa ja 40 W latenttia lämpökuormaa. Myös esimerkiksi keittiötilat voivat sisältää latentteja kuormia. [4]

Tyypillisimpiä ulkoisia lämpökuormia ovat auringon säteilykuorma, lämmönjohtuminen rakenteiden kautta, tuloilman lämpökuorma ja vuotoilman lämpökuorma. Näistä seinien lämmönjohtumisen aiheuttama kuorma jätetään usein huomioimatta, sillä sen vaikutus on vähäinen. Ulkoisista lämpökuormista ilmanvaihdon sekä vuotoilman lämpökuormat jakautuvat tuntevan ja latentin lämpökuorman osuuksiin, mutta auringon säteily ja rakenteellinen lämmönjohtuminen sisältävät vain tuntevaa kuormaa.

Auringon lämpösäteily on tyypillisesti ulkoisista lämpökuormista suurin, erityisesti lämpiminä kesäpäivinä. Säteilykuormaa tulee pyrkiä minimoimaan ensisijaisesti passiivisilla suunnittelumenetelmillä, joita ovat esimerkiksi ikkunoiden sälekaihtimet, varjostimet ja ikkunoiden ilmansuuntien huomioonotto suunnitteluvaiheessa. Säteilykuorman suuruuden yksinkertainen arviointi on haasteellista, koska säteilyvoimakkuus vaihtelee vuodenajan, säätilan, vuorokaudenajan ja ikkunoiden ilmansuunnan mukaan. Monivaiheinen laskennallinen menetelmä auringon lämpökuorman arviointiin on esitetty esimerkiksi kirjassa *Ilmastointilaitoksen mitoitus*. [4, s. 430]

Tilan tuntuva lämpökuorman ja kokonaislämpökuorman välistä suhdetta kuvataan tunnusluvulla SHR (sensible heat ratio), joka on laskettavissa kaavan (2.1) avulla.

$$SHR = \frac{Q_{lk,t}}{Q_{lk,kok}} \quad (2.1),$$

jossa

$Q_{lk,t}$  on tuntuva lämpökuorma [W]

$Q_{lk,kok}$  on kokonaislämpökuorma [W].

SHR-arvo vaihtelee rakennuksen käyttötarkoituksen ja ulkoilman olosuhteiden mukaan. Suomalaisessa ilmastossa suhde on toimistotiloissa huipputehontarpeilla noin 0,8-0,9. [10]

## 2.2.2 Jäähdytystarpeen laskenta

Yksittäisten tilojen ja koko rakennuksen jäähdytystehontarpeen arviointi on huomattavasti niiden lämmitystarpeen arviointia haastavampaa. Tämä johtuu siitä, että jäähdytystilanteessa rakennus ei ole lämpöteknisesti stationaaritilassa, kuten sen voidaan lämmituksen mitoitustilanteessa olettaa olevan. Laskennan moniulotteisuuden vuoksi jäähdytystarpeen arviointi tehdään nykyisin lähes aina dynaamisilla energiasimulointiohjelmistoilla, joista Suomessa käytetyimpiä ovat IDA ICE ja RIUSKA.

Jäähdytystarpeen arvioinnissa tulee ottaa huomioon lämpöenergian varastoituminen rakenteisiin. Lämmön varastoitumisilmiö hidastaa sisälämpötilan muutoksia sekä tilan lämmitessä että sen viilentyessä. Rakenteisiin varastoituvan energian määrä riippuu erityisesti rakennemateriaalien lämpökapasiteetista ja massasta. Hetkellisen sisälämpötilan selvittämiseksi huoneesta on laadittava lämpötase, joka ottaa huomioon myös rakenteisiin varastoituneen lämpöenergian. [4]

Lämpötaseen laskentaa varten tilassa olevien lämpökuormien lämmönsiirto ympäristönsä kanssa jaetaan konvektiiviseen ja säteilylämmönsiirtoon. Sisäisistä kuormista konvektiivisesti siirtyvä lämpöenergia siirtyy aina suoraan huoneilman lämmöksi, kun taas säteilyenergia varastoituu tilan rakenteisiin. Säteilemällä rakenteisiin sitoutunut lämpöenergia siirtyy huoneilmaan viiveellä, kun rakenteet luovuttavat lämpöä sisäilmaan luonnollisen konvektion kautta. Suurta rakenteellista lämpökapasiteettia voidaan hyödyntää yöaikaisessa tuuletuksessa, jolloin rakenteiden matalaksi laskettu lämpötila hidastaa huonetilan lämpenemistä päiväsaikaan. [4]

Jäähdytystarpeen laskennassa tulee erottaa käsitteet *lämpökuorma*, *jäähdytyskuorma* sekä *jäähdytysteho*. Lämpökuorma on huonetilaa lämmittävä kokonaislämpöteho, joka saadaan laskemalla yhteen tilan sisäiset ja ulkoiset lämpökuormat. Tilan jäähdytyskuorma on se teho, joka tarvitaan sisäilman pitämiseen halutussa lämpötilassa. Jäähdy-

tysteholla taas tarkoitetaan sitä hetkellistä tehoa, jolla jäähdytyslaitteet kulloinkin jäähdyttävät huonetilaa. Jäähdytysteho voi olla myös jäähdytyskuormaa suurempi, jos huoneen lämpötilaa halutaan hetkellisesti laskea. Usein suunnittelutyössä puhutaan lämpökuormasta, vaikka tarkoitetaan varsinaisesti jäähdytyskuormaa. Tarvittava kokonaisjäähdytysteho jakautuu tuntuvaan sekä latenttiin jäähdytystehoon. [3]

## 2.3 Kosteaa ilmaa

Ulkoilma on erittäin harvoin täysin kuivaa, sillä siinä on käytännössä aina mukana vesihöyryä. Kokonaisilmanpaine on kuivan ilman ja vesihöyryn osapaineiden summa. Vesihöyryä voi olla ilmassa vain rajallinen määrä, jonka jälkeen ylimääräinen kosteus tiivistyy vedeksi. Tiivistymistilanteessa ilman sanotaan olevan kylläistä vesihöyrystä.

Ilmassa olevan kosteuden määrä ilmoitetaan LVI-tekniikan sovelluksissa kahdella eri tavalla: absoluuttisena ja suhteellisena kosteutena. Näistä absoluuttinen kosteus  $x$  on määrittelyltään yksinkertaisempi:  $x$  on ilman sisältämän vesihöyryn massa yhtä kuivaa ilmakiloa kohden. Suhteellinen kosteus  $\varphi$  taas määritellään kaavan (2.2) mukaan.

$$\varphi = \frac{p_h}{p'_h} \quad (2.2),$$

jossa

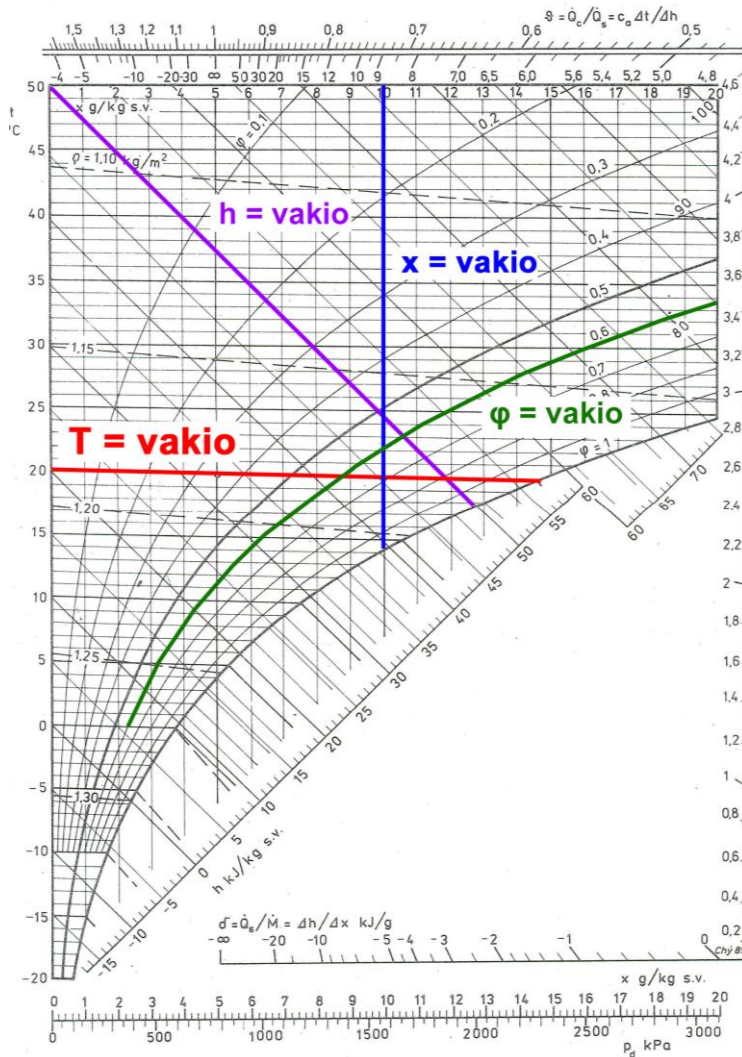
$p_h$  on vesihöyryn osapaine [Pa]

$p'_h$  on vesihöyryn kyllästymispaine [Pa].

Tavanomaisissa sisä- ja ulkolämpötiloissa vesihöyryn osapaine ja absoluuttinen kosteus ovat käytännössä suoraan verrannollisia toisiinsa. Kyllästyspaineen  $p'_h$  arvot on taulukoitu ja ne riippuvat voimakkaasti ilman lämpötilasta. Kylmässä ilmassa kyllästymispaine, sekä näin myös kyllästymistä vastaava absoluuttinen kosteus ovat huomattavasti matalammat kuin korkeammassa lämpötiloissa. [2]

Ilmastointitekniikassa kosteaa ilmaa ja sen käsittelyprosesseja tarkastellaan tavallisesti h,x-piirroksessa, jota kutsutaan yleisesti myös Mollier-diagrammiksi. Mollier-diagrammin rakennetta on havainnollistettu kuvassa 2.1.





**Kuva 2.1.** Kostean ilman  $h,x$ –piirroksen periaatekuva. [11]

Diagrammista voidaan lukea esimerkiksi kostean ilman entalpia  $h$ , lämpötila  $T$ , absoluuttinen kosteus  $x$  ja näitä vastaava suhteellinen kosteus  $\varphi$ . Suureiden vakioarvoja vastaavat linjat on piirretty kuvaan 2.1. Diagrammi olettaa ilman olevan vakioaineessa.

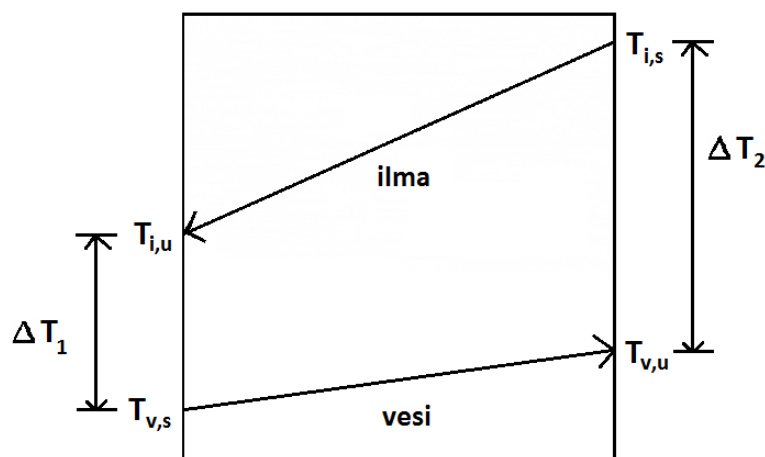
## 2.4 Lämmönsiirto

LVI-tekniset järjestelmät sisältävät runsaasti erilaisia lämmönsiirtimiä. Tässä yhteydessä lämmönsiirtimellä tarkoitetaan kaikkia teknisiä laitteita, joiden tarkoituksena on siirtää lämpöenergiaa kahden fluidin virtauksen (kaasu tai neste) välillä. Lämmönsiirtimen tyyppi valitaan käyttötarkoituksen mukaan: kahden nesteen välistä lämmönsiirtoa hoidetaan yleisimmin joko levy- tai putkilämmönsiirtimillä, kun taas ilma-neste-soveluksissa käytetyin on lamellilämmönsiirrin.

### 2.4.1 Lämmönsiirron perusteita

Seuraavassa käsitellään ilman ja sitä viilentävän jäähdytysveden välistä lämmönsiirtoa vastavirtaperiaatteella toimivassa lamellilämmönsiirtimessä. Tämän tyyppistä ilman jäähdytystä tapahtuu niin tuloilman jäähdytyspatterissa, puhallinkonvektoreissa kuin jäähdytyspalkeissa. Lämmönsiirtimien lämpötekniinen suunnittelu on oma tieteenalansa, eikä sitä tulla tässä työssä laajemmin käsittelemään. Seuraavassa on esitelty lähinnä lämmönsiirtimien mitoituksen kannalta keskeisiä yhtälöitä.

Virtaukset etenevät vastavirtalämmönsiirtimessä vastakkaisiin suuntiin, eli niiden lämpötilat käyttäytyvät kuvan 2.2 mukaisesti. Virtausaineiden lämpötilojen muutos siirtimessä voi olla myös epälineaarinen eli kuvaan piirrettynä kaareutuva.



*Kuva 2.2. Vastavirtalämmönsiirrin.*

Lämmönsiirtimen kokonaisteho  $Q_{ls}$  voidaan laskea kaavan (2.3) avulla. [12]

$$Q_{ls} = \frac{\overline{T}_{ln}}{R_{kok}} = UA\overline{T}_{ln} \quad (2.3),$$

jossa

- $R_{kok}$  on kokonaislämpövastus [K/W]
- $U$  on lämmönläpäisykerroin [ $\text{W}/\text{m}^2 \text{K}$ ]
- $A$  on lämmönsiirtopinnan pinta-ala [ $\text{m}^2$ ]
- $\overline{T}_{ln}$  on virtausaineiden välinen logaritminen lämpötilaero [K].

Kokonaislämpövastus  $R_{kok}$  muodostuu usean lämpövastuksen sarjasta ja sen tarkempi laskentatapa riippuu lämmönsiirtimen tyyppistä ja rakenteesta. Mitoituksen kannalta on yksinkertaisempaa määrittää lämpövastuksen sijaan lämmönsiirtimen lämmönläpäisykerroin  $U$  [ $\text{W}/\text{m}^2\text{K}$ ]. Se voidaan laskea yksinkertaiselle lamellilämmönsiirtimelle kaavalla (2.4). [13]

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{\eta_r \alpha_{k,i}} + \frac{d}{\lambda} + \frac{A_u}{\alpha_{k,v}} + R_f \quad (2.4),$$

jossa

$\eta_r$	on ripahyötysuhde [-]
$d$	on vesiputken seinän paksuus [m]
$\alpha_{k,i}$	on ilmapuolen konvektiivinen lämmönsiirtokerroin [ $\text{W}/\text{m}^2\text{K}$ ]
$\alpha_{k,v}$	on vesipuolen konvektiivinen lämmönsiirtokerroin [ $\text{W}/\text{m}^2\text{K}$ ]
$\lambda$	on putkimateriaalin lämmönjohtavuus [ $\text{W}/\text{mK}$ ]
$A_u$	on ulkopuolinen lämmönsiirtopinta-ala [ $\text{m}^2$ ]
$A_{sis}$	on sisäpuolinen lämmönsiirtopinta-ala [ $\text{m}^2$ ]
$R_f$	on ulko- ja sisäpuolen likaantumisvastus [ $\text{m}^2\text{K}/\text{W}$ ].

Vesi- ja ilmapuolen konvektiivisiin lämmönsiirtokertoimiin vaikuttavat pinnan geometria ja lämpötila, virtausaineiden lämmönjohtavuus, ominaislämpökapasiteetti, virtauksen lämpötila ja nopeus sekä sen turbulentsuus. Pinnan ohittavan virtauksen rajakerroksen turbulentsuus tehostaa pinnan lämmönsiirtoa. Konvektiivisen lämmönsiirtokerroimen korrelaatioita eri virtaustilanteisiin on esitetty lämmönsiirron kirjallisuudessa.

Kaavassa (2.3) tarvittava logaritminen lämpötilaero kuvaa virtausaineiden keskimääräistä lämpötilaeroa lämmönsiirtimessä. Lämpötilaeron kasvaessa lisääntyy myös lämmönsiirtimen teho. Tavanomaiselle vastavirtalämmönsiirtimelle logaritminen lämpötilaero on laskettavissa kaavalla (2.5). Kaavaa voidaan käyttää sellaisenaan myötävirta- ja vastavirtalämmönvaihtimille, mutta muille siirrintyypeille tulos on kerrottava kirjallisuudesta saatavalla korjauskertoimella  $F$ . [12]

$$\overline{T_{ln}} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1/\Delta T_2)} \quad (2.5),$$

jossa

$\Delta T_1$	on virtausaineiden lämpötilaero veden tulopuolella (kuva 2.2) [K]
$\Delta T_2$	on virtausaineiden lämpötilaero ilman tulopuolella (kuva 2.2) [K].

Termodynamiikan ensimmäisen pääsäännön nojalla energia on häviämätöntä. Näin myös lämmönsiirtimelle voidaan kirjoittaa energiataase. Kaikki siirtimelle tuleva energia myös poistuu siitä. Yksinkertaisen ilma-vesi -lämmönvaihtimen energiataase on kaavan (2.6) mukaan

$$Q = \dot{m}_v(h_{v,u} - h_{v,s}) = \dot{m}_i(h_{i,s} - h_{i,u}) \quad (2.6),$$

jossa

$\dot{m}_v$	on veden massavirta [kg/s]
$\dot{m}_i$	on ilman massavirta [kg/s]
$h_{v,s}$	on veden entalpia sisääntulossa [kJ/kg]
$h_{v,u}$	on veden entalpia ulostulossa [kJ/kg]
$h_{i,s}$	on ilman entalpia sisääntulossa [kJ/kg]
$h_{i,u}$	on ilman entalpia ulostulossa [kJ/kg].

Tämä yhtälö ei ota huomioon siirtimestä ympäristöön tapahtuvia lämpöhäviöitä. Energiatase voidaan kirjoittaa myös virtausaineiden ominaislämpökapasiteettien ja lämpötilojen avulla, mutta entalpia-arvot soveltuvat useampiin sovelluksiin, kuten myös kostealle ilmalle sekä kylmäaineiden faasimuutoksiin.

Esiteltyjen yhtälöiden perusteella voidaan yksinkertaistaa, että siirtimessä tapahtuvan lämmönsiirron tehokkuuteen vaikuttaa kolme päätekijää: lämmönsiirtokerroin, lämmönsiirtopinnan pinta-ala ja riparakenne sekä virtausaineiden välinen lämpötilaero. Nämä ovat niitä tekijöitä, joihin LVI-järjestelmien lämmönsiirtimien mitoitus perustuu siirtimien aiheuttamien virtausten painehäviöiden ohella. Lämmönsiirtimien tarkempi lämpötekniinen suunnittelu jää yleensä laitevalmistajien hoidettavaksi. Käytännön suunnittelutyössä mitoitus on helpointa tehdä lämmönsiirrinvalmistajien valintaohjelmia käyttäen.

#### 2.4.2 Kondensoituminen

Kondensoitumisella eli tiivistymisellä tarkoitetaan kaasussa olevan nestehöyryn tiivistymistä takaisin nesteeksi. Tämän työn kannalta tärkeää on tarkastella erityisesti kylmillä pinnoille tapahtuvaa huoneilman kosteuden kondensoitumista. Kondensoitumistilanteessa pinnan läheisyydessä oleva kostea ilma jäähtyy niin, että siinä olevan vesihöyryn osapaine ylittää kylläisen vesihöyryn paineen. Ylimääräinen vesihöyry tiivistyy tällöin vedeksi. Pinnan läheisyydessä olevassa rajakerroksessa ilman suhteellinen kosteus on 100 %.

Pinnalle kondensoituvan vesivirran tiheys [kg/s m<sup>2</sup>] on laskettavissa kaavalla (2.7). [2]

$$\dot{m}_{kond} = \sigma(x - x') \quad (2.7),$$

jossa

$\sigma$	on aineensiirtokerroin [kg/s m <sup>2</sup> ]
$x$	on ympäröivän ilman absoluuttinen kosteus [kg/kg]
$x'$	on pinnan lämpötilassa olevan ilman kyllästyskosteus [kg/kg].

Aineensiirtokerrointa voidaan arvioida kostealle ilmalle pinnan konvektiivisen lämmönsiirtokertoimen avulla, kaava (2.8).

$$\sigma = \frac{\alpha_k}{c_p} \quad (2.8),$$

jossa

$\alpha_k$  on pinnan konvektiivinen lämmönsiirtokerroin [ $\text{W}/\text{m}^2\text{K}$ ]

$c_p$  on ilman ominaislämpökapasiteetti [ $\text{kJ}/\text{kg K}$ ].

Tämä perustuu oletukseen että kostean ilman Lewisin luku  $Le \approx 1$ , mikä pitää tehtyjen mittausten perusteella paikkansa tyydyttävällä tarkkuudella. Lewisin luku on konvektiivisen lämmönsiirron ja massansiirron analysoinnissa käytettyjen Prandtin luvun ja Schmidtin luvun välinen suhde. [14]

LVI-teknisen suunnittelun yhteydessä kondensoitumista tarkastellaan höyryn osapaineiden sijaan yleisemmin lämpötilojen kautta. Vesihöyryn tiivistymistä tapahtuu, jos kylmän pinnan lämpötila on sitä ympäröivän ilman kastepistelämpötilaa matalampi. Kastepistelämpötila riippuu ilman absoluuttisesta kosteudesta ja lämpötilasta. Kastepistelämpötila voidaan lukea kostean ilman  $h,x$ -diagrammista (kuva 2.1) kutakin ilman absoluuttista kosteutta vastaavasta pisteestä ilman kyllästyskäyrällä.

Suunnitteluvaiheessa pyritään siihen, että LVI-teknisissä järjestelmissä tapahtuu kondensoitumista vain hallitusti ja sellaisissa paikoissa, joissa kondenssiveden poistosta on huolehdittu. Ei-toivottu kondenssi voi aiheuttaa rakenteellisen kosteusriskin sekä häiritä rakennuksen käyttäjiä. Jäähdytysjärjestelmän energiatalouden kannalta kyseessä on myös paljon energiaa kuluttava prosessi, sillä jäähdytyslaitteen lämmönsiirtopinnalle tiivistynyt vesi vapauttaa vesimäärän höyrystymislämmön verran energiaa jäähdytysveiteen. Tietyissä laitteissa kosteuden kondensoitumiseen perustuva ilmankuivaus on kuitenkin välttämätöntä.

### 2.4.3 Märän pinnan lämmönsiirto

Pinnalle tiivistyvä kosteus muuttaa aina jonkin verran lämmönsiirtimen toimintaa. Yksinkertaisessa kondensoitumistilanteessa kokonaislämpövirran tiheys [ $\text{W}/\text{m}^2$ ] jäähdyttävän ilma-vesi -lämmönsiirtimen pinnalla on laskettavissa kaavalla (2.9). [2]

$$q = \alpha_k(t_i - t_p) + l_h \sigma(x - x') \quad (2.9),$$

jossa	
$q$	on lämpövirran tiheys [ $\text{W}/\text{m}^2$ ]
$t_i$	on ilman lämpötila [ $^{\circ}\text{C}$ ]
$t_p$	on pinnan lämpötila [ $^{\circ}\text{C}$ ]
$l_h$	on veden höyrystymislämpö [ $\text{kJ}/\text{kg}$ ].

Kaavasta voidaan nähdä, että märän pinnan lämmönsiirto jakautuu erikseen ilman tun-  
tuvan jäähtymisen sekä kosteuden kondensoitumisen osuuksiin. Näiden lämpövirtojen  
suuruuksien välinen suhde riippuu pinnan lämpötilasta, sekä jäähdytettävän ilman läm-  
pötilasta ja kosteudesta.

Lämmönsiirtopinnalle kondensoitunut vesi muuttaa lämmönsiirron tehokkuutta. Yksin-  
kertaistetussa tilanteessa kokonaislämpövirran tiheys saadaan laskettua esitetyllä kaa-  
valla (2.9), mutta käytännössä pinnan konvektiivinen lämmönsiirtokerroin  $\alpha_k$  muuttuu  
aina pinnalle kertyvän kondenssiveden vaikutuksesta. Muutoksen suuruus riippuu kon-  
densoituvan veden määrästä ja sen käyttäytymisestä pinnalla.

Kondensoituneen veden käyttäytyminen pinnalla voidaan jakaa kahteen päätapaukseen,  
kalvo- ja pisarakondensoitumiseen. Kulloinkin tapahtuvan kondensoitumisen tyyppi  
riippuu pinnan materiaalista, käsittelystä ja kondensoituvan veden määrästä. Kalvokon-  
densoitumisessa neste muodostaa pinnalle yhtenäisen vesikalvon, jonka paksuus vaihte-  
lee pinnan muodon, asennon ja veden aineominaisuuksien mukaan. Pisarakondensoitu-  
misessa vesi taas tiivistyy pintaan kasvavina pisaroina, jotka valuvat gravitaation vaiku-  
tuksesta alaspäin.

Pisarakondensoitumisen yhteydessä pinnan lämmönsiirto tehostuu voimakkaasti eli  
konvektiivinen lämmönsiirtokerroin kasvaa. Vesipisarat sitovat lämpöä, mutta samalla  
paljastavat uutta lämmönsiirtopintaa. Ilmiö on lämmönsiirtimen tehokkuuden kannalta  
toivottava, mutta vaikea saavuttaa pitkäkestoisesti. Käytännössä se vaatisi kalliita eri-  
koismateriaaleja ja pinnoitteita.

Suurin osa LVI-lämmönsiirtimissä tapahtuvasta kondenssista on tyypiltään kalvokon-  
densoitumista. Pinnalle kertyy kondenssivedestä yhtenäinen kalvo ja se alkaa toimia  
lämmönsiirtovastuksena. Kondensoitumisella on siis lämmönsiirtokerrointa heikentävä  
vaikutus. Vesikalvo paksuuntuu tiivistymisen jatkuessa ja voi pahimmillaan tukkia la-  
mellilämmönsiirtimen lamellivälit. Veden käyttäytymisen tarkka mallintaminen on pel-  
kästään analyttisin keinoin haastavaa. [2]

## 2.5 Ilman jäähtytysprosessit

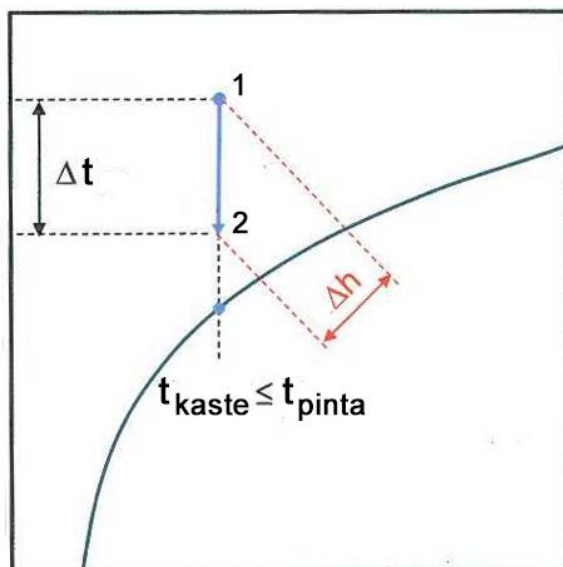
Seuraavassa alaluvussa käsitellään ilmastonin jäähtytysjärjestelmässä tapahtuvaa il-  
man jäähtytystä, erityisesti kostean ilman käsittelyn näkökulmasta. Lämmönsiirron  
kannalta tarkasteltuna jäähtytys tapahtuu kaikissa jäähtytysjärjestelmän laitteissa sa-

malla tavalla: laitteissa on lamellilämmönsiirrin, jonka vesipuolella kiertää viilennetty jäähdytysvesi ja ilmapuolella jäähdytettävä ilma.

### 2.5.1 Tuntuva jäähdytysteho

Ilman jäähdytysprosessin tuntuva teho kutsutaan sitä tehoa, joka kuluu pelkän kuivan ilman osuuden jäähdyttämiseen. Jos ilman absoluuttinen kosteus pysyy koko jäähdytysprosessin ajan vakiona, voidaan puhua tuntuvastä jäähdytysprosessista. Tämän kaltaista jäähdytystä tapahtuu sellaisissa jäähdytyslaitteissa, joissa ilmaa jäähdyttävän patterin pintalämpötila on aina jäähdytettävän ilman kastepistelämpötilaa korkeampi. Tyypillisin esimerkki tällaisesta laitteesta on jäähdytyspalkki (luku 2.9.2).

Kostean ilman Mollier (h,x) -diagrammissa kuvattuna tuntuva ilman jäähdytysprosessi etenee pystysuoralla linjalla kuvan 2.3 mukaisesti. Jäähdytysprosessi kasvattaa ilman suhteellista kosteutta, sillä absoluuttinen kosteus säilyy vakiona, mutta ilman lämpötila laskee.



**Kuva 2.3.** Ilman tuntuva jäähdytysprosessi Mollier-diagrammissa kuvattuna. [3]

Kaikkien kostean ilman jäähdytysprosessien tuntuva teho on laskettavissa kaavalla (2.10). Kaava pätee myös ilmankuivausta sisältäville jäähdytysprosesseille.

$$Q_{j,t} = \rho_i \dot{V}_i c_{p,i} \Delta t_i \quad (2.10),$$

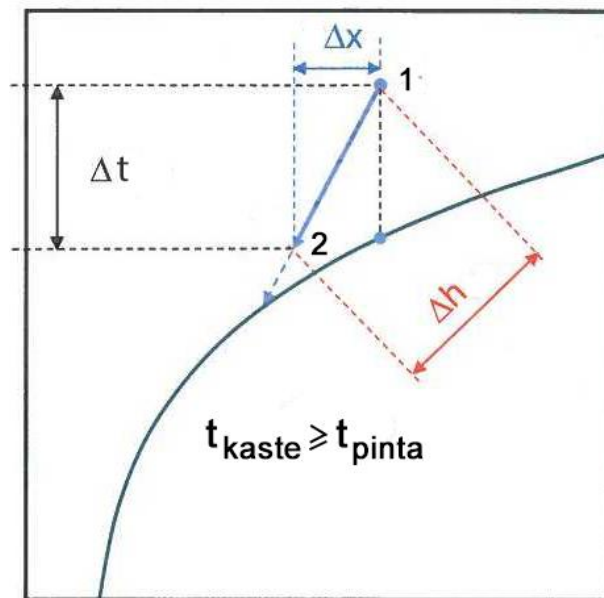
jossa

- $\rho_i$  on ilman tiheys [ $\text{kg/m}^3$ ]
- $\dot{V}_i$  on ilman tilavuusvirta [ $\text{m}^3/\text{s}$ ]
- $c_{p,i}$  on ilman ominaislämpökapasiteetti [ $\text{kJ/kg K}$ ]
- $\Delta t_i$  on ilman lämpötilan muutos [ $^{\circ}\text{C}$ ].

Jos kyseessä on pelkkää tuntuva jäähdytystehoa sisältävä prosessi, samaan lopputulokseen päästään myös käyttämällä laskennassa jäähdytettävän ilman entalpia-arvoja prosessin alku- ja loppupisteissä.

### 2.5.2 Latentti- ja kokonaisjäähdytysteho

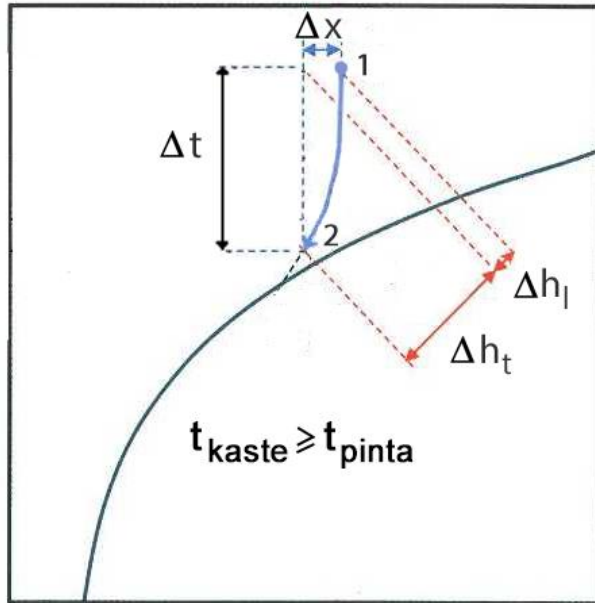
Jos jäähdytyspatterin pintalämpötila laskee ilman kastepisteen alapuolelle, pinnalle alkaa tapahtua kosteuden kondensoitumista ja jäähdytettävä ilma kuivuu. Jäähdytyspatterin sanotaan tällöin olevan ainakin osittain *märkä*. Yksinkertaistetusti Mollier-diagrammissa kuvattuna jäähdytettävän ilman tila lähestyy suoralla linjalla kohti patterin pinnalla olevaa keskimääräistä ilman tilaa ( $t = t_{pinta}$ ,  $\varphi = 100\%$ ), kuten kuvassa 2.4 on havainnollistettu. Patterin pinnan oletetaan nyt olevan vakio- $t$ -lämpötilassa eli isoterminen.



**Kuva 2.4.** Ilman jäähdytys- ja kuivausprosessi Mollier-diagrammissa kuvattuna, yksinkertaistus. [3]

Käytännössä jäähdytyspatterin pinta ei kuitenkaan ole koskaan vakio- $t$ -lämpötilassa. Pintalämpötila muuttuu jäähdytysveden lämmitessä patterin lämmönsiirtopinnan matkalla, kuvan 2.2 vastavirtalämmönsiirtimeen periaatteen mukaisesti. Tämä vaikuttaa myös ilman jäähdytysprosessiin. Mollier-diagrammiin piirrettynä todellinen ilman jäähdytys- ja kuivausprosessi kaareutuu tasaisesti, kuvan 2.5 mukaisesti.





**Kuva 2.5.** Ilman jäähdytys- ja kuivausprosessi Mollier-diagrammissa kuvattuna.

Ilmankäsittelyprosessin kokonaisjäähdysteho koostuu nyt latentin ja tuntevan jäähdysten osatehoista. Latentti jäähdysteho vastaa ilman entalpiamuutosta  $\Delta h_l$  ja tuntuva jäähdysteho entalpiamuutosta  $\Delta h_t$  (kuva 2.5). Ilman jäähdytysprosessin kokonaisteho voidaan määrittää kaavalla (2.11).

$$Q_j = \rho_i \dot{V}_i (\Delta h_l + \Delta h_t) = \rho_i \dot{V}_i (h_1 - h_2) \quad (2.11),$$

jossa

- $\Delta h_l$  on prosessin latentin osan ilman entalpiamuutos [kJ/kg]
- $\Delta h_t$  on prosessin tuntevan osan ilman entalpiamuutos [kJ/kg]
- $h_1$  on ilman entalpia jäähdytyksen alussa [kJ/kg]
- $h_2$  on ilman entalpia jäähdytyksen lopussa [kJ/kg].

Jäähdytysprosessista voidaan edelleen laskea myös pelkkä tuntuva jäähdysteho kaavalla (2.10). Lisäksi prosessin latentin jäähdystehon osuus saadaan määritettyä erikseen kaavalla (2.12).

$$Q_{j,l} = \rho_i \dot{V}_i l_h \Delta x_i \quad (2.12),$$

jossa

- $\Delta x_i$  on ilman absoluuttisen kosteuden muutos [kg/kg].

