



TAMPEREEN TEKNILLINEN YLIOPISTO
TAMPERE UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

Ympäristö- ja energiatekniikan koulutusohjelma

JUHA LINDFORS

**VRF- JA VESIJÄÄHDYTYSJÄRJESTELMIEN VERTAILU
TOIMISTORAKENNUSTEN JÄÄHDYTYKSESSÄ**

Diplomityö

Tarkastajat:
yliopistonlehtori Seppo Syrjälä
professori Hannu Ahlstedt
Tarkastajat ja aihe hyväksytty
Luonnontieteiden tiedekuntaneuvoston kokouksessa 9. elokuuta 2017

TIIVISTELMÄ

JUHA LINDFORS: VRF- ja vesijäähdytysjärjestelmien vertailu toimisto-rakennusten jäähdytyksessä

Tampereen teknillinen yliopisto

Ympäristö- ja energiatekniikan koulutusohjelma

Diplomityö, 95 sivua, 5 liitesivua

Syyskuu 2017

Pääaine: Energiatehokkuus

Tarkastajat: yliopistonlehtori Seppo Syrjälä ja professori Hannu Ahlstedt

Avainsanat: jäähdytys, VRF, VRV, vesijäähdytysjärjestelmät, vedenjäähdytyskone, välillinen järjestelmä, suorahöyrystys, ilmastointi, puhallinkonvektori

Diplomityöni tavoitteena oli vertailla toimistorakennusten jäähdyttämiseen käytettävää kahta järjestelmää, VRF-järjestelmiä ja vesijäähdytysjärjestelmiä. VRF-järjestelmä on suorahöyrysteininen järjestelmä, jossa kylmäaine höyrystyy sisälaitteissa jäähdyttäen samalla rakennuksen tiloja. Järjestelmä koostuu ulkoyksiköstä, kylmäaineverkostosta ja enintään 64 sisäyksiköstä. Vesijäähdytysjärjestelmä on puolestaan välillinen järjestelmä, jossa vedenjäähdytyskone jäähdyttää viileää vettä, joka kiertää sisälaitteista koostuvassa putkiverkossa. Jäähdytyksestä aiheutuva lauhdelämpö luovutetaan ulkoilmaan suoraan lauhduttimen avulla tai vedenjäähdytyskoneella myös välillisen glykoliliuoskierron avulla.

Valittujen järjestelmien vertailemiseksi luotiin viisi kuvitteellista mallirakennustyyppiä (A, B, C, D ja E), joihin molemmat järjestelmätyypit mallinnettiin. Toimistorakennusten jäähdytys toteutettiin kahdessa rinnakkaisessa osiossa, tuloilmakoneella tehtävällä jäähdytyksellä ja huonetiloissa sijaitsevilla puhallinkonvektoreilla suoritettavalla jäähdytyksellä. Rakennustyyppien pinta-alaa kasvattamalla saatiin järjestelmien mitoitusjäähdytys-teho vaihtelevaan välillä 30 – 350 kW. Tyypit A ja B mallinnettiin sisäasenteisilla ilmalauhdutteisilla vedenjäähdytyskoneilla, kun taas tyypeihin C, D ja E valittiin sisäasenteinen vedenjäähdytyskone välillisellä liuoslauhdutuksella. Kaikkien tyyppien VRF-järjestelmät simuloitiin ulkoasenteisilla ilmalauhdutteisilla ulkoyksiköillä.

Järjestelmämallinnuksen avulla selvitettiin tärkeimpiä järjestelmien valintaan vaikuttavia tunnuslukuja, kuten investointikustannukset, vuosikylmäkertoimet, sähköenergiankulutus ja kannattavuutta kuvaavia vertailuarvoja. Lopputulosten mukaan VRF-järjestelmien vuosikylmäkertoimet ovat selvästi parempia ja vuotuiset sähköenergiakustannukset ovat pienemmät kaikissa tarkasteluun valituissa laskentatyypeissä. Vesijäähdytysjärjestelmä kuluttaa keskimäärin 60 % enemmän sähköenergiaa. Tarkasteluun valittujen investointikustannuksien osalta VRF-järjestelmät ovat myös halvempia tapauksissa A – D, mutta laskentatyyppissä E VRF-järjestelmä on kalliimpi. Tyypin E VRF-järjestelmä jouduttiin toteuttamaan kahtena erillisenä järjestelmänä tehorajoitusten takia, mikä nosti suhteellisia hankintakustannuksia. Taloudellisen kannattavuutta kuvaavassa ekvivalentissa nettovuosikustannuksessa huomioitiin vain investointi- ja sähköenergiakustannukset. Arvion mukaan VRF-järjestelmä on taloudellisempi järjestelmä tyypeissä A – D. Tyypissä E kannattavuus riippuu järjestelmille valitusta käyttöiästä, jos käyttöikä on yhtä suuri, VRF-järjestelmät ovat myös taloudellisesti kannattavampia. Johtopäätös tutkimuksesta on, että VRF-järjestelmät ovat erittäin kilpailukykyinen valinta vesijäähdytysjärjestelmille ainakin tarkasteluun valituissa teholuokissa.

ABSTRACT

LINDFORS, JUHA:

Comparison of VRF- and chilled water systems in cooling of office buildings

Tampere University of Technology

Master's Degree Programme in Environmental and Energy Engineering

Master of Science Thesis, 95 pages, 5 Appendix pages

September 2017

Major: Energy Performance

Examiner: University lecturer Seppo Syrjälä, professor Hannu Ahlstedt

Keywords: VRF, VRV, variable refrigerant flow, chiller, air conditioning, fan coil.

The aim of this thesis was to compare two systems used for cooling of office buildings, VRF and chilled water systems. The VRF or Variable Refrigerant Flow system is a direct expansion multi split air conditioning system which consist of outdoor unit, a refrigerant piping network and a maximum of 64 indoor units. The VRF's refrigerant evaporates directly in indoor coils and effectively cools the building's premises. In contrast, the chilled water system is an indirect system where the chiller cools water and cooled water circulates through indoor units connected to pipe network. In both systems, the heat from condenser can be delivered to the ambient directly with air-condenser. Additionally chillers can be cooled indirectly using glycol solution circulation with heat rejection unit.

In order to compare the chosen systems, both VRF and chilled water system had to be modeled into five fictional building types (A, B, C, D and E) located in Helsinki, Finland. The cooling of the office buildings is usually composed of two types, cooling with a central air conditioning unit and cooling with fan coil units located in the office rooms. Both systems were modeled accordingly. By increasing the floor area of the buildings, the maximum cooling capacity of the systems ranged from 30 to 350 kW. Types A and B were modeled with interior-mounted chiller with outdoor condensers, while types C, D and E were designed with an interior-mounted chiller with an indirect outdoor glycol solution heat rejection system. All VRF systems were implemented with air-condenser outdoor units.

After system simulation, key system figures such as investment costs, seasonal energy efficiency ratios, electricity consumption and equivalent net annual costs were investigated. According to the results, the VRF system's seasonal energy efficiency ratios are clearly better and the annual electricity costs are lower for all types of buildings selected for this review. The chilled water system consumes an average of 60 % more electricity. In the case of the investment costs, the VRF systems are also less expensive in the cases A - D, but in the type E the VRF system is more expensive. The VRF system of the type E had to be implemented with two separate systems, which increased the relative investment costs. With regard to the economic profitability, equivalent net annual costs indicates that the VRF systems are distinctly more economical in the types A to D. But with the type E, economical profitability is greatly dependent of selected system operating lifetime. Altogether, the results show that VRF systems are a highly competitive choice for chilled water systems in the selected power range.

ALKUSANAT

Aluksi tahdon kiittää yliopistonlehtori Seppo Syrjälää, joka on ohjannut ja tarkastanut työni.

Kiitän professori Hannu Ahlstedtia työn alulle saattamisesta ja toisena tarkastajana toimimisesta.

Haluan osoittaa erityiskiitoksen DI Jani Kiantalle, joka on kärsivällisesti opastanut minua työn eri vaiheissa. Hänen neuvoillaan ja ohjeillaan on ollut merkittävä rooli työn valmistamisessa.

Kiitän koko AX-Suunnittelun organisaatiota tuesta ja kannustavan ilmapiirin luomisesta.

Kiitos Combicool Oy:n Mikko Ojala ja Chiller Oy:n Jari Silvan teknisestä tuesta ja neuvoista liittyen yrityksenne tarjoamiin jäähdytysjärjestelmiin.

Lopuksi tahdon kiittää erityisesti perhettäni, vaimoani ja lapsiani. Heidän väsymätön tukensa on antanut voimaa ja kannustusta jatkaa kohti määränpäättä niin tässä työssä, kuin koko opiskelu-urani aikana.

Tampereella, 25.8.2017

Juha Lindfors

SISÄLLYSLUETTELO

1.	JOHDANTO	1
2.	TEOREETTINEN TAUSTA	3
2.1	Sisäilmasto	3
2.1.1	Lämpötila	3
2.1.2	Sisäilmaluokitus	4
2.1.3	Kostea ilma	6
2.1.4	Latentti ja tuntuva teho	7
2.2	Rakennuksen jäähdytystehontarpeen määräytyminen	10
2.2.1	Kesäajan huonelämpötilan hallinta ja dynaaminen laskentamenetelmä	10
2.2.2	Jäähdytystehontarpeen arviointi.....	11
2.3	Jäähdytysprosessi	12
2.3.1	Kylmäaine	12
2.3.2	Tilapiirroksat.....	13
2.3.3	Kiertoprosessi.....	14
2.3.4	Kylmäkertoimet	15
2.3.5	Lämpökerroin COP	17
2.4	Jäähdytysjärjestelmien putkimitoitus	18
2.4.1	Nestejärjestelmien putkimitoitus.....	18
2.4.2	Kylmäaineputkien mitoitusperiaatteita	19
2.5	Lämmönsiirtimeen lämpötilakaavio	19
3.	ILMANVAIHTOJÄRJESTELMÄN KÄYTTÖ JÄÄHDYTYKSEEN.....	21
3.1	Periaate	21
3.2	Ilmanvaihtojärjestelmätyypit.....	21
3.2.1	Vakioilmavirtainen ilmanvaihtojärjestelmä.....	21
3.2.2	Muuttuvilmavirtainen ilmanvaihtojärjestelmä	21
3.3	Ilmanvaihtokoneen jäähdytyspatteri	22
3.3.1	Tuloilmanjäähdytys vesipatterilla	22
3.3.2	Tuloilmanjäähdytys suorahöyrystinpatterilla.....	24
4.	ILMASTOINNIN JÄÄHDYTYKSESSÄ KÄYTETTÄVÄT KOMPRESSORITYYPIT JA SÄÄTÖTAVAT	25
4.1	Kompressorikoneikkojen tiiveysluokat.....	25
4.2	Kompressorityypit	25
4.2.1	Rotaatiokompressorit	25
4.2.2	Kierukkakompressorit	26
4.2.3	Ruuvikompressorit	27
4.3	Kompressorien tehonsäätö	27
4.3.1	On/off-säätö	27
4.3.2	Pyörimisnopeussäätö taajuusmuuttajalla	28
4.3.3	Digital scroll-säätö	29

4.3.4	Ruuvikompressorin luistinsäätö	30
5.	VESIJÄÄHDYTYSJÄRJESTELMÄ	31
5.1	Toimintaperiaate	31
5.2	Jäähdytysveden jakeluverkosto	32
5.2.1	Ensiöpiiri	32
5.2.2	Toisiopiiri	33
5.2.3	Jakeluverkoston putkimateriaalit ja instrumentointi	34
5.3	Vedenjäähdytyskoneet	34
5.3.1	Ulkoasenteiset ilmalauhdutteiset vedenjäähdytyskoneet	34
5.3.2	Sisäasenteiset ilmalauhdutteiset vedenjäähdytyskoneet	36
5.3.3	Sisäasenteiset nestelauhdutteiset vedenjäähdytyskoneet ja lauhdepiiri	36
5.3.4	Kylmävesiasema	39
5.3.5	Vedenjäähdytyskoneiden kompressorityypit	39
5.4	Sisäyksiköt	39
5.4.1	Puhallinkonvektorit	39
5.4.2	Jäähdytyspalkit	41
5.5	Vapaajäähdytyksen hyödyntäminen	42
6.	VRF-JÄRJESTELMÄ	44
6.1	Toimintaperiaate	44
6.2	Ulkoyksiköt	45
6.3	Sisäyksiköt	47
6.4	Putkiverkosto	49
6.5	VRF-järjestelmien rajoitteita	51
6.6	VRF-järjestelmä tuloilman jäähdytyksessä	53
6.6.1	Tuloilmapatterit osana VRF-järjestelmää	53
6.6.2	Tuloilman jäähdytys erillisenä VRF-järjestelmänä	54
6.7	VRF-järjestelmän käyttö lämmitykseen	55
6.7.1	VRF-järjestelmä lämpöpumpuna	55
6.7.2	VRF-lämmöntalteenottojärjestelmä	55
6.8	VRF-järjestelmän energiatehokkuus suhteessa vesijäähdytysjärjestelmiin	56
6.8.1	Energiansiirron tehokkuus ja lämpötilaerot	56
6.8.2	Alijäähdyttimen hyödyntäminen	57
6.8.3	Taajuusmuuttajasäädön ja kelluvan lämpötilan vaikutus kylmäkertoimeen	58
6.9	Vertailututkimukset VRF- ja vesijäähdytysjärjestelmän välillä	59
7.	VERTAILTAVIEN JÄRJESTELMIEN MALLINNUS JA TUNNUSLUKUJEN MÄÄRITTELY	61
7.1	Tyyppirakennus	61
7.2	Tarkasteltava järjestelmätyypit	63
7.2.1	Vedenjäähdytysjärjestelmät	63
7.2.2	VRF-järjestelmät	63

7.3	Jäähdytystehontarpeen mitoitus	64
7.3.1	Tuloilman jäähdytystehontarpeen määrittäminen	64
7.3.2	Sisätilojen jäähdytyslaitteiden jäähdytystehontarpeen määrittäminen	65
7.4	Sisätilojen jäähdytyslaitteiden mitoitus ja valinta	65
7.5	Tarkasteltavien vedenjäähdytysjärjestelmien mitoitus	67
7.5.1	Vedenjäähdytyskoneiden ja ulkoyksiköiden mitoitus	67
7.5.2	Jakeluverkoston mitoitus	68
7.5.3	Erillisten ulkolauhduttimien kylmäaineputkien mitoitus	69
7.5.4	Välillisen lauhdepiirin putkimitoitus	70
7.5.5	Pumppujen mitoitus	70
7.6	Tarkasteltavien VRF-ulkoyksiköiden ja putkiverkoston mitoitus	71
7.7	Jäähdytysjärjestelmien investointikustannusten määräytyminen	73
7.8	Jäähdytysjärjestelmien sähkökulutuksen ja ESEER-vuosikylmäkertoimen määrittäminen	74
7.8.1	Sovelletun ESEER-menetelmän määrittely	75
7.8.2	Vedenjäähdytysjärjestelmän sähköenergiankulutuksen ja ESEER-luvun määrittäminen	76
7.8.3	VRF-järjestelmän sähköenergiankulutuksen ja ESEER-luvun määrittäminen	76
7.9	Investoinnin kannattavuuden arviointimenetelmä	78
7.10	VRF-järjestelmän lämmitysominaisuuden kannattavuus	79
8.	TULOKSET	81
8.1	Investointikustannukset	81
8.2	Kylmäkertoimet	82
8.3	Sähköenergiankulutus	84
8.4	Kannattavuuslaskelmat	85
8.5	VRF-lämmityskäytön kannattavuus	86
9.	YHTEENVETO	88
	LÄHTEET	91

LIITTEET A – E: Laskentatulosten kuvaajia

LYHENTEET

DX	Direct eXpansion	suorahöyrystys
CAV	Constant Air Volume	vakioilmavirtainen
COP	Coefficient Of Performance	lämpökerroin
DB	Dry Bulb	kuivalämpötila
EER	Energy Efficiency Ratio	kylmäkerroin
ESEER	European Seasonal Energy Efficiency Ratio	vuosikylmäkerroin
LTO		lämmöntalteenotto
RH	Relative Humidity	suhteellinen kosteus
SEER	Seasonal Energy Efficiency Ratio	keskimääräinen vuosikylmäkerroin
SHR	Sensible Heat Ratio	tuntuva lämpökerroin
VRF	Variable Refrigerant Flow	muuttuva kylmäainevirtaus
VRV	Variable Refrigerant Volume	muuttuva kylmäainetilavuus
VAV	Variable Air Volume	muuttuvailmavirtainen
WB	Wet Bulb	märkälämpötila

MERKINNÄT

A	pinta-ala
c_p	ominaislämpökapasiteetti
C	kustannus
d	halkaisija
E	ekvivalentti nettovuosiarvo
h	entalpia
i	korkokanta
L	pituus
m	massa
\dot{m}	massavirta
M	tilavuusvirta pinta-alaa kohden
n	käyttöikä
N	nykyarvo
p	paine
Q	tilavuusvirta
T	lämpötila
v	virtausnopeus
W	työteho
x	absoluuttinen kosteus
Δ	muutos
ε	kylmäkerroin
ξ	kitkakerroin
ρ	tiheys
ζ	kertavastus
φ	suhteellinen kosteus tai COP
Φ	lämpöteho
Σ	summa

SELITTEET

adiabaattinen	lämpöeristetty, ei siirrä lämpöenergiaa ympäristönsä kanssa
astetunti	tietyn lämpötilaeron [K] ja ajan [h] tulo
fluidi	ei-kiinteä väliaine, yleensä kaasu, neste tai näiden sekoitus
kuiva lämpötila	tavallisen, pinnaltaan kuivan lämpömittarin näyttämä lämpötila
latentti lämpö	lämpömäärä, mikä siirretään väliaineeseen tai siitä pois faasimuutoksen johdosta
lämpötilaliukuma	lämpötilan muutos aineen faasimuutoksen aikana
märkä lämpötila	vedellä kostutetulla kankaalla peitetyn lämpömittarin antama lämpötila, ns. adiabaattinen kyllästyslämpötila
operatiivinen lämpötila	tasalämpöisen tilan lämpötila, jossa ihmisestä tasalämpöisiin pintoihin säteilyllä ja tasalämpöiseen huoneilmaa konvektiolla siirtyvät lämpövirrat ovat yhtä suuret kuin tilanteessa, jossa ihmisen kokema kokonaislämpövirta muodostuu tilan todellisen huoneilman lämpötilan aiheuttamasta konvektiosta ja pintalämpötilojen aiheuttamasta säteilystä
tuntuva lämpö	lämpömäärä, mikä aikaansaa väliaineen lämpötilamuutoksen

1. JOHDANTO

Ilmastoinnin yksi perustehtävistä on pitää sisäilman terminen viihtyvyys käyttäjän mukavuusalueella. Tämä tarkoittaa lähinnä lämpötilan, lämpösäteilyn, kosteuden ja vedon hallintaa. Tavoitteeseen pääsemiseksi rakennuksen ilmaa on usein käsiteltävä sitä jäähdyttämällä tai lämmittämällä. Toimistorakennuksissa sisäilmastolla on yhteys myös työn tuottavuuteen, joten työskentelytilojen jäähdytys voidaan pelkän kuluerän sijaan nähdä myös investointina työhyvinvointiin ja tuottavuuteen.

Markkinoilla on saatavilla erilaisia sovelluksia sisäilman viilentämiseen toimisto-olosuhteissa. Varsinkin isompien toimistorakennuksien tiloja ja ilmanvaihtoa jäähdytetään tavallisesti välillisesti viileällä vesikierrolla. Vesi jäähdytetään tähän käyttötarkoitukseen varta vasten suunnitellulla vedenjäähdytyskoneella. Isoissa kasvukeskuksissa suosituimmille liikealueille on tullut lisäksi kaukojäähdytyksen mahdollisuus, jolloin vedenjäähdytyskone voidaan korvata kaukojäähdytyksen lämmönsiirtimillä.

Perinteisesti pienimmät, vain yhden tai muutaman huoneen kokoiset toimistorakennukset on jäähdytetty suorahöyrysteisellä, yhden sisäyksikön ja siihen suoraan ulkoseinän läpi kytketyn ulkoyksikön käsittämällä split-koneella. Useampia sisäyksiköitä yhteen liittävä multi split -järjestelmä on palvellut parhaiten muutaman toimistohuoneen kokonaisuuksia. Aasiassa on jo muutamia vuosikymmeniä ollut saatavilla tekniikkaa, jolla useita kymmeniä viilentäviä sisäyksiköitä voidaan kytkeä samaan verkostoon yhden tai useamman ulkoyksikön perään. Tästä järjestelmästä käytetään yleisnimitystä VRF-järjestelmä. Uutta tässä järjestelmässä on se, että sisäyksiköt kytketään verkostomaisesti ulkoyksikköön, joka on jatkuvassa tiedonsiirtoyhteydessä sisäyksiköiden kanssa. Toteutus mahdollistaa nopean, yksilöllisen säädön ja erittäin energiatehokkaan toiminnan. VRF-järjestelmän yksi mielenkiintoinen ominaisuus on sen kyky myös lämmittää tiloja tarjoten samalla säästöpotentiaalia rakennuksen lämmitysenergiakuluihin vaatimatta juurikaan lisäinvestointeja. VRF-järjestelmän kehitystyö ja positiiviset käyttökokemukset ovat johtaneet siihen, että järjestelmästä on tullut varteenotettava vaihtoehto vesijäähdytysjärjestelmille myös Pohjois-Euroopan markkinoilla. Tällä hetkellä useilla jäähdytysratkaisuja tarjoavilla yrityksillä onkin jo VRF-vaihtoehto valmiina.

Tässä työssä vertaillaan kahta tekniikaltaan erilaista toimistorakennusten jäähdytykseen suunnitellun järjestelmän ominaisuuksia, suorituskykyä, investointi- ja sähköenergiakulutusta toisiinsa nähden. Nämä järjestelmät ovat vesijäähdytysjärjestelmä vedenjäähdytyskoneella ja VRF-järjestelmä. Työn teoriaosuudessa käsitellään rakennuksen jäähdyttämiseen ja kompressorijäähdytyskoneisiin liittyviä ilmiöitä sekä käydään läpi järjestelmään kuuluvia laskentaperiaatteita. Teoriaosuuden jälkeen paneudutaan järjestelmien

tekniseen toteutukseen ja ominaisuuksiin. Ensin käsitellään vedenjäähdytysjärjestelmät ja sitten VRF-järjestelmät.

Järjestelmien esittelyosuuden jälkeen mallinnetaan molemmat jäähdytysjärjestelmät mallirakennustyyppeihin. Järjestelmistä esitetään kytkentäkaaviot ja käydään läpi järjestelmien mitoitusperiaatteita. Varsinaisen laskentavaiheen tavoite on muodostaa jokaisesta mitoitetusta järjestelmästä tunnuslukuja, joiden avulla järjestelmiä voidaan numeerisesti vertailla. Selvitettävät tunnusluvut ovat investointikustannukset, vuosikylmäkertoimet, sähköenergianvuosikustannukset ja kannattavuutta kuvaavat ekvivalentit nettovuosikustannukset. Lisätehtävänä tutkittiin myös yhden rakennustyyppin osalta millaisia säästöjä voidaan saada aikaiseksi kun VRF-jäähdytysjärjestelmää käytetään talvikaudella toimistorakennuksen lämmittämiseen. Laskentatulokset esitetään tulokset-luvussa. Lopuksi pohditaan, mitä johtopäätelmiä tuloksien ja koko työn pohjalta voidaan tehdä.

2. TEOREETTINEN TAUSTA

2.1 Sisäilmasto

Sisäilmasto koostuu ihmisen terveyteen ja viihtyvyyteen vaikuttavista fysikaalisista, kemiallisista ja mikrobiologisista tekijöistä rakennuksessa. Perinteisesti ajatellaan, että sisäilmasto jakautuu vielä lämpöoloihin ja laatuun. Hiljattain on otettu käyttöön myös laajempi termi sisäympäristö, joka pitää sisällään sisäilmaston lisäksi myös rakennuksen akustiikkaan ja valaistukseen liittyvät olosuhteet, esteettömyyden ja tilarakenteet sekä sisustuksen esteettisyyden. Tärkeimmät ilmastointisuunnittelun sisäympäristöön liittyvät tekijät ovat lämpöolosuhteet, ilman laatu ja laitteiden äänitekninen hallinta (Sandberg 2014a, 37.)

Suomen rakentamismääräyskokoelman osa D2 (Ympäristöministeriö 2012a, 5) määrittelee, että rakennus on suunniteltava ja rakennettava siten, että kaikissa tavanomaisissa sääolosuhteissa ja käyttötilanteissa terveellinen, turvallinen ja viihtyisä sisäilmasto saavutetaan oleskeluvyöhykkeellä. Tämän saavuttamiseksi pitää ottaa huomioon rakennuksen sisäiset ja ulkoiset kuormitustekijät sekä sijainti ja rakennuspaikka. Sisäisiksi kuormitustekijöiksi määritellään lämpö- ja kosteuskuormitus, henkilökuormat ja prosessit sekä rakennus- ja sisustusmateriaalien päästöt. Ulkoiset kuormitustekijät koostuvat sää- ja ääniolosuhteista, ulkoilman laadusta ja muista ympäristötekijöistä.

2.1.1 Lämpötila

Suomen rakennusmääräyskokoelmassa osissa D2 (Ympäristöministeriö 2012a, 5–6) ja D3 (Ympäristöministeriö 2012b), määritellään rakennusten lämpötilojen suunnitteluarvoja ja reunaehtoja. Rakennus tulee suunnitella ja rakentaa siten, että oleskeluvyöhykkeen viihtyisää huonelämpötilaa ylläpidetään rakennuksen käyttöaikana niin, että tarpeetonta energiankulutusta vältetään. Oleskeluvyöhykkeen suunnittelulämpötila on yleensä lämmityskaudella + 21 °C ja kesäkaudella + 23 °C. Lämpötila saa vaihdella huonetilan keskeltä, 1,1 m:n korkeudelta mitatusta pisteestä ± 1 °C. Rakennuksen käyttöaikana maksimisisälämpötila on yleensä 25 astetta. Kesällä mitoittava ulkolämpötila on +25 °C ja ulkoilman entalpia Lapin läänissä 50 kJ/kg ja muualla Suomessa 55 kJ/kg.

Ilman liike, lämpösäteily ja pintalämpötilat eivät saa aiheuttaa epävihtyisyyttä oleskeluvyöhykkeellä käyttöaikana. Jos tilassa on suuria ikkunapintoja tai laitteita, joilla on matala tai korkea pintalämpötila tai ne lähettävät voimakasta lämpösäteilyä, huonelämpötila pitää tarkastaa *operatiivisen lämpötilan* avulla. (Ympäristöministeriö 2012a, 6.)

2.1.2 Sisäilmaluokitus

Sisäilmaluokituksen tavoitteena on edistää terveellisempien ja viihtyisämpien rakennusten rakentamista. Luokitus määrittelee sisäilmaston tavoite- ja suunnitteluarvot, jotka mahdollistavat nykyisiä viranomaisvaatimuksia korkealaatuisempien sisäilmasto-olosuhteiden luomisen. Luokitus on luotu ensisijaisesti uudisrakennusten sisäilmastotavoitteiden asettamiseen, mutta sitä voidaan soveltuvin osin käyttää myös saneerauskohteisiin. Rakennuksen sisäilmaston luokituksen tai sen osien vaatimustason määrittelee yleensä rakennuttaja, tilaaja tai tilaajakonsultti hankesuunnitteluvaiheessa. (Sisäilmastoluokitus 2008, 3–8.)

Sisäilmastoluokituksessa on kolme tasoa, S1, S2 ja S3. Matalin luokka S3 vastaa nykyisiä maankäyttö-, rakennus- ja terveydensuojelulain mukaisia vaatimuksia eli sisäilman laatu, lämpöolot, valaistus- sekä ääniolosuhteet täyttävät rakennusmääräysten vaatimukset. Sisäilmaston laatuluokka S2 takaa hyvät sisäilmasto-olosuhteet, mutta esimerkiksi ylläampemistä saattaa esiintyä kesäisin. Laatutasoltaan parhaaseen luokkaan S1 kuuluvassa rakennuksessa on erittäin hyvät sisäilmasto-olosuhteet. Se tarkoittaa esimerkiksi, että ilman laatua heikentävät epäpuhtauslähteet on minimoitu, vetoa tai ylläampemistä ei esiinny ja käyttäjän yksilöllinen säätötarve lämpöolojen ja valaistuksen suhteen on huomioitu. Parhaimman luokan S1 rakennuksen käyttäjillä on suurin tyytyväisten osuus. (Sisäilmastoluokitus 2008, 4.)

Rakennusten sisäilmastoluokitus vaikuttaa myös tilojen jäähdyttämisen suunnitteluun ja mitoittamiseen. Tuloilmalaitteiden ja mahdollisten puhallinkonvektoreiden sijoittelussa ja ilmavirroissa tulee ottaa huomioon sisäilmastoluokkien mukaiset reunaehdot ilman nopeuksille oleskeluvyöhykkeellä *taulukon 1* mukaisesti. Lisäksi määritellään, että sisäilma suhteellinen kosteus ei saa ylittää 60 %, mikä pitää ottaa huomioon ilman kuivausta suunniteltaessa. *Taulukko 2* puolestaan esittää sisäilmastoluokituksen mukaiset raja-arvot operatiivisille lämpötilatasoille, mikä asettaa rajoituksia erityisesti kylmien ja kuumien pintojen esiintymiselle rakennuksessa ja vaikuttaa siten vähintään epäsuorasti jäähdytykseen. Myös LVIS-laitteiden äänitasoille annetaan sisäilmastoluokituksessa maksimiarvoja, jotka riippuvat tilan tyypistä ja sisäilmaluokasta. Tämän lisäksi paremmat sisäilmastoluokat nostavat tilan minimi-ilmavirtojen vaatimuksia, mitkä vaikuttavat suoraan jäähdytysmitoitustehoihin.

Taulukko 1: Toimitilojen lämmitys- ja jäähdytysjärjestelmien suunnitteluarvoja (Sisäilmastoluokitus 2008, 13).

Suure	Yksikkö	S1	S2	S3	Huom.
Jäähdytysjärjestelmän suunnitteluarvo	°C	25	25	–	I
Lämmitysjärjestelmän suunnitteluarvo	°C	21,5	21,5	21,5	I
Lämpötilan tilakohtainen säädettävyyys, talvi	°C	20...23	–	–	II
Lämpötilan tilakohtainen säädettävyyys, kesä	°C	23...25	–	–	II
Ilman nopeus, $t_{\text{ilma}} = 21\text{ °C}$	m/s	<0,14	<0,17	<0,20	III
Ilman nopeus, $t_{\text{ilma}} = 23\text{ °C}$	m/s	<0,16	<0,20	<0,25	III
Ilman nopeus, $t_{\text{ilma}} = 25\text{ °C}$	m/s	<0,20	<0,25	<0,35	III
Pystysuuntainen lämpötilaero	°C	2	3	4	IV
Lattian pintalämpötila, vähintään	°C	19	19	17	V
Lattian pintalämpötila, enintään (lattialämmitys)	°C	29	29	31	V
Ilman suhteellinen kosteus, talvi	%	> 25	–	–	VI

– Tarkoittaa, että ei ole asetettu vaatimuksia.

- I Lämmitys- ja jäähdytysjärjestelmien suunnitteluarvot ovat tarkoitettu tehomitoituksen ja komponenttien valinnan ensimmäisiksi oletusarvoiksi. Valitun järjestelmän toiminta on tarkastettava laskennallisesti eri mitoitusilanteissa, ja suunnitteluratkaisua on muutettava, jos taulukossa 1.3.1. esitetyt lämpötilatavoitteet eivät täyty.
- II Lämpötilan säädettävyydellä tarkoitetaan huonelämpötilan säätömahdollisuutta suunnitteluarvosta. Mitoitavissa sääolosuhteissa kesällä edellytetään säätömahdollisuutta vain suunnitteluarvoa korkeampiin lämpötiloihin ja talvella suunnitteluarvoa alhaisempiin lämpötiloihin. Vyöhyke- tai järjestelmäkohtaisessa säädössä samaan vyöhykkeeseen kuuluvien huoneiden lämpötilat saavat poiketa toisistaan enintään $\pm 1\text{ °C}$, kun ko. tilojen sisäiset kuormat ovat tilan suunnitellun käytön mukaiset.
- III Ilman nopeudella tarkoitetaan kolmen minuutin suuntariippumatonta keskiarvoa oleskeluvyöhykkeellä. Se mitataan esimerkiksi kuumalan-ka-anemometrillä standardin SFS 5511 (LVI 014-10187, SFS-käsikirja 103) mukaisesti.
- IV Lämpötilaerolla pystysuunnassa tarkoitetaan lämpötilaeroa nilkkojen ja niskan välillä, mittauskorkeudet 0,1 m ja 1,1 m (istumatyö).
- V Lattian pintalämpötila ei saa missään oleskeluvyöhykkeen kohdassa olla esitetyn alueen ulkopuolella. Kylpy- ja pesuhuoneissa suositeltava lattian pintalämpötila on korkeintaan 27 °C . Pintalämpötila mitataan esimerkiksi infrapunalämpömittarilla tai kosketusanturilla standardin SFS 5511 (LVI 014-10187, SFS-käsikirja 103) mukaisesti.
- VI Ilman suhteellinen kosteus voi lyhytaikaisesti pakkashuippujen aikana laskea alle tavoitearvon. Ilman suhteellisen kosteuden tulee olla alle 60 %. Ilmaa kostutettaessa on kiinnitettävä erityistä huomiota siihen, etteivät kostutuslaitteet lisää ilman epäpuhtauksia. Ilman suhteellinen kosteus mitataan esimerkiksi psykrometrillä tai kapasitiivisella anturilla standardin SFS 5511 (LVI 014-10187, SFS-käsikirja 103) mukaisesti.

Taulukko 2: Sisäilmastoluokituksen lämpötilojen tavoitearvot (Sisäilmastoluokitus 2008, 5).

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

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

Sisäilmastoluokituksen yhteydessä yleensä sovitaan tilojen käyttöprofiilista ja sisäisistä lämpökuormista. Jos käyttöä ei tarkemmin yksilöidä, voidaan käyttää taulukon 3 arvoja. (Sisäilmastoluokitus 2008, 12.)

Taulukko 3: Tilojen käyttöprofiilit ja sisäiset lämpökuormat (Sisäilmastoluokitus 2008, I2).

Rakennus/tila	Kellonaika	Käyttöaika		Henkilötiheys m ² /hlö	Käyttöaste	Valaistus W/m ²	Laitteet W/m ²	Ihmiset ^{1), 4)} W/m ²
		h/vrk	vrk/vko					
Asuintilat (pientalo)	00:00–24:00	24	7	37	0,6	8 ²⁾	2,4 ³⁾	2
Asuintilat (kerrostalo)	00:00–24:00	24	7	25	0,6	8 ²⁾	3 ³⁾	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
Luokkahuoneet	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
Terveystiloitilat	00:00–24:00	24	7	8	0,8	9	3	10

¹⁾ Ei sisällä latenttia lämpöä, kokonaislämmönluovutus saadaan jakamalla kertoimella 0,6.

²⁾ Asuinrakennusten valaistuksen käyttöaste on 0,1.

³⁾ Asuinrakennusten laitteiden sähkönkäyttö lasketaan jakamalla lämmönluovutus kertoimella 0,7.

⁴⁾ Simulointiohjelmissa käytetään henkilön lämmönluovutuksena 125 W (1,2 met, kehon pinta-ala 1,8 m²). Kouluissa ja päiväkodeissa käytetään lasten lämmönluovutuksena 110 W (1,0 met, kehon pinta-ala 1,8 m²).

2.1.3 Kosteaa ilmaa

Kuiva ilma on lähinnä typen, hapen, argonin ja hiilidioksidin seos, mutta käytännössä ilma sisältää aina myös vesihöyryä, jolloin puhutaan kosteasta ilmasta. Vesihöyryn määrällä ilmassa on iso merkitys jäähdytystekniikassa, koska vesi luovuttaa tiivistyessään höyrystymislämmön verran lämpöenergiaa, mikä lisää kokonaisjäähdytystehon tarvetta. Vastaavasti nestemäisen veden höyrystyminen ilmaan sitoo vastaavan määrän energiaa. (Sandberg 2014a, 81.)

Kosteuden määrää ilmassa kuvataan kahdella tavalla, absoluuttisen ja suhteellisen kosteuden avulla. Absoluuttinen kosteus x [g H₂O/kg kuiva ilma] on vesihöyryn massan suhde kuivan ilman massaan kaavan (2.1) mukaan.

$$x = \frac{m_h}{m_i} \quad (2.1),$$

jossa

m_h on vesihöyryn massa [kg],

m_i on kuivan ilman massa [kg].

Suhteellinen kosteus φ [% RH] kertoo kuinka paljon vesihöyryä ilma tietyssä lämpötilassa voi sisältää, kaava (2.2).

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

jossa

p_h on vesihöyryn osapaine [Pa],

p'_h on vesihöyryn kyllästymispaine [Pa].

Suhteellisen kosteuden arvo vaihtelee 0 – 100 % välillä. Kun $\varphi = 100\%$ ilman sanotaan olevan kylläistä eikä enempää vesihöyryä mahdu ilmaan. Tällöin ylimääräinen kosteus alkaa tiivistyä. Koska vesihöyryn kyllästymispaine p'_h riippuu voimakkaasti lämpötilasta, on suhteellinen kosteus myös lämpötilan funktio. (Aittomäki 2008, 27.)

Mollier-diagrammista eli kostean ilman h,x -tilapiirroksista voidaan lukea kostean ilmaan liittyviä suureita kuten entalpia, lämpötila, absoluuttinen ja suhteellinen kosteus sekä tiheys. Käyrä riippuu vallitsevasta ilman paineesta, joten eri paineille on omat käyränsä. Kyllästymiskäyrän ($\varphi = 100\%$) alapuolelle ei yleensä piirretä käyrästä apuviivoja, koska käyrän alapuolella vedessä on nestepisaroita tai jääkiteitä. (Aittomäki 2008, 28.) Mollier-diagrammin esitystapoja on useita, *kuvassa 1* on esitetty tavanomaisin h,x -piirros normaali-ilmanpaineessa.

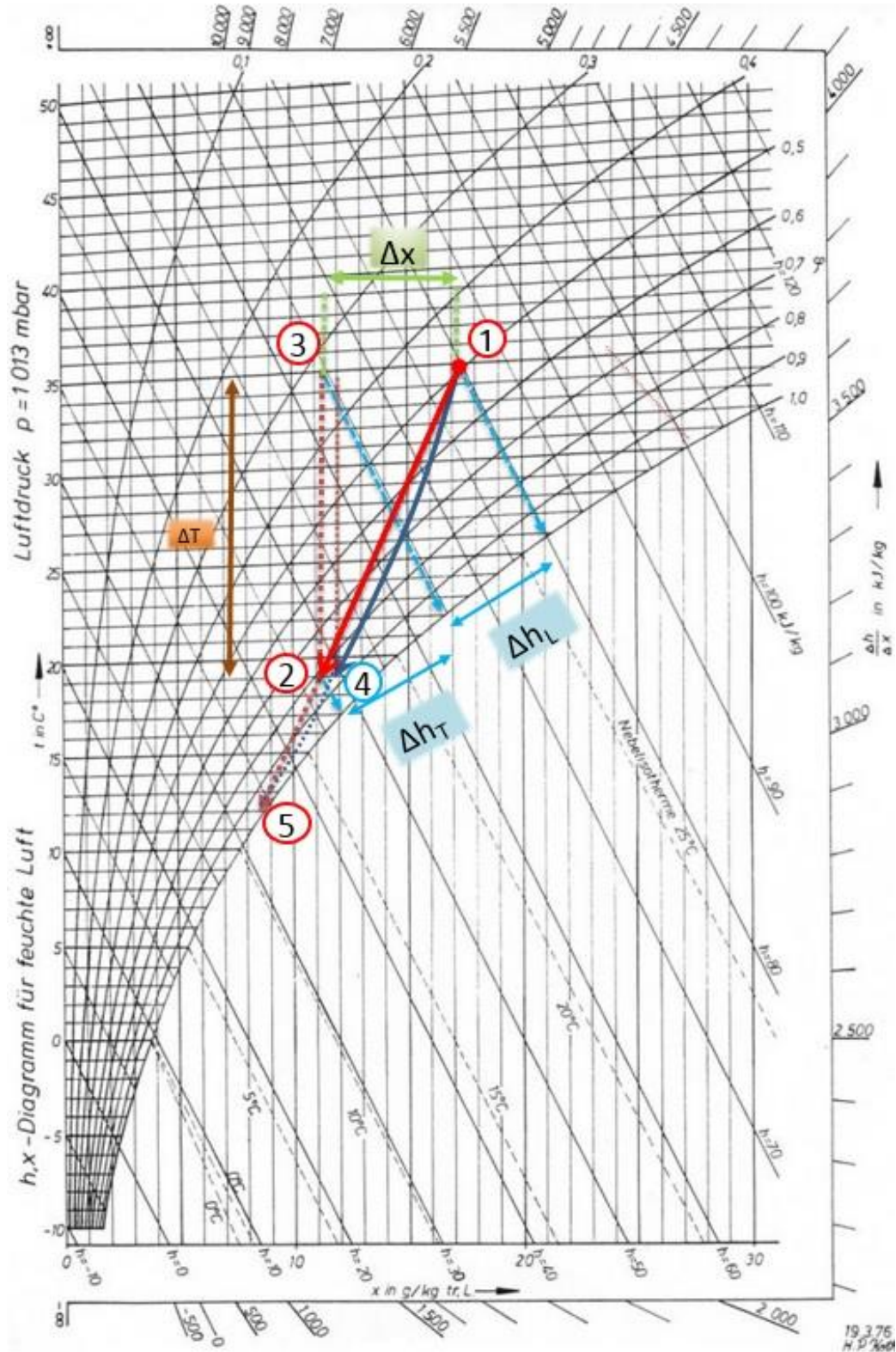
Sisäilman kosteuden pitää pysyä rakennuksen käyttötarkoituksen mukaisissa arvoissa eikä kosteus saa olla alituisesti haitallisen korkea. Kosteus ei saa tiivistyä rakenteiden tai järjestelmien pinnoille niin että siitä aiheutuisi kosteusvaurio, mikrobien tai pieneliöiden kasvua tai muuta terveydellistä haittaa. Kun huoneilma on $+21\text{ °C}$ ja sen suhteellinen kosteus on 45 % normaali-ilmanpaineessa, absoluuttinen kosteus saa arvon 7 g H₂O/kg kuivaa ilmaa. Jos huoneilman kosteus on tätä raja-arvoa suurempi, saa huoneilmaa kostuttaa vain painavista syistä. Lisäksi lämmityskaudella tulee välttää korkeita huonelämpötiloja, sillä kuivan pakkasilman lämmittäminen laskee suhteellista kosteutta ja liian kuiva sisäilma saattaa aiheuttaa mm. hengitysteiden, limakalvojen ja ihon ärsytystä. (Ympäristöministeriö 2012a, 7–8.)

2.1.4 Latentti ja tuntuva teho

Ilmavirran kulkiessa kylmän pinnan ohi, laskee ilman lämpötila. Jos lämmönsiirtimen pintalämpötila alittaa ilman kastepistelämpötilan, tiivistyy ilman sisältämää vesihöyryä kylmälle pinnalle ja ilma kuivuu. Kylmälaitteen ilmasta poistama kokonaislämpöteho voidaan siis jakaa kahteen osaan, ilman lämpötilan laskemiseen eli tuntuvaan tehoon sekä tiivistyvän kosteuden poistoon eli latenttiin tehoon.

Kuvassa 1 on esitetty ilman kuivausprosessi Mollier-tilapiirroksessa. Ilma tulee lämmönsiirtimen pinnalle *pisteessä 1* ja alkaa siirtyä kohti vakiona pidettävää pintalämpötilaa vastaava *kyllästyspistettä 5*. Jos ilmavirta olisi pieni ja lämmönsiirtopinta äärettömän suuri, ilman tila saavuttaisi kyllästyspisteen poistuessaan lämmönsiirtimeltä. Todellisilla, rajoitetun kokoisilla lämmönsiirtimillä ilma ei saavuta koskaan täysin kyllästystilaa, vaan se päättyy poistuvan ilman lämpötilan t_2 isotermin ja *pisteiden 1* ja *5* välisen suoran *leikkauspisteeseen 2*. *Kuvassa 1* on lisäksi *apupiste 3*, joka on isotermin t_1 ja vakiokosteuden

x_2 leikkauspiste. Apupisteen avulla lasketulla entalpiaerolla Δh_L [kJ/kg] saadaan *latentti teho* eli ilmaa kuivaava teho. Vastaavasti ilman lämpötilan pudottamisen tarvitsema *jäähdytysteho* eli *tuntuva teho* saadaan entalpiaerosta Δh_T [kJ/kg]. Lisäksi käyrästä saadaan tiivistyvän veden määrä Δx .



Kuva 1: Ilmankuivausprosessi Mollier-diagrammissa (Mollier).

