



TAMPEREEN TEKNILLINEN YLIOPISTO
TAMPERE UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

TEPPO SAIRIALA
**ELINTARVIKEMYYMÄLÄN KOSTEUDEN HALLINTA JA KYL-
MÄKALUSTEIDEN VAIKUTUS SISÄILMAN KOSTEUTEEN**

Diplomityö

Tarkastaja: Yliopistonlehtori
Seppo Syrjälä
Tarkastaja ja aihe hyväksytty
tekniis-luonnontieteellisen
tiedekuntaneuvoston
kokouksessa 28.2.2018

TIIVISTELMÄ

TEPPO SAIRIALA: Elintarvikemyymälän kosteuden hallinta ja kylmäkalusteiden vaikutus sisäilman kosteuteen

Tampereen teknillinen yliopisto

Diplomityö, 50 sivua, 2 liitesivua

Huhtikuu 2018

Ympäristö- ja energiatekniikan koulutusohjelma

Pääaine: energiatehokkuus

Tarkastajat: Yliopistonlehtori Seppo Syrjälä

Avainsanat: Vähittäismyymälä, elintarvikemyymälä, kondensaatio, kylmäkaluste, kuivaus, ilmankosteus

Elintarvikemyymälöissä käytettävillä kylmäkalusteilla on merkittävä vaikutus sisäilman kosteuteen ja lämpötilaan. Erityisesti avoimissa kalusteissa tapahtuu ilman sekoittumista kalusteen ja myymälän sisäilman välillä kalusteissa käytetyistä ilmaverhoista huolimatta. Rakennusten suunnittelussa käytettävät energiankulutusta ja sisäilman laatua mallintavat simulaatiomallit yleistyvät jatkuvasti, mutta kylmäkalusteiden vaikutukselle ei ole olemassa yleisessä käytössä olevaa valmista mallia.

Tämän diplomityön tavoitteena oli tutkia elintarvikemyymälän kylmäkalusteiden vaikutusta myymälän sisäilman kosteuteen ja lämpötilaan simuloimalla. Työssä vertailtiin pääkaupunkiseudulla sijaitsevasta myymälästä saatua mittausdataa erilaisilla simulointimallilla laskettuihin tuloksiin. Työssä on käytetty kolmea erilaista simulointimallia: yhtä aiemmin määritettyyn kondensaation muodostumisnopeuden funktioon perustuvaa mallia sekä kahta muuta mallia, joiden kondensaation muodostumisnopeuden funktiot luotiin tätä työtä varten saadun mittausdatan perusteella. Kaikissa kolmessa simulointimallissa pidettiin muut arvot samoina, joten tulokset kertovat kondensaation muodostumisnopeuden funktion vaikutuksesta simulointituloksiin.

Työn tuloksena saatiin kaksi uutta kondensaation muodostumisnopeuden funktiota, jotka kuvaavat kylmäkalusteiden kondensaation muodostumisnopeutta uskottavasti. Työ myös osoittaa, että aiemmin käytetty kondensaation muodostumisnopeuden funktio tuottaa uskottavia tuloksia. Samalla työ kuitenkin osoittaa simulointimallin luomiseen liittyvät haasteet ja jättää mahdollisuuden tehdä vastaava työ ongelmakohtien huomioiden.

ABSTRACT

TEPPO SAIRIALA: Grocery store humidity control and effects on the air humidity by refrigerated display cabinets

Tampere University of Technology

Master of Science Thesis, 50 pages, 2 Appendix pages

April 2018

Master's Degree Programme Environmental and Energy Technology

Major: Energy Performance

Examiner: University Lecturer Seppo Syrjälä

Keywords: grocery store, super market, condensation, cooling cabinet, display cabinet, humidity

Cooling cabinets used in grocery stores have significant impact on indoor air humidity and temperature. Mixing of indoor air and cool air in the cabinets happen especially on open display cases despite of air curtains. Simulation models used to model energy consumption and indoor air conditions in design of buildings are getting more common in the industry, but there is not a ready to use solution for modeling the impact of cooling cabinets.

The main objective of this masters thesis was to investigate the impact of cooling cabinets on the surrounding air in a grocery store by simulation. Measurements done in a grocery store located in Helsinki metropolitan area were compared to three different simulation models. One of the simulation models was constructed using existing functions for the rate of condensing in the cabinets and for the other two new functions were created using the measurements available. Other variables were kept in same values in the models so that the effect of differing condensation functions would be clear.

The thesis produced two new functions for simulating the condensing rate of cooling cabinets. The new functions provide convincing results. The thesis also provided information about the existing condensation rate function, which proved to provide good results. On the other hand the thesis poits out how difficult it is to form new simulation models and points out the hardships for future studies on the same subject.

ALKUSANAT

Tämä diplomityö on tehty Hepacon Oy:lle tavoitteena kehittää toimiston käyttämiä simulointimalleja ja testata olemassa olevia. Kiitän Hepaconin energiasuunnittelija Juuso Uotilaa ohjauksesta sekä opastuksesta IDA ICE -simulointiohjelman sielunelämään sekä Hepaconia diplomityöaiheesta.

Kiitos työni tarkastajalle yliopistonlehtori Seppo Syrjälälle, joka pyytämästäni yllättävästä ja kireästä aikataulusta huolimatta tarkasti työni ja tarjosi korjausehdotuksia.

Kiitän perhettäni elinikäisestä tuesta ja kannustuksesta, sekä minuun tartutetusta ajatusmaailmasta, joka sukurasiitteenomaisesti johti minunkin kohdallani insinööriyteen.

Kiitoksen ansaitsevat myös opiskelutoverini, jotka tekivät opiskelujaksostani mahtavan ja auttoivat jaksamaan silloinkin kun ei olisi jaksanut. Opiskeluaikaa tulee ikävä, mutta eteenpäin on kuljettava, kuten mummokin lumessa tietää.

"Suomen suvi on kaunis. Mutta lyhyt."

Helsinki, 21.03.2018

Teppo Sairiala

SISÄLLYSLUETTELO

1. Johdanto	1
2. Teoreettinen perusta	3
2.1 Ilman sisäenergia ja entalpia	3
2.2 Ilmankosteus	6
2.3 Lämpöpumpun toimintaperiaate	7
2.4 Entalpian ja kosteuden laskenta käytännön sovellutuksissa	9
3. Sisäilmasto ja sisäilman hallinta	12
3.1 Sisäilma	12
3.2 Ilmanvaihtojärjestelmät	13
3.2.1 Lämmöntalteenotto	13
3.2.2 Tuloilman jäähtytys ja kuivaus	16
4. Myymälöiden kylmäkalustejärjestelmät	19
4.1 Järjestelmät	19
4.2 Kylmäkalusteet	20
4.3 Sulatusjärjestelmät	22
5. Tarkasteltava kohde ja mittausjärjestelyt	24
5.1 Kylmäkalusteet	24
5.2 Ilmanvaihtojärjestelmä	24
5.3 Lämmitys- ja jäähtytysjärjestelmät	27
5.4 Mittausjärjestelyt	28
6. Mittaustulokset ja niiden arviointi	29
6.1 Tarkastelujakso ja mittaustulosten käsittely	29
6.2 Mittaustulosten arviointi	30
6.3 Mittausdatasta johdetut yhtälöt	33
7. Simulointimalli	37
8. Simulointitulosten esittely ja johtopäätökset	43

8.1	Simulointitulokset	43
8.2	Kehityskohteet	46
8.3	Johtopäätökset	46
	Lähteet	48
	Liite 1 Mittauspisteet ja funktio, sisäänpuhallusilman absoluuttisen kosteuden perusteella muodostettu funktio	52

LYHENTEET JA MERKINNÄT

c_p	ominaislämpökapasiteetti vakiopaineessa, J/kg K
h	ominaisentalpia, J/kg
H	entalpia, J
H_i	höyrystymisentalpia, J
H_j	jäätymisentalpia, J
I	höyrystymislämpö, J/kg
J	jäätymislämpö, J/kg
l	leveys, m
m	massa, kg
\dot{m}	massavirta, kg/s
p	paine, Pa
p'	kyllästyspaine, Pa
P	teho, W
Q	lämpöenergia, J
q	ominaislämpö, J/kg
R_u	yleinen kaasuvakio, J/mol K
M	moolimassa, kg/mol
U	sisäenergia, J
W	työ, J
T	lämpötila, K
V	tilavuus, m ³
\dot{V}	tilavuusvirta, m ³ /s
x	absoluuttinen kosteus, g/kg
X	suhteellinen teho, -
ϵ	kylmäkerroin, -
η_T	lämpötilahyötysuhde, -
η_h	entalpiahyötysuhde, -
η_x	kosteushyötysuhde, -
θ	lämpökerroin, -
ρ	tiheys, kg/m ³
ϕ	suhteellinen ilmankosteus, -
SHR	tuntuvan lämmön häviösuhde, -

1. JOHDANTO

Rakentamisessa käytettävät energia- ja olosuhdesimuloinnit yleistyvät jatkuvasti. Simulointimalleja käytetään niin uudis- kuin korjausrakentamisessakin. Simulointimalleiden yleistymisen syynä on osaltaan rakentamismääräykset, jotka vaativat kesäajan jäähdytystä käytettäessä dynaamista laskentaa, joka käytännöllisesti katsoen on toteutettavissa ainoastaan simuloimalla ja osaltaan se, että niin uudis- kuin korjausrakentamisessakin halutaan optimoida energiankulutusta ja hankintakustannuksia sekä varmistua sisäilman laadusta valmiissa rakennuksessa. Nykyaikaisilla tietokoneilla rakennuksen energia- ja olosuhdesimulointi on suhteellisen nopeaa ja kustannustehokasta, mutta johtuen alan nuoresta iästä on simulointimalleissa vielä paljon kehitettävää. Tämä pätee erityisesti erikoisempiin kohteisiin tehtäviin simulointeihin, sillä valmiita malleja ei välttämättä ole käytössä lainkaan. Tutkimustyötä riittää vielä pitkälle tulevaisuuteen, sillä simulointimallit perustuvat pohjimmiltaan matemaattisiin malleihin, joita voidaan aina kehittää tarkemmiksi. Rakennusalalla laajasti käytetty IDA ICE -simulointiohjelma mahdollistaa mallien räätälöinnin suurella tarkkuudella, joka mahdollistaa suunnittelutoimistoille omien mallien kehittämisen. Tämä diplomityö keskittyy tarkastelemaan kylmäkalusteiden vaikutusta myymäläolosuhteisiin ja näiden vaikutusten simulointiin.

Myymälässä käytettävien kylmäkalusteiden kylmä ilma pääsee sekoittumaan myymälän sisäilman kanssa, joka kuormittaa kylmäkalusteita ja vaikuttaa lämmönsiirtimien pinnalle muodostuvan kondensaation kautta myymälän ilmankosteuteen sekä viilentää myymälän sisäilmaa. Kylmäjärjestelmän kokoonpanosta riippuen myös lauhdutuslämmöllä voi olla vaikutusta sisäilman lämpötilaan, sillä omakoneellisissa lauhdutuspiirittömissä järjestelmissä lauhdutus tapahtuu suoraan myymälätilaan. Lauhdutuksen tapahtuessa myymälätilaan on lämmönsiirrinten pinnoille tapahtuvalla ilmankosteuden kondensoitumisella lämmittävä vaikutus myymälään, sillä ilmankosteuden kondensoituminen ei vaikuta jäähdytettävän ilman lämpötilaan, mutta kondensoituaan vesi luovuttaa kylmäaineeseen lämpöä, joka vapautetaan lauhduttimessa. Tarkan simulointimallin aikaansaamiseksi kaikki nämä tekijät ja niiden väliset riippuvuudet tulee ottaa huomioon.

Kylmälaitteiden höyrystimien pinnalle kondensoituvan ja jäätyvän veden määrään vai-

kuttavia tekijöitä, jään vaikutusta kylmälaitteen suorituskykyyn ja ilmankosteuden kondensoitumisen vaikutusta myymälän sisäilman laatuun on tutkittu aiemminkin. Jatkuvasti yleistyvien kylmälaitteisiin asennettavien lasiovien vaikutusta energiankulutukseen on tutkittu Faramarzi ym. toimesta, josta on julkaistu artikkeli ASHARAE Transactions -julkaisussa [1]. Kondensaation muodostumista ja siihen vaikuttavia tekijöitä on tutkittu erityisesti sulatusjärjestelmien ohjauksen kehittämiseksi. Sulatusjärjestelmien ohjauksesta on julkaistu mm. Tassou ym. [2] ja Datta ym. [3] [4] julkaisemia tutkimuksia. Aihetta on tutkittu myös suomalaisissa opinnäytetöissä: Erkki Karjalainen kehitti diplomityössään Datta ym. julkaiseman neuroverkoilla ohjattavaa sulatusjärjestelmää käsittelevän tutkimuksen tulosten pohjalta funktion, joka mallintaa kylmälaitteisiin muodostuvan kondenssin muodostumisnopeutta sekä kylmälaitteiden vaikutusta myymälän sisäilman lämpötilaan [5] [3]. Tätä Karjalaisen kehittämää funktiota on käytetty tämän työn vertailufunktiona.

Tämä diplomityö koostuu teoreettisesta osasta, taloteknisiä järjestelmiä ja kylmälaitteita esittelevästä osasta sekä varsinaista tutkimusta käsittelevästä osasta. Teoreettisessa osassa esitellään fysikaalista perustaa, jolle kylmälaitteiden ja ilmankäsittelylaitteiden toiminta perustuu. Kappaleissa 3 ja 4 esitellään työn kannalta relevantteja taloteknisiä järjestelmiä, käsitteitä ja erilaisia kylmälaittejärjestelmiä sekä niiden toimintaperiaatteita. Kappale 5 esittelee tarkastelun kohteena olleen myymälän ja mittausjärjestelyt. Kappaleissa 6 ja 7 paneudutaan varsinaisiin päätavoitteisiin: Hepacon Oy on käyttänyt myymälöihin tehtävissä olosuhdesimuloinneissaan Erkki Karjalaisen diplomityön [5] perusteella tehtyä simulointimallia, jonka antamia tuloksia verrattiin todellisesta myymälästä saatuihin mittaustuloksiin. Mittaustulosten pohjalta luotiin kaksi uutta mallia, joista saatuja tuloksia verrattiin mittaustuloksiin ja Karjalaisen luomaan malliin. Kappaleessa 8 esitellään saadut simulointitulokset, tarkastellaan niiden uskottavuutta sekä käydään läpi mahdollisia kehityskohteita jatkotutkimuksia varten.

2. TEOREETTINEN PERUSTA

Tarkasteltaessa ilmaa ja ilmakehää kosteuden ja lämpötilan näkökulmasta tarkastellaan termodynaamisia systeemiä. Lämmitysjärjestelmissä lämpöä siirretään korkeammasta potentiaalista matalampaan hyödyntäen lämmön luonnollista virtausuuntaa ja jäähdytysjärjestelmistä puhuttaessa tarkoitetaan usein järjestelmää, jossa lämpöä siirretään työn avulla matalammasta lämpötilasta korkeampaan lämpöpumpuin, joskin myös vapaajäähdytysjärjestelmiä käytetään. Jäähdytyksen ja jäähdytykseen perustuvan kuivauksen energiankulutus perustuu ennen kaikkea lämmön ja työn väliseen yhteyteen, joka voidaan yksinkertaistaen pelkistää energian säilymistä kuvaavaan termodynamiikan ensimmäiseen pääsääntöön

$$dU = \delta Q + \delta W \quad (2.1)$$

jossa dU on sisäenergian muutos, δQ systeemiin tuotu lämpö tai systeemin luovuttama lämpö ja δW systeemiin tehty tai systeemin tekemä työ. Tässä luvussa tarkastellaan ilmakehään käytettävien järjestelmien fysikaalista perustaa.