Useissa tilanteissa on tarpeellista tarkastella jäähdytysprosessin latentin ja tuntevan tehon suuruuksien välistä suhdetta. Tyypillisesti tämä ilmoitetaan tuntevan jäähdyste-

hon suhteena kokonaisjäähdytystehoon, ja tunnusluvusta käytetään nimitystä SHR (*sensible heat ratio*). Yksittäisen ilmanjäähdytysprosessin SHR on määritettävissä kaavalla (2.13).

$$SHR = \frac{Q_{j,t}}{Q_j} = \frac{c_{p,i}(t_2 - t_1)}{h_1 - h_2} \quad (2.13)$$

Samaa SHR-määritelmää käytetään siis sekä kuvatessa tilan tuntuvan lämpökuorman suhdetta kokonaislämpökuormaan, että tuntuvan jäähdytystehon suhdetta kokonaisjäähdytystehoon. Pelkästään tuntuvaa jäähdytystehoa sisältävälle prosessille SHR-arvo on yksi.

## 2.6 Vedenjäähdytyskoneet

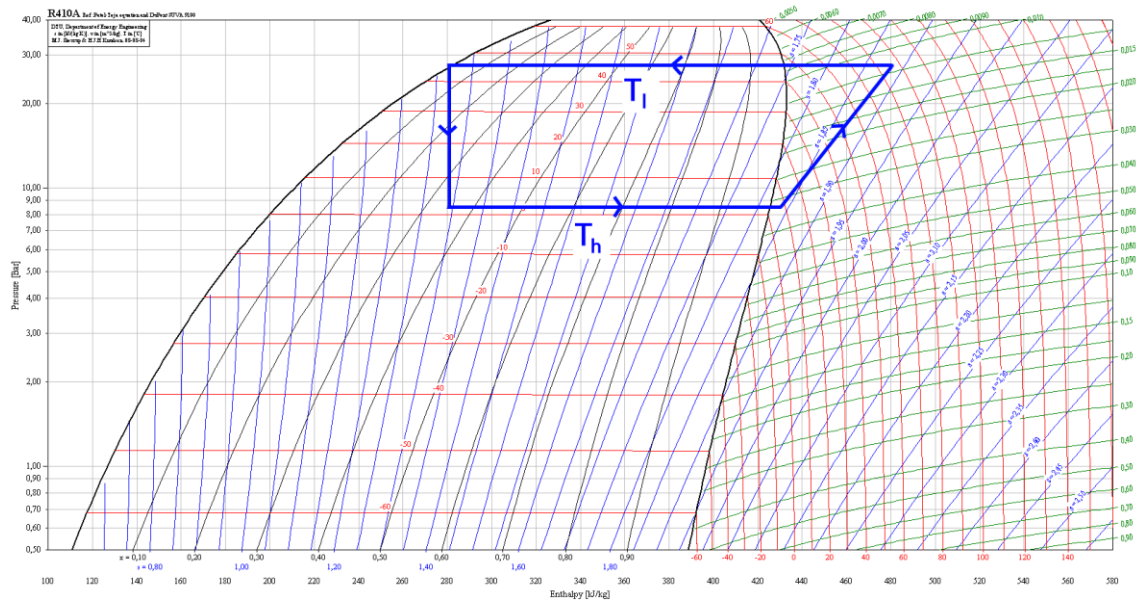
Ilmastoinnin jäähdytysjärjestelmissä jäähdytysenergian tuotantoon käytetään tässä työssä lämpöpumpppuosiin perustuvia vedenjäähdytyskoneita. Koneen prosessiputkistossa kiertävään kylmäaineeseen tehdään työtä kompressorin avulla, jotta koneella voidaan siirtää lämpöenergiaa matalammasta lämpötilatasosta korkeampaan.

Koneikon tärkeimmät osat ovat kompressori(t), höyrystin, lauhdutin ja paisuntaventtiili. Näiden lisäksi kone sisältää tarvittavan kylmäaineputkiston, mahdollisen nestevaraajan sekä tarvittavia apulaitteita ja ohjauskomponentteja. Tyypillisesti vedenjäähdytyskone toimitetaan kohteeseen koneikkovalmistajan valmiiksi suunnittelemana ja kokoamana laiteyksikkönä, joka sisältää myös lauhduttimen ja höyrystimen lämmönsiirtimet. Lämmönsiirtimet ovat pienissä koneissa tyypiltään levylämmönsiirtimiä ja suuremmissa koneissa moniputkilämmönsiirtimiä. Joskus laitteeseen sisältyvät valmiiksi myös jäähdytysvesipiirien pumput, tasaussäiliö ja kalvopaisunta-astia, jolloin laitetta kutsutaan nimellä kylmävesiasema.

Vedenjäähdytyskoneita on saatavana ilma- ja vesilauhdutteisina malleina. Tässä diplomityössä tarkastellaan erityisesti vesilauhdutteisia koneita, joita kuitenkin lauhdutetaan viileän veden sijaan välillisellä ilmajäähdytysjärjestelmällä. Käytännössä tämä toteutetaan vesi-glykolipiirillä, jossa kiertävän lauhdenesteen lämpötila nousee vedenjäähdytyskoneen lauhduttimessa ja laskee ulos asennettavassa nestejäähdyttimessä. Samankaltaisesta järjestelmästä käytetään usein termiä liuosjäähdytteinen vedenjäähdytyskone, vaikka käytetyt koneet ovat samoja kuin vesijäähdytteiset mallit.

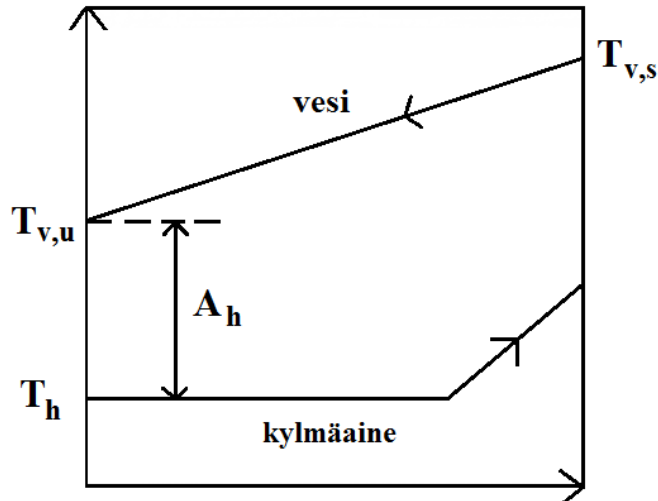
Jäähdytyskoneen kiertoprosessi jakautuu neljään eri vaiheeseen; kylmäaineen höyrystymiseen höyrystimessä, kylmäainekaasun puristukseen kompressorissa, lauhduttimessa takaisin nesteeksi lauhduttimessa ja viimeiseksi paineenalennukseen paisuntaventtiilissä. Koko kiertoprosessin kulku vaiheittain on esitetty yksityiskohtaisesti alan oppikirjoissa, kuten *Kylmätekniikka* [2] tai *Kylmälaitoksen suunnittelu* [5]. Tämän diplomityön lukijalla oletetaan olevan peruskäsitys kylmäkoneikon toiminnasta.

Kylmäaineen kiertoprosessia kuvataan tyypillisesti piirtämällä se kylmäaineen log p,h-piirrokseseen. Esimerkki tyypillisillä lämpötilatasoilla toimivan R410A-kylmäaineen kiertoprosessista on esitetty kuvassa 2.6. Prosessia on siltä osin yksinkertaistettu, että siinä ei tapahdu kompressorin lämpöhäviöiden lisäksi muita häviöitä, tai kylmäaineen lämpötilaliukumaa. Kylmäaineen höyrystymisen oletetaan tapahtuvan vakio­lämpötilassa  $T_h$  ja lauhtumisen vakio­lämpötilassa  $T_l$ .



**Kuva 2.6.** Vedenjäähdytyskoneen kiertoprosessi log p,h –piirroksessa. [15]

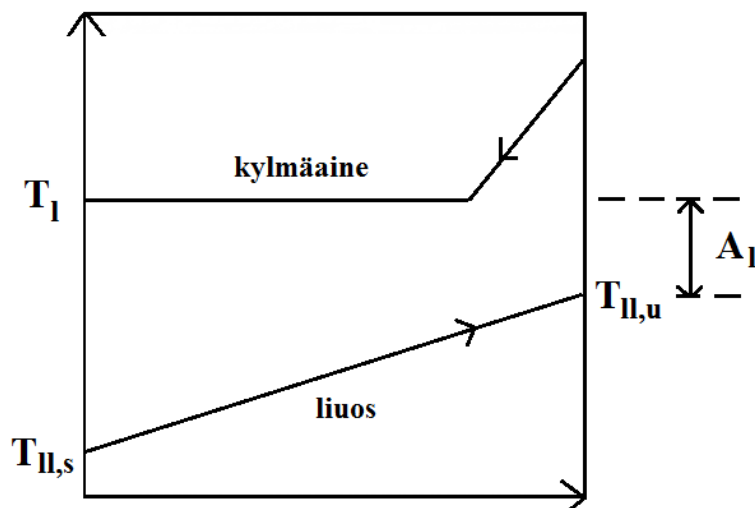
Kylmäaineen höyrystymislämpötila vedenjäähdytyskoneessa määräytyy valittujen jäähdytysveden lämpötilatasojen mukaan. Jäähdytysveden sekä höyrystyvän kylmäaineen lämpötilojen käyttäytyminen höyrystimessä on esitetty kuvassa 2.7. Höyrystimessä virtaava kylmäaine höyrystyy ensin vakio­lämpötilassa, jonka jälkeen kylläinen höyry tulistuu 3-4 kelviniä. Tulistuksella tarkoitetaan kylmäainehöyryn kuumentamista yli sen höyrystymislämpötilan. Kylmäaineen höyrystymislämpötilan  $T_h$  [K] sekä lähtevän jäähdytysveden lämpötilan  $T_{v,u}$  [K] välistä lämpötilaeroa kutsutaan höyrystimen asteisuudeksi  $A_h$  [K]. Tyypillinen levy­lämmönsiirrin­höyrystimen asteisuus on 3-4 kelviniä. Oletetaan, että kylmäaineella ei ole merkittävää lämpötilaliukumaa.



**Kuva 2.7.** Vedenjäähdytyskoneen höyrystimen lämpötilakaavio.

Jos jäähdytysveden lähtölämpötilaa nostetaan, kylmäaineen höyrystymislämpötila nousee myös vastaavasti niin, että lämmönsiirtimen asteisuus säilyy lähes vakiona. Samalla höyrystimen paine nousee. Kylmäprosessin säädöstä vastaa paisuntaventtiili, joka säätelee höyrystimelle tulevaa kylmäainevirtaa höyrystimessä tapahtuvan kylmäaineen tulistuksen määrän perusteella. Säädön tarkkuus ja sen herkkyys reagoida lämpötilan muutoksiin riippuvat käytetystä paisuntaventtiilityypistä.

Prosessin lauhtumislämpötila määräytyy vastaavalla tavalla lauhdeliuoksen lämpötiloista. Lauhduttimen asteisuus  $A_l$  lasketaan lauhduttimesta lähtevän lauhdeliuoksen lämpötilan  $T_{ll,u}$  sekä kylmäaineen lauhtumislämpötilan  $T_l$  erotuksena. Kylmäaineen ja lauhdeliuoksen lämpötilojen käyttäytymistä lauhduttimessa esittää lämpötilakaavio kuvassa 2.8. Oletetaan jälleen, että kylmäaineella ei ole merkittävää lämpötilaliukumaa.



**Kuva 2.8.** Vedenjäähdytyskoneen lauhduttimen lämpötilakaavio.

Lauhduttimen asteisuus pysyy lähes vakiona lauhtumislämpötilasta riippumatta. Tästä johtuen matalampi lauhdeliuoksen lämpötilataso tarkoittaa myös matalampaa kylmäaineen lauhtumislämpötilaa. Koneen lauhtumispaine seuraa kylmäaineen lauhtumislämpötilaa siten, että matalampi lämpötila tarkoittaa myös matalampaa lauhtumispainetta. Mahdollisimman hyvän kylmäkertoimen saavuttamiseksi koneiston lauhtumislämpötilaa kannattaa säätää ulkolämpötilan mukaan.

### 2.6.1 Kylmäkertoimet

Kylmäkoneiston kylmäkerrointa, eli koneesta saadun kylmätehon ja siihen kulutetun sähköenergian suhdetta kuvataan tähän tarkoitettuilla tunnusluvuilla. Kylmäkertoimien esittämisessä tulee aina kiinnittää huomiota siihen, mitä kylmäkerrointa kulloinkin tarkoitetaan sekä missä koneen käyttöolosuhteissa tulos on saatu. Kylmäkertoimen suuruus riippuu aina prosessin lauhtumis- ja höyrystymislämpötilojen välisestä lämpötilaerosta. Tätä riippuvuutta kuvaa hyötysuhteen teoreettinen maksimiarvo eli **Carnot-kylmäkerroin**, joka on määriteltävissä kaavalla (2.14). [2]

$$\varepsilon_c = \frac{T_h}{T_l - T_h} \quad (2.14),$$

jossa

$T_h$  on kylmäaineen höyrystymislämpötila [K]

$T_l$  on kylmäaineen lauhtumislämpötila [K].

Carnot-kylmäkerroin perustuu teoreettiseen Carnot-prosessiin, joka on käytännön kylmäkoneistoissa mahdotonta toteuttaa. Tämä johtuu esimerkiksi siitä, että todellisessa prosessissa tapahtuu aina kitkahäviöitä ja lämpöhäviöitä ympäristöön esimerkiksi kompressorissa ja kylmäaineputkistossa. Kylmäkerrointa heikentää myös kylmäaineen tulistus höyrystimessä. Häviöt voidaan ottaa huomioon kertomalla Carnot-kylmäkerroin koneiston laadusta ja tyypistä riippuvalla Carnot-hyvyyskerroimella  $\eta_{ct}$  kaavan (2.15) mukaisesti.

$$\varepsilon = \eta_{ct} \varepsilon_c \quad (2.15)$$

Carnot-hyvyyskerroimien suuruusluokan arvioita löytyy jäähdytystekniikan kirjallisuudesta. Usein Carnot-hyvyyskerroin on koneiston painesuhteen, eli lauhtumis- ja höyrystymispaineiden välisen suhteen lähes lineaarinen funktio. Paine-eron kasvaessa hyvyyskerroin laskee. Lauhtumis- ja höyrystymispaineet riippuvat koneiston lauhtumis- ja höyrystymislämpötiloista, kuten kuvan 2.6 log p.h-piirros osoittaa. Näin voidaan osoittaa, että höyrystymis- ja lauhtumislämpötilojen eron kasvaessa kylmäkerroin heikkenee myös todellisilla koneistoilla.

Todellisen jäähdytyskoneiston hetkellinen kylmäkerroin **EER** (energy efficiency ratio) kuvaa jäähdytyskoneen hetkellistä suorituskykyä. Se määritetään kaavalla (2.16).

$$\varepsilon_E = \frac{Q_j}{P_{kok}} \quad (2.16),$$

jossa

$Q_j$  on laitteen jäähdytysteho [W]

$P_{kok}$  on laitteen kokonaissähköteho [W].

Kaavan mukaisen sähkötehon määrittelyssä otetaan huomioon kompressorin lisäksi myös koneiston apulaitteiden tarvitsema sähköteho. Kylmäkertoimesta käytetään joskus lämpöpumppusovelluksissa yleisempää nimitystä **COP** (coefficient of performance). Vedenjäähdytyskoneiden markkinointimateriaaleissa ilmoitetut EER-kylmäkertoimet perustuvat aina koneen toimintaan tietyissä vakio-olosuhteissa, jotka voivat vaihdella konetyyppi- ja maakohtaisesti. [16]

Järjestelmän kokonaisenergiatohokkuuden kannalta on mielekästä tarkastella jäähdytyskoneen kylmäkerrointa myös pidemmällä tarkastelujaksolla. Tähän tarkoitukseen soveltuu vuosikylmäkerroin **SEER** (seasonal energy efficiency ratio). Tämä lasketaan vuoden aikana tuotetun jäähdytysenergian ja siihen käytetyn sähköenergian suhteena kaavan (2.17) mukaisesti.

$$\overline{\varepsilon}_E = \frac{Q_{j,v}}{E_{j,k}} \quad (2.17),$$

jossa

$Q_{j,v}$  on laitteen vuoden aikana tuottama jäähdytysenergia [kWh]

$E_{j,k}$  on laitteen vuoden aikana käyttämä sähköenergia [kWh].

Myös jäähdytyslaitteiden markkinoinnissa ilmoitettuja vuosihyötysuhteita verratessa tulee kiinnittää huomiota laskennassa käytettyihin olosuhdetietoihin.

Eurooppalainen LVI-alan sertifiointijärjestö Eurovent on määritellyt erikseen valmistajien vedenjäähdytyskoneiden keskinäisen suorituskyvyn vertailuun tarkoitetun vuosikylmäkertoimen **ESEER** (*European seasonal energy efficiency ratio*). Jotkin valmistajat voivat käyttää tästä luvusta myös nimitystä SEER (Eurovent). ESEER-kylmäkerroin lasketaan painotettuna keskiarvona koneikon neljän eri kuormitus/olosuhdetapauksen EER-kylmäkertoimista. Laskenta tehdään kaavalla (2.18).

$$ESEER = A * EER_A + B * EER_B + C * EER_C + D * EER_D \quad (2.18),$$

jossa

$A, B, C, D$  ovat eri olosuhdetapauksien mukaiset kertoimet (taulukko 2.3)

$EER_i$  on kutakin olosuhdetapausta vastaava hetkellinen kylmäkerroin.

ESEER-tarkastelulämpötilojen vaihtoehtoja on kaksi, joista toinen on tarkoitettu ilmajäähdytteisille vedenjäähdytyskoneille ja toinen vesijäähdytteisille vedenjäähdytyskoneille. Kuormitustapausten olosuhdetiedot ja niiden painokertoimet on koottu taulukoon 2.3. Kaikissa tilanteissa jäähdytysveden lämpötilasot ovat +7/+12 °C.

**Taulukko 2.3.** ESEER-hyötysuhdemittauksen toimintapisteet. [17]

			Ilmalauhdutteiset vedenjäähdyttimet	Vesi/liuoslauhdutteiset vedenjäähdyttimet
	Kerroin	Kuorma [%]	Ilman lämpötila [°C]	Lauhdutusveden tulolämpötila [°C]
A	0,03	100	35	30
B	0,33	75	30	26
C	0,41	50	25	22
D	0,23	25	20	18

ESEER-kuormitusprofiili perustuu Keski-Eurooppalaiseen ilmastotyyppiin, joten laskettu kylmäkerroin poikkeaa suomalaisessa ilmastossa saavutettavasta vuosikylmäkerroimesta. Lisäksi on huomattava, että vesi-/liuoslauhdutteisten koneiden ESEER-lämpötilasot perustuvat käytettävissä olevaan viileään jäähdytysveteen, vaikka samoja koneita voidaan käyttää myös välillisissä ilmalauhdutteisissa järjestelmissä. Ilmajäähdytteisen nestejäähdyttimen kanssa toimittaessa koneen lauhdeliuoksen lämpötilat ovat ESEER-arvoja korkeammat ja vedenjäähdytyskoneen vuosihyötysuhde vastaavasti heikompi. Tarkimpiin laskentatuloksiin jäähdytysjärjestelmän energiankulutuksen arvioinnissa päästään, jos käytettävissä on laitteiston suorituskykyarvoihin perustuva kylmäkerroimen sovite ja vuoden aikainen jäähdytysjärjestelmän kuormitusprofiili. [16, 17]

## 2.6.2 Koneikkotyypit

Vedenjäähdytyskoneita luokitellaan ilma- ja vesilauhdutteisuuden ohella niissä käytettyjen kompressoritekniikoiden mukaan. Käytettyjä kompressorityyppejä ovat mäntä-, ruuvi-, kierukka- eli scroll- ja turbokompressorit. Eri kompressorityypeillä toteutetuilla koneikoilla on omia erikoispiirteitä, jotka tulee ottaa valinnassa huomioon. Koneessa käytetty kylmäaine vaihtelee kompressorin tyyppin, teholuokan ja lämpötilatasojen mukaan.

**Mäntäkompressoreilla** toteutettujen vedenjäähdytyskoneiden koko vaihtelee pienistä, jäähdytysteholtaan alle 40 kW koneista (hermeettiset kompressorit) aina 700 kW (puolihermeettiset) koneisiin saakka. Koneisto perustuu kylmäainekaasun jaksottaiseen puristukseen kompressorin sylinterissä. Käytetyin kylmäaine on R407C. Kompressoreita voidaan kytkeä koneistoon useita rinnakkain, mikä parantaa koneen toimintavarmuutta sekä toimintaa osatehoilla. Tehonsäätö perustuu kompressorien pysäytykseen ja käynnistykseen. Myös taajuusmuuttajien käyttö on mahdollista, kompressorin voitelun ja mekaanisen kestävyuden asettamissa rajoissa. Taajuusmuuttajien käyttö ei kuitenkaan ole sarjavalmisteisissa koneikoissa yleistynyt. Mäntäkompressorit ovat vedenjäähdytyssovelluksissa väistymässä oleva konetyyppi. [3]

Hermeettisiä **kierukka- eli scroll-kompressoreita** käytetään vedenjäähdytyskoneissa laajasti tehoalueella 5-400 kW. Kierukkakompressorin toiminta perustuu kahden sisäkäisen spiraalimaisen kierukan toimintaan: toinen kierukka on kiinteä ja toinen liikkuu sen sisällä epäkeskisesti. Kierukoiden väliin muodostuu kaasukammioita, jotka pienentyvät edetessään spiraalin ulkokehältä kohti keskustaa. Nämä aikaansaavat kylmäaineen paineen nousun. Koneissa käytettyjä kylmäaineita ovat R410A ja R407C. Kompressoreita voidaan sijoittaa yhteen piiriin useita rinnakkain, tai toteuttaa koko vedenjäähdytyskone useilla rinnakkaisilla kylmäainepiireillä. Lämmönsiirtimet ovat yleensä juotettuja levylämmönsiirtimiä. Scroll-vedenjäähdytyskoneiden säätö hoidetaan yleensä kompressoreita pysäyttämällä ja käynnistämällä. Kahden rinnakkaisen kompressorin tai useamman kylmäainepiirin koneikot tarjoavat parhaan joustavuuden on/off-säätötapaan. Taajuusmuuttajaohjattuja scroll-kompressoreita ei yleensä sarjavalmisteisissa vedenjäähdytyskoneissa käytetä. [2, 3]

**Ruuvikompressoreita** käytetään vedenjäähdytyskoneissa tehoalueella 200-1300 kW. Kompressorityypin toiminta perustuu yhden tai kahden pyörivän ruuvin ja kompressorin kuoren väliin jäävän kaasutilan pienentämiseen. Käytettyinä kylmäaineina ovat R134a, R410A ja R407C. Lämmönsiirtiminä käytetään pienemmissä koneissa levylämmönsiirtimiä, suuremmissa tyypillisesti moniputkilämmönsiirtimiä. Ruuvikompressoreiden säätö toteutetaan vedenjäähdytyskoneissa yleensä luistiventtiilillä. Luistin toiminta perustuu puristusprosessin aloituspisteen siirtämiseen pois ruuvin alkupäästä, jolloin puristuksen kesto lyhenee. Taajuusmuuttajien käyttö on myös ruuvikoneistojen yhteydessä edelleen harvinaista. [2, 3]

**Turbokompressorein** toimivat vedenjäähdytyskoneet ovat teholuokaltaan suurimpia, niitä käytetään tyypillisesti yli 1 MW koneistoissa. Prosessi perustuu pyörivään juoksupyörään, joka kasvattaa kaasun liike-energiaa. Kasvanut kineettinen energia muutetaan paine-energiaksi koneen diffuusorissa, jossa virtausta hidastetaan. Koneikot ovat vesi-/nestelauhdutteisia ja kylmäaineena on R134a. Höyrystimissä ja lauhduttimissa käytetään moniputkilämmönsiirtimiä. Koneita säädetään johtosiipisäädöllä sekä kierrosnopeutta taajuusmuuttajilla. [2, 3]



### 2.6.3 Nesteenjähdytin

Nesteenjähdytin on liuoslauhdutteisten vedenjäähdytyskoneiden kanssa yhdessä käytettävä ulkolaiteyksikkö, joka hoitaa jäähdytysjärjestelmän lauhdepiirin lämmönsiirron ulkoilman kanssa. Lauhdepiirin lämmönsiirtoaineena on yleensä vesi-glykoliliuos. Nesteenjähdytin sijoitetaan tavallisesti rakennuksen katolle, kuitenkin vedenjäähdytyskoneen läheisyyteen niin että putkitukset jäisivät mahdollisimman lyhyiksi. Laitteyksikkö koostuu lamellilämmönsiirtimestä, liuosputkituksista, koteloinnista ja rinnakkain asennetuista puhaltimista. Kuvassa 2.9 on esimerkki kattoasenteisesta nesteenjähdytysyksiköstä.



*Kuva 2.9. Alfa Laval AlfaBlue Junior DG, ilmajäähdytteinen nesteenjähdytin. [18]*

Nesteenjähdyttimen lämmönsiirron tehokkuuteen vaikuttavat ulkoilman lämpötilan ja lauhdeliuoksen välinen lämpötilaero sekä puhaltimien pyörimisnopeus. Puhaltimien aikaansaaman ilmapirran kasvaessa myös lämmönsiirtopinnan konvektiivinen lämmönsiirtokerroin kasvaa ja näin lauhdutusteho lisääntyy. Puhaltimien pyörimisnopeutta rajoittavat kuitenkin usein äänitekniset seikat: äänitason ympäristöön on pysyttävä määritellyissä rajoissa riippuen asennuspaikasta sekä alueesta jolle konetta ollaan sijoittamassa.

Nesteenjähdyttimen mitoitus perustuu vedenjäähdytyskoneen huipputehontarpeeseen. Mitoitustilanteessa jäähdyttimelle tulevan ulkoilman lämpötilana käytetään tyypillisesti +30 astetta. Nesteenjähdyttimen liuospuolen lämpötilatasot mitoitustilanteessa ovat samat kuin vedenjäähdytyskoneen lauhduttimessa, eli tyypillisesti jäähdyttimelle menevälle liukselle +42 °C ja palaavalle +36 °C. Mitoitustilanteessa ulkoilman sekä lauhdepiirin välinen lämpötilaero on pienimmillään ja lauhduttimen tehontarve suurimmillaan. Tästä johtuen nesteenjähdytin on valtaosan käyttöajastaan reilusti ylimitoitettu. Jäähdyttimen säätö pienemmille tehontarpeille toteutetaan 3-tiesäätöventtiilin, puhaltimien pysäyttämisen ja puhaltimien kierrosnopeuden säädön yhdistelmällä. [4]

## 2.7 Jäähdytysputkien mitoitus

Jäähdytysvesiverkoston avulla vedenjäähdytyskoneella, vapaajäähdytys siirtimellä tai muulla tavalla jäähdytetty vesi siirretään vettä tarvitseville, ilmaa jäähdyttävälle laitteille. Jäähdytysvesiverkostat ovat tyypiltään suljettuja vesiverkostoja, eli ne tulee varustaa asianmukaisin paisunta- ja varolaittein. Verkostoon asennetaan yleensä myös vedenjäähdytyskoneen kuorman tasaukseen tarkoitettu tasaussäiliö. Kiertoaineena putkistossa on tavallisesti pelkkä vesi, mutta erikoistapauksissa veden ja jäänestoaineen kuten etyleeniglykolin seos. Verkostoissa käytettyjä putkimateriaaleja ovat teräs, kupari, muovi ja komposiitti, teräksen ollessa näistä selvästi käytetyin. Putkistot eristetään ympäristöstä tapahtuvan lämpövuodon eli siirtohäviöiden minimoimiseksi. Putkien pintalämpötila on usein huoneilman kastepistettä alhaisempi, joten valitun eristeen tulee estää myös putkien pintaan tapahtuvaa kondenssia. Kondenssisuojaus edellyttää höyrynsulkevien eli suuren diffuusiovastuksen eristeiden käyttöä. Käytetyin putkieriste on solukumi, jolla on pieni lämmönjohtavuus ja suuri vesihöyryn diffuusiovastus. [3]

### 2.7.1 Paine- ja lämpöhäviöt

Jäähdytysputkiston osissa tapahtuvat laskennalliset painehäviöt jaetaan kitka- ja kertahäviöihin. Kitkahäviöt aiheutuvat putkivirtauksen kitkasta, kertahäviöt taas putkistossa olevista muutoksista kuten mutkista, venttiileistä ja putkihaaroista. Kertavastusten arvot erityyppisille putkiosille on taulukoitu. Nykyaikainen LVI-suunnittelutyökalu laskee putkilinjojen kokonaispainehäviöt myös automaattisesti.

Pyöreästä putkesta tehdyn putkilinjan kokonaispainehäviö voidaan laskea kaavan (2.19) avulla. Kaavasta nähdään, että painehäviö on verrannollinen nesteen virtausnopeuden neliöön.

$$\Delta p_f = \left( \sum \zeta + \xi \frac{l}{d_s} \right) \frac{1}{2} \rho v^2 \quad (2.19),$$

jossa

$\Delta p_f$	on putkilinjan painehäviö [Pa]
$\sum \zeta$	on putkilinjalla olevien kertavastusten summa [-]
$\xi$	on Darcyn kitkakerroin [-]
$l$	on putken pituus [m]
$d_s$	on putken halkaisija [m]
$\rho$	on virtausnesteen tiheys [kg/m <sup>3</sup> ]
$v$	on virtauksen nopeus [m/s <sup>2</sup> ].

Kitkakerroin  $\xi$  riippuu putken sisäpinnan karheudesta ja virtauksen Reynoldsin luvusta. Kitkakertoimen laskemiseksi on saatavilla useita eri korrelaatioita, käytetyin näistä lie-nee Colebrookin-Whiten kaava. [3]

Jäähdytysvesiputken lämpöhäviön suuruus riippuu käytetyn eristeen tyypistä ja paksuudesta, sekä jäähdytysveden ja ympäristön välisestä lämpötilaerosta. Lämpöhäviö on jäähdytysputkelle tarkoitettuna terminä hieman harhaanjohtava, koska lämpövirta siirtyy ympäristöstä putkeen eikä päinvastoin. Termi on silti yleisesti käytössä. Eristetyn putken ominaislämpöhäviö pituusyksikköä kohti [W/m] on laskettavissa kaavalla (2.20). [13]

$$q = \frac{\pi(t_{hi} - t_v)}{\frac{1}{\alpha_{k,v}d_s} + \sum_{i=1}^n \frac{1}{2\lambda_i} \ln \frac{d_{u,i}}{d_{s,i}} + \frac{1}{\alpha_{k,i}d_{u,e}}} \quad (2.20),$$

jossa

$q$	on putkilinjan ominaislämpöhäviö [W/m]
$t_{hi}$	on ympäröivän ilman lämpötila [°C]
$t_v$	on jäähdytysveden lämpötila [°C]
$\alpha_{k,v}$	on sisäpuolen (vesi-) konvektiivinen lämmönsiirtokerroin [W/m <sup>2</sup> K]
$\alpha_{k,i}$	on ulkopuolen (ilma-) konvektiivinen lämmönsiirtokerroin [W/m <sup>2</sup> K]
$\lambda$	on eristeen/putkimateriaalin lämmönjohtavuus [W/mK]
$d_s$	on eristeen/putken sisähalkaisija [m]
$d_u$	on eristeen/putken ulkohalkaisija [m].

Samaa laskentakaavaa voidaan käyttää myös eristettyjen ilmanvaihtokanavien lämpöhäviölaskelmissa. Kaava osoittaa, että jäähdytysveden lämpötilan kasvattaminen pienentää putken ominaislämpöhäviötä, sillä se pienentää veden ja ympäristön välistä lämpötilaeroa. Toisaalta on myös huomattava, että putkistossa tapahtuva lämpöhäviö ei ole järjestelmän kokonaistarkastelun kannalta pelkästään haitallinen tekijä: usein putket kulkevat sellaisissa tiloissa, joita halutaan joka tapauksessa jäähdyttää.

## 2.7.2 Putkikoon valinta

Putkikoon valinnassa on kyse investointi- ja käyttökustannusten välisestä optimoinnista. Mitä suurempi on putkiston painehäviö, sitä suuremmaksi kasvavat järjestelmän pumpauskustannukset. Pienet painehäviöt taas edellyttävät suuria putkikokoja, jotka kasvattavat putkiston investointikustannusta.

Jäähdytysvesiputken koon mitoituksen lähtökohtana on putkeen kytkettyjen jäähdytyslaitteiden kokonaisjäähdytysteho ja tätä vastaava veden tilavuusvirta. Putkistoon liittyvien laitteiden tehot summataan verkoston runkolinjoihin sitä mukaa kun ne siihen liittyvät. Esimerkiksi vedenjäähdytyskoneelta lähtevä runkoputki joutuu siirtämään koko järjestelmän jäähdytystehon, kun taas yksittäisen jäähdytyslaitteen kytkentäputki vain kyseisen laitteen tehontarpeen. Jäähdytysvesiputken tilavuusvirtaa sekä meno- ja paluu-lämpötilojen eroa vastaava jäähdytysteho on laskettavissa kaavalla (2.21). [4]

$$Q_j = \rho_v \dot{V}_v c_{p,v} \Delta t \quad (2.21),$$

jossa

$Q_j$	on putkeen kytkettyjen jäähdytyslaitteiden kokonaistehojen summa [kW]
$\rho_v$	on veden tiheys [ $\text{kg/m}^3$ ]
$\dot{V}_v$	on veden tilavuusvirta [ $\text{m}^3/\text{s}$ ]
$c_{p,v}$	on veden ominaislämpökapasiteetti [kJ/kg K]
$\Delta t$	on jäähdytysveden meno- ja paluulinjojen välinen lämpötilaero [ $^{\circ}\text{C}$ ].

Tarvittava tilavuusvirta pienenee jäähdytysveden meno- ja paluulämpötilojen eron kasvaessa. Tämä johtaa siihen, että samalle jäähdytysteholle riittää suuremmalla lämpötilaerolla pienempi putkikoko.

Vedenjäähdytyskoneen lauhdepuolen lämmönsiirtoa hoitavan vesi-glykoliliuospiirin putket mitoitetaan samojen periaatteiden mukaan. Lauhdeliuoksen tilavuusvirran laskennassa on otettava huomioon kokonaisjäähdytystehon ohella myös järjestelmän kompressorien teho. Lauhdeliuoksen tilavuusvirran laskenta on yksinkertaisimmillaan esitetty kaavassa (2.22).

$$Q_l = Q_j + P_k = \rho_{lu} \dot{V}_{lu} c_{p,lu} \Delta t \quad (2.22),$$

jossa

$Q_l$	on järjestelmän lauhdutusteho [kW]
$Q_j$	on järjestelmän kokonaisjäähdytysteho [kW]
$P_k$	on kompressorien järjestelmään tuoma lämpö [kW]
$\rho_{lu}$	on lauhdeliuoksen tiheys [ $\text{kg/m}^3$ ]
$\dot{V}_{lu}$	on lauhdeliuoksen tilavuusvirta [ $\text{m}^3/\text{s}$ ]
$c_{p,lu}$	on lauhdeliuoksen ominaislämpökapasiteetti [kJ/kg K]
$\Delta t$	on lauhdeliuoksen meno- ja paluulinjojen välinen lämpötilaero [ $^{\circ}\text{C}$ ]

Jäähdytysputkien koon valintaan ei voida esittää yksiselitteistä mitoitusohjetta. Tyypillisin lähestymistapa on valita putkikoko siten, että sen painehäviö pysyy mitoitusolosuhteissa alle 150 Pa/m. Pitkillä putkilinjoilla kannattaa pyrkiä myös tätä pienempään painehäviöön.

### 2.7.3 Pumppausteho

Jäähdytysvesiverkoston pumppuina voidaan käyttää joko vakiovirtaama- tai taajuusmuuttajapumppuja. Jos valitaan vakiovirtaamapumppu, verkoston pääkierron vesivirta pysyy koko ajan vakiona ja yksittäisten laitteiden virtaamia säädetään 3-tiesäätöventtiileillä. Tämä on kuitenkin poistuva käytäntö, sillä säätötavan energiatehokkuus on heikko. Portaattomasti säädettävien taajuusmuuttajapumppujen kanssa toimittaessa

yksittäisten laitteiden tehoja säädetään 2-tiesäätöventtiilein. Pumpun tehtäväksi jää tällöin putkiston painetason pitäminen tasaisena.