Todellisuudessa patterin pintalämpötila ei ole vakio. Esimerkiksi vastavirtalämmönsiirtimessä pinnan lämpötila on suurimmillaan ilman sisääntulossa ja pienin ilman poistumisalueella. Tästä seuraa, että tilapiirroksessa ilman alku- ja loppupisteiden välinen siirtymä kaartuu tasaisesti kohti kastepistettä, asia havainnollistaa *kuvaan 1* piirretty kaari *pisteiden 1 ja 4* välillä. Siirtymän kaareutuminen muuttaa tuntuvan ja latentin tehon suhdetta ja kokonaisjäähdytystehoa suhteessa vakiolämpötilaiseen lämmönsiirtoon. Kostean ilman tuntuva teho Φ_T , latentin tehon Φ_L sekä ilman jäähdytyksen kokonaistehon Φ_{IV} arvot saadaan kaavoilla (2.3), (2.4) ja (2.5).

$$\Phi_T = \dot{m}_i \Delta h_T = \dot{m}_i (h_3 - h_4) \quad (2.3),$$

$$\Phi_L = \dot{m}_i \Delta h_L = \dot{m}_i (h_1 - h_3) \quad (2.4),$$

$$\Phi_{IV} = \dot{m}_i \Delta h_{IV} = \dot{m}_i (h_1 - h_4) \quad (2.5),$$

jossa

Φ_T ilman jäähdytyksen tuntuva teho [kW],

\dot{m}_i ilman massavirta [kg/s],

Φ_L ilman jäähdytyksen latentti teho [kW],

Φ_{IV} ilman jäähdytyksen kokonaisteho [kW].

Monesti ollaan kiinnostuneita tuntuvan tehon suhteesta kokonaisjäähdytystehoon. Suhdetta kutsutaan *tuntuvaksi lämpökertoimeksi* ja siitä käytetään lyhennystä SHR (engl. *Sensible Heat Ratio*), kaava (2.6). Jos suhde on yksi, veden tiivistymistä ei tapahdu ja koko jäähdytysteho on tuntuva. Veden tiivistyminen lämmönsiirtimen pinnalla tehostaa kuitenkin lämmönsiirtimen toimintaa, joten tuntuva lämpökerroin on tärkeä parametri lämmönsiirtimien suunnittelussa ja mitoituksessa.

$$SHR = \frac{\Delta h_T}{\Delta h_{IV}} = \frac{h_3 - h_4}{h_1 - h_4} \quad (2.6).$$

Todellisen lämmönsiirtopatterin tuntuvan ja latentin tehon suhde riippuu valitun siirtimen halutuista ominaisuuksista. Käytännön suunnittelussa riittävä tarkkuus laskentaa varten saadaan valmistajan mitoitusohjelmilla tai taulukoista.

2.2 Rakennuksen jäähdytystehontarpeen määräytyminen

2.2.1 Kesäajan huonelämpötilan hallinta ja dynaaminen laskentamenetelmä

Suomen rakennusmääräyskokoelma D3 (Ympäristöministeriö 2012b, 9–26) vaatii, että uudisrakennuksia suunniteltaessa on laadittava energiaselvitys, mikä on myös osa rakennuslupaa. Rakennuksen jäähdytyksen kannalta oleellisin kohta energiaselvityksessä on kesäajan huonelämpötilan hallinta. Määräyksissä sanotaan, että kesäajan huonelämpötilan hallitsemiseksi tilojen ylälämpenemistä pitää rajoittaa ensisijaisesti rakenteellisilla tai muilla passiivisilla keinoilla tai yöaikaisella tehostetulla ilmanvaihdolla. Passiivisia keinoja ovat aurinkosuojausratkaisut, lasipintojen pinta-alan pienentäminen ja suuntaus eri ilmansuuntiin sekä rakennuksen lämpökapasiteetin hyödyntäminen. Lisäksi vaaditaan, että *taulukon 4* mukaisia jäähdytysrajan arvoja ei saa ylittää 1. toukokuuta ja 31. elokuuta välisenä aikana enempää kuin 150 astetuntia. Jotta lämpötilavaatimukset voidaan täyttää, rakennuksessa saattaa olla tarpeen käyttää jäähdytysjärjestelmää.

Taulukko 4: Energialaskennassa käytettävät huonelämpötilat ja ilmanvaihtomäärät (Ympäristöministeriö 2012b, 18).

Käyttötarkoitukseluokka	Ulkoilmavirta $\text{dm}^3/(\text{s m}^2)$	Lämmitysraja $^{\circ}\text{C}$	Jäähdytysraja $^{\circ}\text{C}$
Erillinen pientalo sekä rivi- ja ketjutalo	0,4	21	27
Asuinkerrostalo	0,5	21	27
Toimistorakennus	2	21	25
Liikerakennus	2	18	25
Majoitusliikerakennus	2	21	25
Opetusrakennus ja päiväkot	3	21	25
Liikuntahalli	2	18	25
Sairaala	4	22	25

Kesäajan huonelämpötilan vaatimustenmukaisuus pitää osoittaa jokaiselle tilatyypille lämpötilalaskennalla. Laskenta tehdään tiloille, joissa esiintyy suurin lämpökuorma. Toimistorakennuksissa tilatyyppejä ovat esimerkiksi toimisto, avotoimisto, neuvotteluhuone ja opetustila. (Ympäristöministeriö 2012b, 10.)

Kesäajan huonelämpötilalaskentaan pitää toimistorakennuksissa käyttää dynaamista laskentatyökalua. Dynaaminen laskentamenetelmä ottaa huomioon rakennusten rakenteiden lämmönvarastointikyvyn ajasta riippuvaisena ilmiönä. Esimerkiksi toimistorakennuksissa on mahdollista käyttää käyttöaikojen ulkopuolella rakennuksen yöaikaista viilenystä tuloilmakoneella. Dynaamisella laskentamenetelmällä voidaan huomioida yöllisen

viilenneksen ja rakennusmassaan varastoituneen lämmön vaikutus jäähdytystehon mitoitukseen ja jäähdytysenergian kulutukseen. Laskenta suoritetaan dynaamisia laskentamenetelmiä hyödyntävillä simulointiohjelmilla, jotka ovat validoitu tiettyjen standardien mukaisesti (Ympäristöministeriö 2012b, 27.)

Mikäli kesäajan huonelämpötilalaskennan lopputuloksena on, että vaadittujen olosuhteiden täyttämiseksi rakennukseen tarvitaan jäähdytysjärjestelmä, pitää kaikkiin energiaselvityksiin liittyviin laskelmiin käyttää dynaamista laskentamenetelmää. Mikäli jäähdytystä ei käytetä tai sitä on vain yksittäisissä tiloissa, voidaan rakennuslupaan liittyvä energialaskenta suorittaa myös kuukausitason laskentamenetelmillä (Ympäristöministeriö 2012b, 27.) Vaikka rakennusmääräykset eivät vaatisi jäähdytystä, käytännössä esimerkiksi mukavuus- ja tuottavuustekijöistä johtuen nykyaikaiseen toimistorakennukseen valitaan koneellinen jäähdytys joka tapauksessa. Korjausrakentamisessa mallintamista ei kuitenkaan vaadita.

2.2.2 Jäähdytystehontarpeen arviointi

Uudisrakennuksiin kuuluvan toimistorakennusten jäähdytysjärjestelmien mitoitus tehdään yleensä rakennussimulointiohjelmien avulla rakennuksen tietomallia hyödyntäen. Tietomalliin syötetään mittavat laajuus-, tyyppi- ja käyttötiedot rakennuksesta. Tarkoitukseen käytetään samoja dynaamisia laskentamenetelmiä hyödyntäviä ohjelmia, joilla rakennusluvan yhteydessä vaadittavat energiaselvitys ja kesäajan huonelämpötilan hallinta voidaan suorittaa. Suomessa käytetyimmät simulointiohjelmat ovat IDA-ICE ja RIUSKA. Korjausrakentamisessa dynaamista laskentamallia ei välttämättä ole kustannustehokasta käyttää, sillä itse mallin luominen on työlästä ja tarkkojen mitta- ja laajuustietojen saaminen varsinkin vanhasta kohteesta on usein hankalaa.

Tässä työssä ei ole tarkoitus selvittää jäähdytystehontarpeen riippuvuutta rakennuskohteesta, -tyypistä tai käyttöolosuhteista, joten dynaamista mallinnusta ei käsitellä enempää. Sen sijaan mitoitusjäähdytysteho voidaan määrittellä suoraan kokemusperäisten arvojen avulla. Suuntaa antava suunnitteluarvo mitoitusjäähdytysteholle Suomessa sijaitsevalle toimistorakennukselle on $50 - 70 \text{ W/m}^2$ jäähdytettävää pinta-alaa kohden. Jäähdytystehontarve jakautuu tuloilman jäähdytykseen ja sisätilojen jäähdytykseen.

Nykyaikaisessa vakioilmavirtaisessa uudistoimistorakennuksissa on käytännössä aina tuloilmanjäähdytys, jonka osuus kokonaisjäähdytyksestä on luokkaa $20 - 30 \text{ W/m}^2$. Tällöin varsinaisten oleskelutilojen jäähdytyslaitteille jää keskimääräiseksi jäähdytystehontarpeeksi $40 - 50 \text{ W/m}^2$. Jokaisen tilan jäähdytystehontarve saadaan yksinkertaisesti kertomalla tehontarve huoneen pinta-alalla.

Ikkunoiden sisään päästämän säteilylämmön takia mitoitusjäähdytystehontarve saattaa olla rakennuksen reuna-alueilla huomattavasti korkeampi kuin sisäalueella. Ero korostuu varsinkin tiloissa, joissa isot ikkunapinta-alat suuntautuvat etelään. Laskennallisesti asia

voidaan huomioida mitoittamalla reuna-alueiden jäähdysteho vastaavasti isommaksi kuin keskialueiden.

Ilmanvaihdon jäähdystarve saadaan luvussa 2.1.4 esitellyn kaavan (2.5) avulla. Jäähdytettävä massavirta saadaan rakennuksen tuloilman mitoitusilmavirran tarpeen avulla jäähdytettävän alueen pinta-alalla kerrottuna, kaava (2.7). Sivulla 10 taulukossa 4 on määritelty vakioilmavirtaisten järjestelmien mitoitusilmavirtoja tyyppirakennuksille.

$$\dot{m}_i = \rho_i M A_{\text{jääh}} \quad (2.7),$$

jossa

\dot{m}_i ilman massavirta [kg/s],

ρ_i ilman tiheys [kg/m³],

M tuloilmavirran mitoitusilmavirta [m³/s/m²],

$A_{\text{jääh}}$ jäähdytetyn tilan pinta-ala [m²].

2.3 Jäähdytysprosessi

2.3.1 Kylmäaine

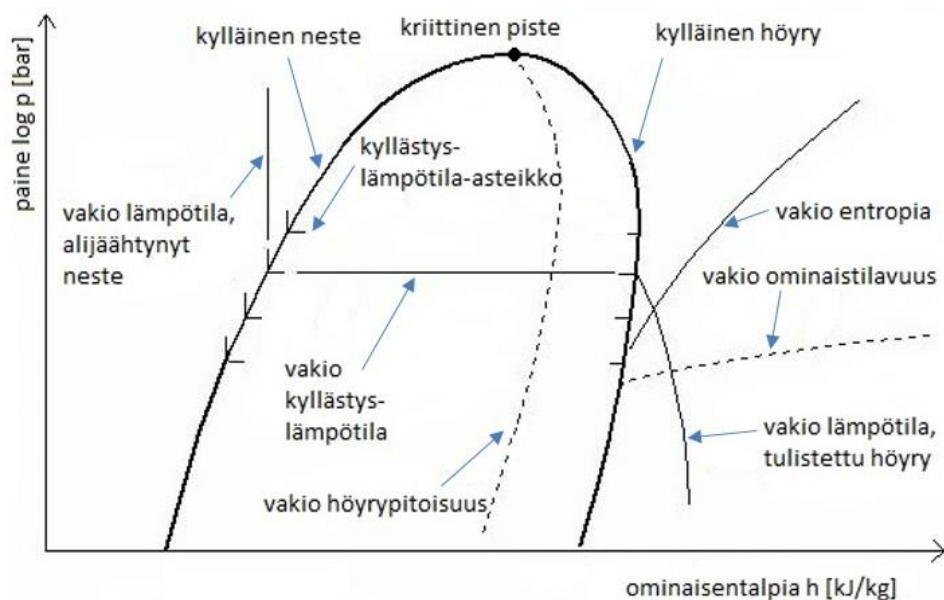
Kylmäkoneissa tapahtuvan kiertoprosessin lämmönsiirtoainetta kutsutaan kylmäaineeksi. Kylmäaineen jäähdytysvaikutus perustuu faasimuutokseen nesteestä kaasuksi. Laskeamalla nestemäisten kylmäaineiden painetta saadaan kylmäaineen lämpötila laskemaan alle ympäristön lämpötilan, jolloin kylmäaine höyrystyessään sitoo lämpöä ja muuttuu kaasuksi. Kaasumaisen kylmäaineen painetta puolestaan nostamalla saadaan kylmäaineen lämpötila nousemaan ympäristön lämpötilaa korkeammaksi, jolloin kylmäaine luovuttaa lämpöä lauhtuessaan takaisin nesteeksi ja kiertoprosessi voidaan aloittaa uudelleen. Eri kylmäaineilla vaihtelee vaadittava painetaso tietyn lämpötilaeron aikaansaamiseksi höyrystymisen ja lauhtumisen välille.

Kylmäprosessiin valikoidaan kylmäaine, jolla vaadittava paine-ero ja koko prosessi voidaan toteuttaa kustannustehokkaasti. Kylmäaineiden erilaiset ominaisuudet ja haluttu lämpötilataso vaikuttavat siihen, minkälaista kylmäainetta jäähdytyssovelluksessa on kannattavinta hyödyntää. Käytännössä kylmäkoneiden valmistajat määrittelevät mitä kylmäainetta järjestelmissään käyttävät. Kylmäala on kuitenkin hyvin säädelty, kylmäaineiden käyttöä rajoittavat esimerkiksi useat kansainväliset määräykset ja standardit kuten F-kaasuasetus ja turvallisuuteen liittyvä direktiivi EN 378 (SFS-EN 378-1, 2016). Rakennusten ilmastoinnin jäähdytystekniikassa yleisimmät kylmäaineet ovat yksikomponenttinen R134a sekä seoskylmäaineet R407C ja R410A.

2.3.2 Tilapiirroket

Tilapiirroket ovat graafisia esityksiä, joilla voi esittää aineiden tilasuureiden välisiä yhteyksiä. Kylmäteknikassa yleisin esiintyvä tilapiirros on p,h -piirros. Vaaka-akselina on entalpia h , joka mahdollistaa lämmönsiirtimien lämpömäärien ja kompressorin puristustyön nopean arvioimisen. Pystyakselilla olevan logaritmisena paineen p avulla voidaan puolestaan esittää paineen muutokset prosessissa. Piirroksessa käytetään myös nimeä $\log p,h$ -käyrästä. Toinen yleinen tilapiirros on T,s -piirros eli lämpötiladiagrammi, joka havainnollistaa paremmin lämpötilan muutoksia prosessissa. (Aittomäki 2008, 15).

P,h -piirros on kylmäainekohtainen, *kuvassa 2* on yksinkertainen esitys tilapiirroksista. Piirroksessa on aina rajakäyrä, jonka korkein kohta, kriittinen piste, jakaa rajakäyrän kylmäisen nesteen ja kylläisen höyryn rajakäyriin. Rajakäyrällä kylmäaine on joko täysin nestettä tai höyryä. Kylläisen nesteen rajakäyrän vasemmalla puolella nesteen sanotaan olevan alijäähtynyt ja kylläisen höyryn rajakäyrän oikealla puolella höyryn sanotaan olevan tulistunutta. Rajakäyrien välissä, kostean höyryn alueella, vakiohöyrypitoisuus (x -käyrä) kertoo olomuotojen suhteen toisiinsa. Kriittisen pisteen yläpuolella ei voida erottaa nestettä ja höyryfaaseja toisistaan. Tällöin aineen sanotaan olevan ylikriittisessä tilassa. Lisäksi tilapiirroksessa piirretään usein höyrypuolelle isentroopit eli vakioentropiakäyrät, isotermit eli vakio-entalpiakäyrät ja isokoorit eli vakio-ominaistilavuuskäyrät. (Aittomäki 2008, 15.)



Kuva 2: $\log p, h$ -piirros.

2.3.3 Kiertoprosessi

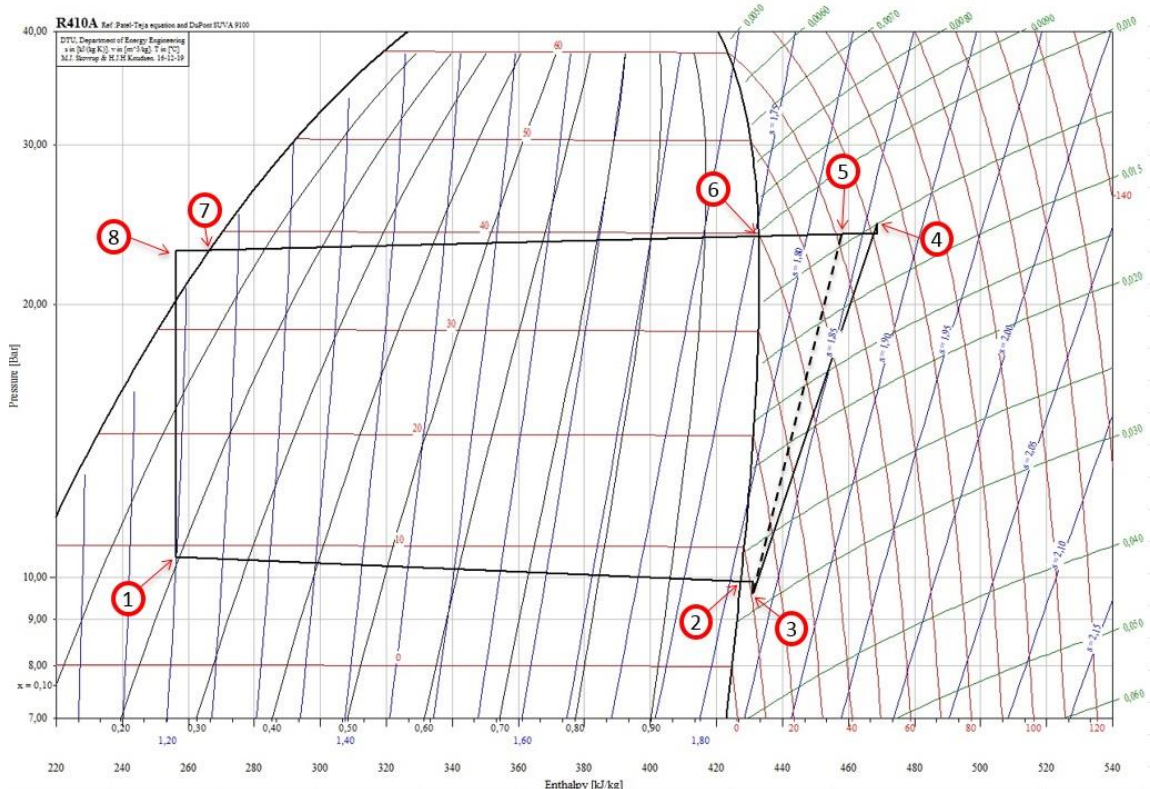
Yksinkertainen kylmäaineen kiertoprosessi voidaan esittää log p,h-piirroksessa. *Kuvassa 3* on malliprosessi kylmäaineelle R410A. Prosessi voidaan jakaa neljään selkeään vaiheeseen:

Höyrystyminen, *pisteet 1-3*

Puristus, *pisteet 3-4*

Lauhtuminen, *pisteet 4-8*

Kuristus, *pisteet 8-1*



Kuva 3: Coolpack-ohjelmistolla piirretty yksinkertainen kiertoprosessi, kylmäaine R410A (Coolpack).

Täydellisessä höyrystymisessä höyrystyy kylmäaine kylläisestä nesteestä kylläiseksi höyryksi. Todellisessa prosessissa kylmäaine tulee höyrystimelle jo osittain höyrystyneenä, joten tilapiste on kostean höyryn alueella (*pisteet 1-2*). Jos täysin höyrystynyttä kylmäainetta edelleen lämmitetään, se tulistuu (*pisteet 2-3*).

Log p,h-piirroksessa kylmälaitoksen jäähdytysenergia saadaan vaak akselilta höyrystimen tilapisteiden entalpioiden erotuksesta, $h_3 - h_1$. Höyrystimen teho Φ_h [kW] saadaan massavirran avulla kaavalla (2.8).

$$\Phi_h = \dot{m}(h_3 - h_1) \quad (2.8),$$

jossa

h_x tilapisteen x entalpia [kJ/kg],
 \dot{m} kylmäainekierron massavirta [kg/s].

Tulistunut höyry imetään kompressoriin, jossa alkaa puristusvaihe. Kompressori tekee työtä kylmäaineeseen ja nostaa sen painetta, prosessin tila siirtyy oikealle ylöspäin. Ideaaliprosessi kulkee vakioentropiakäyrää pitkin isentrooppisesti (*pisteet 3-5*). Todellinen puristustyö on kuitenkin häviöllinen ja entropia kasvaa (*pisteet 3-4*).

Kompressorin puristusteho W_k [kW] voidaan arvioida tilapisteidien entalpioiden erotuksen ja kaavan (2.9) avulla.

$$W_k = \dot{m}(h_4 - h_3) \quad (2.9).$$

Kompressorin jälkeen kuuma, korkeapaineinen höyry kulkee lauhduttimelle, jossa kylmäaine saadaan lämpöä poistamalla ensin jäähtymään kyllästyslämpötilaan (*pisteet 4-6*) ja sen jälkeen lauhtumaan takaisin nesteeksi (*pisteet 6-7*). Jos kylläisen nesteen jäähdytystä jatketaan, se alijäähtyy (*pisteet 7-8*).

Lauhduttimen luovuttama lämpöteho lasketaan kaavalla (2.10).

$$\Phi_l = \dot{m}(h_4 - h_8) \quad (2.10).$$

Neste kerätään lauhduttimen jälkeen yleensä nestevaraajaan. Nestevaraajasta kylmäaine kulkee kuristuksen kautta takaisin höyrystimelle. Kuristuksessa eli paisunnassa kylmäaineen painetta lasketaan nopeasti (*pisteet 8-1*). Tällöin aine ei tee työtä eikä lämpöä teoriassa siirry, joten prosessi on *adiabaattinen* ja muutos tilapiirroksessa on pystysuora. Kuristus tehdään kapillaariputkessa tai tavallisimmin paisuntaventtiilissä.

Ideaaliprosessissa höyrystyminen ja lauhtuminen tapahtuvat vakiopaineessa. Todellisessa kylmäprosessissa kitkan aiheuttama painehäviö laskee kyllästymispainetta, josta seuraa kyllästymislämpötilan lasku. Tilapiirroksessa prosessi on siis vinosti laskeva virtauksen kulkusuunnassa, kuten *kuvasta 3* nähdään. Lisäksi kuvassa näkyvät kompressorin imu- ja paineputkessa (*pisteet 3 ja 4*) esiintyvät kertapainehäviöt lähes pystysuorina muutoksina. Painehäviöt johtavat kylmäkoneen hyötysuhteen laskuun, joten niiden optimointi on eräs keskeisimmistä tehtävistä kylmäkoneiden suunnittelussa.

2.3.4 Kylmäkertoimet

Kylmäkerroin ε kuvaa jäähdytyskoneen hyötysuhdetta. Kylmäkertoimet voidaan jakaa kahteen kategoriaan, hetkellisiin ja kausiluonteisiin. Eurooppalaisen standardin mukaan hetkellisestä kylmäkertoimesta käytetään termiä EER (engl. *Energy Efficiency Ratio*) (SFS-EN 14511-1 2013). Lisäksi hetkellinen kylmäkertoimen voidaan määrittellä termin

ε avulla. Kylmäkerroin saadaan jakamalla kylmäkoneen jäähdytysteho kompressorin sähkömoottorin häviöt huomioivalla todellisen puristuksen ottoteholla, kaava (2.11). Tilapiirroksista saatava kompressorin puristustyö W_k ei ota huomioon sähkömoottorin häviöitä.

$$\varepsilon = \frac{\Phi_h}{W} \quad (2.11),$$

jossa

W kompressorin ottoteho [kW].

Kun lasketaan koko koneikon tai laitoksen kylmäkerrointa, tulee lisätä kompressorin ottotehoon myös kaikkien kylmän tuottamiseen liittyvien apulaitteiden, kuten pumppujen ja puhaltimien ottama sähköteho. Tuloilmajäähdytyspatterin tilanteessa kanaviston ilman siirtämiseen käytettyjen puhaltimien tehoa ei kuitenkaan lasketa mukaan kylmäkertoimeen. (Jäähdytysjärjestelmien energialaskentaopas 2011, 9–10.)

Euroopan ulkopuolella ja varsinkin Amerikassa kylmäkerroin EER määritellään eri yksiköillä, jolloin luvut eivät ole suoraan vertailukelpoiset. Kertoimien vastaavuus Euroopalaiseen standardiin pitää selvittää muutokertoimien avulla. Testilaboratoriot määrittelevät hyötysuhdekertoimet ns. standardiolosuhteissa, jotka riippuvat mm. jäähdytysjärjestelmän tyypistä. Tästä johtuen esimerkiksi vedenjäähdytyskoneen ja VRF-järjestelmän EER-luvut eivät ole suoraan vertailukelpoisia.

Kylmälaitos mitoitetaan joko maksimikuormitukselle tai se voidaan myös ylimitoitaa tulevaisuuden laajennuksia varten. Todellisuudessa laitosta käytetään suurimman osan ajasta osatehoilla, jolloin hetkellinen kylmäkerroin riippuu myös säätötavasta ja mitoituspisteestä ja kylmäkerroin saattaa vaihdella huomattavasti. *Taulukossa 5* on esitelty kansanvälisissä standardeja, jotka liittyvät ensisijaisesti kompressorikylmälaitoksien kylmäkertoimiin. Kausiluontoisia kylmäkertoimia ovat SEER ja ESEER-kertoimet. Kylmälaitoksen todellisesta suorituskyvystä saa parhaimman kuvan käyttämällä keskimääräistä vuosikylmäkerrointa eli SEER-kerrointa, joka on laitoksen vuoden aikana tuottaman jäähdytysenergian [kWh] suhde sen käyttämään sähköenergiaan [kWh]. (Jäähdytysjärjestelmien energialaskentaopas 2011, 10–11.)

Taulukko 5: Kansainvälisiä kylmäkertoimia koskevia standardeja (Jäähdytysjärjestelmien energialaskentaopas 2011, 10–11).

Lyhenne	Nimitys	Lähde	Kuvaus
EER	Energy Efficiency Ratio	EN-14511	Hetkellinen kylmäkerroin
EIR	Energy Input Ratio	EN-15243	Hetkellisen kylmäkertoimen käänteisluku $EIR=1/EER$
SEER	Seasonal Energy Efficiency Ratio	EN-15243	Vuosikylmäkerroin
ESEER	European Seasonal Energy Efficiency Ratio	Eurovent	Vuosikylmäkerroin

Eurovent-organisaation määrittelemää ESEER-vuosikylmäkerrointa käytetään sertifioitujen laitteiden suorituskyvyn arviointiin. Kerroin muodostetaan eri kuormitustilanteiden mukaisten hetkellisten kylmäkerrointen painotetusta summasta seuraavasti

$$ESEER = A * EER_A + B * EER_B + C * EER_C + D * EER_D \quad (2.12),$$

jossa

A, B, C, D eri tapauksien painokertoimet taulukosta 6,

$EER_{A...D}$ tapausa vastaavat hetkellisen kylmäkertoimen arvot (Marinhas 2013, 31.)

Taulukko 6: ESEER-vuosihyötysuhteen kertoimet (Marinhas 2013, 31).

Tapaus	Kuormitus [%]	Painokerroin	Ulkoilman menolämpötila lauhduttimelle	Veden menolämpötila lauhduttimelle
A	100	0,03	35	30
B	75	0,33	30	26
C	50	0,41	25	22
D	25	0,23	20	18

2.3.5 Lämpökerroin COP

Eurooppalaisen standardin mukaan hetkellisestä lämpökertoimesta käytetään termiä COP tai φ (engl. *Coefficient of Performance*). Lämpökertoimella tarkoitetaan lämmitystarkoitukseen soveltuvan kylmäkoneen (esimerkiksi lämpöpumppu) lämmönluovutustehon suhdetta laitteen sähkönottotehoon. (SFS-EN 14511-1 2013). Lämpökerroin saadaan kylmäkertoimen avulla seuraavasti:

$$\varphi = \varepsilon + 1 \quad (2.13).$$

Joissakin lähteissä ja puhekielessä termillä COP saatetaan tarkoittaa virheellisesti myös kylmäkerrointa. Lämpökertoimelle voidaan määrittää myös vuosilämpökerroin eli SCOP (engl. *Seasonal Coefficient of Performance*) samoilla periaatteilla kuten kylmäkertoimille.

2.4 Jäähdytysjärjestelmien putkimitoitus

Putkimitoitus on laskentamenetelmä, jonka tarkoituksena on määrittää jäähdytys- tai lämmitystehon siirtämiseen tarvittavan putkiverkoston putkikoot, -pituudet ja painehäviöt. Laskentamenetelmä on hieman erilainen nestejärjestelmille ja kylmäaineverkostoille. Putkiston mitoitus perustuu hyväksyttävään painehäviöön suhteessa sen aiheuttamiin muutoksiin järjestelmän käyttö- ja investointikuluissa.

2.4.1 Nestejärjestelmien putkimitoitus

Vesi- ja liuosjärjestelmillä jokainen putkiosuus suunnitellaan siirtämään siihen kytkettyjen laitteiden yhteen laskettu jäähdytysteho. Jäähdytystehon ϕ [kW] yhteys tilavuusvirtaan ja virtausnopeuteen saadaan kaavalla (2.14)

$$\phi = \dot{m}c_p\Delta T_{liuos} = \rho Qc_p\Delta T_{liuos} = \rho vA_s c_p\Delta T_{liuos} \quad (2.14),$$

jossa

\dot{m}	liuoksen massavirta [kg/s],
c_p	liuoksen ominaislämpökapasiteetti [kJ/kgK],
ΔT_{liuos}	liuoksen meno- ja paluulämpötilojen erotus [K]
ρ	liuoksen tiheys [kg/m ³],
Q	liuoksen tuotto eli tilavuusvirta [m ³ /s],
v	liuoksen virtausnopeus [m/s],
A_s	putken sisäpuolen poikkileikkausala [m ²].

Putkivirtauksen painehäviö Δp [Pa] lasketaan kaavalla (2.15).

$$\Delta p = \left(\sum \zeta + \frac{\xi L}{d_s} \right) \frac{\rho v^2}{2} \quad (2.15),$$

jossa

ζ	kertavastus [-],
ξ	virtauksen kitkakerroin [-],
L	putken pituus [m],
d_s	putken sisähalkaisija [m].

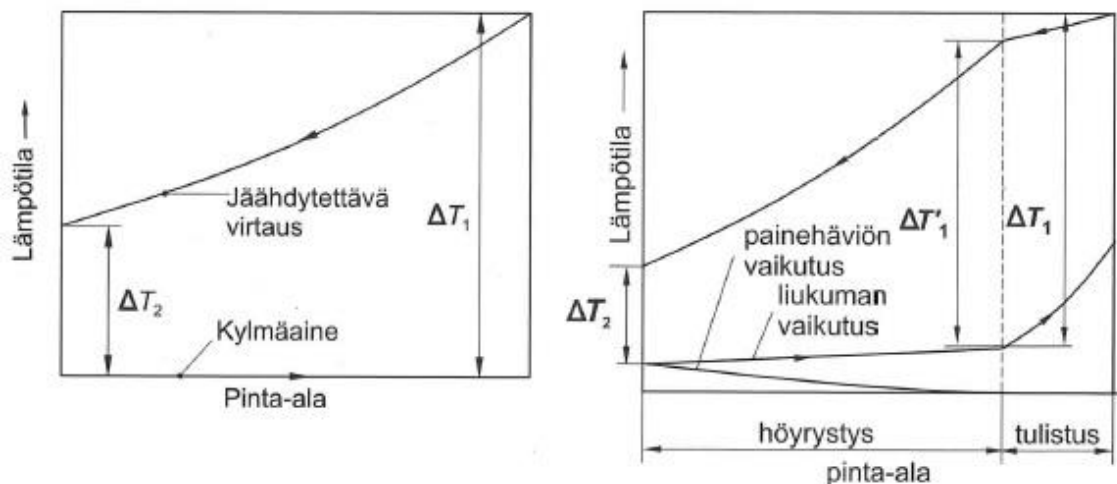
Tässä esitetyt kaavat ovat lähteestä Aittomäki & Kianta (2003, 32–34). Putkivirtaukselle määritellään lisäksi erilaisia reunaehtoja, esimerkiksi nesteen virtausnopeuksille ja keskimääräisille painehäviöille on määritelty kokeellisia raja-arvoja. Kitkakerrointen, kerta- ja kaksivastusten laskentaan ja muuhun putkimitoitukseen liittyviä laskukaavoja löytyy alan kirjallisuudesta.

2.4.2 Kylmäaineputkien mitoitusperiaatteita

Kylmäaineiden virtauspainehäviöiden laskentaan löytyy laskentakaavoja kylmäalan kirjallisuudesta. Saatavilla on myös valmiita ohjelmia, jolla laskenta putkille voidaan suorittaa. Käytännön putkimitoitusta voidaan tehdä myös ns. ekvivalentin putkipituuden ja siihen liittyvien taulukoiden avulla. Menetelmästä löytyy lisätietoa lähteestä (Hakala & Kaappola 2013).

2.5 Lämmönsiirtimen lämpötilakaavio

Lämmönsiirtimen lämpötilakaavio on graafinen tapa esittää siirtimessä tapahtuvia lämpötilamuutoksia. Lämpötilakaaviossa pystyakseli on lämpötila ja vaakakseli siirtimen pinta-ala tai sijainti virtaussuunnassa. Kaavioon piirretään yleensä vain kahden aineen virtaus. Jos aineet virtaavat eri suuntiin, kyseessä on vastavirtaus. Myötävirtauksessa aineet virtaavat samaan suuntaan, jolloin lämmönsiirto on heikompaa. Todelliset lämmönsiirtimet ovat usein molempien virtaustyyppien yhdistelmiä.

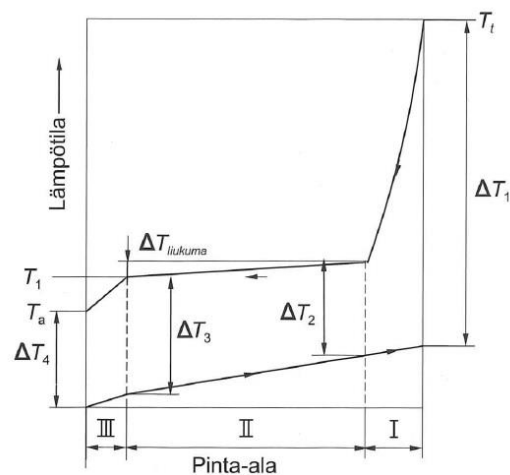


Kuva 4: Vastavirtahöyrystimen lämpötilakaavioita (Aittomäki 2008, 176).

Kuvassa 4 on esitetty vastavirtahöyrystimen lämpötilakaavioita. Molemmissa kaavioissa on faasimuutoksena höyrystyminen kylmäainepuolella, mutta oikeanpuoleisessa kaaviossa huomioidaan myös tulistus, painehäviö ja lämpötilaliukuma. Kuvasta nähdään, että painehäviön vaikutuksesta kylmäaineen höyrystyslämpötila laskee, mikä kasvattaa

lämpötilaeroa eli siirtimen teho kasvaa. Toisaalta kylmäaineen mahdollinen liukuma pienentää lämpötilaeroa. Joillakin seoskylmäaineilla höyrystyminen ja lauhtuminen ei tapahdu vakio­lämpötilassa, vaan lämpötila muuttuu höyrypitoisuuden mukaan.

Lämmönsiirtimen asteisuudeksi sanotaan jäädytettävän ja lämmitettävän fluidin minimilämpötilaeroa, *kuvassa 4* asteisuus on ΔT_2 . Toisaalta puhutaan myös tulistuksen asteisuudesta, ja silloin tarkoitetaan tulistustilalämpötilan sekä jäädytettävän virtauksen sisään­tulolämpötilan erotusta. Mitä pienempi asteisuus siirtimelle halutaan, sitä suurempi läm­mönsiirtopinta-ala tarvitaan. Pieni asteisuus vähentää höyrystimen ja lauhtuttimen läm­pötilaeroa, mistä seuraa kompressorin painesuhteen pieneminen eli energiatehokkuuden paraneminen. Asteisuus on yleensä 2-5 K.



Kuva 5: Vastavirtalauhduttimen lämpötilakaavio (Aittomäki 2008, 203).

Vastavirtalauhduttimen lämpötilakaavio on *kuvassa 5*. Kuvan ylempi käyrä esittää kylmäainetta, alempi neste- tai ilmavirtausta lauhduttimen tyypistä riippuen. Kaaviossa näkyvät kylmäaineen varsinaisen lauhtumisen (II) lisäksi alijäädytyksen (III) ja tulistusosan (I) lämpötilamuutokset. Todelliset kylmäaineen lämpötilat ovat painehäviöiden vaikutuksesta matalammat. Lämpötilaliukuma lauhduttimessa laskee lauhtumislämpötilaa, tilanne on täten päinvastainen kuin höyrystimessä.

3. ILMANVAIHTOJÄRJESTELMÄN KÄYTTÖ JÄÄHDYTYKSEEN

3.1 Periaate

Rakennuksen jäähdytys voidaan toteuttaa jäähdyttämällä pelkästään rakennuksen ilmanvaihtojärjestelmän tulo- tai kierrätysilmaa. Tällöin puhutaan myös ilmajäähdytyksestä tai ilmastoinnin jäähdytyksestä. Tämän lisäksi tiloja voidaan jäähdyttää tilakohtaisilla jäähdytyslaitteilla. Keskitetyssä tavassa tilojen jäähdytyslaitteet kytketään yhteen järjestelmään tuloilmanjäähdytyksen kanssa. Vaihtoehtoisesti tilojen jäähdytys ja tuloilmanjäähdytyksen voidaan toteuttaa erillisesti, toisistaan riippumattomina.

3.2 Ilmanvaihtojärjestelmätyypit

Ilmanvaihtojärjestelmän tyyppi vaikuttaa rakennuksen jäähdytysjärjestelmän toteutukseen. Käytännössä toimistorakennuksilla on käytössä kaksi tyyppiä, vakioilmavirtainen ja muuttuvilmavirtainen ilmanvaihtojärjestelmä.

3.2.1 Vakioilmavirtainen ilmanvaihtojärjestelmä

Vakioilmavirtajärjestelmissä jäähdytettäviin tiloihin puhallettava ilmavirta pidetään nimensä mukaisesti vakiona. Järjestelmästä käytetään myös nimitystä CAV (engl. *Constant Air Volume*). Jäähdytystehoa voidaan säätää ainoastaan tuloilman lämpötilaa muuttamalla, mutta lämpötilaa ei voida vedon tunteen ja ilman kosteuden tiivistymisen takia laskea liian alas. Ongelmana on myös se, että keskitetyssä vakioilmajärjestelmässä puhallusilman lämpötila on kaikilla tuloilmalaitteilla suunnilleen sama riippumatta tilan todellisesta jäähdytystehontarpeesta. Tämä pahimmillaan johtaa joidenkin tilojen ylijäähdyttämiseen. Tästä seuraa, että vakioilmajärjestelmälle on määriteltävissä maksimijäähdytysteho, jonka saavutettuaan lisjäähdytyksen saamiseksi rakennuksessa on käytettävä tilakohtaisia jäähdytyslaitteita tai vaihdettava tuloilmajärjestelmän tyyppiä.

3.2.2 Muuttuvilmavirtainen ilmanvaihtojärjestelmä

Rakennuksen ilmanvaihtojärjestelmää, jossa huonetiloihin tulevan ilman määrää voidaan säätää tarpeen mukaan, kutsutaan muuttuvilmavirta- tai ilmamääräsäätiseksi järjestelmäksi. Myös lyhenne VAV (engl. *Variable Air Volume*) on yleinen varsinkin kansainvälisissä julkaisuissa.

Järjestelmässä tuloilmalaitteelle tuleva ilma on viileämpää kuin huoneilma kaikkina vuodenaikoina. Huonetilan jäähdytystehoa säädetään muuttamalla ilmavirtaa tuloilmalaitteen

avulla. Jos tilan jäähdytystehontarve kasvaa, ilmavirtaa kasvatetaan. Jos vierekkäisissä tiloissa on hyvin erilainen jäähdytystarve, saatetaan optimaalisen sisäänpuhallusilman lämpötilan takia tuloilmalaite varustaa jopa jälkilämmityspatterilla.

VAV-järjestelmä sopii hyvin tiloihin, joiden lämpökuorman ja raitisilman tarve on samaan aikaan suuri. Tyypillisiä tällaisia tiloja ovat tilat, joissa on paljon ihmisiä, kuten kokoontumis- ja neuvottelutilat. Jos tilan jäähdytystehon tarve ei ole suuri, järjestelmä sopii myös toimistoihin. Jos tiloissa puolestaan on paljon ihmisten lukumäärästä riippumaton lämpökuormaa, kuten sähkölaitteita tai auringon säteilyä, soveltuu VAV-järjestelmä huonosti kohteeseen. Suuret ilmavirrat nostavat järjestelmän kanaviston ja ilmanvaihtokoneiden mitoituskokoa, mikä johtaa myös rakennuksen tilantarpeen kasvuun. Näiden yhteisvaikutuksesta rakennuksen investointikulut kasvavat. Suuren ilmanvaihtokoneen energiankulutus nostaa myös järjestelmän käyttökuluja.

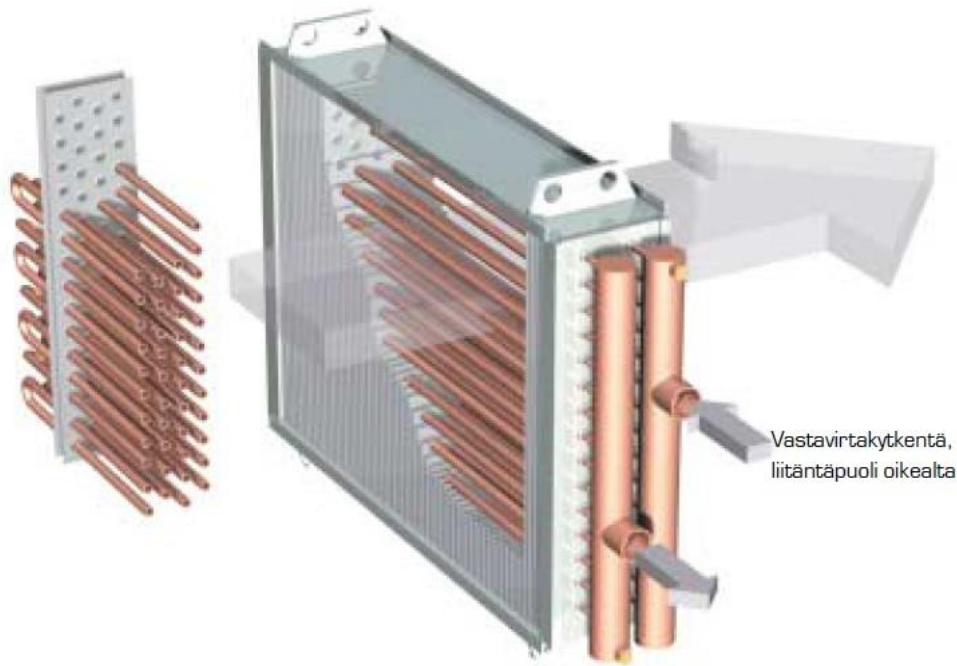
Parhaimmillaan muuttuvailmavirtaisen järjestelmän valinta tarkoittaa, rakennuksen tilakohtaiset jäähdytyslaitteet voidaan jättää kokonaan pois. Silloin jäähdytysjärjestelmään kytketään vain muuttuvailmajärjestelmää palvelevat tuloilmajäähdytyspatterit. VAV-järjestelmiä rakennettiin toimistorakennuksiin varsinkin 1980-luvulla ja niitä on edelleen paljon käytössä. Tietotekniikan yleistymisen myötä kasvaneet lämpökuormat ovat johtaneet VAV-järjestelmän epäsuosioon tilakohtaisia jäähdytyslaitteita hyödyntäviin vedenjäähdytysjärjestelmiin verrattuna.

3.3 Ilmanvaihtokoneen jäähdytyspatteri

Ilmanvaihtokoneessa ulko- tai kiertoilma jäähdytetään tuloilmajäähdytyspatterin avulla. Jäähdytys voidaan toteuttaa viileällä vedelle, liuoksella tai suoraohyrysteisesti kylmäaineella esimerkiksi VRF-järjestelmään kytkettynä.