2.1 Ilman sisäenergia ja entalpia

Ilman lämpötilaa tai kosteutta muutettaessa vaikutetaan aina ilman energiasisältöön: käsiteltävä ilma toimii vuorovaikutuksessa ilmakehän ilmakehän kanssa ja luovuttaa tai vastaanottaa energiaa ilmakehän ilmakehän prosessista riippuen. Mitoituksen kannalta on tärkeää tietää energiamäärä joka sitoutuu tai vapautuu ilman olosuhdemuutoksen yhteydessä. Muutoksen tarkastelu energiasisällössä onkin tärkeässä asemassa suunnittelua tehtäessä. Systeemin energiasisältöä kuvaamaan on kehitetty termi sisäenergia, joka koostuu atomien liike-energiasta, atomien voimista suhteessa toisiinsa sekä atomien sisäisistä energioista. Sisäenergia määritellään jo aiemmin yhtälössä (2.1) esitellyn termodynamiikan ensimmäisen pääsäännön perusteella. Yhtälössä käytetty merkintätapa lämmön ja työn muutokselle korostaa, että lämpö ja työ eivät ole tilasuureita toisin kuin sisäenergia [6]. Systeemin sisäenergian muutoksen on oltava yhtä suuri kuin systeemin lämpöenergian muutoksen ja systeemiin tehdyn työn tai systeemin tekemän työn summa, eli energian määrän on säilyttävä prosessissa vakiona.

Systeemin absoluuttista sisäenergiaa ei käytännössä voida mitata, vaan sisäenergian arvoista puhuttaessa puhutaan aina muutoksista sisäenergiassa. Sisäenergia on kuitenkin huono suure käytettäväksi sellaisenaan monessa sovellutuksessa, sillä se ei ota huomioon ilmanpaineen ja muiden ulkoisten staattisten voimien vaikutusta systeemiin. Tästä syystä käyttöön on otettu termi entalpia, joka ottaa huomioon systeemin ottaman tilavuuden vallitsevassa paineessa. Entalpia on määritelty [7]

$$H = U + pV \quad (2.2)$$

jossa H on entalpia [J], p on paine [Pa] ja V on tilavuus [m³].

Tarkasteltaessa entalpian muutosta differentiaalisesti ja sijoittamalla yhtälöön sisäenergian määritelmä, saa yhtälö muodon

$$dH = dU + d(pV) = dQ + dW + pdV + Vdp \quad (2.3)$$

Tarkastellaan entalpianmuutosta avoimessa systeemissä lämpölaajenemisen tehdessä työtä ilmanpainetta vastaan. Avoimessa systeemissä paineenmuutos on $dp = 0$ ja kaasun lämpölaajenemisen tekemä työ ilmanpainetta vastaan on $dW = -pdV$. Näin ollen yhtälö saa muodon

$$dH = dQ - pdV + pdV = dQ \quad (2.4)$$

Huomataan, että entalpia on avoimessa vakiopaineessa toimivassa systeemissä saman suuruinen siirtyvän lämpömäärän kanssa [8]. Tämä on erittäin oleellinen tulos kylmälaitteiden lämmönsiirrinten tarkastelun kannalta, sillä kylmälaitteissa lämmönsiirtimek toimivat avoimessa vakiopaineisessa tilassa.

Tuloksen (2.4) mukaan tiedetään, että entalpian muutos on sama kuin lämpömäärän muutos. Lämpömäärä puolestaan voidaan jakaa tuntuvaan ja latenttiin lämpöön. Tuntuvalle lämmöllä tarkoitetaan lämpömäärää joka vaaditaan tutkittavan pisteen lämpötilaan pääsemiseksi ja latentilla lämmöllä ilmassa olevan kosteuden höyrystymislämpöä. Näin ollen lämpötilan ja kosteuden muutosta voidaan tarkastella erillään toisistaan. Koska ilman ja vesihöyryn seosta voidaan käsitellä alhaisessa paineessa ideaalikaasuna, voidaan lämpömäärän tuntuvan osan ominaisentalpia laskea kummallekin kaasulle yhtälöllä

$$h(T) = \int_{273,15}^T c_p(T) dT \quad (2.5)$$

jossa h on ominaisentalpia [J/kg], T on lämpötila [K] ja c_p on ominaislämpökapasiteetti vakioaineessa [J/kg K].

Kertomalla ominaisentalpian yhtälö lisäksi massalla saadaan entalpian arvo

$$H(T) = m \int_{273,15}^T c_p(T) dT \quad (2.6)$$

jossa m on massa [kg].

Johtuen entalpian määrittelystä sisäenergian mukaan, ei entalpialla ole varsinaista nollapistettä, vaan nollapiste tulee määrittellä erikseen mikäli halutaan käyttää entalpiaa itsenäisenä tilapisteenä eikä ainoastaan muutosta kuvaavana suureena. Tässä diplomityössä ilman entalpian nollapisteeksi on valittu $T = 273,15$ K, $x = 0$ g/kg. Yhtälöllä (2.6) saadaan siis lasketuksi tuntuvan lämmön entalpia, mutta kokonaisentalpian laskemiseksi tulee ottaa huomioon myös latentti lämpö. Koska faasimuutokset eivät ole sidoksissa lämpötilamuutoksiin vaan tapahtuvat vakioämpötilassa, on latentin lämmön ominaisentalpia yksinkertaisesti aineominaisuus, joka on veden kondensoitumiselle ja höyrystymiselle 2501 kJ/kg [9] ja jäätymiselle 333,55 kJ/kg [10] referenssipisteellä 0 °C. Kondensoitumisen ja jäätymisen entalpiat ovat siis

$$H_i = mI \quad (2.7)$$

$$H_j = mJ \quad (2.8)$$

joissa H_i on höyrystymisentalpia [J], I on höyrystymislämpö [J/kg], H_j on jäätymisentalpia [J] ja J on jäätymislämpö [J/kg].

Vesihöyryn kondensoitumisen aiheuttama latentti osa tulee ottaa ilman entalpiaa laskettaessa huomioon, sillä valitussa entalpian nollapisteessä kosteus $x = 0$ g/kg. Jäätymisen entalpiaa ei kuitenkaan huomioida, sillä entalpian nollapiste on tässä työssä määritelty nestemäisen veden mukaan. Kosteaa ilmaa voidaan olettaa ideaaliksi seokseksi, jolloin entalpiat voidaan laskea yhteen ja näin ilman kokonaisentalpialle saadaan yhtälö [11]

$$H = m_i h_i(T) + m_v h_v(T) + m_v I_v = m_i \int_{273,15}^T c_{p,i} dT + m_h \int_{273,15}^T c_{p,v} dT + m_v I_v \quad (2.9)$$

jossa alaindeksi i viittaa ilmaan ja v veteen.

2.2 Ilmankosteus

Ilmankosteus voidaan ilmaista joko absoluuttisena tai suhteellisena ilmankosteutena. Absoluuttinen ilmankosteus ilmaisee ilmassa olevan vesihöyryn absoluuttisen määrän grammoina suhteessa kuivan ilman määrään ja sen yksikkö on käyttötarkoituksesta riippuen joko g_h/m_i^3 tai g_h/kg_i , jossa alaindeksi h viittaa vesihöyryyn ja i ilmaan. Suhteellinen ilmankosteus puolestaan kuvaa ilmassa olevan vesihöyryn määrää suhteessa suurimpaan mahdolliseen ilmankosteuteen. Suhteellinen ilmankosteus ilmaistaan tyypillisesti prosentteina. Sekä absoluuttisella että suhteellisella ilmankosteudella on omat käyttökohteensa ja riippuukin käyttötarkoituksesta kumpaa esitystapaa on järkevää käyttää. Usein on myös tarpeellista muuntaa suhteellinen ilmankosteus absoluuttiseksi ilmankosteudeksi tai toisin päin. Absoluuttinen ilmankosteus saadaan lasketuksi suhteellisesta ilmankosteudesta ilmanpaineen ja vesihöyryn kyllästyspaineen avulla käyttäen yhtälöä [12]

$$x = 0,6220 \frac{\phi p'_h}{p - \phi p'_h} \quad (2.10)$$

jossa x on absoluuttinen ilmankosteus [g/kg], ϕ on suhteellinen ilmankosteus [-] ja p'_h vesihöyryn kyllästyspaine [Pa].

Yhtälöä muokkaamalla saadaan yhtälö absoluuttisen ilmankosteuden muuntamiseksi suhteelliseksi ilmankosteudeksi

$$\phi = \frac{x p}{0,622 p'_h (1 + \frac{x}{0,622})} \quad (2.11)$$

Vesihöyryn kyllästyspaineella tarkoitetaan vesihöyryn suurinta mahdollista osapainetta, joka riippuu ilman lämpötilasta. Vesihöyryn osapaineen saavutettua kyllästyspaineen alkaa ilmassa oleva vesihöyry tiivistyä nesteeksi. Kyllästyspaine saadaan tarkimmin höyrytaulukosta, mutta se voidaan approksimoida käyttäen yhtälöä [11]

$$p'_h(T) = p e^{11,78*(T-372,79)/(T-43,15)} \quad (2.12)$$

Yhtälöstä (2.12) huomataan, että kyllästyspaine on riippuvainen ainoastaan lämpötilasta T . Tämän perusteella on määritelty termi kastepistelämpötila, jolla tarkoitetaan lämpötilaa jossa höyryn kyllästyspaine saavutetaan. Kastepistelämpötila on oleellinen suure monessa sovellutuksessa, sillä pitämällä ilman ja pintojen lämpötila kastepistelämpötilan yläpuolella voidaan varmistua siitä, ettei haitallista ilmankosutuden tiivistymistä ala tapahtua. Tyypillisissä olosuhteissa päästään riittävään tarkkuuteen olettamalla ilma ideaalikaasuksi ja siten vesihöyryn osapaine ja kuivan ilman osapaine saadaan lasketuksi ideaalikaasun tilanyhtälöstä [13]

$$p_i = \frac{\rho_i R_u T}{M_i} \quad (2.13)$$

$$p_h = \frac{\rho_h R_u T}{M_h} \quad (2.14)$$

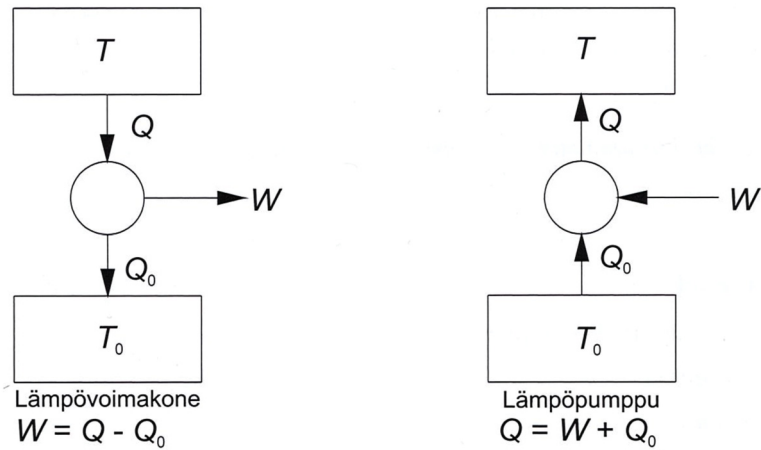
joissa ρ on tiheys [kg/m^3], R_u on yleinen kaasuvakio [$\text{J}/\text{mol K}$] ja M on moolimassa [kg/mol].

Ilman kokonaispaine saadaan laskemalla kuivan ilman ja vesihöyryn osapaineet yhteen Daltonin osapainelain mukaisesti.

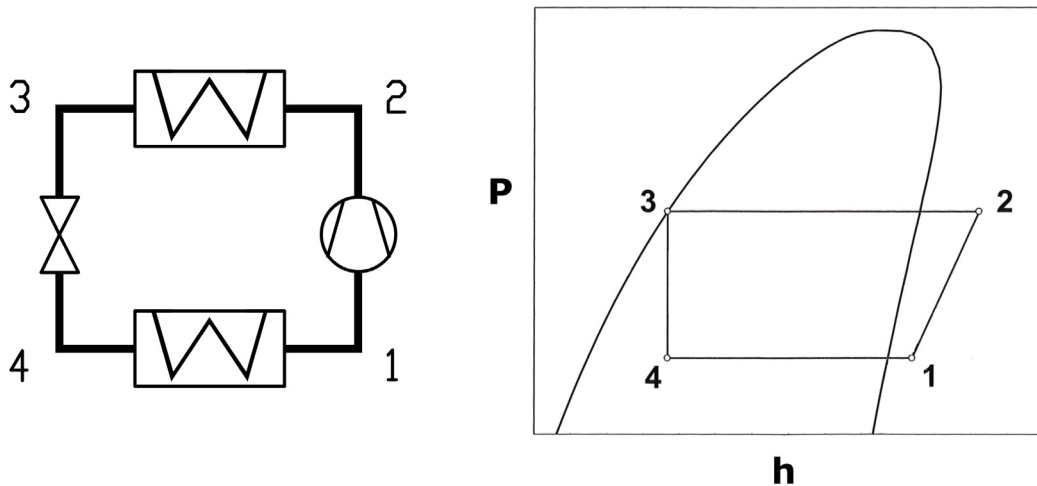
2.3 Lämpöpumpun toimintaperiaate

Mekaaninen jäähdytysjärjestelmä perustuu vapaajäähdytystä lukuunottamatta aina lämpöpumppuun. Lämpöpumppua voidaan ajatella käänteisenä lämpövoimakoneena: lämpövoimakone muuntaa lämpöä työksi käyttämällä hyväkseen termodynamiikan toisen pääsäännön mukaista lämmön luonnollista virtausta korkeammasta potentiaalista matalampaan kun taas lämpöpumppu siirtää lämpöä matalammasta potentiaalista korkeampaan käyttäen työtä. Lämmön ja työn välistä suhdetta lämpövoimakoneessa ja lämpöpumpussa on havainnollistettu kuvassa 2.1.

Lämpöpumput ja jäähdytyslaitteet perustuvat ilmastointi- ja kylmälaitejärjestelmissä käytännössä aina höyryprosessille. Höyryprosessilla tarkoitetaan faasimuutokseen perustuvaa prosessia, jossa höyrynä oleva kylmäaine puristetaan kompressorissa korkeaan paineeseen ja korkeassa paineessa oleva höyrystynyt kylmäaine lauhdutetaan nesteeksi lauhduttimessa, jolloin kylmäaine luovuttaa lämpöä lämmitettävään tilaan.



Kuva 2.1: Lämpövoimakoneessa ja lämpöpumpussa tapahtuvan lämpövirran ja työn suhde. Kuvassa $T > T_0$ ja $Q > Q_0$ [12].



Kuva 2.2: Yksinkertaistettu kuva lämpöpumpun/jäähdytyskoneen kokoonpanosta ja tilapisteistä p,h -diagrammissa. Pisteet: 1-2 puristus kompressorissa, 2-3 lauhdutus, 3-4 kuristus, 4-1 höyrystys.

Lauhtunut kylmäaine johdetaan lauhduttimesta kuristusventtiilin kautta höyrystimeen, jossa kuristuksessa alempaan paineeseen saatettu kylmäaine höyrystyy sitoen lämpöä jäähdytettävästä tilasta. Lämpöpumpun kokoonpanoa ja toimintaa on havainnollistettu kuvassa 2.2.

Hyötysuhde määritellään lämpöpumpulle ja jäähdytyskoneelle siirretyn lämmön ja käytetyn työn suhteena. Lämpöpumpussa siirretyn lämmön arvona käytetään lämpöä, joka voidaan käyttää korkeammassa potentiaalissa olevan tilan lämmittämiseen ja jäähdytyskoneessa käytetään lämpöä joka siirretään pois matalammasta potentiaalista. Toimintaperiaatteeltaan lämpöpumppu ja jäähdytyskone ovat siis sama asia ja ne eroavat

toisistaan ainoastaan käyttötarkoitukseltaan. Hyötysuhdetta kutsutaan lämpöpumpussa lämpökertoimeksi θ ja jäähdytyskoneessa kylmäkertoimeksi ϵ . Englanninkielinen termi molemmille hyötysuhteille on COP eli coefficient of performance, jota näkee käytettävän myös suomen kielisessä kirjallisuudessa. Käyttäen kuvan 2.1 merkintöjä ovat hyötysuhteen yhtälöt

$$\theta = Q/W \quad (2.15)$$

$$\epsilon = Q_0/W \quad (2.16)$$

Lämpötilojen avulla voidaan laskea Carnot-prosessiin perustuen suurin mahdollinen teoreettinen hyötysuhde, johon toteutunutta hyötysuhdetta voidaan verrata [12]

$$\theta_{max} = \frac{T}{T - T_0} \quad (2.17)$$

$$\epsilon_{max} = \frac{T_0}{T - T_0} \quad (2.18)$$

joissa θ on lämpökerroin [-] ja ϵ on kylmäkerroin [-].