Pumpun sähköverkosta ottama teho voidaan arvioida kohtuullisella tarkkuudella käyttäen kaavaa (2.23). [4]

$$P_p = \frac{\dot{V} \Delta p}{\eta_p} \quad (2.23),$$

jossa

$\dot{V}_v$	on veden tilavuusvirta [ $\text{m}^3/\text{s}$ ]
$\Delta p$	on pumpun paineenkorotus [Pa]
$\eta_p$	on pumpun kokonaishyötysuhde [-].

Kaava osoittaa, että pumpun tarvitsema teho on suoraan verrannollinen sen tuottamaan nesteen tilavuusvirtaan. Kultakin pumpulta tarvittava paineenkorotus määräytyy siihen kytketyn putkiston kokonaispainehäviön perusteella.

## 2.8 Vapaaäähdytys

Vapaaäähdytyksellä tarkoitetaan rakennuksen ulkopuolelta saatavan viileän ulkoilman tai veden suoraa hyödyntämistä jäähdytysjärjestelmässä ilman vedenjäähdytyskoneella tehtävää lämpötilatason laskua. Suomalainen ilmasto tarjoaa hyvän vapaaäähdytyksen käyttöpotentiaalin, sillä viileää jäähdytysvettä tai ulkoilmaa on suuren osan vuodesta helposti saatavilla.

Ilmajäähdytteinen vapaaäähdytysjärjestelmä toteutetaan ulkona olevalla nesteenjäähdyttimellä, liuospiirillä ja jäähdytysvesiverkostoon asennettavalla levylämmönsiirtimellä. Vapaaäähdytyskäytölle voidaan asentaa joko kokonaan oma nesteenjäähdytin tai voidaan käyttää vedenjäähdytyskoneen kanssa yhteistä nesteenjäähdytintä. Vapaaäähdytyksen oma nesteenjäähdytin mahdollistaa rinnakkaiskäytön vedenjäähdytyskoneen kanssa, mikä parantaa järjestelmän vuosihyötysuhdetta. Vedenjäähdytyskoneen nesteenjäähdytintä käytettäessä on taas valittava käytettäväksi aina joko vedenjäähdytyskone tai vapaaäähdytys, ulkolämpötilasta riippuen. [3]

Vapaaäähdytyksen potentiaalia rajoittaa kohteen jäähdytysvesiverkostossa käytetty lämpötilataso. Jäähdytyslaitteille toimitettavan veden lämpötila tulee olla aina merkittävästi vapaaäähdytyslähteen lämpötilaa korkeampi. Riittävän lämmönsiirron aikaansaamiseksi ulkoilman ja nesteenjäähdyttimeltä lähtevän lauhdeliuoksen välisen lämpötilaeron tulee olla vähintään 5 astetta. Lisäksi nesteenjäähdyttimeltä lähtevän liuoksen ja jäähdytysvesiverkoston menolämpötilan välisen lämpötilaeron on oltava myös vähintään 5 astetta. Näin tarvittavaksi kokonaislämpötilaeroksi ulkoilman ja jäähdytysveden menolämpötilan välillä tulee 10 astetta. Tämä on vain ohjeellinen arvio, jota voidaan

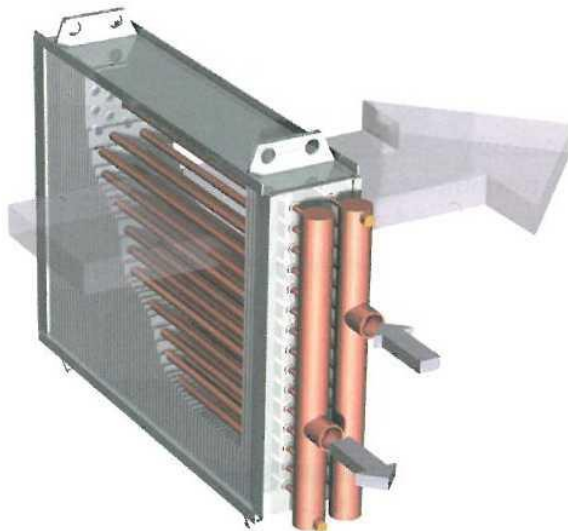
pyrkii pienentämään lämmönvaihtimien mitoituksella. Järjestelmään menevän jäähdytysveden lämpötilan korottaminen mahdollistaa vuoden aikaisten vapaajäähdytystuntien lisäämisen parantaen jäähdytysjärjestelmän vuosikylmäkerrointa.

## 2.9 Jäähdytyslaitteet

### 2.9.1 Tuloilman jäähdytyspatteri

Jäähdytyspatterilla tarkoitetaan ilmanvaihtokoneen sisälle asennettavaa nestekiertoista lämmönsiirintä, jota käytetään tuloilman jäähdyttämiseen. Patteri voidaan asentaa ilmanvaihtokoneen ohella myös suoraan tuloilmakanavaan. Patterit jaotellaan putkiston kiertoaineen mukaan vesikiertoisiin ja suorahöyrysteisiin malleihin. Suorahöyrysteisissä pattereissa kiertoaineena on höyrystyvä kylmäaine ja vesikiertoisissa malleissa jäähdytysvesi. Tässä työssä käsitellään vain vesikiertoisia pattereita.

Jäähdytyspatterit ovat tyypiltään lamellilämmönsiirtimiä. Patteri koostuu ilmavirtaan nähden poikittaissuuntaisista vesiputkilenkeistä (vesireitit), joiden ilmapuolen lämmönsiirtopintaa on kasvatettu ilmavirran suuntaisilla lamellilevyillä. Vesiputkien materiaalina on tyypillisesti kupari ja lamellilevyjen alumiini. Vesiputkipiirin päihin liitetään yhteiset kokoojatukit, joiden kautta patteri yhdistetään edelleen jäähdytysvesiverkostoon. Patteriin kondensoituvan veden poistosta huolehditaan kondenssivesialtaalla sekä altaasta lähtevällä kondenssiviemärillä. Patterin rakennetta on esitelty kuvassa 2.10. [3]



**Kuva 2.10.** Jäähdytyspatterin perusrakenne. [3]

Patteri mitoitetaan siten, että se pystyy vuoden aikana lähes kaikissa olosuhteissa jäähdyttämään ulkoilman haluttuun tuloilman sisäänpuhalluslämpötilaan. Patterille tulevan ulkoilman mitoituspisteen tila on rakentamismääräyskokoelman osan D2 mukaan lämpötila 25 °C ja entalpia 55 kJ/kg. [6] Tässä työssä käytetään patterin mitoitukseen kuitenkin korkeampia ilman lämpöarvoja, lämpötilaa +27 °C ja suhteellista kosteutta 55 %.

Ilman entalpia on tällöin 58,5 kJ/kg. Haluttu ilman lämpötila patterin jälkeen vaihtelee tapauskohtaisesti 15-20 °C välillä, riippuen siitä miten ilmanvaihto ja jäähdytysjärjestelmä on suunniteltu.

Patterin lämmönsiirtopinnan lämpötila on tyypillisesti patterille tulevan ulkoilmavirran kastepisteen alapuolella, minkä takia patteriin kondensoituu ilmassa olevaa kosteutta. Patteri siis kuivaa sisätiloihin menevää ilmaa eli poistaa siitä latenttia lämpökuormaa. Kuivauksen tulee toimia sellaisella teholla, että huonetilat pysyvät halutulla suhteellisen kosteuden alueella niin ihmisten viihtyvyyden, tilan materiaalien kuin huoneilojen jäähdytyslaitteisiin tapahtuvan kondenssin kannalta. Haluttu tuloilman suhteellinen kosteus patterin jälkeen vaihtelee jälleen tapauskohtaisesti.

Patterin mitoitus perustuu seuraavien tekijöiden valintaan:

- Patterin otsapinta-ala
- Vesiputkirivien lukumäärä/patterin syvyys
- Vesiteiden määrä
- Lamellien välinen etäisyys eli lamellijako

Useissa tilanteissa kanavan/ilmanvaihtokoneen koko on kuitenkin valmiiksi määritelty, jolloin patterin mitoitusvaiheessa jäävät valittavaksi enää syvyys, vesiteiden määrä ja lamellijako. Näiden valintaan liittyvät kuitenkin myös omat rajoitteensa, kuten ilma- ja vesivirtausten painehäviöiden hyväksyttävä suuruus. [4]

Patterin mitoituksen lähtötietoina ovat tavallisesti tarvittava jäähdytysteho ja jäähdytysvedelle valitut lämpötilatasot. Yleisesti käytetyt lämpötilatasot ovat menovedelle +7 °C ja paluuedelle +12 °C. Kaukojäähdytystä käyttävissä kohteissa menoveden lämpötila voi kuitenkin olla esimerkiksi +10 °C ja paluuvesi jopa +18 °C. Korkeampi jäähdytysveden tulolämpötila pienentää patterin ja tulevan ilman keskimääräistä lämpötilaeroa, mikä edellyttää mitoitusvaiheessa patterin koon kasvattamista vastaavan jäähdytystehon aikaansaamiseksi. Jäähdytyspatterin mitoitusta on tutkittu erilaisilla jäähdytysveden lämpötiloilla tämän työn alaluvussa 4.2.

Mitoituksessa on huomioitava patterin aiheuttamat ilma- ja vesivirtausten painehäviöt. Häviöt kasvattavat järjestelmän pumppu- ja puhallinkustannuksia. Vesipuolen liian matalaa painehäviötä tulee toisaalta myös välttää, sillä se voi tarkoittaa vesivirtauksen muuttumista laminaariksi. Laminaari virtaus heikentää voimakkaasti veden konvektiivista lämmönsiirtokerrointa ja voi aiheuttaa patterin tehon äkillisen putoamisen. Ilmapuolen painehäviön hyvänä tavoitearvona voidaan pitää alle 100 Pascalia. Patterien painehäviöt ja tehot saadaan arvioitua tyydyttävällä tarkkuudella valmistajien valintaohjelmia käyttäen. [4]

Patterin lamellijaon valinnassa tulee ottaa huomioon puhtaanapitovaatimukset ja tuloilmavirrasta kondensoituneen veden käyttäytyminen. Lamelliväli ei saa olla liian kapea,

koska voimakas kondenssi voi tukkia lamellivälit vedellä. Tyypillisesti lamelliväli valitaan jäähdytyspattereissa väliltä 2,5-5 mm. Tuloilman nopeus ei saa olla liian suuri, jotta kondensoituneet vesipisarat eivät lähde ilmapirran mukaan. [4]

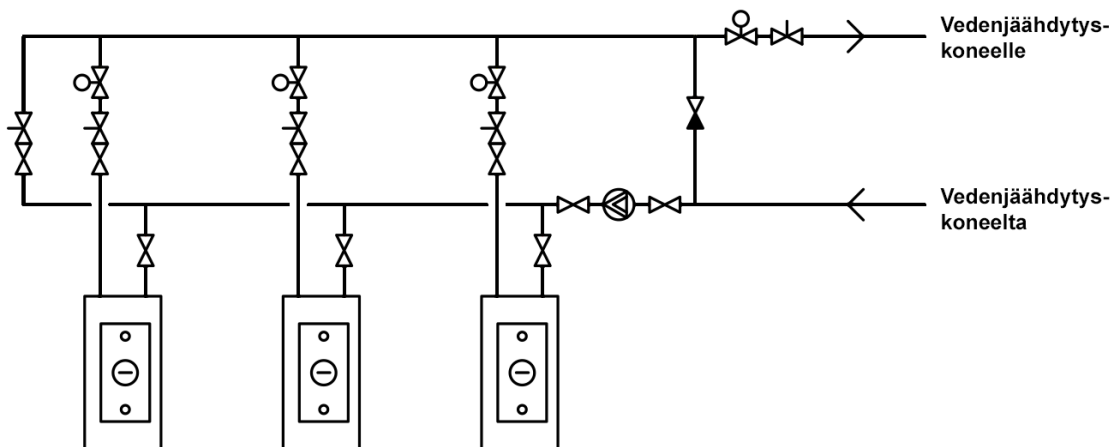
Käytännön suunnittelutyössä patterin suorituskykyarvot eri toimintaolosuhteissa saadaan patteri- ja ilmanvaihtokonevalmistajien valintaohjelmia käyttäen. Dokumentaatio ohjelmien käyttämistä laskentamenetelmistä on usein erittäin puutteellista, mutta arvojen luotettavuus on kuitenkin suunnittelutarkoituksiin riittävä. Käytetyimmät energiasimulointiohjelmistot sisältävät myös malleja jäähdytyspatterien käyttäytymiseen.

## 2.9.2 Jäähdytyspalkit

Jäähdytyspalkkijärjestelmät ovat tilakohtaiseen jäähdytykseen tarkoitettuja järjestelmiä, jotka soveltuvat erityisesti suhteellisen pienen lämpökuorman kohteisiin. Palkkeja voidaan käyttää myös tilojen ilmalämmitykseen jos tilojen lämmöntarve on pieni. Jäähdytyspalkkeja käytetään Suomessa erityisesti terveydenhuolto- ja toimistorakentamisessa. [4]

Palkkien päätyyppjä on kaksi, passiiviset ja aktiiviset jäähdytyspalkit. Aktiivipalkit toimivat jäähdytystoimintonsa ohella tuloilman päätelaitteina. Tässä työssä keskitytään tarkastelemaan vain aktiivisia jäähdytyspalkkeja, koska ne ovat palkkityypeistä selvästi käytetyimpiä.

Palkkiipiiri kytketään tyypillisesti samaan vesiverkoston muiden jäähdytysvettä käyttävien laitteiden kanssa. Palkit tarvitsevat toimintaansa muita laitteita lämpimämpää jäähdytysvettä, sillä niissä käytetty jäähdytysveden tulolämpötila on 14-16 °C. Jäähdytysveden lämpötilan korotus toteutetaan sekoittamalla vedenjäähdytyskoneelta tulevaan viileään veteen (esimerkiksi 7 °C) ilmastointipalkeista palaavaa lämpimämpää vettä (esimerkiksi 18 °C). Sekoitus tehdään automaatio-ohjatulla venttiilillä, joka säätelee vesivirtojen sekoitussuhdetta halutun lämpötilan aikaansaamiseksi. Kytkenästä käytetään nimitystä *suntti* ja sitä on havainnollistettu kuvassa 2.11.



**Kuva 2.11.** Jäähdytyspalkkiverkoston kytkentäperiaate.



Palkkijärjestelmän mitoitus on kytkennästä johtuen riippumaton vedenjäähdytyskoneelta lähtevän jäähdytysveden lämpötilatasosta. Koneelta lähtevän veden lämpötilan korotus tarkoittaa palkkiverkostossa vain meno- ja paluuveden sekoitussuhteen vaihtumista, mutta ei muutoksia tarvittavaan palkkimäärään tai palkkien jäähdytysenergiankulutukseen.

Jäähdytyspalkit ovat lähes poikkeuksetta kuivia lämmönsiirtimiä, eli niihin ei saa kondensoitua huoneilmassa olevaa kosteutta. Laitteita ei varusteta kondenssiveden poistoviemäreillä. Tämä on otettava huomioon tuloilman jäähdytyspatterin ilmankuivausta mitoittaessa: sisäilman kastepisteen tulisi pysyä koko ajan matalampana kuin palkeille menevän veden lämpötila. Erityisesti huomiota tulee kiinnittää kuivauksen riittävään tehokkuuteen kosteina ja kuumina kesäpäivinä. Kondenssin ehkäisemiseen voidaan tarvittaessa käyttää kondenssiantureita, jotka antavat rakennusautomaatiojärjestelmälle hälytyksen havaitessaan kondenssia palkkijärjestelmässä. Hälytystilanteessa palkeille menevän veden lämpötilaa väliaikaisesti nostetaan, kunnes tiivistymistä ei enää tapahdu.

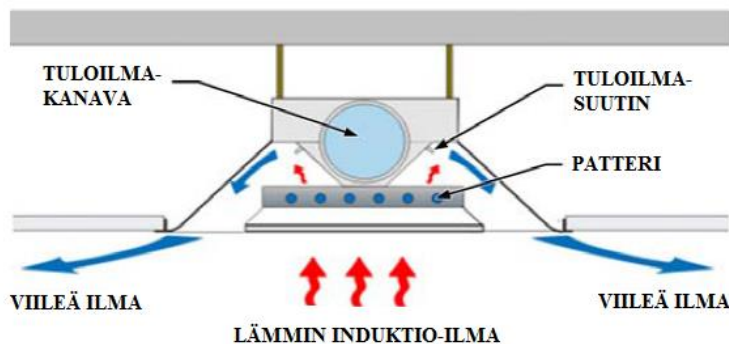
Aktiivipalkkimalleista käytetyimpiä ovat pitkät, kapeat kattoasenteiset palkit sekä kasettimalliset ilmastointimodulit. Näistä molemmista on saatavilla sekä alakattoon integroitavia että vapaaseen tilaan asennettavia versioita. Kuvassa 2.12 on esimerkki Swegonin valmistamasta alakattoasenteisesta ilmastointimoduulista.



**Kuva 2.12.** Alakattoon asennettava aktiivinen ilmastointimoduuli Swegon Parasol. [19]

Aktiivisten jäähdytyspalkkien etuna ovat hyvät säätömahdollisuudet, koska niin yksittäiselle patterille tulevaa vesivirtaa kuin tuloilmavirtaa voidaan halutessa säätää tilan tarpeen mukaisesti. Palkeilla on mahdollista saavuttaa hyvin muunneltava huonetilan jäähdytysjärjestelmä. Etuna on myös mahdollisuus vapaajäähdytyksen käyttöön, koska jäähdytystä hoidetaan suhteellisen korkealämpötilaisella jäähdytysvedellä. Heikkoutena on järjestelmän kohtuullisen suuri koko ja riippuvuus ilmanvaihtojärjestelmästä.

Aktiivipalkin toiminta perustuu pakotettuun konvektioon. Huonetilassa oleva lämmin ilma nousee ylöspäin ja jäähtyy kulkiessaan palkissa olevan lamellilämmönsiirtimen läpi. Patterin yläpuolella jäähtynyt ilma sekoittuu tuloilmasuuttimista puhallettavan viileän tuloilman kanssa. Sekoittunut ilmavirta puhalletaan ulos huonetilaan patterin sivuista kattopinnan suuntaisesti. Palkkiin puhallettava tuloilmavirta myös kasvattaa patterin läpi nousevaa eli indusoitua ilmavirtaa. Induktioilmästä johtuen aktiivipalkin jäähdytyspatterista on mahdollista saada useita kertoja suurempi jäähdytysteho verrattuna vastaavan kokoiseen passiiviseen jäähdytyspalkkiin. Palkin ilmavirtoja on alakattoasenteisen aktiivijäähdytyspalkin esimerkkitaapauksessa esitetty kuvassa 2.13. [20]



**Kuva 2.13.** Aktiivisen jäähdytyspalkin toimintaperiaate. [20]

Aktiivipalkin jäähdytyspatterista saatavan jäähdytystehon suuruus riippuu palkkiin tulevan tuloilmavirran määrästä ja nopeudesta ilmasuuttimissa, sekä jäähdytysveden lämpötilatasoista ja virtausnopeudesta lamellipatterissa. Huoneilman kosteudella ei ole vaikutusta tehoon, koska palkkien lämpötila pidetään ilman kastepisteen yläpuolella. Jos vaikiokokaisen palkin patteriosan jäähdytystehoa halutaan kasvattaa, siihen voidaan käyttää kahta tapaa: voidaan joko kasvattaa veden ja jäähdytettävän ilman keskimääräistä lämpötilaeroa palkin patterissa tai nostaa ilman nopeutta tuloilmasuuttimissa. Tämä voidaan tehdä joko ilmavirtaa lisäämällä tai tuloilmasuutinten kokoa pienentämällä. Jäähdytysteho lisääntyy, koska suurempi tuloilman nopeus kasvattaa patterin läpi nousevaa induktioilmavirtaa. Samalla patterin pakotettu konvektio tehostuu ja jäähdytysteho kasvaa.

### 2.9.3 Puhallinkonvektorit

Puhallinkonvektorit ovat puhaltimella varustettuja jäähdytyspattereita, jotka toimivat huonekohtaisina jäähdytyslaitteina. Konvektoreiden etuna on erityisesti hyvä teho/kokosuhte sekä riippumattomuus tilan muun ilmavaihtojärjestelmän toiminnasta. Konvektoreita voidaan käyttää myös tilan lämmitykseen, jos patterille asennetaan yhteydet lämmitysvesiputkistoon.

Puhallinkonvektoreissa on tyypistä riippumatta samat pääkomponentit: kotelo, puhallin, jäähdytyspatteri ja tarvittavat vesiputkitukset. Puhallin kierrättää huoneilmaa lamellimallisen jäähdytyspatterin läpi ja saa aikaan patteriin pakotetun konvektion. Patterin viilennys hoidetaan jäähdytysvesiputkistolla. Kondenssivettä varten laitteessa on kondenssivesiallas ja liitäntä viemärointiä varten. Usein käytössä on kondenssivesipumppu. Laitteissa on lisäksi kierrätysilman suodatin, jonka puhtaudesta tulee huolehtia säännöllisesti. [2]

Suomessa uusissa asennuksissa käytetyimpiä puhallinkonvektorimalleja ovat kasettimalliset, alakattoasenteiset konvektorit. Näissä lämpimämpi huoneilma imetään konvektorin keskiosasta ylös ja viilennetty ilma puhalletaan kasetin reunoilta katon suuntaisesti kaikkiin neljään eri suuntaan. Kuvassa 2.14 on esimerkki Fläkt Woodsin kasettimallisesta puhallinkonvektorista. Kasettikonvektorien ohella käytetään laatikkomallisia, alakaton sisään asennettavia kiertoilmakonvektoreita ja vapaaseen tilaan asennettavia puhallinpattereita.



**Kuva 2.14.** Kasettimallinen puhallinkonvektori. [21]

Kasettikonvektoreita myydään eri teholuokissa, usein niin että ulkomitoiltaan samaan koteloon on saatavissa useita eri patterikokoja. Konvektoriin voidaan lisätä myös raitisilmaliitäntä, jolloin kierrätysilmaan sekoitetaan raitista tuloilmaa hieman aktiivisen jäähdytyspalkin tavoin.

Konvektorin tehoa säädetään jäähdytysvesivirran ja puhaltimen kierrosnopeuden avulla. Vesivirran säätö voi olla toteutettu 2- tai 3-tieventtiilein vesiverkoston pumpputyypistä riippuen. Konvektorin puhaltimen kierrosnopeutta voidaan säätää sen tyypistä riippuen joko portaattomasti tai valitsemalla esiasetetuista vakionopeuksista. Puhaltimen kierrosluvun kasvattaminen nostaa laitteen äänitehotasoa, mikä voi joissain tiloissa aiheuttaa tyytymättömyyttä käyttäjissä.

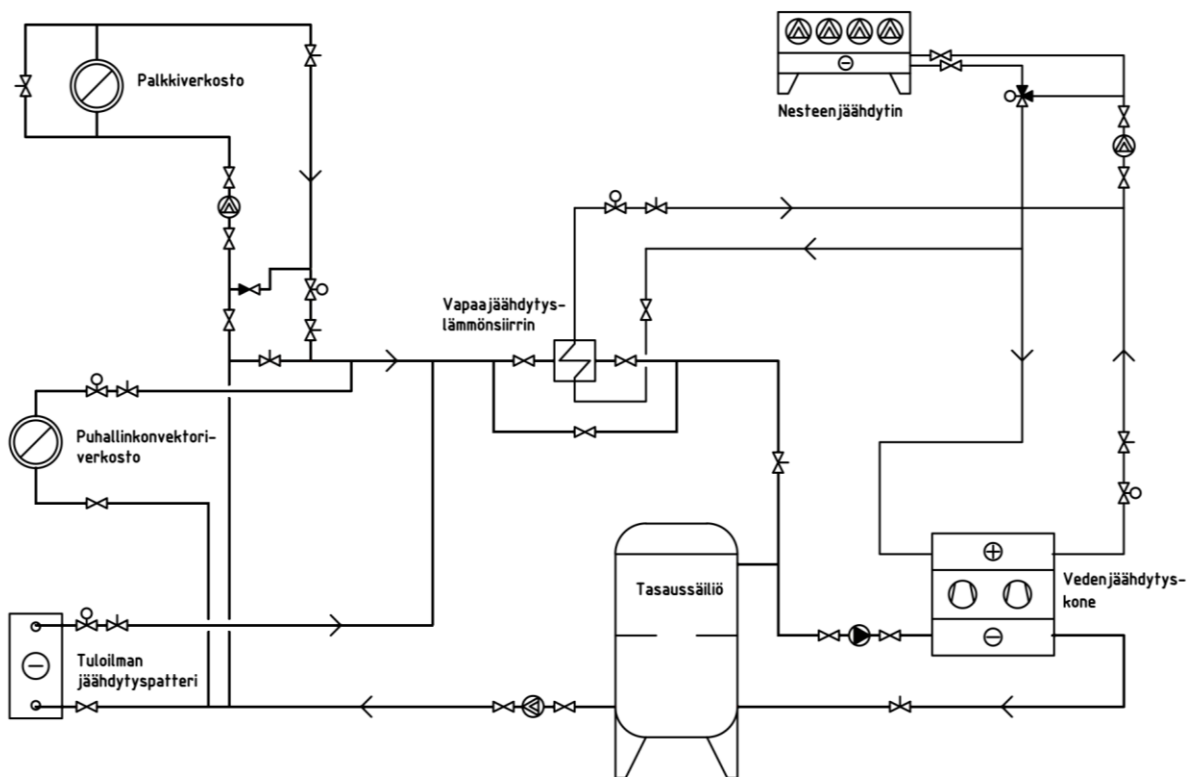
Puhallinkonvektorijärjestelmä voidaan suunnitella joko kondensoivaksi tai ei-kondensoivaksi. Kondensoivassa vaihtoehdossa patterille tulevan jäähdytysveden lämpötila voi olla huoneilman kastepistelämpötilaa matalampi. Konvektorin jäähdytyspatteriin tiivis-

tyy vettä ja patteri kuivaa huoneilmaa. Kondensointiin kuluvan jäähdytystehon osuus patterin kokonaistehosta kasvaa, mitä viileämmällä jäähdytysvedellä patteria käytetään. Tyypillisesti Suomessa on käytetty konvektoreissa samoja +7/+12 °C jäähdytysveden lämpötilatasoja kuin tuloilman jäähdytyspattereissa.

Kuivaksi suunnitellussa konvektorijärjestelmässä patterille tulevan jäähdytysveden lämpötilan tulee olla koko ajan ilman kastepistelämpötilan yläpuolella. Näin kosteuden tiivistymistä ei tapahdu. Yhdestä kuivasta konvektorista saatava teho on huomattavasti kondensoivaa puhallinkonvektoria pienempi, mutta toisaalta energiaa ei kulu tarpeettomaan veden tiivistymiseen. Jos laitteissa ei ole kondenssiviemärintiä, on tarpeellista käyttää kondenssiantureita. [2]

### 3 TARKASTELTAVA JÄRJESTELMÄ

Tässä diplomityössä tarkastellaan seuraavaksi esiteltävän jäähdytysjärjestelmän suorituskykyä ja mitoituskriteereitä. Järjestelmän kokoonpano on esitetty kuvassa 3.1. Kaaviosta puuttuvat yksittäiset automaatio- ja varolaitteet, paisuntasäiliöt sekä lauhdeliuos-tankki, mutta pääkomponenteiltaan järjestelmä vastaa toteuttamiskelpoista jäähdytys-suunnitelmaa.



**Kuva 3.1.** Tarkasteltavan jäähdytysjärjestelmän pääputkikaavio.

Tarkasteltavia vedenjäähdytyskonevaihtoehtoja on kaksi. Toinen on teholuokaltaan noin 150 kW kierukkakompressori-vedenjäähdytyskone ja toinen noin 500 kW ruuvikompressorikone. Molempien koneiden valmistaja on italialainen RC Group. Koneiden suorituskykytiedot on saatu käyttäen valmistajan RCWorld-valintaohjelman versiota 8.1. [22] Valittujen koneiden mallit ja tärkeimmät tekniset tiedot on esitelty taulukossa 3.1. Tarkasteltava scroll-vedenjäähdytyskone näkyy kuvassa 3.2 ja ruuvikompressorikone kuvassa 3.3. Kohteen jäähdytysvesiverkostossa ei ole jäänestoainetta.

**Taulukko 3.1.** Tarkasteltujen vedenjäähdytyskoneiden tekniset tiedot.

Malli	RC Manta T.150.P2.S.J8	RC Frigo Screw CLA 540 V2
Kompressorit	2 kpl, kierukkakompressori (scroll)	2 kpl, ruuvikompressori
Kylmäainepiirejä	1 kpl	2 kpl
Kylmäaine	R410A	R134a
Kylmäainetäyttö	12,4 kg	185,5 kg
Höyrystin- ja lauhdutintyyppi	Juotetut levylämmönsiirtimet	Moniputkilämmönsiirtimet
Säätötapa	Kompressorit on/off	Luistiventtiilit

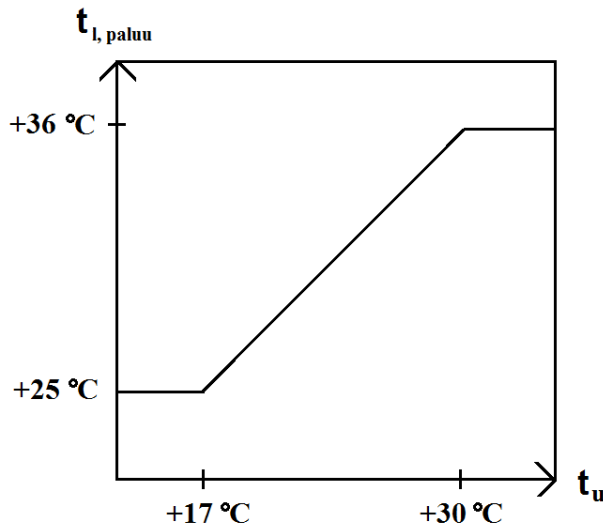


**Kuva 3.2.** RC Manta -vedenjäähdytyskone. [23]



**Kuva 3.3.** RC Frigo Screw CLA -vedenjäähdytyskone. [24]

Lauhdutus on toteutettu välillisesti nesteenjähdyttimellä. Lauhdeliuksena on 35 tilavuusprosentin vesi-etyleeniglykoliliuos, jonka lämpötilatasot vaihtuvat ulkoilman lämpötilan mukaan. Sääto hoidetaan automaatiojärjestelmällä kuvan 3.4 periaatteen mukaisesti. Ulkolämpötilan mittauspisteen oletetaan olevan katolla olevan nesteenjähdyttimen läheisyydessä, eli erityisesti aurinkoisina päivinä mitattu lämpötila voi olla merkittävästi tavanomaista ulkolämpötilan mittauspistettä korkeampi.



**Kuva 3.4.** Koneelle palaavan lauhdeliuksen lämpötilan  $t_{l,paluu}$  riippuvuus ulkolämpötilasta  $t_u$ .

Tarkasteltava tuloilman jäähdytyspatteri on malliltaan Luvata QLCT. Luvata-konsernin Ruotsissa valmistettuja jäähdytyspattereita myy Suomessa Fläkt Woods. Patterin suorituskykytiedot on saatu Luvata Coils -valintaohjelmalla [25]. Patterin koko ja ilmavirta ovat vakioituja taulukon 3.2 tietojen mukaisesti.

**Taulukko 3.2.** Tarkasteltavan tuloilmapatterin ja tuloilmavirran tiedot.

Patterimalli	Luvata QLCT
Ilmavirta	1 m <sup>3</sup> /s
Ulkoilman lämpötila	27 °C
Ulkoilman suhteellinen kosteus	55 %
Otsapintanopeus	2 m/s
Lamellipakan leveys	730 mm
Lamellipakan korkeus	700 mm
Lamelliväli	3 mm

Järjestelmän puhallinkonvektorit ovat mallia Chiller BOX Vari 60. Kyseessä on kasettimallinen alakattoasenteinen konvektori. Laitteen tehoa voidaan säätää portaattomasti puhaltimen EC-moottorilla, mutta tässä työssä nopeuden muutoksia ei kuitenkaan hu-

mioida. Konvektorin suorituskykytiedot on saatu Chiller Option-valintaohjelmalla. [26] Konvektorin tekniset tiedot on koottu taulukkoon 3.3. ja itse laite on esitetty kuvassa 3.5.

**Taulukko 3.3.** *Järjestelmän puhallinkonvektorin tiedot.* [27]

Konvektorimalli	Chiller Box Vari
Koko	60M-2
Mitat (pituus x leveys x korkeus)	573 x 573 x 300 mm
Puhallinnopeus mitoitusteholla	normaali (nopeus 2)
Ilmamäärä mitoitusteholla	100 l/s
Äänenpainetaso mitoitusteholla	35 dB(A)



**Kuva 3.5.** *Chiller Box Vari -puhallinkonvektori.* [27]

Järjestelmän aktiiviset jäähdytyspalkit ovat mallia Fläkt Woods IQID. Kyseessä on alakattoasenteinen pitkä jäähdytyspalkki. Tarkasteltavan palkkimallin tarkemmat tekniset tiedot on koottu taulukkoon 3.4 ja kuva itse laitteesta on kuvassa 3.6. Palkin suorituskykytiedot on saatu käyttäen Fläkt Woods ExSelAir -valintaohjelmaa. [28]

**Taulukko 3.4.** *Tarkasteltavan aktiivisen jäähdytyspalkin tiedot.*

Palkkimalli	Fläkt Woods IQID
Ilmavirta	25 l/s
Sisäilman lämpötila	25 °C
Sisäilman suhteellinen kosteus	50 %
Sisäkaton pintalämpötila	25,5 °C
Palkin pituus	240 cm





**Kuva 3.6.** *Fläkt Woods IQID-jäähdytyspalkki.* [29]

Esiteltyjen laitteiden lisäksi järjestelmä sisältää tavanomaiset automaatio- ja ohjauslaitteet sekä pumput. Jäähdytysvesiputkiston materiaalina on 1,6 mm paksuinen teräsputki, joka eristetään 13 mm Armaflex-solukumieristeellä.