3.3.1 Tuloilmanjäähdytys vesipatterilla

Ilmanvaihtokoneen tuloilmanjäähdytyspatterin tehtävä on ensisijaisesti jäähdyttää kesällä lämmin ulkoilma sopivaan lämpötilaan. Tuloilmakanavaan asennettavan patterin rakenne esitetään *kuvassa 6*. Sisäänpuhallusilman lämpötila on riippuvainen halutusta jäähdytystehosta, ilmanjakotyypistä ja huonekohtaisista jäähdytyslaitteista. Vedon välttämiseksi tuloilman lämpötila ei saa olla liian matala, yleensä lämpötila vaihtelee välillä +15 – +20 °C.



Kuva 6: Havainnekuva kanavaan asennettavasta lamellilämmönsiirtimestä (Fläktwoods 2003,6).

Jäähdytyspatterin toinen tehtävä on kuivata tuloilmaa, jolla pienennetään sisäilman kosteuskuormaa ja huonejäähdyttimien kondenssiriskiä. Vaikka ulkoilmaa ei olisikaan tarkoitus kuivata, siltä ei voida välttyä, jos jäähdytyspatterin pintalämpötila on alle kastepisteen. Tarpeetonta kuivaamista tulee välttää, koska se kasvattaa käyttökustannuksia latentin jäähdytystehon osuuden kasvaessa. Veden tiivistymisen takia jäähdytyspatteri tulee aina varustaa kondenssivesialtaalla ja vesilukollisella viemäryhteellä veden poistamiseksi. Vesilukon tulee olla rakenteelta sellainen, että se toimii kuivanakin, sillä kuivuessaan normaali vesilukko päästää tuloilmakanavan alipaineen johdosta viemäriin ilmaa kanavistoon. Samalla pahimmillaan estyy kondenssiveden pääsy viemäriin ja allas tulvii.

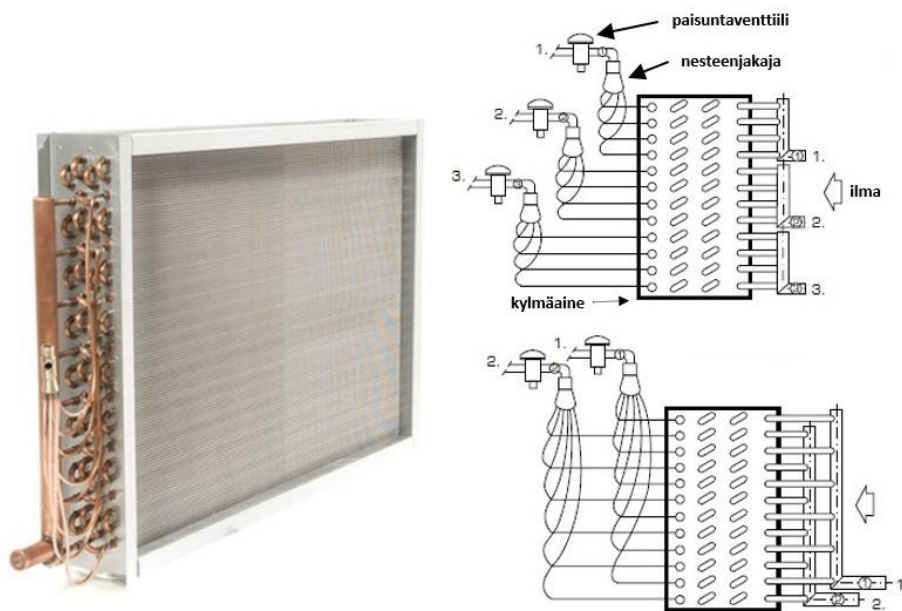
Jäähdytyspatteria voidaan jäähdyttää vedenjäähdytyskoneella, jolloin meno- ja paluuvedenlämpötilat ovat tyypillisesti 7 °C / 12 °C. Kaukojäähdytyksellä toteutettuna on sisään menevän jäähdytysveden lämpötila korkeampi, noin 10 °C. *Sivulla 38 kuvassa 18* esitetään yksi tapa kytkeä tuloilmapatteri vedenjäähdytysjärjestelmän jakeluverkostoon. Patteri saatetaan liittää verkostoon myös omalla kiertopumpulla ja 2- tai 3-tieventtiilikytkennällä.

Jäähdytyspatterin mitoituksessa pitää huomioida seuraavat rajoitteet. Kondensoituvat vesipisarot eivät saa tempautua ilmavirran mukaan, joten ilmavirran nopeus pitää rajoittaa suunnilleen arvoon 2,5 m/s tai laite pitää varustaa pisaranerottimella. Myöskään lamelliväli ei saa olla liian pieni, jäähdytyspattereilla se on tyypillisesti 2 – 3 mm. Suuret ilmavirran nopeudet ja pienet lamellivälit kasvattavat myös järjestelmän painehäviötä. (Sandberg 2014a, 173.)

3.3.2 Tuloilmanjäähdytys suora höyrystinpatterilla

Suora höyrystein ilmanvaihtokoneen jäähdytyspatteri jäähdyttää ja kuivattaa tuloilmaa, eikä patterin ominaisuudet juurikaan eroa vesikiertoisten tuloilmapatterin periaatteista. Suora höyrysteisessä jäähdytinpatterissa jäähdytysteho saadaan aikaiseksi veden lämpötilamuutoksen sijaan patterin putkiston sisäpuolella höyrystyvän kylmäaineen avulla.

Suora höyrystein lamellipatteri esitetään *kuvassa 7*. Kylmäaine kulkee paisuntaventtiilin kautta nestejakajaan, jossa neste syötetään lämmönsiirtimeen. Patteri voidaan toimittaa kahdessa tai useassa tehoportaassa jakamalla kylmäaine usealle paisuntaventtiilillä. Vastavirtakytkentä on yleisin kytkentätapa parhaan tehon saavuttamiseksi. Lamellipattereita on saatavilla useita eri kokoyhdistelmiä halutun kanavan mukaan, esimerkiksi koosta 200 x 200 mm kokoon 3500 x 2400 mm. Materiaalit voidaan valita välinaineen mukaan, yleensä lamellit ovat alumiinia ja putket kuparia. (Fläktwoods 2003, 9).



Kuva 7: Suora höyrystein lamellipatteri (perustuu lähteeseen Fläktwoods 2003).

4. ILMASTOINNIN JÄÄHDYTYKSESSÄ KÄYTETTÄVÄT KOMPRESSORITYYPIT JA SÄÄTÖTÄVÄT

4.1 Kompressorikoneikkojen tiiveysluokat

Kompressorikoneet luokitellaan rakenteensa mukaan kolmeen tiiveysluokkaan: avoimet, hermeettiset ja puolihhermeettiset. Avoimissa kompressoreissa sähkömoottori on kompressorin kuoren ulkopuolella ja pyörimisliike välitetään kuoren läpi menevän akselin avulla. Akselin tiiviste on koneen rakenteellisesti vaikein yksityiskohta. Avoimessa kompressorissa voidaan käyttää vakiomoottoreita. Hermeettisessä eli täysin suljetussa kompressorissa sähkömoottori ja akseli ovat kuoren sisäpuolella eli kontaktissa kylmäainekaasuun. Koska kuori on kaasutiiviisti umpeen hitsattu, laitteen korjaus ei ole mahdollista. Puolihhermeettinen kompressor on myös kaasutiiviisti rakennettu, mutta rakenne on jälkikäteen purettavissa korjausmahdollisuuden säilyttämiseksi. Ulkoisesti rakenteen voi yleensä päätellä puolihhermeettisen kompressorin rungossa olevista pulteista, joita hermeettisellä koneella ei ole. Täysin hermeettisiä jäähdytyskompressoreita tehdään noin 50 kW sähkötehoon asti.

4.2 Kompressorityypit

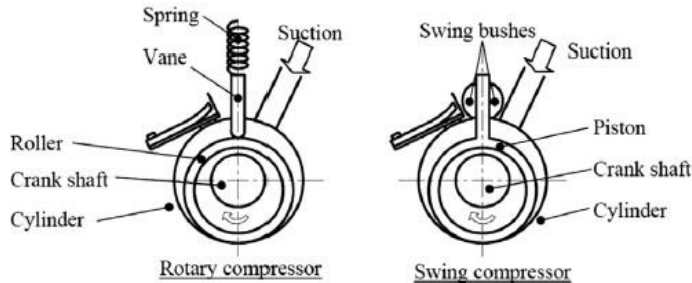
Tässä kappaleessa esiteltävät kompressorityypit ovat rotaatio-, kierukka- ja ruuvikompressorit. Vaikka työn laskentavaiheeseen valituissa järjestelmissä esiintyy lopulta ainoastaan kierukkakompressoreita, myös muita vertailun järjestelmissä yleisesti käytettäviä tyyppiejä käydään läpi.

4.2.1 Rotaatiokompressorit

Rotaatiokompressoreita eli kiertomäntäkompressoreita käytetään varsinkin pienen teholuokan kompressoreissa. Sähkömoottori pyörittää akseliin epäkeskeisesti kiinnitettyä mäntää kiinteätä ulkokehää vasten, jolloin männän ja ulkokehän väliin jäävä tila puristuu männän liikkeessä kohti paineventtiiliä. Ulkokehässä on jousella varustettu luistin, joka on koko syklin ajan painautuneena mäntää vasten. Mäntä ja luistin sulkevat sylinterin sisälle samanaikaisesti kaksi tilaa, joista toinen puristaa ja toinen imee kylmäainetta. (Wang 2001, 11.9.)

Rotaatiokompressoreihin kuuluu myös joidenkin valmistajien käyttämä swing-kompressorit. Rotaatiokompressoreiden ongelmana ovat olleet vuodot luistin ja männän kosketus-

pinnassa sekä kontaktista aiheutuva kuluminen, värinä ja ääni. Ratkaisuna ongelmaan luistin ja mäntärenkas sulautettiin yhteen yhdeksi kiinteäksi osaksi ja luistinpesä muotoiltiin ja tiivistettiin eritavalla, *kuva 8*. Lopputuloksena on energiatehokkaampi kompressor, joka kestää isoja paine-eroja paremmin.

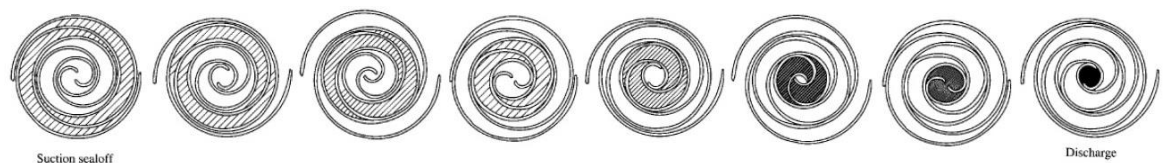


Kuva 8: Rotary- ja swing-kompressorien toimintaperiaate (Zhang et al. 2015, 1387).

Markkinoilla on myös twin rotary -kompressoreita eli kaksoisrotaatiokompressoreita. Nimensä mukaisesti niissä on yhden männän sijaan kaksi 180 asteen vaihe-erolla toimivaa mäntää. Ratkaisulla tasapainotetaan rakenteisiin kohdistuvia voimia ja momenteja, mikä vähentää värähtelyä ja äänentuottoa sekä mahdollistaa matalan 12 Hz pyörimisnopeuden. Lisäksi energiatehokkuus on parempi kuin perinteisissä rotaatiokompressoreissa. (Okoma et al. 1990, 541–547).

4.2.2 Kierukkakompressorit

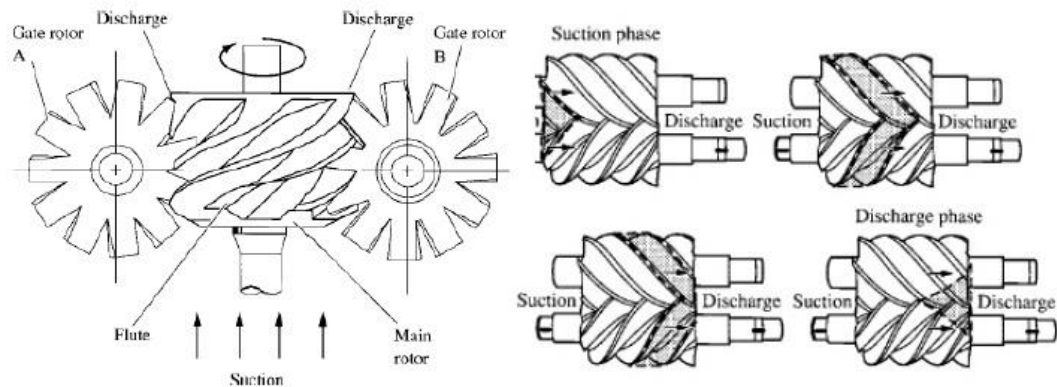
Kierukka eli scroll-kompressorissa on kaksi identtistä kierukkaa, joista toinen on kiinteästi paikallaan runkoon kiinnitettynä ja toista pyörittää kompressorin akseli. Yleensä alempi kierukkaa pyörii ympyrärataa paikallaan olevan ylemmän kierukan sisällä. Imukaasu tulee kierukan ulkokehälle, josta se imeytyy kierukan sisälle muodostuvaan kaasutaskuun. Kiertoprosessissa kierukat sulkevat sisäänsä useita kaasutaskuja, joiden tilavuus pienenee pyörimisliikkeen edetessä ja kaasu puristuu kohti laitteen yläosassa olevaa paineporttia. Kun tavoitepaine saavutetaan, paineportti aukeaa ja kierukka puristaa kaasutaskun tilavuuden paineputkeen.



Kuva 9: Kierukkakompressorin imuprosessi (Wang 2001, 11.10).

4.2.3 Ruuvikompressorit

Ruuvikompressoreita on kahta tyyppiä, yksi- ja kaksiruuvisia, *kuva 10*. Kaksiruuvisessa kompressorissa on rinnakkain kaksi epäsymmetristä ruuvia, jotka pyöriessään muodostavat ruuvien ja rungon väliin tilavuuttaan muuttavan kaasutaskun. Puristuksen alkuvaiheessa ruuvien pyörimisliike muodostaa matalapainepuolen imuporttiin yhteydessä oleva kaasutaskun, joka laajetessaan imee kaasua sisäänsä. Pyörimisliikkeen jatkuessa kaasutasku sulkeutuu ja siirtyy akselin suuntaisesti puristuen lopulta paineportista korkeapainepuolella. Yksiruuvisella kompressorilla puristustilan muodostavat sen sijaan yksi ruuvi ja siihen kohtisuoraan kytketyt kaksi sakara- eli sulkupyörää. Pääroottorin ruuvi, sulkupyörän sakara ja runko muodostavat suljetun kaasutilan, joka puristuu kohti ruuvin päätyä ja vapautuu paineportin kohdalta. Laajalti hyödynnetyn kaksoisruuvikompressorin hyötysuhde on hieman parempi kuin yksiroottorisen.



Kuva 10: Yksiroottorisen (vas.) ja kaksiroottorisen (oik.) ruuvikompressorin toimintaperiaate (Wang 2001, 11.11.2).

4.3 Kompressorien tehonsäätö

Ilmastoinnin jäädytyksessä käytettävien kompressorien kaksi tärkeintä tehonsäätötapaa ovat on/off-säätö ja kierrosnopeussäätö. Lisäksi on muutama vain jollekin tietylle kompressorityypille ominaisia tehonsäätötapoja.

4.3.1 On/off-säätö

Perinteisesti kylmäkoneiden tehoa säädetään kytkemällä ja sammuttamalla kompressoreja eli ns. on/off-säädöllä. Tavallisesti ohjaus tapahtuu painekeytimillä. Kun vakionopeuksinen kompressorikäy, se käy aina täydellä teholla. Kun jäähdystystehon tarve vähenee, alkaa matalapainepuolen paine laskea. Kun imupaine laskee painekeytimen alarajan alle, sammutetaan kompressorikäy. Jäähdystysprosessi ei kuitenkaan pysähdy, ts. höyrystimessä kylmäaine jatkaa höyrystymistään niin kauan kuin nestettä on höyrystimessä ja höyrystymislämpötila pysyy ympäristön lämpötilan alapuolella. Matalapaine alkaa

nousta ja korkeapaine laskea. Kun imupaine ylittää painekeytkimen raja-arvon, käynnistetään kompressorin jälleen. Tehonsäädölle on tyypillistä lauhtumis- ja höyrystymislämpötilan huojunta, mikä heikentää energiatehokkuutta. Lisäksi jatkuva käynnistäminen ja pysäyttäminen on laitteistoa kuluttava. Mikäli laitoksessa on useita kompressoreja rinnan, käytetään säätöä on/off-portaittain.

4.3.2 Pyörimisnopeussäätö taajuusmuuttajalla

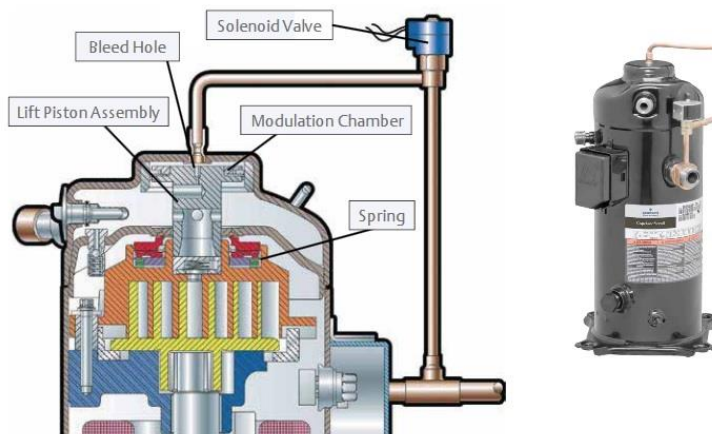
Sähkömoottoreiden portaattomaan pyörimisnopeussäätöön on kehitetty erilaisia elektronisia säätölaitteita, joista tyypillisin on taajuusmuuttaja. Taajuusmuuttajalla voidaan säätää konetta sen oikosulkumoottorin välityksellä. Taajuusmuuttajasta on tullut yleinen tapa säätää varsinkin kylmäkoneiden kompressorien, mutta myös pumppujen ja puhaltimien pyörimisnopeutta. Kierrosnopeuden säätö sopii hyvin kylmälaitoksen tehonsäätöön, sillä jäähdysteho on verrannollinen kompressorin tuottaman massavirran kautta kierrosnopeuteen. Kompressorin pyörimisnopeutta voidaan säätää imupaineen mukaan ja säädön ansiosta imupaine saadaan vakaaksi vaikka tehonvaihtelut olisivat suuria. Taajuusmuuttajia käyttämällä kompressorien energiankulutus pienenee ja prosessin säädettävyys paranee. Käytännön laskelmat ovat osoittaneet, että taajuusmuuttajakäyttöinen kompressorin kuluttaa noin 30 % vähemmän energiaa verrattuna samalaiseen vakio-nopeuskäyttöiseen kompressorin. Taajuusmuuttaja voi olla oma erillinen laite tai integroituna osaksi kompressorin tai moottorin. (Kaappola *et al.* 2014, 168–169.)

Taajuusmuuttaja muuttaa moottorille syötettävän virran taajuutta ja jännitettä. Taajuutta laskemalla pienenee moottorin akselin pyörimisnopeus, mutta samalla laskee moottorin vääntömomentti, ellei taajuuden ja jännitteen suhdetta pidetä vakiona. Jännitettä kasvatamalla saadaan moottorin momentti pysymään korkeana lukuun ottamatta kaikista matalimpia kierrosnopeuksia (0–20 Hz). (Cooltools 2009, 65–66.) Kompressorilla käytettävää kierrosnopeusaluetta rajoitetaan yleensä myös muista syistä, kuten öljynpaine, moottorin jäähdytys tai maksimiottoteho.

Kylmälaiteessa voi olla useita kompressoreja, jolloin vähintään yhtä erikoisvalmisteista kompressorin ohjataan taajuusmuuttajasäädöllä ja muita vakio- tai pyörimisnopeudella toimivia kompressoreita käynnistetään askelmaisesti tehon tarpeen kasvaessa. Jos taajuusmuuttajasäädön perässä on vain yksi kompressorin, tulee sen käyntiaika olemaan muita kompressoreita isompi. Esimerkiksi joillakin VRF-valmistajilla pyörimisnopeuden säätöä käytetään kaikilla kompressoreilla, jolloin kompressoreja voidaan ajaa paremmalla hyötysuhteella ja lisäksi kompressorit kuluvat tasaisemmin. Jos yhteen taajuusmuuttaja-ohjattuun kompressorin tulee vikatilanne, osa kapasiteetista menetetään, mutta toinen kompressorin pystyy edelleen säätämään järjestelmän tehoa portaattomasti.

4.3.3 Digital scroll-säätö

Joidenkin kierukkakompressorien tehonsäätöön voidaan käyttää digital scroll-tyyppisiä kompressoreja. Kompressorin rakennetaan niin, että toinen kierukka pääsee liikkumaan pystyakselilla männän ja jousen ohjaamana, *kuva 11*. Kompressorin yläosassa on kammiot, johon korkeapainetila on yhdistetty männän ja vuotoreiän avulla. Lisäksi rungon ulkopuolella on kammiosta imupainepuolella yhdistetty putkireitti, johon on kytketty PWM-solenoidiventtiili (engl. *Pulse Width Modulation*). (Copeland 2016.)



Kuva 11: Copeland digital scroll -kompressorin rakenne (Copeland 2016).

Kompressorilla on kaksi ajotilaa, kuormitettu ja kuormittamaton. Kuormitettu tila on kompressorin normaali käyntitila, jossa jousi pitää kierukat pystysuunnassa toisiaan vasten ja kaasu puristuu kierukoiden muodostamissa kaasutaskuissa. Kun halutaan ajaa kompressoria kuormittamattomana, avataan PWM-venttiili ja kammion paine laskee tasausputken kautta imupuolelle. Kammion ja korkeapainepuolen välille muodostuu painero ja kun paine-eron ansioista mäntään kohdistuva voima ylittää jousivoiman, ylempi kierukka nousee irti alemmasta. Kompressorin jatkaa pyörimisliikettä, mutta kaasun takaisinvirtaus kierukoiden ylä- ja alapuolelta estää sitä puristumasta. Kuormitettu tila palautetaan sulkemalla PWM-venttiili, vuotoreiän avulla kammion paine palautuu tasapainoon korkeapainetilan kanssa ja jousi palauttaa kierukat takaisin yhteen. Kuormitetun ja kuormittamaton pulssijakson ajallista suhdetta säätämällä saavutetaan 10 – 100 % tehonsäätö. Yksi pulssi voi olla ajankestoltaan esimerkiksi 10 – 20 sekuntia ja sen aikana solenoidi vaihtaa kerran tilaa. Nimi ”digitaalinen” tulee siitä, että solenoidiventtiili on binaarinen eli sillä on vain kaksi mahdollista ajotilaa. Kun säätötapaa verrataan kierrosnopeussäätöön, etuna on mm. edullinen ja kestävä rakenne, jatkuvasti tehokas öljyvoitelu sekä sähkömagneettiset häiriöiden ja tilantarpeen vähentyminen. Heikomman energiatehokkuuden takia säätörakenteen käyttö on kuitenkin vähentynyt uusissa VRF-järjestelmissä. (Copeland 2016.)

4.3.4 Ruuvikompressorin luistinsäätö

Ruuvikompressorin tehonsäätö voidaan toteuttaa pyörimisnopeussäädön lisäksi säätöluistilla. Luistinsäädössä öljynpaineen avulla siirretään luistia ruuvin akselin suunnassa. Toteutustavasta riippuen luistin asennon mukaan säätyy imuportin sulkeutumiskohta, paineportin avautumiskohta tai kaasuun ohitusreitti painepuolelta imupuolella. Lisäksi öljyruiskutus on elintärkeää ruuvikompressorin toiminnalle. Öljykalvo tiivistää ja voitelee roottorien pinnat sekä jäähdyttää kompressoria. Öljyn käyttö on usein niin runsasta, että järjestelmään tarvitaan tehokas öljynerotin ja öljyjäähdytin. (Aittomäki 2008, 159–161.)

5.2 Jäähdytysveden jakeluverkosto

Jäähdytysveden jakeluverkosto käsittää rakennuksen tilakohtaiset jäähdytyslaitteet, jäähdytyslaitteet ja vedenjäähdytyskoneen yhdistävän putkiverkoston ja verkostoon liittyvät apulaitteet. Jakeluverkostossa saattaa olla useita vedenkiertopiirejä rinnan, esimerkiksi puhallinkonvektorit ja palkkiverkostot voivat toimia omina piireinään. Rakennusta jäähdyttävä verkosto kytketään tasaussäiliön välityksellä ensiöpiiriin, jolloin kaksi piiriä yhdessä muodostavat jäähdytysveden jakeluverkoston eli yhden suljetun järjestelmän. Hakala & Kaappola (2013, 212) nimeävät nämä piirit vastaavasti toisio- ja ensiöpiiriksi siten, että jälkimmäinen on yhteydessä vedenjäähdytyskoneen höyrystimeen, kuten *kuvasta 12* nähdään. Fyysisesti piirit sijaitsevat niin, että toisiopiiri sisälaitteineen on rakennuksen sisällä. Konehuoneessa puolestaan ovat toisiopiirin pumppu, tasaussäiliö, ensiöpiiri kokonaisuudessaan sekä vedenjäähdytyskone.

5.2.1 Ensiöpiiri

Vedenjäähdytyskoneen höyrystimen ja tasaussäiliön väliin jäävä vesipiiri on ensiöpiiri, *kuva 12*. Ensiöpiirin pumpun (*PI*) virtaama pitää mitoittaa vähintään yhtä suureksi kuin toisiopiirin, jotta rakennuksen jäähdytysverkosta palaava lämminvesi ei sekoitu suoraan takaisin jäähdyttävään verkostoon. Ensiöpiirissä käytetään yleensä vain vakiovirtauspumppua, sillä virtauksen muuttuminen saattaa aiheuttaa ongelmia koneen säätölaitteissa ja toiminnassa. Ensiöpiirin painehäviö on yleensä alueella 50–100 kPa.

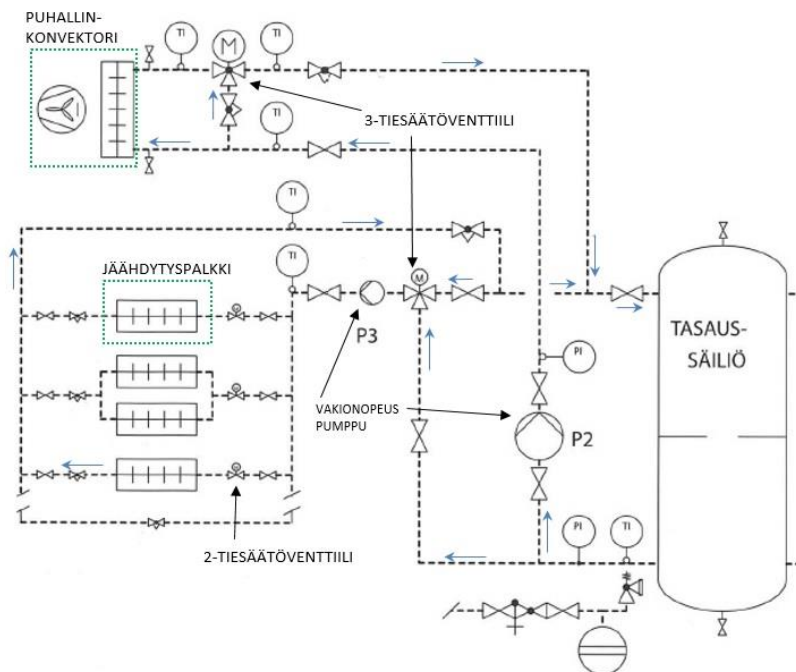
Höyrystimessä jäähdytysvettä jäähdytetään 5 – 10 astetta siten, että +6 – +10 °C tavoitelämpötila ensiöpiiriin lähtevälle vedelle saavutetaan. Mitä suuremmaksi jäähtyvän veden lämpötilaero kasvatetaan, sitä pienemmäksi tulevat jäähdytysveden virtaama, putkisto ja pumppauskustannukset. Toisaalta mitä suuremmaksi lämpötilaero mitoitetaan, sitä suuremmat lämmönsiirtopinta-alat sisälaitteilta ja höyrystimeltä vaaditaan. Höyrystimet voivat olla tyypiltään esimerkiksi moniputki-, levy- tai koaksiaalihöyrystimiä. Vedenjäähdytyskonetta ohjataan yleensä ensiöpiirin veden lämpötilan mukaan. Lisäksi höyrystimeen asennetaan jäätymistermostaatti, joka pysäyttää koneen jos höyrystimen veden lämpötila laskee alle asetusarvon.

Tasaussäiliö jakaa jäähdytysverkoston ensiö- ja toisiopiiriin. Tasaussäiliötä käytetään vedenjäähdytysjärjestelmissä, jotta saadaan tasaisemmat kompressorin käynti- ja seisontajaksot. Säiliön avulla voidaan toteuttaa myös vakiovirtaus höyrystimen läpi vaikka toisiopiiri olisi muuttuvavirtauksinen. Tasaussäiliö vaimentaa lisäksi jäähdytysverkoston lämpötilan vaihtelua.

5.2.2 Toisiopiiri

Jakeluverkoston toisiopiirissä voi olla vakio tai muuttuva vesivirtaus sen mukaan onko toisiopiirin pumppu vakionopeuspumppu vai pyörimisnopeussäädetty pumppu. *Kuvassa 12* on muuttuvavirtainen vedenjäähdytysjärjestelmä. Pumpun P2 säätöpiiri pyrkii pitämään verkoston loppupäässä mitatun paine-eron vakiona kierrosnopeutta säätämällä. Jos esimerkiksi osa konvektoreista kytketään pois käytöstä, niiden 2-tieventtiilit sulkeutuvat ja virtaus kasvaa muissa haaroissa. Paine-erolähetin huomaa muutoksen paine-eron kasvuna ja laskee kierrosnopeutta kunnes paine-ero on ennalta määritellyssä tavoitearvossa. Lopputuloksena pumppaussähkönkulutus pienenee, kun järjestelmä käy osatehoilla. Yleisesti voidaan sanoa, että mitä isompi vedenjäähdytysjärjestelmä, sitä kannattavampaa on käyttää toisiopiirissä kierrosnopeussäädettyä pumppua. Muuttuvavirtaisessa järjestelmässä puhallinkonvektorit kytketään yleensä verkkoon 2-tieventtiileillä *kuvan 12* mukaisesti.

Vedenjäähdytysjärjestelmän jakeluverkosto voidaan toteuttaa myös täysin vakiovirtaisena järjestelmänä, esimerkiksi *kuvan 13* mukaisesti. Molemmat toisiopiirin pumput (P2 ja P3) ovat silloin vakionopeuspumppuja, pumppu P2 palvelee puhallinkonvektoreja ja P3 jäähdytyspalkkeja. Molempien jäähdytyspatteripiirien virtausta säädetään kolmitieventtiilillä. Kolmitieventtiilisäätö pitää piirin virtauksen vakiona. Jäähdytyspalkkiverkostolla 3-tieventtiilikytkenällä lasketaan myös menoveden lämpötilaa seikoittamalla veteen paluuvettä. Verkostojen kokonaispainehäviöt riippuvat verkon rakenteesta ja pituudesta, mutta ovat yleensä välillä 60–150 kPa.



Kuva 13: Vakio virtaus toisiopiirissä ja 3-tieventtiilikytkentä (perustuu lähteeseen Hakala & Kaappola 2013, 214).

5.2.3 Jakeluverkoston putkimateriaalit ja instrumentointi

Jäähdytysvesijärjestelmien yleisimmät putkimateriaalien vaihtoehdot ovat teräs, ruostumaton teräs, kupari, muovi, sinkitty teräs ja komposiitti. Teräksen etuna ovat edullisuus ja muokattavuus. Liitokset tehdään hitsaamalla, kierre- tai laippaliitoksilla. Kierrelitoksia ei suositella kuitenkaan liuospiireille. Jäähdytysveden jakeluverkoston kaikki putket, hitsausseamat ja osat pitää eristää höyrytiivisti kondenssin ehkäisemiseksi. Teräsputket saatetaan myös joutua käsittelemään korroosionsuoja-aineilla. Ruostumattomalla teräksellä korroosiosuoja on luonnollisesti parempi, mutta hinta kalliimpi. Myös kupariputkia käytetään alle 54 mm putkihalkaisijalla, liitokset tehdään kovajuottamalla kapillaariosin ja puristusliitoksin. (Sandberg 2014b, 339–340.) Toimistorakennusten jakeluverkostoissa ruostumattoman teräksen ja hitsattujen saumojen käyttö on yleistynyt juuri hyvän korroosiosuojan takia, sillä täysin höyrytöihin eristerakenteen aikaansaaminen on usein haastavaa. Tiivisterenkaallisten puristeliitosten käyttö on kasvattanut suosiota kupariputkien lisäksi myös teräsputkistoissa, sillä asennustyöt voidaan tehdä kokonaan ilman tulitöitä.

Vedenjäähdytysverkoston instrumentointiin tulee kiinnittää huomiota. Verkostoon tulee asentaa vähintään yksi tai useampia ilmanerottimia, lämpömittareita, sulku-, ilmaus- ja tyhjennysventtiileitä. Ne helpottavat järjestelmä toiminnan seuraamista, huoltoja ja korjauksia. Nesteen lämpölaajenemisen takia pitää järjestelmässä olla riittävä määrä sulku- ja varoventtiilejä sekä paisunta-astia. Paisunta-astia sijoitetaan aina pumpun imupuolelle. Jotta jakeluverkosto voidaan tasapainottaa, pitää jäähdytyslaitteiden meno- ja paluuputkistojen välille asentaa linjasäätöventtiilit. Linjasäätöventtiileissä on usein myös huoltoa ja säätöä helpottavat tyhjennys- ja mittausyhteet. (Hakala & Kaappola 2013, 213.)

5.3 Vedenjäähdytyskoneet

Vedenjäähdytyskoneen tehtävä on jäähdyttää jakeluverkon nestekierto. Vedenjäähdytyskoneita voidaan kutsua ilma- tai nestelauhdutteisiksi sen mukaan mikä väliaine vastaanottaa kylmäkoneen lauhdelämmön. Lisäksi molemmista tyypeistä on olemassa ulko- ja sisäasenteiset versiot. Ulkoasenteisia nestelauhdutteisia vedenjäähdytyskoneita ei kuitenkaan käsitellä tässä työssä.

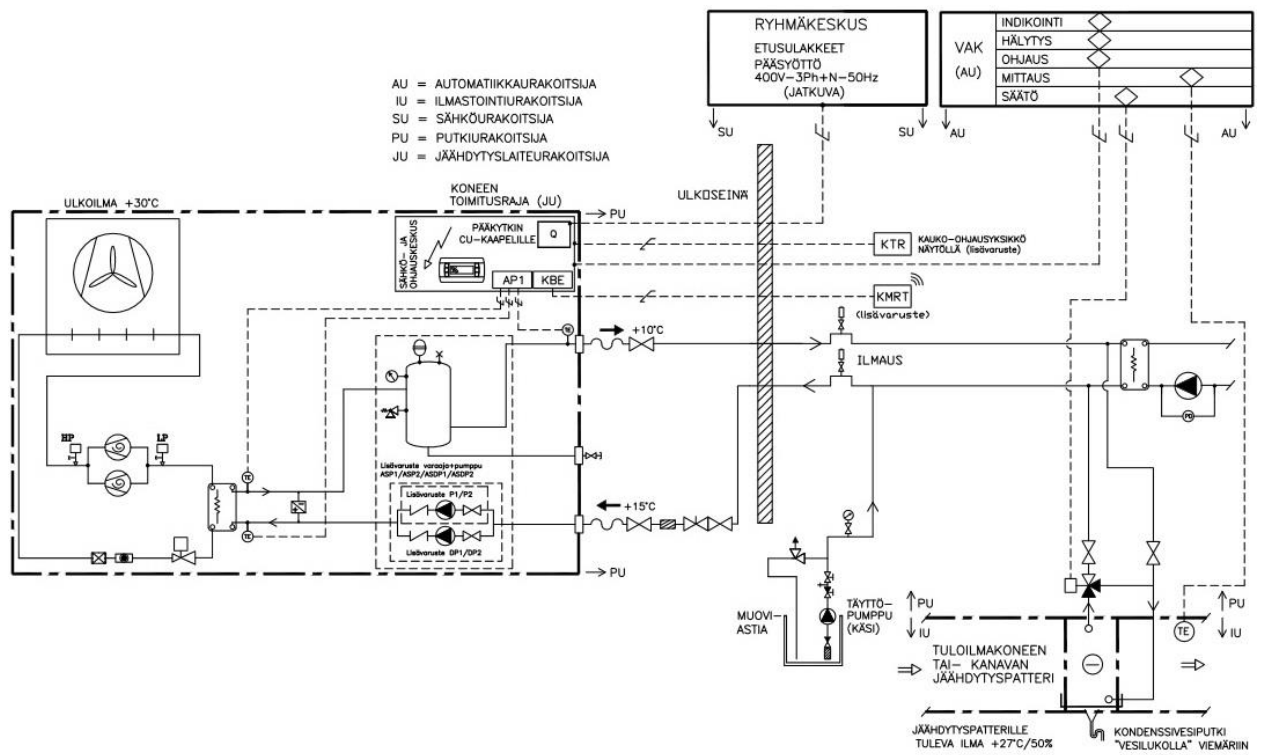
5.3.1 Ulkoasenteiset ilmalauhdutteiset vedenjäähdytyskoneet

Ulkoasenteinen vedenjäähdytyskone asennetaan kokonaan rakennuksen ulkopuolella, ilmalauhdutin ja sen puhaltimet on integroitu koneeseen ja koteloitu sään kestävästi. *Kuvassa 14 vasemmalla* on mallityyppi ulkoasenteisesta vedenjäähdytyskoneesta. Koneen etuna on kompakti rakenne ja ulkoasenteisuuden takia tekninen tila voidaan mitoittaa pienemmäksi. Lisäksi koko kylmäainepiiri saadaan eristettyä rakennuksen ulkopuolelle, kylmäainetäyttö ja koneen testaus voidaan tehdä valmistajan toimesta jo ennen asennusta kohteeseen.



Kuva 14: Ilmalauhdutteisia Carrier-vedenjäähdytyskoneita, vasemmalla ulkoasenteinen ja oikealla sisäasenteinen (Carrier 2017).

Ulkoasenteisessa vedenjäähdytyskoneessa osa jakeluverkostosta on ulko-olosuhteille alttiina, joten Suomen kylmissä sääolosuhteissa veden jäätyminen estämiseksi on piirissä käytettävä jäätyminenestoaineita. Yleisin ilmastoinnin jäähdytyksessä käytetty lauhde-
liuos on 30 – 40 tilavuusprosenttinen etyleeniglykoli. Liuoksen pitoisuutta muuttamalla voidaan säätää jäätympistettä. Glykolin osuus liuoskerrossa kannattaa minimoida kuitenkin vaarantamatta verkoston jäätymistä. Glykolin osuuden kasvaessa nousevat myös käyttökustannukset, sillä liuoksen tiheys ja viskositeetti kasvaa sekä lämmönsiirto heikentyy.

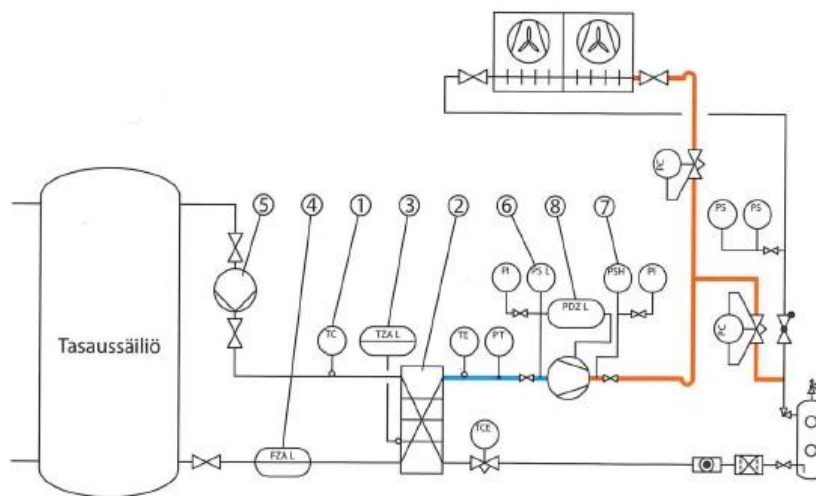


Kuva 15: Ulkoasenteisen vedenjäähdyttimen putkikaavio (Koja).

Ulkoasenteisen vedenjäähdytyskoneen tapauksessa jäätymisenestoaineita ei kuitenkaan yleensä käytetä rakennuksen sisäisessä jakeluverkostossa, joten vedenjäähdytyskoneen höyrystin- eli ensiöpiiri pitää erottaa jakeluverkostosta omaksi suljetuksi piiriksi, *kuva 15*. Ensiöpiirin ylimääräinen lämmönsiirrin jäähdyttää rakennuksen jakeluverkoston veden, mikä nostaa investointi- ja käyttökuluja. Jos rakennuksessa jäähdytetään vain tuloilmaa, voidaan kuitenkin höyrystinpiirin liuosta käyttää myös sellaisenaan tuloilmapattereilla.

5.3.2 Sisäasenteiset ilmalauhdutteiset vedenjäähdytyskoneet

Sisäasenteisen ilmalauhdutteisen vedenjäähdytyskoneen höyrystin, kompressoriteknikka ja säätölaitteet kootaan omaksi yksiköksi, joka asennetaan tekniseen tilaan. Kone voidaan jättää kokonaan koteloimatta ja malliesimerkki nähdään *kuvassa 14 oikealla*. Koneeseen kuuluva, mutta erillinen ilmalauhdutin asennetaan rakennuksen ulkopuolelle ja kytketään kylmäaineputkilla vedenjäähdytyskoneeseen. Tyypillinen kytkentäkaavio esitetään *kuvassa 16*. Tässä tyyppissä kylmäaineesiin liittyviä putkitöitä joudutaan suorittamaan teknisessä tilassa, ulkona ilmalauhduttimella ja näiden välisellä putkietäisyydellä. Mitä kauempana ilmalauhdutin sijaitsee vedenjäähdytyskoneesta, sitä enemmän kylmäainetta järjestelmään tarvitaan ja sitä suuremmaksi kylmäkoneen korkeapainepuolen painehäviöt muodostuvat.



Kuva 16: Sisäasenteisen ilmalauhdutteisen vedenjäähdytyskoneen kytkentäkaavio (Kaappola et al. 2011, 99).

5.3.3 Sisäasenteiset nestelauhdutteiset vedenjäähdytyskoneet ja lauhdepiiri

Rakennuksen jäähdytystehon kasvaessa on ilmalauhduttamisen sijaan usein järkevää lauhduttaa kylmäaine veteen tai liuokseen. Nestelauhdutteisessa vedenjäähdytyskoneessa

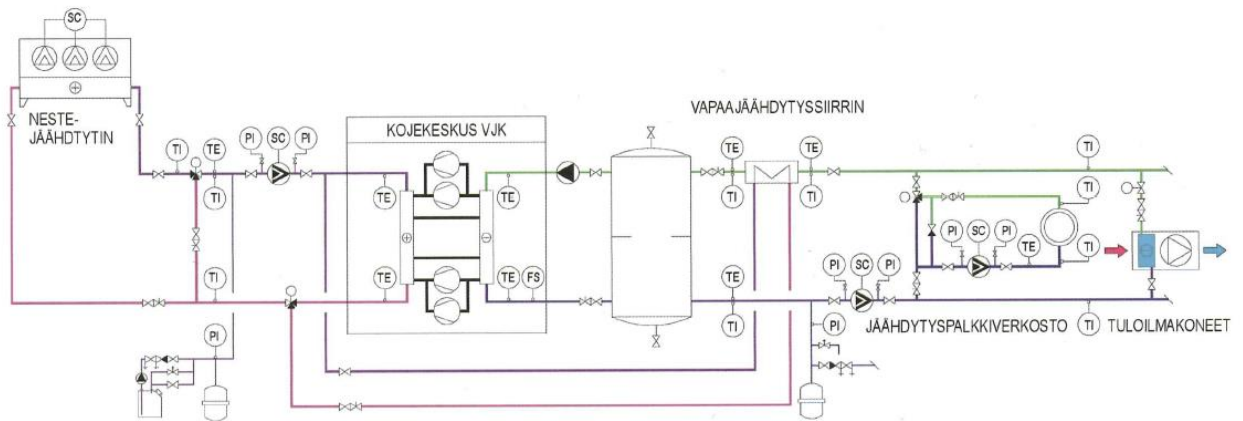
lauhdutin tuodaan samaan rakenteeseen kompressorin ja höyrystimen kanssa, *kuva 17*. Sisäasennuksen takia kotelointia voidaan vähentää ja itse koneen ei tarvitse olla pakkasen kestävä. Koska kylmäaine luovuttaa lauhdelämmön ilman sijaan nesteeseen, pitää nestettä jäähdyttää erillisellä ns. välillisellä liuospiirillä.



Kuva 17: Sisäasenteinen nestelauhdutteinen Carrier-vedenjäähdytyskone (Carrier 2017).