2.4 Entalpiian ja kosteuden laskenta käytännön sovellutuksissa

Ilmankäsittelyn energiankulutusta laskettaessa ja mitoitusta tehtäessä ollaan ennen kaikkea kiinnostettu entalpiamuutoksesta entalpiian absoluuttisten arvojen sijaan. Entalpiamuutos raitisilman ja sisäänpuhallusilman välillä koostuu lämpötilamuutoksesta ja ilmassa olevan kosteuden tiivistymisestä, eli jo aiemmin mainituista tuntuvasista ja latentista osasta. Näin ollen sisäänpuhallusilman entalpiamuutoksen laskemiseksi on tiedettävä ilman lämpötilanmuutos ja kosteuden muutos. Koska käsiteltävä ilma liikkuu jatkuvana virtana, on mielekästä käyttää massan yksikkönä massavirtaa. Yhtälöstä (2.6) saadaan muokattua raitisilman ja sisäänpuhallusilman lämpötilamuutoksen entalpiaeron yhtälöksi

$$\Delta H_T = (\dot{m}_i c_{p,i} + \dot{m}_v c_{p,v}) \Delta T \quad (2.19)$$

jossa \dot{m} on massavirta [kg/s].

Latentin lämmön osuus entalpiamuutoksesta on suhteellisen suuri vaikka kondensoituvan veden massa olisikin vähäinen veden suuren höyrystymislämmön vuoksi. Sijoittamalla ilmassa olevan kosteuden massavirran muutos yhtälöön (2.7) saadaan kondensoituvan ilmankosteuden vaikutus entalpiaan

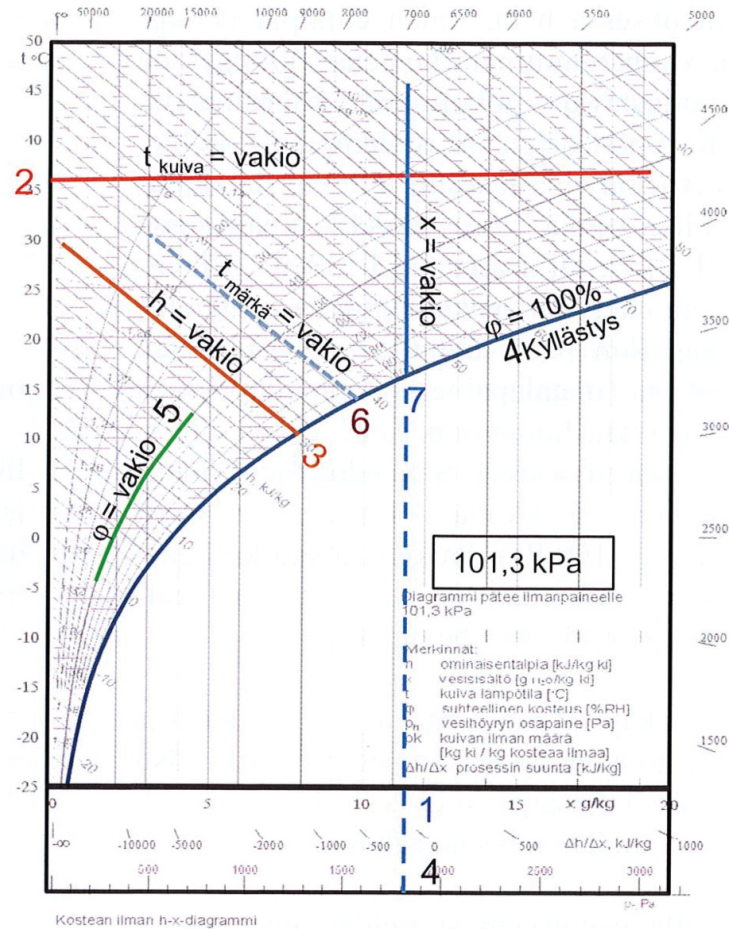
$$H_k = \Delta \dot{m} I \quad (2.20)$$

Ilman entalpianmuutoksen lisäksi jäähdytyspatteria kuormittaa myös kondensoituneen veden jäätyminen mikäli lämmönsiirtimen pintalämpötila on alle 0 °C. Ilmastointikoneiden lämmönsiirtimissä ei yleensä käytetä niin alhaisia lämpötiloja, että kondensoitunut vesi jäätyisi, mutta kylmäkalusteissa joudutaan vaadittuihin alhaisiin lämpötiloihin pääsemiseksi käyttämään lämmönsiirtimissä niin alhaisia lämpötiloja, että lähes kaikki kondensoituva vesi jäätyy lämmönsiirtimen pinnalle. Muokkaamalla yhtälö (2.8) muotoon

$$H_j = \Delta \dot{m} J \quad (2.21)$$

saadaan laskettua jäätyneen entalpia.

Yllä esitettyjen yhtälöiden lisäksi ilman tilapisteet voidaan myös lukea kuvaajasta tai taulukosta. Erilaisia taulukoita ja kuvaajia löytyy monista lähteistä paperisena ja sähköisenä. Eräs vakiintunut tapa esittää kostean ilman entalpian, kosteuden ja lämpötilan riippuvuus toisistaan on h,x-piirros. H,x-piirroksen käyttäminen vaatii vakioilmannapaineen ja koska taloteknisissä järjestelmissä paineen vaihtelu on suhteellisen vähäistä voidaan h,x-piirrosta pitää riittävän tarkkana. Yleisesti käytössä oleva h,x-piirros on laadittu siten, että y-akselin suuntaisesti kuljettaessa absoluuttinen kosteus pysyy vakiona ja x-akselin suuntaisesti kuljettaessa lämpötila pysyy vakiona, joten tilamuutosten lukeminen kosteuden tai lämpötilan funktiona on helppoa. H,x-piirroksen periaate on esitetty kuvassa 2.3. H,x-piirroksen lisäksi on olemassa erilaisia taulukoita joista ominaisuudet voidaan lukea melko tarkastikin riippuen tarkkuudesta jolla taulukko on laadittu. Piirrosten tai taulukoiden käyttäminen yhtälöiden sijaan on monessa yhteydessä järkevää, sillä lukeminen taulukosta tai piirroksista on nopeaa ja laskuvirheen riski poistuu. Piirroksen etuna on lisäksi se, että prosessien hahmottaminen on selkeää. Tästä syystä myös tässä työssä on käytetty h,x-piirroksia havainnollistamaan laitteiden toimintaa. Tietokoneistumisen myötä nykyään käytetään useasti sähköisiä taulukoita niiden tarkkuuden ja joustavuuden vuoksi. Sähköisen taulukon avulla voi-



Kuva 2.3: Kosteaa veden h,x-piirroksen periaatekuva [14]. t_{kuiva} = kuivalämpötila, $t_{märkä}$ = märkälämpötila, h = entalpia, ϕ = suhteellinen kosteus, x = absoluuttinen kosteus.

daan tarkastella suurtakin datajoukkoa helposti, erilaisten graafien tekeminen tietokonepohjaisesti on helppoa ja datan käyttö laskennassa voidaan automatisoida. Tässä diplomityössä on käytetty Cool Prop -ohjelmaa ilman ja vesihöyryn tilapisteiden määrittämiseen. Cool Prop ohjelmistosta on saatavana Excel-pluginin, jonka avulla taulukoon syötetyn mittausdatan perusteella voidaan suoraan hakea tarvittavat ilman ominaisuudet Excel-funktiona.

3. SISÄILMASTO JA SISÄILMAN HALLINTA

Sisäympäristöllä ei ole vakiintunutta määritelmää, mutta se voidaan esimerkiksi jakaa neljään osaan seuraavalla tavalla: rakennukseen itseensä, sisäilmastoon, akustiikkaan sekä valaistukseen. Tämän diplomityön kannalta ei ole mielekästä keskittyä käsittelemään muita osa-alueita kuin sisäilmaston käsitettä, joka puolestaan voidaan jakaa sisäilmaan, lämpöoloihin ja puhtauteen. [15]

3.1 Sisäilma

Sisäilmalla on merkittävä vaikutus terveyteen ja pitkäaikainen altistuminen huonolle sisäilmalle voi johtaa pahoihinkin terveydellisiin ongelmiin. Sisäilman laatuun vaikuttavat mm. ilmassa olevat hiukkaset, haihtuvat orgaaniset yhdisteet, hiilidioksidipitoisuus ja ilmankosteus. Riittävä ilman vaihtuminen parantaa viihtyvyyttä ja vaikuttaa lisäksi positiivisesti ihmisten terveyteen vähentämällä sairaan rakennuksen oireyhtymän oireita, tartuntatautien leviämistä, astmaa ja allergioita poistamalla ei-toivottuja yhdisteitä ja hiukkasia ilmasta [16]. Ilmanlaadun tarkkailuun hyviä mittareita ovat ilmankosteus, lämpötila ja hiilidioksidipitoisuus, sillä kaikkia kolmea arvoa on verrattain helppo mitata ja arvojen perusteella voidaan tehdä johtopäätöksiä myös muista sisäilman ominaisuuksista. Hiilidioksidipitoisuuden perusteella voidaan tarkkailla ilman vaihtuvuutta tiloissa, joissa oleskelee ihmisiä tai joissa säilytetään esimerkiksi tuoretuotteita jotka soluhengittävät varastoitunakin [12]. Ilmanvaihtuvuudella voidaan vaikuttaa ilmassa olevien yhdisteiden, hiukkasten ja mikrobien määrään, jonka lisäksi hiilidioksidilla itsellään on epätoivottoja vaikutuksia sen pitoisuuden kasvaessa liiaksi. Kauppakeskuksissa Hong Kongissa tehdyn tutkimuksen mukaan hiilidioksidipitoisuuden ylittäessä arvon 1000 ppm alkavat ihmiset valittamaan mm. uneliaisuudesta sekä silmien ja hengitysteiden ärsyyntymisestä. Tämä vaikuttaa negatiivisesti asiakkaiden ostoskäyttäytymiseen ja työntekijöiden tehokkuuteen, joten sisäilmaan panostamisella on positiivinen vaikutus kaikkiin kaupan käyttäjiin [17].

Tässä luvussa keskitytään tarkastelemaan keinoja vaikuttaa tuloilman lämpötilaan ja kosteuteen. Liian kuiva sisäilma altistaa limakalvojen ja ihon kuivumiselle ja liian kostea sisäilma puolestaan aiheuttaa epämiellyttävänä koetun sisäilman lisäksi mikrobi-

kasvustojen lisääntymistä ja pahimmillaan kosteuden tiivistymistä pinnoille ja rakenteisiin. Lisäksi kosteus kuormittaa kylmälaitteita, sillä kostean ilman jäähdyttäminen vie kuivaa ilmaa enemmän energiaa latentin lämmön takia, jonka lisäksi alhaisilla lämmönsiirrinten lämpötiloilla ilmankosteus alkaa jäätyä lämmönsiirrinten pinnoille hättätän lämmönsiirtoa.

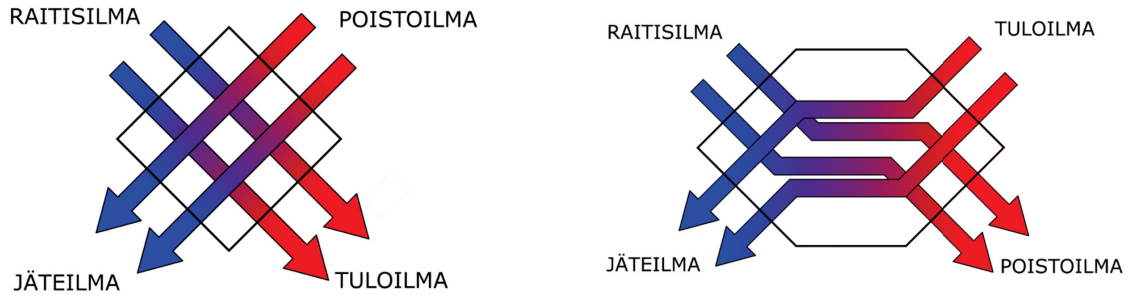
3.2 Ilmanvaihtojärjestelmät

Nykyaikaiset standardit täyttävä ilmanvaihto tarvitsee toimiakseen suhteellisen monimutkaisen järjestelmän. Ilmanvaihtojärjestelmä voidaan hyvin karkeasti jakaa esimerkiksi jakelusta vastaavaan kanavistoon ja ilmankäsittelystä vastaavaan ilmanvaihtokoneeseen. Tässä diplomityössä keskitytään tarkastelemaan varsinaista ilmankäsittelyä, joten tämä kappale keskittyy tarkastelemaan ilmanvaihtokonetta ja sen komponentteja. Tyypillinen ilmanvaihtokone koostuu sulkupelleistä, puhaltimista, lämmöntalteenotosta, suodattimista sekä lämmitys- ja/tai jäähdytyspatterista. Lisäksi ilmanvaihtokoneissa on automaatiojärjestelmään kytkettyjä antureita ja säätölaitteita, joiden avulla koneen toimintaa voidaan tarkkailla ja ohjata ennalta määrätyn ohjelman mukaisesti tai käsin etäyhteyttä käyttäen.

3.2.1 Lämmöntalteenotto

Ilmanvaihtojärjestelmissä on poikkeustapauksia lukuunottamatta käytännössä aina käytössä lämmöntalteenottojärjestelmä. Lämmöntalteenottojärjestelmät voidaan jakaa rekuperatiivisiin ja regeneratiivisiin lämmönsiirtimiin. Rekuperatiivisissa lämmönsiirtimissä tulo- ja poistoilmavirrat eivät pääse sekoittumaan keskenään, joten niissä ei myöskään tapahdu kosteuden siirtymistä. Regeneratiivisissa ilmanvaihtokoneissa tapahtuu ilman sekoittumista, joka mahdollistaa kosteuden siirron mutta rajoittaa mahdollisia käyttökohteita tuloilman laatuvaatimusten takia.