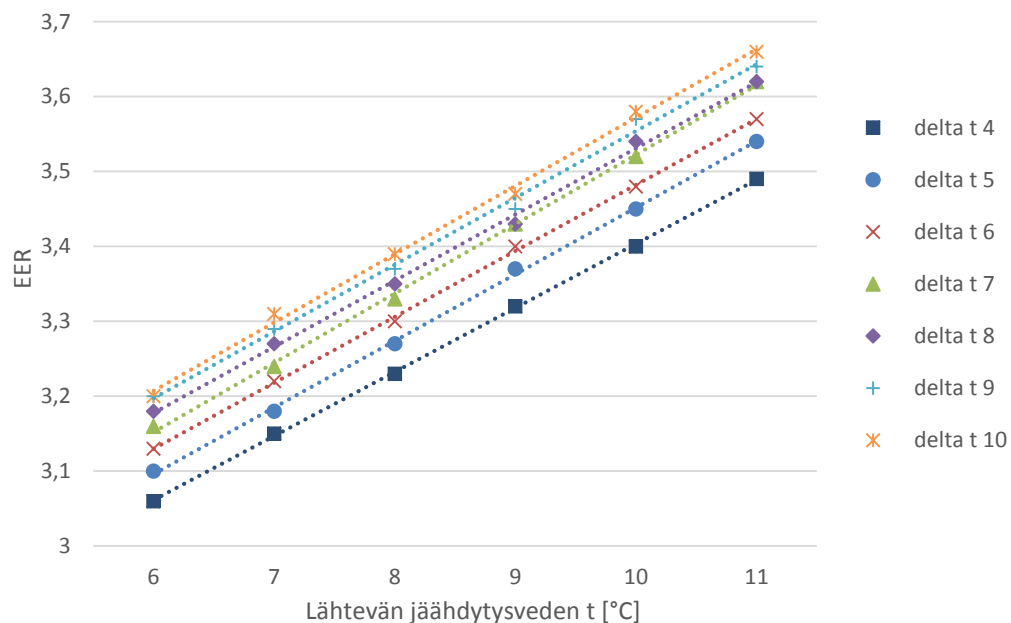
## 4 JÄRJESTELMÄKOMPONENTTIEN SUORITUSKYKYTARKASTELU

### 4.1 Vedenjäähdytyskoneen hyötysuhde

Tarkastellaan valittujen vedenjäähdytyskoneiden hyötysuhteen käyttäytymistä eri jäähdytysveden ja lauhdeliuoksen lämpötiloilla. Tarkasteltavien koneiden mallit ja tekniset tiedot löytyvät luvusta 3. Tulokset on saatu käyttäen konevalmistajan RCWorld-valintaohjelman versiota 8.1. [22]

#### 4.1.1 Kierukkakompressorikone

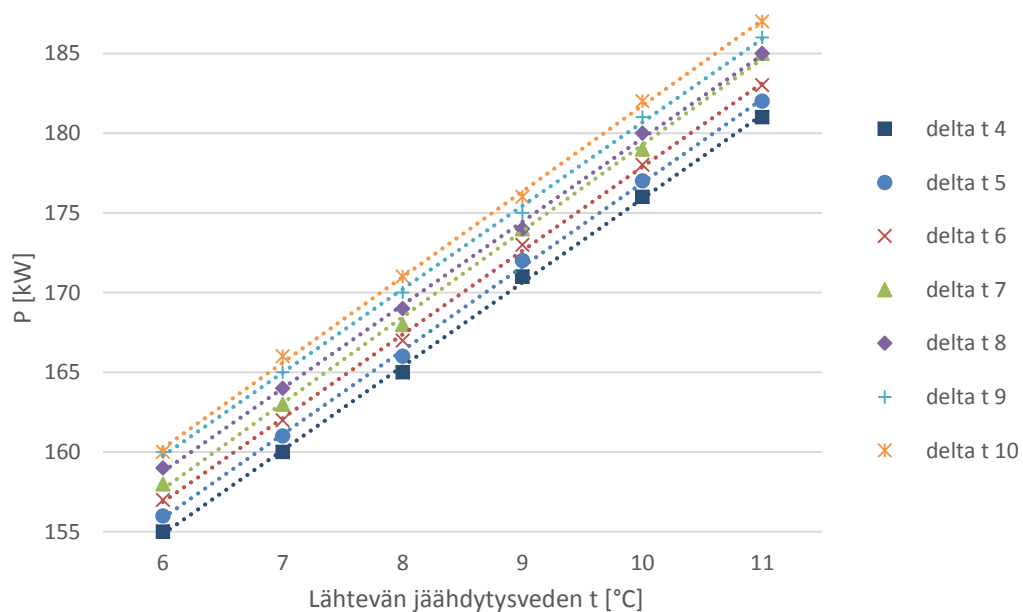
Kuvassa 4.1 on tarkasteltu scroll-vedenjäähdytyskoneen kylmäkertoimen riippuvuutta koneelta lähtevän jäähdytysveden lämpötilasta sekä meno- ja paluuveden lämpötilaerosta (delta t, [°C]). Lauhdeliuospiirin olosuhteet ovat tarkasteltavassa tilanteessa vakiot: liuos lähtee vedenjäähdytyskoneelta +42 °C:isena ja palaa nestejäähdyttimeltä +36 °C:isena. Tilanne vastaa vedenjäähdytyskoneen toimintaa mitoitusolosuhteissa, silloin kun jäähdytyskuormitus on tasainen.



**Kuva 4.1.** Tarkastellun scroll-vedenjäähdytyskoneen kylmäkertoimen riippuvuus lähtevän jäähdytysveden lämpötilasta sekä meno- ja paluuveden lämpötilaerosta.[22]

Kuvasta nähdään, että sekä verkoston jäähdytysveden menolämpötilan nosto että mitoitusslämpötilaeron kasvattaminen parantavat koneiston kylmäkerrointa. Ilmiö johtuu siitä, että vedenjäähdytyskoneen kylmäaineen höyrystyslämpötila nousee. Höyrystyslämpötilan nousu johtaa parempaan kylmäkertoimeen, sillä lauhtumis- ja höyrystyslämpötilojen välinen erotus pienenee. Tarkastellulla vedenjäähdytyskonemallilla jäähdytysveden menolämpötilan yhden asteen korotus parantaa hyötysuhdetta vajaat 3 prosenttia ja lämpötilaeron kasvattaminen yhdellä asteella noin yhden prosentin.

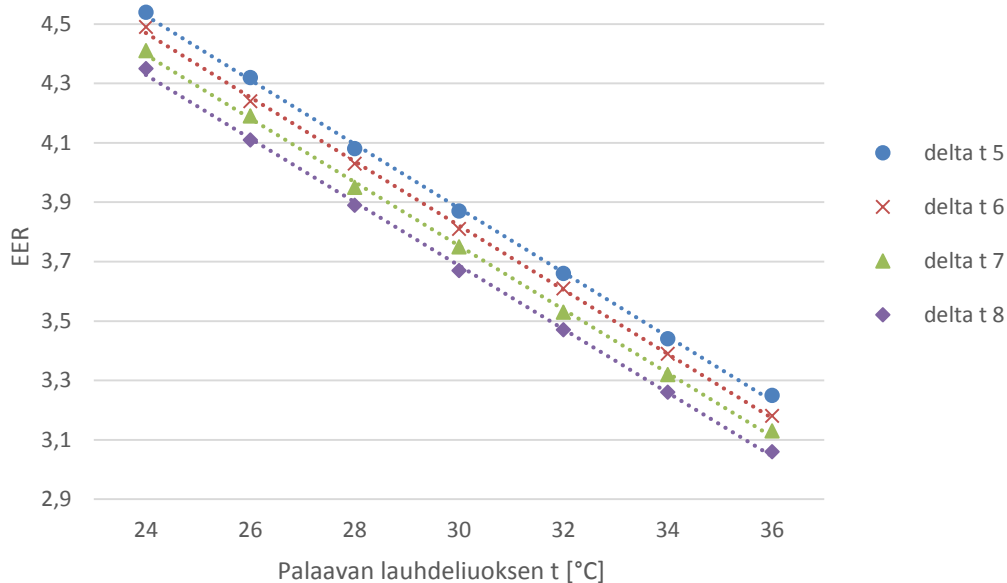
Myös koneen kokonaisjäähdytysteho muuttuu valittujen veden lämpötilatasojen mukaan. Saman scroll-vedenjäähdytyskoneen huipputehon riippuvuutta jäähdytysveden menolämpötilasta sekä meno- ja paluuveden lämpötilaerosta on tarkasteltu kuvassa 4.2.



**Kuva 4.2.** Tarkastellun scroll-vedenjäähdytyskoneen jäähdytystehon riippuvuus lähtevän jäähdytysveden lämpötilasta sekä meno- ja paluuveden lämpötilaerosta. [22]

Koneen jäähdytysteho kasvaa jäähdytysveden lämpötilatason noustessa, mikä johtuu kylmäaineen tiheyden kasvusta höyrystyslämpötilan ja -paineen noustessa. Tämä johtaa kylmäaineen massavirran kasvamiseen ja samalla myös kompressorin häviöiden pienentymiseen. Näin höyrystimen teho eli käytännössä jäähdytysteho kasvaa.

Jäähdytysveden lämpötilatasojen ohella tutkitaan myös lauhdeliuoksen lämpötilan vaikutusta koneen kylmäkertoimeen. Scroll-vedenjäähdytyskoneen kylmäkertoimen käyttäytymistä eri lauhdeliuoksen lämpötiloilla on kuvattu kuvassa 4.3. Tässä tarkastelutilanteessa jäähdytysveden lämpötilatasoina ovat vakioidut +7/+12 °C:ta.



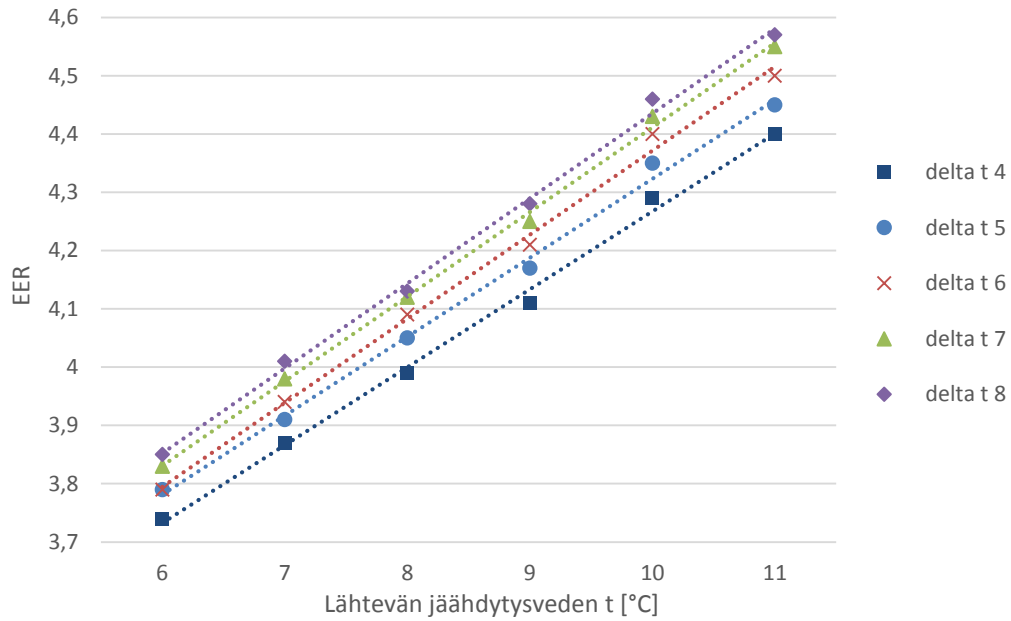
**Kuva 4.3.** Tarkastellun scroll-vedenjäähdytyskoneen kylmäkertoimen riippuvuus palaavan lauhdeliuoksen lämpötilasta sekä meno- ja paluuliuksen välisestä lämpötilaerosta. [22]

Kuvasta nähdään, että koneen kylmäkerroin paranee niin palaavan liuoksen lämpötilaa laskemalla, kuin liuoksen meno- ja paluulämpötilojen eroa pienentämällä. Molemmat johtavat kylmäaineen lauhtumislämpötilan laskuun, sekä sitä kautta höyrystymis- ja lauhtumislämpötilojen välisen eron pienentymiseen. Myös tämä johtaa parempaan kylmäkertoimeen, kuten alaluvussa 2.6.1 osoitettiin. Tarkastellulla koneella yhden asteen nosto lauhdepiirin meno- ja paluuliuksen lämpötilaerossa tarkoittaa noin 1-2 % kylmäkertoimen parannusta, hieman toiminta-alueesta riippuen.

#### 4.1.2 Ruuvikompressorikone

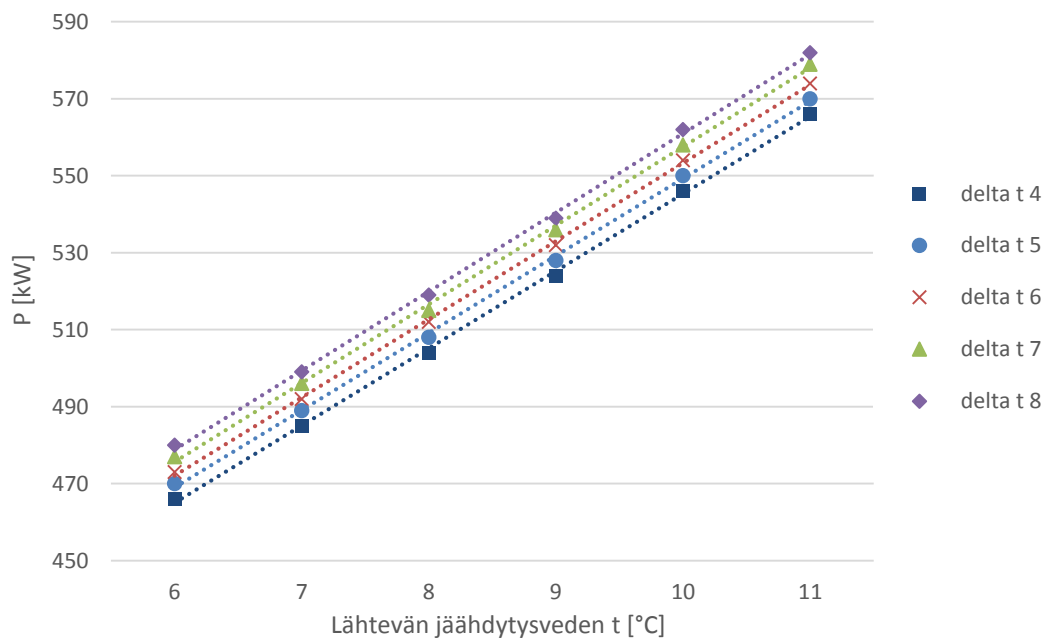
Ruuvikompressorikoneen kylmäkertoimen käyttäytyminen eri vesi- ja liuoslämpötiloilla noudattaa samoja periaatteita kuin aiemmin esitetyllä scroll-vedenjäähdytyskoneellakin. Kylmäkerroin riippuu höyrystymis- ja lauhtumislämpötilojen välisestä lämpötilaerosta käytetyn kompressorin tyypistä riippumatta.

Kuvassa 4.4 on tarkasteltu ruuvikompressoreita käyttävän vedenjäähdytyskoneen kylmäkertoimen riippuvuutta koneelta lähtevän jäähdytysveden lämpötilasta sekä meno- ja paluuvien lämpötilaerosta. Tarkastelutilanteessa lauhdeliuoksen lämpötilat on vakioitu +36/+42 °C:seen.



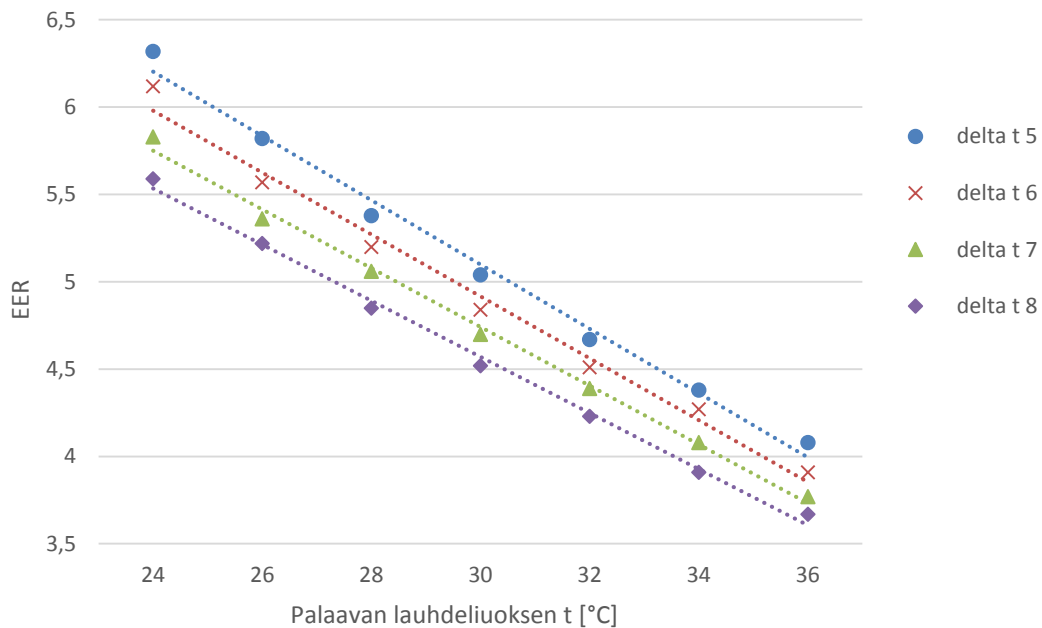
**Kuva 4.4.** Tarkastellun ruuvikompressori-vedenjäähdytyskoneen kylmäkertoimen riippuvuus lähtevän jäähdytysveden lämpötilasta sekä meno- ja paluuveden lämpötilaerosta. [22]

Koneella saavutettavan kokonaisjäähdytystehon riippuvuutta vedenjäähdytyskoneelta lähtevän jäähdytysveden lämpötilasta ja lämpötilaerosta on tarkasteltu kuvassa 4.5. Lauhdeliuoksen lämpötilat ovat edelleen vakioituneet  $+36/+42$  °C:seen.



**Kuva 4.5.** Tarkastellun ruuvikompressori-vedenjäähdytyskoneen huipputehon riippuvuus lähtevän jäähdytysveden lämpötilasta sekä meno- ja paluuveden lämpötilaerosta. [22]

Koneen kylmäkertoimen riippuvuutta lauhdeliuoksen paluulämpötilasta ja mitoituslämpötilaerosta on tarkasteltu kuvassa 4.6. Nyt jäähdytysveden lämpötilat on vakioitu +7/+12 °C:seen.



**Kuva 4.6.** Tarkastellun ruuvikompressori-vedenjäähdytyskoneen kylmäkertoimen riippuvuus lauhdeliuoksen paluulämpötilasta ja lämpötilaerosta. [22]

Pelkän vedenjäähdytyskoneen kannalta tarkasteltuna jäähdytysjärjestelmän energiatehokkuus saataisiin maksimoitua pienentämällä jäähdytysveden ja lauhdeliuoksen välistä lämpötilaeroa mahdollisimman paljon. Käytännön suunnittelussa näin ei voida kuitenkaan loputtomasti toimia, sillä jäähdytysveden lähtölämpötilan ja mitoituslämpötilaeron kasvattaminen pienentävät jäähdytyslaitteista saatavaa tehoa.

Vedenjäähdytyskoneen lauhdelämpötila määräytyy käytännössä ulkolämpötilan mukaan. Lauhdeliuoksen lämpötilan lasku pienentää lämpötilaeroa ulkoilman kanssa, mikä puolestaan suurentaa tarvittavan nesteenjäähdyttimen kokoa. Tämä puolestaan kasvattaa jälleen investointikustannusta.

## 4.2 Jäähdytys tuloilmapatterilla

Tuloilman jäähdytyspatterin tarkastelussa tutkitaan lamellipatterin mitoittamista eri jäähdytysveden lämpötilatasoille. Tarkasteltavan patterin koko sekä ilmavirran tiedot on esitetty taulukossa 3.2. Mitoitus tehdään patterin putkirivien määrää eli patterin syvyyttä sekä patterin vesiteiden määrää muuttamalla. Patterilta lähtevän ilman lämpötilalle on esitetty tavoitearvo, johon tehdyillä mitoitusratkaisuilla pyritään pääsemään. Käytännössä patterin jälkeen saavutettu ilman lämpötila vaihtelee  $\pm 0,4$  °C tavoitearvosta, koska valintaohjelma tarjoaa mitoitusoptioita vain rajallisen määrän. Tämä johtaa myös siihen, että pattereiden kokonaisjäähdytystehot vaihtelevat hieman.

Ensimmäisessä tarkastelutilanteessa patterilta lähtevän tuloilman tavoitelämpötila on 17 °C. Eri lämpötiloille mitoitettujen patterien tiedot on esitetty taulukossa 4.1.

**Taulukko 4.1.** Jäähdytyspattereiden mitoitustiedot, patterilta lähtevän ilman tavoitelämpötila 17 °C. [25]

Veden lämpötilat [°C]	Tuloilma		Teho		Painehäviöt		Mitoitus	
	t [°C]	RH [%]	P_kok [kW]	SHR	ilma [Pa]	vesi [kPa]	Putkirivien lkm	Vesiteiden lkm
6 / 10	17	80	20,2	0,59	55	62	3	12
6 / 11	17,2	80	19,4	0,60	55	64	3	14
6 / 12	17,2	88	16,9	0,71	73	2,4	4	6
6 / 13	16,8	88	17,8	0,69	73	4,4	4	8
6 / 14	17	88	17,5	0,70	70	4,9	4	10
7 / 11	17,1	87	17,3	0,69	73	1,7	4	4
7 / 12	16,9	87	17,8	0,68	73	3,6	4	6
7 / 13	16,8	88	18,7	0,69	73	6	4	8
7 / 14	17,1	88	17,3	0,70	71	6	4	10
7 / 15	16,8	88	18,1	0,69	71	19	4	16
8 / 12	16,8	87	18,5	0,67	73	6	4	6
8 / 13	16,8	87	18,2	0,67	73	8	4	8
8 / 14	16,6	88	18,9	0,67	73	33	4	16
8 / 15	16,9	88	17,6	0,69	71	22	4	16
8 / 16	17	87	17,5	0,68	69	31	4	20
9 / 13	16,8	87	18,3	0,67	73	13	4	8
9 / 14	16,8	87	18,5	0,67	73	44	4	16
9 / 15	17,1	88	17	0,70	72	28	4	16
9 / 16	16,8	91	17,2	0,73	92	1,6	6	8
9 / 17	16,7	92	17,4	0,74	92	2,5	6	10
10 / 14	17	87	18	0,68	73	63	4	16
10 / 15	16,7	91	17,1	0,72	93	1,4	6	6
10 / 16	16,6	91	17,4	0,72	93	2,1	6	8
10 / 17	16,7	91	17,2	0,72	92	3,1	6	10
10 / 18	17	90	16,8	0,73	91	3,6	6	12

Taulukosta nähdään, että haluttuun tuloilman lämpötilaan päästään melko korkeillakin veden lämpötiloilla pelkästään 4-putkirivistä lamellipatteria käyttäen. Patteri saadaan säädettyä haluttuun jäähdytystehoon pelkästään vesiteiden määrää muuttamalla. Vesiteiden määrän lisääminen kasvattaa vesivirtauksen Reynoldsin lukua, mikä johtaa patterin vesipuolen parempaan lämmönsiirtokertoimeen. Samalla patterin vesipuolen paine-

häviö kasvaa, mutta koko ilmanvaihtojärjestelmän energiatehokkuuden kannalta tärkeämpi ilmapuolen painehäviö pysyy vakiona. Selkeä tarve 6-rivisen patterin käyttöön ilmenee vasta kun jäähdytysveden tulolämpötila on kymmenen astetta tai enemmän. Tätä tulosta ei kuitenkaan voida yleistää kaikille pattereille, sillä lämmönsiirto-ominaisuudet muuttuvat myös ilmavirran otsapintanopeuden ja patterin lamellivälin mukaan.

Taulukosta 4.1 nähdään myös ilman jäähdytysprosessin keskimääräisen SHR-arvon kasvu jäähdytysveden lämpötilojen noustessa. Voimakkaimmat muutokset arvossa tapahtuvat, kun siirrytään 3-rivisestä patterista 4-riviseen, sekä 4-rivisestä patterista 6-riviseen patteriin. SHR-arvon muutokset saman patterisyvyyden sisällä ovat usein hyvin pieniä. Tämän havainnon perusteella jäähdytyksen latentin tehon eli ilmankuivauksen osuus kokonaistehosta riippuu erityisesti jäähdytyspatterin syvyydestä, eikä niinkään käytetyistä lämpötiloista.

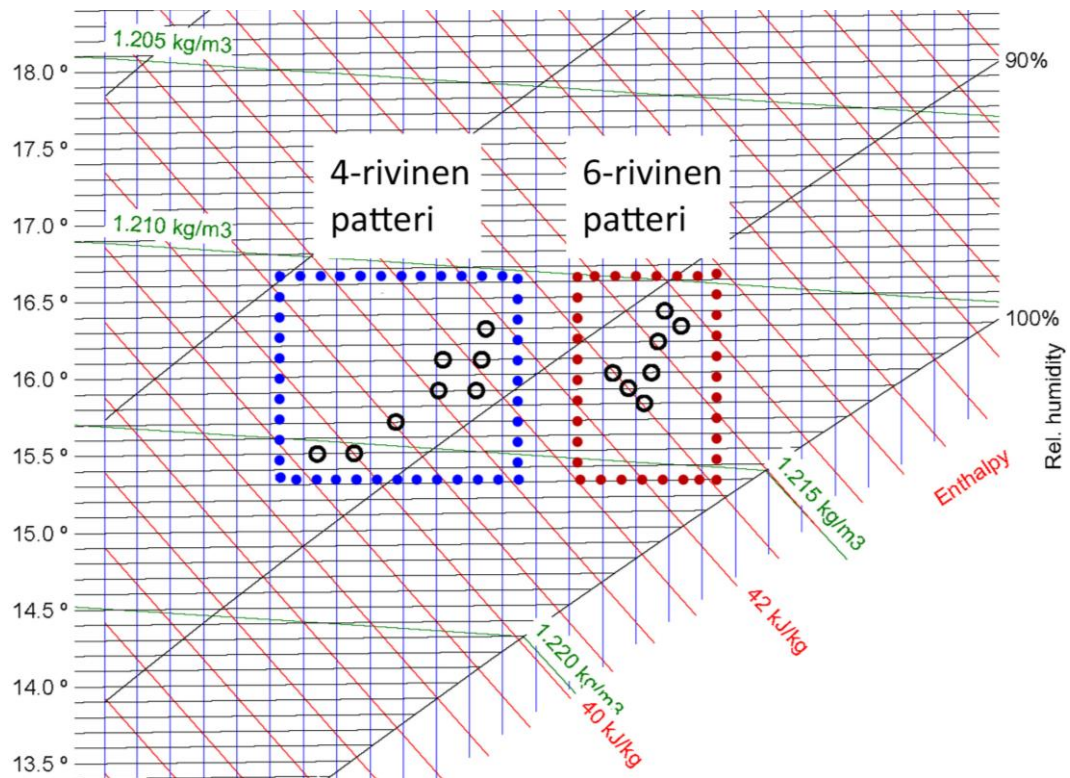
Toisessa tarkastelutilanteessa patterista lähtevän tuloilman tavoitelämpötila on asteen aiempaa viileämpi eli 16 °C. Eri veden lämpötiloille mitoitettujen patterien tiedot on nyt esitetty taulukossa 4.2. Voidaan havaita, että taulukon 4.2 jäähdytysprosessien SHR-arvot ovat keskimäärin pienempiä kuin vastaavat arvot taulukossa 4.1. Tämä osoittaa, että latentin jäähdytystehon suhteellinen osuus kokonaistehosta kasvaa, mitä kylmemmäksi ilma patterissa jäähdytetään. Latentin jäähdytystehon kasvaessa laskee myös tuloilman kastepiste, mikä on esimerkiksi jäähdytyspalkkien kondenssiriskin välttämiseksi toivottavaa.



**Taulukko 4.2.** Jäähdytyspattereiden mitoitus tiedot, patterilta lähtevän ilman tavoitelämpötila 16 °C. [25]

Veden lämpötilat [°C]	Tuloilma		Teho		Painehäviöt		Mitoitus	
	t [°C]	RH [%]	P_kok [kW]	SHR	ilma [Pa]	vesi [kPa]	Putkiriivien lkm	Vesiteiden lkm
6 / 10	15,5	87	22,5	0,62	79	8	4	6
6 / 11	15,5	88	22,3	0,63	73	12	4	8
6 / 12	15,9	88	20,9	0,64	73	12	4	10
6 / 13	15,7	88	21,3	0,63	73	32	4	16
6 / 14	15,9	89	20,4	0,65	73	42	4	20
7 / 11	16,1	87	20,5	0,64	73	7	4	6
7 / 12	16,1	88	20,3	0,65	73	10	4	8
7 / 13	15,9	88	20,9	0,64	73	40	4	16
7 / 14	16,1	88	20	0,65	73	51	4	20
7 / 15	16,2	92	18,8	0,70	95	1,5	6	8
8 / 12	16,1	87	20,8	0,64	73	24	4	10
8 / 13	16,1	87	20,6	0,64	73	54	4	16
8 / 14	16,3	92	18,2	0,71	95	1,1	6	6
8 / 15	16	92	19,2	0,69	96	1,9	6	8
8 / 16	16	92	19,3	0,69	95	3	6	10
9 / 13	16,3	87	20,1	0,65	73	77	4	16
9 / 14	16	93	19	0,71	97	1,7	6	6
9 / 15	15,9	93	19,2	0,70	96	2,6	6	8
9 / 16	16	92	19,1	0,69	95	3,7	6	10
9 / 17	16,2	92	18,8	0,70	94	4,4	6	12
10 / 14	15,8	94	19,2	0,71	94	2,6	6	6
10 / 15	15,9	93	19,1	0,70	97	3,5	6	8
10 / 16	16,1	93	18,8	0,71	95	4,7	6	10
10 / 17	15,9	93	19,3	0,70	95	10	6	14
10 / 18	16,4	91	18,1	0,70	92	7	6	14

Patterin jäähdytystehon SHR-arvoissa on jälleen havaittavissa selkeä korotus siirryttäessä neljärvisestä patterista 6-riviseen. Tämä tukee taulukossa 4.1 tehtyä havaintoa siitä, että lyhyt patteri kuivaisi ilmaa syvää patteria tehokkaammin. Taulukon 4.2 mukaiset tuloilman tilapistet on merkitty kuvan 4.7 h,x-piirrokseseen, josta voidaan myös havaita erisyytysten patterien ilmankuivaustehon ero.



**Kuva 4.7.** Patterista poistuvan ilman tila eri putkirivien määrillä. Ilman tilapisteet taulukon 4.2 mukaiset.

Ilmiö johtuu patterin lämpöteknisestä toiminnasta: useampia putkirivejä sisältävän patterin lämmönsiirtopinta on suuri, minkä takia patterista poistuvan ilman tila on lähempänä 100 % suhteellista kosteutta. Jos patterilta poistuvan ilman lämpötila pidetään kaikissa tarkastelutilanteissa vakiona, tarkoittaa suurempi suhteellinen kosteus myös suurempaa absoluuttista kosteutta. Näin voidaan todeta, että pienempi lämmönsiirtopinta kuivaa ilmaa tehokkaammin mikäli ilman tulo- ja poistumislämpötilat pidetään vakiona.

Kastepisteeltään vastaavat eli latentilta jäädytystehontarpeeltaan yhtä suuret tuloilman tilat saavutetaan 4-rivisellä patterilla jäädyttämällä ilma 17 asteeseen ja 6-rivisellä 16 asteeseen. Tuntuva teho ja sitä kautta myös jäädytyksen kokonaisteho on kuitenkin jälkimmäisessä tapauksessa suurempi. 4-rivisellä patterilla on siis mahdollista saavuttaa sama sisäilman kastepiste pienemmällä jäädytystehontarpeella kuin 6-rivisellä patterilla.

Yhteenvedona voidaan todeta, että jäädytyspatterin putkirivien ja vesiteiden määrän muuttaminen tarjoavat hyvät mahdollisuudet mitoittaa patteri halutuille jäädytysveden lämpötiloille. Usein mitoitus korkeammalle vedenlämpötilalle onnistuu pelkästään vesipuolen painehäviötä kasvattamalla. Vesipuolen painehäviön kasvattaminen on patterin syvyyden lisäämistä järkevämpää, sillä vesipuolen virtausta ajetaan maksimiarvolla.

vain muutamia kymmeniä tunteja vuodessa, kun taas ilmapuolen virtausta ympäri vuoden.

Jäähdytyspatterin pieniin vesipuolen painehäviöihin liittyy myös osatehoille säätämiseen liittyviä riskejä: tyypillisillä säätöratkaisuilla toteutettuna osatehotilanteessa patterin virtaama pienenee eli myös vesipuolen painehäviö pienenee. Jos mitoitusilanteen painehäviö on valmiiksi vähäinen, vaarana on että osatehoilla virtaus muuttuu laminaariksi. Tämä laskee voimakkaasti patterin vesipuolen lämmönsiirtokerrointa eli käytännössä voi romahduttaa patterin jäähdytystehon. Tämä tekee patterista myös epästabiilin säädettävän. Ongelmaa voidaan kiertää käyttämällä sunttipumppua, joka ylläpitää patterissa koko ajan vakiovirtaamaa. Tällöin tehonsäätö hoidetaan jäähdytysveden lämpötilan avulla sekoittaen patterista palaavaa lämpimämpää vettä sinne johdettuun viileään veteen.

Tuloksista huomataan myös, että 5-rivinen jäähdytyspatteri sopisi moniin sovelluksiin erinomaisesti. Tämä mahdollistaisi korkeampien vedenlämpötilojen käytön ilman, että on turvauduttava sunttipumpun kaltaisiin erikoisratkaisuihin. Tällaisten patterien valmistaminen on kuitenkin huomattavasti harvinaisempaa kuin 4- ja 6-rivisten mallien.

### 4.3 Jäähdytys puhallinkonvektoreilla

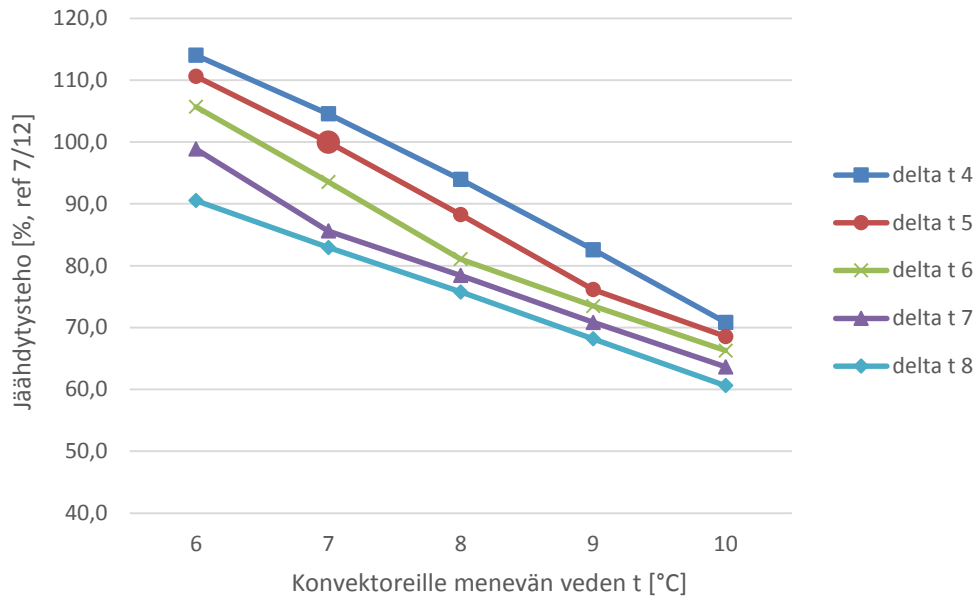
Tutkitaan puhallinkonvektorin toimintaa huipputehontarpeella, jolloin sisäilman tila on  $t = 25\text{ C}^\circ$ ,  $\varphi = 50\%$ . Taulukossa 4.3 on tarkasteltu konvektorin tehoarvoja eri jäähdytysveden lämpötiloilla. Tarkastellun puhallinkonvektorin tiedot löytyvät taulukosta 3.3. Suoritusarvot on laskettu Chiller Option -mitoitusohjelmalla. [26]

Tuloksista huomataan odotetusti, että konvektorista saatava huipputeho pienenee jäähdytysveden tulolämpötilan noustessa sekä veden mitoituslämpötilaeron kasvaessa. Jäähdytysveden lämpötilatasojen korotus johtaa konvektorin ilma- ja vesipuolen keskimääräisen lämpötilaeron pienentymiseen, mikä taas pienentää konvektorin patterin lämmönsiirtokerrointa. Jäähdytyksen SHR-arvo kasvaa veden keskilämpötilan noustessa eli ilmankuivauksen osuus pienenee.