Nestelauhdutteisella vedenjäähdytyskoneella on monia etuja suhteessa sisäasenteiseen ilmalauhdutteiseen vedenjäähdytyskoneeseen. Kylmäaineen määrä vedenjäähdytyskoneessa pienenee, koska lauhdutin saadaan integroitua itse koneeseen. Vedenjäähdytyskone voidaan rakentaa usein kokonaisuudessaan tehtaalla ja rakennuskohteessa suoritettavat kylmäainekomponentteihin liittyvät asennustyöt voidaan minimoida. Lisäksi kylmäainetäyttö saadaan rajoitettua pelkästään konehuoneeseen, jolloin turvallisuusmääräykset on helpommin hallittavissa.

Nestelauhdutteinen vedenjäähdytyskone luovuttaa lauhdelämpönsä välilliseen nestepiiriin. Suomessa piiriä nimitetään myös liuospiiriksi veteen lisättyjen jäätymisenestoaineiden takia. Liuospiirin lämpöteho luovutetaan yleensä ulkoilmaan nesteenjäähdyttimen avulla. Kytöntäesimerkki välillisestä lauhdutuspiiristä on *kuvasa 18*. Nesteenjäähdyttimen liuospiirin kolmitieventtiilikytöntä mahdollistaa liuoksen lämpötilasäädön. Kuvaan on lisäksi piirretty myös mahdollinen vapaajäähdytyskytkentä, jonka periaatteita käsitellään myöhemmin.



Kuva 18: Välillistä lauhdutuspiiriä ja vapaajähdytystä hyödyntävä vedenjäähdytysjärjestelmä (Sandberg 2014b, 315).

Välillisessä lauhdutuksessa ulkoyksiköstä käytetään nimeä nestejäähdytin. Nestejäähdyttimen tehtävä on luovuttaa liuospiirin ja samalla koko vedenjäähdytysjärjestelmän lauhdelämpö ulkoilmaan. Kuvassa 19 on vesikatolle asennettava nestejäähdytin, joka on ulkoisesti hyvin samanlainen kuin ilmalauhdutin.



Kuva 19: Katolle asennettava nestejäähdytin (Model 2015).

Välillinen lauhdutus luonnollisesti nostaa järjestelmän investointikuluja suhteessa ilma-
lauhdutukseen, koska se vaatii vähintään yhden ylimääräisen lämmönsiirtimen, liuosta
kierrättävän pumpun ja esimerkiksi kolmitieventtiilikytken kuvan 18 mukaisesti. Liu-
ospumpuna voidaan käyttää vakionopeus- tai kierrosnopeussäädettyä pumpppua. Lisäksi
välillisen lauhdutuksen takia pitää vedenjäähdytyskoneen lauhtumislämpötilaa nostaa
siirtimien mitoitukselta riippuen muutamia asteita korkeammaksi, mikä yhdessä liuos-
pumpun energiankulutuksen kanssa laskee järjestelmän hyötysuhdetta.

5.3.4 Kylmävesiasema

Monilla vedenjäähdytyskoneiden valmistajilla on tuotemallistossaan tarjolla myös kylmävesiasemia. Kylmävesiasema on vedenjäähdytyskonetta laajempi kokonaisuus, joka käsittää vedenjäähdytyskoneen lisäksi joitakin jäähdytysverkon apulaitteita kuten taussäiliöitä, pumppuja, paisunta-astioita ja varo- sekä mittalaitteita valmiissa paketissa. Sisäasenteisesta kylmävesiasemasta on putkiyhteet välilliseen lauhdutinpiiriin ja rakennuksen sisäpuoliseen jäähdytysvesiverkoston. Kylmävesiasemia saa myös ulkoasenteisina ja ilmalauhdutteisina.

5.3.5 Vedenjäähdytyskoneiden kompressorityypit

Vedenjäähdytyskoneissa käytettävät kompressorityypit, kylmäaineet ja tehonsäätötavat vaihtelevat valmistajan ja huippumitoitustehon mukaan, *taulukko 7*. Jäähdytystehon kasvaessa yhdelle kompressorille kohdistuvaa kuormaa pienennetään asentamalla vedenjäähdytyskoneisiin useampia kompressoreita rinnankytkentänä. Myös koneen sisäinen kylmäainepiiri voidaan jakaa esimerkiksi kahteen erilliseen piiriin, jotka kytketään rinnakkain höyrytimeen ja lauhduttimeen. Tällainen useampipiirinen kytkentä esiintyy *kuvasa 18 sivulla 38*. Useamman kompressorin käytöllä saadaan pelkkään on/off-tehonsäätöön perustuvaan vedenjäähdytyskoneeseen useampia säätöportaita.

Taulukko 7: Vedenjäähdytyskoneiden kompressorityyppejä.

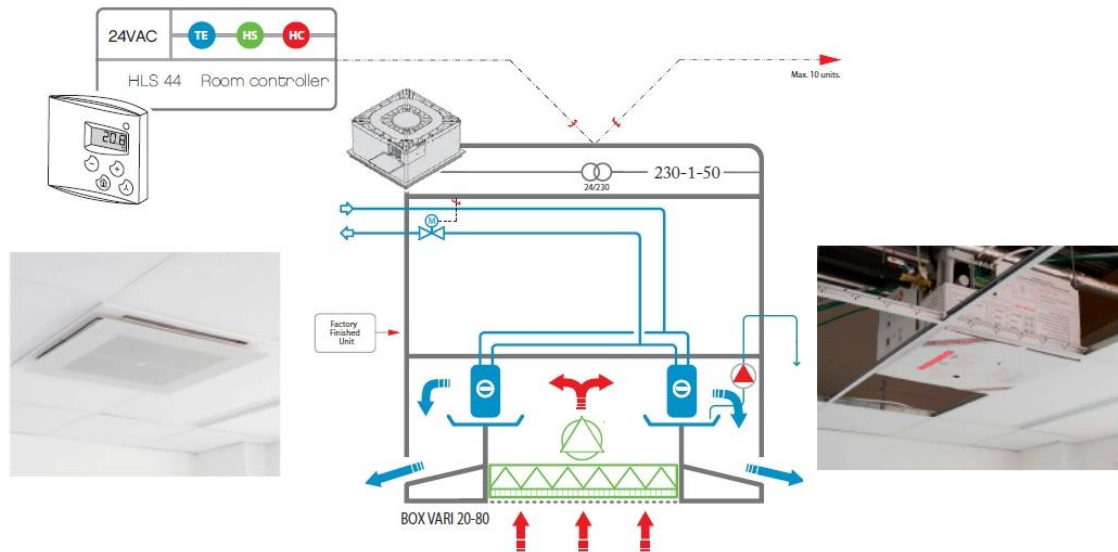
Tyyppi	Jäähdytystehoalue (kW)	Kylmäaineet			Yleisimmät säätötavat			
		R134a	R407C	R410A	on/off	taajuusmuuttaja	luistinsäätö	johtosiipisäätö
mäntä	alle 2 - 500	x	x		x	x		
scroll	0...600		x	x	x	x		
ruuvi	300...2000	x		x	x	x	x	
turbo	1000...10000	x				x		x

5.4 Sisäyksiköt

5.4.1 Puhallinkonvektorit

Puhallinkonvektori on ilmastointilaitte, joka jäähdyttää huonetilaa kierrättämällä ilmaa lamellipatterin läpi. Ilmavirtaus saadaan aikaiseksi yhdellä tai useammalla puhaltimella, jotka aiheuttavat pakotetun konvektion lamellien lämmönsiirtopintaan ja tehostavat lämmönsiirtoa suhteessa luonnolliseen konvektioon. Konvektorissa voi olla useampia lamellipattereita sarjassa ja niiden tehoa säädetään veden virtausta muuttamalla huonelämpötilan mukaan. Patterille johdetaan yleensä +7 °C jäähdytysvesi, jolloin saavutetaan jäähdytyksen lisäksi tuloilman kuivaus kesäisin. Käyttäjä voi säätää tilan lämpötilan asetusarvoa. Lisäksi ilmavirran virtausta voidaan tehostaa, jolloin aikaansaadaan nopeampi vii-

lennys huonetilaan, mikä on etu esimerkiksi hotellihuoneissa. Normaalisti pyörimisnopeuksia on kolme, joista isoin on tehostetulle käytölle. (Sandberg 2014a, 137–139.) *Kuvassa 20* on malliesimerkki kasettipuhallinkonvektorista.



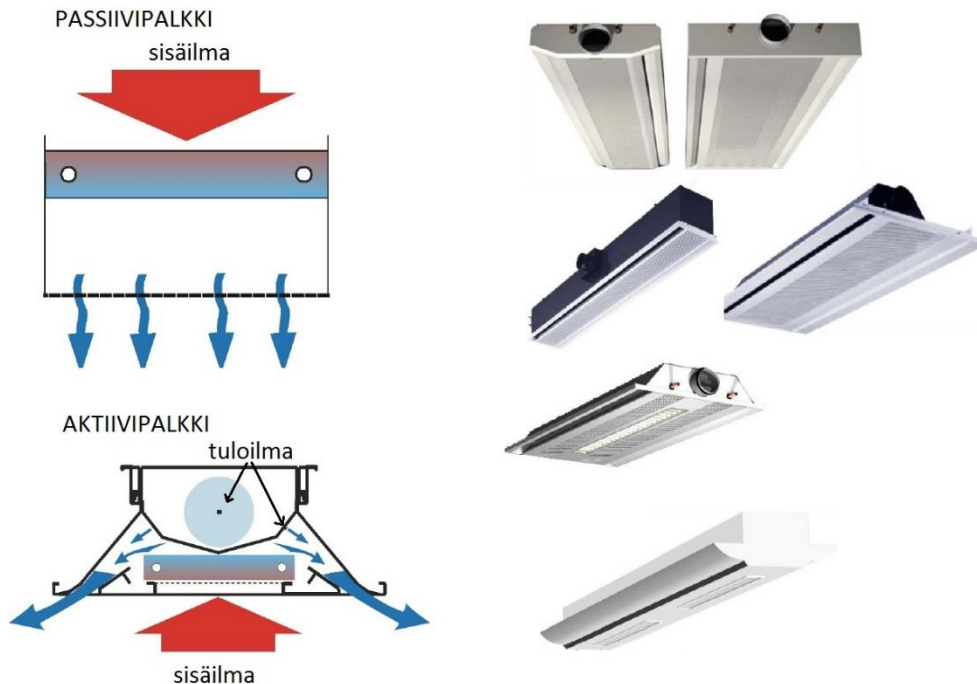
Kuva 20: Alaslaskettuun kattoon asennettava Chiller BOX Vari -kasettipuhallinkonvektori (perustuu lähteeseen Chiller BOX).

Puhallinkonvektori sijoitetaan yleensä ulkoseinälle ikkunapenkkiin, seinälle tai pelkässä jäähdytyksessä kattoon. Vesiverkoston kytkettävien puhallinkonvektorien mallistot näyttävät ulkoisesti samalaisilta kuin *sivulla 48 kuvassa 25* esiteltävät VRF-puhallinkonvektorit. Konvektoriin voidaan myös integroida ilmanvaihdon tuloilman puhallus ja äänenvaimentimia esimerkiksi alakattoasennuksissa. Konvektorin jäähdysteho lasketaan tilan lämpökuorman ja tuloilman kuivatusasteen mukaan. Puhallinkonvektorijärjestelmät ovat kondensoivia, joten konvektorit pitää varustaa viemäröinnillä. Kondenssivesi valuu viemäriin joko painovoimaisesti tai laitteeseen kytketyn kondenssipumpun avulla. Parhaiten puhallinkonvektorit sopivat tiloihin, joissa on suuret lämpökuormat, mutta pienekö raitisilmantarve, kuten toimistot ja tekniset tilat.

Puhallinkonvektori kierrättää epäpuhdasta sisäilmaa, joten laitteen säännöllinen puhdistus ja suodattimen vaihto on tarpeellista. Suodattimen likaantuminen vähentää kierrätysilman määrää, mikä johtaa pienentyneeseen jäähdystyhtöön. Lisäksi lämmönsiirtimen ja puhaltimen pintojen likaisuus heikentää lämmönsiirtoa ja nostaa äänitasoa. Konvektorin pinnoilla mahdollisesti tapahtuva kondenssi nostaa likaantumisen määrää ja vähentää hygieniää. Konvektorin tarkistus- ja puhdistusväli riippuu kohteen sisäilmastosta ja laitteen ominaisuuksista, mutta on yleisesti noin puolesta vuodesta kahteen vuoteen. Huollon helpottamiseksi konvektorin sijoittamiseen tulee kiinnittää huomiota. (Sandberg 2014a, 140.)

5.4.2 Jäähdytyspalkit

Jäähdytyspalkkien eli ilmastointipalkkien käyttö on hyvin tavanomaista toimistorakennuksissa. Tilojen jäähdytys toteutetaan alakattoon tai vapaasti välipohjan alapintaan asennettavien vesikiertoisten palkkien avulla. Palkit jaetaan kahteen kategoriaan, aktiivi- ja passiivipalkkeihin, *kuva 21*.



Kuva 21: Passiivi- ja aktiivipalkin toimintaperiaate ja eri valmistajien palkkeja (perustuu lähteeseen Virta 2004).

Passiivipalkeissa ei ole pakotettua ilmavirtausta, joten lämpö siirtyy vapaan konvektion ja osittain säteilyn avulla. Erilaiset vapaaseen kattotilaan tai alaslaskettuun kattopintaan asennettavat kapeat tasoelementit kuuluvat passiivipalkkeihin, joiden lämmönsiirtyminen jakaantuu suunnilleen puoliksi konvektion ja säteilyn kesken. Lämmönsiirroltaan heikompia kapeita tasoelementtejä tarvitaan pinta-alaltaan enemmän kuin tehokkaampia aktiivikonvektoripalkkeja, joilla konvektion osuus on noin 80 % ja säteilyn 20 % laitteen jäähdytystehosta. Molemmat laitteet ovat toimintaperiaatteeltaan samanlaisia, laite imee lämpimän kiertoilmavirran ylä- tai alapuoleltaan ja jäähdyttää sitä jäähdytysveden kiertoputken ja siihen kiinteästi liitettyjen lamellien lämmönsiirtopinnassa. Viileä kiertoilma ohjataan palkin alapuolelle ilmaraoista. Passiivipalkkien teho pituusyksikköä kohden on tyypillisesti 150 – 250 W/m. Passiivipalkkeja ei käytetä lämmitykseen.

Aktiivipalkit kytketään huoneen tuloilmakanavistoon, joten niiden jäähdytysteho kasvaa pakotetun konvektion takia suhteessa passiivipalkkeihin. Aluksi palkit rakennettiin pitkiksi ja kapeiksi, jotka ulottuivat huonetilan päädyistä pätyyn. Myöhemmin leveyttä alet-

tiin kasvattamaan ja pituutta lyhentämään ja lopulta tulivat markkinoille nykyiset moduulityyppiset aktiivipalkit, joiden leveys- ja pituusmitat ovat samansuuruiset. Laitetekniikassa mielessä nykyiset aktiivipalkit ovat suutinkonvektoreita, jotka asennetaan ikkunanpenkin sijaan kattoon. Aktiivipalkkien jäähdytystehon tuotto on yleensä 250 – 350 W/m. Aktiivipalkkeja voi käyttää myös lämmitykseen, sisäänmenoveden maksimilämpötila yleensä kuitenkin rajoitetaan 45 asteeseen ja lämmitysteho on tyypillisesti 150 W/m.

Palkkijärjestelmillä on hyvä muutosjoustavuus, tehoa voidaan kasvattaa asentamalla lisää palkkeja joko sarjaan tai rinnan. Ne soveltuvat parhaiten tiloihin, joissa on suuri lämpökuorma, mutta vähäinen tuloilmatarve. Koska aktiivipalkki on myös tuloilmalaite, on veden välttämiseen kiinnitettävä erikoishuomiota. Jos laitteet ovat liian lähellä toisiaan tai seinää, menetetään osa konvektio- ja säteilystehosta. Liian lähellä seinää asennettuna palkki saattaa myös ohjata kylmän ilmanvirran seinää pitkin oleskeluvyöhykkeelle.

Palkkijärjestelmien heikkous on huoneilman mahdollinen kondensoituminen laitteeseen. Jos jäähdytysvesi on liian viileä ja ilman kosteus riittävän suuri, alkaa veden kondensoituminen palkin lämmönsiirtopinnoilla. Jäähdytyspalkit eivät sisällä kondenssipoistoa, joten pahimmillaan toimistoissa ”sataa”. Tilanteen estämiseksi rakennuksen tuloilmaa on kuivattava jäähdyttämällä sitä tuloilmakoneessa, ajoittain jopa niin paljon, että tuloilma vaatii esilämmityksen ennen kuin se voidaan jakaa huoneistoihin. Kondenssin ehkäisemiseksi palkkien sisäänmenoveden lämpötilaa voidaan nostaa 3-tieventtiilikytken avulla. Tiloissa, missä on suuria kosteuskuormia, palkkijärjestelmää ei voi käyttää. Palkkijärjestelmien putkien pintaan voidaan asentaa myös kosteusantureita, jotka tiivistyvää kosteutta havaitessaan pienentävät menovirtausta 2-tieventtiilillä tai nostavat menoveden lämpötilaa 3-venttiilin avulla.

Palkkijärjestelmän jäähdytysveden sisäänmenolämpötila on yleensä +14 – +18 °C. Jos koko jäähdytyslaitoksen jäähdytysveden lämpötilaa voidaan nostaa vastaavasti, voidaan sillä saavuttaa parempi kylmäkerroin kylmäkoneilla ja hyödyntää vapaajäähdytystä tehokkaammin.

5.5 Vapaajäähdytyksen hyödyntäminen

Vapaajäähdytyksellä tarkoitetaan ulkoilmaan, maaperään tai vesistöön sitoutuneen ”kylmän” hyödyntämistä jäähdytyksessä ilman kompressoritekniikkaa. Yleensä vapaajäähdytyksen toimintaperiaate on sellainen, että kiertoneste jäähdytetään ulkoilmassa nesteestä jäähdyttimessä. Nesteestä jäähdyttimen sijaan kiertoneste voidaan jäähdyttää myös maaperässä tai vesistöissä sijaitsevassa putkistossa tai lämmönsiirtimessä. Yleensä vapaajäähdytys ei sellaisenaan riitä kattamaan koko jäähdytystarvetta. Vapaajäähdytykseksi katsotaan myös viileän ulkoilman puhaltaminen suoraan jäähdytettävään kohteeseen, josta yöviilennys on hyvä esimerkki. Yöviilennystä voidaan lisäksi tehostaa varastoimalla ”viileä”

rakenteisiin. Viileän tuloilman hyödyntäminen suoraan jäähdytykseen ilmanvaihtokanavien avulla ei ole riippuvainen rakennuksen jäähdytysjärjestelmästä, joten sitä voidaan hyödyntää sellaisenaan sekä vesijäähdytys- että VRF-järjestelmissä.

Vesijäähdytysjärjestelmä soveltuu hyvin vapaajäähdytykselle, koska siinä on jo olemassa sopiva kiertoneste ja välilliset lämmönsiirtimet. Jos ulkoilma on riittävän kylmää, nesteenjäähdyttimen ja liuospiirin pumpun avulla saadaan viileätä kiertoilusta johdettua vedenjäähdytyskoneen ohitse toisiopiirin paluulinjaan asennettuun vapaajäähdytyssiirtimeen, kuten *sivun 38 kuvan 18* kytkennässä. Vedenjäähdytyskone voidaan sammuttaa ja laitoksen jäähdytysenergia saadaan ulkoilmasta ilman kompressoriteknikkaa. Mitä korkeampi on paluulinjan lämpötila, sitä enemmän vapaajäähdytystä voidaan hyödyntää. Jos tuloilmapatteria ei tarvitse jäähdyttää samaan aikaan kuin vapaajäähdytystä on saatavilla, vapaajäähdytyspiirin voidaan kytkeä myös pelkästään konvektori- tai palkkiverkoston paluulinjaan.

Yleensä vapaajäähdytykseen käytetään samaa nesteenjäähdytintä, johon vedenjäähdytyskoneen lauhdutinpiiri on kytketty. Silloin vapaajäähdytystä ei voida hyödyntää samaan aikaan vedenjäähdytyskoneen käydessä, sillä vedenjäähdytyskoneen käynnistyessä liuospiirin lämpötila nousee lähelle lauhtumislämpötilaa. Koneellisen jäähdytyksen ja vapaajäähdytyksen vaihtotilanne määräytyy ulkolämpötilan ja jäähdytystehontarpeen mukaan. Vaihtoajankohdalla on suuri merkitys siihen, kuinka paljon vapaajäähdytystä voidaan hyödyntää vuosittain.

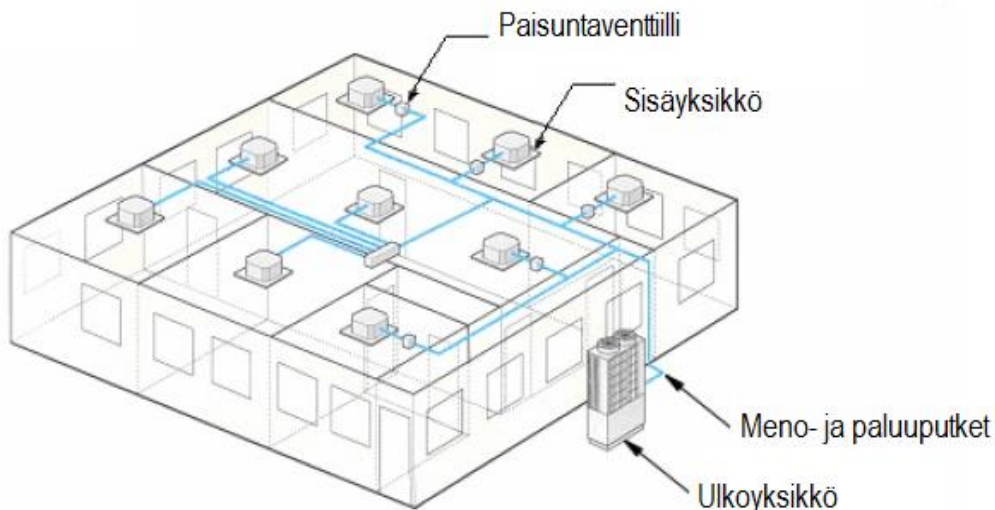
Vapaajäähdytyksen hyödyntäminen riippuu kannattavuuslaskelman lopputuloksesta. Liuospiiriin putkikytkentä, vapaajäähdytyspiirin ja säätölaitteet nostavat järjestelmän investointikuluja. Lisäksi vapaajäähdytyspiirin nostaa toisiopiirin paluulinjan painehäviötä varsinkin maksimivirtaamalla, jolloin pumppauskustannukset kasvavat. Ulkoilman vapaajäähdytyksen hyödyntämiseksi pitää viileä ulkoilmaa olla saatavilla samaan aikaan kuin on jäähdytystarvetta. Perinteisillä pienillä toimistorakennuksilla, missä ei ole esimerkiksi juurikaan ATK-konesalien tai keittiötilojen jäähdytystä, ulkoilman välillinen hyödyntäminen vapaajäähdytykseen on Suomen ilmasto-olosuhteissa vähäistä. Paikallisten vesistöjen hyödyntäminen on yleensä kannattavampaa, sillä niitä voidaan käyttää vapaajäähdytyksen lisäksi myös lauhdelämmön poistoon ja parantaa sitä kautta laitoksen energiatehokkuutta.

6. VRF-JÄRJESTELMÄ

6.1 Toimintaperiaate

Alun perin VRF-tekniikka kehitettiin jo noin 1980-luvulla Aasiassa, missä nykyisinkin järjestelmän käyttö on tavallista. Järjestelmän alkuperäisen nimen VRV (engl. *Variable Refrigerant Volume*) loi japanilaisen yritys Daikin, joka omistaa myös patentin VRV-tekniikkaan. Patentista johtuen kilpailevat yritykset ovat ottaneet käyttöön vapaasti hyödynnettävän termin VRF (engl. *Variable Refrigerant Flow*). Kummatkin lyhenteet viittaavat siihen, että tiloihin tulevaa jäähdytystehoa voidaan säätää muuttamalla kylmäaineen virtausta paisuntaventtiilin avulla. Molemmat järjestelmät ovat toimintaperiaatteeltaan kuitenkin samanlaisia.

VRF-järjestelmällä tarkoitetaan järjestelmää, missä tilojen jäähdytys (tarvittaessa myös lämmitys) hoidetaan suoraohjrysteisesti johtamalla kylmäaine sisäyksiköille kylmäaineverkoston avulla ilman välillisiä lämmönsiirtoaineita, *kuva 22*. VRF on kehittynyt versio split- ja multi split -koneista, jotka kaikki kuuluvat suoraohjrysteisten eli DX-koneiden (engl. *Direct Expansion*) kategoriaan. Split-laite on yksinkertainen kylmäkone, johon kuuluu ulko- ja sisäyksikkö sekä kylmäaineputkitus näiden välillä. Multi split -järjestelmään voidaan kytkeä useampia sisäyksiköitä samaan ulkoyksikköön, mutta jokainen sisäyksikkö kytketään omalla erillisellä kylmäaineputkella. Lisäksi perinteisessä multi split -järjestelmässä kaikki paisuntaventtiilit sijaitsevat ulkoyksikössä, mikä rajoittaa liitettävien sisäyksiköiden määrää ja heikentää tilakohtaista säädettävyyttä.

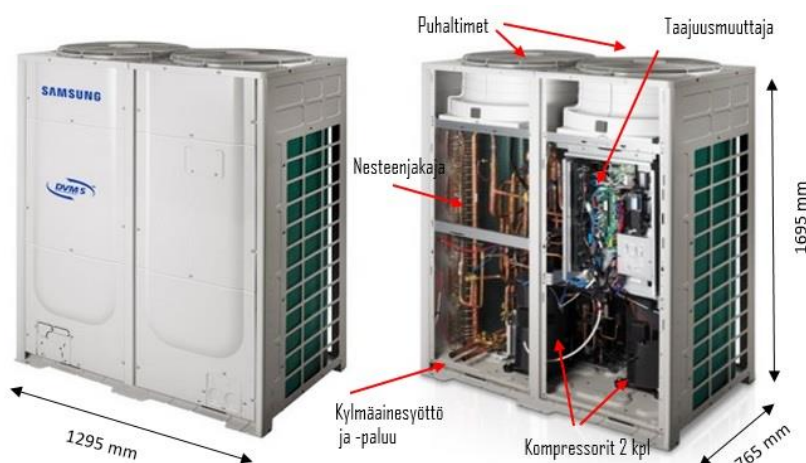


Kuva 22: Yleiskuva VRF-järjestelmästä (perustuu lähteeseen Bhatia, 7).

VRF-järjestelmässä paisuntaventtiilit sijaitsevat sisäyksikössä tai sen välittömässä läheisyydessä. Kytchentätävän ansiosta sisäyksiköt voidaan yhdistää kytkentähaaralla yhteiseen meno- ja paluuputkilinjaan ja verkoston rakenteesta tulee hyvin samankaltainen kuin vedenjäähdytysjärjestelmissä. VRF-järjestelmät ovat erittäin energiatehokkaita, sillä kompressorien tehonsäätöön hyödynnetään laajasti taajuusmuuttajasäätöä. Säädön ansiosta VRF-järjestelmä kykenee tehokkaasti mukautumaan suuriinkin jäähdytyskuorman muutoksiin. VRF-järjestelmät sopivat parhaiten rakennuksiin, joissa on useita yksilöllisesti säädettäviä tiloja, joiden jäähdytys- tai lämmityskuorma vaihtelee.

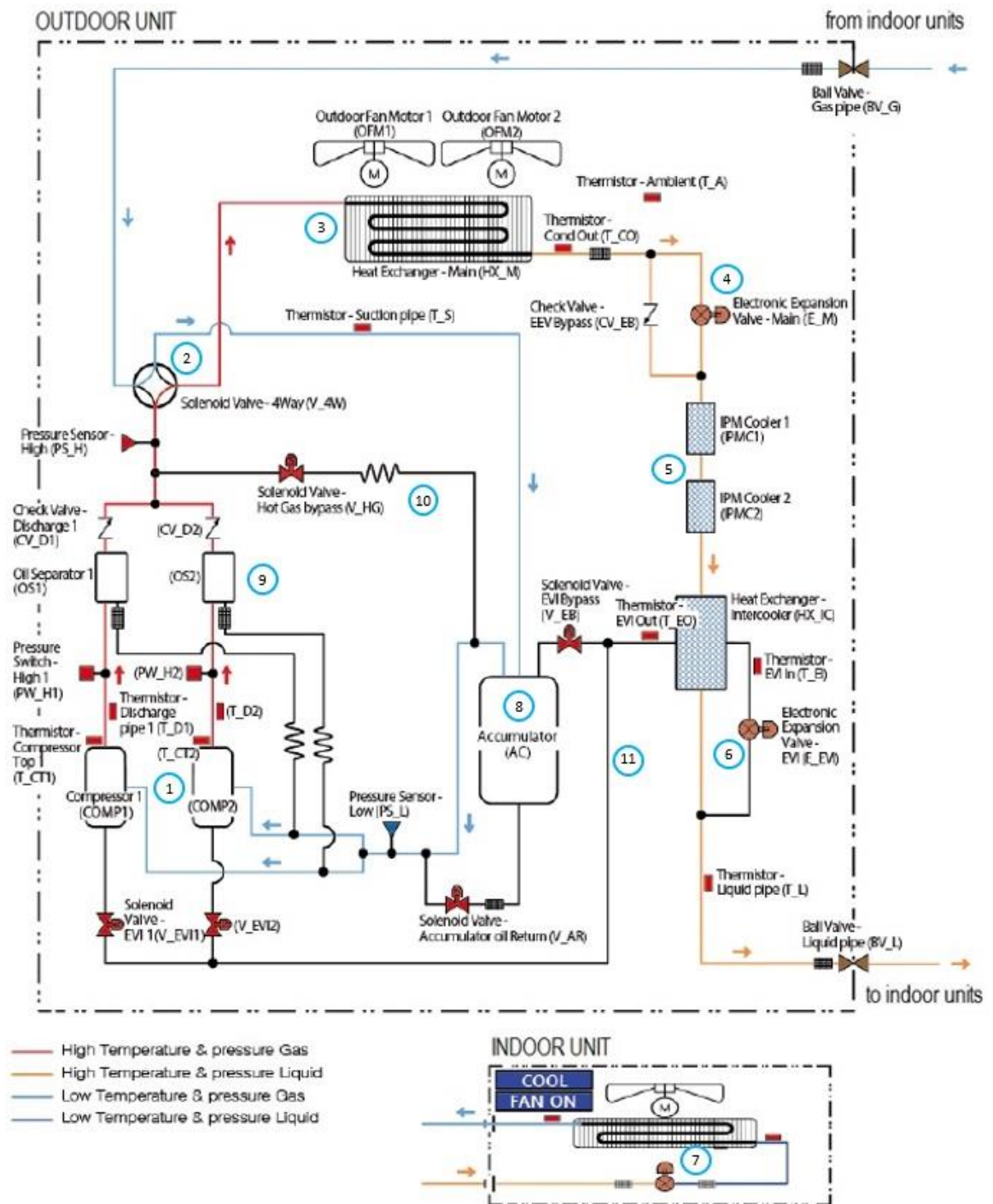
6.2 Ulkoyksiköt

VRF-ulkoyksiköissä ovat järjestelmän lauhduttimet, puhaltimet, kompressorit ja säätötekniikkaa apulaitteineen koteloituna sään kestävästi. *Kuvassa 23* on kaksikompressorinen jäähdytysmitoitustehoaltaan 26 kW ulkoyksikkö. Lauhduttimet ovat ulkoilmajäähdytteisiä lamellilämmönsiirtimiä ja lauhdutinpuhaltimissa hyödynnetään myös pyörimisnopeuden säätöä.



Kuva 23: Samsung VRF-ulkoyksikkö, jäähdytysmitoitusteho 26 kW. (perustuu lähteeseen Samsung online product catalog, 2017).

VRF-järjestelmän ulkoyksiköiden maksimijäähdytysteho riippuu valmistajasta, maksimiteho yhdelle ulkoyksikölle on noin 70 – 80 kW. Ulkoyksiköitä voidaan kytkeä 1 – 4 kappaletta rinnakkain samaan VRF-järjestelmään, jolloin ulkoyksiköt muodostavat moduuliksi kutsuttavan kokonaisuuden. Koko järjestelmän maksijäähdytysteho ei kuitenkaan ole nelinkertainen yhden ulkoyksikön tehoon verrattuna, vaan teknisten rajoitusten takia useat valmistajat ovat määrittäneet moduulin kokonaisjäähdytystehoksi noin 150 kW. Tämän teholuokan VRF-järjestelmissä lähestytään 100 kg kylmäainetäyttömäärä, joka on samalla raja mitä valmistajat eivät halua ylittää ylimääräisten turvalaitevaatimusten takia. Kuitenkin esimerkiksi Samsungilla on tarjolla mallistoissa ulkoyksikkömoduuleita aina 252 kW jäähdytystehoon asti. Tehorajoitusten takia suurempien rakennusten VRF-järjestelmät joudutaan jakamaan pienemmiksi osajärjestelmiksi.



Kuva 24: Samsung VRF-ulkoyksikön kytkentäkaavio (DVM 27).

Erään VRF-valmistajan ulkoyksikön toimintaperiaate jäähdytyskäytössä esitetään kuvassa 24. Kompressorit (1) puristavat kaasun nelitieventtiin (2) kautta lauhduttimelle (3). Lauhtunut neste ohjataan täysin auki olevan, lämmityskäyttöön tarkoitetun paisuntaventtiin (4) kautta ulkoyksikön elektronisia komponentteja jäähdyttävien lämmönsiirtimien (5) lävitse välijäähdyttimelle (6). Välijäähdytyksessä pieni osa nesteestä höyrystetään paisuntaventtiin avulla samalla jäähdyttäen päänestevirtaa. Alijäähtynyt, korkeapaineinen neste ohjataan VRF-verkoston kautta sisäyksiköille (7), joissa ovat paisunta-

venttiili ja höyrystin. Matalapaineinen kaasu palaa verkosta nelitieventtiilin (2) kautta pisaranerottimelle (8). Kaasu imetään pisaraerottimen yläosasta kompressorien imuportteihin. Koneesta löytyy lisäksi öljynerottimet (9) ja kuumakaasun ohituspiiri (10). Lisäksi reittiä (11) pitkin voidaan johtaa välipaineessa välijäähdyttimeltä tulevaa kaasua kompressorin välipaineporttiin.

VRF-järjestelmissä käytettävät kompressorityypit vaihtelevat valmistajan mukaan. Yleisin kompressorityyppi on nykyisin hermeettiinen scroll- eli kierukkakompressor. Myös twin rotary -kompressoreita käytetään. Jotkut VRF-valmistajat käyttävät tehonsäätöön digital scroll -tekniikkaa, mutta suurimmalla osalla on käytössä taajuusmuuttajaohjattu pyörimisnopeussäätö. Kompressoreiden tasavirtamoottorit ovat syrjäyttäneet vaihtovirtamoottorit.

Suurissa rakennuksissa käytettäviin VRF-järjestelmiin tulee lukumääräisesti enemmän kompressoreja kuin vastaaviin vedenjäähdytysjärjestelmiin, koska suuret VRF-järjestelmät pitää jakaa pienempiin osajärjestelmiin. Esim. kokonaisjäähdytysteholtaan 350 kW VRF-järjestelmässä saattaa olla yhteensä kymmenen kompressoria, kun taas vastaavan tehoinen vesijäähdytysjärjestelmä saattaa sisältää vain 1 – 4 kompressoria. Suurta kompressorien lukumäärää saatetaan pitää negatiivisena piirteenä koneikon ylläpitoon liittyen, mutta toisaalta yhden kompressorin vikaantumisen vaikutus koko VRF-järjestelmän suorituskykyyn on vähäinen.

VRF-ulkoyksiköt asennetaan ulos, yleensä rakennuksen katolle, joten teknistä tilaa ei vaadita ja suurempi osa rakennuksesta saadaan hyötykäyttöön. Ulkoyksiköt ovat keskimäärin myös pienempiä ja kevyempiä kuin vedenjäähdytysjärjestelmän vastaavat ulkoasenteiset vedenjäähdytyskoneet, nestejäähdyttimet tai ulkolauhduttimet. Varsinkin saneerauskohteessa laitteiden koko ja asennus ilman teknistä tilaa voi olla suuri etu.

6.3 Sisäyksiköt

Rinnakkain ulkoyksiköltä tulevaan kylmäaineputkiverkoston kytkettävät VRF-sisäyksiköt ovat toiminnaltaan höyrystimä ja niiden tehtävä on jäähdyttää sisätiloja. Laitteita voi käyttää myös lämmitykseen. VRF-valmistajien sisäyksikkömallistot ovat ulkoisesti hyvin yhteneviä vedenjäähdytysjärjestelmien puhallinkonvektorimallistoiden kanssa ja ne asennetaan samojen periaatteiden mukaisesti, *kuva 25*. Suurin ero on konvektorin lamellilämmönsiirtimessä, jonka sisäpuolisena lämmönsiirtoaineena on veden sijaan kylmäaine.



Kuva 25: Erilaisia VRF-sisäyksiköitä (perustuu lähteeseen VRF Specifiers 2017).

VRF-sisäyksiköissä on yleensä aina puhallin, vaikka ne kytkettäisiin tuloilmakanavistoon. Vesijärjestelmistä tuttuja puhallittomia palkkiratkaisuja ei siis käytetä VRF-järjestelmissä. Kaikki yksiköt tulee varustaa myös viemäröinnillä ja monissa malleissa kondenssipumppu on vakiona mukana. Faasimuutoksen takia tehokkaampi lämmönsiirto mahdollistaa VRF-puhallinkovektorien valmistamisen kevyempinä ja pienempinä kuin vesijärjestelmissä. Yhden sisäyksikön antama jäähdytysmitoitusteho ja kytkettävien sisäyksiköiden kokonaismaksimilukumäärä riippuu valmistajista. Perinteisen sisäyksikön jäähdytysteho yhdelle yksikölle on alueella 1,4–18 kW, mutta kanavaan kytkettävällä mallilla voidaan päästä parhaimmillaan lähelle 30 kW jäähdytystehoa. Sisäyksiköiden maksimilukumäärä ulkoyksikkömoduulia eli yhtä VRF-piiriä kohden on monella valmistajalla 64 kappaletta.

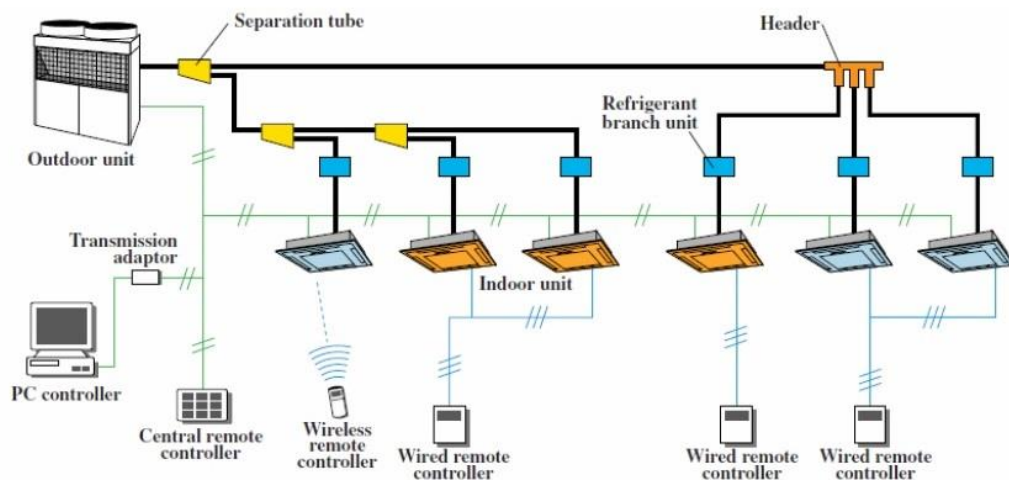
Sisäyksikön tehoa säädetään puhaltimen pyörimisnopeudella ja paisuntaventtiilillä. Pyörimisnopeutta muutetaan esimerkiksi sisäilman lämpötilan ja asetusarvon erosuureen mukaan. Kussakin vyöhykkeessä sijaitsevaa, erillistä lämpötilamittausta esimerkiksi huonesäätimessä suositellaan käytettävän, mutta sisäyksikköä voidaan ohjata myös vain sisäisen lämpötila-anturin mukaan. Jokaiseen sisäyksikköön on kytketty tyypillisesti elektroninen paisuntaventtiili, joka jäähdytyskäytössä säätelee sisäyksikölle tulevaa kylmäaineen määrää pitämällä tulistuksen vakiona. Koska sisäyksiköillä voidaan myös lämmitellä, pitää paisuntaventtiilin olla tyypiltään sellainen, että se säätelee virtausta molempiin suuntiin. Jos halutaan vähentää paisuntaventtiilin tuottamaa äänihaittaa esimerkiksi hotellikäytössä, voidaan paisuntaventtiili asentaa huoneiston sijaan myös käytävän puolelle.

Joidenkin valmistajien sisäyksiköihin on saatavilla lisätoimintoja. Sisäyksiköihin voidaan asentaa automaattinen kierrätysilmasuodattimen puhdistustoiminto, joka esimerkiksi keran päivässä kerää lian erilliseen laitteessa sijaitsevaan astiaan. Sisäyksikön lämmönsiirtimen likaantuminen ajan myötä johtaa kasvaneisiin energiakustannuksiin, sillä saman jäähdystehon saamiseksi likaantunutta sisäyksikköä joudutaan ajamaan matalammalla höyrystyslämpötilalla tai isommalla puhallinnopeudella. Lisäksi sisäyksiköihin voidaan asentaa infrapunatekniikkaan perustuvia läsnäoloantureita, joiden mukaan voidaan säätää puhaltimen ilmavirran suuntaa ja muuttaa tilan asetusarvoja.

VRF-järjestelmissä kaikki sisäyksiköt pitää kytkeä tiedonsiirtoverkkoon, joka yhdistetään keskusyksikön välityksellä ulkoysikkömoduuliin, *kuva 26*. Vedenjäähdytysjärjestelmässä samaa kytkentävaatimusta ei ole, mutta vedenjäähdytysjärjestelmän sisäyksiköt saatetaan kuitenkin kytkeä taloautomaatiojärjestelmään. VRF-keskusohjaus voidaan myös integroida osaksi rakennuksen taloautomaatiojärjestelmää, mutta valmistajat rajoittavat käytön vain laitteiden tilan monitorointiin. VRF-järjestelmään on saatavilla integroitu vyöhykekohtainen energianmittaus, joka mahdollistaa energiankustannusten kohdentamisen eri tilojen ja asiakkaiden välillä, mikä on etu erityisesti liikerakennuksissa ja usean tilaajan toimistorakennuksissa.

6.4 Putkiverkosto

VRF-putkiverkosto yhdistää ulkoyksiköt ja sisäyksiköt toisiinsa, *kuva 26*. Putkiston lisäksi verkostoon kuuluvat mm. haaraosat, kytkentälaatikot ja mahdolliset sulkuventtiilit.

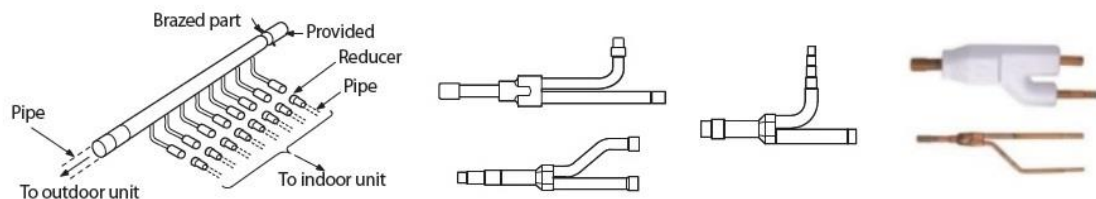


Kuva 26: VRF-järjestelmän sisäyksiköiden kytkentä putki- ja tiedonsiirtoverkkoon (Bhatia, 8).

Kylmäaineputkiverkoston materiaalina käytetään huolellisesti puhdistettua ns. kylmälaatuista kupariputkea, jonka päät on tulpattu tehtaalla epäpuhtauksien pääsyn estämiseksi.

Kupariputket toimitaan yleensä kieppinä noin 18 mm ulkohalkaisijaan asti ja siitä ylöspäin vaakakankena. Kieppiputken mutkat tehdään taivuttamalla ja kankiputkien mutkat erillisillä kaarrososilla. Putkiosat yhdistetään toisiinsa kovajuottamalla kapillaariliitoksilla. Juottamisessa on epäpuhtauksien välttämiseksi käytettävä aina suojakaasua, esimerkiksi kuivaa typpeä. Juotosliitosten sijaan voidaan joissakin tilanteissa käyttää myös uudelleen avattavia laippamutteriliitoksia, mutta liitosten tiiveys ei ole niin hyvä ja liitostekniikkaa tulisi välttää. (Kaappola *et al.* 2011, 107–111.) VRF-putkiverkoston putkikoot ovat halkaisijaltaan vastaavan tehoisen vesijäähdytysjärjestelmän jakeluverkon putkikojoja pienempiä, minkä ansiosta verkosto vie vähemmän tilaa, eristäminen, kannakointi ja läpivientien teko helpottuu.