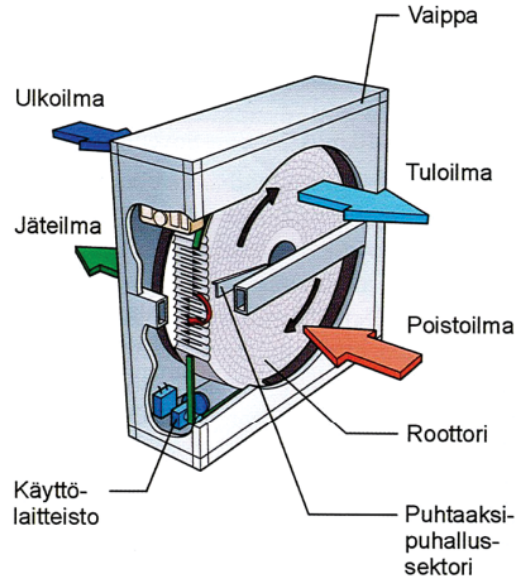
Rekuperatiiviset lämmönsiirtimet soveltuvat erityisesti tilanteisiin, joissa poisto- ja tuloilmavirrat eivät saa sekoittua keskenään. Tällaisia tilanteita ovat tapaukset, joissa rakennusmääräyskokoelman osan D2 määrittelemää luokan 3 poistoilmaa on yli 5% kokonaispoistoilmavirrasta tai kun poistoilmavirrassa on luokan 4 poistoilmaa. Luokkaan 3 kuuluvat esimerkiksi WC- ja pesutilat ja luokkaan 4 vetokaapit, ammattimaisien keittiöiden kohdepoistot ja autotallit [18]. Rekuperatiiviset lämmönsiirtimet voidaan jakaa edelleen levylämmönsiirtimiin ja nestekiertoisiin lämmönsiirtimiin. Levylämmönsiirtimet ovat määrällisesti yleisimpiä lämmönsiirtimiä, sillä ne ovat edullisia ja soveltuvat hygienisyytensä takia käytettäväksi yleisilmanvaihdossa. Levylämmönsiirrin koostuu rinnakkain asetetuista ohuista metallilevyistä, joiden välissä tulo- ja



Kuva 3.1: Ristivirta- (vasen) ja vastavirtalämmönsiirtimen (oikea) toimintaperiaate. Vastavirtalämmönsiirtimessä tarkoituksena on kasvattaa matkaa jona ilmavirrat ovat vuorovaikutuksessa. Hyötysuhde ristivirtalämmönsiirtimelle 60 - 65 % ja vastavirtalämmönsiirtimelle jopa yli 80 %.

poistoilma kulkevat. Levylämmönsiirtimet voidaan jakaa edelleen ristivirta- ja vastavirtalämmönsiirtimiin, joiden toimintaperiaate on esitetty kuvassa 3.1. Levylämmönsiirtimissä ei sulku- ja ohjauspeltien lisäksi ole muita liikkuvia osia, joten lämmönsiirrin on hyvin toimintavarma. Huonona puolena levylämmönsiirtimissä on pyörivää lämmönsiirintä huonompi hyötysuhde sekä huurtumisalttius. Levylämmönsiirtimissä käyttötarkoitukseen sopivan sulatusjärjestelmän valinta on tästä syystä tärkeää. Tyypillinen huurteenpoistomenetelmä on poistaa peltien avulla osa lämmönsiirtimen kanavista käytöstä, jolloin käytöstä poistettu osa pääsee sulamaan muun kanaviston jatkaessa lämmönsiirtoa. Mikäli ilmanvaihtoa pienennetään esimerkiksi yön ajaksi, voidaan koko lämmönsiirrin ohittaa sulatuksen ajaksi. Nestekiertoisia lämmönsiirtimiä käytetään lähinnä erikoiskohteissa, joissa vaaditaan erityisen puhdasta ilmaa, kuten leikkaussaleissa, laboratorioissa ja puhdastiloissa, tai järjestelmissä joissa tulo- ja poistoilmakone sijaitsevat kaukana toisistaan.

Regeneratiivisella lämmönsiirtimellä tarkoitetaan pyörivää roottoria puhuttaessa rakennuksen ilmanvaihdon lämmöntalteenotosta. Pyöriviä lämmönsiirtimiä käytetään niiden erinomaisen lämmönsiirtokyvyn (tyypillisesti 75 % - 80 %), pienen koon, vähäisen sulatustarpeen ja kosteudensiirto-ominaisuuksien vuoksi. Pyörivässä lämmönsiirtimessä tapahtuu kuitenkin aina jonkinasteista ilman sekoittumista, jonka takia niiden käyttö rajoittuu pääosin luokan 1 ja 2 poistoilman käsittelyyn. Luokkaan 1 ja 2 kuuluvat esimerkiksi toimisto-, asuin- ja myymälätilat, kokoontumishuoneet sekä muut tilat, joiden poistoilmassa esiintyy vain vähän epäpuhtauksia, jolloin tulo- ja poistoilman vähäinen sekoittuminen on hyväksyttävää. Pyörivä lämmönsiirrin on jaettu kahteen osaan, joista toisessa kulkee tulo- ja toisessa poistoilma. Osien väliin on sijoitettu kenorakenteinen pyöreä levy eli roottori, joka pyöriessään siirtää lämmön poistoilmasta tuloilmaan (tai jäähdytyksentalteenotossa toisin päin). Hygroskooppisen eli kosteutta siirtävän lämmönsiirtimen tapauksessa roottorin pinta on lisäksi käsitelty kos-



Kuva 3.2: Pyörivä lämmönsiirrin. Roottori valmistetaan tyypillisesti alumiinista. Roottorin syvyys tyypillisesti luokkaa 200 mm ja koko yksikön syvyys 400 mm [19].

teutta sitovaksi, jolloin lämmönsiirrin siirtää lämmön lisäksi kosteutta suuremmasta ilmankosteudesta matalampaan. Pyörivän lämmönsiirtimen toimintaperiaate on esitetty kuvassa 3.2.

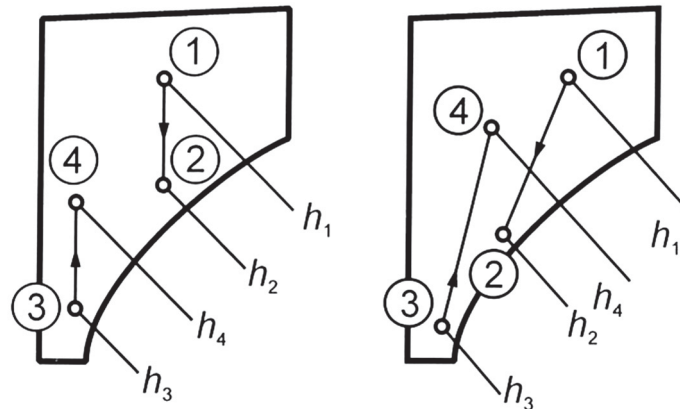
Lämmöntalteenoton hyötysuhteesta puhuttaessa tarkoitetaan usein tulopuolen lämpötilasuhdetta η_t , mutta regeneratiivisille lämmönsiirtimille voidaan laskea myös kosteus- ja entalpiasuhde η_x ja η_h [13]. Hyötysuhteet lasketaan vertaamalla ulko- ja sisäilman lämpötila-, kosteus- tai entalpiaeroa lämmönsiirtimessä tapahtuvaan tuloilman ominaisuuksien muutokseen. Hyötysuhteet on siten määritelty

$$\eta_T = \frac{T_{tulo} - T_{ulko}}{T_{poisto} - T_{ulko}} \quad (3.1)$$

$$\eta_x = \frac{x_{tulo} - x_{ulko}}{x_{poisto} - x_{ulko}} \quad (3.2)$$

$$\eta_h = \frac{h_{tulo} - h_{ulko}}{h_{poisto} - h_{ulko}} \quad (3.3)$$

joissa alaindeksit *tulo*, *ulko*, ja *poisto* viittaavat ilmanvaihtokoneen ilmavirtoihin. Kosteus- ja entalpiasuhde ovat hyödyllisiä suureita erityisesti tarkasteltaessa hygroskooppisia eli kosteutta siirtäviä lämmönsiirtimiä.



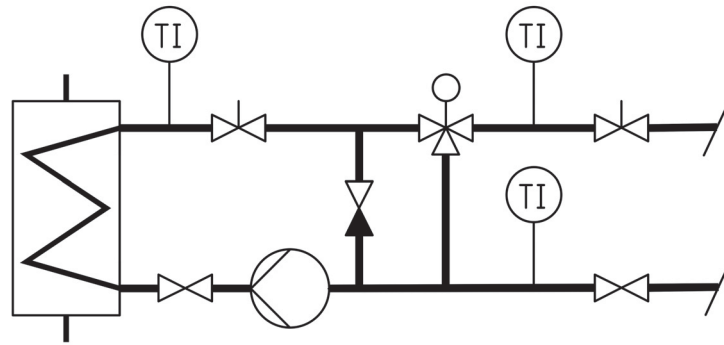
Kuva 3.3: Lämmönsiirtoprosessi h,x -piirroksessa. Vasemman puoleisessa tapauksessa siirtyy ainoastaan tuntuvaa lämpöä ja oikean puoleisessa tapauksessa siirtyy myös latenttia lämpöä. Pisteet: 1 poistoilma, 2 jäteilma, 3 raitis-/ulkoilma, 4 tuloilma [20].

Kuvassa 3.3 on esitetty lämmöntalteenottolaitteen toiminta h,x -piirroksessa. Kuvassa on esitetty tapaus jossa siirtyy ainoastaan tuntuvaa lämpöä ja tapaus jossa siirtyy tuntevan lämmön lisäksi myös latenttia lämpöä. Kosteutta siirtävässä tapauksessa entalpiamuutosta kuvaavien suorien kulmakerroin määräytyy kosteus- ja entalpiasuhteiden mukaan ja tilanteessa jossa $\eta_T = \eta_x = \eta_h$ ovat entalpiasuorat yhdensuuntaiset [13].

3.2.2 Tuloilman jäädytys ja kuivaus

Kesäkuukausina myös Suomen olosuhteissa on tarvetta tuloilman jäädytykselle sisäilman laadun takaamiseksi. Tuloilmaa jäädytetään ilman lämpötilan laskemisen lisäksi myös tuloilman kuivaamisen vuoksi. Suurin osa ilmankuivausjärjestelmistä perustuu tuloilman lämpötilan laskemiselle alle kastepisteen, jota kutsutaan mekaaniseksi kuivaukseksi. Käytössä on myös kemialliseen kuivaukseen perustuvia järjestelmiä kuten sorptiokuivaimia, mutta ne eivät ole tämän diplomityön kannalta oleellisia tarkastella.

Jäädytysjärjestelmät voidaan jakaa suoraan tai välilliseen jäädytykseen. Suorassa jäädytyksessä höyrystin on sijoitettu ilmanvaihtokoneeseen kun taas välillisessä järjestelmässä muualle sijoitetun höyrystimen tuottama jäädytysteho johdetaan ilmanvaihtokoneeseen sijaitsevaan lämmönsiirtimeen välittäjäaineen avulla. Yksi välillisen jäädytyksen muoto on myös vapaajäädytys, jossa höyrystimen sijaan välittäjäaine jäädytetään ulkoilmaan tai esimerkiksi vesistöön. On myös mahdollista toteuttaa jäädytysjärjestelmä, jossa käytetään vapaajäädytystä olosuhteiden ollessa sille suotuisat ja mekaanista jäädytystä muina aikoina. Suoraa jäädytystä käytetään niiden pienten investointikustannusten ja pienen energiankulutuksen vuoksi pienissä kohteissa,



Kuva 3.4: Shunttiryhmän periaatekaavio. Kolmitieventtiili kierrättää paluuvettä takaisin lämmönsiirtimeen, jotta lämmönsiirtimessä saadaan pidettyä jäähdytysverkon lämpötilaa korkeampi lämpötila. Shunttiryhmä vaatii toimiakseen pumpun tasaisen kierron ylläpitämiseksi.

mutta jo 30 kW teholuokassa käytetään usein välillistä jäähdytystä, sillä välillinen järjestelmä on muuntojoustavampi, helpommin säädettävissä, varmatoimisempi ja jo aiemmin mainitun vapaajäähdytysoption vuoksi [12].

Mekaaninen kuivaus perustuu ilman lämpötilan laskemiselle alle kastepistelämpötilan. Tuloilmassa oleva kosteus tiivistyy lämmönsiirtimen pinnoille, josta tiivistynyt vesi johdetaan viemäriin. Ilmaa kuivattaessa on tarkoituksenmukaista pitää jäähdytyspatteri mahdollisimman kylmänä parhaan kuivaustehon saavuttamiseksi. Tämä kuitenkin laskee ilman lämpötilaa tehokkaasti ja asetusarvojen mukaisen sisänpuhalluslämpötilan saavuttamiseksi ilmaa saatetaan joutua lämmittämään kuivauksen jälkeen. Mikäli tarkoituksena on ainoastaan jäähdyttää ilmaa, saattaa olla järkevää käyttää korkeampaa lämpötilaa jäähdytyspatterissa jälkilämmitystarpeen minimoimiseksi. Jäähdytyspatterin lämpötilan säätäminen on helpointa käyttämällä sekoituskytkentää eli shunttiryhmiä, jolloin säätö tapahtuu kolmitieventtiilin avulla jäähdytyspatterissa ja vedenjäähdytyskonetta voidaan ajaa vakiosäädöillä [21]. Sekoituskytken toimintaperiaate on esitetty kuvassa 3.4.

Ilman jäähdyttämiseen ja kuivaamiseen kuluva lämpömäärä voidaan lukea h, x -piirroksen entalpia-asteikolta tai laskea käyttämällä yhtälöitä (2.19) ja (2.20). Lämpömäärän latentti komponentti joudutaan energiankulutuksen laskennan lisäksi huomioimaan jäähdytysjärjestelmän suunnittelussa. Jäähdytys-elementin kuivausominaisuuksia kuvaa hyvin jäähdytyksen tuntuvan lämmön osuuden ja jäähdytyksen kokonaisentalpian suhdetta kuvaava parametri

$$SHR = q_{tun} / q_{kok} \quad (3.4)$$

jossa *SHR* on tuntuvan lämmön häviösuhte ja alaindeksit *tun* ja *kok* viittaavat tuntuvaan lämpöön ja kokonaislämpöön.

Termin *SHR* ollessa 1 jäähdytyslementti ei kuivaa lainkaan ja vastavuoroisesti termin ollessa 0 kuluu kaikki energia kuivaukseen. Jäähdytyslementin kuivausvaikutusta voidaan parantaa monella tapaa: kylmäaineen lämpötilaa laskemalla, kylmäaineen kiertonopeutta nostamalla, ripojen lukumäärää kasvattamalla, ilman virtausnopeutta pienentämällä ja pitämällä rivasto suhteellisen harvana. Edellä mainittuja tapoja voidaan käyttää yhdessä tai samanaikaisesti [22]. Kosteuden tiivistymistapaan voidaan myös yrittää vaikuttaa lämmönsiirtimen toiminnan parantamiseksi: lähtökohtaisesti kosteus pyrkii tiivistymään tasaiseksi kalvoksi lämmönsiirtimen pinnalle, mutta kondensoituminen voidaan myös pakottaa tapahtumaan pisarakondensaationa. Pisaroiksi tiivistyminen vaatii, että pinnalla on vettä hylkiviä ominaisuuksia, jolloin ilmankosteus ei pysty tiivistymään tasaisesti kalvoksi, vaan kondensaation on tapahduttava pinnan epätasaisuuksille pisaroiksi. Pisarakondensaatiolla on mahdollista saavuttaa huomattavasti korkeampi lämmönsiirtokyky, mutta ilmiön aikaansaaminen on osoittautunut kalliiksi ja vaikeaksi toteuttaa [23].

4. MYYMÄLÖIDEN KYLMAKALUSTEJÄRJESTELMÄT

Kylmälaitteiden vaikutus sisäilman laatuun myymälässä on huomattava ja ne tulee siksi huomioida kaupan ilmanvaihto- ja lämmitysjärjestelmiä suunniteltaessa. Kylmälaitteiden toiminta perustuu aiemmin esiteltyyn lämpöpumppuperiaatteeseen ja erot kylmälaittejärjestelmätoteutuksien välillä perustuvat pääasiallisesti siihen mihin lauhdutus tapahtuu.

4.1 Järjestelmät

Kylmäkalusteiden koko kylmäainekierto voidaan joko rakentaa käyttäen suoraa lauhdutusta tai vaihtoehtoisesti voidaan käyttää välillistä kylmäjärjestelmää. Suoralauhdutteisessa järjestelmässä lauhdutus tapahtuu suoraan ilmaan, kun taas välillisessä lauhdutuksessa kylmäaine lauhdutetaan lauhdutuspiiriin. Lauhdutuspiirissä kiertää yleensä vesi-glykoliseos jota jäähdytetään erillisellä vedenjäähdyttimellä. Sekä suoraa lauhdutusta että välillistä lauhdutusta voidaan käyttää omakoneellisena tai keskitettyinä järjestelmänä.