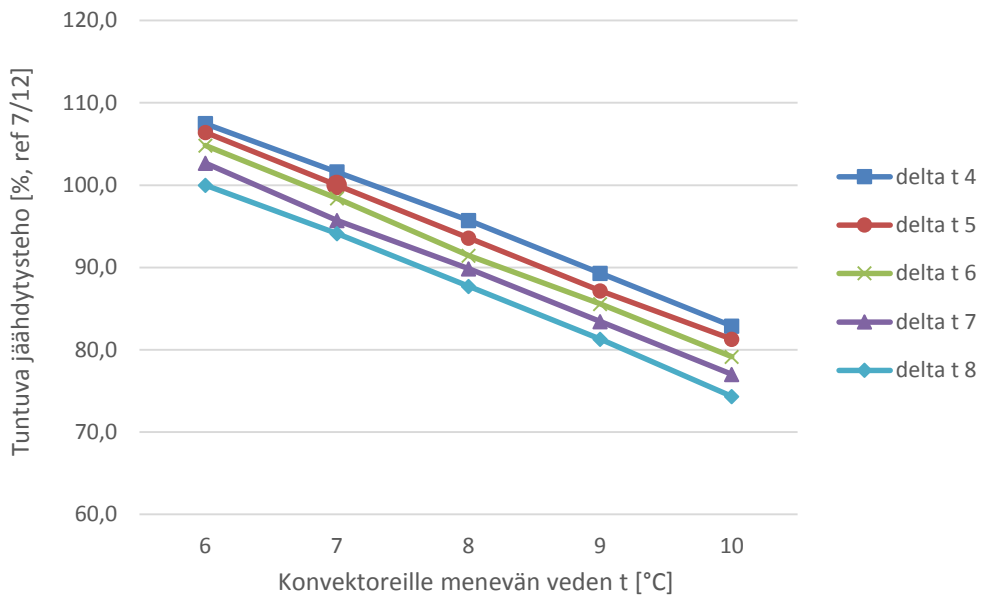
**Taulukko 4.3.** Tarkasteltavan puhallinkonvektorin tehotiedot eri jäähdytysveden lämpötiloilla. [26]

Veden lämpötilat [°C]	Teho			Vesivirta [l/s]	Veden painehäviö [kPa]
	Tuntuva [W]	Kokonais- [W]	SHR		
6 / 10	2010	3010	0,67	0,180	61,4
6 / 11	1990	2920	0,68	0,139	39,1
6 / 12	1960	2790	0,70	0,111	26,3
6 / 13	1920	2610	0,74	0,089	17,8
6 / 14	1870	2390	0,78	0,071	12,1
7 / 11	1900	2760	0,69	0,165	52,2
7 / 12	1870	2640	0,71	0,126	32,6
7 / 13	1840	2470	0,74	0,098	21,1
7 / 14	1790	2260	0,79	0,077	13,8
7 / 15	1760	2190	0,80	0,065	10,4
8 / 12	1790	2480	0,72	0,148	43,2
8 / 13	1750	2330	0,75	0,111	26
8 / 14	1710	2140	0,80	0,085	16,3
8 / 15	1680	2070	0,81	0,071	11,7
8 / 16	1640	2000	0,82	0,060	8,8
9 / 13	1670	2180	0,77	0,130	34,2
9 / 14	1630	2010	0,81	0,096	20
9 / 15	1600	1940	0,82	0,077	13,7
9 / 16	1560	1870	0,83	0,064	9,9
9 / 17	1520	1800	0,84	0,054	7,3
10 / 14	1550	1870	0,83	0,112	26
10 / 15	1520	1810	0,84	0,087	16,6
10 / 16	1480	1750	0,85	0,070	11,4
10 / 17	1440	1680	0,86	0,057	8,1
10 / 18	1390	1600	0,87	0,048	6

Puhallinkonvektoreiden mitoitus on tehty tyypillisesti jäähdytysveden lämpötiloille +7/+12 °C. Muita mahdollisia mitoituslämpötiloja on mielekästä verrata tähän referenssitilaan. Konvektorista saatavaa suhteellista tehoa eri lämpötiloilla on havainnollistettu kokonaisjäähdytystehon osalta kuvassa 4.8 ja pelkän tuntevan jäähdytystehon osalta kuvassa 4.9. Referenssinä (100 %) ovat konvektorin tehot lämpötiloilla +7/+12 °C.



**Kuva 4.8.** Kasettimallisen puhallinkonvektorin suhteellinen kokonaisjäähdytysteho eri jäähdytysveden lämpötiloilla. [26]



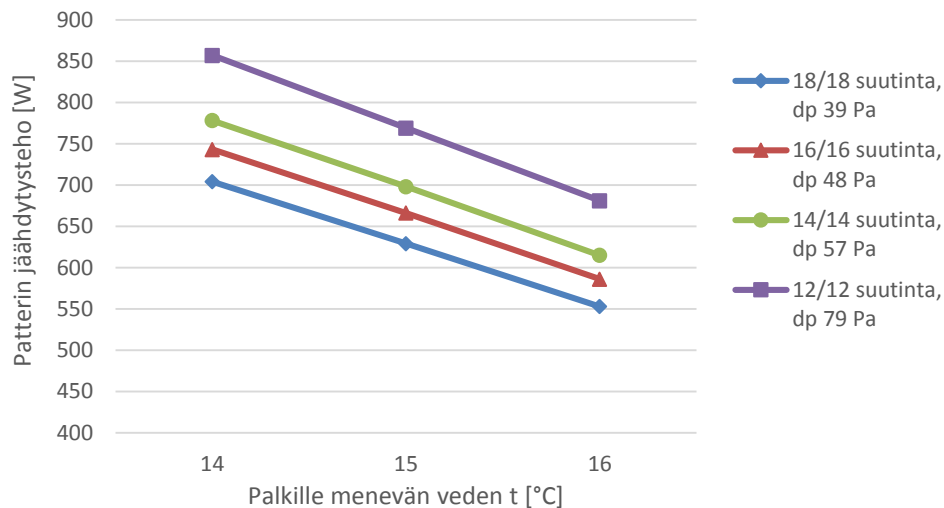
**Kuva 4.9.** Kasettimallisen puhallinkonvektorin suhteellinen tuntuva jäähdytysteho eri jäähdytysveden lämpötiloilla. [26]

Kuvista on huomattavissa, että konvektorin tuntuva jäähdytysteho laskee jäähdytysveden lämpötilojen noustessa huomattavasti kokonaisjäähdytystehoa hitaammin. Esimerkiksi kaukojäähdytyskohteissa usein käytetyillä +10/+18 °C -lämpötilatasoilla konvektorin kokonaisjäähdytysteho putoaa 39 prosenttia referenssitasosta, mutta tuntuva jäähdytysteho vain 26 prosenttia.

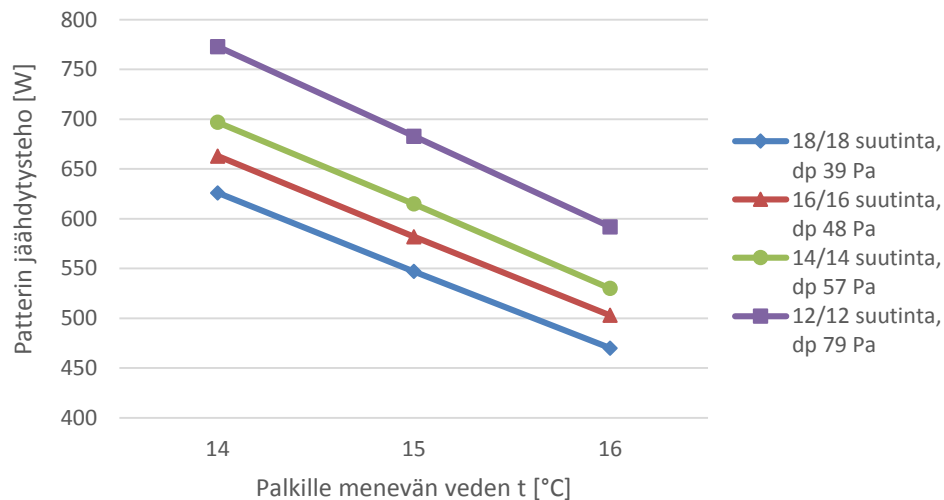
#### 4.4 Jäähdytys jäähdytyspalkkeilla

Tässä työssä jäähdytyspalkkien tarkastelu rajataan koskemaan vain aktiivisia jäähdytyspalkkeja. Tarkasteltavan palkin malli- ja muut tiedot löytyvät taulukosta 3.4. Palkin suorituskykytiedot on saatu Fläkt Woods ExSelAir -valintaohjelmalla. [28]

Tarkastelussa tutkitaan palkin ilmapuolen painehäviön vaikutusta palkin jäähdytyspatterista saatavaan tehoon. Palkin ilmapuolen painehäviötä  $dp$  [Pa] muutetaan vaihtamalla palkin ilmasuuttimien määrää suurimmasta 18/18 (vasen puoli/oikea puoli) -arvosta pienempään. Ilmavirta pidetään vakiona 25 l/s. Sama ilman nopeuden kasvuvaikutus saataisiin aikaan myös lisäämällä palkin tuloilmavirtaa. Palkin patteriteho eri jäähdytysveden tulolämpötiloilla on esitetty kuvassa 4.10 tulo- ja paluuveden lämpötilaerona 2 °C, sekä kuvassa 4.11 tulo- ja paluuveden lämpötilaerona 3 °C.



**Kuva 4.10.** Aktiivipalkin patterin jäähdytysteho, jäähdytysveden lämpötilamuutos 2 °C. [28]

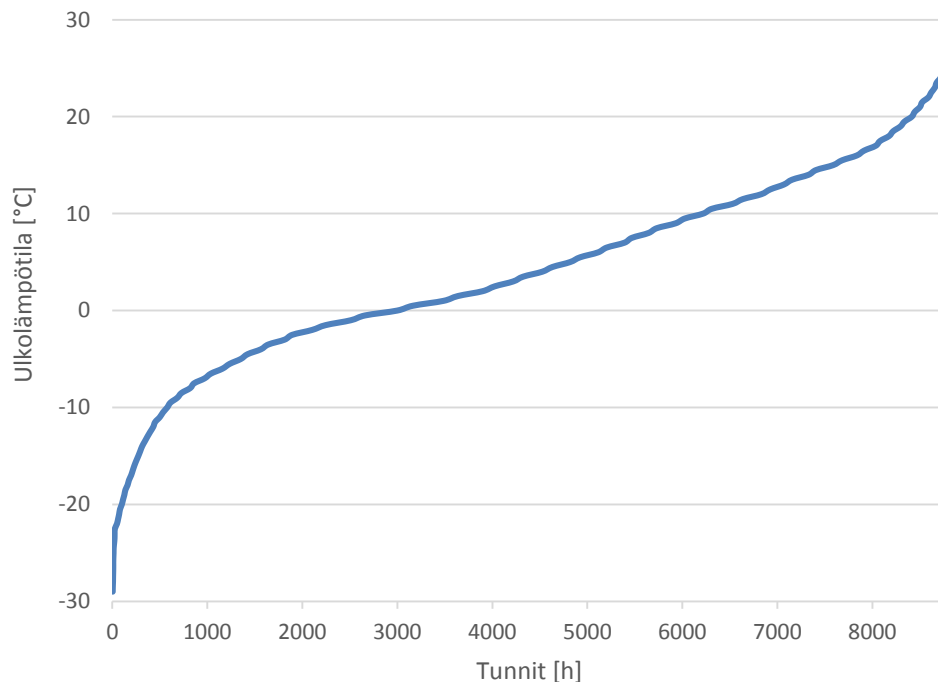


**Kuva 4.11.** Aktiivipalkin patterin jäähdytysteho, jäähdytysveden lämpötilamuutos 3 °C. [28]

Kuvista voidaan huomata, että patteritehon käyttäytyminen riippuu voimakkaasti painehäviöllä aikaansaataavasta tuloilman puhallusnopeudesta. Mitä suurempi tuloilman nopeus on, sitä suuremmaksi kasvaa patterin läpi nouseva indusoitu ilmavirta sekä konvektiivinen lämmönsiirtokerroin patterissa. Painehäviön suurentaminen kuitenkin kasvattaa kanavapuhaltimen energiakustannuksia.

## 4.5 Jäähdytys vapaajäähdytyksellä

Vapaajäähdytyksen hyödyntämispotentiaalia rajoittaa aina jäähdytysjärjestelmään valittu veden lämpötilataso. Mitä korkeampi laitteissa kiertävän jäähdytysveden lämpötila on, sitä suurempi vuosittainen käyttöaika vapaajäähdytysjärjestelmälle on mahdollista saada. Tarkastellaan vapaajäähdytyksen mahdollisia käyttötunteja Tampereen säätietojen ulkolämpötilan pysyvyyskäyrän avulla. Käyrä on esitetty kuvassa 4.12. [30]



**Kuva 4.12.** Tampereen säätietojen mukainen ulkolämpötilan pysyvyyskäyrä. [30]

Lämpötilojen pysyvyyskäyrästä voidaan selvittää, kuinka monta vuosittaista vapaajäähdytystuntia lisää voidaan saavuttaa yhden asteen jäähdytysveden lämpötilan nostolla. Tämä tarkastelu ei ota kantaa vaadittuun lämpötilaeroon jäähdytysveden ja ulkolämpötilan välillä. Kunkin lämpötilavälin pysyvyys tunteina on koottu taulukkoon 4.4.

**Taulukko 4.4.** Tampereen säätietojen mukaiset ulkolämpötilavälien pysyvyudet. [30]

Ulkolämpötilat [°C]		Pysyvyys [h]
Alin	Ylin	
- 5	- 4	189
- 4	- 3	218
- 3	- 2	253
- 2	- 1	351
- 1	0	416
0	1	503
1	2	474
2	3	387
3	4	299
4	5	310
5	6	291
6	7	279
7	8	265
8	9	263
9	10	295
10	11	284

Mikäli esimerkiksi jäähditysveden lämpötila on seitsemän astetta ja järjestelmän lämmönsiirtimien vaatima yhteinen lämpötilaero 10 astetta, voidaan jäähditysveden lämpötilan nostolla 8 asteeseen saavuttaa 253 vapaajäähdytystuntia lisää.



## 5 KANNATTAVUUSLASKELMAT

Järjestelmän jäähdytysveden lämpötilan korottaminen parantaa vedenjäähdytyskoneen kylmäkerrointa, kuten aiemmissa luvuissa on osoitettu. Samanaikaisesti yksittäisten jäähdytyslaitteiden teho laskee, jota on kompensoitava joko jäähdytyslaitteiden lämmönsiirtopintoja eli laitteiden kokoa kasvattamalla, tai laitteiden lukumäärää lisäämällä. Tämän luvun tavoitteena on määrittää, onko lämpötilojen nostolla saavutettava energia- tehokkuusparannus riittävän suuri kattamaan kohonneet investointikulut.

### 5.1 Käytetty investointilaskentamenetelmä

#### 5.1.1 Nykyarvomenetelmä

Taloudellisesti optimaalisen järjestelmäratkaisun valinta perustuu syntyviin elinkaari- kustannuksiin. Elinkaarikustannuksissa tarkastellaan järjestelmästä aiheutuvia kustan- nuksia sen koko elinkaaren ajalta, joten huomioitavia tekijöitä ovat hankintakulut, käyt- tökulut, huolto- ja ylläpitokulut sekä mahdollinen jäännös-/jälleenmyyntiarvo. Tässä työssä ei tehdä täysin kattavia elinkaarilaskelmia, vaan tarkastellaan ainoastaan järjes- telmän investointikustannuksia sekä sähköenergian ostosta aiheutuvia käyttökuluja. [31]

Rahan arvon oletetaan tulevaisuudessa laskevan, eli nykyhetkessä aiheutuvat kustan- nukset ovat merkittävämpiä kuin vastaavan suuruiset kustannukset tulevaisuudessa. Tästä syystä järjestelmän käytön aikana aiheutuvat käyttökustannukset diskontataan, eli ne siirretään järjestelmän hankintahetkeen. Diskonttauksessa käytetään nykyarvomene- telmää. Tulevaisuudessa syntyvä kulu tai tuotto saadaan diskontattua nykyhetkeen kaa- valla (5.1).

$$C_n = \frac{K_n}{(1+i)^{nj}} \quad (5.1)$$

jossa

$C_n$	on kyseisen kulun tai tuoton nykyarvo [€]
$K_n$	on kulun tai tuoton arvo ajanhetkellä $n$ [€]
$i$	on laskentakorkokanta
$nj$	on investointihetkestä kuluneiden vuosien määrä

Eri jäähdytysjärjestelmävaihtoehtojen kokonaiskustannuksia päästään vertailemaan, kun lasketaan yhteen nykyhetkeen sijoittuvat järjestelmän hankintakustannukset ja tarkasteluajana aiheutuvien käyttökulujen nykyarvot.

Laskentakorkokanta kuvastaa sitä vuosittaista tuotto prosenttia, joka olisi mahdollisesti saatu sijoittamalla sama raha markkinoille. Rakennusten energiansäästötoimenpiteiden kannattavuutta arvioitaessa on perusteltua valita laskentakorkokanta väliltä 2-5 %. Tässä työssä käytetään kolmen prosentin laskentakorkoa. Sähkön hintana laskelmissa käytettiin arviota 80 €/MWh, niin että sähkön hinta nousee vuosittain 4,6 %. Hinnan oletetaan sisältävän varsinaisen sähköenergiakustannuksen, siirtomaksut ja verot. Käytetty sähkön hintakehitys perustuu Green Building Council Finlandin ohjeistukseen rakennusten elinkaarilaskennasta. [31, 32]

### 5.1.2 Sähköenergiankulutuksen arviointiperiaate

Tarkastellun jäähdytysjärjestelmän käyttökuluista merkittävin on vedenjäähdytyskoneen sähkönkulutus. Valtaosa tämän kulutuksen arviointiin saatavilla olevasta laskentaohjeistuksesta, esimerkiksi ympäristöministeriön *Jäähdytysjärjestelmien energialaskentaopas* [16], olettaa jäähdytyksen tapahtuvan vakiokylmäkertoimella. Todellisuudessa koneen kylmäkerroin muuttuu säädettävän lauhtumislämpötilan ansiosta. Kehittynein työkalu kulutuksen arviointiin olisi dynaaminen energiasimulointiohjelmisto, johon on integroitu normaalia kattavammat vedenjäähdytyskone- ja jäähdytyslaitemallit. Tässä työssä dynaamista simulointia ei käytetty, koska saatujen tulosten ei haluttu riippuvan tietyn rakennuskohteen lämpödynamiikasta.

Tätä diplomityötä varten kehitetty vedenjäähdytyskoneen sähköenergiankulutuksen laskentamenetelmä perustuu vedenjäähdytyskoneiden ESEER-kylmäkertoimen määrittämiseen, paikkakuntaakohtaiseen ulkolämpötilan pysyvyyskäyrään ja aiemmin erilaisten ilmastoinnin jäähdytysjärjestelmien käyntiajoista tehtyihin havaintoihin. Laskentamenetelmän perusajatukseksi on järjestelmän vuosittaisen energiankulutuksen jakautuminen kuvitteellisille tehoportaille. Jäähdytysjärjestelmän tai sen osan vuotuinen käyttöaika  $\tau_{kok}$  jaetaan 1-4 tehoportaaseen, joille jokaiselle määritetään oma jäähdytysenergian tuotannossa käytettävä kylmäkertoimensa sekä kokonaiskäyntiaikansa. Tehoportaat ovat 100, 75, 50 sekä 25 prosenttia jäähdytysjärjestelmän mitoitus tehosta. Eri tehoportaita vastaavat järjestelmän käyntiajat voidaan määrittää joko käsin, tai ne voidaan laskea kertomalla järjestelmän vuosittaista kokonaiskäyntiaikaa ESEER-kylmäkertoimen määrittelyssä esitetyillä osakertoimilla 0,03-0,41. Jälkimmäinen vaihtoehto kuvaa parhaiten tehontarpeen jakautumista neljään tehoportaaseen tyypillisessä ilmastoinnin jäähdytyskohteessa. [17]

Kullekin tehoportaalle määritellään laskennallisten käyntiaikojen avulla keskimääräinen vedenjäähdytyskoneen toimintapiste käyttäen paikkakuntaakohtaista ulkolämpötilan pysyvyyskäyrää. Tampereen tyypillisen säävuoden ulkolämpötilan pysyvyyskäyrä on esi-

tetty kuvassa 4.12. Käyrä jaetaan lämpimästä päästä alkaen osiin tehoporraskohtaisten käyntiaikojen mukaisesti: Tehoporras A käy siis vuoden  $\tau_A$  lämpimintä tuntia, jolloin esimerkiksi  $\tau_A = 36$  h vastaa ulkolämpötiloja 25 asteesta ylöspäin. Sama tarkastelu toistetaan muille tehoportaille valiten kunkin tehoportaan käyttötunteja parhaiten vastaava ulkolämpötilaväli.

Pysyvyyskäyrältä saatujen ulkolämpötilojen perusteella määritetään keskimääräiset lauhdeliuoksen lämpötilatasot eri tehoportaille käyttäen kuvan 3.4 mukaista ulkolämpötilan ja lauhdeliuoksen lämpötilariippuvuutta. Nesteenjähdyttimellä olevan ilman oletetaan olevan 2-5 astetta säätietojen mukaista mittauspistettä lämpimämpää johtuen laitteen sijoituksesta lämpimälle rakennuksen katolle. Lauhdeliuoksen lämpötilatietojen avulla määritetään vedenjähdytyskoneiden valintaohjelmasta tehoportaan keskimääräinen kylmäkerroin  $EER_i$ . Jokaista neljää tehoporrasista vastaa siis eri kylmäkerroin. Lauhdeliuoksen meno- ja paluulämpötilojen välisen eron oletettiin pysyvän tarkasteluissa kuudessa asteessa, vaikka käytännössä erityisesti osatehotilanteissa näin ei aina tapahdukaan. Tarkastelukohtaiset lähtötiedot kootaan taulukkoon, josta esimerkki on nähtävänä taulukossa 5.1.

**Taulukko 5.1.** Järjestelmän tehoportaiden mukaiset käyttötunnit, ulkolämpötilat ja lauhdeliuoksen lämpötilatasot.

Tehoporras	Kuorma [%]	Kerroin (ESEER)	Käyttö-tunnit [h]	Ulkolämpö-tila [°C]	Lauhdeliuoksen lämpötilat [°C]
A	100	0,03	$\tau_A$	$t_{u,A}$	$t_{l,meno,A} / t_{l,paluu,A}$
B	75	0,33	$\tau_B$	$t_{u,B} - t_{u,A}$	$t_{l,meno,B} / t_{l,paluu,B}$
C	50	0,41	$\tau_C$	$t_{u,C} - t_{u,B}$	$t_{l,meno,C} / t_{l,paluu,C}$
D	25	0,23	$\tau_D$	$t_{u,D} - t_{u,C}$	$t_{l,meno,D} / t_{l,paluu,D}$
Yhteensä		1	$\tau_{kok}$		

Koottujen lähtötietojen perusteella lasketaan arvio jäähdytysjärjestelmän vuosittaisesta sähkönkulutuksesta käyttäen kaavaa (5.2).

$$E_{j,vuosi} = \frac{Q_{j,mit} * \tau_A}{EER_A} + \frac{Q_{j,mit} * 0,75 * \tau_B}{EER_B} + \frac{Q_{j,mit} * 0,50 * \tau_C}{EER_C} + \frac{Q_{j,mit} * 0,25 * \tau_D}{EER_D} \quad (5.2),$$

jossa

$Q_{j,mit}$  on tarkasteltavan järjestelmän kokonaisjäähdytysteho mitoitusilanteessa [kW]

$\tau_i$  on tarkasteltavan tehoportaan käyntiaika [h]

$EER_i$  on tarkasteltavan tehoportaan mukainen vedenjäähdytyskoneen kylmäkerroin.

Vedenjäähdytyskoneen ohella sähköenergiankulutuksessa otetaan huomioon jäähdytysvesiputkiston pääpumpun sekä liuospiirin pumpun sähkönkulutus. Molempien paineenkorotuksen ja hyötysuhteen oletetaan olevan vakio olosuhteista riippumatta. Paineenkorotukselle käytetään arvoja  $\Delta p = 100$  kPa (pääpumppu) ja  $\Delta p = 50$  kPa (liuospumppu). Hyötysuhteeksi molemmissa pumpuissa oletetaan 0,8.

Pumppujen energiankulutuksen arviointiin käytetään myös samaa tehoportaisiin perustuvaa menetelmää, eli pumppujen oletetaan toimivan vuoden aikana neljällä eri teholla. Ennen pumppujen tehon laskentaa on määriteltävä niiden siirtämä tilavuusvirta käyttäen kaavaa (2.21) tai (2.22). Tilavuusvirran selvittämisen jälkeen voidaan laskea pumpun sähköteho kaavalla (2.23). Eri tehoportaita vastaavista pumpun sähkötehoista voidaan arvioida pumpun yhden vuoden aikana käyttämä sähköenergia kaavalla (5.3).

$$E_p = P_{p,A}\tau_A + P_{p,B}\tau_B + P_{p,C}\tau_C + P_{p,D}\tau_D \quad (5.3)$$

jossa

$P_{p,i}$  on pumpun tehontarve tarkasteltavalla tehoportaalla [kW]

Pumppujen energiankulutus on jäähdytysjärjestelmässä tyypillisesti hyvin pieni vedenjäähdytyskoneen sähkönkulutukseen verrattuna.

## 5.2 Puhallinkonvektorien lämpötilaoptimointi

Luvun 4 suorituskykytarkasteluissa osoitettiin, että puhallinkonvektorien jäähdytysteho riippuu voimakkaasti käytetyistä jäähdytysveden lämpötiloista. Tästä syystä myös jäähdytettäviin tiloihin tarvittava konvektorimäärä vaihtelee valittujen lämpötilojen mukaan. Tämän alaluvun tavoitteena on tarkastella konvektorien mitoituslämpötilojen vaikutusta puhallinkonvektorijärjestelmän investointi- ja käyttökustannuksiin.

### 5.2.1 Konvektoriverkon hinnan arviointi

Konvektorijärjestelmän laitteistoinvestoinnin suuruutta käsitellään kahtena pääkomponenttina, jotka ovat putkiston hinta sekä puhallinkonvektorien yhteishinta. Investointikustannukset lasketaan kaikille tarkasteltaville jäähdytysveden lämpötilavaihtoehdoille erikseen. Tarkasteltavana ovat konvektoreille menevän jäähdytysveden lämpötilat 6-10 °C ja mitoituslämpötilaerot 4-8 °C. Erikseen laskettavia tapauksia on siis 25.

Konvektorijärjestelmän investoinnin tarkastelussa käytetään kappaleperusteista arviointitapaa: koko konvektorijärjestelmän tehontarpeen perusteella määritetään kullekin lämpötilatasolle tarvittavaksi  $n$  kpl konvektoreita. Kappalemäärän mitoitus tehdään joko

kokonaislämpökuorman ja konvektorikohtaisen kokonaistehon tai tuntuvan lämpökuorman ja konvektorikohtaisen tuntuvan tehon perusteella. Konvektorikohtaisen tehon arvona laitemäärän laskennassa käytetään kulloisillakin jäähdytysveden lämpötiloilla laitteen mitoituspisteessä saatavaa tehoa. Konvektoriyksikön teho tässä mitoituspisteessä on esitetty taulukossa 4.3.

Kokonaistehoon perustuvalla mitoitustavalla puhallinkonvektorien investointikustannus  $K_{konv,jär}$  [€] saadaan laskettua kaavalla (5.4).

$$K_{konv,jär} = \frac{Q_{j,konv}}{Q_{j,laite,t_s,\Delta T}} * K_{konv,laite} \quad (5.4)$$

jossa

$Q_{j,konv}$	on koko konvektoriverkon mitoitus-teho [kW]
$Q_{j,laite,t_s,\Delta T}$	on yhden konvektorin teho mitoitus-pisteessä [kW]
$K_{konv,laite}$	on yhden konvektorin hankinta-hinta [€/kpl]

Tuntuvaan tehoon perustuvalla mitoitustavalla puhallinkonvektorien investointikustannus saadaan laskettua kaavalla (5.5).

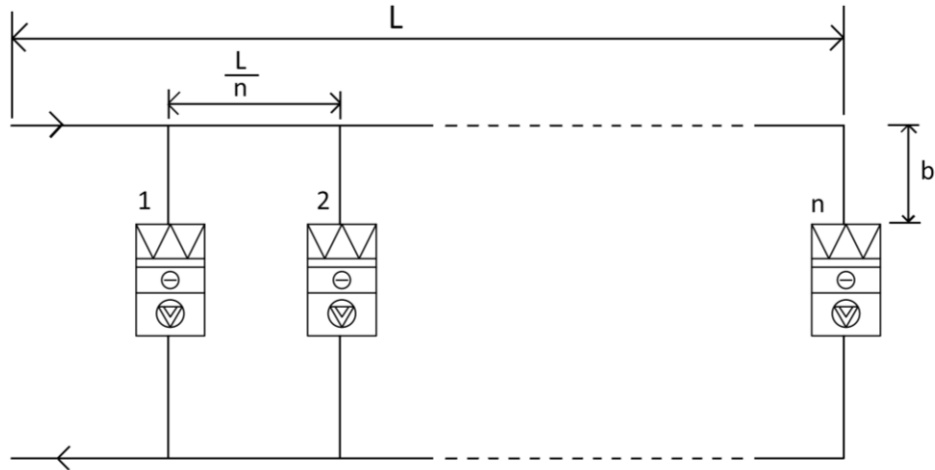
$$K_{konv,jär} = \frac{Q_{j,t,konv}}{Q_{j,t,laite,t_s,\Delta T}} * K_{konv,laite} \quad (5.5)$$

jossa

$Q_{j,t,konv}$	on koko konvektoriverkon tuntuva mitoitus-teho [kW]
$Q_{j,t,laite,t_s,\Delta T}$	on yhden konvektorin tuntuva teho mitoitus-pisteessä [kW]

Laskelmissa käytetty puhallinkonvektorin kappalehintaa on saatu laitevalmistajalta. Hinta ei sisällä konvektorin asennustyötä tai mahdollisia automaatiolaitteita.

Puhallinkonvektorien hankintakustannuksen ohella laskelmissa otetaan huomioon myös konvektoreiden jäähdytysvesiverkoston hankintahinta. Tämän investoinnin määräytyksessä otetaan huomioon putkiston pituus, kaavalla (5.4) tai (5.5) laskettu konvektorien kappalemäärä ja verkoston putkikoot. Konvektoriverkko yksinkertaistetaan rakenteeltaan kuvan 5.1 kaltaiseksi.



**Kuva 5.1.** Investointikustannuksen määrittämiseksi käytettävä puhallinkonvektoriverkko-malli.

Laitteet kytketään kahteen pääputkilinjaan, joiden molempien pituus on  $L$  [m]. Jokainen konvektori kytketään pääputkeen omalla lyhyellä kytkentäputkellaan, joiden jokaisen pituus on  $b$  [m]. Järjestelmän paluuesipuolella on vastaava vesiputkitus, jonka putki-osat ovat yhtä pitkiä kuin tulovesipuolellakin.

Pääputken putkikokoa tarkastellaan jakamalla päälinja konvektorimäärän mukaan  $n$  kpl:seen lyhyempiä putkia, joiden jokaisen pituus on  $L/n$  [m]. Jokaiselle putkilinjan osalle saadaan laskettua putken siirtämän konvektorien kokonaisjäähdytystehon ja mitoituslämpötilaeron perusteella jäähdytysveden tilavuusvirta. Lasketun virtaaman perusteella saadaan määritettyä putkiosan tarvitsema putkikoko käyttäen taulukkoa 5.2. Saman taulukon avulla määritetään myös konvektorien kytkentäputkien koko.

**Taulukko 5.2.** Jäähdytysveden tilavuusvirtoja vastaavat putkikoot.

Nimelliskoko DN	Sisähalkaisija [mm]	Laskettu vesivirta enintään [dm <sup>3</sup> /s]	Painehäviö maksimi- vesivirralla [Pa/m]
10	17,2	0,05	158
15	21,3	0,1	152
20	26,9	0,2	140
25	33,7	0,4	140
32	42,4	0,8	142
40	48,3	1,2	148
50	60,3	2,3	152
65	76,1	4,5	155
80	88,9	7	157
100	114,3	14	163

Koko verkoston hinta määritetään laskemalla yhteen verkostoon tarvittavien eri putkikokojen määrät ja niitä vastaavat metrihinnat. Käytetyt hinnat sisältävät venttiileitä lukuun ottamatta kaikki putkiston komponentit solukumieristyksineen ja niiden asennuksen.

### 5.2.2 Laskentatulokset, comfort-jäähdytys

Ensimmäisen laskentatarkastelun tavoitteena on tutkia tyypillisen ilmastoinnin comfort-jäähdytyskohteen puhallinkonvektoriverkoston optimaalisia lämpötilatasoja. Järjestelmää määritellään käytettävän vuosittain 2400 tuntia. Laskennassa käytetyt lähtötiedot on määritetty taulukoissa 5.3 ja 5.4.

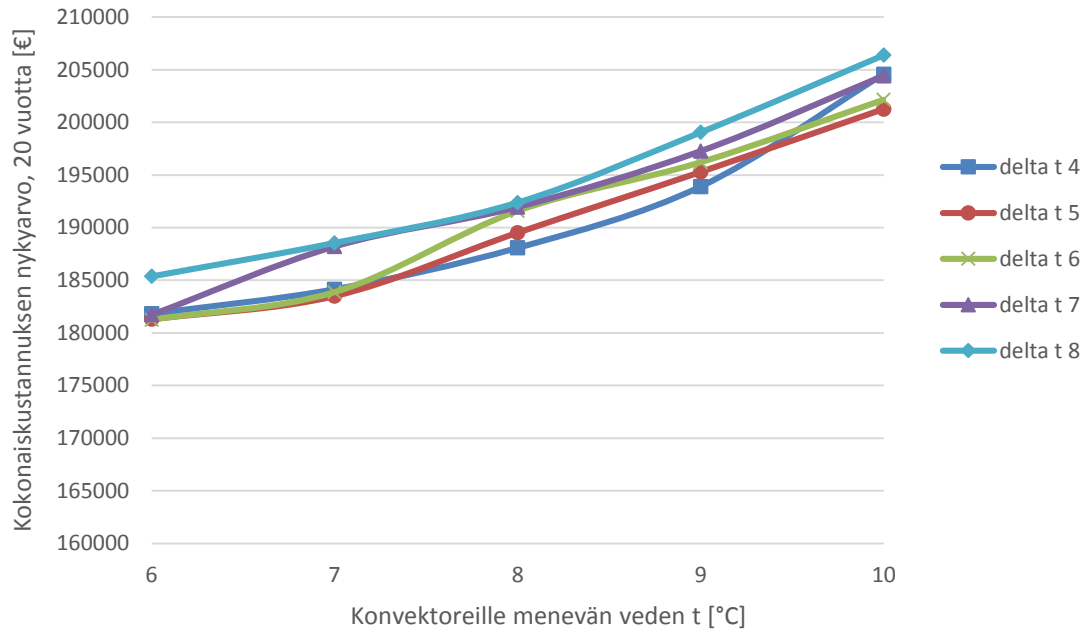
**Taulukko 5.3.** *Comfort-jäähdytyskohteen puhallinkonvektoriverkoston laskennalliset tehoporaat ja käyttötunnit.*

Tehoporras	Kuorma [%]	Käyttö-tunnit [h]	Ulkolämpö-tila [°C]	Lauhdeliuoksen lämpötilat [°C]
A	100	72	24,5 -	+42 / +36
B	75	792	17 - 24,5	+38 / +32
C	50	984	13 - 17	+31 / +25
D	25	552	11,5 - 13	+31 / +25
Yhteensä		2400		

**Taulukko 5.4.** *Comfort-jäähdytyskohteen laskentatapauksen muut lähtötiedot, scroll-vedenjäähdytyskone.*

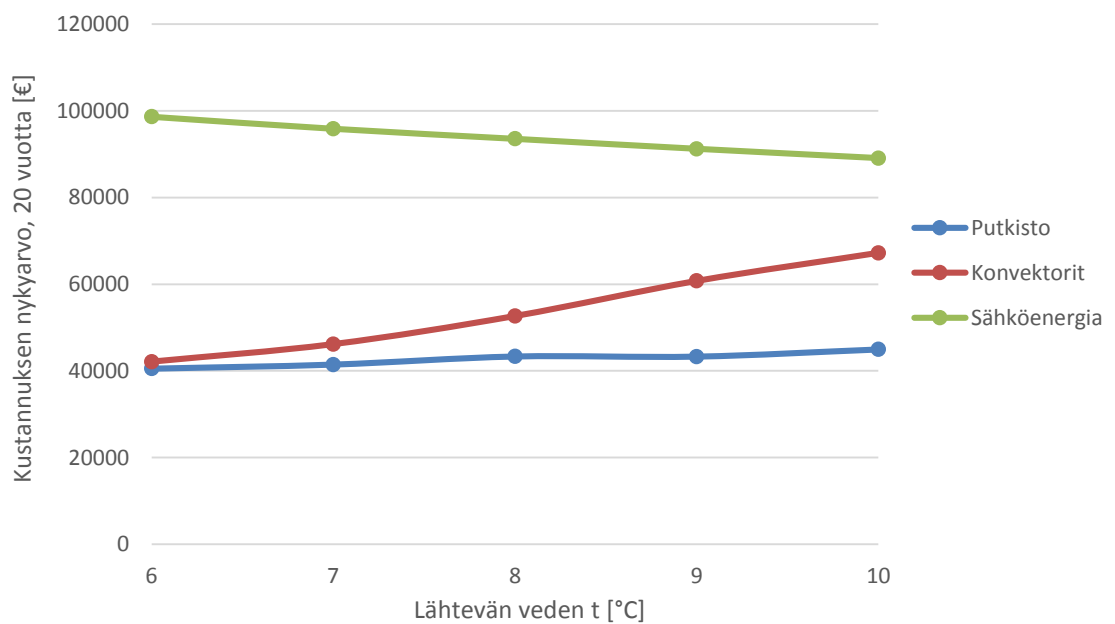
Vedenjäähdytyskone	Scroll-kompressorikone	
Mitoitusteho	150	kW (kokonaisjäähdytysteho)
Sähkön hinta	80	€/MWh, kallistuu 4,6 % vuosittain
Tarkastelujakso	20	vuotta
Laskentakorkokanta	3	%
<u>Putkisto</u>		
Runkolinjojen lkm	2	
Runkolinjan pituus $L$	100	m
Syöttöputken pituus $b$	2	m

Konvektorimäärän mitoitus ja kustannusarvio tehdään aluksi kokonaistehon mukaan, kaavan (5.4) mukaisesti. Saadut laskentatulokset on koottu liitteen taulukkoon A.1 ja kokonaiskustannusten nykyarvoina kuvassa 5.2 olevaan kuvaajaan.