VRF-järjestelmän kylmäaineputkituksen haaroitukseen on kehitelty erikoisosia. Y-haaran tai erotinputken nimellä kulkevalla osalla putki jaetaan kahteen ja haaroittimella vähintään kolmeen haaraan, *kuva 27*. Liittäminen tapahtuu kovajuottamalla ja haarassa on yleensä portaittain supistuvat yhteet, jotka voidaan katkaista liitettävän putken dimension mukaisesti. Osista on erilaisia versioita sen mukaan, onko kylmäaine nesteenä vai kaasuina ja käytetäänkö osaa ulkona vai sisällä. Yleensä pareittain myytävien meno- ja paluuhaarojen mukana toimitetaan erikoismuotoiltu eriste. Haaraosien asentaminen oikeassa asennossa on tärkeää kylmäaineen tasaisen jakautumisen kannalta, joten asennuksen tarvitsema tilantarve pitää huomioida suunnittelussa.



Kuva 27: Samsung VRF-putkiosia, sisäyksiköiden haaroitin ja y-haaroja. (Samsung VRF-Accessories 2013).

VRF-verkostoissa ei ole vesijäähdytysverkostoissa käytettävien linjasäätöventtiilien tapaisia apulaitteita, jolla verkosto tasapainotetaan. VRF-järjestelmä suunnitellaan ”itsestään tasapainottuvaksi”, millä tarkoitetaan sitä, että tarkoituksen mukainen ja tasapainotettu kylmäainevirtaus saadaan aikaiseksi putkikoon mitoituksella. Mitoitukseen kuuluvan varsinaisen putkikoon- ja pituuden valinnan lisäksi pitää ottaa huomioon verkostosiiden painehäviöiden suhde toisiinsa, putkimutkat ja muut kertapainehäviöt sekä laitteiden erilainen korkeusasema. Erityisen tärkeää on isojen painehäviöiden välttäminen varsinkin nesteputkessa, sillä laskeva paine saa kylmäaineen höyrystymään, mistä seuraa ongelmia paisuntaventtiilin säädölle ja kestävyydelle.

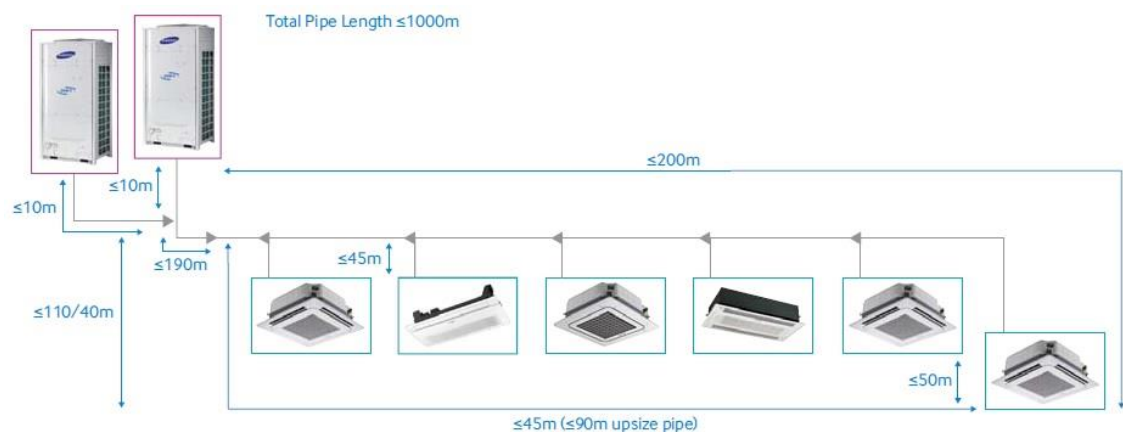
VRF-verkostossa pitää kondenssiriskin takia eristää vain paluu- eli imuputket sisäyksiköiltä ulkoyksiköille. Eristeellä vähennetään myös imukaasun tulistumista. Jos paisuntaventtiili sijaitsee sisäyksikön ulkopuolella, myös paisuntaventtiilin ja sisäyksikön välinen putki pitää eristää. Putkiverkoston suunnittelija määrittää tarvittavan eristyspaksuuden

vallitsevien olosuhteiden mukaan, yleensä käytetään eristepaksuutta 9 tai 13 mm ja eristemateriaalina vaahdotettua synteettistä umpisoluista kumia. Kupariputkea myydään myös valmiiksi eristettynä ja pinnoitettuna kieppinä, jolloin eristämisen aiheuttama lisäkustannus on pienempi.

VRF-kylmäaineverkoston suunnittelulle ja asentamiselle pätevät samat reunaehdot ja vaatimustaso kuin muillekin kylmäkoneistojen putkiverkostoille. Kylmäalan asennustyöt ovat aina luvanvaraista työtä ja asentajien tulee täyttää kylmäalan pätevyysvaatimukset (Valtioneuvoston asetus 766/2016). Koska kaikki ulko- ja sisäyksiköiden ulkopuolella olevat putkiliitokset tehdään rakennuskohteessa, kentällä tapahtuvan asennustyön laadulla on huomattava merkitys onnistuneen lopputuloksen kannalta. Tämä korostaa VRF-urakoitsijoiden laadunvarmistusmenetelmiä.

6.5 VRF-järjestelmien rajoitteita

Kaikissa VRF-järjestelmissä joudutaan rajoittamaan etäisyyksiä ulko- ja sisäyksiköiden välillä, sisäyksiköiden lukumäärää sekä kylmäainetäyttömääriä. VRF-verkoston etäisyyksien kasvaessa kasvavat myös painehäviöt, mikä heikentää kylmäkerrointa ja jäähdytyskapasiteettia. Painehäviötä voidaan pienentää putkikokoa kasvattamalla, mutta se kasvattaa investointikustannuksien lisäksi kylmäainemäärää. Käytännössä etäisyysrajoitteet riippuvat valmistajasta ja mallityypistä.



Kuva 28: Samsung VRF-verkoston etäisyysrajoitteita (VRF Specifiers 2017, 79).

Teknisen kehitystyön ansiosta monet raja-arvot ovat kasvaneet huomattavasti ensimmäisistä VRF-järjestelmistä. Kuvassa 28 on yhden valmistajan VRF-verkoston rajoitusehdoja. Rajoitettavia pituuksia ovat esimerkiksi verkoston kokonaisputkipituus, sisäyksiköiden välinen suurin korkeusero, ulkoyksikön ja sisäyksikön korkeusero, pisin etäisyys putkihaarasta ja pisin putkietäisyys sisäyksiköiden välillä. Rajoitusehdon ylittyessä voidaan joissakin tapauksissa ehtoa kiertää valitsemalla yhtä dimensiota isompi putkikoko, kuten kuvan sisäyksiköiden välisen maksimietäisyyden 45 m tapauksessa. Yleensä rajaehdon

ylittyminen johtaa kuitenkin järjestelmän jakamiseen pienempiin osapiireihin. Vesijäähdytysjärjestelmissä samankaltaisia rajoituksia jakeluverkostolle ei ole, sillä verkoston vesipumppu mitoitetaan aina verkostoon sopivaksi, joten teoriassa putkipituudella ei ole maksimiarvoa.

Putkietäisyyksien lisäksi kylmäainetäyttömäärä on toinen tärkeä asiakokonaisuus, joka rajoittaa VRF-järjestelmiä. Kylmäainemäärän kasvaessa tiukentuvat kylmäkoneisiin liittyvät määräykset. Järjestelmän kylmäainetäyttömäärä on verrannollinen putkiverkoston, lämmönsiirtimien ja muiden komponenttien sisätilatilavuuteen. Sisätilavuudet kasvavat suhteessa järjestelmän mitoitusjäähdytystehoon, joten käytännössä kylmäainemäärärajoite näkyy tehorajoituksissa. Mitoitusjäähdytysteholtaan noin 150 kW VRF-järjestelmän kylmäainetäyttömäärä lähestyy 100 kg täyttörajaa, joka on samalla raja mitä valmistajat eivät halua ylittää ylimääräisten turvalaitevaatimusten takia.

Eurooppalaisessa standardisarjassa EN-378 (2016) käsitellään kylmlaitteiden turvallisuuden ja ympäristöhaittojen ehkäisyyn liittyviä säädöksiä. Standardi asettaa rajoitusehdoja kylmlaitoksen suunnittelulle ja rakentamiselle laitokseen valitun kylmäaineen vaarallisuuden, täyttömäärän, jäähdytysjärjestelmän ja rakennuksen tyypin sekä huonetilavuuden mukaan. Vedenjäähdytysjärjestelmiin verrattuna standardi rajoittaa VRF-järjestelmien tiukemmin, koska niissä kylmäainetta sisältäviä laitteita sijaitsee myös oleskelutiloissa. Monet kylmäaineet ovat vaarallisia hengitettäessä, joten oleskelutiloissa olevia kylmäainelaitteet joutuvat erityistarkasteluun. Standardissa määritellään laskentaohjeet, joiden avulla lasketaan laitoksen suurin sallittu kylmäainetäyttömäärä. Laskentaohjeiden mukaan VRF-järjestelmien kylmäainetäyttömäärää ei kuitenkaan rajoiteta toimistorakennuksilla. Mikäli VRF-järjestelmiä kuitenkin käytetään julkisissa rakennuksissa kuten esimerkiksi hotelleissa, on standardin mukaisesti laskettava suurin sallittu täyttömäärä suhteellisen pieni. Käytännössä tästä seuraa, että mikäli suurempia VRF-järjestelmiä halutaan käyttää esimerkiksi hotelleissa, vaatii standardi huonetiloihin asennettavan vuotoilmaisinjärjestelmän. Tämä luonnollisesti nostaa VRF-järjestelmän kokonaiskustannuksia esim. julkisissa rakennuksissa.

Standardin EN-378 mukainen täyttömäärän rajoitus saattaa kuitenkin vaikuttaa toimistorakennuksissa käytettäviin VRF-järjestelmiin tulevaisuudessa. Mikäli EU:n F-kaasuasetuksen tähden tullaan korvaamaan VRF-järjestelmien kylmäaine vaarallisemmalla, esim. osittain palavalla 2L-luokan kylmäaineella, nykyisten määräysten mukaan myös toimistorakennusten VRF-järjestelmiltä tultaisiin vaatimaan vuotoilmaisinjärjestelmän käyttöönottoa. Kylmlaitevalmistajilla on askelmaisesti ajan saatossa voimaan tulevien F-kaasuasetusten määräysten käyttöönotossa erittäin suuri rooli ja aika näyttää minkälaisia vaikutuksia VRF-järjestelmiin tulee kohdistumaan.

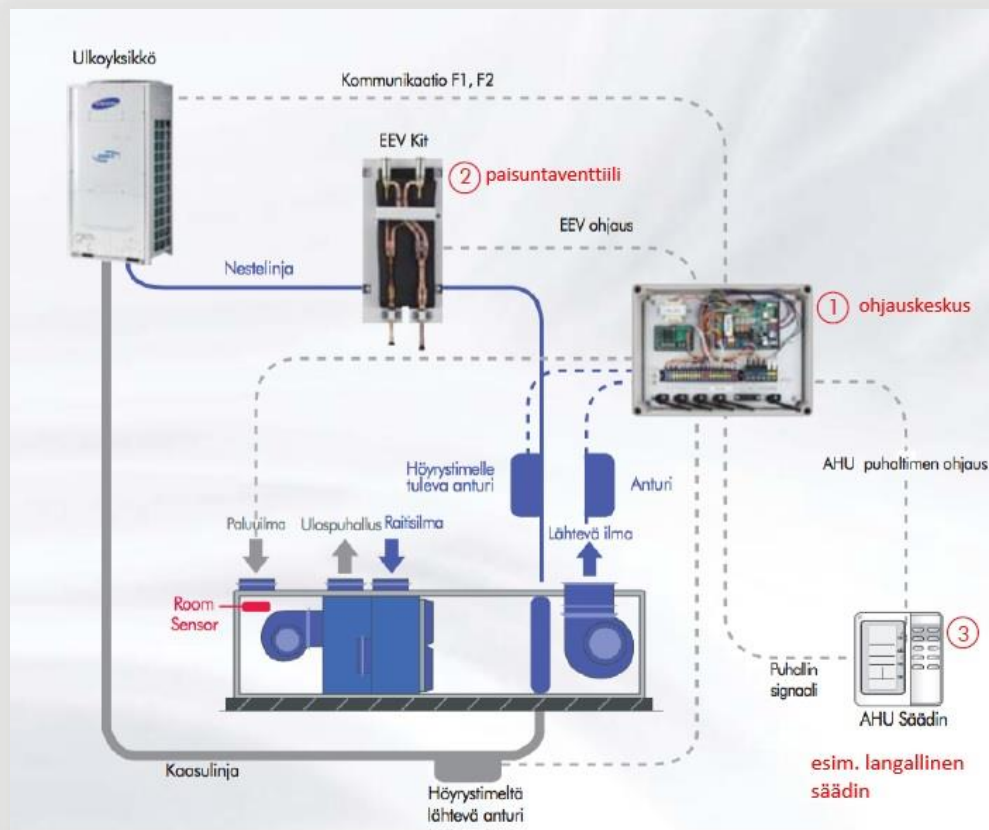
6.6 VRF-järjestelmä tuloilman jäähdytyksessä

Tuloilman jäähdytys voidaan toteuttaa VRF-järjestelmällä integroidusti, erillisesti tai jättää se kokonaan VRF-järjestelmän ulkopuolella, jolloin ilmanvaihtokone huolehtii jäähdytyksestä itsenäisesti. VRF-järjestelmään integroituna tuloilmapatteri kytketään rinnan muiden sisäyksikköjen kanssa ja erillisesti toteutettuna tuloilmapatterit ovat omassa VRF-kylmäainepiirissä omalla ulkoyksiköllä.

6.6.1 Tuloilmapatterit osana VRF-järjestelmää

Suhteellisen pienitehoisissa jäähdytyskohteissa tuloilmapatterit kytketään rinnan muiden sisäyksikköiden eli konvektoreiden kanssa. Suunnittelija määrittelee käytännön toteutuksen ja reunaehdot siitä, miten tuloilmapatterit kytketään muuhun VRF-verkostoon. VRF-valmistajat eivät yleensä rajoita järjestelmän kytkemistä kolmansien osapuolien tuloilmapattereille. Osa VRF-valmistajista kuitenkin myy myös kokonaisia ilmanvaihtoyksiköitä.

Kuvassa 29 on erään valmistajan ilmastointipatterin VRF-kytkennän toteutus. Ohjauskeskukseen kytkettävä paisuntaventtiili säätelee tuloilmapatterille menevää kylmäainevirtausta. Tämän valmistajan paisuntaventtiilisarja eli ns. AHU-kit (engl. *Air Handling Unit*) valitaan mitoitusjäähdytystehon mukaan portaittain 7 kW välein aina 28 kW asti. Paisuntaventtiilin lisäksi sarjassa on IV-koneeseen kytkettäviä mittausantureita. Korkeintaan neljä AHU-yksikköä voidaan kytkeä yhteen VRF-järjestelmään, mahdollistaen maksimissaan 112 kW tuloilman nimellisjäähdytystehon tämän valmistajan järjestelmässä. Jos useampia AHU-kittejä halutaan kytkeä toisiinsa, täytyy järjestelmään hankkia lisäksi liitäntäsarjoja ja isompi ohjauskeskus, mikä nostavat investointikuluja. Tuloilmapatterin lämpötilaohjaus toteutetaan 0–10 V signaalilla joko valmistajan omalla langallisella säätimellä tai kytkemällä se rakennuksen taloautomaatiojärjestelmään. (Samsung AHU, 3). Huomattavaa on, että AHU-kit ei sisällä varsinaista tuloilmapatteria, vaan se pitää olla valmiina tai hankkia erikseen. Tuloilmapatterin pitää olla myös yhteensopiva VRF-järjestelmän kylmäaineen ja sen käyttämän öljyn kanssa sekä lujuudeltaan riittävä VRF-järjestelmän painetasolle.



Kuva 29: Tuloilmapatterin kytkentä VRF-järjestelmään AHU- yksikön avulla (Samsung AHU, 3).

Nykyisissä VRF-järjestelmissä on pääosin lämmitysominaisuus jo valmiiksi integroituna, joten valmius tuloilman lämmittämiseksi samalla patterilla on olemassa. Lämmitystilassa kylmäainevirtaus patterissa muuttaa suuntaa, joten myös nestejakajassa toiminta muuttuu nestettä yhdistäväksi. Tästä johtuen nestejakaja pitäisi mitoittaa yhtä kokoluokkaa isommaksi. Jos tuloilmapatteri on jäädytyskäytössä tyypiltään vastavirtasiirrin, muuttuu se lämmityskäytössä myötävirtasiirtimeksi ja suhteellinen lämmönsiirto heikkenee. Lämmönsiirron heikentyminen ei kuitenkaan yleensä rajoita tuloilmapatterin käyttöä lämmitykseen, sillä jäädytyskäyttöön mitoitettu VRF-järjestelmässä on monesti ylikapasiteettia.

6.6.2 Tuloilman jäädytys erillisenä VRF-järjestelmänä

Tuloilman jäädytys voidaan toteuttaa myös täysin erillisenä VRF-järjestelmänä. Tällöin yksi tai useampi ulkoyksikkö palvelee pelkästään yhtä tai useampaa tuloilmapatteria. Yhden koneikon piirissä olevaa kylmäainetäyttöä voidaan pienentää jakamalla järjestelmä paremmin hallittaviin osajärjestelmiin. Luonnollinen tapa toteuttaa jako on jakaa jäädytys omiin piireihinsä tuloilman ja sisätilojen jäädytyksen kesken. Toimintavarmuus paranee, koska järjestelmät ovat erilliset ja toimivat toisistaan riippumatta.

Toinen etu tuloilmapatterin kytkemisessä erilliseen VRF-järjestelmään on höyrystymislämpötilan nopea ja tarkka säätö. Matalilla lämpötiloilla voidaan tarvittaessa kuivata tehokkaasti tuloilmaa tai sitten patteria voidaan ajaa kastepisteen yläpuolella maksimoiden tuntuvaan jäähdytystehon osuuden. Koska tuloilman jäähdytys on omassa piirissä, höyrystymislämpötilan säätö vaikuttaa vain tuloilmapattereihin. Mikäli tuloilman jäähdytys toteutettaisiin samassa piirissä sisälaitteiden kanssa, voidaan höyrystymislämpötilan myös tällöin säätää, mutta vaikutus kohdistuu tuloilmapattereiden lisäksi kaikkiin muihin samaan piiriin kytkettyihin puhallinkonvektoreihin.

6.7 VRF-järjestelmän käyttö lämmitykseen

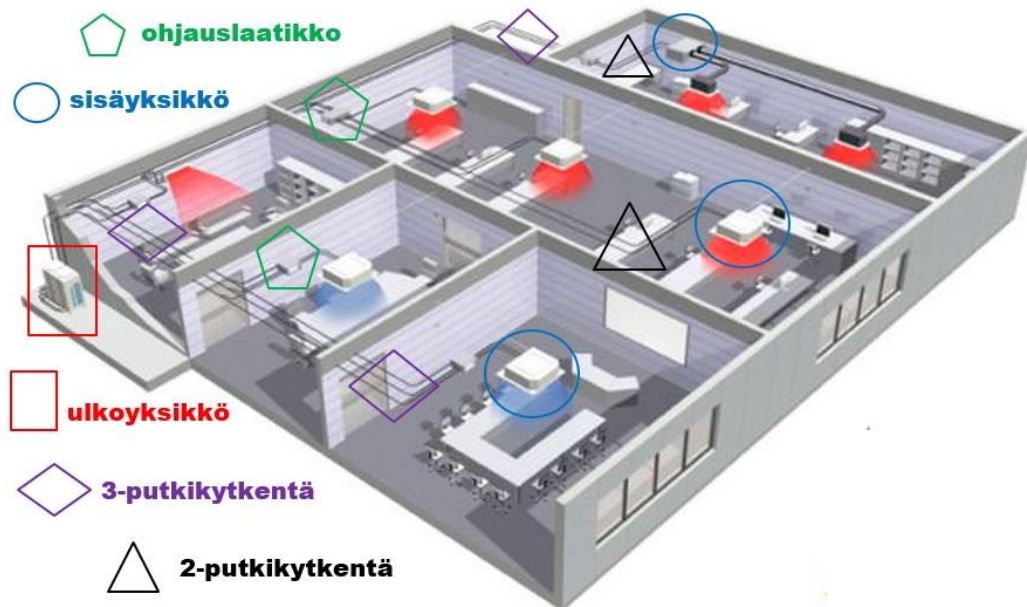
VRF-järjestelmiä voidaan käyttää myös rakennuksen lämmitykseen. Lämmitykseen käytettäviä järjestelmiä on kahta tyyppiä. Lämpöpumppuversiossa voidaan rakennusta joko jäähdyttää tai lämmitellä. Lämmöntalteenottoversiossa voidaan jäähdyttää ja lämmitellä myös yhtäaikaisesti.

6.7.1 VRF-järjestelmä lämpöpumppuna

Nykyisin valtaosa VRF-valmistajista on lopettanut pelkästään jäähdytyskäyttöön suunniteltujen VRF-järjestelmien myynnin. Vaikka järjestelmää käytettäisiin vain jäähdytykseen, lämmitysvalmius on uusissa ulkoyksiköissä olemassa. Kun VRF-järjestelmää halutaan käyttää lämmitykseen eli lämpöpumppuna, käännetään ulkoyksikössä sijaitsevan 4-tieventtiilin avulla jäähdytysputkiverkoston virtaussuunta. Ulkoyksikön lauhdutin alkaa toimia höyrystimenä ja sisäyksiköt lauhduttimina. Järjestelmä toimii samalla kaksiputki-järjestelmällä kuin pelkkä jäähdytysversiokin.

6.7.2 VRF-lämmöntalteenottojärjestelmä

VRF-lämmöntalteenottojärjestelmä lämmittelee ja jäähdyttää samanaikaisesti, joten esimerkiksi keväällä eteläpuolen toimistoihin tulevaa auringon säteilyntehoa tai rakennuksen palvelinsalien lämpötehoa voidaan siirtää lämmitystä vaativiin tiloihin. Eri valmistajat toteuttavat järjestelmän eri tavoin, yleensä käytetään ns. kolmiputki-järjestelmää, *kuva 30*. Normaalien neste- ja kaasuputkien lisäksi verkostoon tarvitaan ns. paluuputki. Kolmiputket kytketään ulkoyksiköiden suunnasta ohjauslaatikkoihin, johon sisäyksiköt puolestaan kytketään kaksiputkikytkennällä. Ohjauslaatikossa on säätöautomaatiikkaa, joka vaihtaa sisäyksiköiden tilaa jäähdytyksen ja lämmityksen välillä tarpeen mukaan. Lämmöntalteenottojärjestelmän hyötysuhde nousee parhaimmillaan kaksinkertaiseksi pelkkään jäähdytykseen verrattuna, sillä jäähdytyksen tarvitsemalla kompressorityöllä saadaan aikaiseksi jäähdytys ja lämmitys.



Kuva 30: Verkstokaavio lämmöntalteenottojärjestelmästä (Daikin 2014, 24).

Kalliimmat ulkoyksiköt, kolmiputkijärjestelmä sekä ohjauslaatikot nostavat lämmöntalteenottojärjestelmän hankintakustannuksia. Casey'n (2012, 52) lehtiartikkelin mukaan VRF-lämmöntalteenottojärjestelmä olisi investointikustannuksiltaan 30 – 40 % suurempi kuin kapasiteetiltaan samanlainen VRF-lämpöpumpputjärjestelmä.

6.8 VRF-järjestelmän energiatehokkuus suhteessa vesijäähdytysjärjestelmiin

6.8.1 Energiansiirron tehokkuus ja lämpötilaerot

Verrattaessa VRF-järjestelmää vesijäähdytysjärjestelmiin, voidaan nostaa esiin joitakin tekijöitä, joiden ansiosta VRF-järjestelmällä on parempi energiatehokkuus. Ensinnäkin veteen verrattuna kylmäaine sitoo ja siirtää lämpöenergiaa vettä tehokkaammin. Lämmönsiirto perustuu vedellä lämpötilaeron tuoman lämpökapasiteetin muutokseen, kun taas kylmäaineella lämpö siirtyy osittain lämpökapasiteetin, mutta pääosin faasimuutoksen lämmön avulla. Faasimuutoksen ansiosta verkostossa siirrettävä massavirta on pienempi ja virtauksen aikaansaamiseksi riittää kompressorin ylläpitämä painero. Tosin varsinkin laajassa VRF-verkossa kaasuputkien aiheuttamat painehäviöt nostavat painesuhdetta ja kompressorin energiankulutusta suhteessa sellaisen kylmäainepiiriin, missä etäisyydet ovat lyhyet. Vedenjäähdytysjärjestelmän energiatehokkuutta rasittavat kompressorin lisäksi välillisten vesi- ja liuosverkostojen pumppujen sähkönkulutus.

VRF-järjestelmä on suorajärjestelmä ja vesijäähdytysjärjestelmä on välillinen järjestelmä. Saman jäähdytystehon aikaansaamiseksi vedenjäähdytyskoneen on laskettava ma-

talapaine höyrystimen asteisuuden verran matalammaksi. Lisäksi nestelauhdutteen vedenjäähdytyskoneen on nostettava korkeapaine lauhduttimen asteisuuden verran korkeammaksi. Toisin sanoen nestelauhdutteen vedenjäähdytyskoneen kompressorin muodostama lämpötilaero on kahden asteisuuden verran isompi, josta seuraa painesuhteen ja sähkönkulutuksen kasvu. Hakala & Kaappola mukaan (2013, 53) kylmälaitoksen sähkönkulutus kasvaa 2 – 3 % asteen lämpötilaeroa kohden, jolloin esimerkiksi kolmen asteen asteisuudesta höyrystimessä ja lauhduttimessa seuraa yhteensä kuuden asteen lämpötilaero ja yli 12 – 18 % suurempi sähkönkulutus mitoitusteholla.

6.8.2 Alijäädyttimen hyödyntäminen

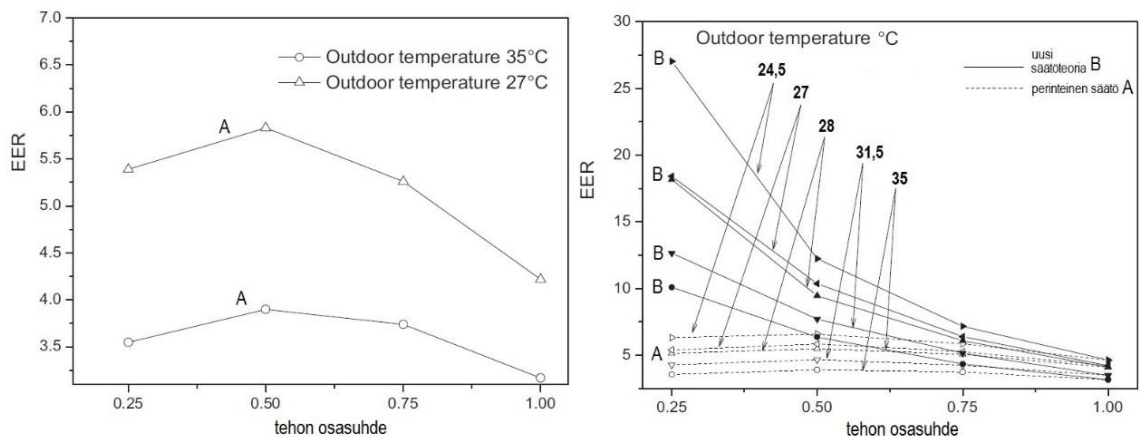
Useat VRF-valmistajat hyödyntävät alijäädyttimiä järjestelmissään. Ulkoyksikössä sijaitseva alijäädytin kytketään nestelinjaan lauhduttimen jälkeen, ks. *sivun 46 kuva 24*. Pieni osa nestevirrasta ohjataan ylimääräisen paisuntaventtiiliin kautta alijäädyttimeen, neste höyrystyy ja tulistuu samalla alijäädyttäen lämmönsiirtimen toisella puolella olevan päänestevirtauksen. Nesteen alijäähtymisen ansiosta nesteputkessa sallitaan isompi painehäviö ennen nesteen höyrystymistä kupliksi, jolloin riski kuplien joutumisesta sisäyksiköiden paisuntaventtiileille pienenee. Tästä johtuen paisuntaventtiilin säätö on stabiilimpaa ja äännettömämpää.

Tavallisesti alijäädyttimeltä tuleva kaasu yhdistyy pisaranerotuksessa höyrystimiltä tulevaan kaasuvirtaukseen. Jotkut VRF-valmistajat käyttävät kierukkakompressoreissa kaksivaiheista puristusta välikaasuruiskutuksella (engl. *vapor injection*), jolloin alijäädyttimeltä tuleva, välipaineessa oleva kaasu, johdetaan suoraan kompressoriin. Esimerkiksi *sivun 46 kuvan 24* järjestelmässä kaasuvirtaus alijäädyttimeltä (6) voidaan ohjata joko pisaranerottimeen (8) tai suoraan kompressoriin (11) välipaineessa. Välikaasun käytöllä pienennetään puristetun kaasun maksimilämpötilaa ja kompressorin tarvitsemää puristustilavuutta ja saavutetaan vieläkin parempi kylmäkerroin. Menetelmä soveltuu myös ruuvikompressoreille. (Jain *et al.* 2004).

Kwon *et al.* (2012) tutkivat alijäädyttimen vaikutuksia VRF-jäähdytysjärjestelmän suorituskykyyn. Alijäädyttimen käyttö laskee hiukan mitoitusjäähdytystehoa, mutta kompressorin parantuneen hyötysuhteen ansiosta kylmäkerroin kasvoi. Li *et al.* (2016, 309.) puolestaan tutkivat miten alijäädyttimen käyttö ja verkoston putkipituuden kasvattaminen vaikuttaa VRF-järjestelmän suorituskykyyn. Jäähdytyskapasiteetti ja kylmäkerroin heikkenevät putkiverkoston pituuden funktiona, mutta alijäädytintä käyttämällä kylmäkerroimen heikentyminen ei ole niin suurta. Lisäksi pitkillä verkostoilla alijäädytintä tarvitaan paisuntaventtiilin stabiilin toiminnan varmistamiseksi. Toisien sanoen, alijäädyttimen käyttö on kannattavaa isoilla VRF-verkostoissa.

6.8.3 Taajuusmuuttajasäädön ja kelluvan lämpötilan vaikutus kylmäkertoimeen

Yleisesti tiedetään, että taajuusmuuttajasäätöisten jäähdytyskompressorien kylmäkerroin on osatehoilla parempi. Asiaa havainnollistavat Zhao *et al.* (2015) VRF-järjestelmiin liittyvässä tutkimuksessaan, jonka varsinaisena aiheena oli kylmäkertoimen parantaminen säätöteoriaa kehittämällä. Tulosten mukaan perinteisen pyörimisnopeussäädetyin (A) VRF-järjestelmän osatehon funktiona muodostetun kylmäkertoimen käyrä on muodoltaan paraabeli, joka saavuttaa huippuarvon 50 % osateholla, *kuva 31 vasemmalla*.



Kuva 31: Testatun VRF-järjestelmän kylmäkerroin osatehon funktiona kahdella säätötavalla (perustuu lähteeseen Zhao et al. 2015, 185).

Kelluvalla lämpötilasäädöllä tarkoitetaan sitä, että kylmäkoneen lauhtumis- tai höyrystymislämpötilaa muutetaan yleensä jonkun toisen lämpötilan funktiona. Lauhtumislämpötilan kellumisen vaikutus kylmäkertoimeen ulkolämpötilan funktiona nähdään myös *kuvasssa 31*. Kun ulkolämpötila laskee, voidaan lauhtuminpainetta laskea ja kylmäkerroin paranee. Tutkimuksessa samaan järjestelmään implementoitiin säätötekniikka (B), missä pyörimisnopeuden säädön lisäksi höyrystymislämpötilan annettiin kellua eli sitä nostettiin 8 asteesta 12 asteeseen sitä mukaa kun VRF-järjestelmän jäähdytystehontarve pieneni. Kylmäkertoimen käyrä jäähdytystehon funktiona muuttui paraabelista kauttaaltaan laskevaksi, *kuva 31 oikealla*. Säätöteorialla B saavutettiin kylmäkertoimen huippuarvo 25 % osateholla, mikä oli samalla pienin osatehon arvo, millä järjestelmää testattiin. Tutkimuksen mallitapauksessa energiankulutus väheni 15 % uuden säätöteorian (B) avulla. Loppupäätelmä oli, että kompressorin kylmäkerroin paranee höyrystymislämpötilan muuttamiseen perustuvalla säädöllä erityisesti matalilla kierrosnopeuksilla. (Zhao *et al.* 2015, 183–185).

Käytännössä kelluvaa höyrystymislämpötilaa ei voida VRF-järjestelmissä aina hyödyntää, sillä höyrystyslämpötilan nosto heikentää jokaisen sisäyksikön jäähdytystehoja. Esi-

merkiksi ihmisiä täyteen ahdettu neuvotteluhuone saattaa tarvita hetkellisesti täyden maksimijäähdytystehonsa, vaikka samaan aikaan muilla sisäyksiköillä jäähdytystehontarve olisi vähäistä. Tilanne voidaan ratkaista ohjelmoimalla säätöpiiri ohittamaan kelluva säätö, jolloin järjestelmän höyrystymislämpötilaa lasketaan kunnes neuvotteluhuoneen jäähdytysteho on tyydyttävällä tasolla. Toisaalta rakennuksen ”kriittiset” jäähdytyslaitteet voidaan myös alun perin ylimitoitaa suuremmalle höyrystymislämpötilalle, jolloin kelluvaa säätöä voidaan hyödyntää enemmän.

Kelluvaa lauhtumislämpötilaa hyödynnetään myös vedenjäähdytysjärjestelmissä, jonka ansiosta myös niissä kylmäkerroin paranee osatehoilla, vaikka pyörimisnopeussäätöä ei käytettäisi. Kelluvan höyrystymislämpötilan kannalta säätö on huomattavasti hankalampi toteuttaa vedenjäähdytysjärjestelmässä. Menoveden lämpötilan nosto pienentää suoraan käytettävissä olevaa lämpökapasiteettia, mikä vaikuttaa dramaattisemmin sisälaitteiden jäähdytystehoon. Vesijärjestelmässä on lisäksi puskuritehoa tasaussäiliön ja putkiverkoston sisältämän veden takia, mikä eli hidastaa säätöä. Hankalin ongelma on kuitenkin sisäyksiköiden ja vedenjäähdytyskoneen välisten säätökytkentöjen puuttuminen. Jos koko verkoston menoveden lämpötilaa nostetaan niin ennemmin tai myöhemmin yksittäisen sisäyksikön jäähdytysteho ei enää riitä jäähdyttämään tilaa. Sisälaitteen säätöpiiri avaa säätöventtiilin täysin auki ja nostaa sisäyksikön puhaltimet täysille. Jos jäähdytysteho ei vielä riitä, tieto siitä ei kulkeudu vedenjäähdytyskoneelle, koska vedenjäähdytyskoneen säätö on yleensä suunniteltu vain pitämään höyrystimelle tulevan veden lämpötila asetusravon eroalueen sisällä. Jotta kelluvaa höyrystymislämpötilaa voitaisiin hyödyntää, pitäisi sisäyksiköt olla yhdistetty keskitettyyn säätöjärjestelmään, mikä nostaa investointikustannuksia. Lisäksi toinen ongelma on se, että käytännössä monet vedenjäähdytyskonevalmistajat eivät hyödynnä teholuokaltaan suhteellisin pienissä vedenjäähdytyskoneissa ollenkaan pyörimisnopeuden säätöä. Esimerkiksi kierukkakompressoreja säädetään silloin ainoastaan portaittain on/off-kytkennällä, jolloin järjestelmälle on tyypillistä jakeluverkoston lämpötilan huojunta ja kylmäkertoimen heikentyminen. Huojunnan takia kelluvan höyrystymislämpötilan säätö vaikeutuu entisestään.

6.9 Vertailututkimukset VRF- ja vesijäähdytysjärjestelmän välillä

Julkisia kansainvälisiä VRF- ja vesijäähdytysjärjestelmiä vertailevia tutkimustuloksia on jonkin verran saatavilla, yhteenveto tutkimuksista on kerätty *taulukkoon 8*. Suurin osa tutkimuksista on laskennallisia, ne on tehty pääosin uusille rakennuskohteille ja monesti tutkimuksen alulle panija on ollut VRF-valmistaja.

Taulukko 8: Vertailututkimuksia VRF- ja vesijäähdytysjärjestelmien välillä.

Kohde/laajuus	Tyyppi	Sähköenergia- / käyttökustannukset	Investointikustannukset	Muuta	Lähde
USA (yleinen)	laskentamalli	VRF sähköenergia 5...15 % vähemmän	VRF kalliimpi 5...20 %		Roth et. al 2002, 137–138
USA, toimistorak., 700 kW, VRF vs. ilma/vesilauh. VJK:t	laskentamalli	VRF sähköenergia 30...40% vähemmän	VRF kalliimpi 8 % vs. ilmalauh. VJK ja 16 % vs. vesilauh. VJK	VRF:n taikaisinmakusaika 1,5 v (ilmalauh.)/ 0,66 v (vesilauh.)	Goetzler 2007, 26–27; Amarnath & Blatt 2008, 6
Brasilia, toimistorak. 9300 m ² , 17 kerrosta, VRF:1892 kW vs. 2 x vesi VJK:t: ruuvi 2 x 844 kW ja turbo 2 x 844 kW	simulointi, jäähdytys + lämmitys	VRF sähköenergia 30 % kesä / 60 % talvi vähemmän	VRF kalliimpi 15...22 %, tutkimuksen aikaan VRF:itä perittiin tullimaksu	nykyarvo VRF 6...10 % parempi (10 vuotta, korko 10 %)	Roth et. al 2002, 137–138
Saksa, hotelli, 4000 m ² , VRF vs. ilmalauh. ruuvi VJK	investointi		VRF sisä- ja ulkoyksiköt 43 % kalliimmat, mutta kokonaiskustannus suunnilleen sama		Roth et. al 2002, 138
Italia, pankkitoimisto, 14 rakennusta, 7 VRF vs. 7 vesi, rakennettiin 1998	TODELLINEN JÄRJESTELMÄ jäähdytys + lämmitys	VRF sähköenergia 35% vähemmän, VRF huoltokulut 40 % pienemmät	VRF laitteistoinvestointi kalliimpi, asennus halvempi, kokonaiskustannus suunnilleen sama		Amarnath & Blatt 2008, 6
Osaka, Japani, 27 kerrosta, 1800 m ² /kerros	vertailulaskenta	VRF käyttökulut halvemmat: päivällä 35 % / yöllä 51 %	vesi 33% kalliimpi	valitiin ja toteutettiin VRF, todellinen käyttökustannus 1. vuonna 7% kalliimpi kuin simulointi	Comparison of VRF, 2007

Yhteinen piirre tutkimuksille on, että eri järjestelmien investointikustannukset vaihtelevat voimakkaasti rakennuskohteen ja järjestelmän ominaisuuksien mukaan. Sähköenergia-kustannukset ovat kuitenkin keskimäärin VRF-järjestelmillä halvempia, mikä tukee näkemystä VRF-järjestelmän paremmasta energiatehokkuudesta.

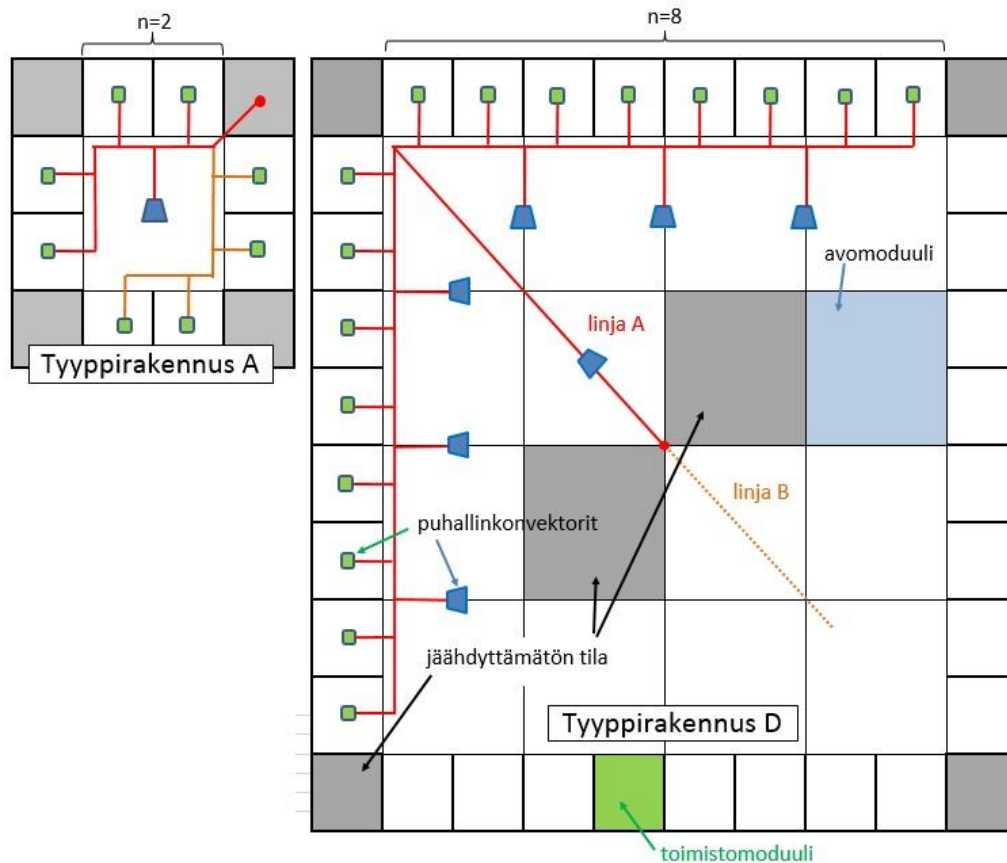
7. VERTAILTAVIEN JÄRJESTELMIEN MALLIN- NUS JA TUNNUSLUKUJEN MÄÄRITTELY

Työn tavoitteena on vertailla kahta toimistorakennuksen jäähdytykseen käytettävää järjestelmää. Valitut järjestelmät ovat vedenjäähdytysjärjestelmä ja VRF-järjestelmä. Tässä kappaleessa mallinnetaan tarkasteltavat jäähdytysjärjestelmät tyyppirakennuksiin. Osiossa esitellään tyyppirakennukset, kytkentäkaaviot, jäähdytystehontarpeiden laskenta ja jäähdytysjärjestelmien valinta- ja mitoitusperiaatteita. Lopuksi esitetään laskentamenetelmiä eri luvuille, joiden pohjalta mallinnettuja järjestelmiä voidaan vertailla. Vertailuluvut ovat järjestelmän investointikustannukset, sähköenergiankulutus, vuosikylmäkeroin ja investoinnin kannattavuutta kuvaava nettovuosi-arvo. Lisäksi ylimääräisenä tehtävä arvioitiin VRF-järjestelmän lämmityskäytön mahdollistamia säästöjä yhden järjestelmätyypin osalta.

7.1 Tyyppirakennus

Rakennuksen jäähdytysjärjestelmien investointi- ja sähköenergiakustannukset riippuvat mm. rakennuksen laajuudesta, tyypistä ja käyttötavoista. Rakennusta ja sen jäähdytysjärjestelmän käyttöä voitaisiin simuloida dynaamisia laskentamallia hyödyntäen. Tässä työssä ei kuitenkaan vertailla miten rakennuksen erilaiset ominaisuudet vaikuttavat jäähdytysjärjestelmien mitoitukseen ja käyttöön. Lisäksi dynaamisen laskentamallin luominen on työlästä, joten sellaisen käytöstä luovuttiin. Rakennuksen koko vaikuttaa kuitenkin suoraan jäähdytysputkiverkoston etäisyyksiin, sisälaitteiden lukumäärään ja jäähdytystehontarpeeseen. Työn alkaessa yksi mielenkiintoisimmista kysymyksistä oli juuri jäähdytysjärjestelmän jäähdytystehon vaikutus järjestelmän investointi- ja sähköenergiakuluihin. Siten päädyttiin hyödyntämään rakennusmallia, jonka kokoa muuttamalla pystytään luomaan eri jäähdytystehoisia ja kokoisia järjestelmiä.

Rakennusmalliksi luotiin tyyppirakennuksia kuvitteellisesta toimistorakennuksesta. Rakennuksesta ei mallinneta muita tietoja kuin pohjakuvien huonejako-, etäisyys- ja pinta-alatietoja. Tyyppirakennuksia luotiin yhteensä 5 kpl ja ne nimettiin kirjaimilla A, B, C, D ja E. Tyypit A – D ovat 1-kerroksisia rakennuksia, jonka pinta-alaa kasvatetaan portaittain ja tyyppi E on tyypin D rakennustaso kaksikerroksisena. *Kuvassa 32* ovat pohjakuvat rakennustyypeistä A ja D.



Kuva 32: Pohjakuva tyypirakennuksista A ja D.