Omakoneellisessa järjestelmässä koko kylmäkoneikko on integroitu kalusteeseen itseensä. Suoraa lauhdutusta käytettäessä omakoneellinen järjestelmä vapauttaa lauhdelämmön myymälätilaan, kun taas välillistä lauhdutusta käytettäessä lauhdelämpö on mahdollista ohjata ulos myymälästä tai käyttää lämmöntalteenottojärjestelmän kanssa muualla. Keskitetyssä järjestelmässä vain höyrystin on rakennettu kylmäkalusteeseen itseensä ja lauhdutus tapahtuu yhdellä tai useammalla erilleen sijoitetulla lauhdutinyksiköllä. Keskitetyllä järjestelmällä selvittää pienemmällä määrällä kompressoireita, järjestelmä on energiatehokkaampi, huolto on keskitettyä, äänikuorma myymälätilassa on pienempi ja lauhdelämpö voidaan pitää poissa myymälätilasta ilman tarvetta välilliselle järjestelmälle. Keskitetty järjestelmä vaatii kuitenkin tilan erilliselle lauhdutinyksikölle, pitkät kylmäaineputket ja suuren kylmäainetäytön vaativan kylmäaineverkoston, josta vuotojen löytäminen on haastavaa. Lisäksi keskitetty järjestelmä on vaikea rakentaa muuntojoustavaksi [2]. Keskitettyjä järjestelmiä käytetään lähinnä keskikokoissa myymälöissä, sillä omakoneellinen ratkaisu on pienissä kaupoissa järkevä

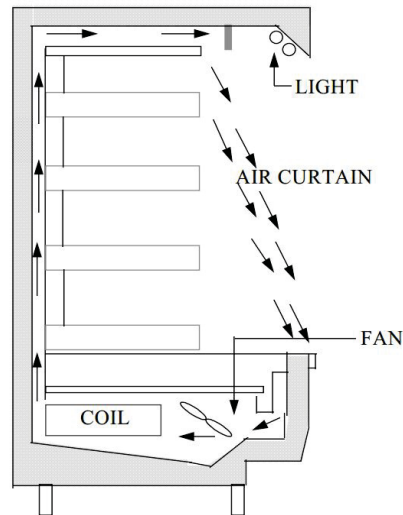
pienemmän tilantarpeen vuoksi ja suurissa kaupoissa pitkät etäisyydet estävät kylmäainekierron erilliselle lauhdutinyksikölle.

Lämmöntalteenotto voidaan toteuttaa sekä suoralla että välillisellä lauhdutuksella. Suoralauhdutuksessa yksinkertaisin tapa hyödyntää lauhdutuslämpöä on lauhduttaa suoraan myymälätilan ilmaan. Ratkaisu on yksinkertainen mutta ongelmaksi muodostuu jatkuva lämpökuorma, joka saattaa erityisesti kesäkuukausina johtaa liian korkeaan lämpötilaan myymälässä. Paremmin säädettävä ratkaisu on sijoittaa lauhdutin ilmanvaihtokoneeseen, jolloin lauhdelämpöä käytetään tuloilman lämmittämiseen. Tällainen kytkentä on syytä rakentaa niin, että lämmennyt ilma voidaan johtaa myös jäteilmänä ulos, jotta voidaan välttyä liian kuumalta tuloilmalta [24]. Välillisessä lauhdutuksessa lauhdelämpöä voidaan käyttää suoraan esimerkiksi tuloilman tai käyttöveden lämmitykseen, mutta ongelmaksi muodostuu lauhdepiirin nesteiden alhainen lämpötila. Alhaisen lämpötilan vuoksi välillisen jäähdytyksen lämmöntalteenotto toteutetaan usein käyttämällä lämpöpumppua, jolla lämpötilat saadaan paremmin käytettävälle tasolle. Välillinen järjestelmä varustetaan usein lisäksi vedenjäähdytyskoneella, jotta lauhdutuspiirin neste saadaan riittävän alhaiseen lämpötilaan silloinkin kun lämmöntalteenotto ei ole tarpeen [25].

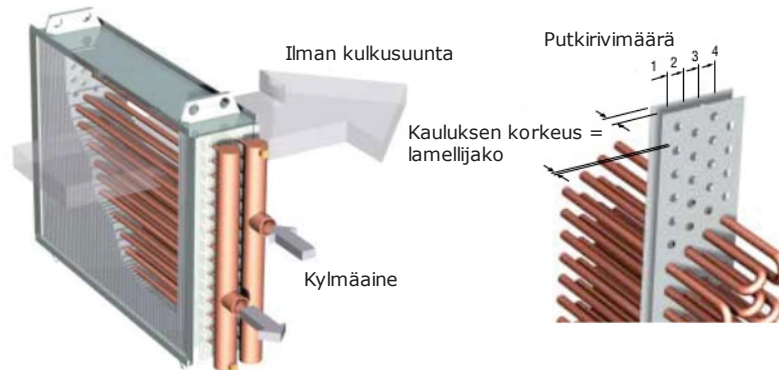
4.2 Kylmäkalusteet

Kylmäkalusteiden toiminta perustuu yksinkertaistettuna höyrystimeen ja ilmaa kiertävään puhaltimeen. Puhaltimen tarkoituksena on kierrättää höyrystimessä jäähtyvää ilmaa tasaisen lämpötilajakauman takaamiseksi sekä ilmaverhon luomiseksi. Ilmaverholla pienennetään kalusteen kylmän ilman sekoittumista kaupan lämpimään ilmaan, joka lämpöhäviön pienetämisen lisäksi vähentää höyrystimelle tulevaa kosteuskuormaa. Ilmaverhon toinen merkittävä tehtävä on pitää eturivin tuotteet kylminä. Kylmäkalusteen yksinkertaistettu toimintaperiaate on esitetty kuvassa 4.1.

Yleisin kylmäkalusteissa käytetty höyrystintyyppi on lamellihöyrystin, jossa jäähdettävä ilma kulkee lamellien välissä ja kylmäaine lamelleihin yhdistetyissä putkissa. Putkien yhdistäminen lamelleihin tapahtuu joko putkia mekaanisesti laajentamalla tai kuumasinkkiämällä putket lamelleihin. Lamelleissa käytetään usein lamellikauluksia, jotka kasvattavat putken ja lamellin kontaktipintaa ja täten parantavat liitoksen lämmönsiirtokykyä. Lamellihöyrystimen rakenne on esitetty kuvassa 4.2. Höyrystyslämpötila on pluskalusteissakin alhainen, jotta elintarvikkeiden vaatimaan lämpötilaan päästään. Suomen elintarvikelaki määrittelee pluskalusteissa säilytettävien tuotteiden myynti- ja säilytyslämpötilaksi 0-8 °C tuotteesta riippuen, jonka ylläpitäminen vaatii lämmönsiirtimeltä alle 0 °C lämpötilan. Alhaisen lämpötilan vuoksi niin plus- kuin pakkaskalusteissakin tapahtuu aina höyrystimen lämmönsiirtimen jäätymistä.



Kuva 4.1: Kylmäkalusteen toimintaperiaate [3].



Kuva 4.2: Lamellihöyrystimen rakenne. Kylmäaine höyrysty putkissa sitoen lämpöenergiaa ohi virtaavasta ilmasta [26].

Myymlöiden pluskalusteet ovat perinteisesti olleet avoimia tuotteiden esillepanon ja helpon poiminnan takaamiseksi. Lisääntynyt tietoisuus energiankulutuksesta ja kiristyneet energiatehokkuusvaatimukset ovat kuitenkin asettaneet paineita vähentää kalusteiden energiankulutusta. Helpoin tapa vähentää kalusteen energiankulutusta on ovittaminen, joka merkittävästi vähentää kalusteen sisällä olevan kylmän ilman ja myymälän lämpimän huoneilman sekoittumista pelkkään ilmaverhoon verrattuna. Ovituksen vaikutuksesta myymäläkalusteen jäähdytysenergian tarpeeseen on tehty tutkimuksia ja yleinen johtopäätös on, että kalusteet ovittamalla voidaan vähentää huomattavasti jäähdytysenergian tarvetta. ASHRAE Transactions -lehdessä julkaistussa tutkimuksessa ovitus vähensi jäähdytystehon tarvetta 68 %. Energiansäästö koostui 59 % säästöstä tuntuvassa tehossa ja 90 % säästöstä latentissa tehossa [1]. Latentin komponentin pienentyminen edesauttaa energiankulutuksen vähenemistä myös vähentämällä sulatustarvetta sekä parantamalla lämmönsiirtimen toimintaa. Lämmönsiirtimessä tapahtuva ilmankosteuden kondensoituminen vaikuttaa kuitenkin myös myy-

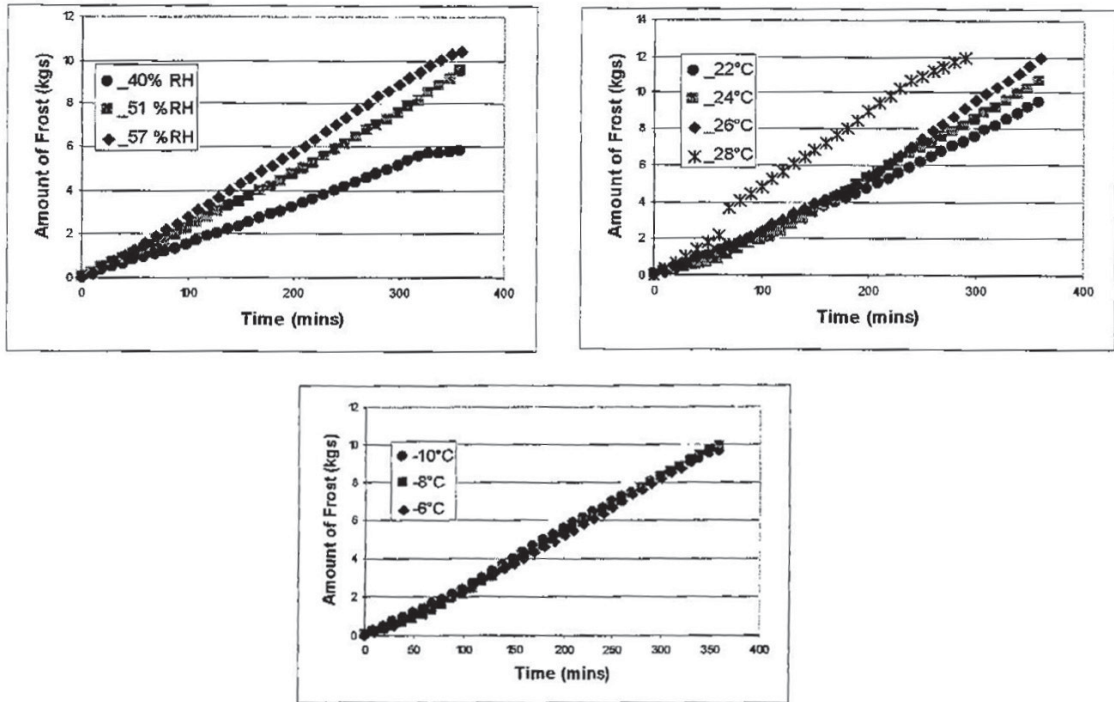
mälän ilmankosteuteen ja tämä tulee ottaa huomioon myymälän ilmanvaihtoa suunniteltaessa mahdollisten kosteusongelmien ehkäisemiseksi. Vaikka ovituksella on ilmeinen energiansäästövaikutus, ei ovitettuja kalusteita tästä huolimatta aina käytetä. Todennäköinen syy avokalusteiden käytölle on asiakaskäyttäytyminen. Tutkimusten mukaan kylmäkalusteiden ovittaminen vähentää jossain määrin myyntiä ja erityisesti impulssiostamiseen saattaa ovittamisella olla vaikutusta. Ovet myös hidastavat tuotteiden poimimista, estävät kalusteen käytön usealta asiakkaalta samanaikaisesti ja saattavat ahtaissa tiloissa tukkia kulkuväylän [27].

4.3 Sulatusjärjestelmät

Höyrystimelle kertyvä jääkerros kasvattaa höyrystimen pinta-alaa ja siten parantaa lämmönsiirtokykyä jäätyneen alkuvaiheessa, mutta jääkerroksen kasvaessa alkaa muodostunut jää nopeasti heikentää höyrystimen lämmönsiirtimen lämmönsiirtokykyä ja tukkii lämmönsiirtimen lamellivälejä, joka nostaa höyrystimen läpi virtaavan ilman painehäviötä pienentäen ilman virtausta ja täten laskee siirtyvän lämmön määrää. Käytännössä tämä tarkoittaa höyrystimen tehon pienentymistä ja höyrystymislämpötilan laskemista, joka johtaa energiankulutuksen kasvamiseen [12]. Vesihöyryn kondensoituminen ja jäätyminen vaatii energiaa ja on siten huomioitava kompressorin mitoituksessa. Merkittävin lämmönsiirrinten pinnalle kondensoituvan veden määrään vaikuttava tekijä on ilman suhteellinen kosteus, joskin myös ilman lämpötilalla on vaikutusta kondensaation määrään [4]. Kuvassa 4.3 on esitetty suhteellisen kosteuden, ilman lämpötilan ja höyrystimelle tulevan kylmäaineen lämpötilan vaikutus kondenssin määrään.

Sulatus voidaan toteuttaa monella eri tavalla käyttötarkoituksesta riippuen. Kaikissa sulatusmenetelmissä sulatus aloitetaan keskeyttämällä jäähdytysprosessi ja imemällä höyrystin tyhjäksi kylmäaineesta. Tyhjä höyrystin nopeuttaa sulattamista pienentyneen lämpökuorman vuoksi jonka lisäksi kylmäaine ei pääse lämpiämään turhaan höyrystimessä sulatuksen aikana. Kylmäkalusteen puhaltimet pidetään päällä tai suljetaan sulatuksen ajaksi riippuen toteutuksesta. Puhaltimien päällä pitäminen nopeuttaa sulatusta, mutta saattaa aiheuttaa sulaneen veden roiskumista. Sulatus on yleensä toteutettu käyttäen ajastettua sulatusta, sillä tarpeenmukaisen sulatuksen järjestelmät ovat kalliita ja luotettavan järjestelmän toteuttaminen on osoittautunut vaikeaksi. Tarpeenmukaista sulatusta kuitenkin pyritään kehittämään, sillä toimiva järjestelmä pois-taisi tarpeettoman sulatuksen ja toisaalta kytkisi sulatuksen riittävän ajoissa päälle optimaalisen suorituskyvyn takaamiseksi [2].

Halvin ja yksinkertaisin sulatusmenetelmä on luonnollinen sulatus, joka perustuu kylmäkierron pysäyttämiseen ja ympäristön lämmön käyttämiseen. Menetelmän etuna



Kuva 4.3: Suhteellisen kosteuden (ylävasen), ilman lämpötilan (yläoikea) ja höyrystimelle tulevan kylmäaineen lämpötilan (keskellä alhaalla) vaikutus kondenssin määrään [4].

on, ettei sulatus tuota ylimääräistä lämpökuormaa ja se on yksinkertainen ja halpa toteuttaa. Luonnollinen sulatus on kuitenkin hidasta ja vaatii riittävän lämpötilan toimiakseen. Muista menetelmistä luonnollista sulatusta lähimpänä toteutukseltaan on sähkösulatus, jossa sulatusprosessia nopeutetaan lämmönsiirtimeen kytketyillä sähkövastuksilla. Sähkösulatus on luonnollisen sulatuksen tapaan yksinkertainen ja halpa toteuttaa. Luonnolliseen sulatukseen verrattuna sähkösulatuksen etuna nopeuden lisäksi on, että sitä voidaan käyttää myös pakkaskalusteissa. Toisaalta kalusteeseen vapautuu lämpöä ja järjestelmä kuluttaa sähköä. Suuremmissa kylmäjärjestelmissä saatetaan käyttää kuumakaasusulatusta, jossa hyödynnetään kompressorilta lähtevää kuumaa kylmäainehöyryä lämmönsiirtimeen sulatukseen. Perusperiaatteena on siis käyttää sulatettavaa höyrystintä lauhduttimena, joka vaatii riittävää samanaikaista kylmätehoa muualta järjestelmästä. Järjestelmä on toimintavarma ja taloudellinen, mutta toteutus on monimutkainen vapaa- ja sähkösulatukseen verrattuna ja vaatii useita samaan järjestelmään kytkettyjä höyrystimiä [12].

5. TARKASTELTAVA KOHDE JA MITTAUSJÄRJESTELYT

Työssä tarkastellaan pääkaupunkiseudulla sijaitsevaa ruokakauppaa. Kauppa on otettu käyttöön 2017 ja myymäläpinta-ala on n. 1240 m². Varsinaisen myymälän lisäksi rakennuksessa on pienempi myymälätila, sosiaalitiloja sekä parkkihalli. Suuremman myymälätilan yhteydessä toimii lisäksi erillinen paistopiste. Myymälässä on käytössä avoimia kylmähyllyjä, ovellinen maitokaappi, kannellisia pakkas- ja plussa-altaita sekä ovellisia pakastinkaappeja. Suurempaa myymälää palvelee yksi ilmanvaihtokone jonka lisäksi rakennuksen muita osia palvelee joukko pienempiä ilmanvaihtokoneita ja huippuimureita.