**Kuva 5.2.** Konvektorijärjestelmän hankinta- ja energiakulujen nykyarvo, 20 vuotta. Kokonaistehomitoitus, scroll-kompressorikone.

Kuten kuvasta huomataan, kokonaiskustannukset kasvavat kaikilla lämpötilaeroilla konvektoreille menevän veden lämpötilan noustessa. Tämän ilmiön syytä on havainnollistettu kuvassa 5.3, joka esittää eri kustannustekijöiden käyttäytymistä viiden asteen lämpötilaerolla toimittaessa.

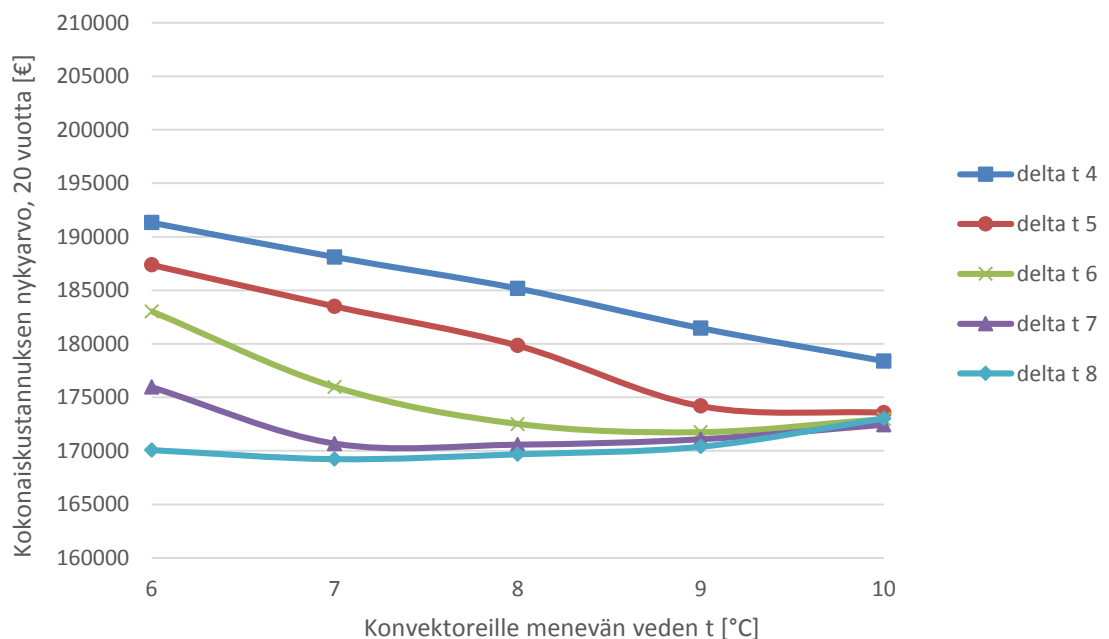


**Kuva 5.3.** Kokonaiskustannusten jakautuminen eri tekijöihin, konvektoreille menevän jäähdytysveden lämpötilan funktiona. Mitoituslämpötilaero 5 °C. Kustannukset nykyarvoja, tarkasteluaika 20 vuotta.



Kuvasta nähdään, että konvektorimäärän vaatima investointikustannus kasvaa nopeammin kuin parantuneesta kylmäkertoimesta saatava kustannushyöty. Näin käy siitäkin huolimatta, että konvektorikustannukset eivät ota huomioon tarvittavia asennuksia ja automaatiolaitteita. Putkiston hinta kasvaa loivasti lämpötilan noustessa, mikä johtuu tarvittavien konvektorien kytkentäputkien määrän lisääntymisestä. Menolämpötilojen 8 °C ja 9 °C välillä tapahtuva putkistokustannuksen pieni lasku johtuu taas konvektorien kytkentäputkien koon muutoksesta kokoa pienempään.

Vastaava laskentatarkastelu tehdään myös konvektorien tuntuvaan tehoon perustuvan mitoituksen avulla. Mitoitusreferenssinä käytetään 150 kW kokonaistehoa vastaavan mitoituslaitteen tuntuvaan jäähdytystehon osuutta, jos käytetään jäähdytysveden lämpötiloina +7/+12 °C. Tämä tarkoittaa 106,5 kW tuntuva jäähdytysteho. Konvektorimäärän mitoitus ja kustannuslaskenta tehdään kaavan (5.5) avulla. Tulokset on esitetty liitteenä olevassa taulukossa A.2 ja kuvassa 5.4. Saatuja tuloksia tarkastellaan tarkemmin aluvuossa 5.2.5.



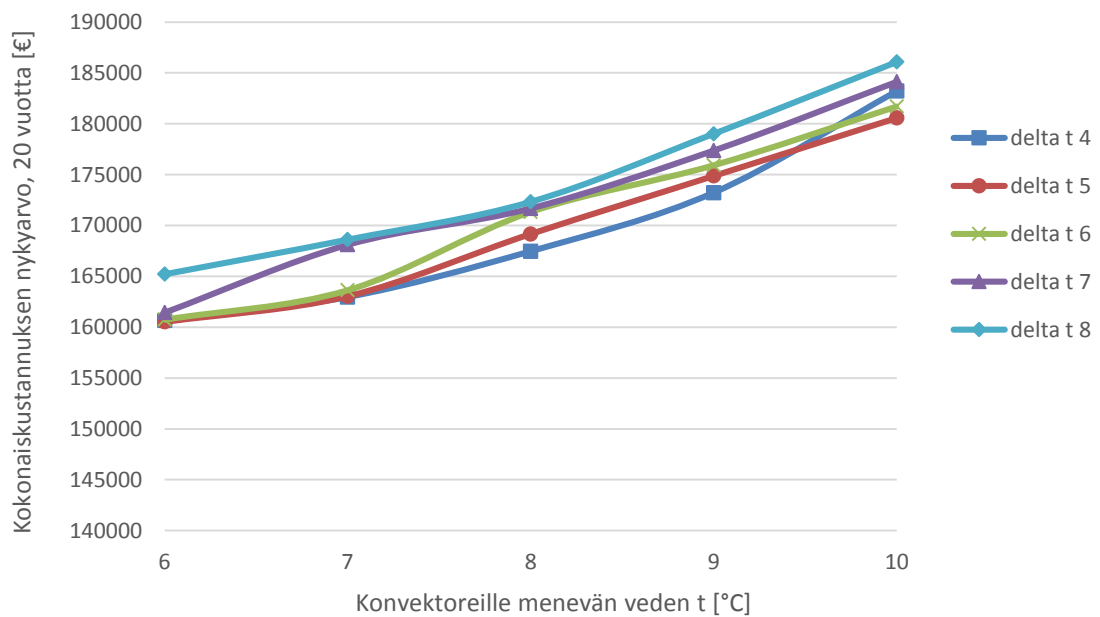
**Kuva 5.4.** Konvektorijärjestelmän hankinta- ja energiakulujen nykyarvo, 20 vuotta. Tuntuvaan tehoon perustuva mitoitus, scroll-kompressorikone.

Samat laskentatarkastelut toistetaan käyttäen vedenjäähdytyskoneena ruuvikompresso-rein varustettua mallia. Tarkasteltava konvektorijärjestelmä on edelleen jäähdytysteholtaan yhtä suuri, 150 kW, vaikka vedenjäähdytyskoneen kokonaistehokapasiteetti onkin merkittävästi suurempi. Tämä ei kuitenkaan vaikuta laskennan tuloksiin, sillä käytetty laskentamalli ottaa koneesta huomioon vain tehoporraskohtaiset kylmäkertoimet eikä muita tehotietoja. Nyt tarkasteltava puhallinkonvektoriverkko voidaan siis nähdä suuremman konvektorijärjestelmän osana. Seuraavissa laskentatapauksissa käytetään tau-

lukon 5.3 mukaisia tehoportaita ja taulukon 5.5 mukaisia muita lähtötietoja. Kokonais-  
tehomitoituksen mukaiset tulokset on koottu liitteenä olevaan taulukkoon A.3 ja koko-  
naiskustannusten nykyarvojen osalta kuvaan 5.5.

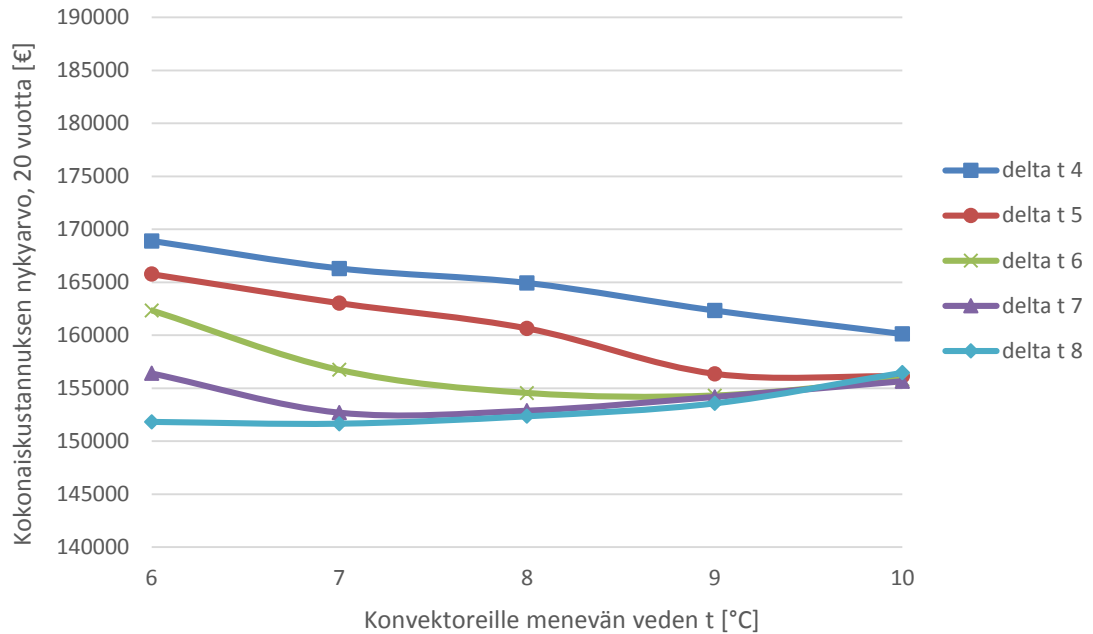
**Taulukko 5.5.** *Comfort-jäähdytyskohteen laskentatapauksen muut lähtötiedot, ruuvi-  
kompressorivedenjäähdytyskone.*

Vedenjäähdytyskone	Ruuvikompressorikone	
Mitoitusteho	150	kW (kokonaisjäähdytysteho)
Sähkön hinta	80	€/MWh, kallistuu 4,6 % vuosittain
Tarkastelujakso	20	vuotta
Laskentakorkokanta	3	%
<u>Putkisto</u>		
Runkolinjojen lkm	2	
Runkolinjan pituus $L$	100	m
Syöttöputken pituus $b$	2	m



**Kuva 5.5.** *Konvektorijärjestelmän hankinta- ja energiakulujen nykyarvo, 20 vuotta. Ko-  
konaistehomitoitus, ruuvikompressorikone.*

Optimaalisen lämpötilan valinnan kannalta tulokset vastaavat hyvin paljon scroll-  
kompressorikoneelle laskettuja arvioita, vaikka kokonaiskustannukset ovat pienemmät.  
Vastaavat tulokset konvektorien tuntuvan tehon perusteella tehdystä mitoitus-  
tapauksesta on koottu liitteenä olevaan taulukkoon A.4 ja kokonaiskustannusten  
nykyarvojen osalta kuvaan 5.6.



**Kuva 5.6.** Konvektorijärjestelmän hankinta- ja energiakulujen nykyarvo, 20 vuotta. Kokonaistehomitoitus, ruuvikompressorikone.

Ruuvikompressorikoneella saadut tulokset vastaavat myös tässä tapauksessa hyvin paljon scroll-vedenjäähdytyskoneelle laskettuja tuloksia. Saatuja tuloksia tarkastellaan tarkemmin alaluvussa 5.2.5.

### 5.2.3 Laskentatulokset, jatkuva kuormitus

Ilmastoinnin comfort-jäähdytyksen ohella tutkitaan puhallinkonvektoreiden käyttöä vuoden aikana jatkuvan jäähdytyskuorman kohteessa. Tällaisia tiloja ovat tavallisesti esimerkiksi laittilat sekä keittiöt. Laittilat sisältävät käytännössä pelkkää tuntuvaa jäähdytyskuormaa, keittiöt taas mahdollisesti isojaikin latenteja kuormia.

Jatkuvan jäähdytyskuorman tapauksen energiankulutuksen arvioinnissa käytetään taulukon 5.6 mukaisia tehoportaita ja käyttötunteja. Lähtötiedoista on huomioitava, että 75 prosentin mitoitustehoportaita on kaksi, kun taas 25 tai 50 prosentin tehoportaita ei käytetä laskennassa lainkaan. Ensimmäisen laskentatapauksen muut lähtötiedot on koottu taulukkoon 5.7.

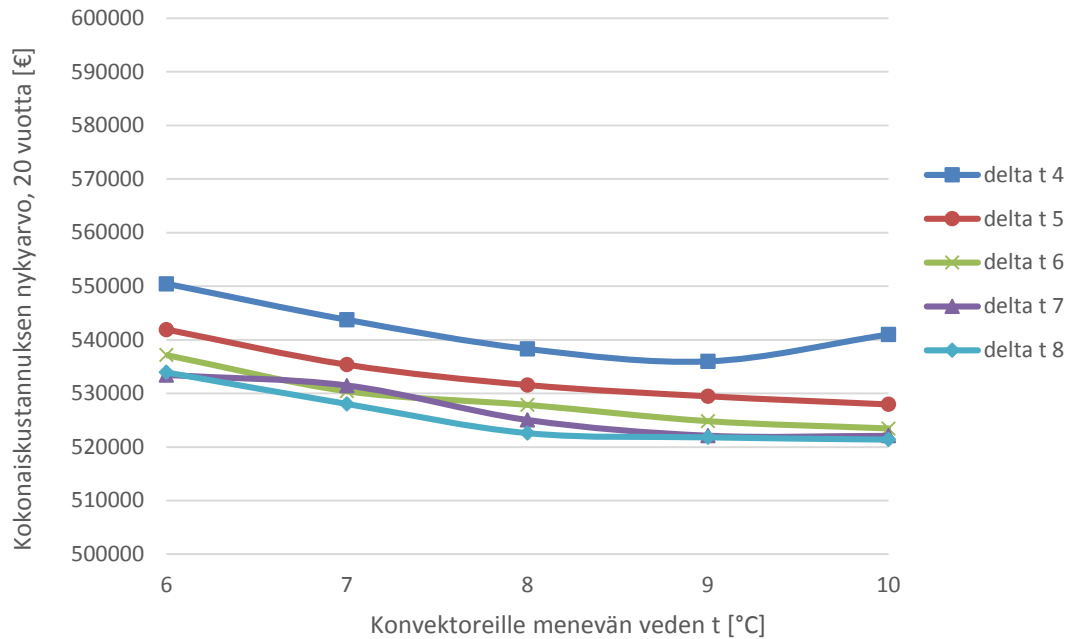
**Taulukko 5.6.** *Jatkuvan kuormituksen laskentatapauksen tehoportaat ja käyttöajat.*

Tehoporras	Kuorma [%]	Käyttö-tunnit [h]	Ulkolämpö-tila [°C]	Lauhdeliuoksen lämpötilat [°C]
A	100	72	24,5 -	+42 / +36
B	75	792	17 – 24,5	+38 / +32
C	75	7896	- 17	+31 / +25
D	0	0		
Yhteensä		8760		

**Taulukko 5.7.** *Jatkuvan kuormituksen laskentatapauksen 1 muut lähtötiedot.*

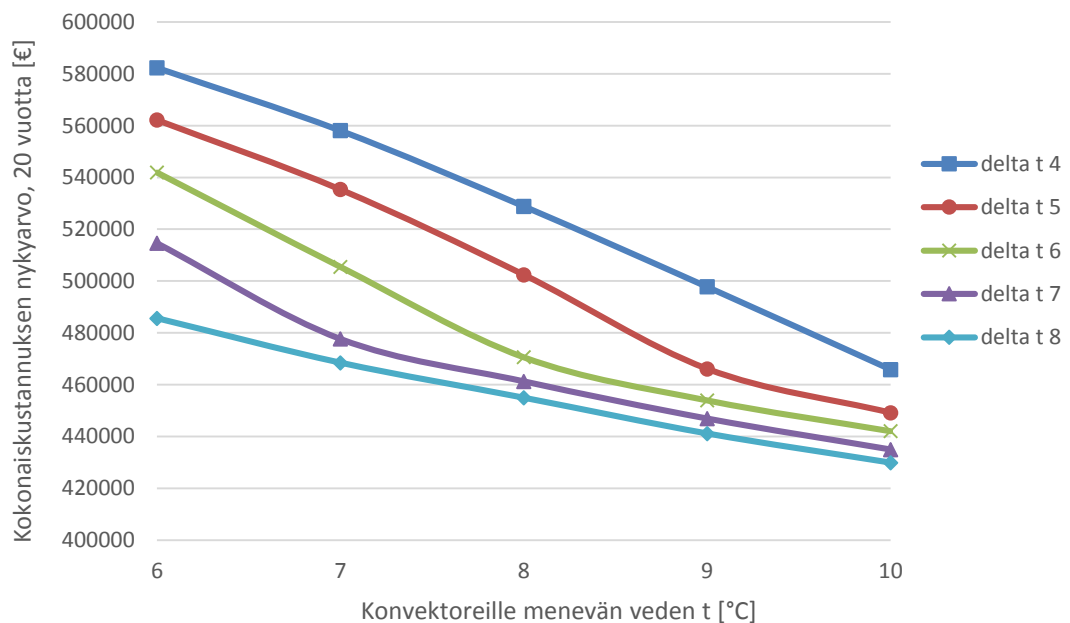
Vedenjäähdytyskone	Scroll-kompressorikone	
Mitoitusteho	150	kW (kokonaisjäähdytysteho)
Sähkön hinta	80	€/MWh, kallistuu 4,6 % vuosittain
Tarkastelujakso	20	vuotta
Laskentakorkokanta	3	%
<u>Putkisto</u>		
Runkolinjojen lkm	2	
Runkolinjan pituus $L$	100	m
Syöttöputken pituus $b$	2	m

Samat laskentatarkastelut tehdään molemmille vedenjäähdytyskonetyypeille, joista ensimmäisenä scroll-vedenjäähdytyskone. Konvektorimäärän mitoitus ja kustannusarvio tehdään jälleen aluksi kokonaistehon mukaan kaavan (5.4) mukaisesti. Saadut laskentatulokset on koottu liitteenä olevaan taulukkoon A.5 ja kokonaiskustannusten nykyarvoina kuvassa 5.7 olevaan kuvaajaan.



**Kuva 5.7.** Jatkuvakäyttöisen konvektorijärjestelmän hankinta- ja energiakulujen nykyarvo, 20 vuotta. Kokonaistehomitoitus, scroll-kompressorikone.

Sama laskentatarkastelu tehdään konvektorien tuntuvaan tehoon perustuvan mitoituksen avulla käyttäen konvektorimäärän arviointiin kaavaa (5.5). Mitoitusreferenssinä käytetään jälleen 106,5 kW tuntuva jäähdytysteho, joka vastaa tuntuva teho osuutta 150 kW kokonaistehossa veden lämpötiloilla +7/+12 °C. Tulokset on esitetty liitteenä olevassa taulukossa A.6 ja kokonaiskustannusten nykyarvojen osalta kuvassa 5.8.



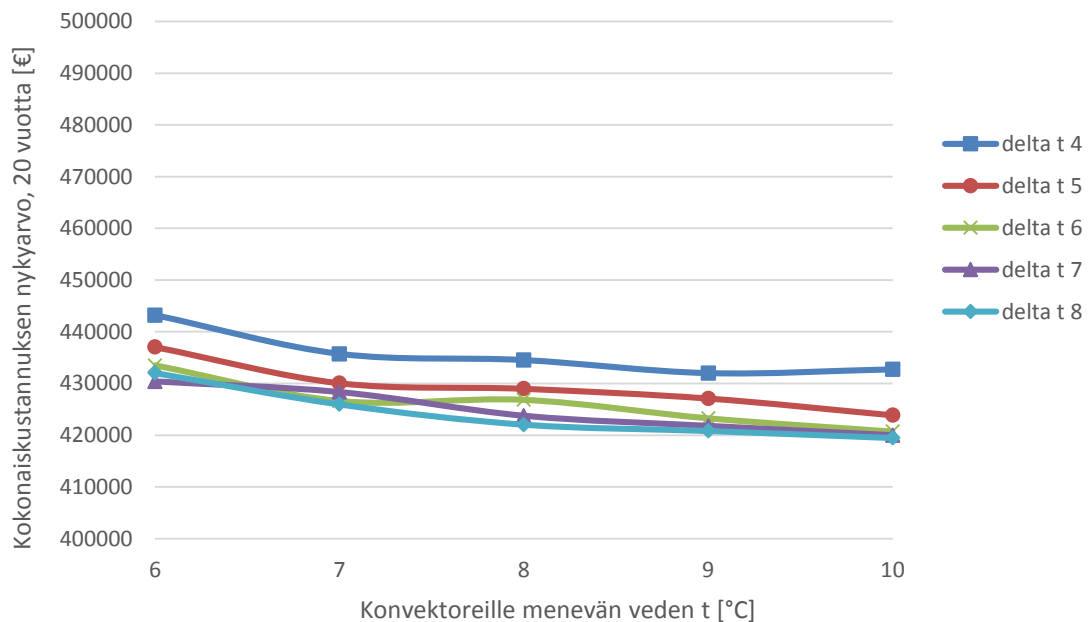
**Kuva 5.8.** Jatkuvakäyttöisen konvektorijärjestelmän hankinta- ja energiakulujen nykyarvo, 20 vuotta. Tuntuvaan tehoon perustuva mitoitus, scroll-kompressorikone.

Samat laskentatarkastelut toistetaan jälleen käyttäen vedenjäähdytyskoneena ruuvi-kompressorein varustettua mallia. Tarkasteltava konvektorijärjestelmä on kokonaiste-holtaan edelleen 150 kW. Seuraavissa laskentatapauksissa käytetään taulukon 5.6 mu-kaisia tehoportaita ja taulukon 5.8 mukaisia muita lähtötietoja.

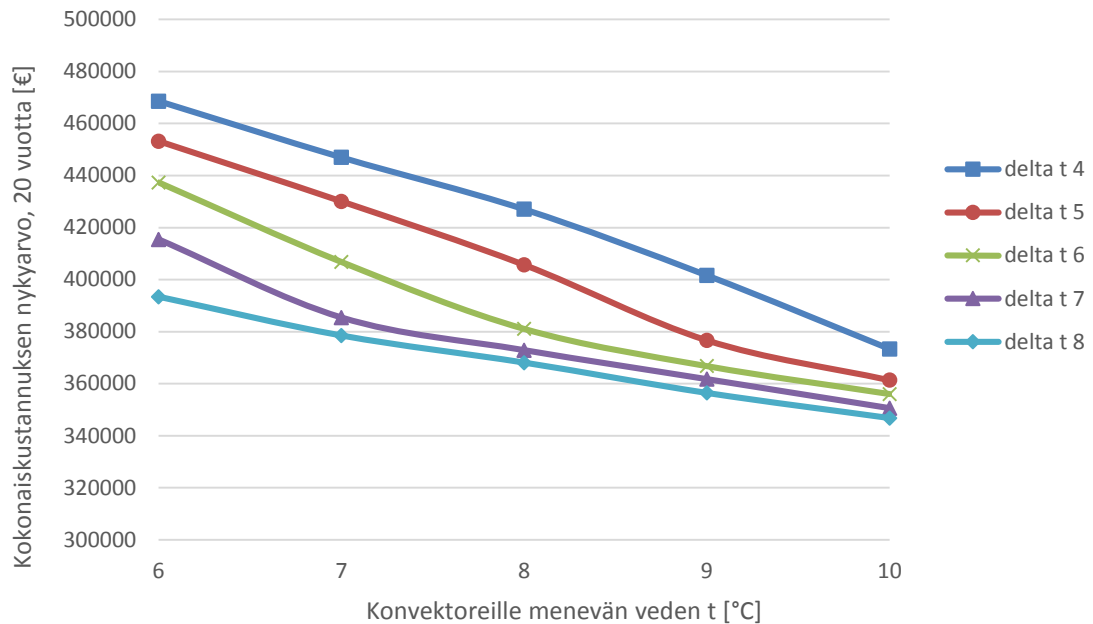
**Taulukko 5.8.** Jatkuvan kuormituksen laskentatapauksen 2 muut lähtötiedot.

Vedenjäähdytyskone	Ruuvikompressorikone	
Mitoitusteho	150	kW (kokonaisjäähdytysteho)
Sähkön hinta	80	€/MWh, kallistuu 4,6 % vuosittain
Tarkastelujakso	20	vuotta
Laskentakorkokanta	4	%
<u>Putkisto</u>		
Runkolinjojen lkm	2	
Runkolinjan pituus $L$	100	m
Syöttöputken pituus $b$	2	m

Kokonaistehomitoituksen mukaiset tulokset on koottu liitteenä olevaan taulukkoon A.7 ja kokonaiskustannusten nykyarvojen osalta kuvaan 5.9. Vastaavat tulokset konvekto-rien tuntuvan tehon perusteella tehdystä mitoitusastapauksesta on koottu liitteenä olevaan taulukkoon A.8 ja kokonaiskustannusten nykyarvojen osalta kuvaan 5.10.



**Kuva 5.9.** Jatkuvakäyttöisen konvektorijärjestelmän hankinta- ja energiakulujen nyky-arvo, 20 vuotta. Kokonaistehoon perustuva mitoitus, ruuvikompressorikone.



**Kuva 5.10.** Jatkuvakäyttöisen konvektorijärjestelmän hankinta- ja energiakulujen nykyarvo, 20 vuotta. Tuntuvaan tehoon perustuva mitoitus, ruuvikompressorikone.

Laskentatuloksia tarkastellessa tulee kiinnittää huomiota pysty akselin muuttuvaan kustannusasteikkoon. Tuntuvan tehon mukaan mitoitettussa tapauksessa tulokset jakautuvat laajemmalle alueelle, kun taas kokonaistehomitoituksessa ne ovat erittäin lähellä toisiinsa. Laskettuja tuloksia tarkastellaan tarkemmin alaluvussa 5.2.5.

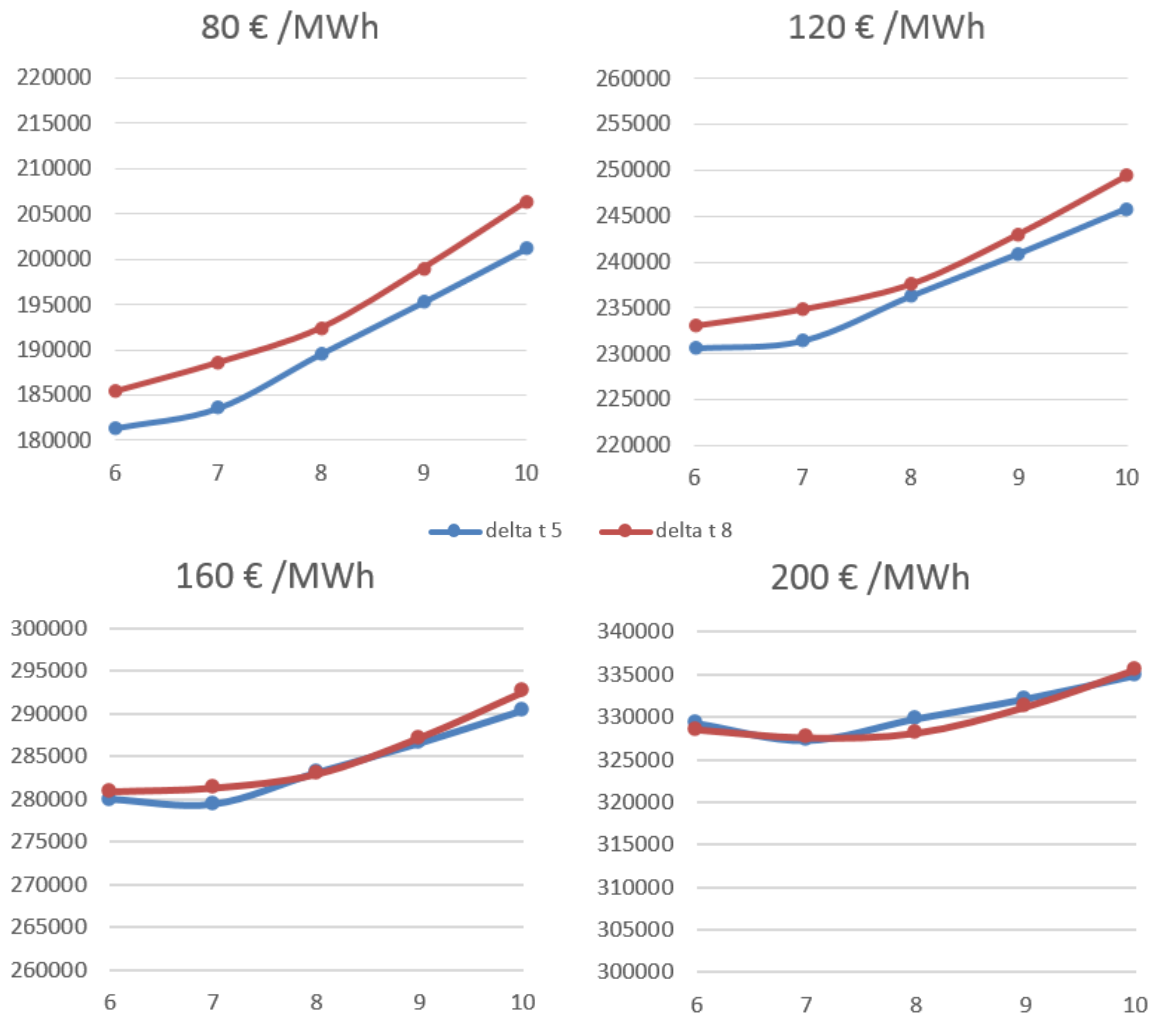
#### 5.2.4 Herkkyystarkastelu

Kaikissa investointi- ja elinkaarilaskelmissa joudutaan aina ennakoimaan tulevaisuutta. Myös nyt esitetty jäähdytysjärjestelmän laskentamalli on luonteeltaan yksinkertaistava. Herkkyysanalyysin tarkoituksena on tutkia yksittäisissä parametreissa tapahtuvien muutosten vaikutusta koko laskennan lopputulokseen. [31]

Tässä työssä herkkyystarkastelun kohteeksi valitaan energian hintaan liittyvät tekijät eli sähkön nykyhinnan suuruus ja sähköenergian kallistumisen nopeus. Herkkyystarkastelu tehdään vain yhdelle aiemmin esitetyistä laskelmista. Tämän perusteella saadaan riittävä yleiskuva siitä, kuinka malli reagoi energian hinnassa tapahtuviin muutoksiin.

Tarkasteltavana on laskentatapaus puhallinkonvektorien comfort-jäähdytykselle 2400 tunnin vuosittaisella käyttöajalla. Vedenjäähdytyskoneena on scroll-vedenjäähdytyskone. Laskentatapauksen tehoportaiden tiedot on esitetty taulukossa 5.3 ja muut lähtötiedot taulukossa 5.4. Alkuperäisessä laskennassa saadut tulokset on esitetty kuvassa 5.2 ja liitteenä olevassa taulukossa A.1. Nyt tarkastellaan kuvallisen esityksen selkeyden vuoksi vain kahta eri mitoituslämpötilaeroa: viittä ja kahdeksaa astetta.