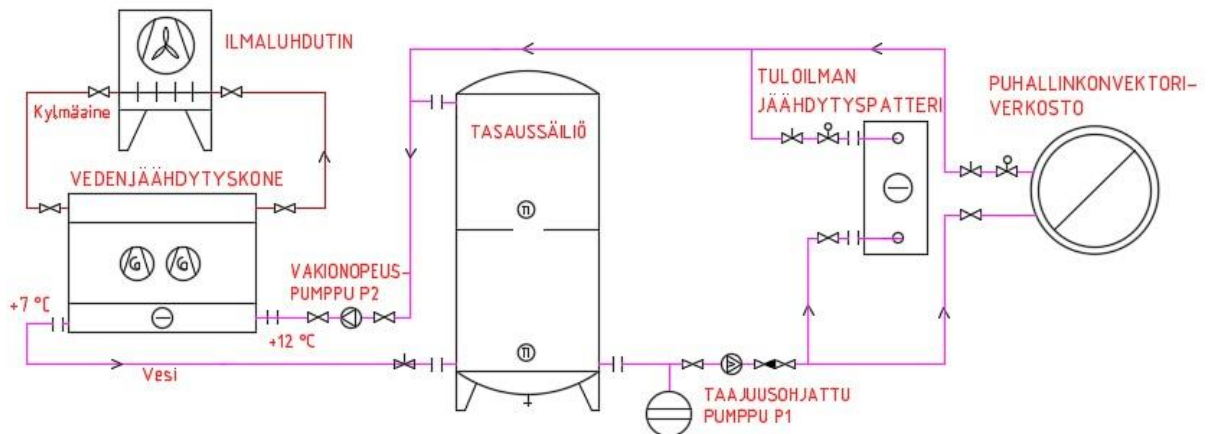
Mallinnuksen helpottamiseksi rakennuksesta luotiin moduulijärjestelmä, jossa yksi jäähdytystä tarvitseva toimistohuone vastaa moduulihuonetta ja moduulihuoneiden lukumäärää kasvattamalla suurennetaan järjestelmän kokoa. Moduulihuoneen mitat ovat 4,6 m x 4,6 m. Moduuliluku n tarkoittaa rakennuksen yhdellä sivulla olevien jäähdytettävien moduulihuoneiden lukumäärää. Verkoston mallintamisen helpottamiseksi kaikki nurkka huoneet ja myös osa keskitiloista määriteltiin tiloiksi, joita ei jäähdytetä. Nurkka huoneet eivät siis kuulu moduulilukuun, joten rakennuksen sivun pituus on $(n + 2) \times 4,6$ m. Moduuliluvuiksi n valittiin luvut 2, 4, 6 ja 8, kuvassa 32 ovat moduulilukua 2 ja 8 vastaavat tyypirakennukset. Moduuliluvulla $n=10$ rakennus tulisi niin suureksi, että VRF-verkosto pitää jakaa kahteen piiriin. Laskennan nopeuttamiseksi viides rakennustyyppi E saatiin luomalla moduulilukua $n=8$ vastaava pohjakuva kaksikerroksisena.

Rakennukseen haluttiin mallintaa toimistohuoneiden lisäksi avokonttoreita, koska jäähdytysjärjestelmään haluttiin mitoittaa jäähdytyslaitteita kahdesta eri teholuokasta. Vakio-kokoiset toimistohuoneet sijoitettiin kaikissa rakennuksissa ulkoreunalle ja avotoimistotilat rakennuksen keskelle. Moduulijärjestelmää hyväksi käyttäen luotiin avomodduuli, joka vastaa neljää toimistomodduulia eli on kooltaan 9,6 m x 9,6 m.

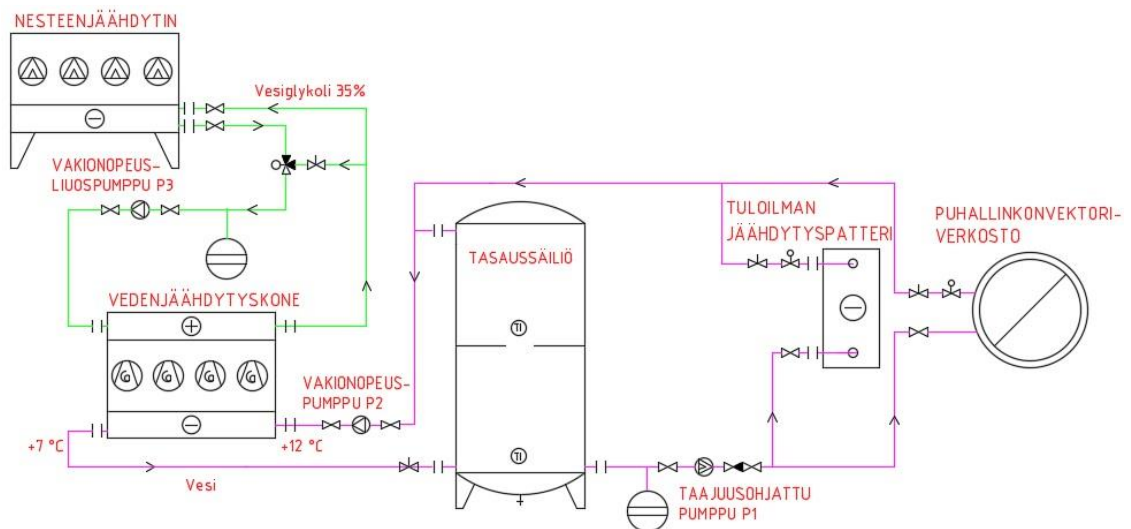
7.2 Tarkasteltava järjestelmätyypit

7.2.1 Vedenjäähdytysjärjestelmät

Tyyppirakennuksiin A ja B valittiin sisäasenteiset ilmalauhdutteiset vedenjäähdytyskoneet erillisillä lauhdutinyksiköillä, järjestelmän kytkentäkaavio on esitetty *kuvassa 33*. Jäähdytystehon kasvun myötä tyyppirakennuksiin C, D ja E valittiin sisäasenteiset vedenjäähdytyskoneet välillisellä liuoslauhdutuksella ja nestejäähdyttimillä, *kuva 34*.



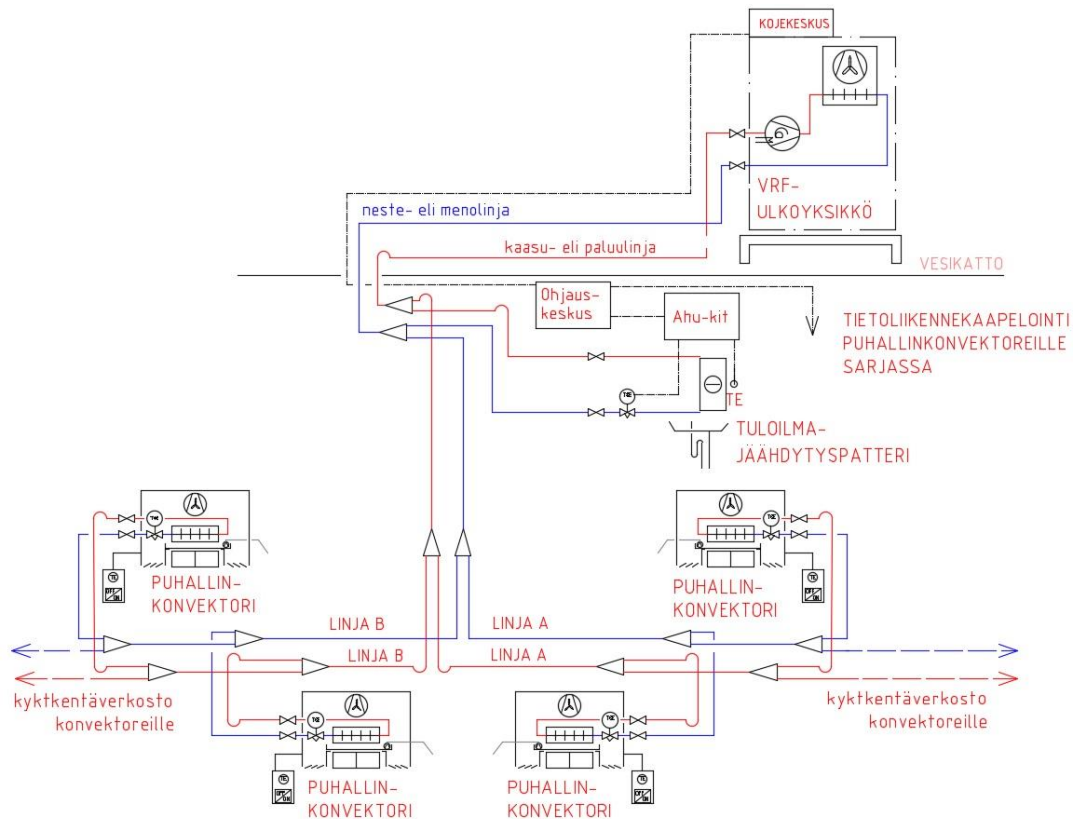
Kuva 33: Rakennustyyppin A ja B vesijäähdytysjärjestelmä suoralla lauhdutuksella.



Kuva 34: Rakennustyyppin C, D ja E vesijäähdytysjärjestelmä välillisellä lauhdutuksella.

7.2.2 VRF-järjestelmät

VRF-järjestelmän kytkentäkaavio toteutetaan *kuvan 33* tavalla. Toteutustapa on samanlainen rakennustyypeillä A, B, C ja D. Puhallinkonvektoreiden ja ulkoyksiköiden lukumäärä kasvaa jäähdytystehon kasvaessa. Järjestelmätyyppi E on tyypin D toteutus kahdena erillisenä järjestelmänä.



Kuva 35: VRF-järjestelmän kytkentäkaavio.

7.3 Jäähdytystehontarpeen mitoitus

Kaikkien tyyppirakennuksien jäähdytystehontarpeen laskenta perustuu oletukseen, että rakennuksessa on vakioilmavirtainen tuloilmakone ja tulo-/poistoilmakanavisto. IV-koneelle tulevaa ulkoilmaa jäähdytetään jäähdytyspatterin avulla ja viileä ilma puhalletaan toimistoihin. Viileä tuloilma ei yksistään riitä jäähdyttämään koko rakennusta, joten tiloja pitää lisäksi jäähdyttää tilakohtaisilla jäähdytyslaitteilla. Rakennuksen jäähdytystehontarpeen laskenta jakautuu siis kahteen osaan, tuloilman jäähdytykseen ja huonetilojen jäähdytykseen.

7.3.1 Tuloilman jäähdytystehontarpeen määrittäminen

Tuloilmavirtaukseksi määritellään *sivun 10 taulukon 4* mukaisesti $2,0 \text{ dm}^3/\text{s}/\text{m}^2$ koko rakennuksen pinta-alalle. Mitoitustilanteessa ulkoilma tulee patterille tilassa DB +27 °C, RH 55 % ja WB + 20,38 °C. Tuloilmajäähdytyspattereita vedelle ja eri kylmäaineille voidaan mitoittaa patterinmitoitusohjelmalla kuten Coils for Windows (Luvata). Patterilta poistuneen jäähdytetyn tuloilman lämpötila, suhteellinen kosteus ja tehontarve riippuvat valitun patterin ominaisuuksista ja lämpötilatasoista. Vesijäähdytysjärjestelmissä väliaineena on vesi ja lämpötilaeroksi meno- ja paluulinjan välille mitoitetaan 7/12 °C. VRF-järjestelmissä väliaineena on kylmäaine R410A ja höyrystymislämpötilaksi valitaan 7

°C. Varsinainen tuloilmajäähdytyspatterin mitoitus rajataan tämän laskennan ulkopuolella, koska se kuuluu IV-urakointiin. Koska jäähdytystehontarpeen ei haluttu riippuvan patterista, lasketaan tuloilmapatterin jäähdytystehontarve jokaiselle järjestelmätyypille mitoitusohjelmalla laskettujen entalpia-arvojen keskiarvon avulla. Keskimääräiseksi ilman entalpiaeroksi patterille tulevan ja poistuvan ilman välille saatiin 14,05 kJ/kg ja keskimääräiseksi lämpötilaksi patterin jälkeen +17,3 °C. Jäähdytystehontarve saadaan kaavojen (2.5) ja (2.14) avulla. Viileä tuloilman rakennuksen sisätiloihin kohdistama jäähdytysvaikutus pinta-alaa kohden on tällöin noin 14 W/m². *Taulukossa 9* esitetään tuloilman jäähdytyksen mitoitusjäähdytystehontarve eri rakennuksille.

7.3.2 Sisätilojen jäähdytyslaitteiden jäähdytystehontarpeen määrittäminen

Sisäjäähdytyslaitteiden jäähdytyskuormaksi valittiin kokemusperäisesti reuna-alueilla eli toimistohuoneissa 60 W/m² ja sisäalueella eli avotoimistotiloissa 40 W/m². Jäähdytystehot ovat kokonaistehoja eli ne ovat tuntuvan ja latentin jäähdytystehon summia. Jokaista toimistohuone- ja avotoimistomoduulia valittiin jäähdyttämään yksi jäähdytyslaite. Huoneiden mitoitusjäähdytystehot ovat vastaavasti 1,28 kW ja 3,46 kW. Jäähdytystehontarvelaskennan mukaiset jäähdytystehontarpeet esitetään *taulukossa 9*.

Taulukko 9: Tietoja tyyppirakennuksista.

Tyyppirakennus	A	B	C	D	E
Toimistomoduuleita (kpl)	8	16	24	32	64
Avomoduuleita (kpl)	1	4	8	14	18
Puhallinkonvektorit yhteensä (kpl)	9	20	32	46	82
Rakennuksen kokonaispinta-ala (m ²)	340	760	1350	2120	4240
Sisälaitteiden jäähdytystehontarve (kW)	13	34	58	89	178
IV-jäähdytystehontarve(kW)	12	27	48	75	150
Kokonaisjäähdytystehontarve (kW)	25	61	106	164	328

7.4 Sisätilojen jäähdytyslaitteiden mitoitus ja valinta

Sisätilojen jäähdytyslaitteiksi valittiin kasettimalliset puhallinkonvektorit molempiin järjestelmiin. Vesijäähdytysjärjestelmiin olisi voitu mitoittaa myös palkkijärjestelmä, mutta se olisi monimutkaistanut laskentaa. Kun käytetään molemmissa vertailtavissa järjestelmissä puhallinkonvektoreja, järjestelmien laadulliset ominaisuudet ovat yhteneviä ja järjestelmien asennus- sekä huoltokustannukset tulevat sisälaitteiden osalta samankaltaiseksi.

Vesijäähdytysjärjestelmien puhallinkonvektorit valittiin Chiller Oy:n tuotevalikoimasta. Puhallinkonvektorin maksimijäähdytysteho riippuu laitteen ominaisuuksista ja sisäilman

olosuhteista. Jäähdytysveden meno- ja paluulämpötiloiksi valittiin +7/ +12 °C. Puhallinkonvektorien valinnassa hyödynnettiin Chiller Option-valintaohjelmaa.

VRF-järjestelmän puhallinkonvektorit ja ulkoyksiköt valittiin Samsungin tuotevalikoimasta. VRF-järjestelmien sisä- ja ulkoyksiköiden jäähdytystehoarvoja eri olosuhteissa voidaan arvioida mitoitusohjelmalla Samsung DVM E-solution. VRF-sisäyksiköiksi valittiin vesikonvektoreita vastaavat mallit. Molempiin järjestelmiin valitut puhallinkonvektorit ja niiden mitoitusarvoja eri sisäilmanolosuhteissa ja suurimmalla puhallinnopeudella on kerätty *taulukkoon 10*. Taulukosta nähdään, että eri sisäilmanolosuhteilla laitteen kokonaisjäähdytysteho ja SHR-luku vaihtelee. Konvektorien kokonaisjäähdytystehontarpeena käytetään kuitenkin pinta-alojen mukaan määriteltyä laskennallista mitoitusjäähdytystehoa.

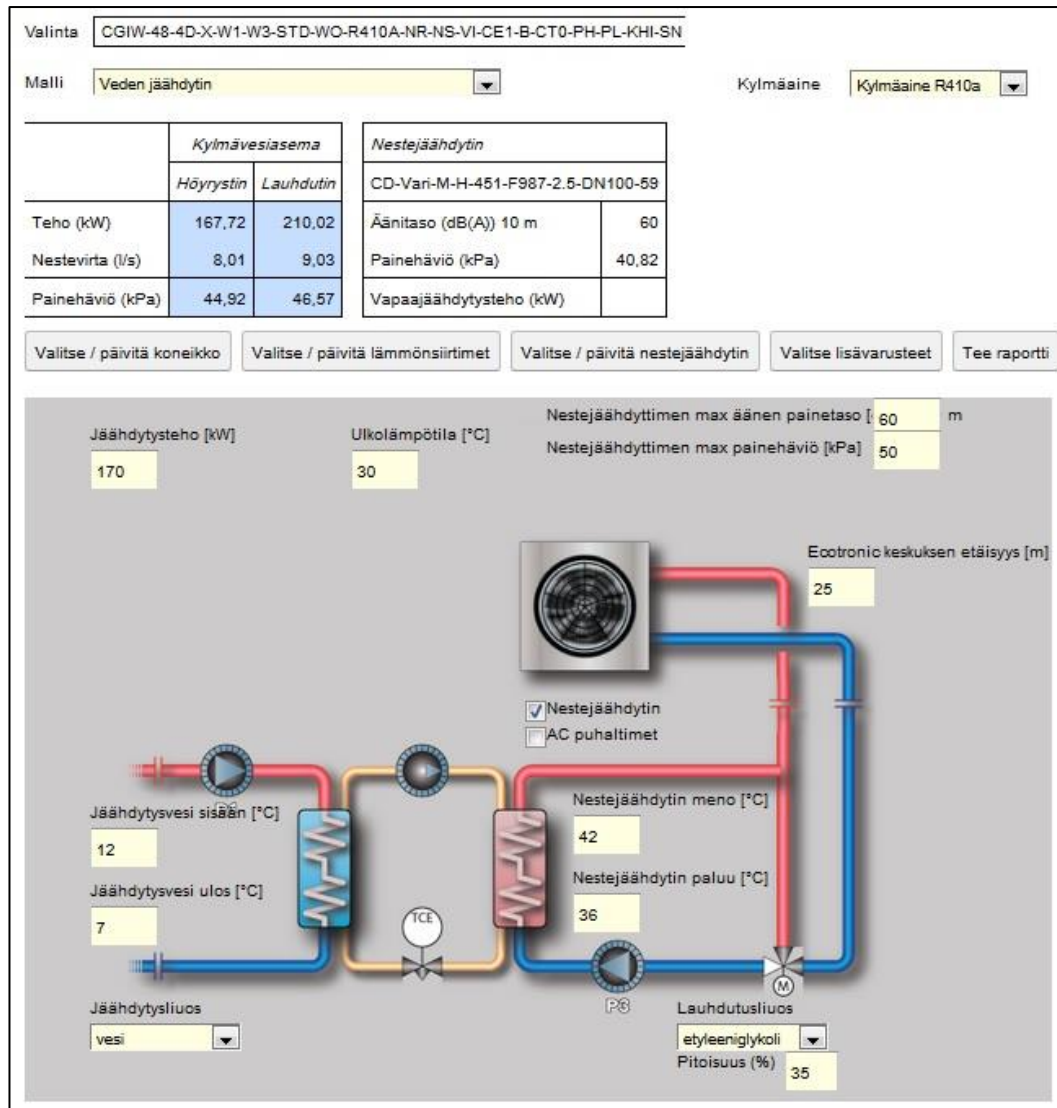
Taulukko 10: Valittujen puhallinkonvektorien ominaisuuksia.

VESI	Toimistohuone 4,6m x 4,6 m =21,16 m²			
	Laskennallinen mitoitusjäähdytysteho (kW)	1,24		
	Virtaama, tulo/paluu +7/+12 (l/s)	0,06		
	Valittu puhallinkonvektori malli ja tyyppi	Chiller BOX Vari 20M1 4-way cassette		
	Tulevan ilman olosuhteet (DB/RH/WB)	24/50/17,1	24/60/18,6	25/50/17,9
	Kokonaisjäähdytysteho (kW)	1,04	1,48	1,24
	Tuntuva teho (kW)	0,94	0,98	1,02
	SHR	0,90	0,66	0,82
VESI	Avotoimistotila 9,2 m x 9,2 m = 18,4 m²			
	Laskennallinen mitoitusjäähdytysteho (kW)	3,50		
	Virtaama, tulo/paluu +7/+12 (l/s)	0,17		
	Valittu puhallinkonvektori malli ja tyyppi	Chiller BOX Vari 60H4 4-way cassette		
	Tulevan ilman olosuhteet (DB/RH/WB)	24/50/17,1	24/60/18,6	25/50/17,9
	Kokonaisjäähdytysteho (kW)	3,06	3,97	3,5
	Tuntuva teho (kW)	2,32	2,38	2,48
	SHR	0,76	0,60	0,71
VRF	Toimistohuone 4,6m x 4,6 m =21,16 m²			
	Laskennallinen mitoitusjäähdytysteho (kW)	1,24		
	Valittu puhallinkonvektori, malli ja tyyppi	Samsung AM015HNNDEH/EU 4-way cassette		
	Tulevan ilman olosuhteet (DB/RH/WB)	24/50/17,1	24/60/18,6	25/50/17,9
	Kokonaisjäähdytysteho (kW)	1,31	1,46	1,39
	Tuntuva teho (kW)	1,06	1,06	1,1
	SHR	0,81	0,73	0,79
	VRF	Avotoimistotila 9,2 m x 9,2 m = 18,4 m²		
Laskennallinen mitoitusjäähdytysteho (kW)		3,50		
Valittu puhallinkonvektori malli ja tyyppi		Samsung AM036FNNDEH/EU 4-way cassette		
Tulevan ilman olosuhteet (DB/RH/WB)		24/50/17,1	24/60/18,6	25/50/17,9
Kokonaisjäähdytysteho (kW)		3,18	3,52	3,38
Tuntuva teho (kW)		2,31	2,46	2,39
SHR		0,73	0,70	0,71

7.5 Tarkasteltavien vedenjäähdytysjärjestelmien mitoitus

7.5.1 Vedenjäähdytyskoneiden ja ulkoyksiköiden mitoitus

Vedenjäähdytyskoneet, ilmalauhduttimet ja nestejäähdyttimet valitaan Chiller Oy:n tuotevalikoimasta ja niiden mitoitukseen käytetään Chiller Option-valintaohjelmaa. Näkymä valintaohjelmasta ja rakennustyyppin D mitoitusolosuhteet ovat *kuvassa 36*.



Kuva 36: Chiller Option-valintaohjelman näkymä liuoslauhdutteiselle vedenjäähdytyskoneelle.

Ilmalauhduttimelle ja nestejäähdyttimelle tulevan ilman mitoitustilaksi valitaan +30 °C. Lämpötilaeroksi tulevan ilman ja lauhtumislämpötilan välillä valitaan yleensä 13 – 15 K. Pienemmällä lämpötilaerolla saavutetaan matalampi lauhtumislämpötila, mutta

silloin tarvitaan isompi lauhdutin. Tyypeillä A ja B lauhtumislämpötila on +43 °C. Liuoslauhdutteisilla koneilla liuoksen lämpötila on normaalisti kylmäkoneelta lähtevälle nesteelle +40 – +42 °C, nesteenjäähdyttimeltä palaavalle +34 – +36 °C ja liuoksen lämpötilaero on 5 – 8 K. Tässä mitoitusohjelmassa ei voi valita liuoslauhdutteisen vedenjäähdytyskoneen lauhtumislämpötilaa, yleensä se on noin 10 – 13 K liuospiiriltä palaavaa nestettä korkeampi.

Todellisten vedenjäähdytyskoneiden on myös jäähdytettävä ensiö- ja toisiopiirin pumpujen jakeluverkostoon luovuttama lämpöteho. Vedenjäähdytyskoneet pyritään hieman ylimitoittamaan, eli valittujen koneiden mitoitusjäähdytysteho on hieman suurempi kuin tehontarve. Rakennustyyppin B vedenjäähdytyskone kuitenkin hieman alimitoitettiin, koska lähin ylimitoitettu tehoporras oli yli 19 % suurempi.

Ilmalauhdutin ja nesteenjäähdytin pitää mitoittaa vähintään vedenjäähdytyskoneen täydelle lauhdeteholle. Niitä voidaan asentaa myös useita rinnan, jos lauhdetehontarve on suuri. Nesteenjäähdyttimen pitää luovuttaa järjestelmän lauhdutustehon lisäksi liuospiirin pumpun verkostoon siirtämä lämpöteho. Yksi ulkoyksiköiden valintaan vaikuttava tekijä on puhaltimien tuottama äänitaso, jota rajoitetaan varsinkin asuinalueilla. Ilmalauhduttimien ja nesteenjäähdyttimen tehoa säädetään puhaltimien on-off-kytkennällä ja kierrosnopeussäädöllä. Nykyisin monet puhaltimet ovat EC-puhaltimia, joissa on kierrosnopeussäätö integroituna. Vedenjäähdytysjärjestelmän laitetietoja on koottu *taulukkoon 11*.

Taulukko 11: Mitoitetut vedenjäähdytysjärjestelmät eri rakennustyypeillä.

Tyypirakennus	A	B	C	D	E
Rakennuksen jäähdytystehontarve (kW)	25	61	106	164	328
Chiller vedenjäähdytyskone, malli	CGIA-8-1	CGIA-16-2	CGIW-32-4	CGIW-48-4	CGIW-100-4
Mitoitusjäähdytysteho (kW)	29	59	114	168	355
Vedenjäähdytyskoneen EER-mitoituskylmäkerroin	4,01	4,01	3,75	3,73	3,79
Lauhduttimen tyyppi	ilma	ilma	liuos	liuos	liuos
Ilmalauhdutin/nesteenjäähdytin, malli	CC-Vari-M-H-121-F987-2.1-35/28-5	CC-Vari-M-H-121-F987-2.1-35/28-5	CD-Vari-M-H-341-F987-2.5-DN80-37	CD-Vari-M-H-451-F540-2.5-DN100-55	CD-Vari-M-H-1042-F538-2.5-DN100-114
Puhaltimien lukumäärä	1	1	3	4	10
Kylmäainetyyppi ja määrä (kg)	R410A/5	R410A/9	R410A/13	R410A/18	R410A/36
Kompressorin tyyppi, kylmäainepiirit/kompressorit	scroll 1/1	scroll 2/2	scroll 2/4	scroll 2/4	scroll 2/4
Tehonsäätötyyppi	on/off	on/off	on/off	on/off	on/off
Tehonsäätöportaot (%)	0/100	0/50/100	0/25/50/75/100	0/25/50/75/100	0/25/50/75/100
Jakeluverkoston kokonaispituus (m)	167	300	452	638	1237

7.5.2 Jakeluverkoston mitoitus

Tyypirakennusten A ja D jakeluverkostojen rakenne näkyvät *sivulla 62 kuvassa 32*. Jakeluverkostot A, B ja C jaetaan kahteen linjaan ja D neljään linjaan. Putkietäisyydet määritetään rakennuksen pohjakuvista. Jokaisen puhallinkonvektorin kytkentäputkeen liitetään linjasäätö-, sulku- ja säätöventtiili. Lisäksi sulkuventtiilejä kytketään rakennuksen

päähaaroihin. Tekninen tila sijaitsee katolla ja sieltä löytyvät jakeluverkoston ensiöpiiri, IV-jäähdytyspatteri ja vedenjäähdytyskone. Varsinaisen teknisen tilan suunnittelu ja rakentamisesta aiheutuvat kustannukset jätettiin työn ulkopuolelle.

Jakeluverkoston putkikoot määritetään *taulukossa 10* esitettyjen konvektorien mitoitustilanteen virtaaman avulla. Jakeluverkoston jokaisen putkiosan maksimivirtaama on siihen liitettyjen konvektorien virtaamien summa. Painehäviön yhteys virtaamaan ja virtausnopeuteen esitetään alan kirjallisuudessa, esimerkiksi Aittomäki & Kianta (2003). Vesijäähdytysjärjestelmän jakeluverkoston maksimipainehäviöksi määriteltiin kokemusperäisesti noin 150 Pa/m. Verkoston putkikoot mitoitetaan *taulukon 12* avulla. Samalla menetelmällä mitoitetaan myös ensiöpiiri ja välillinen lauhdutuspiiri. Laskentamenetelmä on sama mitä Laine (2016, 52.) käytti diplomityössään. Putkimitoitukseen kuuluu myös sää- töventtiilien mitoitus ns. auktoriteetilukujen avulla, mutta aiheen käsittely rajataan työn ulkopuolelle.

Taulukko 12: Jakeluverkoston putkimitoitustaulukko (Laine 2016, 52).

Nimelliskoko DN	Sisähalkaisija [mm]	Laskettu vesivirtaenintään [dm ³ /s]	Painehäviö maksimivesivirralla [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

Sekä ensiö- että toisiopiirissä on putkimateriaaleina ruostumaton teräs, liitostekniikkana hitsisauma ja eristysmateriaalina diffuusiotiivis 9 mm solukumieriste. Lisäksi toisiopiirin mitoitetaan tasaus- ja paisuntasäiliöt.

7.5.3 Erillisten ulkolauhduuttimien kylmäaineputkien mitoitus

Tyyppirakennuksien A ja B vedenjäähdytyskoneiksi valittiin sisäasenteinen kone, joissa on erillinen ulkoinen ilmalauhdutin. Ilmalauhduttimen kylmäaineputket eli paine- ja nesteputket mitoitettiin mitoitushjelmalla. Mitoitusperiaatteena on painehäviötä vastaava lauhtumislämpötilan muutos molemmille putkille 0,02 K/m. Putkimateriaali on kylmälaatuinen kupari, joka asennetaan ulkotiloissa ilman eristystä. Muiden tyyppirakennuksien vedenjäähdytyskoneissa on välillinen lauhdutus, jolloin vedenjäähdytyskoneiden kylmäaineputkitus on valmiiksi mitoitettu ja asennettu.

7.5.4 Välillisen lauhdepiirin putkimitoitus

Tyyppirakennuksien C, D ja E vedenjäähdytysjärjestelmissä on välillinen lauhdutus. Liuospiirin nesteenä on 35-painoprosenttinen glykolivesiliuos ja putkistona ruostumaton teräsputki, joka jätetään eristämättä. Liuospiirissä on lisäksi kolmitieventtiilisäätö, riittävä määrä sulkuventtiilejä ja paisunta-astia. Liuospiirin putket mitoitetaan muuten samalla periaatteella kuin jakeluverkostokin, mutta glykoliliuoksen erilaiset virtausominaisuudet pitää ottaa painehäviölaskennassa huomioon.

7.5.5 Pumppujen mitoitus

Valittuihin vesijäähdytysjärjestelmiin mitoitetaan kierrosnopeussäädetty pumppu jakeluverkostoon ja vakionopeuspumput ensiö- ja lauhdutuspiiriin. Pumpun pitää tuottaa vähintään putkiverkostojen mitoitusvirtaaman aiheuttamaa painehäviötä vastaava nostokorkeus. Kaikki pumput valittiin Kolmeks Oy:n tuoteluettelosta ja pumput mitoitettiin valmistajan julkaisemien ominaiskäyrästä avulla. Pumppujen mitoitusta on käsitelty esimerkiksi lähteessä Aittomäki & Kianta (2003, 57–71). Mitoitettujen pumppujen tiedot on koottu taulukkoon 13.

Taulukko 13: Vesijäähdytysjärjestelmiin valittujen pumppujen mitoitustietoja.

Tyyppirakennus	A	B	C	D	E
Jäähdytysverkosto (toisiopiiri), Kolmeks vesipumppu erillisellä taajuusmuuttajalla					
Tyyppi	AE20/2	AE32/2	L-50B/2	L-50D/2	L-80S/4
Nostokorkeus (m)	7,0	8,1	10,2	9,5	10,1
Mitoistusvirtaama (dm ³ /s)	1,2	2,9	5,1	7,8	15,7
Pumpun mitoitusottoteho (kW)	0,4	0,7	1,1	1,9	3,5
Pumpun hyötysuhde (-)	0,52	0,58	0,62	0,63	0,60
Ensiöpiiri, Kolmeks vakionopeusvesipumppu					
Tyyppi	AE-20/2	AE-32/2	L50B/2	L-65A/4	AL-1102/4
Nostokorkeus (m)	5,0	5,0	6,5	6,6	7,6
Mitoistusvirtaama (dm ³ /s)	1,4	2,7	5,4	8,0	16,9
Pumpun mitoitusottoteho (kW)	0,3	0,5	0,8	1,1	2,0
Pumpun hyötysuhde (-)	0,52	0,52	0,57	0,65	0,73
Liuospiiri, kolmeks vakionopeusliuospumppu					
Tyyppi			L-50D/2	L-50S/4	AL-1102/2
Nostokorkeus (m)			13,1	14,4	13,8
Mitoistusvirtaama (dm ³ /s)			6,1	9,3	19,2
Pumpun mitoitusottoteho (kW)			1,6	2,9	6,0
Pumpun hyötysuhde (-)			0,59	0,52	0,61

7.6 Tarkasteltavien VRF-ulkoyksiköiden ja putkiverkoston mitoitus

VRF-ulkoyksiköt valitaan Samsungin tuoteluettelosta. VRF-ulkoyksiköt ja putkiverkosto mitoitetaan samanaikaisesti valmistajan omalla mitoitusohjelmalla Samsung DVM Pro. Mitoituksen aluksi valittiin kaikki verkostoon tarvittavat sisäyksiköt eli puhallinkonvektorit ja tuloilmapatterikytkennät (ns. Ahu-kit). Ohjelma laskee sisäyksiköiden määrästä ulkoyksiköiden jäähdytystehontarpeen standardiolosuhteissa. Standardiolosuhteilla tarkoitetaan sitä, että ulkoyksiköille tuleva ilman kuivalämpötila DB on + 35 °C ja sisälaitteille tulevan ilman märkälämpötila WB on +19 °C. Suunnittelija voi yli- tai alimitoittaa ulkoyksiköt tehosuhteen (engl. *combination ratio*) avulla. VRF-järjestelmissä tehosuhte määritellään sisäyksiköiden ja ulkoyksiköiden mitoitusjäähdytystehojen suhteena, ylimitotetulla järjestelmällä suhde on alle 100 %. Tässä työssä VRF-ulkoyksiköiden mitoituksessa pyritään 100 % tehosuhteeseen.

Ulkoyksiköiden alustavan valinnan jälkeen luodaan ohjelmalla VRF-putkiverkosto, *kuvassa 37* kuvankaappaus suunnitteluohjelmasta. Ulkoyksiköistä lähtevään verkostoon kytketään tarvittava määrä haaraosia ja sisäyksiköitä yksinkertaisesti raahaamalla ne sivuvalikosta. Jokaiselle putkiosalle määritellään pituus ja mutkien lukumäärä. Kun verkostorakenne on valmis, ohjelma tarkistaa ovatko verkostojen putkietäisyydet valmistajan määrittelemien reunaehtojen sisällä. Jos ehdot toteutuvat, ohjelman suorittama putkilaskenta määrittää koko verkoston meno- ja paluuputkien putkikoot sekä tuottaa yhteenvedon, josta nähdään kaikki järjestelmän komponentit ja kylmäainemäärät.

The screenshot shows the Samsung DVM-Pro Design Software interface. The main window displays a piping diagram for a VRF system. The diagram shows a central outdoor unit connected to multiple indoor units (Tila1-8) through a network of pipes. The software interface includes a menu bar with options like New, Open, Save, and a toolbar with various icons. A 'System Check Result' window is open, showing a checklist of piping parameters and their results. A 'Description(Outdoor unit)' window is also open, displaying technical specifications for the outdoor unit model AM120J/VHGHEU.

Checklist	Restriction	Result value	Result	Description
Maximum piping length	200.00m	25.80m	OK	
Total piping length	1000.00m	61.20m	OK	
Distance of the first branch joint to	45.00m	22.80m	OK	
Distance of the nearest ID unit to	45.00m	19.50m	OK	
Level difference (OD locates upper)	110.00m	1.00m	OK	

Description(Outdoor unit)		
Model type	-	DVM S(NEW)
Model name	-	AM120J/VHGHEU
Power supply	Q #, V, Hz	3, 4, 380-415, 50/Hz
Image	-	
Nominal capacity	Cooling	kW 33.6
	Heating	kW 37.8
Simulated capacity	Cooling	kW -
	Heating	kW -
Power Input	Cooling	kW 7.57
	Heating	kW 7.58
Current Input	Cooling	A 12.1
	Heating	A 12.1
Airflow		l/s 3667
Sound pressure		dB(A) 62
Piping	Liquid Pipe	mm 12.70
	Gas Pipe	mm 28.58
	H.P. Gas pipe	mm -
Power cable		mm2 -
Communication cable		mm2 0.75 ~ 1.5
MCCB		A 32
Refrigerant	Type	- R410A
	Refrigerant amount	kg 6.500
Dimensions &	Weight	kg 195.500

Kuva 37: Näkymä VRF-mitoitusohjelmasta (Samsung DVM Pro Design Software).

VRF-järjestelmissä mitoitusjäähdytysteho eli jäähdytyskapasiteetti on riippuvainen ulko- ja sisäilmanolosuhteiden lisäksi putkiverkoston aiheuttamista painehäviöistä. Mitä suurempi on VRF-verkosto, sitä suuremmat ovat painehäviöt ja sitä enemmän ulkoyksiköiden kapasiteetti heikkenee. Koska ulkoyksikkö määriteltiin aluksi standardiolosuhteissa, pitää järjestelmälle tehdä uudelleentarkastus, joka ottaa huomioon halutut mitoitusolosuhteet ja verkoston painehäviöt. Tähän käytetään ohjelman sisäistä työkalua, johon syötetään uudet mitoitusolosuhteet. Tämän vertailun kaikille VRF-laskentatyypeillä mitoitusolosuhteet ovat ulkoyksiköille DB +30 °C, puhallinkonvektoreille DB +25 °C /RH 50/WB +17,87 °C ja tuloilmapattereille DB +27 °C /RH 55/WB +20,38 °C. Työkalun antamista laskentatuloksista nähdään mikä on VRF-järjestelmän lopullinen kapasiteetti ja lopputuloksesta riippuen saatetaan joutua muuttamaan järjestelmän ulko-/sisäyksiköitä tai verkoston pituutta tai rakennetta. Esimerkiksi tyyppirakennukselle D tehdyn verkoston painehäviölaskelman mukaan kapasiteetti laskee noin 3 – 4 % suhteessa järjestelmään, jossa verkoston painehäviötä ei huomioida. Taulukkoon 14 on koottu yhteen tietoja eri tyyppirakennuksiin mitoitetuista VRF-järjestelmistä.

Taulukko 14: Mitoitetut VRF-järjestelmät eri rakennustyypeillä.

Tyyppirakennus	A	B	C	D	E
Rakennuksen jäähdytystehontarve (kW)	25	61	106	164	328
Samsung ulkoyksikkö(moduuli), malli	AM100JXVAGH/EU	AM220JXVAGH/EU	AM400JXVAGH1EU	AM620JXVAGH1EU	AM620JXVAGH1EU x 2
Ulkoyksiköiden lukumäärä	1	1	2	3	3 + 3
Mitoitusjäähdytysteho (kW)	28,9	61,6	112,8	163,6	327,2
EER-kylmäkerroin mitoitusolosuhteissa	4,68	3,70	4,12	3,75	3,75
Puhaltimien lukumäärä	1	2	2 + 2	2 + 2 + 2	6 + 6
Kylmäainetyyppi ja määrä (kg)	R410A/12	R410A/27	R410A/55	R410A/80	R410A/80 + 80
Kompressorityyppi ja lukumäärä	scroll/1	scroll/2	scroll/3	scroll/6	scroll/6 + 6
Tehonsäätötyyppi	taajuusmuut.	taajuusmuut.	taajuusmuut.	taajuusmuut.	taajuusmuut.
Tehonsäätöalue (%)	10/100	10/100	10/100	10/100	10/100
Verkoston pisin putkipituus, meno (m)	28	41	72	68	71
Verkoston kokonaispituus, meno+paluu (m)	131	278	450	648	1304

VRF-verkoston materiaalina on kylmälaatuinen kupari ja liitokset tehdään kovajuotamalla. Putkikokoon 3/4 ” asti putkisto hankitaan valmiiksi eristettynä ja pinnoitettuna kupariekippinä. Tätä isommat koot tehdään vaakakangesta. Eristeenä käytetään diffuusiotiivistä solukumia, jonka paksuus on 9 mm. Päähaaroihin ja kaikkiin sisä- ja ulkoyksiköihin liitetään sulkuventtiilit, joista toisessa on tyhjennysyhde. Jokainen putkihaaroitus tehdään y-haarojen avulla.

7.7 Jäähdytysjärjestelmien investointikustannusten määräytyminen

Jäähdytysjärjestelmien kokonaisinvestoinnin hinta muodostuu useasta osatekijästä, kuten järjestelmien osakomponenttien materiaali- ja laitehinnoista, sekä erilaisista komponenttien vaatimista asennustöistä. Lisäksi investointiin vaikuttavat esimerkiksi suunnittelukustannukset, teknisten ja muiden aputilojen rakentamiskustannukset, logistiikka sekä järjestelmän valmistumisen jälkeinen käyttöönotto ja testaus. Yhden yksittäisen järjestelmän kaikkien investointikustannustekijöiden huomioon ottaminen on vaativa ja työläs tehtävä. Koska tämän työn laskentaosuudessa on vertailtavana yhteensä kymmenen järjestelmää, investointikustannuslaskelmaa yksinkertaistettiin jättämällä siitä osatekijöitä pois. Tavoitteena oli ottaa investointilaskelmaan mukaan varsinkin sellaiset tekijät joilla on suuri kustannusvaikutus, kustannusvaikutus eroaa oleellisesti järjestelmien välillä ja kustannusvaikutuksen arviointi on luotettavalla pohjalla. Edellinen huomioon ottaen, tässä investointilaskelmassa keskitytään siis vain tärkeimpien laite- ja komponenttien materiaalikustannusten huomioimiseen. Asennuskustannuksissa huomioidaan ainoastaan putkiverkoston asentamisesta aiheutuvat kustannukset. Kaikki kustannukset lasketaan ilman arvonlisäveroa.

Tarkasteluun valittujen laitteiden ja komponenttien hinnoittelussa käytettiin hyödyksi saatavilla olevia tuotehintaluetteloita sekä valmistajilta, niiden edustajilta, maahantuojilta tai tukkuliikkeiltä pyydettyjä tarjouksia. Toisaalta joidenkin komponenttien hankintahintoja on arvioitu kokemusperäisen tiedon avulla. Vanhempiin, useamman vuoden takaisiin hintatietoihin sovellettiin lisäksi inflaatiokorotuksia.

Putkiverkoston kokonaishinnan muodostamisessa hyödynnettiin tutkimusta, jossa vertailtiin kuinka putkihalkaisija vaikuttaa putkimateriaalin ja putken asennushintaan. Putkiverkoston asennustöistä huomioitiin putken liitosten ja mutkien tekeminen sekä kannakointi. Eristeiden ja eristämistyön putkihalkaisijasta riippuvat hintatiedot puolestaan kysyttiin urakoitsijalta. Verkoston komponenteista huomioon otettiin venttiilit, y-haarat, paisunta-astiat ja tasaussäiliöt sekä pumput, mutta edellä mainittujen komponenttien asennusta ei otettu mukaan. Ulkoasenteisten putkiosien laskenta perustui samaan menetelmään kuin sisäasenteisilla osilla. Putkiverkoston asennuksessa ei huomioitu ollenkaan läpivientien tekemistä ja näkyvien putkiosien pinnoittamista. Lisäksi järjestelmien tuloilmanjäähdytyspiiristä lasketaan mukaan vain putkitus patterin sulku- ja säätöventtiilille asti. Varsinaista patterin hintaa tai asennusta ei huomioida, sillä yleensä tuloilmapatterit sisältyvät IV-järjestelmän hankintahintaan.

Molempien järjestelmien puhallinkonvektoreiden hinnoittelu sisälsi konvektorin lisäksi 2-tiesäätöventtiilit, kondenssipumpun ja säätöpaneelit huonetilan seinälle. Puhallinkonvektoreiden asennuksesta jätettiin pois asennus kattoon, kytkentä putki- ja viemäriverkostoon sekä kaikki tietoliikenne- ja sähkökaapeloinnit. Molemmilla järjestelmillä lisäkustannusvaikutus vastaavista töistä voidaan ajatella suunnilleen yhtä suureksi.

Vedenjäähdytyskoneet, nestejäähdyttimet, ulkolauhduttimet ja VRF-ulkoyksiköiden laitehinnat saatiin suoraan tarjouskyselyiden avulla. Hankalinta oli arvioida näiden laitteiden asennukseen liittyviä kustannuksia, joten niitä ei otettu huomioon. Vedenjäähdytysjärjestelmän laitteiden ja eri ulkoyksiköiden sähkö- ja automaatiourakkaan liittyvät kustannukset sen sijaan arvioitiin kytkentäpisteiden lukumäärän mukaisesti alan suunnittelijoiden määrittämän kappalehinnan avulla, joka ei kuitenkaan pidä sisällään putkiurakkaan kuuluvan laitteen asennusta. Vedenjäähdytysjärjestelmillä asennuksen vaativia komponentteja on lukumääräisesti enemmän, joten tässä suhteessa asennuskustannusten rajaaminen suosii vedenjäähdytysjärjestelmiä. Toisaalta tyyppirakennus E:n VRF-järjestelmässä ulkoyksiköiden lukumäärä kasvaa suhteessa enemmän, jolloin myös ero asentamiskustannusten suhteen tämän tyyppin osalta kaventuu.