5.1 Kylmäkalusteet

Myymälässä käytetyt kylmäkalusteet ovat pääosin AHT:n valmistamia kuvassa 5.1 esitettyjä Vento kylmäkaappeja ja kuvan 5.2 mukaisia Miami kylmä-/pakkasaltaita. Kylmäkaapit on asennettu seinien myötäisesti ja ovat maitokaappia lukuunottamatta avoimia. Maitokaappi ei teknisiltä ominaisuuksiltaan eroa muista käytetyistä kylmäkaapeista lasiovia lukuunottamatta. Kylmäaltaita on kahta kokoa ja kaikki altaat ovat kannellisia. Pakkaskaappeina on käytetty kuvassa 5.3 esitettyjä Costan Epta Sound Top seinäasenteisia pakastinkaappeja.

Kaikissa kylmälaitteissa on omakoneellinen kylmäjärjestelmä. Seinillä sijaitsevien kylmäkaappien lauhdutus tapahtuu lauhdutuspiiriin jota palvelee katolle sijoitettu vedenjäähdytin. Kylmäaltaat sekä pakkaskalusteet lauhdutetaan suoraan huonetilaan. Myymälän kylmäkalusteet on esitetty taulukossa 5.1.

5.2 Ilmanvaihtojärjestelmä

Myymälätilaa palvelee yksi ilmanvaihtokone, joka vastaa yksin myymälätilan tuloilmasta. Sama ilmanvaihtokone palvelee myös rakennuksen molempia sosiaalitiloja, jotka sijaitsevat ensimmäisessä kerroksessa ja kellarissa sekä myymälän taustatilaa, jonka ilmanvaihto on toteutettu käyttäen myymälän tuloilmaa siirtoilmana. Rakennuksen



Kuva 5.1: AHT Vento ovittamaton kylmäkaappi. Nimellissähköteho 1670 W, kylmäaine R134a, kylmäaineen määrä 2500 g. Lauhdutetaan ulkoiseen vesipiiriin [28].



Kuva 5.2: AHT Miami kylmäallas. Voidaan käyttää plussa- tai pakkaskalusteena, kohteessa käytössä plussakalusteena. Suuremmassa mallissa nimellissähköteho 502 W, kylmäaine R290, kylmäaineen määrä 110 g. Pienemmässä mallissa nimellissähköteho 438 W, kylmäaine R290, kylmäaineen määrä 90 g Lauhdutetaan myymälätilaan [29].



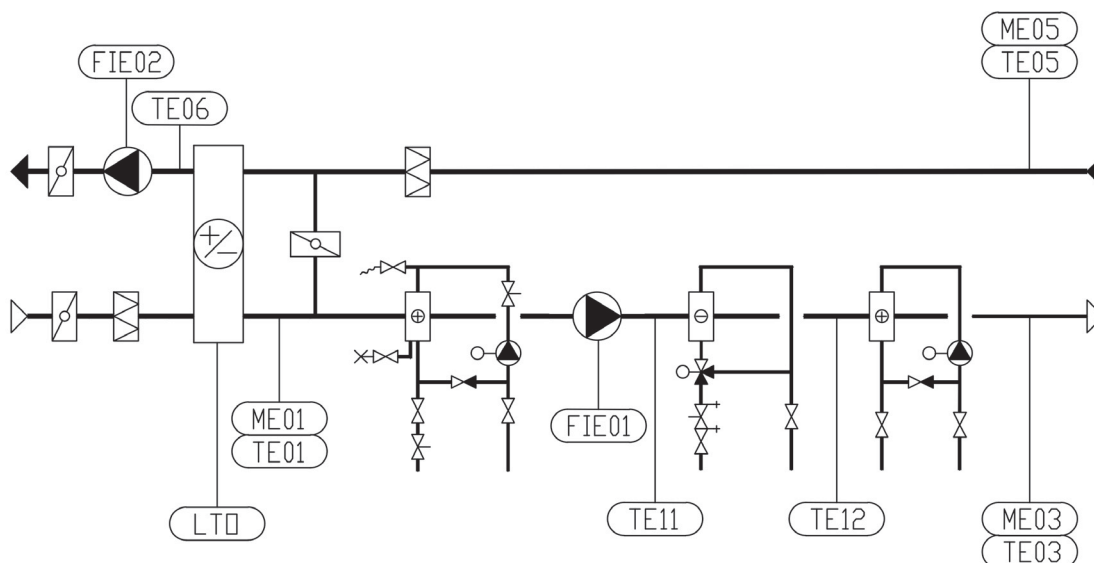
Kuva 5.3: Epta Sound Top. Nimellissähköteho 810 W, kylmäaine R290, kylmäaineen määrä 140 g. Lauhdutetaan ulkoiseen vesipiiriin [30].

Taulukko 5.1: Myymälässä käytössä olevat kylmäkalusteet.

Laite	Nimellissähköteho [W]	Leveys [m]	Määrä [kpl]
Vento	1670	3,75	12
Miami 185	438	1,85	6
Miami 250	502	2,5	19
Sound Top	810	2,5	7

kellarikerroksessa sijaitsevaa parkkihallia palvelee kaksi ilmanvaihtokonetta ja ensimmäisessä kerroksessa sijaitsevaa pienempää myymälätilaa yksi ilmanvaihtokone. Katolla on lisäksi 7 huippuimuria, jotka palvelevat porraskäytäviä, hissiä, sosiaalityötilojen likaisia tiloja, pullohuonetta ja paistopistettä. Parkkihallin savunpoisto on toteutettu kahdella katolle sijoitetulla savunpoistopuhaltimella. Tässä diplomityössä ei tarkastella muita kuin varsinaista myymälätilaa palvelevaa ilmanvaihtokonetta, johon viitataan tästä eteenpäin yksinkertaisesti ilmanvaihtokoneena.

Ilmanvaihtokone on varustettu pyörivällä lämmönsiirtimellä, lämmitys- ja jäähdytyspatterilla sekä jälkilämmityspatterilla tuloilman kuivaamisen mahdollistamiseksi. Jälkilämmityspatteria tarvitaan, jotta sisäänpuhalluslämpötila saadaan pidettyä asetusa-



Kuva 5.4: Myymälän tuloilmakoneen periaatepiirros ja anturien sijoittelu. TE viittaa lämpötila-anturiin ja ME kosteusanturiin.

vossaan myös kuivauksen aikana, jolloin tuloilman lämpötila joudutaan laskemaan selvästi asetusarvon alapuolelle. Järjestelmä on toteutettu käyttäen jälkilämmityspatteria, sen sijaan että varsinainen lämmityspatteri olisi sijoitettu jäähdytyspatterin perään, jotta mikäli lämmöntalteenotto-laite vioittuu talvella lämmittää lämmityspatteri tuloilman ennen jäähdytyspatteria ja täten suojaa sitä jäätymiseltä. Ilmanvaihtokoneessa on suhteellisen kattavasti lämpötila- ja kosteusantureita, joiden sijoittelu on esitetty kuvassa 5.4. Antureita käytetään ilmanvaihtokoneen toiminnan tarkkailuun sekä ohjaamaan ilmanvaihtokoneen automatisoituja toimintoja kuten lämmöntalteenottoa, lämmityspattereita ja jäähdytyspatteria. Automaatiojärjestelmän asetusarvot on oleellisilta osin esitetty simulointimallin esittelyssä luvussa 7.

5.3 Lämmitys- ja jäähdytysjärjestelmät

Suuremman myymälätilan lämmityksestä vastaa viisi 3,5 kW:n kassojen päälle sijoitettua puhallinkonvektoria, joiden yhteenlaskettu lämmitysteho on 17,5 kW. Lisäksi pääsisäänkäynnin yhteydessä on 30 kW oviverhokone. Kassojen päällä sijaitsevat konvektorit toimivat samalla jäähdytyskonvektoreina, jotka on mitoitettu 2 kW teholle. Myymälätilan keskellä on vielä lisäksi 3 2 kW jäähdytyskonvektoria, jolloin myymälän yhteenlaskettu jäähdytysteho on 16 kW.

Taulukko 5.2: Anturit joiden antamaa dataa on hyödynnetty.

tunnus	sijainti	suure
TE01	iv-kone, ennen esilämmityspatteria	°C
TE03	iv-kone, sisäänpuhallusilma	°C
TE4.0	myymälän vasen keskiosa	°C
TE4.1	myymälän oikea keskiosa	°C
TE05	iv-kone, poistoilma	°C
TE06	iv-kone, jäteilma	°C
TE11	iv-kone, ennen jäädytyspatteria	°C
TE12	iv-kone, ennen jälkilämmityspatteria	°C
ME01	iv-kone, ennen esilämmityspatteria	%
ME03	iv-kone, sisäänpuhallusilma	%
ME4.0	myymälän vasen keskiosa	g/kg
ME4.1	myymälän oikea keskiosa	g/kg
ME05	iv-kone, poistoilma	%
FIE01	iv-kone, tuloilmapuhallin	m ³ /s
FIE02	iv-kone, poistoilmapuhallin	m ³ /s
QE01	myymälä, hiilidioksidi	ppm

5.4 Mittausjärjestelyt

Mittauksissa hyödynnettiin kohteen automaatiojärjestelmää, joka tallentaa trenditietoa järjestelmän tilasta varsinaisten ohjaustoimintojen lisäksi. Työssä käytettiin järjestelmästä saatua trenditietoa myymälän sisäilman lämpötilasta ja kosteudesta, ilmanvaihtokoneen käyntinopeuksista sekä ilmanvaihtokoneen käsittelemän ilman lämpötilasta ja kosteudesta. Ilmanvaihtokoneen anturien sijoittelu on esitetty kuvassa 5.4 ja kaikki työssä käytetyt anturit ja niiden sijainnit on esitetty taulukossa 5.2.

Anturien ME4.0 ja ME4.1 sekä TE4.0 ja TE4.1 datasta on laskettu keskiarvo, jota käytetään myymälän sisäilman tilan tarkastelussa. Keskiarvoihin viitataan tästä eteenpäin tunnuksilla ME04 ja TE04 ja yksinomaan niitä käytetään puhuttaessa myymälän sisäilman tilasta.

6. MITTAUSTULOKSET JA NIIDEN ARVIOINTI

Myymälän automaatiojärjestelmästä saatiin dataa suoraan taulukkolaskentamuodossa, joten mittaustulosten käsittely oli suhteellisen helppoa. Mittaustulosten aikaleimat eivät kuitenkaan olleet yhteneväiset, joten ne jouduttiin sovittamaan yhteen vertailun mahdollistamiseksi. Aikaleimat päädyttiin tasoittamaan lähimmän viidentoista minuutin kohdalle. Lisäksi automaatiojärjestelmästä saatiin selville, etteivät myymälän jäähdytyskonvektorit kytkeytyneet korkean asetusarvonsa vuoksi missään vaiheessa tarkastelujaksoa päälle, joten ne voidaan jättää tarkastelussa huomiotta.

6.1 Tarkastelujakso ja mittaustulosten käsittely

Tarkastelujakso oli 2.6.2017-11.9.2017, mutta kosteusanturin ME01 tallentamaa dataa on saatavilla lyhyemmältä väliltä 21.7.2017-11.9.2017. Tästä johtuen ilmanvaihtokoneen jäähdytyspatterin tarkastelu joudutaan rajaamaan lyhyemmälle aikavälille. Kylmäkalusteiden tarkastelu on kuitenkin suoritettu pidemmällä aikavälillä, sillä kosteusmittaus ME01 ei ole muun kuin ilmanvaihtokoneessa tapahtuvan kosteuden muutoksen kannalta oleellinen. Käytettävissä ollut trendidata oli anturista riippuen tallentunut eri aikaväleihin ja eri pituiselta ajanjaksolta, joten datan saattamiseksi vertailukelpoiseksi on kaikki mittauspisteet siirretty lähimmän viidentoista minuutin kohdalle. Johtuen mittauksen eri pituisista aikaväleistä on osassa dataa jouduttu korvaamaan puuttuvia mittaustuloksia arvioimalla tuloksia osana ajanhetkistä. Tämä on suoritettu käyttämällä tyhjissä kohdissa viimeisintä mittaustulosta yksinkertaisen toteutustavan vuoksi. Koska trendeissä ei ole havaittavissa suurta heittelyä lyhyen aikavälin sisällä, ei puuttuvien mittauspisteiden karkea arviointi aiheuta suurta virhettä.

Mittausdatassa myymälän sisäilman kosteus on ilmoitettu absoluuttisena kosteutena käyttäen yksikkönä grammaa vettä per kilo ilmaa ja ilmanvaihtokoneen kosteusdata on ilmoitettu suhteellisena kosteutena. Suhteellisesta kosteudesta on laskettu absoluuttinen kosteus myöhemmän laskennan mahdollistamiseksi ja datan saattamiseksi vertailukelpoiseksi käyttäen yhtälöä (2.10). Vastaavasti absoluuttinen kosteus on muunneltu vertailua varten suhteelliseksi kosteudeksi käyttäen yhtälöä (2.11). Yhtälöissä esiintyvä veden kyllästyspaine on saatu käyttämällä Excel -taulukkolaskentaohjelmaan saa-

tavaa Cool Prop -laajennusta, josta veden kyllästyspaine on luettu ilman lämpötilan funktiona. Ilman kokonaispaineena on käytetty normaali-ilmanpainetta 101325 Pa.

Käyttäen ilmanvaihtokoneen käyntitietoja sekä absoluuttisen kosteuden arvoja tulo- ja poistoilmakanavassa saatiin lasketuksi kosteuden massavirta kanavissa.

$$\dot{m}_h = x \dot{V}_i \rho_i \quad (6.1)$$

Höyryn massavirran laskemiseksi tarvittava ilman tiheys on otettu Cool Prop -laajennuksesta lämpötilan ja ilmankosteuden funktiona.

6.2 Mittaustulosten arviointi

Käytössä ollut mittausdata oli suurimmalta osalta yhtenäistä, mutta joitain pidempiä aikavälejä joissa mittaustuloksia ei ole tallentunut esiintyy. Aukot johtuvat mitä todennäköisimmin tietoliikenneyhteyskatkoksista järjestelmässä tai häiriöistä antureissa. Puutteellisia mittaustuloksia ei ole pyritty arvioimaan, vaan tarkastelu on jätetty tekemättä niillä ajanjaksoilla joilla mittaustuloksia ei ole käytettävissä.

Myymälätilan mitoitusilmavirta on tuloilmalle 2,8 m³/s ja poistoilmalle 1824 m³/s. Myymälässä on käytössä ilmamääräsäätö (IMS), joka säätää tulo- ja poistoilmavirtaa välillä 50 - 100 % hiilidioksidipitoisuuden ja lämpötilan mukaan. Sisäilman laatu pysyttelee kuitenkin jatkuvasti hyvänä pitäen ilmavirrat 50 % maksimi-ilmavirrasta muutamia piikkejä lukuunottamatta, joissa ilmavirrat nousevat maksimiarvoonsa. Tarkastelujakson sisällä tehostuspiikin kesto on pisimillään 63,5 h, joka kuitenkin on selkesti pisin yksittäinen jakso muiden piikkien keston ollessa vain joitain tunteja. Ilmanvaihdon tehostuksen syy jää epäselväksi, mutta kokonaisuutena ilmanvaihdon ilmavirtamittausta voidaan pitää luotettavana.