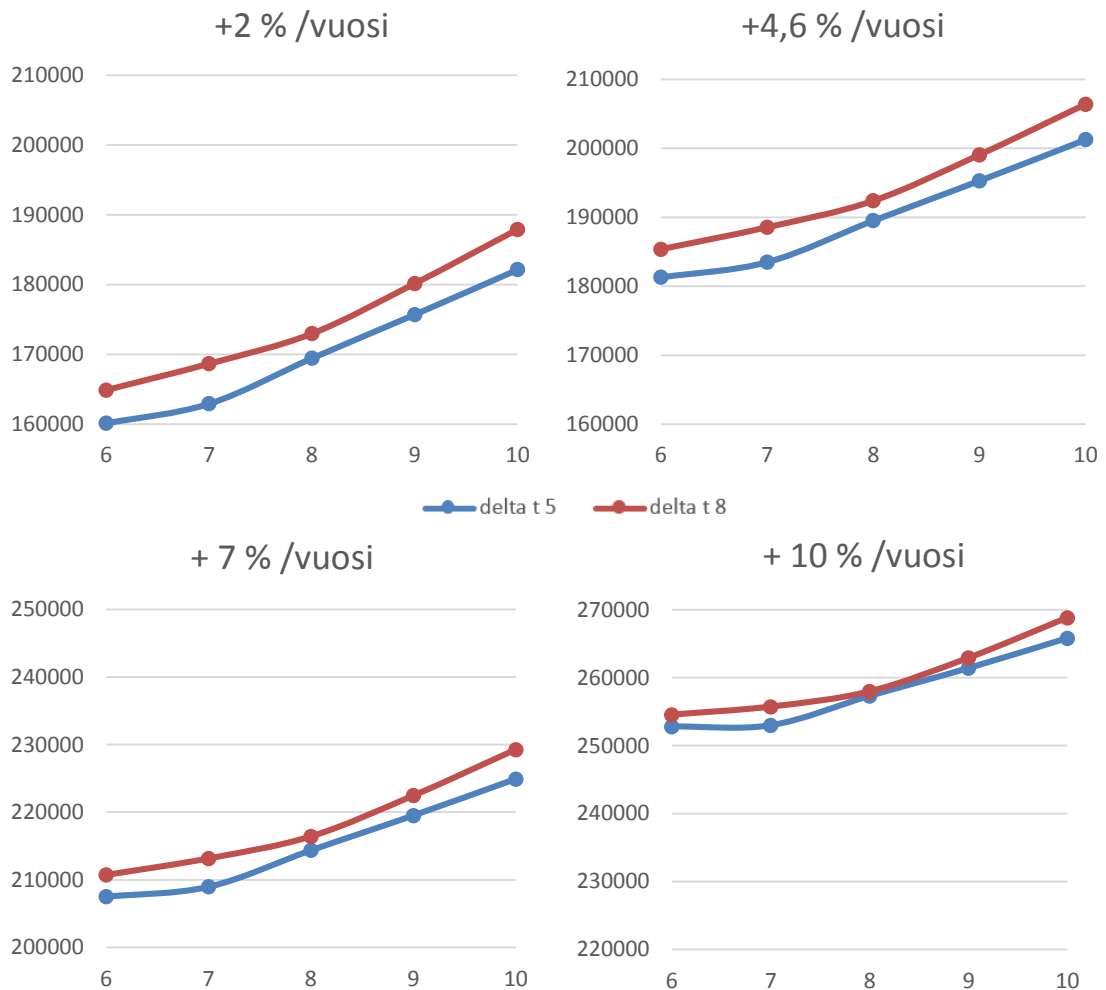
Ensimmäiseksi tarkastellaan sähkön lähtöhinnan vaikutuksia saatuihin tuloksiin. Sähkö kallistuu kaikissa tapauksissa vuosittain 4,6 % [33]. Laskentakorkokanta on 3 %. Saadut tulokset on esitetty kuvassa 5.11.



**Kuva 5.11.** Kokonaiskustannusten nykyarvon riippuvuus ostosähkön lähtö hinnasta. Vaaka-akselilla konvektoreille tulevan veden lämpötila  $t$  [°C], pystyakselilla kokonaiskustannuksen nykyarvo [€]. Tarkasteluaika 20 vuotta.

Toisessa herkkyytstarkastelussa tutkitaan, kuinka sähkön tulevan hintakehityksen eri skenaariot vaikuttavat laskennan tuloksiin. Sähkön lähtöhinta nykyhetkellä on kaikissa tapauksissa 80 €/MWh. Tulokset eri hintakehityksillä on esitetty kuvassa 5.12.





**Kuva 5.12.** Kokonaiskustannusten nykyarvon riippuvuus ostosähkön vuosittaisesta hinnannoususta. Vaaka-akselilla konvektoreille tulevan veden lämpötila  $t$  [°C], pystyakselilla kokonaiskustannuksen nykyarvo [€]. Tarkasteluaika 20 vuotta.

Esitettyjä tuloksia tarkastellessa on huomattava, että kokonaiskustannusten (pystyakselin) asteikkoa joudutaan jälleen jatkuvasti muuttamaan riittävän kuvan luettavuuden aikaansaamiseksi. Tulosten tarkastelussa tulee kiinnittää huomiota ensisijaisesti eri lämpötilojen kokonaiskustannusten välisten suhteiden kehittymiseen.

### 5.2.5 Tulosten tarkastelua

Ennen kuin esitetyistä tuloksista tehdään johtopäätöksiä, tulee olla tietoinen käytetyn laskentamenetelmän puutteista. Erityisesti nämä liittyvät konvektorien jäädytystehon SHR-arvoon, sekä tähän liittyvään huonetilan olosuhteiden epävarmuuteen: konvektorin suorituskyky mitoitustilanteessa on tutkittu kaikille lämpötiloille samoilla sisäilman tiedoilla ( $t = 25$  °C,  $\phi = 50$  %), vaikka käytännössä sisäilman suhteelliseen kosteuteen vaikuttaa aina jonkin verran konvektoreihin valittu lämpötilataso. Matalammilla veden lämpötiloilla konvektoreissa tapahtuva ilmankuivaus on tehokkaampaa ja tilan tasapainokosteus asettuu näin matalammalle tasolle. Vastaavasti suurilla= lämpötiloilla huone-

tilan kosteus jää korkeammaksi. Tavanomaisissa rakennuskohteissa tilan kosteudenhallinta ei ole kuitenkaan konvektorien tehtävä, vaan sitä hoitaa tuloilman jäähdytyspatteri.

Erityisesti kokonaistehomitoituksen perusteella lasketuissa tuloksissa esiintyy joillain lämpötilaeroilla selkeää laskentatulosten jatkuvuuden vaihtelua. Tämä näkyy kuvaajissa epätasaisina muutoksina, eli käyrän kulmakertoimen muutos ei ole jatkuva koko lämpötila-alueella. Tämä ilmiö aiheutuu usean laskentamallissa tapahtuvan porrasmaisen muutoksen yhteisvaikutuksesta: konvektoreiden kokonaistehon lasku lämpötilan noustessa ei ole täysin lineaarista, kuten kuvassa 4.8 on osoitettu. Lisäksi putkistokustannusten kasvu ei ole tasaista, vaan esimerkiksi kytkentäputkien koko muuttuu kerralla kaikkiin konvektoreihin. Lisäksi tarvittavien konvektorien määrä pyöristetään aina ylemmän kokonaislukuun, joka sekin osaltaan aiheuttaa pieniä porrasmaisia kustannusmuutoksia. Näiden yhteisvaikutus saattaa saada tuloskuvaajissa aikaan suureltakin vaikuttavaa heilahtelua, vaikka kaikki laskentatulokset muuten asettuvat hyvin lähelle toisiaan.

Esitellyistä laskentamenetelmän puutteista huolimatta tuloksista voidaan todeta, että ilmastoinnin comfort-jäähdytyksen yhteydessä jäähdytysveden lämpötilojen nostolla totutuista +7/+12 °C:sta ei saavuteta merkittävää kustannussäästöä. Tämä johtuu järjestelmän lyhyestä vuosittaisesta käyttöajasta: konvektori-investointi kasvaa lämpötilojen kohotessa enemmän kuin parantuneesta kylmäkertoimesta saatava energiakustannussäästö. Näin tapahtuu molemmilla vedenjäähdytyskonevaihtoehdoilla toimittaessa. Sähkön hinnalle tehdyt herkkyytarkastelut osoittavat, että kustannusrakenteen tulisi muuttua todella merkittävästi ennen kuin totuttuja +7/+12 °C -lämpötiloja kannattaisi korottaa. Tulosten perusteella voitaisiin harkita jopa matalampien veden lämpötilojen käyttöä. Pieniin lämpötiloihin liittyy kuitenkin suurempi riski vedontunteelle, koska konvektorikohtaisen jäähdytystehon kasvaessa myös laitteesta ulospuhallettava ilma viilenee.

Tuntuvaan jäähdytystehon avulla mitoitettussa comfort-jäähdytyksen laskentatapauksessa jäähdytysveden menolämpötila +7 °C osoittautuu myös kannattavaksi ratkaisuksi. Tuntuvan tehon osuutta voidaan kasvattaa korottamalla jäähdytysveden paluulämpötila +14 tai +15 °C:seen. Tämä edellyttää kuitenkin sitä, että jäähdytystehontarve on tarkasti tiedossa ja konvektorimäärä todella voidaan mitoittaa sen mukaan.

Jäähdytysveden tulolämpötilan korottaminen totutusta alkaa muodostua kannattavaksi siinä vaiheessa, kun jäähdytystarve jatkuu vuoden ympäri. Perinteisiä +7/+12 °C -lämpötiloja edullisemmat tulokset saatiin jatkuvan kuormituksen laskentatapauksessa esimerkiksi lämpötiloilla +8/+16 °C. Kaikki laskentatapaukset osoittavat myös, että lämpötilaeroa kannattaa korottaa totutusta viidestä asteesta. On kuitenkin huomattava, että tulosten hajonta on kokonaistehomitoituksella tehdyissä laskelmissa erittäin pientä. Korkeimmat kustannukset poikkeavat matalimmista ainoastaan 3,5 prosenttia. Tämä on käytetyn laskentamalliin epätarkkuudet huomioiden erittäin pieni muutos.

Eri vedenjäähdytyskoneille lasketuista tuloksista voidaan huomata myös yleisesti jäähdytysjärjestelmien vedenlämpötiloja koskeva tulos: mitä parempi keskimääräinen kylmäkerroin vedenjäähdytyskoneella on, sitä ylempäs lämpötiloja on järkevää korottaa. Tämä johtuu kokonaiskustannusten muodostumisen painopisteen siirtymisestä investoinnista käyttökuluihin.

### 5.3 Tuloilmapatteri lämpötilaoptimointi

Luvussa 4.2 tarkasteltiin tuloilman jäähdytyspatterin suorituskykyä eri jäähdytysveden lämpötiloilla. Tuloksista huomattiin, että korkeammat jäähdytysveden lämpötilat edellyttävät siirtymistä syvempään patteriin, eli 4-rivisestä patterista 6-riviseen malliin. Tämän alaluvun tavoitteena on selvittää, voidaanko 6-rivisestä jäähdytyspatterista aiheutuvia puhallinenergia- ja muita kustannuksia kattaa vedenjäähdytyskoneen parantuneesta kylmäkertoimesta aiheutuneilla säästöillä.

#### 5.3.1 Kanavapuhaltimen energiankulutuksen arviointi

Kanavapuhaltimen energiankulutus lasketaan käyttäen samaa kaavaa (2.23) kuin pumppun energiankulutuksen tapauksessa. Paineenkorotus on puhaltimille pumppuja kerta- luokkaa pienempi, mutta tilavuusvirta vastaavasti merkittävästi suurempi. Taulukossa 5.9 on kuvattu, kuinka paljon sähköenergiaa erisuuruiset ilmapuolen lisäpainehäviöt kuluttavat vuosittain yhtä ilmakeuutiota sekunnissa kohden. Puhaltimen käyttöajat vastaavat Suomen rakentamismääräyskokoelman osan D3 mukaisia rakennustyyppikohtaisia standardikäyttöaikoja [7]. Puhaltimen kokonaishyötysuhde on 0,7.

**Taulukko 5.9.** Erisuuruisten paineenkorotusten aiheuttama puhaltimen energiankulutus vuodessa. RakMk D3 standardikäyttötunnit. Puhaltimen kokonaishyötysuhde on 0,7. [7]

	Ilmanvaihdon käyttöaika			Paineenkorotuksen aiheuttama sähkönkulutus vuodessa [kWh / (m <sup>3</sup> /s)]				
	h /24 h	d /7 d	h /vuosi	10 Pa	20 Pa	30 Pa	40 Pa	50 Pa
Toimistorakennus	13	5	3380	48	97	145	193	241
Liikerakennus	15	6	4680	67	134	201	267	334
Majoitusliikerakennus	24	7	8736	125	250	374	499	624
Opetusrakennus ja päiväkot	8	5	2080	30	59	89	119	149
Liikuntahalli	14	7	5096	73	146	218	291	364
Sairaala	24	7	8736	125	250	374	499	624

Ilmanvaihdon käyttöajat ja sitä kautta myös puhaltimen energiakulut vaihtelevat voimakkaasti rakennustyyppin mukaan. Taulukon tehtävänä on lähinnä osoittaa näiden energiakulujen suuruusluokka. Lisäpainehäviöissä on huomioitava aina myös niiden vaikutus puhaltimen energiankulutusta kuvaavaan SFP-lukuun. [4]

### 5.3.2 Tuloilmapatterin energiankulutuksen arviointi

Ilmanvaihdon tuloilmaa 16-17 asteeseen jähdyttävä patteri toimii suomalaisessa ilmassa vuosittain noin tuhannen tunnin ajan. Energiankulutuksen arvioinnin lähtötietona käytetään patterin energiankulutusta mitoitustilanteessa. Mitoitustilanteen kokonaisjähdytysteho arvioidaan käyttäen kaavaa (5.6).

$$Q_j = \frac{\rho_i \dot{V}_i c_{p,i} \Delta T_i}{SHR(T_{jv}, \Delta T)} \quad (5.6)$$

jossa

$\Delta T_i$  on ulkoilman ja ilman loppulämpötilan välinen lämpötilaero mitoitustilanteessa [°C]

$SHR(T_{jv}, \Delta T)$  on patterin tuntuvan jähdytystehon osuus kokonaistehosta mitoitustilanteessa valituille jähdytysveden lämpötiloille

Energiankulutus lasketaan yhtä ilmakeuutiota kohti eli  $\dot{V}_i = 1 \text{ m}^3/\text{s}$ . SHR-tietoina käytetään jähdytyspatterien Coils-mitoitusohjelman antamista tiedoista laskettuja arvoja. Patterien mitoitustiedot ja SHR-arvot on esitetty mitoitustaulukoissa 4.1 ja 4.2. Patterin vuosittainen energiankulutus arvioidaan käyttäen alaluvussa 5.3.2 kuvattua kokonaistehoportaisiin perustuvaa menetelmää. Käytettyjen tehoportaiden tiedot on esitetty taulukossa 5.10.

**Taulukko 5.10.** Jähdytyspatterin energiankulutuksen arvioinnin tehoportaat.

Tehoporras	Kuorma [% ]	Käyttö-tunnit [h]	Ulkolämpötila [°C]	Lauhdeliuoksen lämpötilat [°C]
A	100	30	25,5 -	+42 / +36
B	75	330	21 - 25,5	+38 / +32
C	50	410	17,5 - 21	+34 / +28
D	25	230	16,5 - 17,5	+31 / +25
Yhteensä		1000		

Tuloilmapatterin kohdalla tarkastellaan vain yhden vuoden aikaista energiankulutusta, koska tavoitteena on verrata sen suuruutta vuosittaisiin puhallinkustannuksiin. Tarkasteltavana on referenssilämpötilojen +7/+12 °C lisäksi kolme muuta, käytettävyydeltään

potentiaalista jäähdytysveden lämpötilavaihtoehtoa: +8/+14, +9/+14 ja +10/+18 °C. Lämpötilat +10/+18 °C edustavat lähinnä kaukojäähdytyskohteita.

### 5.3.3 Laskentatulokset, tuloilman jäähdytys

Ensimmäisen tarkastelutapauksen tarvittavat lähtötiedot on koottu taulukkoon 5.11 ja tulokset esitetty taulukossa 5.12. Käytössä on scroll-vedenjäähdytyskone.

**Taulukko 5.11.** Jäähdytyspatterin energiankäytön muut lähtötiedot.

Ilman loppulämpötila	17	°C
Ilman $\Delta T_i$	10	°C
Ilman tiheys	1,167	kg/m <sup>3</sup>
Ilman ominaislämpökapasiteetti	1,0061	kJ/(kg K)
Tarkastelujakso	1	vuosi

**Taulukko 5.12.** Jäähdytyspatterin vuosittaisen energiankulutuksen laskentatulokset, 17 asteen tuloilman lämpötila. Scroll-vedenjäähdytyskone.

Veden lämpötilat [°C]	Patterin putkirivien lkm	Jäähdytysenergia vuodessa [kWh/(m <sup>3</sup> /s)]	Sähköenergia vuodessa [kWh/(m <sup>3</sup> /s)]
7 / 12	4	9360	2460
8 / 14	4	9400	2390
9 / 14	4	9440	2360
10 / 18	6	8700	2070

Vastaavat jäähdytyspatterin kulutustiedot ruuvikompressori-vedenjäähdytyskoneelle on laskettu taulukkoon 5.13. Muilta osin lähtötiedot ovat edelleen taulukoiden 5.10 ja 5.11 mukaiset.

**Taulukko 5.13.** Jäähdytyspatterin vuosittaisen energiankulutuksen laskentatulokset, 17 asteen tuloilman lämpötila. Ruuvikompressori-vedenjäähdytyskone.

Veden lämpötilat [°C]	Patterin putkirivien lkm	Jäähdytysenergia vuodessa [kWh/(m <sup>3</sup> /s)]	Sähköenergia vuodessa [kWh/(m <sup>3</sup> /s)]
7 / 12	4	9360	1940
8 / 14	4	9400	1860
9 / 14	4	9440	1830
10 / 18	6	8700	1580

Tuloksissa lämpötilojen +7/+12, +8/+14 ja +9/+14 °C jäähdytysenergiakulutuksen arvot vaikuttavat ristiriitaisilta aiempien oletusten kanssa: jäähdytysenergiankulutuksen olete-

taan putoavan lämpötilojen kasvaessa, koska ilmankuivauksen osuus pienenee. Nyt vuoden aikana tarvittava jäähdytysenergia kuitenkin kasvaa 40 kWh veden lämpötilojen noustessa. Tämä johtuu osittain siitä, että kaavan (5.6) SHR-arvoina käytetään Coils-mitoitusohjelmasta saatuja tietoja, huolimatta siitä että ne eivät vastaa tarkkaan haluttua tuloilman lämpötilaa. Muutamia asteen kymmenesosia eroavien tuloilman lämpötilojen SHR-arvoja käytetään siis sellaisenaan 17 asteen lämpötilalle kaavassa (5.6). Jäähdytysenergiankulutusten välinen poikkeama on kuitenkin hyvin pieni, alle 0,5 prosenttia kokonaisenergiankulutuksesta. Laskentamenetelmän tarkkuus huomioon ottaen voidaan siis sanoa, että jäähdytysenergiankulutus on sama kaikille tarkastelluille 4-rivisille jäähdytyspattereille. Sähköenergiankulutus laskee hieman, parantuneen kylmäkertoimen ansiosta.

Korkeammilla jäähdytysveden lämpötiloilla joudutaan siirtymään syvempään patteriin. Tämä laskee ilmankuivaustehoa, kuten alaluvussa 4.2 osoitettiin. Käytännössä 6-rivisellä jäähdytyspatterilla latentin jäähdytystehon saaminen 4-rivisen tasolle edellyttää noin yhden asteen kylmempää tuloilman lämpötilaa. Seuraavassa laskentatapauksessa onkin esitetty +10/+18 °C veden lämpötiloilla toimivan jäähdytyspatterin energiankulutuksen arviot 16 asteen tuloilman lämpötilalle. Lähtötiedot on koottu taulukkoon 5.14 ja laskennan tulokset on esitetty taulukossa 5.15. Tulokset on esitetty käyttäen molempia vedenjäähdytyskonetyyppejä.

**Taulukko 5.14.** Jäähdytyspatterin vuosittaisen energiankulutuksen arviot, 16 asteen tuloilman lämpötila.

Ilman loppulämpötila	16	°C
Ilman $\Delta T_i$	11	°C
Ilman tiheys	1,167	kg/m <sup>3</sup>
Ilman ominaislämpökapasiteetti	1,0061	kJ/(kg K)
Tarkastelujakso	1	vuosi

**Taulukko 5.15.** Jäähdytyspatterin vuosittaisen energiankulutuksen arviot, 16 asteen tuloilman lämpötila.

Scroll-vedenjäähdytyskone		
Veden lämpötilat [°C]	Jäähdytysenergia vuodessa [kWh/(m <sup>3</sup> /s)]	Sähköenergia vuodessa [kWh/(m <sup>3</sup> /s)]
10 / 18	9920	2360
Ruuvikompressori-vedenjäähdytyskone		
Veden lämpötilat [°C]	Jäähdytysenergia vuodessa [kWh/(m <sup>3</sup> /s)]	Sähköenergia vuodessa [kWh/(m <sup>3</sup> /s)]
10 / 18	9920	1800

Taulukossa olevat tulokset vastaavat sähköenergiankulutuksen suuruudeltaan hyvin lähelle +9/+14 °C veden lämpötiloja 17 asteen tuloilman lämpötilalla. Lämpötilan korotuksesta saatava kustannushyöty kylmäkertoimessa kuluu siis kokonaan tarvittavaan tuntuvaan lisäjähdytystehoon.

### 5.3.4 Tulosten tarkastelua

Esitettyjen laskentatuloksien perusteella patterin vuosittaisessa jäähdytysenergiankulutuksessa ei ole jäähdytysveden lämpötiloista aiheutuvaa merkittävää vaihtelua, jos pysytään 4-rivisessä patterissa. Jäähdytysveden lämpötilamuutoksien aiheuttama tehonvaihtelu kompensoidaan patterin vesiteiden (painehäviön) määrää muuttamalla. Kuusiriviiseen patteriin siirryttäessä latentti jäähdytysteho laskee, mikä muuttaa myös sähköenergiankulutusta merkittävästi: syvemmillä patterilla lämpötiloja +10/+18 °C käyttäen saavutettu säästö +9/+14 °C lämpötiloihin verrattuna on scroll-vedenjäähdytyskoneelle 290 kWh/(m<sup>3</sup>/s) vuodessa. Ruuvikompressorivedenjäähdytyskoneella vastaava säästö on 250 kWh/(m<sup>3</sup>/s) vuodessa. Nämä energiasäästöt ovat suuruudeltaan isompia kuin patterin lisäkoon aiheuttama puhallinenergian kulutus (taulukko 5.9) puhaltimen käyttöajasta riippumatta. Jäähdytyspatterin syventäminen lisää kuitenkin myös patterin investointikustannusta, jonka suuruuteen ei tässä työssä oteta kantaa.

Tarkasteltava tilanne muuttuu, mikäli 6-rivisen patterin heikentynyt ilmankuivausteho kompensoidaan tuloilman lämpötilan laskulla. Tällöin tulokset saadaan latentin jäähdytystehon osalta vertailukelpoisiksi, mutta parantuneella kylmäkertoimella saavutettu hyöty kuluu tarvittavaan tuntuvaan lisäjähdytystehoon. Scroll-kompressorikoneelle +10/+18 °C veden lämpötilojen laskennallinen sähköenergiankulutus 16 °C tuloilman lämpötilalla on täysin sama kuin +9/+14 °C -lämpötilojen kulutus 17 °C tuloilman lämpötilalla. Ruuvikompressorikoneelle +10/+18 °C lämpötilatasot 16 °C tuloilman lämpötilalla kuluttavat 30 kWh/(m<sup>3</sup>/s) vähemmän verrattuna +9/+14 °C -lämpötiloihin. Korkeammilla lämpötiloilla tarvittava lisäjähdytysteho toisaalta pienentää huonelaitteisiin kohdistuvaa jäähdytyskuormaa, minkä ansiosta niiden mitoitus-tehoa voidaan hieman pienentää.

Tarkempia arvioita patterin energiankulutuksesta olisi mahdollista saada patterin lämmönsiirron mallinnukseen perustuvalla päivätason simuloinnilla. Näin saataisiin paremmin huomioitua jäähdytystarpeen jakautuminen rakennuksen ilmanvaihdon käyttöajalle, sekä latentin ja tuntevan jäähdytystehon välisen suhteen käyttäytyminen osatehotilanteissa ja muuttuvalla ulkoilman kosteudella. Nyt esitetyt laskelmat perustuvat oletukseen, että patterin lämpötekninen käyttäytyminen ei osatehotilanteissa olennaisesti muutu.

## 6 JOHTOPÄÄTÖKSET

### 6.1 Mitoituslämpötilojen valinta

Tämän diplomityön tavoitteena oli tutkia vaihtoehtoja ilmastoinnin jäähdytyksessä yleisesti käytetyille jäähdytysveden +7/+12 °C lämpötilatasoille. Tavoitteena oli erityisesti järjestelmän investointi- ja käyttökustannuksista muodostuvien kokonaiskustannusten optimointi. Jäähdytysvettä käyttävistä laitteista tarkastelussa mukana olivat tuloilman jäähdytyspatteri, puhallinkonvektorit ja aktiiviset jäähdytyspalkit. Jäähdytysjärjestelmän vesi viilennetään liuoslauhdutteisella vedenjäähdytyskoneella, joita tarkasteluissa oli mukana kahta eri tyyppiä. Tutkimuksissa havaittiin, että optimaaliset jäähdytysveden lämpötilatasot muuttuvat jäähdytysjärjestelmän käyttötarkoituksen ja tyyppin mukaan.

Jäähdytyspatterivalmistajien mitoitusohjelmilla tehdyistä tarkasteluista huomattiin, että tuloilman jäähdytyspatterien suorituskyky riippuu voimakkaasti riippuvainen patterin syvyydestä. Jäähdytysveden lämpötilojen noususta johtuvaa patterin kokonaistehon laskua voidaan kompensoida vesipuolen painehäviötä kasvattamalla. Ilman jäähdytysprosessin SHR-arvo pysyy lähes vakiona niin pitkään, kuin myös tuloilman poistumislämpötila ja patterin dimensiot pysyvät vakioina. Näiden havaintojen perusteella siis yleinen väite kylmempien jäähdytysveden lämpötilojen paremmasta ilmankuivaustehosta pitää paikkansa vain osittain.

Tuloilman jäähdytyspatterille tehdyistä havainnoista voidaan johtaa ohjeita pääosin ilmanvaihdon jäähdytystä tai jäähdytyspalkkeja käyttävän järjestelmän mitoittamiseen. Jäähdytysveden lämpötilat kannattaa valita niin korkeiksi kuin se on kullekin jäähdytyspatterin syvyydelle kohtuullisin vesipuolen painehäviöin mahdollista. Tehtyjen havaintojen perusteella esimerkiksi 2 m/s otsapintanopeudella ja 3 mm lamellivälillä mitoitettua 4-putkirivistä patteria voidaan käyttää myös +7/+12 °C veden lämpötiloja korkeammilla lämpötiloilla. Parhaiten tämän tutkimuksen perusteella tähän soveltuisivat +9/+14 -lämpötilatasot, mutta optimi vaihtelee patterin lamellivälin ja ilmavirran otsapintanopeuden mukaan. 6-riviseen jäähdytyspatteriin siirtyminen nostaa esiin ilmankuivauksen riittävyteen, patterin säädettävyyteen ja investointikustannukseen liittyviä epävarmuustekijöitä, jotka tulee ottaa huomioon erityisesti hyvää ilmankuivausta edellyttävien jäähdytyspalkkijärjestelmien kanssa toimittaessa.

Jäähdytyspalkkijärjestelmät soveltuvat erinomaisesti jäähdytysveden lämpötilojen optimointiin, sillä niiden jäähdytysteho ei tavallisesti riipu vedenjäähdytyskoneelle valituista lämpötiloista. Tämä johtuu siitä, että lähes kaikissa järjestelmissä palkeille menevän



jäähdytysveden lämpötilaa korotetaan joka tapauksessa sunttikytkenällä. Jäähdytyspalkkien investointikustannus pysyy siis lähes vakiona, niin kauan kuin palkeille valitut lämpötilatasot ovat samat, esimerkiksi +15/+18 °C. Palkkien käyttämä jäähdytysenergia tuotetaan muiden laitteiden kanssa samalla kylmäkertoimella, eli käytännössä muiden laitteiden tarvitsemat lämpötilatasot määrittävät myös palkkijärjestelmän energiatehokkuuden. Kustannusten optimointi tarkoittaakin palkkipainotteisessa järjestelmässä yksinkertaisimmillaan jäähdytysveden koneelta lähtevän lämpötilan korottamista niin ylös, kuin se on tuloilman jäähdytyspatterin toiminnan kannalta järkevää.

Puhallinkonvektorijärjestelmien yhteydessä kokonaiskustannusten optimoinnin painopiste siirtyy investointikustannuksiin, erityisesti comfort-jäähdytyksessä. Totutut +7/+12 °C -lämpötilat soveltuvat hyvin moniin tilanteisiin, erityisesti jos verkosto sisältää paljon lyhyen vuosittaisen käyttöajan puhallinkonvektoreita. Tätä viileämmät lämpötilat voivat tuoda mukanaan veto-ongelmia. Jos kohteen tuntuvan jäähdytyskuorman osuus on tarkasti tiedossa, voidaan käyttää tuntuvaan tehoon perustuvaa mitoitusastetta ja +7/+14 -lämpötiloja.

Tutkimuksessa huomattiin, että jatkuvaa jäähdytyskuormaa sisältävien puhallinkonvektorijärjestelmien kokonaiskustannukset asettuvat erittäin lähelle toisiaan riippumatta jäähdytysveden lämpötiloista. Jäähdytysveden lämpötilan nostolla voidaan kuitenkin saavuttaa säästöjä jos on tiedossa, että jäähdytyskuorma on suurimmilta osin tuntuvaa kuormaa ja tuloilman jäähdytyspatteri tarjoaa riittävän ilmankuivauksen vuoden ympäri. Mikäli kuorma voidaan kytkeä erilliseen vedenjäähdytyskoneeseen, kannattaa jäähdytysjärjestelmässä käyttää korkeampia mitoituslämpötilaeroja. Tämän tutkimuksen perusteella jatkuvan jäähdytyskuorman kattamiseen soveltuvat erityisesti lämpötilatasot +8/+16 °C, +9/+17 °C tai +10/+18 °C. Samaan vedenjäähdytyskoneeseen kytkettävien erilaisten kuormitusten kanssa lämpötilojen valinta on kuitenkin tehtävä tapauskohtaisesti.

Vedenjäähdytyskoneen mitoituslämpötiloja valitessa tulee muistaa, että laitteen keskimääräiseen vuosikylmäkertoimeen vaikuttaa käytännössä eniten valittu jäähdytysveden lähtölämpötila. Koneelle palaavan veden lämpötila muuttuu aina jonkin verran järjestelmän kuormituksen mukaan, eikä sitä voida siksi mitoitusilanteen ulkopuolella täysin vakioida. Järjestelmä kannattaa kuitenkin suunnitella mahdollisuuksien mukaan siten, että vedenjäähdytyskoneelle palaavan jäähdytysveden lämpötila on mahdollisimman korkea.

## 6.2 Muut havainnot

Työtä tehdessä havaittiin monia jäähdytysjärjestelmien energiankulutuksen mallinnukseen liittyviä haasteita. Yksi näistä on vedenjäähdytyskoneen muuttuva kylmäkerroin: suomalaisessa ilmastossa kone käy valtaosan vuodesta mitoitusilannettaan paremmalla kylmäkertoimella, mutta energialaskennan ohjeistus ohjaa käyttämään vakiokylmäker-

rointa. Rakentamismääräyksissä esitetty ja elinkaarilaskelmissa yleisesti käytetty vakio-kylmäkerroin 3 vastaa tämän työn havaintojen perusteella heikosti vedenjäähdytyskoneiden todellista suorituskykyä. Työssä käytettyjen vedenjäähdytyskonemallien vuositason keskikylmäkerroin vaihtelee välillä 4-5.

Laitteiden suorituskykytietojen hankkiminen osoitti valmistajien valintaohjelmien vaihtelevan tason. Esimerkiksi vedenjäähdytyskoneiden ilmoitetuissa kylmäkertoimissa on suuria eroja eri valmistajien välillä, vaikka kylmäaineet, kompressorityyppi ja lämmönvaihtimien painehäviöt pyrittäisiin vakioimaan mahdollisimman lähelle toisiaan. Myös tuloilmapatterien mitoitusohjelmien antamissa tuloksissa on hajontaa, erityisesti latentin jäähdytystehon osuuden huomioinnissa. Ohjelmien pääkäyttötarkoitus on kuitenkin suunnittelijoiden toimia mitoitusyökaluna ja tähän ohjelmat soveltuvat tarkkuudeltaan riittävän hyvin.

Jäähdytysjärjestelmien käyttäytymistä pohjoisen ilmasto-olosuhteissa on akateemisesti tutkittu varsin vähän. Ala tarjoaisikin paljon potentiaalia lisätutkimukselle. Esimerkiksi huonetilan kosteuden käyttäytymistä eri jäähdytysveden lämpötiloilla voitaisiin tutkia tarkemmin. Tämä olisi yksityiskohtaista simulointia edellyttävä tutkimusaihe. Myös tässä työssä suhteellisen yksinkertaisesti mallinnettua jäähdytyskuorman jakautumista koneikon eri kylmäkertoimille voitaisiin edelleen tutkia tarkemmin. Yhteistä aiheesta tehtävälle lisätutkimukselle olisi tarve kattavampien simulointimallien kehittämiseen ja käyttöön.

Rakennusten jäähdytysenergiantuotantotapojen pääsuuntaus on Suomessa ollut viime aikoina voimakkaasti kaukojäähdytys. Se tarjoaa tiettyjä etuja rakennuskohtaisiin vedenjäähdytyskoneisiin verrattuna: järjestelmä on käyttäjälleen yksinkertainen, helppohoitoinen ja usein myös ekologinen. Useimmissa tapauksissa se ei kuitenkaan ole käyttäjälle edullisin vaihtoehto. Tavallisesti vertailulaskelmat eivät ota huomioon kaukojäähdytysjärjestelmän lämpötilatasojen edellyttämää jäähdytyslaitemäärän kasvua. Lisäksi kaukojäähdytysenergian ja sähköenergian hintatasoa verrattaessa voidaan huomata jäähdytysenergiahinnan vastaavan vain noin vedenjäähdytyskoneen vuosikylmäkerrointa kolme. Kaukojäähdytyksellä on etunaan myös energiatodistuslaskennassa pieni primäärienergiakerroin, vain 0,4. Kaukojäähdytys halutaan yleensä valita ennen kaikkea imago-, ympäristö- ja käytettävyyssyistä.