7.8 Jäähdytysjärjestelmien sähkönkulutuksen ja ESEER-vuosikylmäkertoimen määrittäminen

Molempien jäähdytysjärjestelmien vuotuinen sähkönkulutus ja vuosikylmäkerroin lasketaan sovellettua ESEER-menetelmää käyttämällä.

7.8.1 Sovelletun ESEER-menetelmän määrittely

Varsinainen ESEER-menetelmä luotiin vedenjäähdytyskoneiden vertailutyökaluksi. Tämän työn sähköenergiankulutuslaskennassa käytetään sovellettua ESEER-menetelmää. *Sivulla 17 taulukossa 6* määritellystä alkuperäisestä ESEER-vuosihyötysuhteen laskenta-kaavasta hyödynnetään vain tehoportaiden kuormitus ja niiden painokertoimet. Tehoportaiden lämpötilatasot valitaan paremmin Suomen sääolosuhteisiin sopiviksi. Vuotuisten jäähdytystuntien määrittelyssä lähtökohdaksi asetettiin, että rakennuksen varsinainen jäähdytysjärjestelmä kytkeytyy päälle kun ulkolämpötila saavuttaa +15 °C. Alle +15 °C ulkolämpötiloissa rakennusta viilennetään vain vapaajäähdytteisesti viileällä tuloilmalla ilman kompressorikäyttöisiä jäähdytyslaitteita. Esimerkiksi testivuoden 1979 Helsinki-Vantaan säätietojen mukaan ulkolämpötila oli +15 °C tai enemmän 1443 tuntina vuodessa. Vuoden 2012 Vantaan säätiedoilla vastaava luku oli 1556 tuntia. Kokemusperäisen tiedon mukaan toimistorakennusten jäähdytysjärjestelmän todelliset käyttötunnit Suomessa ovat kuitenkin vain 1200 h. Tämän työn sähköenergiankulutuslaskennassa päädyttiin käyttämään 1400 vuotuista jäähdytystuntia.

Tehoporrasta vastaava ulkolämpötila arvioidaan todellisten säävuosien ulkolämpötilojen pysyvyyskäyrien ja käyttötuntien avulla. Jokaisen tehoportaalla käyttötunnit saadaan painokertoimien avulla vuotuisista jäähdytystunneista. Vertaamalla käyttötunteja vuosien 1979 ja 2012 Helsingin säätiedoista laadittuihin pysyvyyskäyriin, päädyttiin käyttämään *taulukossa 15* määriteltyjä ulkoilman lämpötiloja. Auringon säteilyn vaikutus on myös huomioitu siirtimille tulevan ilman lämpötiloissa, joista on johdettu lauhtumislämpötilat ja liuospiirin meno- ja paluulämpötilat.

Taulukko 15: ESEER-tehoportaiden mitoituspisteet.

Tehoportaat	Kuormitus jäähdytystehontarpeesta (%)	painokerroin	ulkoyksikölle tuleva ulkoilma (°C)	jäähdytystunnit (h)	lauhtumislämpötila (°C), A & B	meno/paluuliuos (°C), tyypit C...E
I	25	0,23	17	322	30	31/25
II	50	0,41	19	574	32	33/27
III	75	0,33	24	462	37	38/32
IV	100	0,03	30	42	43	42/36

1

1400

Vedenjäähdytyskoneilla ja VRF-ulkoyksiköissä säätöjärjestelmä muuttaa lauhtutinlämpötilaa (ns. kelluva lauhtutinlämpötila) todellisen ulkolämpötilan mukaan tavoitteenaan pitää lämpötilaero tavoitearvossaan. Nestelauhdutteisilla koneilla periaatteena on, että tietty lämpötilaero liuoksen nestejäähdyttimelle menevän liuoksen lämpötilan ja ulkoilman välillä saavutetaan. Yleensä ulkolämpötilan laskettua alle 15 asteeseen ei lauhdutti-

men lämpötilaa enää lasketa, koska lauhduttimessa halutaan pitää laitoksen kannalta järkevä minimilauhdutinpaine. Tässä tarkastelussa tehoportaan I keskimääräinen ulkolämpötila on kuitenkin suurempi, joten laskennallisesti minimialarajaa ei saavuteta.

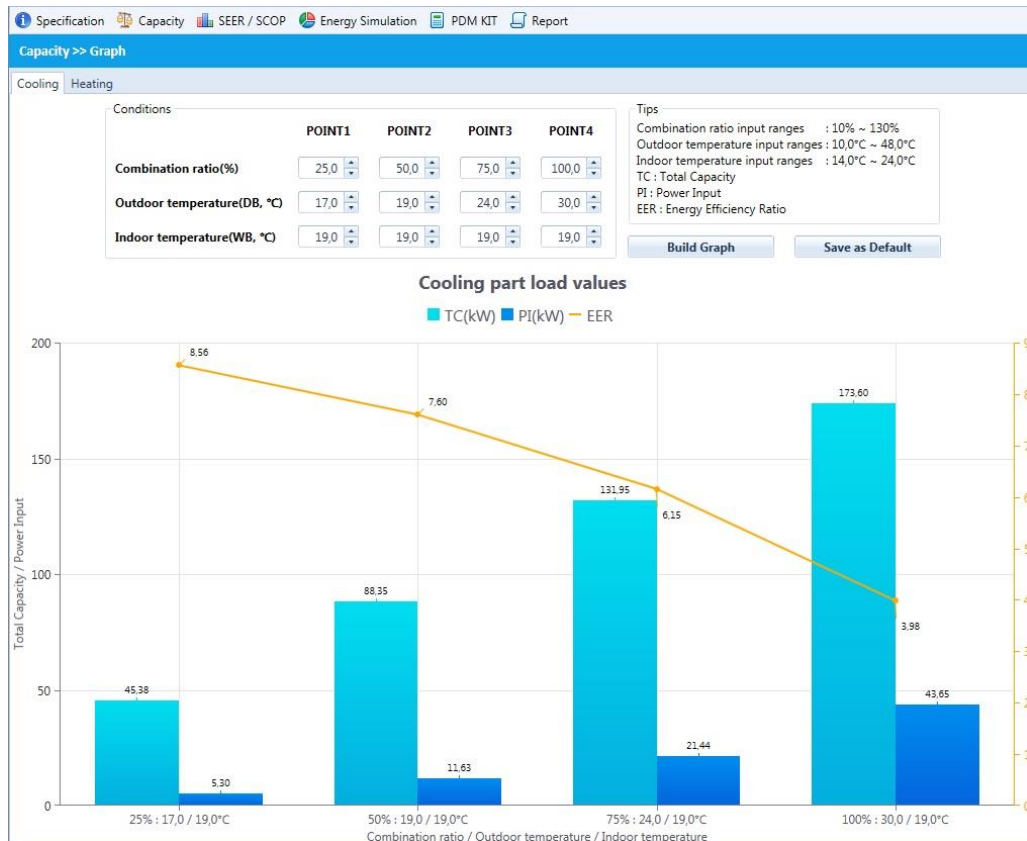
7.8.2 Vedenjäähdytysjärjestelmän sähköenergiankulutuksen ja ESEER-luvun määrittäminen

Vedenjäähdytyskoneilla hetkelliset EER-kylmäkertoimet lasketaan Chiller Option -mitoitushjelmalla neljässä tehoportaassa *taulukon 15* mukaisissa mitoitusasteissa. Ilmalauhdutteen koneiden mitoitusasteet määritellään lauhtumislämpötilan avulla ja liuoslauhdutteen koneiden mitoitusasteet liuoskierron nestejäähdyttimen meno- ja paluulämpötilojen avulla. Ohjelma antaa jokaisesta mitoitusasteesta raportin, josta nähdään koneen jäähdytys- ja sähkötehot 100 % kuormituksella. Näiden suhteesta voidaan laskea hetkellinen EER-kylmäkerroin. Osatehoportaiden (I – III) ottama sähköteho osakuormituksella saadaan portaiden jäähdytystehontarpeen ja EER-kertoimen avulla. Teholukemat muutetaan käyttötuntien avulla energiaksi ja tehoportaiden summasta muodostuu vedenjäähdytyskoneen vuodessa tuottama jäähdytysenergia ja kuluttama sähköenergia. ESEER-vuosikyilmäkerroin saadaan vastaavasti summien suhteesta.

Vedenjäähdytyskoneiden lisäksi vedenjäähdytysjärjestelmän tärkeimpien apulaitteiden sähkökulutus huomioidaan vuotuisen sähköenergian kulutuslaskennassa. Apulaitteista puhallinkonvektorit, ilmalauhduttimen ja nestejäähdyttimen puhaltimet sekä toisiovepumpu ovat kierrosnopeusohjattuja, joten niiden sähkökulutuksen voidaan olettaa olevan verrannollinen pyörimisnopeuteen. Apulaitteiden 100 % kuormitusta vastaava pyörimisnopeus ja sähköteho saadaan valmistajan laitetiedoista. Matalampien tehoportaiden sähköteho muodostetaan ns. affiniteettisäännön mukaisesti. Apulaitteista ensiö- ja liospumput ovat vakionopeusohjattuja, joten niiden sähköteho on vakio eri tehoportaissa. Jokaisen laskennassa huomioitavan apulaitteen tehoportaiden sähkötehot muutetaan jälleen käyttötuntien avulla sähkökulutukseksi ja koko vedenjäähdytysjärjestelmän sähkökulutus ja ESEER-vuosikyilmäkerroin voidaan muodostaa.

7.8.3 VRF-järjestelmän sähköenergiankulutuksen ja ESEER-luvun määrittäminen

VRF-järjestelmien ulkoyksiköiden EER-kylmäkertoimia eri tehoportaissa ei voida laskea verkoston ja ulkoyksiköiden mitoitukseen tarkoitettulla ohjelmalla, vaan siihen käytetään Samsung E-Solution-laskentaohjelmaa, näkymä *kuvassa 38*. Ohjelmaan valitaan ulkoyksikön malli ja syötetään ESEER-tehoportaiden mitoitusolosuhteet eli tehosuhte, ulkoilman kuivalämpötila ja sisäilman märkälämpötila. Ohjelma laskee ulkoyksikön tuottaman jäähdytys- ja sähkötehon olosuhteita vastaavissa asteissa kuvan esittämällä tavalla. Graafisesti EER-kerroin esitetään kuvan käyrässä.



Kuva 38: VRF-ulkoyksikön EER-kertoimien määrittäminen mitoitusohjelmalla (Samsung DVM E-Solution).

VRF-ulkoyksiköiden EER-kylmäkertoimen laskennassa tehosuhdetta (engl. *combination ratio*) muuttamalla voidaan simuloida ulkoyksiköiden erilaisia kuormitustilanteita. Tehosuhteella tarkoitetaan sisäyksiköiden tuottamaa jäähdytystehoa suhteessa ulkoyksiköiden maksimijäähdytystehoon. Laskennan yksinkertaistamiseksi tehosuhteena käytetään suoraan tehoportaan kuormitusprosenttia. Todellisuudessa tehosuhte riippuu ulkoyksiköiden yli-/alimitoituksen määrästä, verkoston painehäviöistä aiheutuvasta kapasiteetin menetyksestä ja mitoitusolosuhteista. Nämä otetaan kuitenkin laskennallisesti huomioon, kun tehoportaan todellinen sähkönottoteho lasketaan jäähdytystehontarpeen ja EER-kertoimen avulla.

VRF-ulkoyksiköiden tuottama jäähdytysteho riippuu myös sisäyksiköille eli puhallinkonvektoreille ja tuloilmapattereille tulevan ilman märkälämpötilasta. Konvektoreille tulevan sisäilman olosuhteet voidaan kuvitella vakioksi kaikissa tehoportaissa, mutta todellisuudessa tuloilmapattereille tulevan ilman märkälämpötila laskee ulkolämpötilan laskeessa. Mikäli asia otettaisiin huomioon, muuttaisi se ulkoyksiköiden kapasiteettia ja tehosuhdetta hieman eri tehoportaissa. Käytännössä mitoitusohjelman tuottamat laskentatulokset muuttuvat vain minimissään 5 % tehosuhteen askelmuutoksella, joten tuloilmapatterin märkälämpötilan muutokset eri tehoportaissa eivät mahdu tarkkuuteen ja ne voi-

daan sivuuttaa. Sisäyksiköiden sisäilman märkälämpötilana käytetään konvektorien ja tuoilmapattereiden jäähdytystehojakaumalla painotettua märkälämpötilan keskiarvoa $WB + 19,0$ °C.

Koko VRF-järjestelmän tuottama jäähdytysteho ja kuluttama sähköteho lasketaan eri tehoportaista täysin samalla periaatteella kuin vedenjäähdytyskoneella. Lopputuloksena saadaan ulkoyksikön sähköenergiankulutus ja ESEER-vuosikyymäkerroin. VRF-järjestelmän kokonaissähkökulutus ja ESEER-kerroin lasketaan myös samaan tapaan kuin vedenjäähdytysjärjestelmillä, mutta apulaitteista lasketaan lisäksi vain puhallinkonvektorit. Ulkoyksikön lauhdutinpuhaltimien sähkökulutus on jo mukana ulkoyksikön sähkökulutuksessa, muita sähköä kuluttavia apulaitteita ei huomioida.

7.9 Investoinnin kannattavuuden arviointimenetelmä

Tässä työssä esiteltyjen jäähdytysjärjestelmien kannattavuutta vertaillaan nykyarvomenetelmällä, joka ottaa huomioon nykyhetken hankintakustannuksen sekä tulevaisuudessa järjestelmän käytöstä vuosittain aiheutuvat kustannukset koko elinkaaren ajalta diskontattuna ne laskentahetkeen. Järjestelmän arvo elinkaaren lopussa arvioidaan olevan mitätön, joten järjestelmän jäännösarvoa ei huomioida. Vuotuisia kuluja ovat esimerkiksi sähkö-, huolto-, korjaus- ja ylläpitokulut, joista työn järjestelmätarkastelussa otetaan huomioon ainoastaan sähkökulutus. Järjestelmän nykyarvo lasketaan kaavan (7.1) avulla seuraavasti:

$$N = \sum_{t=1}^n \frac{C_t}{(1+i)^t} - C_0 \quad (7.1)$$

jossa

- N järjestelmän nykyarvo [eur],
- n järjestelmän käyttöikä vuosina [a],
- C_t järjestelmän käytöstä aiheutuva vuotuinen tuotto tai kulu [eur],
- i laskentakorkokanta [-],
- C_0 järjestelmän hankintakustannus [eur].

Järjestelmän nykyarvolla voidaan vertailla järjestelmiä, joiden käyttöaika on suunnilleen sama. Mitä enemmän käyttöaika vaihtelee, sitä heikommin luvut ovat vertailukelpoisia. Jos vaihtoehtoisten järjestelmien käyttöikä vaihtelee, voidaan niiden arvoa vertailla ekvivalentin nettovuosi-arvon avulla, kaava (7.2). Kaava muuttaa nykyarvon koko elinkaarelle jakautuvaksi vuotuisiksi tasakustannukseksi, joka järjestelmän investoinnista ja käytöstä aiheutuu. Tarkasteltavissa järjestelmissä on ainoastaan kustannuksia, joten nykyarvoista ja nettovuosi-arvoista tulee etumerkiltään negatiivisia. Lopputulokset esitetään itseisarvona, jolloin pienempi luku on taloudellisesti kannattavampi.

$$E = N \frac{i(1+i)^n}{(1+i)^n - 1} \quad (7.2)$$

jossa

E järjestelmän ekvivalentti nettovuosiarvo [eur] (Equivalent 2017).

Sähköenergian nykyhinnaksi määritellään 8,5 snt/kWh eli 85 eur/MWh (ilman alv.) Lisäksi arvioidaan sähkön vuotuiseksi hinnan korotukseksi 4,6 % sisältäen inflaation vaikutuksen (Rakennusten elinkaarimittarit 2013, 58). Samassa yhteydessä määriteltiin myös rakennusten energiatehokkuuden laskentaohjeisiin laskentakorkokannaksi 3 %. Tässä työssä osa laskelmista tehdään vertailun vuoksi myös 5 % korkokannalla.

7.10 VRF-järjestelmän lämmitysominaisuuden kannattavuus

VRF-jäähdytysjärjestelmällä voidaan myös lämmittää rakennusta. Jäähdytysjärjestelmien käyttö talvikaudella lämmitykseen ei ollut tämän järjestelmävertailun ensisijainen tavoite, mutta sitä päätettiin kuitenkin tarkastella yhden tyyppirakennuksen pohjalta. Mikäli VRF-järjestelmän lämmityskäytöllä on mahdollista saavuttaa säästöjä lämmityskuluissa, sillä saattaa olla merkittävä vaikutus järjestelmien kannattavuuslaskelmissa.

Tarkasteluun valittiin tyyppirakennus D:n VRF-järjestelmä. VRF-valmistajan mukaan kaikkien nykyisin jäähdytyskäyttöön myytävien VRF-järjestelmien lämpöpumppuominaisuus voidaan ottaa käyttöön ilman lisäinvestointeja, jolloin järjestelmällä voidaan vaihtoehtoisesti joko jäähdyttää tai lämmittää. Kesäkaudella järjestelmällä jäähdytetään ja talvikaudella lämmitetään. Suomen olosuhteissa VRF-lämmitysjärjestelmän rinnalle tarvitaan päälämpöjärjestelmä, sillä valmistaja rajoittaa ulkoyksiköiden lämmityskäytön ulkolämpötilalueelle -25 – +24 °C.

Taulukossa 16 esitetään valitun VRF-lämmitysjärjestelmän energiankulutuslaskentaan liittyviä arvoja. Laskennassa VRF-lämmitystä käytetään vain alueella -20 – +15 °C. Lämmityksen energiakulutuslaskennan tehoportaissa käytettävät lämpötilatasot ja lämmitystuntien määrät lasketaan vuoden 2012 Helsingin säätietojen avulla, joten painokertoimia ei käytetä. Tyyppirakennuksen lämmitystehontarve arvioitiin rakennusmääräyskokoelman (Ympäristöministeriö 2012b) energialaskentaohjeiden ja *sivun 6 taulukon 3* käyttöolosuhteiden avulla.

Taulukko 16: Tyyppirakennuksen D VRF-lämmityskäytön mitoitusarvoja.

VRF-lämmityksen käyttöväli ulkolämpötilassa (°C)		-20	+15				
Sisälämpötila (°C)			21				
LTO vuosihyötysuhde (%)			63				
Toimistoihin tuleva ilma IV-kanavista, tulolämpötila (°C)			18				
Rakennuksen max läm.tehon tarve pinta-alalle, -30 °C, ei käyt.vettä (W/m ²)			59				
Tehoportaat	Ulkoyksikön kuormitus lämmityskäytössä (%)	Ulkoyksikölle tuleva keskimääräinen ulkoilma (°C)	IV-patterille tuleva ilma LTO:n jälkeen (°C)	lämmitys-tunnit (h)	lämmitys tehontarve (W/m ²)	lämmitys tehontarve (kW)	COP
I	28	-16	6	305	25	46	3,16
II	18	-7	11	1386	18	33	4,72
III	11	2	14	2618	11	20	6,61
IV	4	11	17	2825	4	7	3,11
				7134		SCOP	4,64

Taulukosta 16 nähdään, että ulkoyksiköiden keskimääräinen kuormitus on jokaisella portaalla varsin matala. Tämä johtuu siitä, että valituissa olosuhteissa rakennuksen jäähdytystarpeen mukaan mitoitettavan VRF-järjestelmän lämmityskapasiteetti on huomattavan ylivoimainen. IV-järjestelmän vuotuinen lämmöntalteenotto prosentti pienentää entisestään VRF-järjestelmän lämmitystehontarvetta. Tämän osion tarkoitus ei ollut vertailla rakennuksen ominaisuuksien vaikutuksia lämmitystehontarpeeseen, joten todellisen rakennuksen lämpötehtä saattaa poiketa laskentaesimerkin arvoista.

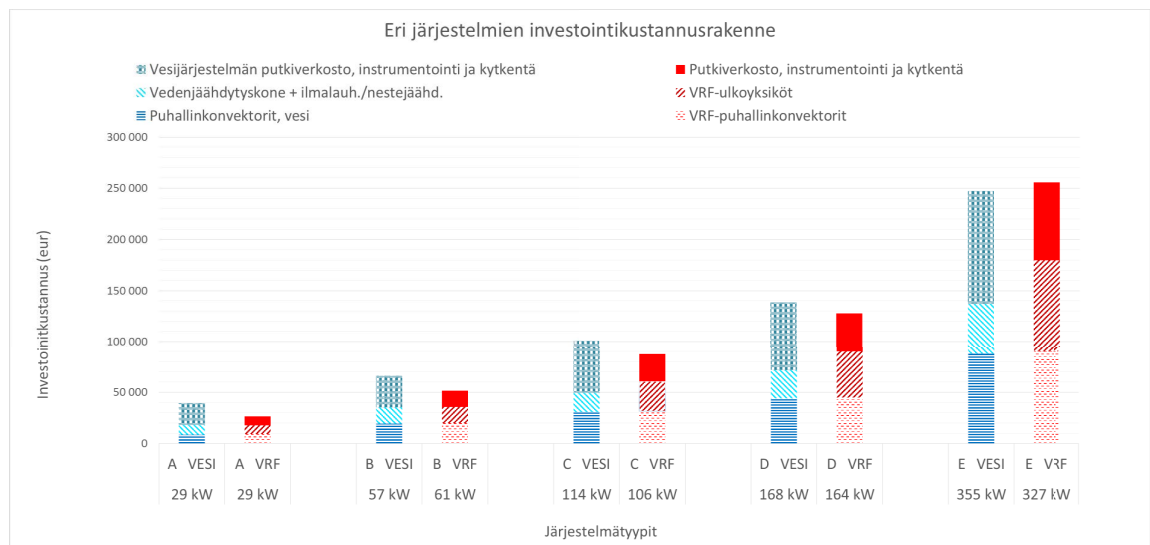
VRF-järjestelmän muodostama säästö ympärivuotuisella jaksolla saadaan laskettua, kun VRF-järjestelmän jäähdytys- ja lämmityskustannuksia verrataan vastaavan tehontarpeen kattavaan vesijäähdytysjärjestelmän jäähdytyskustannuksiin ja kaukolämpöjärjestelmän lämmityskustannuksiin. Käyttöveden lämmitys ja ulkolämpötilan -20 °C alapuolella tapahtuva rakennuksen lämmitys hoidetaan molemmissa tapauksissa samanlaisella kaukolämpöjärjestelmällä, joten niitä ei huomioida. Myöskään tilojen, joissa ei ole puhallin- konvektoreita, lämmityskustannuksia ei huomioida. VRF-järjestelmän lämmityskäytöllä saavutetaan säästöjä kun kaukolämmön energiankulutuksen mukaan veloittava kaukolämpöenergiamaksu pienenee. Taulukon 16 lämpökertoimien (COP), lämmitystehontarpeiden ja lämmitystuntien avulla lasketaan mikä on VRF-järjestelmän talvikauden lämmityksen tarvitsema sähkönkulutus. VRF-lämmitysjärjestelmän tuottaman lämmityksen ja kaukolämpöenergiamaksun avulla puolestaan saadaan laskettua mitä vastaava lämmitysmäärä kaukolämmöllä maksaa. Kaukolämpöenergiamaksuna käytetään arvoa 0,055 eur/kWh (ilman alv.) ja se perustuu Energiategollisuus ry:n vuoden 2017 kaukolämmön hintatilastoon. Ekvivalentin nettovuosi-arvon avulla tarkastellaan, miten lämmityskulut vaikuttavat kokonaiskannattavuuteen. Nettovuosi-arvioon ei kuitenkaan lasketa kaukolämpöjärjestelmän hankintakustannuksia, koska ne ovat molemmilla järjestelmillä yhtä suuret. Sen sijaan VRF-järjestelmän lämmitysominaisuuden käyttöönoton lasketaan nostavan koko VRF-järjestelmän investointikustannuksia 5 %.

8. TULOKSET

Tässä kappaleessa esitetään edellisessä kappaleessa esitettyjen laskentaperiaatteiden mukaan laskettujen jäähdytysjärjestelmien tunnuslukujen tulokset. Laskentatuloksista esitetään investointikustannukset, vuosittainen sähköenergiankulutus, erilaisia kylmäkertoimia ja kannattavuusarvioita ekvivalentin nettovuosikustannuksen avulla.

8.1 Investointikustannukset

Eri järjestelmätyyppien vertailuun otetut investointikustannukset esitetään *kuvassa 39* ja suurennettuna *liitteessä A*. Tulosten mukaan järjestelmätyypeillä A, B, C ja D VRF-järjestelmät ovat halvempia investoida, kun taas tyypillä E VRF-järjestelmä on kalliimpi hankintakustannuksiltaan kuin vedenjäähdytysjärjestelmä. Tuloksista havaitaan, että järjestelmätyyppien A – D suhteellisten hankintakustannusten ero (%) pienenee, kun järjestelmien mitoitusjäähdytysteho kasvaa. Sen sijaan investointikustannusten absoluuttinen ero VRF- ja vesijäähdytysjärjestelmän välillä pysyy suunnilleen keskiarvossaan (12 000 eur) eri järjestelmätyypeillä.

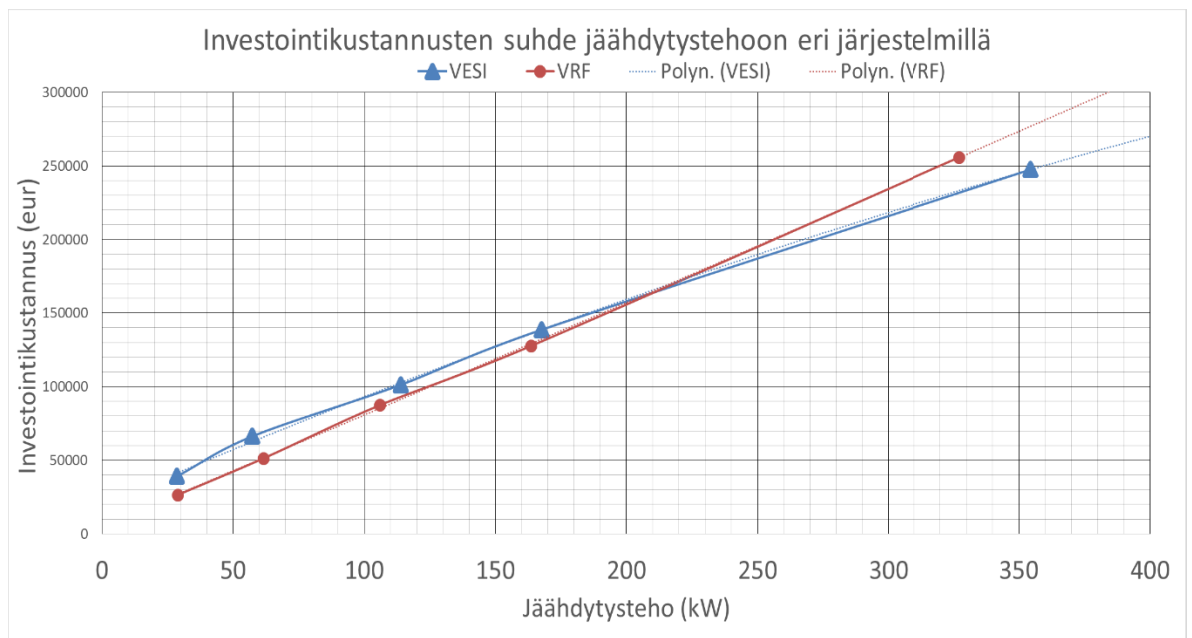


Kuva 39: Eri järjestelmien investointikustannusrakenne.

Molempien järjestelmien puhallinkonvektorit ovat hankintakustannuksiltaan lähes identtiset. Kun verrataan pelkän vedenjäähdytyskoneen ja ilmalauhduttimen/nesteenjäähdyttimen hankintahintaa VRF-ulkoyksiköihin, havaitaan, että VRF-ulkoyksiköt ovat kaikilla tyypeillä selvästi kalliimpia ja ero kasvaa järjestelmän suurentuessa. Varsinkin tyypillä E ero on suuri, mikä selittyy sillä, että VRF-ulkoyksiköiden lukumäärä kaksinkertaistuu tyyppiin D verrattaessa. Putkiverkoston aiheuttamat investointikustannukset ovat veden-

jäähdytysjärjestelmillä sen sijaan huomattavasti suuremmat kuin VRF-järjestelmillä kaikissa järjestelmätyypeissä. Kustannuksia VRF-järjestelmään verrattuna nostavat erityisesti putkiverkoston suuremmat putkikoot, säätölaitteiden ja -pisteiden suurempi lukumäärä ja pumppujen hankintakustannukset.

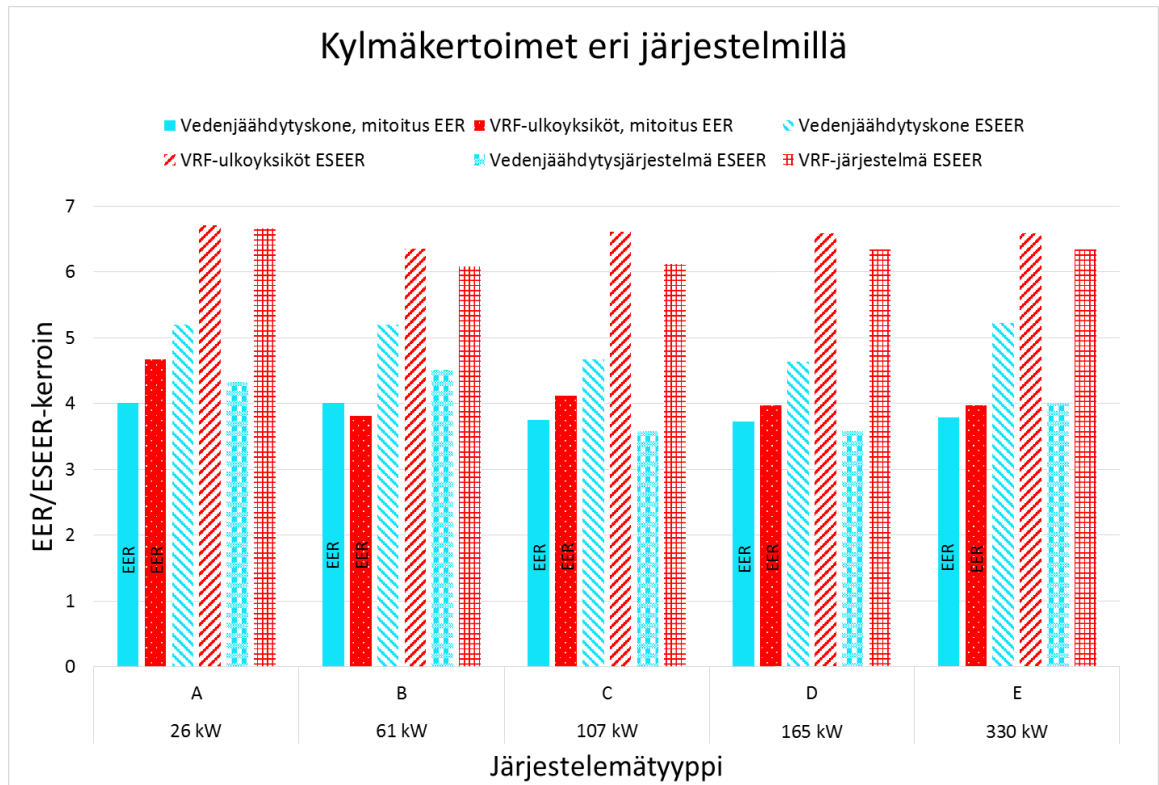
Investointikustannusten suhde eri järjestelmien mitoitusjäähdytystehoon esitetään *kuvassa 40*. Käyrien leikkauspisteessä järjestelmien hankintakustannus on yhtä suuri. Mitoitusjäähdytystehona se tarkoittaisi noin 215 kW tehoista järjestelmää. VRF-järjestelmien käyrä on muodoltaan lähes lineaarinen, kun taas vedenjäähdytysjärjestelmillä se on kaarevampi. Tämä tarkoittaa, että VRF-järjestelmien hankintakustannus korreloi voimakkaammin mitoitusjäähdytystehoon. Investointikustannuslaskelmissa ei otettu huomioon myyntivolyymien tuomaa yksikkökustannusten laskua, joten todellisuudessa molemmat kustannuskäyrät laskevat voimakkaammin tehon suurentuessa.



Kuva 40: Eri järjestelmien investointikustannusten suhde mitoitusjäähdytystehoon.

8.2 Kylmäkertoimet

Eri järjestelmien kylmäkertoimia esitetään *kuvassa 41* ja suurennettuna *liitteessä B*. Kuvassa ovat ensin järjestelmien mitoitusilanteen EER-kylmäkertoimet ja sen jälkeen ESEER-vuosikylmäkertoimia kylmäkoneelle ja koko jäähdytysjärjestelmälle.



Kuva 41: Kylmäkertoimia eri järjestelmätyypeillä.

Eri järjestelmien ESEER-vuosikylmäkertoimen perusteella VRF-järjestelmien energiatehokkuus on huomattavasti parempi kaikilla järjestelmätyypeillä. Ero on huomattava jo pelkillä jäähdytyskoneilla ja vielä merkittävämpi koko jäähdytysjärjestelmillä. Koska vedenjäähdytysjärjestelmät ovat välillisiä järjestelmänä, heikkenee niiden kylmäkerroin suhteellisesti enemmän pumppujen sähkönkulutuksen takia. Tyypeillä C, D ja E vuosikylmäkertoimen heikennys on vielä suhteellisesti suurempi, sillä niitä kuormittaa tyyppeihin A ja B verrattuna lisäksi liuoskierron vakionopeuspumpun sähkönkulutus. VRF-järjestelmillä ero vuosikylmäkertoimessa ulkoyksikön ja koko järjestelmän välillä ei ole niin merkittävä, sillä ulkoyksikön sähkönkulutuksen lisäksi tulee ainoastaan puhallinkonvektorien sähkönkulutus.

Pelkkien vedenjäähdytyskoneiden ja VRF-ulkoyksiköiden mitoitusilanteen EER-kylmäkertoimet ovat sen sijaan hyvin lähellä toisiaan järjestelmän tehosta riippumatta. Yleisesti ajatellaan, että kylmäkoneen hetkellinen kylmäkerroin korreloi myös vuosikylmäkertoimen kanssa. Kuten tuloksista nähdään, tätä yleistystä ei voida tehdä kun vertaillaan VRF- ja vedenjäähdytysjärjestelmiä, sillä pelkkä EER-kerroin ei kerro kovinkaan paljon järjestelmien koko vuoden käytölle jakautuneesta energiatehokkuudesta.

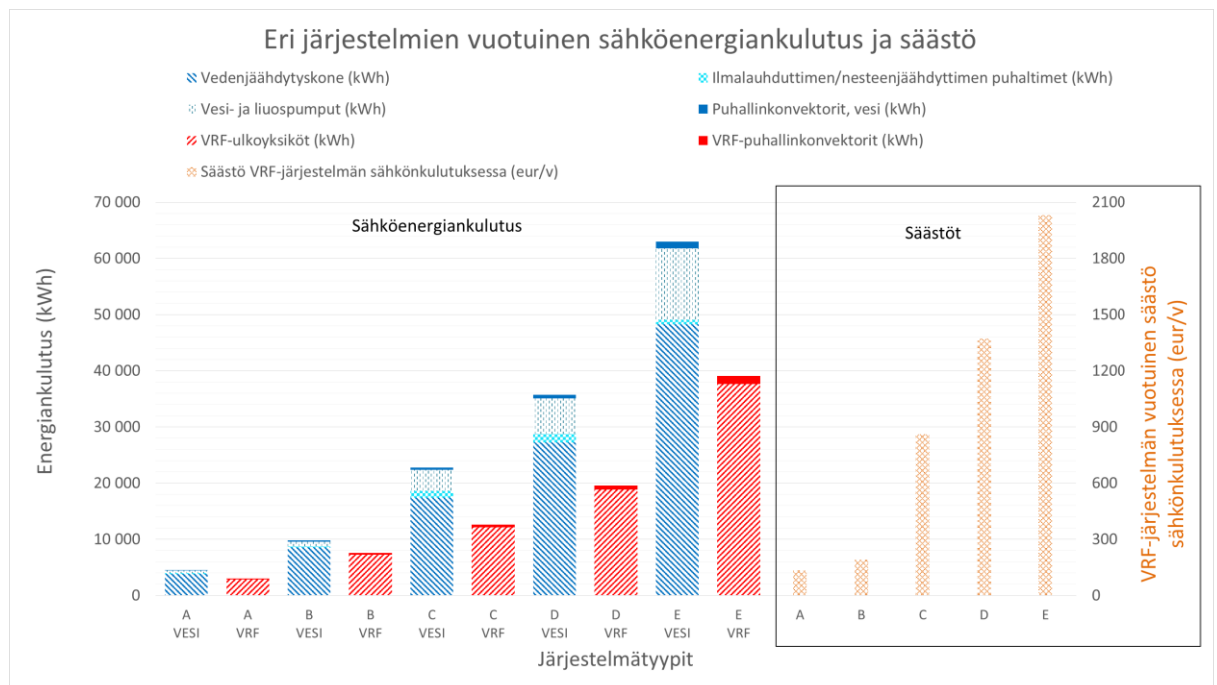
Kun tutkitaan kylmäkertoimien muutoksia eri tyyppien välillä, havaitaan että VRF-järjestelmillä vuosikylmäkerroin hieman laskee tehon suurentuessa. Tämä vahvistaa käsitystä siitä, että VRF-putkiverkoston ja painehäviöiden suurentuessa energiatehokkuus jonkin verran kärsii. Järjestelmien D ja E kylmäkertoimet ovat kuitenkin yhtä suuret,

koska järjestelmät ovat toistensa kopioita. Vedenjäähdytysjärjestelmissä suoranlauhdutuksella on suhteessa välilliseen lauhdutukseen hieman parempi kylmäkerroin, mikä on odotettu tulos. Pelkän vedenjäähdytyskoneen vuosikylmäkerroin on kuitenkin yhtä suuri niin tyypillä E kuin tyypeillä A ja B.

Tarkasteltavien VRF-järjestelmien tehonsäätö perustuu portaattomaan kierrosnopeussäätöön, kun taas kaikkia vertailun vedenjäähdytyskoneita säädetään portaittain pelkällä on/off-säädöllä. Tämä näkyy väistämättä järjestelmien vuosikylmäkertoimien erossa. Laskennassa ei oteta huomioon kuitenkaan sitä, että on/off-säädön takia lauhtumis- ja höyrystymislämpötilat alkavat huojua. Vedenjäähdytyskoneiden mitoitusohjelmassa hetkelliset EER-kylmäkertoimet määritetään aina täydellä kuormituksella, joten ilmiön huomioiminen vaatisi järjestelmien dynaamista simulointia. Tästä seuraa, että mitoitettujen vedenjäähdytyskoneiden kylmäkerroin on todellisuudessa osatehoilla vielä heikompi. Lopputuloksia voidaan muutenkin pitää korkeintaan yhtä luotettavina kuin tämän työn laskennassa käytettyjen mitoitusohjelmien antamat mitoitus tulokset, joiden todenmukaisuudesta vastaavat valmistajat.

8.3 Sähköenergiankulutus

Eri järjestelmien vuotuinen sähköenergiankulutus ja VRF-järjestelmän vuotuinen euroääräinen säästö sähkönkulutuksessa esitetään *kuvassa 42* ja suurennettuna *liitteessä C*.



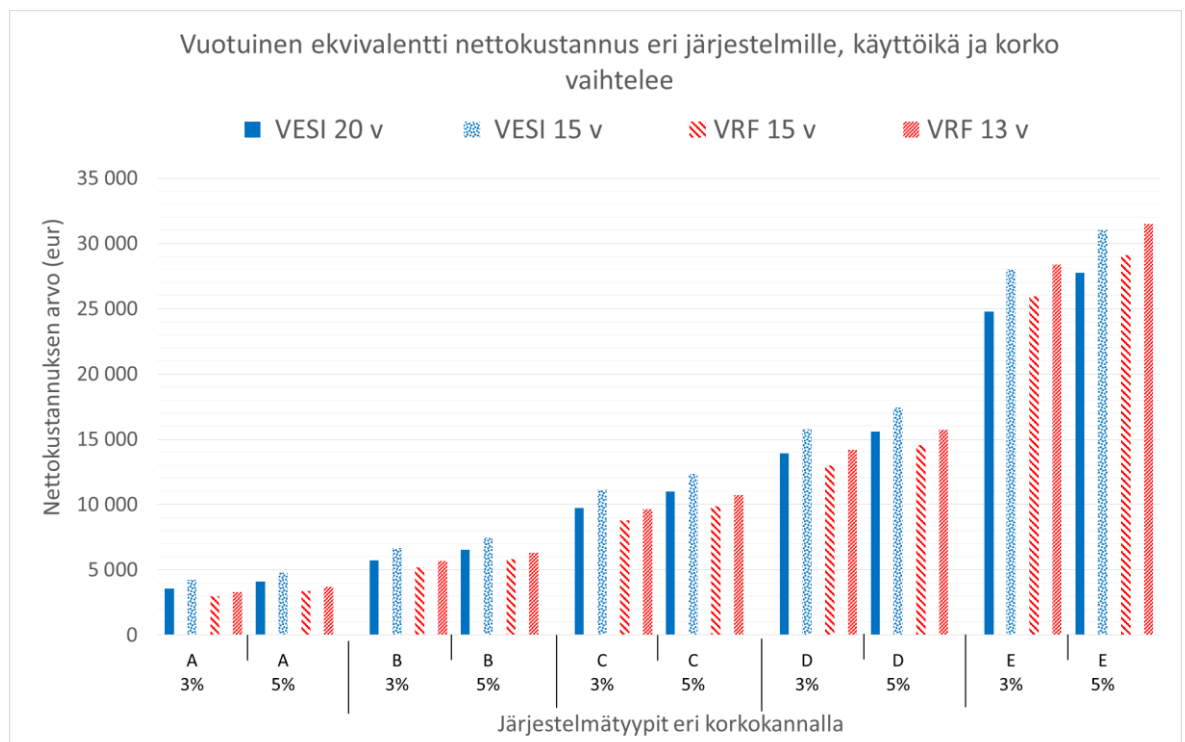
Kuva 42: Eri järjestelmätyyppien vuotuinen sähköenergiankulutus ja säästö sähkönkulutuksessa.

Kaikilla järjestelmätyypeillä VRF-järjestelmät kuluttavat vähemmän sähköä. Tulokset ovat hyvin yhteneviä järjestelmien vuosikylmäkertoimien kanssa. Sähköenergiankulutusprofiilista nähdään, että puhaltimien sähkökulutuksen osuus molempien järjestelmien kulutuksesta on suhteellisen pieni. Pumput sen sijaan tuovat jo merkittävän kuluerän vesijäähdytysjärjestelmille. Vedenjäähdytysjärjestelmän sähkökulutusta olisi ollut mahdollista pienentää valitsemalla liuospiiriin vakionopeuspumpun tilalle kierrosnopeussäädetty pumppu, mutta valinnalla saavutettavia säästöjä suhteessa hankintakustannusten kasvuun ei koettu riittävinä.

Keskimäärin eri tyyppien vesijäähdytysjärjestelmät kuluttavat laskelman mukaan 60 % enemmän sähköenergiaa. Vuotuiset euromääräiset kokonaissäästöt sähkökulutuksessa kasvavat VRF-järjestelmillä tehontarpeen mukaisesti, mutta vuosisäästöt ovat silti kaikilla tapauksilla kuitenkin alle 1 % järjestelmätyyppien hankintakustannuksesta. Varsinkin tyyppien A ja B VRF-järjestelmillä saavutettavat säästöt sähkökulutuksessa ovat niin pieniä, ettei niillä ole juurikaan painoarvoa järjestelmävalinnan kannalta. Sähköenergiankulutus on kuitenkin suoraan verrannollinen järjestelmän käyttötunteihin, joten suuremmalla käytöllä myös säästöt suurenevät.

8.4 Kannattavuuslaskelmat

Kaikkien vertailtavien jäähdytysjärjestelmien ekvivalentti nettovuosikustannus esitetään kuvassa 43 ja suurennettuna liitteessä D. Kuvaajaan on piirretty molempien järjestelmien arvot kahdella eri käyttöiällä ja korkokannalla.