Tarkastaeltaessa lämpötila-anturien antamia tuloksia huomataan, että myymälän sisälämpötila TE04 pysyttelee koko tarkastelujakson suhteellisen tasaisena. Vaihtelua esiintyy vuorakaudenajan mukaan muutaman asteen verran lämpötilan pysytellessä välillä 18-20 °C. Tuloilman TE03 lämpötilakäyrää tarkasteltaessa voidaan huomata, että käyrä seuraa pääosin tuloilman asetusarvoa muutamaa poikkeusta lukuunottamatta, joiden aikana lämpötila laskee 18 °C. 22.7. jälkeen lämpötila asettuu lähes pysyvästi arvoon 18 °C. Tarkasteltaessa jäähdytyspatterin toimintaa huomataan, että lämpötila 18 °C esiintyy jäähdytyspatterin ollessa päällä, eli kysessä on jälkilämmityspatterin asetusarvo. Verrattaessa lämpötilaa pisteessä TE01 lämmöntalteenottokiekon pyörimisnopeuteen huomataan, että lämpötila ja LTO:n pyörimisnopeus ovat yhteydessä

toisiinsa. Poistoilman lämpötila TE05 on jostain syystä selkeästi myymälän lämpötilaa TE04 korkeampi. Todennäköisin selitys tälle on poistoilmalaitteiden läheisyydessä sijaitseva paistopiste tai väärin asennettu anturi. Vertailujen perusteella voidaan sisälämpötilan TE04, sisäänpuhalluslämpötilan TE03 ja lämmöntalteenoton pyörimisnopeuden mittaustuloksia pitää luotettavina. Poistoilman lämpötilamittauksen TE05 luotettavuudesta ei ole varmuutta, mutta seuraavassa kappaleessa esitettävän pisteen ME05 kosteusmittauksen epäluotettavuuden takia ei myöskään lämpötilamittaus pisteessä TE05 ole tarpeellinen laskennan kannalta.

Kosteusmittauksia tarkasteltaessa voidaan huomata, että anturien ME03 ja ME05 antama suhteellisen kosteuden arvo on identtinen. On erittäin epätodennäköistä, että sisäänpuhallusilman ja poistoilman suhteellinen kosteus pysyisi jatkuvasti täysin samana joten oletetaan, että toiseen mittaustulokseen ei voida luottaa ja että mittausarvo on jommankumman pisteen kosteus. Tässä työssä on tehty oletus, että kyseessä on kosteus pisteessä ME03. Oletukseen on päästy vertaamalla selvittävän suhteellisen kosteuden (tästä eteenpäin MExx) perusteella laskettua absoluuttisen kosteuden arvoa muihin mittaustuloksiin. Vertailussa huomataan, että lämpötilan TE03 ja kosteuden MExx perusteella laskettu absoluuttinen kosteus on jatkuvasti pienempi kuin absoluuttinen kosteus ennen kuivauspatteria ja varsinkin kosteuspiikkien aikana alempana kuin myymälätilan kosteus. Hypoteesia tukee myös se, että arvon MExx ja arvon TE05 perusteella laskettu absoluuttinen kosteus on jatkuvasti myymälän sisäilman absoluuttisen kosteuden arvoa suurempi. Tällainen tilanne vaatisi, että poistoilalaitteiden välittömässä läheisyydessä olisi suuri kosteuskuorma, joka ei vaikuttaisi kuitenkaan sisäilma-antureihin. Tällaista kosteuskuormaa ei kuitenkaan saatujen tietojen mukaan ole, joten poistoilmakanavan anturin antama lukema on mitä todennäköisimmin virheellinen. Näiden huomioiden pohjalta on tehty johtopäätös, että MExx on oltava anturin ME03 arvo. Kosteusarvoa ME01 tarkasteltaessa huomataan, että suhteellinen ilmankosteus käyttäytyy syklisesti arvon ollessa suurimmillaan yöaikaan ja matalimmillaan päivällä. Tarkasteltaessa ilmankosteutta muunnettuna absoluuttiseksi ilmankosteudeksi huomataan, että selkeää syklisyyttä ei enää ole havaittavissa, vaan tuloilman kosteus ennen kuivauspatteria vaihtelee mielivaltaisesti ja suhteellisen nopeasti. Näin ollen suhteellisen kosteuden vuorokausittainen vaihtelu on selitettävissä vuorokautisella lämpötilan vaihtelulla. Verrattaessa anturin ME01 antamaa kosteuskokemaa Ilmatieteenlaitoksen säädätään kohdetta lähimpänä sijaitsevan mittausaseman mittauspisteessä (Tapiola) [31] huomataan, että ilmankosteus on pisteessä ME01 ulkoilman kosteutta suurempi. Tämä johtuu joko siitä, että hygroskooppinen lämmöntalteenotto laite siirtää kosteutta poistoilmasta tuloilmaan tai siitä, että Tapiolan mittauspisteen kosteusarvo poikkeaa myymälän ulkoilman kosteudesta. Koska varmaa kosteusdataa ei myymälän ulkopuolisesta ilmasta ole saatavilla, jätetään LTO:n kosteuden-

Taulukko 6.1: Ilmanvaihtokoneen jäähdytyspatterin teho.

	keskiarvo	maksimi
	[kW]	[kW]
latentti	11,22	66,02
tuntuva	7,57	28,28
yhteisteho	18,68	72,44

siirto ominaisuuksien tarkastelu tämän työn ulkopuolelle. Kosteus pisteessä ME03 on pisteen ME01 kosteutta alempana lähes koko tarkastelujakson ajan muutamaa poikkeusta lukuunottamatta. Tilanne jossa kosteus on pisteessä ME03 korkeampi kuin pisteessä ME01 on mahdoton, sillä järjestelmässä ei ole ilmankostutustoimintoa. Tällaisia tilanteita on kuitenkin niin vähän ja ne ovat niin lyhytkestoisia, että ne johtuvat todennäköisesti mittausten vertailukelpoiseksi saattamista varten tehdystä aikaleimojen siirrosta lähimpään viiteentoista minuuttiin, joten tällaiset pisteet jätetään huomiotta. Vertailtaessa kosteusmittauksia pisteissä ME03 ja ME04 huomataan, että myymälätilan kosteus ME04 on suurimman osan ajasta pienempi kuin sisäänpuhallusilman kosteus ME03. Kosteuskäyrät seuraavat toisiaan, mutta erityisesti kosteuden kasvaessa pisteessä ME03 nopeasti on myymälän sisäilman kosteuden nousu huomattavasti maltillisempaa. Tämä selittyy todennäköisimmin myymälän suurella ilmatilalla ja kylmäkalusteiden kuivausvaikutuksella, joka aiemmin esitettyjen tutkimusten mukaan kasvaa ilmankosteuden lisääntyessä. Ajoittain sisäilman kosteus ME04 kuitenkin pysyttelee pitkiäkin aikoja sisäänpuhallusilman ME03 arvoa korkeammalla, jonka voidaan olettaa johtuvan myymälätilan tilavuuden tasoittavalla vaikutuksella sekä myymälätilan sisäisillä kosteuskuormilla. Ajanhetket jolloin sisäilman kosteus on sisäänpuhallusilmaa kostempaa osuvat pääosin tilanteisiin, jolloin kosteus on molemmissa mittauspisteissä on matalalla. Tämä on linjassa aiempien tutkimusten kanssa, joiden mukaan kylmlaitteiden kuivausvaikutus tehostuu kosteuden kasvaessa. Todennäköisesti myymälässä on siis tasainen asiakkaista ja tuotteiden soluhengityksestä aiheutuva kosteuskuorma, jota kylmlaitteet eivät pysty täysin poistamaan.

Ilmanvaihtokoneen jäähdytyspatterin teho voidaan laskea käyttäen lämpötilamittauksia pisteissä TE11 ja TE12, kosteusmittauksia pisteissä ME01 ja ME03 sekä puhaltimen FIE01 puhallusnopeutta. Sijoittamalla mittausarvot yhtälöihin (2.6) ja (2.7) saadaan laskettua taulukossa 6.1 esitetyt tulokset. LVI-kojeluettelon mukaan jäähdytyspatterin mitoitusteho on 134 kW, joten tuloksia voidaan pitää uskottavina.

Jäähdytyspatterin asetusarvoista ei saatu tietoa automaatiojärjestelmästä. Myöskään mittausdatan perusteella ei pystytty päättämään milloin jäähdytystoimisto käynnistyy. Mittausdatasta kuitenkin käy selvästi ilmi, että jäähdytyspatteria ajetaan vakioteholla sen ollessa päällä, sillä lämpötila pisteessä TE12 pysytellee tasaisesti 12 °C ja 13 °C

välillä.

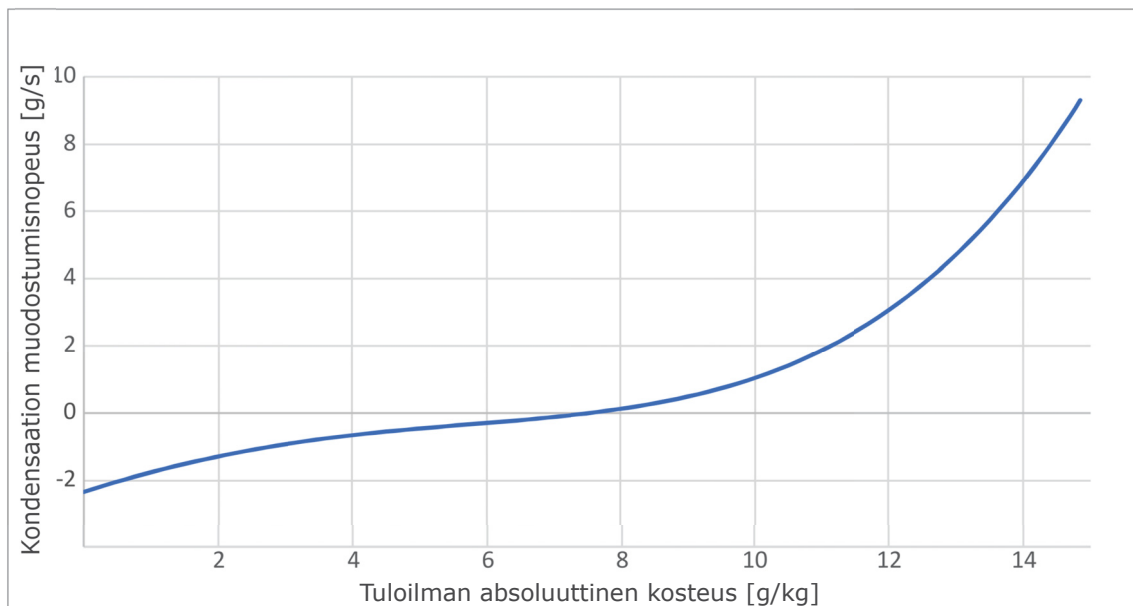
6.3 Mittausdatasta johdetut yhtälöt

Mittauksetulosten perusteella määritettiin kaksi funktiota, jotka kuvaavat kylmäkalusteiden kuivausvaikutusta. Käytännössä funktiot kertovat kylmäkalusteessa syntyvän kondenssin muodostumisnopeuden. Määritetyt funktiot kondenssin muodostumisnopeudelle ovat tämän työn tapauksessa parhaimmillaankin vain suurpiirteinen arvio johtuen käytettävissä olevan datan rajallisuudesta. Laboratorio-olosuhteissa tehdyissä mittauksissa voidaan pitää olosuhteita vakiona kokeen ajan, mitata muodostuneen kondenssin määrä ja toistaa koe eri olosuhteissa, kun taas tämän työn kaltaisessa todelliseen tilanteeseen perustuvassa mittauksessa olosuhteet vaihtelevat jatkuvasti. Epävarmuutta tuloksissa aiheuttaa lisäksi se, ettei kondenssin muodostumisnopeutta ja määrää päästy mittaamaan suoraan, vaan kondenssin muodostumisnopeus on laskettu sisäänpuhallusilman ja myymälän sisäilman absoluuttisten kosteuksien erotuksena kerrottuna tuloilmapuhaltimen massavirralla. Tämä on ongelmallista myymälän suuren ilmatilavuuden ja myymälän sisäisten kosteuskuormien vuoksi. Lisäksi ilma pääsee vaihtumaan ovien ja aukkojen kautta, joka lisää osaltaan mittauksetulosten epäluotettavuutta. Todelliseen tilanteeseen perustuva tarkastelu on kuitenkin arvokasta, sillä laboratorio-olosuhteissa ei voida ottaa kaikkea huomioon. Siksi tässä työssä tarkastellaankin luotujen funktioiden lisäksi laboratorio-mittausten perusteella luodun funktion toimintaa verrattuna todelliseen tilanteeseen.

Kondensaation muodostumisnopeuden funktioita muodostettiin kaksi: toinen sisäänpuhallusilman absoluuttisen kosteuden funktiona ja toinen sisäänpuhallusilman lämpötilan ja suhteellisen kosteuden funktiona. Absoluuttisen kosteuden funktio muodostettiin luomalla Excelin scatter plot- työkalun avulla kuvaaja tuloilman absoluuttisen kosteuden ja kondenssin muodostumisnopeuden mittauspisteistä ja sovittamalla pisteisiin käyrä käyttäen Excelin sovitus työkalua. Parhaimpaan tulokseen päästiin käyttämällä neljännen asteen yhtälöä, jolloin kondensaation muodostumisnopeudeksi sisäänpuhallusilman absoluuttisen kosteuden funktiona saatiin:

$$\dot{V}_{kond}(x) = 0,0003666x^4 - 0,00084x^3 - 0,059127x^2 + 0,646606x - 2,33740 \quad (6.2)$$

Kondensaation muodostumisnopeus sisäänpuhallusilman suhteellisen kosteuden ja lämpötilan funktiona laskettiin tuomalla mittauspistejoukot MATLABiin vektoreina ja sovittamalla yhtälö käyttäen MATLABin fit-toimintoa käyttäen asetusta poly33, jolloin molemmat muuttujat ovat kolmatta astetta. Muodostettu funktio on:

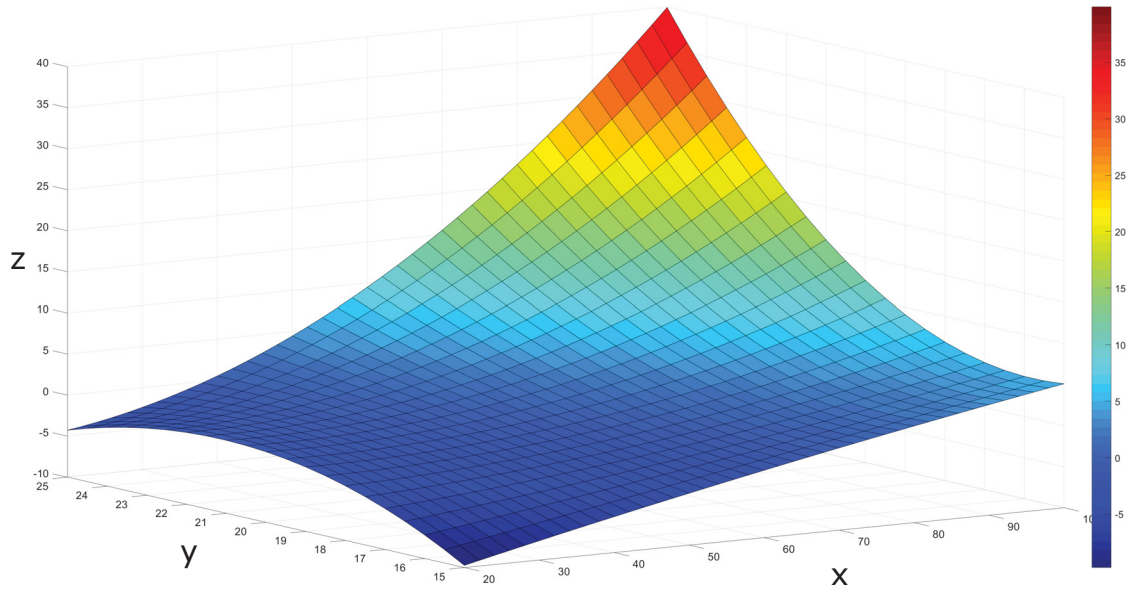


Kuva 6.1: Kondensaation muodostumisnopeuden funktio tuloilman absoluuttisen kosteuden funktiona.

$$\begin{aligned} \dot{V}_{kond}(\phi, T) = & -180,2 + 3,672\phi + 17,56T - 0,008718\phi^2 - 0,3494\phi T \\ & - 0,4491T^2 + 3,713 * 10^{-7}\phi^3 + 5,55 * 10^{-4}\phi^2 T + 0,007987\phi T^2 + 0,001082T^3 \end{aligned} \quad (6.3)$$

Yhtälöiden kuvaajat on esitetty kuvissa 6.1 ja 6.2. Kuvaajista voidaan huomata, että molemmat funktiot alkavat kasvaa nopeasti tuloilman ilmakehän kosteuden kasvaessa. Koska funktioiden muodostamiseen käytetty tuloilman lämpötilan vaihteluväli on 15-24 °C ja tuloilman kosteuden vaihteluväli on 3,5-12,6 g/kg tai 22-96 % ei funktioita voida pitää luotettavina näiden välien ulkopuolella. Huomataan myös, että alhaisilla sisäpuhallusilman arvoilla molemmat funktiot saavat negatiivisia arvoja, eli sellaisenaan käytettynä funktiot toimisivat kosteuskuormien tapaan tuloilman kosteuden lasiessa riittävän alas. Käyttäytyminen on linjassa aiemmin mittausdatasta tehdyn havainnon kanssa, eikä vaikuta funktion käyttökelpoisuuteen kunhan, ominaisuus vain otetaan funktiota käytettäessä huomioon.