## LÄHTEET

- [1] Euroopan parlamentin ja neuvoston direktiivi 2010/31/EU rakennusten energia-  
tehokkuudesta. Strasbourg, 2010. Euroopan unioni. 16 s. + liitt. 7 s.
- [2] Aittomäki, A. (toim.) Kylmätekniikka, 4. painos. Porvoo, 2012. Suomen Kyl-  
mäyhdistys ry. 413 s.
- [3] Sandberg, E. (toim.) Sisäilmasto ja ilmastointijärjestelmät, Ilmastointitekniikka  
osa 1, 1. painos. Tampere, 2014. Talotekniikka-Julkaisut Oy. 415 s.
- [4] Sandberg, E. (toim.) Ilmastointilaitoksen mitoitus, Ilmastointitekniikka osa 2.  
1. painos. Tampere, 2014, Talotekniikka-Julkaisut Oy. 647 s.
- [5] Hakala, P., Kaappola, E. Kylmälaitoksen suunnittelu, 3. painos. 2013. Opetus-  
hallitus. 268 s.
- [6] Suomen rakentamismääräyskokoelma, osa D2: Rakennusten sisäilmasto ja il-  
manvaihto – Määräykset ja ohjeet. Helsinki, 2010. Ympäristöministeriö. 23 s. +  
liitt. 9 s.
- [7] Suomen rakentamismääräyskokoelma, osa D3: Rakennusten energiatehokkuus –  
Määräykset ja ohjeet. Helsinki, 2012. Ympäristöministeriö. 27 s. + liitt. 7 s.
- [8] Sisäilmastoluokitus 2008: Sisäympäristön tavoitearvot, suunnitteluohjeet ja tuo-  
tevaatimukset. RT 07-10946. 2009. Rakennustietosäätiö RTS. 22 s.
- [9] SFS-EN ISO 7730 Lämpöolojen ergonomia. Lämpömukavuuden analyttinen  
määrittäminen ja tulkinta käyttäen laskettuja PMV- ja PPD-indeksejä sekä pai-  
kallista lämpömukavuutta. 2006. Suomen Standardoimisliitto SFS. 12 s. + liitt.  
36 s.
- [10] Kosonen, R., Duplessis, G., Mustakallio, P. The effect of building characteristic  
and climate zone on sensible and total cooling demand in an office building.  
2013. Clima 2013 11th REHVA World Congress & 8th International Confer-  
ence on IAQVEC, Prague, Czech Republic, June 16-19, 2013. 10 p.
- [11] Psychometric diagram podle Molliera. Saatavissa (viitattu 25.11.2015):  
[http://homen.vsb.cz/~gal04/Zdenek GALDA/VETRANI A KLIMATIZACE II  
\(P+K\)/h-x diagram Mollier.JPG](http://homen.vsb.cz/~gal04/Zdenek_GALDA/VETRANI_A_KLIMATIZACE_II_(P+K)/h-x_diagram_Mollier.JPG)
- [12] Thulukkanam, K. Heat exchanger design handbook, Second edition. 2013.  
Taylor & Francis Group, LLC. 1245 p.
- [13] Aittomäki, A. (toim.) Välilliset kylmälaitokset: Suunnittelu ja rakentaminen.  
2001. Tampereen teknillinen korkeakoulu. 235 s.
- [14] ASHRAE Handbook, Fundamentals: Chapter 6 – Mass transfer. 2013. American  
Society of Heating, Refrigeration and Air-Conditioning Engineers. 14 p.
- [15] R410A log p,h –piirros. Saatavissa (viitattu 5.10.2015): [http://www.kaelte-  
treffpunkt.de/kb.php?mode=article&k=21](http://www.kaelte-treffpunkt.de/kb.php?mode=article&k=21)

- [16] Jäähdytysjärjestelmien energialaskentaopas. Helsinki, 2011. Ympäristöministeriö. 26 s.
- [17] Marinhas, S. Eurovent chiller certification key stones and future challenges. 2013. REHVA Journal, March 2013. pp. 31-33.
- [18] Alfa Laval - Air cooled liquid coolers, AlfaBlue Junior DG, verkkosivu. Saatavissa (viitattu 7.10.2015): <http://www.alfalaval.com/products/heat-transfer/finned-coil-air-heat-exchangers/Air-cooled-liquid-coolers/alfablue-junior-dg/>
- [19] Swegon ilmastointimoduulit – Parasol, verkkosivu. Saatavissa (viitattu 4.11.2015): <http://www.swegon.com/fi/Tuotteet/Vesikiertoiset-ilmastointijarjestelmat/Ilmastointimoduulit/PARASOL/>
- [20] ASHRAE Handbook, Equipment: Chapter 20 – Room air distribution equipment. 2012. American Society of Heating, Refrigeration and Air-Conditioning Engineers. 12 p.
- [21] QFDK Puhallinkonvektori – Tekninen esite. 2015, Fläkt Woods Oy. 26 s. Saatavissa: <http://www.flaktwoods.fi/4306d05f-03bc-4a2a-ac4b-6255faf73db6>
- [22] RCWorld 8.1. Product selection software. 2015. RC Group S.p.A, Italia. Saatavissa: <http://www.onninen.com/finland/Tuotteet/Kylmatuotteet/Pages/RC.aspx>
- [23] RC Group Manta tuote-esite. 2013. RC Group S.p.A, Italia. 6 s. Saatavissa: <https://www.rcgroup.it/EN/download/download.asp?F=90746&L=en>
- [24] RC Group tuoteluettelo. 2015. RC Group S.p.A, Italia. 220 s. Saatavissa: <https://www.rcgroup.it/EN/download/download.asp?F=92860&L=en>
- [25] Coils for Windows -valintaohjelma, version 9.5.0.0. 2015, Luvata Söderköping AB, Ruotsi. Saatavissa: <http://www.luvata.com/en/About-luvata/Locations/Coiltech/Coils-selection-software/>
- [26] Chiller Option -valintaohjelma. 2015, Chiller Oy. Saatavissa (viitattu 6.10.2015): <https://portaali.chiller.fi/>
- [27] Chiller Box Vari-kasettipatterit, tekninen esite. Chiller Oy. 1 s. Saatavissa (viitattu 6.10.2015): [http://www.chiller.fi/doc/esitteet/fi/kattotuotteet/CASAM100828FIC\\_2.pdf](http://www.chiller.fi/doc/esitteet/fi/kattotuotteet/CASAM100828FIC_2.pdf)
- [28] Fläkt Woods ExSelAir Web Catalogue. 2015, Fläkt Woods Oy. Saatavissa (viitattu 26.10.2015): <http://exselair-web.flaktwoods.com/>
- [29] Fläkt Woods Flexicool IQID, tekninen esite. Fläkt Woods Oy. 8 s. Saatavissa (viitattu 26.10.2015): <http://www.flaktwoods.fi/3f7d0bf9-f019-401b-9ac8-16e4134f6d2a>
- [30] ASHRAE IWEC2 Weather Files for International Locations, WMO# 029440: Tampere-Pirkkala, Finland. 2008. American Society of Heating, Refrigeration and Air-Conditioning Engineers.

- [31] Pulakka, S., Heimonen, I., Junnonen, J-M., Vuolle, M. Talotekniikan elinkaari-kustannukset. VTT tiedotteita 2409. 2007, Espoo. 58 s. + liitt. 3 s.
- [32] Kurvinen, A., Vihola, J., Heljo, J. Energiataloudellisten valintojen taloudelli-suustarkastelut. Rakentajan kalenteri 2012, Helsinki, 2012. Rakennustietosäätiö RTS. s. 158-164.
- [33] Rakennusten elinkaarimittarit (2013), Green Building Council Finland, verkko-julkaisu. Saatavissa (viitattu 15.12.2015): [http://figbc.fi/wpcontent/uploads/01/Rakennusten\\_elinkaarimittarit\\_2013.pdf](http://figbc.fi/wpcontent/uploads/01/Rakennusten_elinkaarimittarit_2013.pdf)

## LIITE A: LASKENTATULOKSET

*Taulukko A.1. Comfort-jäähdytukseen käytettävän konvektorijärjestelmän hankinta- ja energiakustannukset, 20 vuotta. Kokonaistehomitoitus, scroll-kompressorikone.*

Vedenjäähdytyskone		Energia		Investointi			Kulut yhteensä [€]	
T <sub>jv, ulos</sub> [°C]	T <sub>jv, paluu</sub> [°C]	Kokonaisteho [kW]	Tarkastelu- aika [vuotta]	Käytetty sähkö- energia, pumpput [MWh]	Käytetty sähköenergia, vedenjäähdk. [MWh]	Käytetty sähkö- energia, pumpput [MWh]		Investointi Konvektorit [€]
	Malli							
6	10	150,0	20	3888,0	1038,2	43,0	100326,9	40500
7	11	150,0	20	3888,0	1008,7	42,9	97773,3	44550
8	12	150,0	20	3888,0	984,0	42,8	95475,2	49410
9	13	150,0	20	3888,0	958,7	42,7	93115,9	55890
10	14	150,0	20	3888,0	940,0	42,6	91365,6	65610
6	11	150,0	20	3888,0	1023,9	37,1	98659,2	42120
7	12	150,0	20	3888,0	994,0	37,0	95871,7	46170
8	13	150,0	20	3888,0	969,0	36,9	93532,6	52650
9	14	150,0	20	3888,0	944,3	36,8	91224,8	60750
10	15	150,0	20	3888,0	921,1	36,8	89067,6	67230
6	12	150,0	20	3888,0	1013,4	33,2	97312,9	43740
7	13	150,0	20	3888,0	984,2	33,1	94596,7	49410
8	14	150,0	20	3888,0	959,0	33,0	92238,5	57510
9	15	150,0	20	3888,0	933,5	32,9	89863,8	63180
10	16	150,0	20	3888,0	910,9	32,9	87754,6	69660
6	13	150,0	20	3888,0	1004,4	30,4	96220,0	46980
7	14	150,0	20	3888,0	976,9	30,3	93659,4	54270
8	15	150,0	20	3888,0	951,8	30,2	91316,0	59130
9	16	150,0	20	3888,0	923,5	30,2	88675,7	65610
10	17	150,0	20	3888,0	903,5	30,1	86804,5	72900
6	14	150,0	20	3888,0	998,2	28,3	95447,5	51030
7	15	150,0	20	3888,0	968,6	28,2	92689,3	55890
8	16	150,0	20	3888,0	945,0	28,2	90486,4	60750
9	17	150,0	20	3888,0	919,5	28,1	88106,4	68040
10	18	150,0	20	3888,0	898,4	28,0	86142,3	76140

**Taulukko A.2.** Comfort-jäähdytykseen käytettävän konvektorijärjestelmän hankinta- ja energiakustannukset, 20 vuotta. Tuntuvaan tehoon perustuva mitoitus, scroll-kompressorikone.

Vedenjäähdytyskone		Energia		Energia				Investointi		Kulut yhteensä	
Malli	T, jv, ulos [°C]	T, jv, paluu [°C]	kokonaisjäähd. Teho [kW]	Tarkastelu-aika [vuotta]	Käytetty jäähdytys-energia [MWh]	Käytetty sähköenergia, vedenjäähdk. [MWh]	Käytetty sähköenergia, pumput [MWh]	Energiaikulut tarkasteluaikana, nykyarvo [€]	Konvektorit [€]	Putkisto [€]	Kulut yhteensä [€]
RC Manta T.150.P2.S.J8	6	10	159,1	20	4124,1	1101,2	45,6	106632,7	42930	41761	191324
RC Manta T.150.P2.S.J8	7	11	154,3	20	4000,5	1037,9	44,1	100603,6	45360	42147	188111
RC Manta T.150.P2.S.J8	8	12	147,2	20	3815,6	965,7	42,0	93697,3	48600	42871	185169
RC Manta T.150.P2.S.J8	9	13	138,7	20	3595,0	886,5	39,5	86099,7	51840	43520	181459
RC Manta T.150.P2.S.J8	10	14	128,2	20	3322,6	803,3	36,4	78078,3	55890	44420	178389
RC Manta T.150.P2.S.J8	6	11	155,9	20	4041,0	1064,2	38,6	102542,8	43740	41089	187372
RC Manta T.150.P2.S.J8	7	12	150,0	20	3888,0	994,0	37,0	95871,7	46170	41461	183502
RC Manta T.150.P2.S.J8	8	13	141,5	20	3666,8	913,8	34,8	88210,1	49410	42220	179841
RC Manta T.150.P2.S.J8	9	14	131,0	20	3396,0	824,8	32,2	79681,8	53460	41050	174192
RC Manta T.150.P2.S.J8	10	15	126,5	20	3279,4	777,0	31,0	75126,4	56700	41757	173583
RC Manta T.150.P2.S.J8	6	12	151,2	20	3920,2	1021,8	33,5	98119,7	44550	40351	183021
RC Manta T.150.P2.S.J8	7	13	142,6	20	3696,9	935,9	31,5	89948,3	46980	39035	175964
RC Manta T.150.P2.S.J8	8	14	133,0	20	3446,5	850,1	29,3	81765,1	51030	39715	172510
RC Manta T.150.P2.S.J8	9	15	128,8	20	3339,2	801,8	28,3	77179,9	54270	40285	171735
RC Manta T.150.P2.S.J8	10	16	125,6	20	3256,4	762,9	27,5	73499,4	58320	41142	172961
RC Manta T.150.P2.S.J8	6	13	144,4	20	3743,7	967,1	29,3	92649,3	45360	37951	175960
RC Manta T.150.P2.S.J8	7	14	134,1	20	3477,1	873,7	27,1	83761,5	48600	38316	170678
RC Manta T.150.P2.S.J8	8	15	130,9	20	3393,3	830,7	26,4	79697,7	51840	39036	170574
RC Manta T.150.P2.S.J8	9	16	127,4	20	3301,3	784,2	25,6	75293,8	55890	39896	171079
RC Manta T.150.P2.S.J8	10	17	124,0	20	3213,0	746,6	24,9	71734,3	59940	40769	172443
RC Manta T.150.P2.S.J8	6	14	135,8	20	3519,8	903,7	25,6	86408,9	46170	37498	170076
RC Manta T.150.P2.S.J8	7	15	132,2	20	3426,9	853,7	24,9	81695,6	49410	38125	169231
RC Manta T.150.P2.S.J8	8	16	129,6	20	3358,5	816,3	24,3	78164,0	52650	38870	169684
RC Manta T.150.P2.S.J8	9	17	125,8	20	3261,3	771,3	23,6	73905,0	56700	39785	170390
RC Manta T.150.P2.S.J8	10	18	122,3	20	3170,1	732,5	22,8	70235,9	62370	40424	173030

**Taulukko A.3. Comfort-jäähdytykseen käytettävän konvektorijärjestelmän hankinta- ja energiakustannukset, 20 vuotta. Kokonaistehomitoitus, ruuvikompressorikone.**

Vedenjäähdytyskone		Energia		Investointi			Kulut yhteensä [€]				
Malli	T <sub>i</sub> , jv, ulos [°C]	T <sub>i</sub> , jv, paluu [°C]	Kokonaisjäähd. Teho [kW]	Tarkastelu-aika [vuotta]	Käytetty sähköenergia, vedenjäähdk. [MWh]	Käytetty sähköenergia, energia, pumput [MWh]	Energiakulut tarkasteluaikana, nykyarvo [€]	Konvektorit [€]	Putkisto [€]	Kulut yhteensä [€]	
RC Frigo Screw CLA 540 V;	6	10	150,0	20	3888,0	811,4	42,3	79382,7	40500	40779	160661
RC Frigo Screw CLA 540 V;	7	11	150,0	20	3888,0	781,4	42,2	76582,8	44550	41822	162955
RC Frigo Screw CLA 540 V;	8	12	150,0	20	3888,0	763,0	42,2	74861,0	49410	43186	167457
RC Frigo Screw CLA 540 V;	9	13	150,0	20	3888,0	737,0	42,1	72440,0	55890	44890	173220
RC Frigo Screw CLA 540 V;	10	14	150,0	20	3888,0	710,9	42,0	69999,9	65610	47595	183205
RC Frigo Screw CLA 540 V;	6	11	150,0	20	3888,0	801,1	36,5	77878,8	42120	40519	160518
RC Frigo Screw CLA 540 V;	7	12	150,0	20	3888,0	774,6	36,4	75404,9	46170	41461	163035
RC Frigo Screw CLA 540 V;	8	13	150,0	20	3888,0	750,7	36,3	73182,0	52650	43334	169166
RC Frigo Screw CLA 540 V;	9	14	150,0	20	3888,0	725,3	36,2	70810,9	60750	43311	174871
RC Frigo Screw CLA 540 V;	10	15	150,0	20	3888,0	699,3	36,1	68380,6	67230	44962	180572
RC Frigo Screw CLA 540 V;	6	12	150,0	20	3888,0	793,5	32,6	76814,6	43740	40191	160745
RC Frigo Screw CLA 540 V;	7	13	150,0	20	3888,0	767,4	32,5	74374,3	49410	39850	163634
RC Frigo Screw CLA 540 V;	8	14	150,0	20	3888,0	741,7	32,4	71981,8	57510	41836	171328
RC Frigo Screw CLA 540 V;	9	15	150,0	20	3888,0	715,9	32,3	69577,4	63180	43161	175918
RC Frigo Screw CLA 540 V;	10	16	150,0	20	3888,0	691,6	32,2	67303,4	69660	44731	181695
RC Frigo Screw CLA 540 V;	6	13	150,0	20	3888,0	786,7	29,8	75922,5	46980	38527	161430
RC Frigo Screw CLA 540 V;	7	14	150,0	20	3888,0	761,2	29,7	73545,2	54270	40285	168100
RC Frigo Screw CLA 540 V;	8	15	150,0	20	3888,0	734,3	29,6	71036,2	59130	41511	171677
RC Frigo Screw CLA 540 V;	9	16	150,0	20	3888,0	710,1	29,6	68778,6	65610	42978	177367
RC Frigo Screw CLA 540 V;	10	17	150,0	20	3888,0	685,8	29,5	66510,8	72900	44713	184124
RC Frigo Screw CLA 540 V;	6	14	150,0	20	3888,0	782,0	27,7	75292,3	51030	38887	165209
RC Frigo Screw CLA 540 V;	7	15	150,0	20	3888,0	754,8	27,6	72753,3	55890	39968	168611
RC Frigo Screw CLA 540 V;	8	16	150,0	20	3888,0	729,9	27,6	70428,3	60750	41149	172327
RC Frigo Screw CLA 540 V;	9	17	150,0	20	3888,0	704,5	27,5	68064,3	68040	42909	179014
RC Frigo Screw CLA 540 V;	10	18	150,0	20	3888,0	680,6	27,4	65831,4	76140	44107	186078



**Taulukko A.4.** Comfort-jäähdytykseen käytettävän konvektorijärjestelmän hankinta- ja energiakustannukset, 20 vuotta. Tuntuvaan tehoon perustuva mitoitus, ruuvikompresso-rikone.

Vedenjäähdytyskone		Energia		Investointi				Kulut yhteensä [€]		
Maali	T <sub>jv, ulos</sub> [°C]	T <sub>jv, paluu</sub> [°C]	Kokonaisjäähd. Teho [kW]	Tarkastelu-aika [vuotta]	Käytetty jäähdytys-energia [MWh]	Käytetty sähköenergia, pumput [MWh]	Energiakulut tarkasteluaikana, nykyarvo [€]	Investointi		
					Käytetty sähköenergia, vedenjäähdk. [MWh]	Käytetty sähköenergia, pumput [MWh]		Konvektorit [€]		
								Putkisto [€]		
RC Frigo Screw CLA 540 V,	6	10	159,1	20	4124,1	860,7	84204,3	42930	41761	168895
RC Frigo Screw CLA 540 V,	7	11	154,3	20	4000,5	804,0	78799,7	45360	42147	166307
RC Frigo Screw CLA 540 V,	8	12	147,2	20	3815,6	748,7	73466,9	48600	42871	164938
RC Frigo Screw CLA 540 V,	9	13	138,7	20	3595,0	681,5	66981,7	51840	43520	162341
RC Frigo Screw CLA 540 V,	10	14	128,2	20	3322,6	607,5	59819,8	55890	44420	160130
RC Frigo Screw CLA 540 V,	6	11	155,9	20	4041,0	832,6	80944,4	43740	41089	165774
RC Frigo Screw CLA 540 V,	7	12	150,0	20	3888,0	774,6	75404,9	46170	41461	163035
RC Frigo Screw CLA 540 V,	8	13	141,5	20	3666,8	708,0	69017,6	49410	42220	160648
RC Frigo Screw CLA 540 V,	9	14	131,0	20	3396,0	633,5	61851,0	53460	41050	156361
RC Frigo Screw CLA 540 V,	10	15	126,5	20	3279,4	589,8	57677,4	56700	41757	156134
RC Frigo Screw CLA 540 V,	6	12	151,2	20	3920,2	800,1	77451,5	44550	40351	162353
RC Frigo Screw CLA 540 V,	7	13	142,6	20	3696,9	729,6	70719,6	46980	39035	156735
RC Frigo Screw CLA 540 V,	8	14	133,0	20	3446,5	657,5	63808,5	51030	39715	154554
RC Frigo Screw CLA 540 V,	9	15	128,8	20	3339,2	614,9	59756,8	54270	40285	154312
RC Frigo Screw CLA 540 V,	10	16	125,6	20	3256,4	579,2	56370,4	58320	41142	155832
RC Frigo Screw CLA 540 V,	6	13	144,4	20	3743,7	757,5	73105,1	45360	37951	156416
RC Frigo Screw CLA 540 V,	7	14	134,1	20	3477,1	680,8	65772,9	48600	38316	152689
RC Frigo Screw CLA 540 V,	8	15	130,9	20	3395,3	640,9	61998,1	51840	39036	152874
RC Frigo Screw CLA 540 V,	9	16	127,4	20	3301,3	603,0	58399,4	55890	39896	154185
RC Frigo Screw CLA 540 V,	10	17	124,0	20	3213,0	566,8	54963,8	59940	40769	155673
RC Frigo Screw CLA 540 V,	6	14	135,8	20	3519,8	707,9	68162,3	46170	37498	151830
RC Frigo Screw CLA 540 V,	7	15	132,2	20	3426,9	665,3	64124,2	49410	38125	151659
RC Frigo Screw CLA 540 V,	8	16	129,6	20	3358,5	630,5	60837,4	52650	38870	152357
RC Frigo Screw CLA 540 V,	9	17	125,8	20	3261,3	591,0	57093,4	56700	39785	153579
RC Frigo Screw CLA 540 V,	10	18	122,3	20	3170,1	554,9	53675,5	62370	40424	156469

**Taulukko A.5. Jatkuvakäyttöisen konvektorijärjestelmän hankinta- ja energiakustannukset, 20 vuotta. Kokonaistehomitoitus, scroll-kompressorikone.**

Vedenjäähdytyskone		Energia		Investointi				Kulut yhteensä			
Malli	T <sub>i</sub> , jv, ulos [°C]	T <sub>i</sub> , jv, paluu [°C]	Kokonaisjäähd. Teho [kW]	Tarkastelu-aika [vuotta]	Käytetty jäähdytys-energia [MWh]	Käytetty sähköenergia, pumpput [MWh]	Energiakulut tarkasteluaikana, nykyarvo [€]	Konvektorit [€]	Putkisto [€]	Kulut yhteensä [€]	
RC Manta T.150.P2.S.J8	6	10	150,0	20	19764,0	4827,2	218,3	469148,4	40500	40779	550427
RC Manta T.150.P2.S.J8	7	11	150,0	20	19764,0	4700,8	217,8	457344,9	44550	41822	543717
RC Manta T.150.P2.S.J8	8	12	150,0	20	19764,0	4575,9	217,4	445695,0	49410	43186	538291
RC Manta T.150.P2.S.J8	9	13	150,0	20	19764,0	4463,4	217,0	435192,2	55890	44890	535972
RC Manta T.150.P2.S.J8	10	14	150,0	20	19764,0	4383,8	216,6	427758,6	65610	47595	540963
RC Manta T.150.P2.S.J8	6	11	150,0	20	19764,0	4750,7	188,6	459272,7	42120	40519	541912
RC Manta T.150.P2.S.J8	7	12	150,0	20	19764,0	4627,0	188,2	447730,3	46170	41461	535361
RC Manta T.150.P2.S.J8	8	13	150,0	20	19764,0	4497,0	187,7	435597,8	52650	43334	531582
RC Manta T.150.P2.S.J8	9	14	150,0	20	19764,0	4388,1	187,3	425426,4	60750	43311	529487
RC Manta T.150.P2.S.J8	10	15	150,0	20	19764,0	4284,7	186,9	415779,0	67230	44962	527971
RC Manta T.150.P2.S.J8	6	12	150,0	20	19764,0	4705,5	168,8	453222,6	43740	40191	537153
RC Manta T.150.P2.S.J8	7	13	150,0	20	19764,0	4576,1	168,3	441150,4	49410	39850	530410
RC Manta T.150.P2.S.J8	8	14	150,0	20	19764,0	4440,5	167,9	428508,4	57510	41836	527854
RC Manta T.150.P2.S.J8	9	15	150,0	20	19764,0	4333,1	167,5	418472,8	63180	43161	524813
RC Manta T.150.P2.S.J8	10	16	150,0	20	19764,0	4232,2	167,1	409062,3	69660	44731	523453
RC Manta T.150.P2.S.J8	6	13	150,0	20	19764,0	4662,5	154,6	447905,0	46980	38527	533412
RC Manta T.150.P2.S.J8	7	14	150,0	20	19764,0	4544,6	154,2	436905,4	54270	40285	531461
RC Manta T.150.P2.S.J8	8	15	150,0	20	19764,0	4410,7	153,8	424410,6	59130	41511	525051
RC Manta T.150.P2.S.J8	9	16	150,0	20	19764,0	4294,2	153,3	413541,4	65610	42978	522129
RC Manta T.150.P2.S.J8	10	17	150,0	20	19764,0	4197,3	152,9	404487,7	72900	44713	522101
RC Manta T.150.P2.S.J8	6	14	150,0	20	19764,0	4631,1	144,0	444003,1	51030	38887	533920
RC Manta T.150.P2.S.J8	7	15	150,0	20	19764,0	4504,5	143,5	432182,3	55890	39968	528040
RC Manta T.150.P2.S.J8	8	16	150,0	20	19764,0	4381,4	143,1	420699,0	60750	41149	522598
RC Manta T.150.P2.S.J8	9	17	150,0	20	19764,0	4275,9	142,8	410860,4	68040	42909	521810
RC Manta T.150.P2.S.J8	10	18	150,0	20	19764,0	4171,8	142,3	401138,3	76140	44107	521385

**Taulukko A.6. Jatkuvakäyttöisen konvektorijärjestelmän hankinta- ja energiakustannukset, 20 vuotta. Tuntuvaan tehoon perustuva mitoitus, scroll-kompressorikone.**

Vedenjäähdytyskone		Kokonaisjäähd.		Energia				Investointi		Kulut yhteensä	
Malli	T <sub>i</sub> , jv, ulos [°C]	T <sub>i</sub> , jv, paluu [°C]	Teho [kW]	Tarkastelu-aika [vuotta]	Käytetty jäähdytys-energia [MWh]	Käytetty sähköenergia, vedenjäähdk. [MWh]	Käytetty sähköenergia, pumpput [MWh]	Energiakulut tarkasteluaikana, nykyarvo [€]	Konvektorit [€]	Putkisto [€]	Kulut yhteensä [€]
RC Manta T.150.P2.S.J8	6	10	159,1	20	20964,4	5120,4	231,6	497643,6	42930	41761	582335
RC Manta T.150.P2.S.J8	7	11	154,3	20	20336,1	4836,8	224,2	470583,8	45360	42147	558091
RC Manta T.150.P2.S.J8	8	12	147,2	20	19396,0	4490,7	213,4	437395,3	48600	42871	528867
RC Manta T.150.P2.S.J8	9	13	138,7	20	18274,8	4127,1	200,6	402400,8	51840	43520	497761
RC Manta T.150.P2.S.J8	10	14	128,2	20	16889,7	3746,3	185,1	365549,6	55890	44420	465860
RC Manta T.150.P2.S.J8	6	11	155,9	20	20542,0	4937,7	196,1	477351,3	43740	41089	562180
RC Manta T.150.P2.S.J8	7	12	150,0	20	19764,0	4627,0	188,2	447730,3	46170	41461	535361
RC Manta T.150.P2.S.J8	8	13	141,5	20	18639,3	4241,1	177,1	410810,3	49410	42220	502441
RC Manta T.150.P2.S.J8	9	14	131,0	20	17263,2	3832,8	163,6	371595,6	53460	41050	466106
RC Manta T.150.P2.S.J8	10	15	126,5	20	16670,5	3614,0	157,6	350699,6	56700	41757	449157
RC Manta T.150.P2.S.J8	6	12	151,2	20	19927,9	4744,5	170,2	456980,2	44550	40351	541881
RC Manta T.150.P2.S.J8	7	13	142,6	20	18792,8	4351,2	160,1	419472,5	46980	39035	505488
RC Manta T.150.P2.S.J8	8	14	133,0	20	17519,8	3936,3	148,9	379852,2	51030	39715	470597
RC Manta T.150.P2.S.J8	9	15	128,8	20	16974,4	3721,5	143,8	359407,1	54270	40285	453962
RC Manta T.150.P2.S.J8	10	16	125,6	20	16553,5	3544,7	140,0	342612,7	58320	41142	442075
RC Manta T.150.P2.S.J8	6	13	144,4	20	19030,6	4489,4	148,9	431283,5	45360	37951	514595
RC Manta T.150.P2.S.J8	7	14	134,1	20	17675,3	4064,3	137,9	390733,3	48600	38316	477649
RC Manta T.150.P2.S.J8	8	15	130,9	20	17249,4	3849,5	134,2	370411,9	51840	39036	461288
RC Manta T.150.P2.S.J8	9	16	127,4	20	16781,5	3646,2	130,2	351134,6	55890	39896	446920
RC Manta T.150.P2.S.J8	10	17	124,0	20	16332,8	3468,6	126,3	334264,2	59940	40769	434973
RC Manta T.150.P2.S.J8	6	14	135,8	20	17892,4	4192,6	130,4	401957,3	46170	37498	485625
RC Manta T.150.P2.S.J8	7	15	132,2	20	17419,8	3970,2	126,5	380922,0	49410	38125	468457
RC Manta T.150.P2.S.J8	8	16	129,6	20	17072,6	3784,7	123,6	363408,7	52650	38870	454928
RC Manta T.150.P2.S.J8	9	17	125,8	20	16578,4	3586,7	119,7	344636,2	56700	39785	441121
RC Manta T.150.P2.S.J8	10	18	122,3	20	16114,5	3401,5	116,0	327067,2	62370	40424	429861

**Taulukko A.7. Jatkuvakäyttöisen konvektorijärjestelmän hankinta- ja energiakustannukset, 20 vuotta. Kokonaistehomitoitus, ruuvikompressorikone.**

Vedenjäähdytyskone		Energia		Investointi		Kulut yhteensä [€]			
T <sub>i</sub> , jv, ulos [°C]	T <sub>i</sub> , jv, paluu [°C]	Kokonaisjäähd. Teho [kW]	Tarkastelu-aika [vuotta]	Käytetty sähköenergia, pumpput [MWh]	Käytetty sähköenergia, vedenjäähd. [MWh]		Energiakulut tarkasteluaikana, nykyarvo [€]		
				Käytetty jäähdytys-energia [MWh]	Käytetty sähköenergia, pumpput [MWh]	Energiakulut tarkasteluaikana, nykyarvo [€]	Konvektorit [€]	Putkisto [€]	Kulut yhteensä [€]
Malli:									
RC Frigo Screw CLA 540 V:	6	150,0	20	19764,0	3677,1	361914,5	40500	40779	443193
RC Frigo Screw CLA 540 V:	7	150,0	20	19764,0	3542,4	349347,1	44550	41822	435719
RC Frigo Screw CLA 540 V:	8	150,0	20	19764,0	3463,0	341918,2	49410	43186	434514
RC Frigo Screw CLA 540 V:	9	150,0	20	19764,0	3348,2	331209,7	55890	44890	431989
RC Frigo Screw CLA 540 V:	10	150,0	20	19764,0	3222,9	319508,9	65610	47595	432714
RC Frigo Screw CLA 540 V:	6	150,0	20	19764,0	3626,0	354401,5	42120	40519	437041
RC Frigo Screw CLA 540 V:	7	150,0	20	19764,0	3497,7	342433,8	46170	41461	430064
RC Frigo Screw CLA 540 V:	8	150,0	20	19764,0	3396,7	333001,4	52650	43334	428985
RC Frigo Screw CLA 540 V:	9	150,0	20	19764,0	3290,1	323050,1	60750	43311	427111
RC Frigo Screw CLA 540 V:	10	150,0	20	19764,0	3168,3	311678,9	67230	44962	423870
RC Frigo Screw CLA 540 V:	6	150,0	20	19764,0	3593,5	349553,0	43740	40191	433484
RC Frigo Screw CLA 540 V:	7	150,0	20	19764,0	3462,8	337348,1	49410	39850	426608
RC Frigo Screw CLA 540 V:	8	150,0	20	19764,0	3357,2	327486,4	57510	41836	426832
RC Frigo Screw CLA 540 V:	9	150,0	20	19764,0	3244,0	316921,8	63180	43161	423262
RC Frigo Screw CLA 540 V:	10	150,0	20	19764,0	3130,3	306302,0	69660	44731	420693
RC Frigo Screw CLA 540 V:	6	150,0	20	19764,0	3557,4	344875,2	46980	38527	430382
RC Frigo Screw CLA 540 V:	7	150,0	20	19764,0	3438,5	333769,7	54270	40285	428325
RC Frigo Screw CLA 540 V:	8	150,0	20	19764,0	3324,2	323104,7	59130	41511	423745
RC Frigo Screw CLA 540 V:	9	150,0	20	19764,0	3218,2	313208,8	65610	42978	421797
RC Frigo Screw CLA 540 V:	10	150,0	20	19764,0	3102,3	302383,9	72900	44713	419997
RC Frigo Screw CLA 540 V:	6	150,0	20	19764,0	3538,2	342111,3	51030	38887	432028
RC Frigo Screw CLA 540 V:	7	150,0	20	19764,0	3409,6	330102,5	55890	39968	425961
RC Frigo Screw CLA 540 V:	8	150,0	20	19764,0	3303,0	320146,8	60750	41149	422046
RC Frigo Screw CLA 540 V:	9	150,0	20	19764,0	3192,9	309873,9	68040	42909	420823
RC Frigo Screw CLA 540 V:	10	150,0	20	19764,0	3078,8	299215,0	76140	44107	419462

**Taulukko A.8. Jatkuvakäyttöisen konvektorijärjestelmän hankinta- ja energiakustannukset, 20 vuotta. Tuntuvaan tehoon perustuva mitoitus, ruuvikompressorikone.**

Vedenjäähdytyskone		Energia		Investointi				Kulut yhteensä			
Malli	T <sub>i</sub> , jv, ulos [°C]	T <sub>i</sub> , jv, paluu [°C]	Kokonaisjäähd. Teho [kW]	Tarkastelu-aika [vuotta]	Käytetty jäähdytys-energia [MWh]	Käytetty sähköenergia, pumpput vedenjäähdk. [MWh]	Käytetty sähköenergia, pumpput [MWh]	Energiakulut tarkasteluaikana, nykyarvo [€]	Konvektorit [€]	Putkisto [€]	Kulut yhteensä [€]
RC Frigo Screw CLA 540 V.	6	10	159,1	20	20964,4	3900,5	228,2	383896,4	42930	41761	468587
RC Frigo Screw CLA 540 V.	7	11	154,3	20	20336,1	3645,0	220,9	359459,8	45360	42147	446967
RC Frigo Screw CLA 540 V.	8	12	147,2	20	19396,0	3398,5	210,3	335551,0	48600	42871	427023
RC Frigo Screw CLA 540 V.	9	13	138,7	20	18274,8	3095,9	197,8	306253,3	51840	43520	401613
RC Frigo Screw CLA 540 V.	10	14	128,2	20	16889,7	2754,2	182,3	273042,6	55890	44420	373353
RC Frigo Screw CLA 540 V.	6	11	155,9	20	20542,0	3768,7	192,8	368351,9	43740	41089	453181
RC Frigo Screw CLA 540 V.	7	12	150,0	20	19764,0	3497,7	185,1	342433,8	46170	41461	430064
RC Frigo Screw CLA 540 V.	8	13	141,5	20	18639,3	3203,4	174,1	314052,0	49410	42220	405682
RC Frigo Screw CLA 540 V.	9	14	131,0	20	17263,2	2873,8	160,9	282173,4	53460	41050	376684
RC Frigo Screw CLA 540 V.	10	15	126,5	20	16670,5	2672,4	154,9	262893,6	56700	41757	361351
RC Frigo Screw CLA 540 V.	6	12	151,2	20	19927,9	3623,3	167,2	352451,1	44550	40351	437352
RC Frigo Screw CLA 540 V.	7	13	142,6	20	18792,8	3292,6	157,2	320771,0	46980	39035	406786
RC Frigo Screw CLA 540 V.	8	14	133,0	20	17519,8	2976,0	146,1	290301,0	51030	39715	381046
RC Frigo Screw CLA 540 V.	9	15	128,8	20	16974,4	2786,1	141,2	272189,6	54270	40285	366745
RC Frigo Screw CLA 540 V.	10	16	125,6	20	16553,5	2621,8	137,3	256545,2	58320	41142	356007
RC Frigo Screw CLA 540 V.	6	13	144,4	20	19030,6	3425,4	146,0	332077,1	45360	37951	415388
RC Frigo Screw CLA 540 V.	7	14	134,1	20	17675,3	3075,1	135,2	298497,0	48600	38316	385413
RC Frigo Screw CLA 540 V.	8	15	130,9	20	17249,4	2901,3	131,5	281995,4	51840	39036	372872
RC Frigo Screw CLA 540 V.	9	16	127,4	20	16781,5	2732,5	127,6	265943,1	55890	39896	361729
RC Frigo Screw CLA 540 V.	10	17	124,0	20	16332,8	2563,7	123,8	249886,7	59940	40769	350596
RC Frigo Screw CLA 540 V.	6	14	135,8	20	17892,4	3203,2	127,7	309714,4	46170	37498	393382
RC Frigo Screw CLA 540 V.	7	15	132,2	20	17419,8	3005,2	123,8	290949,7	49410	38125	378485
RC Frigo Screw CLA 540 V.	8	16	129,6	20	17072,6	2853,2	121,0	276549,6	52650	38870	368069
RC Frigo Screw CLA 540 V.	9	17	125,8	20	16578,4	2678,3	117,2	259927,1	56700	39785	356412
RC Frigo Screw CLA 540 V.	10	18	122,3	20	16114,5	2510,3	113,5	243964,3	62370	40424	346758