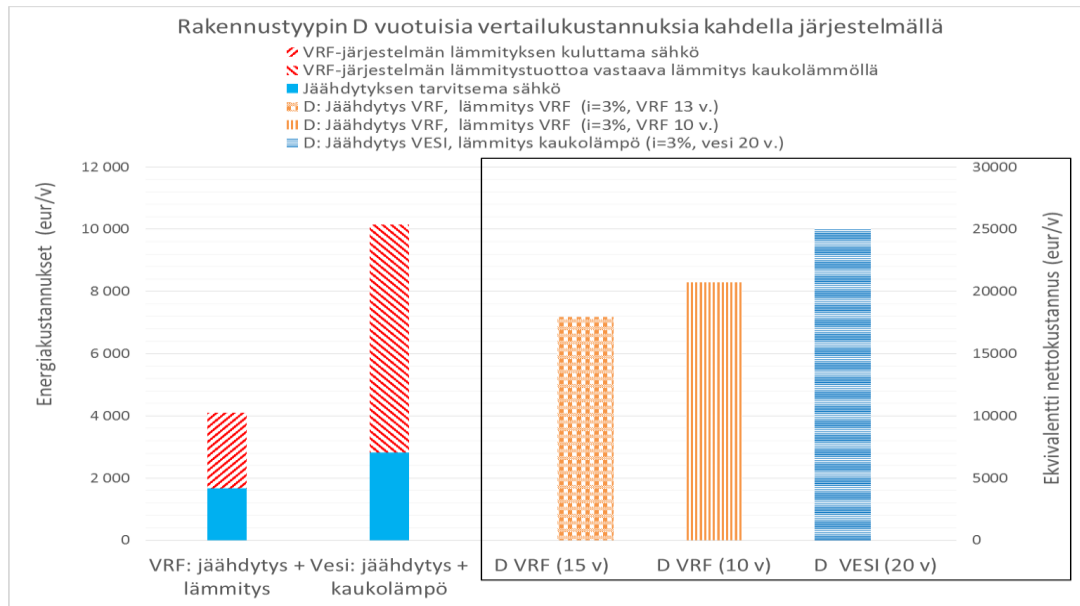
Kuva 43: Eri järjestelmien ekvivalentteja nettovuosikustannuksia.

Nettovuosikustannusten mukaan VRF-järjestelmä on kokonaistaloudellisempi järjestelmä tyypeillä A, B, C ja D. Vedenjäähdytysjärjestelmien suhteellinen nettokustannusten ero VRF-järjestelmiin verrattuna on tyyppillä A suurimmillaan. Tämän jälkeen suhteellinen nettokustannusero pienenee tasaisesti tehon suurentuessa. Tyyppillä E kannattavuus riippuu käyttöistä. Jos vedenjäähdytysjärjestelmän käyttöikä on oletusarvoisesti 20 vuotta ja VRF-järjestelmällä 15 vuotta, niin silloin tapauksessa E vesijäähdytysjärjestelmä on kokonaistaloudellisempi. Jos käyttöikä on molemmilla sama, VRF-järjestelmä on puolestaan taloudellisempi. Erot eivät ole kuitenkaan kovin suuria. Korkokannan kasvattaminen näkyy puolestaan kannattavuudessa niin, että järjestelmät, joilla on suurempi hankintakustannus, eivät ole taloudellisesti niin kannattavia.

Kannattavuuslaskelmat korreloivat suhteellisen voimakkaasti käyttöiän muutoksiin, joten käyttöikää muuttamalla voidaan vaikuttaa järjestelmien kannattavuuteen. Järjestelmien todellinen käyttöikä on kuitenkin hankala määrittää. Yleinen suuntaus on, että suora-höyrystysjärjestelmien taloudellinen käyttöikä ei olisi niin hyvä kuin perinteisten vedenjäähdytyskoneiden. VRF-järjestelmät ovat varsinkin Pohjois-Euroopassa vielä suhteellisen vähän käytetty järjestelmä, joten käyttökokemukset pitkältä ajalta ovat puutteellisia. Tässä vertailussa kaikkien kylmäkoneiden kompressorit ovat kierukkakompressoreita, mikä puoltaisi yhtä pitkää käyttöikää kompressorien osalta. Oletusarvoisesti taajuusmuuttajasäätö kuormittaa kuitenkin vähemmän kompressoreita, jolloin käyttöikä kompressorien osalta saattaa olla jopa parempi kuin pelkillä on/off-säätöisillä vedenjäähdytyskoneilla. Silläkin on todennäköisesti merkitystä, sijaitseeko kompressoriyksikkö ulkona vai sisällä. Kylmäkoneiden lisäksi koko järjestelmän taloudellisesti järkevään käyttöikään vaikuttavat myös muut järjestelmän kuluvat komponentit kuten ulkoyksiköiden ja konvektorien puhallinmoottorit sekä pumput.

8.5 VRF-lämmityskäytön kannattavuus

VRF-järjestelmän lämmityskäytön mahdollistamia säästöjä lämmityskustannuksissa tutkittiin vain rakennustyyppin D osalta, tulokset esitetään *kuvassa 44* ja suurennettuna *liitteessä E*. Laskentaesimerkissä VRF-järjestelmän käyttäminen lämmitykseen pienentää rakennuksen D vuotuisia energiakustannuksia noin 4900 euroa. Lisäksi sama järjestelmä säästää jäähdytyskäytössä sähköä noin 1300 euroa vedenjäähdytysjärjestelmään verrattuna. Vuotuiset kustannussäästöt ovat suoraan verrannollisia lämmitystuntien lukumäärään ja lämmitystehontarpeeseen, jotka puolestaan riippuvat rakennuksen ominaisuuksista sekä käyttö- ja sääolosuhteista. Myös rajapinta milloin jäähdytys kytketään pois ja lämmitys päälle ei ole aivan yksikäsitteinen, sillä rakennuksessa saattaa olla yksittäisiä tiloja, joita haluttaisiin jäähdyttää myös talvikaudella. Voidaan kuitenkin todeta, että VRF-järjestelmän yhdistetyllä jäähdytys- ja lämmityskäytöllä voidaan saavuttaa parhaimmillaan huomattavia säästöjä energiakustannuksissa.



Kuva 44: Rakennustyyppin D VRF-lämmityskäytön vertailukustannuksia.

Kustannussäätöjen lisäksi tutkittiin VRF-lämmitysjärjestelmän kannattavuutta. Kuvan 44 oikeassa reunassa esitetään järjestelmän kannattavuutta kuvaavia ekvivalentteja nettokustannuksia. VRF-lämmityskäytön myötä koko järjestelmän vuotuiset käyttötunnit kasvavat huomattavasti, vaikkakin VRF-järjestelmä käy laskelmien mukaan suuren osan ajasta osatehoilla. Käyttöikä todennäköisesti kuitenkin lyhenee, joten kannattavuuslaskelmassa VRF-lämmitysjärjestelmä laskettiin 13 ja 10 vuoden käyttöiällä ja 5 % suuremmalla alkuinvestoinnilla. Kannattavuuslaskelman mukaan VRF-lämmityskäyttö on taloudellisesti erittäin kannattavaa. Käyttöikää pitäisi laskea aina 7 vuoteen asti, ennen kuin VRF-järjestelmän nettokustannus ylittäisi 20 vuoden käyttöiällä olevan vesijäähdytysjärjestelmän aiheuttaman kustannuksen.

Lisääntyneet käyttötunnit todennäköisesti nostavat myös huolto- ja korjauskustannuksia, joita ei ole huomioitu laskennassa. VRF-lämmityskäyttö tulisi huomioida myös sisälaitteiden valinnassa, sillä esimerkiksi talvella suurien ikkunapintojen aiheuttamat viileät ilmastovirtaukset pitää kompensoida lämmitysjärjestelmällä vedon välttämiseksi. Keskellä kattoa sijaitseva puhallinkonvektori ei todennäköisesti sovellu tähän tarkoitukseen parhaalla mahdollisella tavalla.

9. YHTEENVETO

Diplomityön tavoitteena oli VRF- ja vesijäähdytysjärjestelmien vertailu toimistorakennusten jäähdytyksessä. Vertailu toteutettiin mallintamalla molemmat jäähdytysjärjestelmät kuvitteellisiin rakennuksiin viidessä eri teholuokassa siten, että järjestelmien mitoitusjäähdytystehot vaihtelivat välillä 30 – 350 kW. Mallinnuksen avulla selvitettiin järjestelmistä suorituskykyä ja taloudellista kannattavuutta kuvaavia tunnuslukuja.

Tulosten mukaan tarkasteltavista järjestelmistä VRF-järjestelmät ovat selvästi energiatehokkaampia, sillä niiden vuosikylmäkertoimet ovat paremmat ja sähköenergiankulutus on oleellisesti pienempi. Vesijäähdytysjärjestelmien suurempaa sähkönkulutusta voidaan perustella ainakin kolmella syyllä. Ensinnäkin, tutkimustuloksissa korostuu VRF-järjestelmien taajuusmuuttajatekniikkaan perustuva tehonsäätö, sillä kaikki vertailuun valitut vesijäähdytysjärjestelmät käyttivät vain on/off-tehonsäätöä. Tietoisesti valintaa eri tehonsäätötapojen välillä ei tehty, mutta lopputulos kuvaa hyvin tilannetta, mikä markkinoilla on. Kierrosnopeussäädön käyttäminen kompressorien tehonsäädössä ei nimittäin ole kovinkaan yleistä vedenjäähdytyskoneissa alle 350 kW teholuokassa. Jos vertailu kuitenkin toteutettaisiin vain kierrosnopeussäätöisillä vedenjäähdytyskoneilla, ero sähkönkulutuksessa varmasti pienenesi, mutta todennäköisesti hankintakustannukset kasvaisivat myös. Toiseksi, pumppujen sähkönkulutus selkeästi kasvattaa koko vesijäähdytysjärjestelmän sähkönkulutusta. Kolmanneksi, välillisten vesijäähdytysjärjestelmien vedenjäähdytyskoneiden lämpötilaerot höyrystys- ja lauhtumislämpötilojen välillä ovat suuremmat kuin VRF-järjestelmissä, mitkä kasvattavat kompressorien sähkönkulutusta. Tieto siitä, miten valmistajien mitoitusohjelmilla saatavat sähkönottoteholukemat määritellään ja mitkä tekijät niihin vaikuttavat, ei ole kovin helposti saatavilla, joten sähkönkulutustekijöitä ei eritelty yksityiskohtaisemmin tämän työn osalta.

VRF-järjestelmät ovat tutkimuksessa huomioon otettavien investointikustannusten osalta halvempi järjestelmä suunnilleen 200 kW jäähdytystehoon asti. Kun jäähdytysteho ylittää noin 150 kW, tullaan tehoalueelle, jossa VRF-valmistajien määrittelemien rajoitteiden takia järjestelmä pitää jakaa vähintään kahteen erilliseen piiriin. Tästä seuraa luonnollisesti kustannustehokkuuden heikkeneminen, sillä VRF-järjestelmissä on monia järjestelmäkomponentteja, joiden lukumäärä joudutaan samalla kaksinkertaistamaan.

Järjestelmien taloudellisen kannattavuuden suhteen tulokset noudattavat samaa linjaa investointikustannusten kanssa. VRF-järjestelmät ovat vertailun järjestelmistä selkeästi taloudellisempi järjestelmä alle 200 kW teholuokassa, mutta siitä ylöspäin kannattavuus riippuu järjestelmien taloudellisen käyttöiän pituudesta. Jos järjestelmien käyttöikä molemmilla järjestelmillä määritellään yhtä suureksi, ovat VRF-järjestelmät taloudellisesti kannattavampi investointi kaikissa tutkituissa teholuokissa.

Tämän tutkimuksen investointikustannuslaskelmissa ei huomioitu kaikkia jäähdytysjärjestelmien hankintahintaan vaikuttavia kustannustekijöitä. Tämä tarkoittaa, että laskentaosuudessa määritelty järjestelmien kokonaishinta ei ole järjestelmien absoluuttinen hankintahinta, vaan se kuvastaa suhteellista vertailuhintaa. Investointilaskennan ulkopuolelle jätettävien tekijöiden kustannusvaikutus VRF- ja vesijäähdytysjärjestelmien välillä arvioitiin kuitenkin suunnilleen yhtä suureksi, jolloin absoluuttinen hintaero ei muutu. Hankintakustannusten kasvu vaikuttaa kuitenkin kannattavuuslaskelmiin siten, että erot järjestelmätyyppien kannattavuutta kuvaavien tunnuslukujen välillä pienenevät ja sähkökulutuksella on pienempi merkitys järjestelmien väliseen kannattavuuteen. Tarkasteltujen järjestelmätyyppien investointikustannus oikeassa rakennuksessa on siis todellisuudessa suurempi.

VRF-jäähdytysjärjestelmän käyttäminen myös rakennuksen lämmitykseen, jopa yhtäaikaaisesti jäähdytyksen kanssa, on VRF-järjestelmien yksi mielenkiintoisimmista ominaisuuksista. Toimistorakennusten yhtäaikaista jäähdytys- ja lämmityskäyttöä voi olla taloudellisesti haastavaa saada kannattavaksi Suomen olosuhteissa, mutta sen sijaan vaihtoehdoisella VRF-lämmitysominaisuudella on paljon mahdollisuuksia. Tämän työn VRF-lämmityskäytön laskentaesimerkin tulokset kertovat, että talvikäytön lämmityskuluissa VRF-järjestelmällä saavutettavat säästöt ovat parhaimmillaan moninkertaiset verrattuna jäähdytyskäytöstä saataviin säästöihin. Lopputulos on se, että jäähdytyskäyttöön suunniteltu VRF-järjestelmä voidaan saada lämmityskäytöllä entistä kannattavammaksi. Tasapuolisuuden nimissä tulisi vertailuun sisällyttää myös lämmitysominaisuudella varustettu vesijäähdytysjärjestelmä, joita markkinoilta myös löytyy. On kuitenkin vaikea nähdä niiden yltävän kustannustehokkuudessa samalle tasolle VRF-järjestelmien kanssa, sillä tämän tutkimuksen valossa jo pelkästään jäähdytykseen suunnitelluilla vesijäähdytysjärjestelmillä on ongelmia päästä hankintakustannuksissa lämmityskäyttöön kykenevien VRF-järjestelmien tasolle.

Toimistorakennusten jäähdytysratkaisuja tarjoavia yrityksiä on Suomen markkinoilla useita. Tämän työn laskentaosuudessa vertailtavat jäähdytysjärjestelmäratkaisut valittiin kuitenkin vain kahden yrityksen tuotevalikoimasta ja lisäksi kaikki vesijäähdytysjärjestelmien pumput valittiin yhdeltä valmistajalta. Yritykset valikoituivat otantamenettelyn avulla, jossa tärkeimmiksi valintatekijöiksi muodostuivat järjestelmien mitoittamiseen käytettävien ohjelmien saatavuus sekä teknisen tuen ja hintatietojen saamisen helppous. Kylmäkertoimiin ja sähkökulutukseen liittyvät tulokset perustuvat siis kolmen yrityksen kautta saatuihin laitetietoihin tai mitoitusohjelmien avulla saatuihin arvoihin. Lisäksi merkittävä osa koko järjestelmien investointikustannuksista muodostuvat samojen yritysten nimen alla myytävien laitteiden hinnoista. Toisin sanoen tutkimuksessa esitetyt lopputulokset kertovat tarkalleen vain vertailuun valittujen yritysten tuotteistamien järjestelmien eroista, joten kokonaisvaltaisen ja yleispätevien tulosten saamiseksi tulisi vertailu toistaa myös kilpailevien yritysten järjestelmillä. Jäähdytysala on kuitenkin hyvin kilpailtu ala, joten tuskin yhdelläkään yrityksellä on varaa järjestelmien ylihinnoitteluun.

Jäähdytysala on murroksessa EU:n uuden F-kaasuasetuksen määräysten johdosta. Se pakottaa kylmälaitevalmistajat ottamaan lähivuosina käyttöön uusia ympäristöystävällisempiä kylmäaineita ja tästä aiheutuvat järjestelmän tekniseen toteutukseen ja turvallisuuteen liittyvät haasteet pitää ratkoa. Vaikutukset tulevat koskemaan niin VRF- kuin vesijäähdytysjärjestelmiä. Suuntaus alalla on sellainen, että kylmäaineiden kokonaismääriä halutaan vähentää ja kylmäainevuodot halutaan saada aisoihin. Tämä on haaste varsinkin VRF-järjestelmille, joilla kylmäainetäyttömäärät ovat suuremmat, kylmäaineputkiverkostot laajemmat ja kylmäainetta sisältäviä laitteita sijaitsee ihmisten oleskeluympäristössä. Ennakoasetelmissa vedenjäähdytysjärjestelmillä on tässä suhteessa etulyöntiasema, mutta vasta seuraava vuosikymmen tulee näyttämään mihin suuntaan määräykset tulevat alaa viemään.

Lopullinen johtopäätös tämän tutkimuksen osalta on kuitenkin selvä. Tulosten mukaan toimistorakennusten jäähdytyksessä VRF-järjestelmät ovat tutkitussa teholuokassa kilpailukykyisempi vaihtoehto vesijäähdytysjärjestelmille. Rakennuksen jäähdytysjärjestelmää valittaessa järjestelmien eroja täytyy kuitenkin aina arvioida tapauskohtaisesti tarkasteltavan kohteen ominaisuuksien ja todellisen käytön mukaan.

LÄHTEET

- Aittomäki, A. (toim.). 2008. Kylmäteknikka, 3. painos. Suomen Kylmäyhdistys ry. 406 s.
- Aittomäki, A. & Kianta, J., 2003, Indirect Refrigeration Systems Design Guide Book, Tampere University of Technology. 239 p.
- Amarnath, A. & Blatt, M. 2008. Variable refrigerant flow: An emerging air conditioner and heat pump technology, ACEEE Summer Study on Energy Efficiency in Buildings. 13 p. Saatavilla 13.1.2017: http://aceee.org/files/proceedings/2008/data/papers/3_228.pdf
- Bhatia, A. HVAC Variable Refrigerant Flow Systems. Course no. M03-014, CED Engineering. 38 p. Saatavilla 25.11.2016: <http://www.seedengr.com/Variable%20Refrigerant%20Flow%20Systems.pdf>
- Casey, B. 2012, VRF: Heat Recovery or Heat Pump? (Cover story), Engineered Systems, vol. 29, no. 6, pp. 50–52. Saatavilla HTML-versio 3.2.2017: http://digital.bnpmmedia.com/display_article.php?id=1079986
- Carrier online product catalog. 2017. Air cooled chillers and water cooled chillers. Carrier Corporation. Saatavilla 22.5.2017: <http://www.carrier.com/commercial/en/us/products/chillers-components/chillers/>
- Chiller Option-valintaohjelma. Chiller Oy, Finland. Saatavilla 18.6.2017: <http://www.chiller.fi/option>
- Chiller BOX Vari verkkomateriaali. Chiller Oy, Finland. Saatavilla 15.6.2017: <http://www.chiller.fi/boxvari>
- Comparison of VRF system and chiller system, 2007, Mitsubishi Heavy Industries Ltd. 11 p.
- Copeland Scroll Digital: The Simple Refrigeration Solution for Capacity Modulation, 2016. Product Leaflet. Emerson Climate Technologies. 4 p. Saatavilla 26.5.2017: http://www.emersonclimate.com/europe/ProductDocuments/CopelandLiterature/DSC107-Scroll-Digital-ZBD-ZFD-1609-EN_0.pdf
- Cooltools: Chilled Water Plant Design Guide, 2009, Energy Design Resources Saatavilla 13.2.2017: <https://energydesignresources.com/resources/publications/design-guidelines/design-guidelines-cooltools-chilled-water-plant.aspx>

Coolpack-simulointiohjelma, IPU & Department of Mechanical Engineering, Technical University of Denmark. Version 1.50. Saatavilla 19.12.2016: <http://www.en.ipu.dk/Indhold/refrigeration-and-energy-technology/coolpack.aspx>

Daikin VRV IV 360° efficiency, 2014. Product catalogue. Daikin Europe N.V. Saatavilla 1.7.2017: <http://www.daikin.fr/docs/ECPEN15-206A-tcm478-368950.pdf>

DVM S Control Training Manual for North America - Sequence of Operations. Samsung. 83 p. Saatavilla 24.4.2017: https://dvmdownload.com/upload/product/60/download/Technical%20Data%20Books%20and%20Resources_DVM%20S%20Sequence%20of%20Operation.pdf

Equivalent Annual Cost – EAC, online content library, 2017, Investopedia, LLC. Saatavilla 15.7.2017: <http://www.investopedia.com/terms/e/eac.asp>

Fläktwoods, Lämmönsiirtimet – Tekninen esite, 2003. Saatavilla 9.12.2016: <http://m.flaktwoods.fi/tuotteet/acs/lammonsiirtimet-ilmanlammittimet-ja-ilmaverhot/lamellilammonsiirtimet>

Goetzler, W. 2007, "Variable refrigerant flow systems", ASHRAE Journal, vol. 49, no. 4, 24 p.

Hakala, P. & Kaappola, E. 2013. Kylmälaitoksen suunnittelu, 3. painos. Opetushallitus. 274 s.

Jain, S., Jain, G. & Bullard C. W. 2004, Vapor injection in scroll compressors, International Compressor Engineering Conference. Paper 1642. Saatavilla 30.1.2017: <http://docs.lib.purdue.edu/cgi/viewcontent.cgi?article=2641&context=icec>

Jäähdytysjärjestelmien energialaskentaopas. 2011. Ympäristöministeriö. 26 s. Saatavilla 30.12.2016: http://www.ym.fi/fi-FI/Maankaytto_ja_rakentaminen/Lainsaadanto_ja_ohjeet/Rakentamismaarayskokoelma/Energiatehokkuus

Kaappola, E., Hirvelä, A., Jokela, M. & Kianta, J. 2011. Kylmätekniikan perusteet, 1. painos. Opetushallitus. 264 s.

Koja, ilmalauhdutteiset ulkoasenteiset vedenjäähdyttimet, verkkomateriaali. Koja-Yhtiöt Oy. Saatavilla 7.6.2017: <http://www.koja.fi/fi/materiaalipankki/rakennukset/vedenjaahdytys/ilmalauhdutteiset-ulkoasenteiset-vedenjaeahdyttimet>

Kwon, L., Hwang, Y., Radermacher, R. & Kim, B. 2012. Field performance measurements of a VRF system with sub-cooler in educational offices for the cooling season, Energy and Buildings, Volume 49, pp. 300–305, ISSN 0378-7788. Saatavilla 7.6.2017: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0378778812001053>

- Laine, M. 2016. Ilmastoinnin vesikiertoisen jäähdytysjärjestelmän optimointi, diplomityö. Tampereen Teknillinen Yliopisto. 93 s. Saatavilla 5.7.2017: <https://dspace.cc.tut.fi/dpub/bitstream/handle/123456789/23713/laine.pdf?sequence=1>
- Li, Z., Wang, B., Li, X. & Shi, W. 2016. Simulation on effects of subcooler on cooling performance of multi-split variable refrigerant flow systems with different lengths of refrigerant pipeline, *Energy and Buildings*, Volume 126, pp. 301–309, ISSN 0378-7788, Saatavilla 16.1.2017: https://www.researchgate.net/profile/Xianting_Li/publication/303182642_Simulation_on_effects_of_subcooler_on_cooling_performance_of_multi-split_variable_refrigerant_flow_systems_with_different_lengths_of_refrigerant_pipeline/links/576b46b908ae6e772780ba37.pdf?origin=publication_list
- Luvata, Coils Selection Software for Windows, version 9.5.4.0. Luvata Söderköping AB. Saatavilla 7.7.2017: <http://www.luvata.com/en/About-Luvata/Locations/Coiltech/Coils-selection-software/>
- Marinhas, S. 2013, Eurovent chiller certification key stones and future challenges. *REHVA Journal*, March. pp. 31–33. Saatavilla 3.1.2017: http://www.rehva.eu/fileadmin/REHVA_Journal/REHVA_Journal_2013/RJ_issue_2/p31-33_Eurovent_chiller_certification_RJ1302.pdf
- Model VDCF Direct Drive Remote Air-cooled Fluid Coolers, 2015. Product Catalogue. FORM 195.29-EG2 (615). Johnson Controls, Inc. Saatavilla 23.8.2017: <http://www.york.com/for-your-workplace/chilled-water-systems/condensers-and-condensing-units/vdcf-air-cooled-fluid-cooler>
- Mollier Diagram PDF. Saatavilla 13.12.2016: <http://wallpart.com/poster/mollier-h-x-diagramm-als-gif-bild-mollier-h-x-diagramm-f-252-r-feuchte-221825804765>
- Okoma, K., Tahata, M. & Tsuchiyama, H., 1990, Study of Twin Rotary Compressor for Air-Conditioner with Inverter System, *International Compressor Engineering Conference*. paper 745. pp. 541–547. Saatavilla 25.1.2017: <http://docs.lib.purdue.edu/icec/745>
- Rakennusten elinkaarimittarit, 2013, Green Building Council Finland, verkko-julkaisu. Saatavilla 15.5.2017: http://figbc.fi/wp-content/uploads/2013/01/Rakennusten_elinkaarimittarit_2013.pdf
- Roth, K. W., Westphalen, D., Dieckmann, J., Hamilton, S. D. & Goetzler, W., 2002, Energy Consumption Characteristics of Commercial Building HVAC Systems—Volume III: Energy Savings Potential. Report for the DOE Office of Energy Efficiency and Renewable Energy, Building Technologies Program. 285 p. Saatavilla 8.2.2017: http://doas.psu.edu/DOE_report.pdf

Samsung AHU-kit myyntiesite. Combicool Oy Ab. 4 s. Saatavilla 18.4.2017:
http://www.combicool.fi/images/samsung/PDF/DVM-S/DVM-S-esite/AHU_Kit_Esite_Fin.pdf

Samsung DVM E-Solution, Energy Simulation Software, version 1.0.3.23. Samsung HVAC 2017. Saatavilla 2.5.2017:
<https://dvmdownload.com/Software-Downloads/DVM-E%E2%80%93Solution>

Samsung DVM Pro Design Software, Sales version 1.1.5.8. Samsung HVAC 2017. Saatavilla 19.6.2017: <https://dvmdownload.com/Software-Downloads/DVM-Pro-Design-Software>

Samsung VRF-Accessories Installation Manual, 2013. Saatavilla 24.4.2017:
https://dvmdownload.com/upload/product/34/download/Accessories_Y-joint,%20Tee,%20and%20Header%20Installation%20Manual%20PDF.pdf

Samsung online product catalog. 2017. System air conditioners, VRF-systems, Samsung Electronics. Saatavilla 19.4.2017: <http://www.samsung.com/ie/business/business-products/system-air-conditioner/vrf-system/AM240HXVAGH/EU>

Sandberg, E. (toim.) 2014a. Sisäilmasto ja ilmastointijärjestelmät, Ilmastointiteknikka osa 1, 1. painos. Talotekniikka-Julkaisut Oy. 415 s.

Sandberg, E. (toim.) 2014b. Ilmastointilaitoksen mitoitus, Ilmastointiteknikka osa 2. 1. painos. Talotekniikka-Julkaisut Oy. 647 s.

SFS-EN 378-1 Kylmäkoneistot ja lämpöpumput. Turvallisuus- ja ympäristövaatimukset. Osa 1: Perusvaatimukset, määritelmät, luokitus ja valintakriteerit. 6. painos. 2016. Suomen Standardoimisliitto SFS. 122 s.

SFS-EN 14511-1 Lämmitykseen ja jäähdytykseen tarkoitetut, sähkökäyttöisellä kompressorilla toimivat huoneilmastointikoneet, nestejäähdyttimet ja lämpöpumput. Osa 1: käsitteet ja määritelmät. 2. painos. 2013. Suomen Standardoimisliitto SFS. 25 s.

Sisäilmastoluokitus 2008: Sisäympäristön tavoitearvot, suunnitteluohjeet ja tuotevaatimukset. RT 07-10946, Rakennustietosäätiö RTS Oy. Espoo. 22 s.

Valtioneuvoston asetus fluorattuja kasvihuonekaasuja tai otsonikerrosta heikentäviä aineita sisältävien laitteiden käsittelijän pätevyysvaatimuksista, 766/2016. Suomen säädöskokoelma. Oikeusministeriö. Saatavilla 24.5.2017:
<http://www.skll.fi/www/att.php?type=2&id=290>

Virta, M. 2004. REHVA Guidebook Power Point Presentation based on REHVA Chilled Beam Application Guidebook, no. 5. Federation of European Heating, Ventilation and

Air-conditioning Associations. 175 p. Saatavilla 19.5.2017: http://www.rehva.eu/fileadmin/Promotional_material/PPTs/Nr_5_Chilled_Beam_Application.pdf

VRF Specifiers Design Guide, 2017. 5th Edition. Samsung Air Conditioning, Samsung Electronics (UK) Ltd. Saatavilla 30.6.2017: https://www.hrponline.co.uk/uploads/files/Downloads/AC_CH_06_Specifiers_Guide_5th_edition_lowrez.compressed.pdf

Wang, S.K. 2001, Handbook of Air Conditioning and Refrigeration. McGraw-Hill Education LLC, New York, 2nd ed., ISBN: 9780070681675.

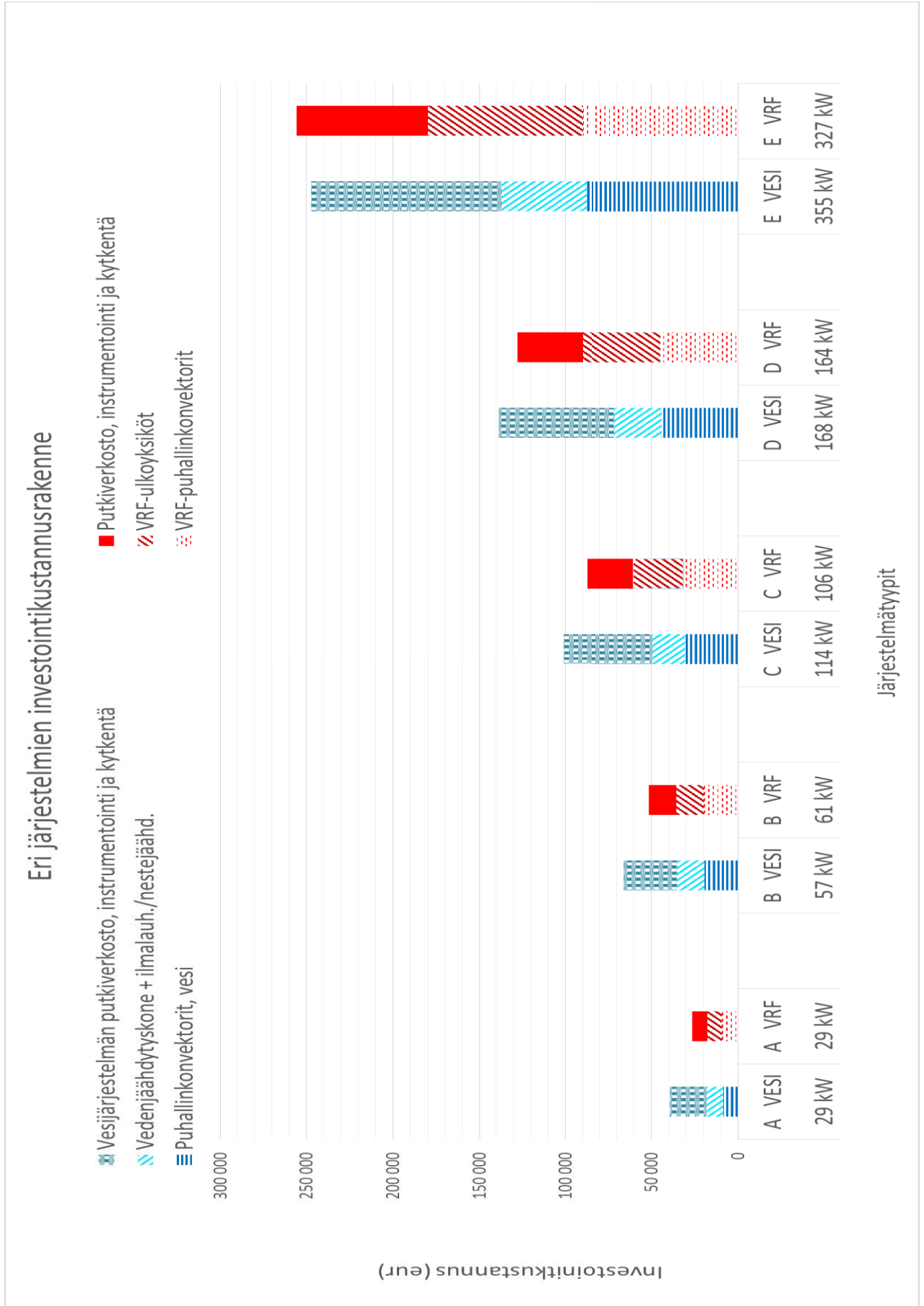
Ympäristöministeriö 2012a. Suomen Rakentamismääräyskokoelma, osa D2, Rakennusten sisäilmasto ja ilmanvaihto. Saatavilla 28.11.2016:
http://www.finlex.fi/data/normit/37187-D2-2012_Suomi.pdf

Ympäristöministeriö 2012b. Suomen Rakentamismääräyskokoelma, osa D3, Rakennusten energiatehokkuus. Saatavilla 28.11.2016
http://www.finlex.fi/data/normit/37188-D3-2012_Suomi.pdf

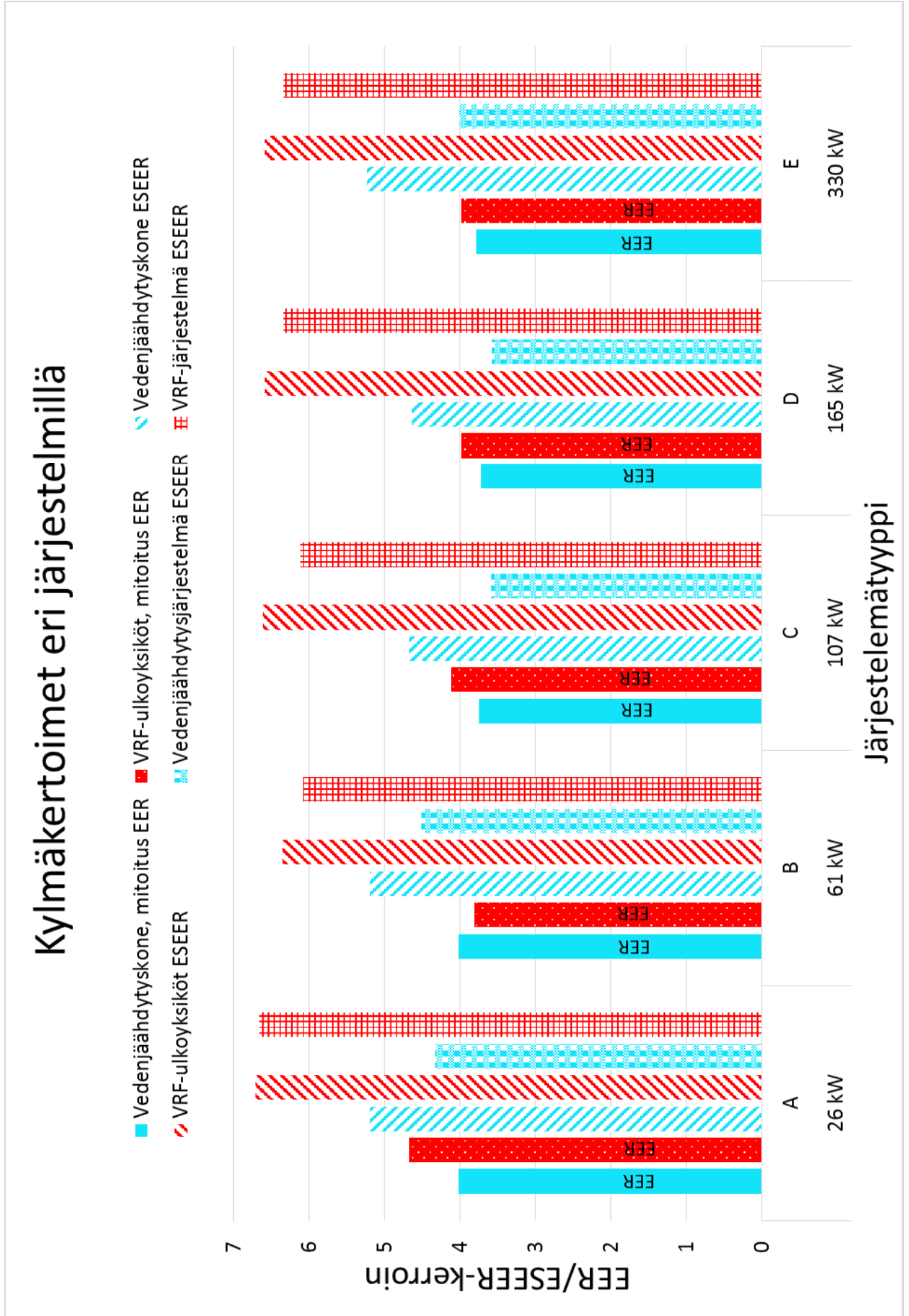
Zhang, J., Qin, Y. & Wang, C., 2015, Review on CO₂ heat pump water heater for residential use in Japan, Renewable and Sustainable Energy Reviews, Volume 50, pp. 1383–1391, ISSN 1364-0321. Saatavilla 25.1.2017: https://www.researchgate.net/publication/281799760_Review_on_CO2_heat_pump_water_heater_for_residential_use_in_Japan

Zhao, D., Zhang, X. & Zhong, M., 2015, Variable evaporating temperature control strategy for VRV system under part load conditions in cooling mode, Energy and Buildings, Volume 91, pp. 180–186, ISSN 0378-7788. Saatavilla 1.2.2017:
www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0378778815000468

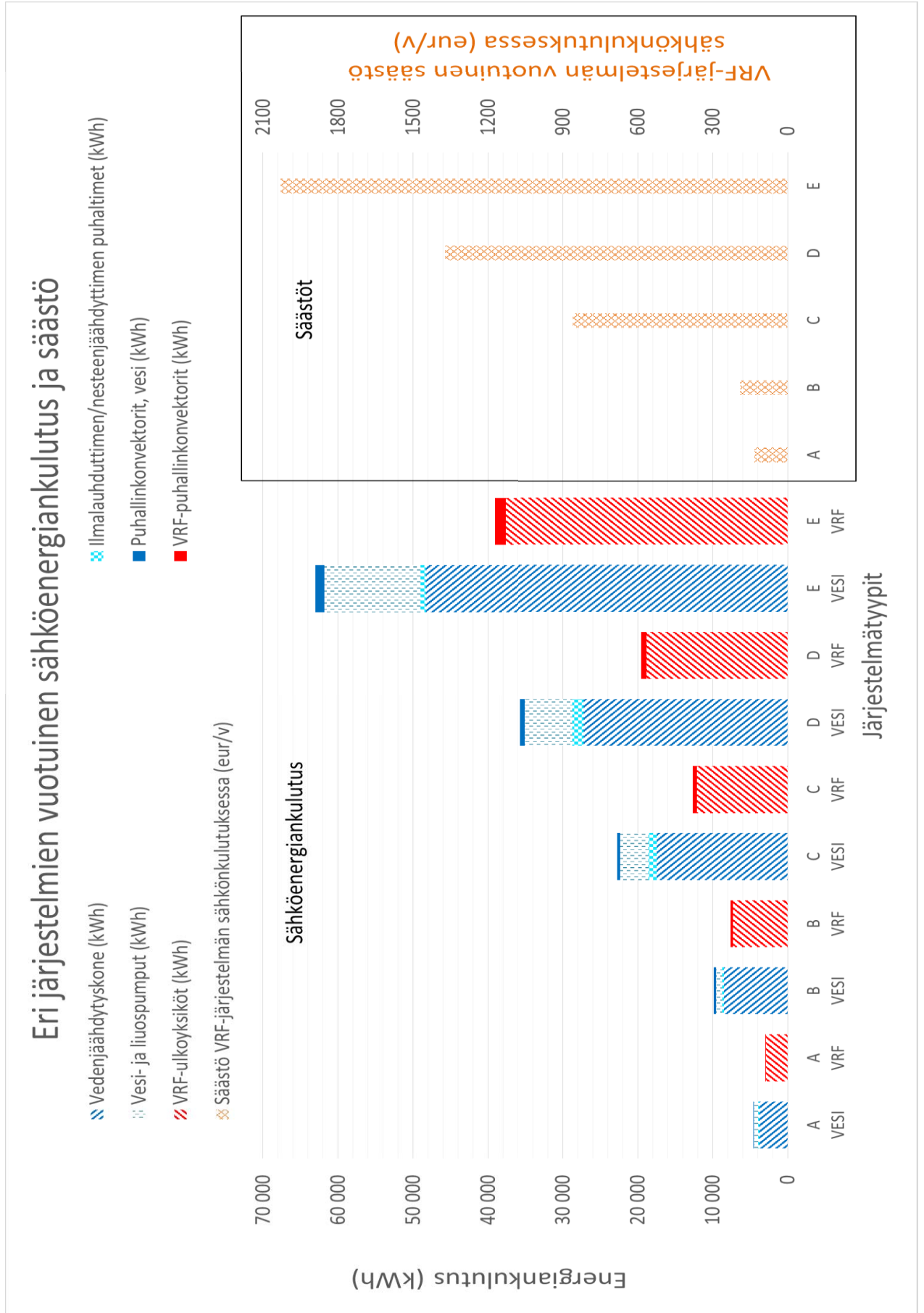
LIITE A: ERI JÄRJESTELMIEN INVESTOINTIKUSTANNUS- RAKENNE



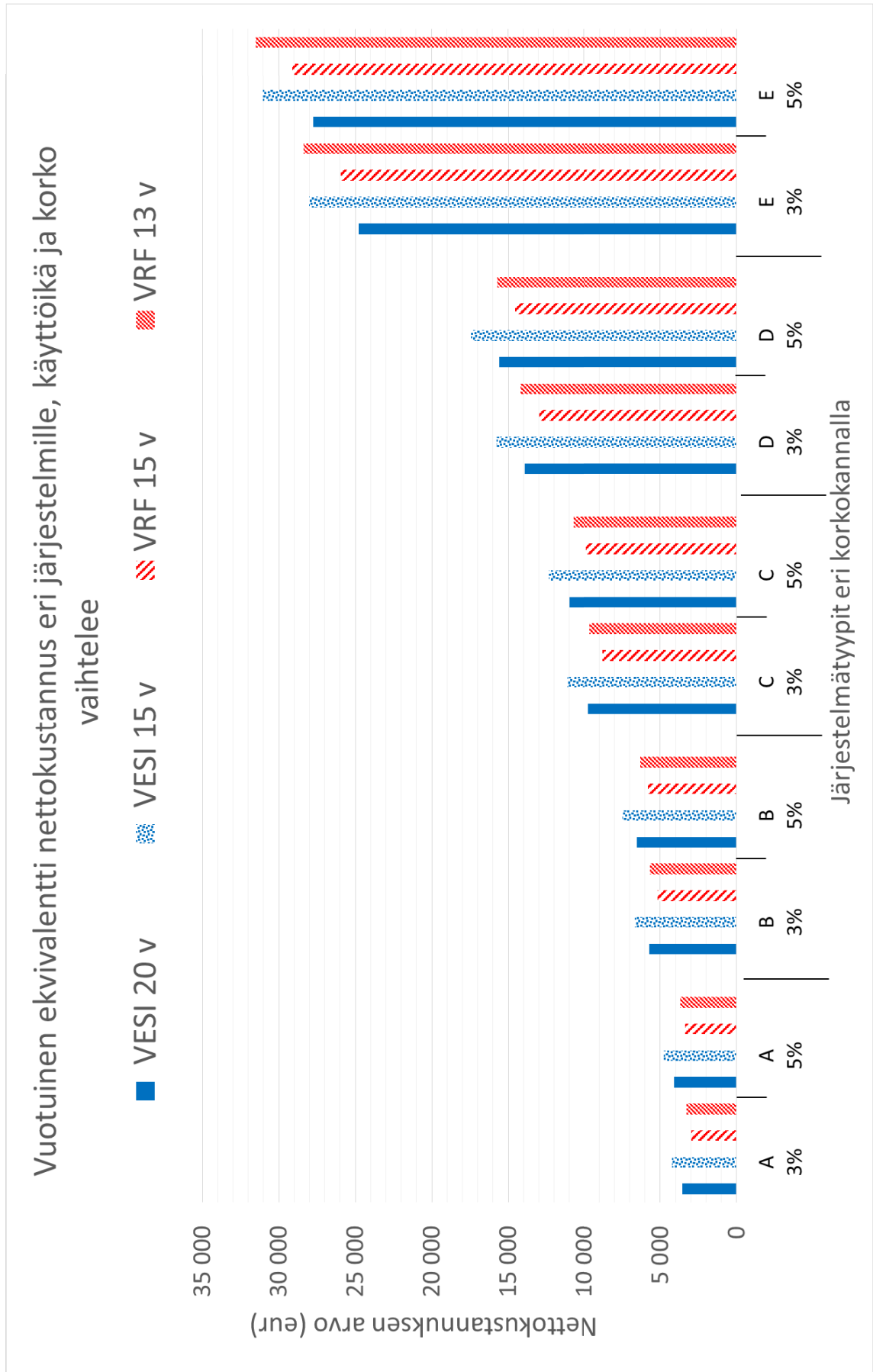
LIITE B: KYLMÄKERTOIMIA ERI JÄRJESTELMÄTYYPEILLÄ



LIITE C: ERI JÄRJESTELMÄTYYPPIEN VUOTUINEN SÄHKÖ-ENERGIANKULUTUS JA SÄÄSTÖ SÄHKÖNKULUTUKSESSA



LIITE D: ERI JÄRJESTELMIEN EKVIVALENTEJA NETTOVUOSI-KUSTANNUKSIA



LIITE E: RAKENNUSTYYPIN D VRF-LÄMMITYSKÄYTÖN VERTAILUKUSTANNUKSLIA