Funktioita on muodostettu koko tarkasteltavan kaupan kylmälaitteistolle, eikä niistä näin ollen voida erottaa avointen ja ovitetun kylmäkalusteiden osuutta. Yksinkertaisin tapa saada funktioista yleispäteviä on muodostaa kustakin funktiosta kaksi erillistä funktiota, joista toinen laskee avointen kylmäkalusteiden ja toinen ovitetujen kylmäkalusteiden kondensaation muodostumisnopeuden. Ovitetun kalusteen kuivausvaikutus on 10 % avoimen kalusteen kuivausvaikutuksesta [1], jolloin kertomalla konden-



Kuva 6.2: Kondensaation muodostumisnopeuden funktio tuloilman suhteellisen kosteuden ja lämpötilan funktiona. X-akselilla tuloilman suhteellinen kosteus [%], y-akselilla tuloilman lämpötila [°C] ja z-akselilla kondensaation muodostumisnopeus [g/s]

saatiofunktio ovitetun kalusteen tapauksessa kertoimella 1/11 ja avoimen kalusteen tapauksessa kertoimella 1/1,1 saadaan erilliset kuivausfunktiot ovitetuille ja avoimille kalusteille. Muodostetut funktiot tulee myös jakaa kalusteiden metrimäärillä, jotta ne saadaan helposti käytettävään muotoon myös muissa kohteissa. Muodostetut kuivausfunktiot absoluuttisella kosteudella laskettuna ovat:

$$\dot{V}_{kond,avoin}(x, l_{avoin}) = \frac{1}{45} \frac{1}{1,1} l_{avoin} \dot{V}_{kond}(x) \quad (6.4)$$

$$\dot{V}_{kond,ovi}(x, l_{ovi}) = \frac{1}{76,1} \frac{1}{11} l_{ovi} \dot{V}_{kond}(x) \quad (6.5)$$

ja suhteellisen kosteuden ja lämpötilan funktiona laskettuna:

$$\dot{V}_{kond,avoin}(\phi, T, l_{avoin}) = \frac{1}{45} \frac{1}{1,1} l_{avoin} \dot{V}_{kond}(\phi, T) \quad (6.6)$$

$$\dot{V}_{kond,ovi}(\phi, T, l_{ovi}) = \frac{1}{76,1} \frac{1}{11} l_{ovi} \dot{V}_{kond}(\phi, T) \quad (6.7)$$

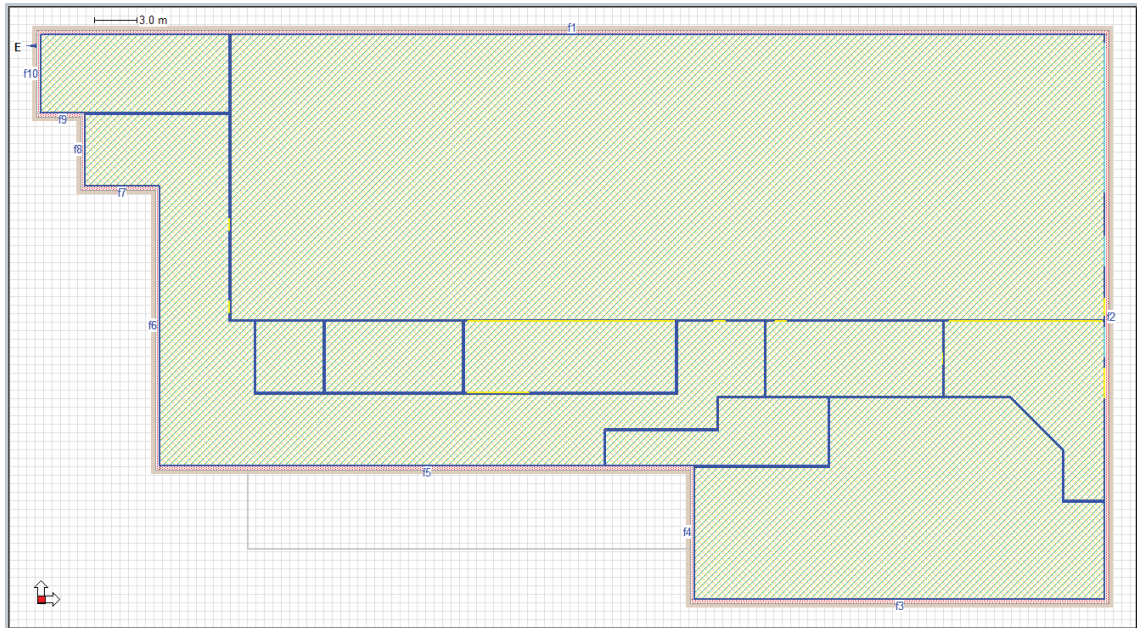
joissa l on kylmäkalusteen leveys [m].

Liitteessä 1 on esitetty mittauspisteet joiden perusteella kondensaation muodostumisnopeus absoluuttisen kosteuden funktiona on muodostettu, sekä itse funktio sovitettuna mittauspisteiden päälle. Suhteellisen kostuden ja lämpötilan funktiona muodostetun funktion asettumista mittauspisteisiin nähden ei koettu järkeväksi esittää, sillä kuvaajan ja mittauspisteiden esittäminen mielekkäästi paperilla on mahdotonta.

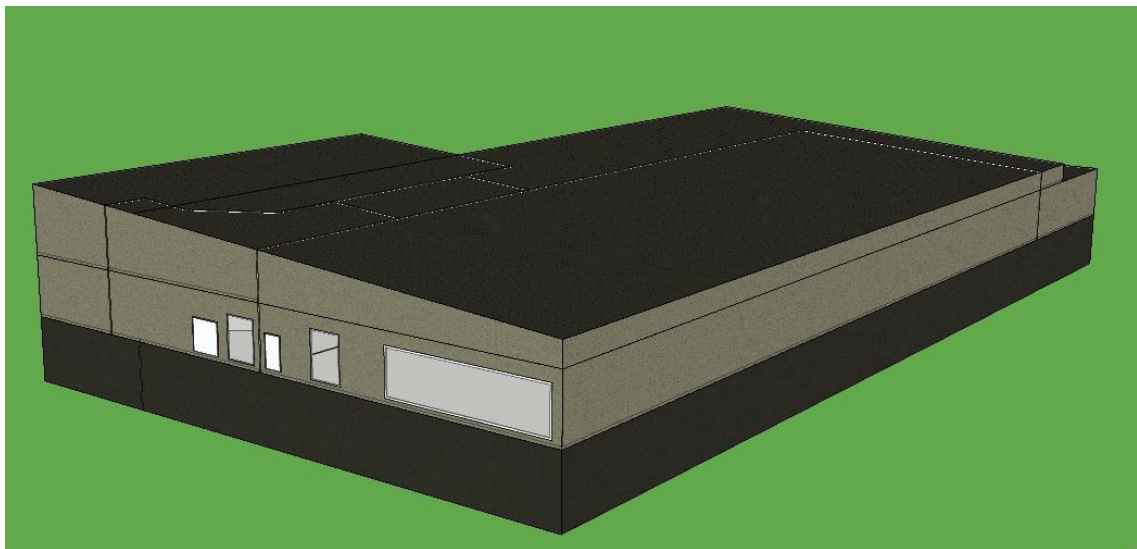
7. SIMULOINTIMALLI

Rakennuksesta luotiin IFC-malli arkkitehtisuunnitelman pohjalta käyttäen MagiCAD Room -ohjelmaa. Luotu IFC-malli tuotiin IDA ICE -simulointimalliin ja sen pohjalta luotiin lopullinen simuloinnissa käytettävä geometria. Malli on geometrisesti tarkka, mutta rakenteiden materiaalit on oletettu olevan D3 mukaiset puutteellisten lähtötietojen vuoksi. Rakennus on kuitenkin melko uusi, joten voidaan varmuudella sanoa, että rakenteet ovat vähintään määräysten mukaiset ja näin ollen virheen suuruus pysyy hyväksyttävällä tasolla. Lisäksi ikkunapinta-alaa on myymälässä vain vähän, joten mahdollisten erikoislasien merkitys jää vähäiseksi. Kuvassa 7.1 on esitetty myymäläkerroksen pohjapiirros IDA ICE -ohjelmassa. Myös kellarikerroksen sosiaalitilat ja parkkihalli sekä toisen kerroksen IV-konehuone on mallinnettu. Yleiskuva mallin geometriasta on esitetty kuvassa 7.2.

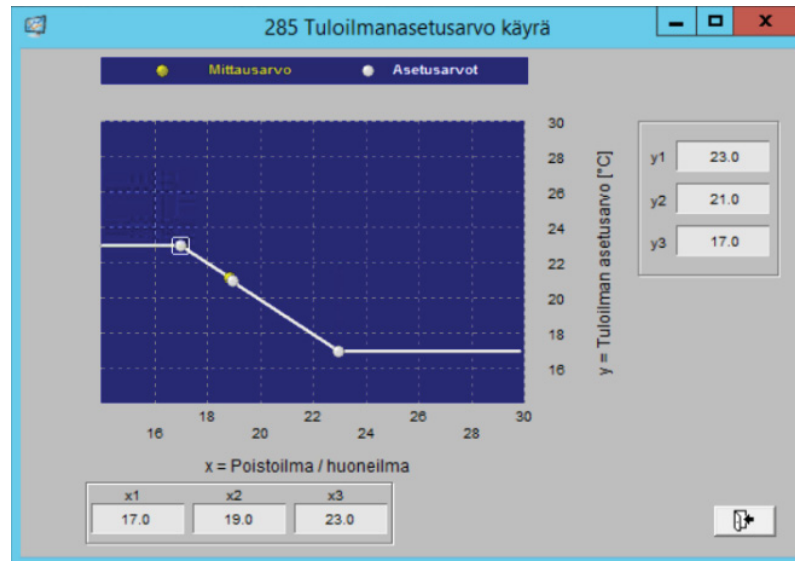
Myymälän ilmanvaihto on mallinnettu käyttämällä kahta ilmanvaihtokonetta, joista toinen mallintaa myymälätilaa palvelevaa ilmanvaihtokonetta ja toinen kone mallintaa rakennuksen muiden tilojen ilmanvaihtoa. Myymälätilaa palveleva ilmanvaihtokone on mallinnettu mahdollisimman tarkasti käyttäen samaa lämmitys- ja jäähdytyspatterikonfiguraatiota kuin todellisessakin ilmanvaihtokoneessa ja käyttäen samoja asetusarvoja kuin todellisessakin koneessa. Tuloilman lämpötilat on mallinnettu saatavissa olleiden asetusarvojen ja mittausdatasta pääteltyjen asetusarvojen perusteella. Esilämmityspatterin ohjausfunktio on sama kuin todellisessa myymälässä. Ohjausfunktio on esitetty kuvassa 7.3. Samalla ohjausfunktiolla ohjataan myös lämmöntalteenottoa. Esilämmityspatterin jälkeen on jäähdytyspatteri joka on asetettu toimimaan siten, että ulkoilman lämpötilan ylittäessä lämpötilan 22 °C kytkeytyy jäähdytys päälle ja ulkoilman lämpötilan laskiessa alle 20 °C kytkeytyy jäähdytys pois päältä. Jäähdytyspatterin asetusarvot on asetettu mittaus tulosten perusteella, joista voidaan huomata, ettei myymälän sisänpuhalluslämpötila pääse nousemaan missään vaiheessa yli 22 °C. Jäähdytyspatterin pois ja päälle kytkeytymisen välillä käytetyn 2 °C eron tarkoituksena on pitää jäähdytyspatterin toiminta tasaisena. Jäähdytyspatteri on asetettu toimimaan siten, että se jäähdyttää tuloilman lämpötilaan 12 °C päällä ollessaan kuten oikeassakin tapauksessa. Mittaus tuloksista nähdään, että tuloilma on aina vähintään 18 °C, joten jälkilämmityspatteri on asetettu lämmittämään tuloilma lämpötilaan 18 °C.



Kuva 7.1: Simuloinnissa käytetyn IFC-mallin myymäläkerroksen pohjakuva IDA ICE -ohjelmassa nähtynä.



Kuva 7.2: Simuloinnissa käytetyn IFC-mallin yleiskuva IDA ICE -ohjelmassa esitettyinä



Kuva 7.3: Sisäänpuhallusilman (TE03) lämpötilan asetusarvo huoneilman (TE04) funktiona.

Myymälätilan sisäänpuhallusilmavirraksi on asetettu koko simulointijaksolle $1,4 \text{ m}^3/\text{s}$, sillä mittausdata osoittaa, ettei ilmanvaihtokonetta käytetä juurikaan täydellä teholla. Vastaavasti poistoilmavirta on puolet todellisen ilmanvaihtokoneen mitoitusilmavirrasta eli $0,912 \text{ m}^3/\text{s}$. Tulo- ja poistoilmavirran erotus käytetään siirtoilmana pullohuoneessa ja myymälän takatilassa.

Myymälän sisäiset kuormat on tarkemman tiedon puutteessa laskettu käyttäen rakennusmääräyskokoelmassa määriteltäviä arvoja: valaistukselle $19 \text{ W}/\text{m}^2$, kuluttajalaitteille $1 \text{ W}/\text{m}^2$ ja ihmisille $2 \text{ W}/\text{m}^2$ [32]. Ihmisten tuottama kosteuskuorma on asetettu Erkki Karjalaisen määrittämää kuivausfunktioita käytettäessä arvoon $0,88 \text{ g}/\text{s}$, joka perustuu arvioon ihmisen tuottamasta kosteudesta $90 \text{ g}/\text{h}$ ja myymälän keskimääräiseen ihmistiheyteen $0,028 \text{ henkilö}/\text{m}^2$ [32]. Mittaustulosten perusteella määritetyt kuivausfunktiot ottavat myymälän sisäiset kosteuskuormat automaattisesti huomioon, joten niissä ei ihmisten aiheuttamia kosteuskuormia ole erikseen lisätty.

Kylmälaitteet on mallinnettu käyttäen taulukossa 5.1 ilmoitettuja mitoitus sähkötehoja ja olettamalla kylmäkalusteiden kylmäkertoimeksi 3. Mitoitus sähkötehon ja kylmäkertoimen perusteella saadaan yhtälön (2.16) perusteella laskettua kylmäkalusteen kylmäteho. Kylmälaitteet eivät kuitenkaan käy jatkuvasti samalla teholla, vaan halutun lämpötilan ylläpitämisen vaatima teho vaihtelee muualla myymälätalassa vallitsevien olosuhteiden mukaan. Olosuhteiden määrittämä kalusteiden vaatima kylmäteho on simulointimallissa laskettu käyttäen Erkki Karjalaisen diplomityössään luomia yhtälöitä ovellisen ja avoimen kylmäkalusteen suhteelliselle tehontarpeelle [5]. Karjalainen määrittäi yhtälöt Norpe Suomi Oy:ltä saatujen tehontarvekuvaajien perusteella. Diplo-

mityössä esitetty yhtälö avoimen kalusteen tehontarpeelle on kuitenkin väärin. Tässä työssä on käytetty Karjalaisen diplomityössään esittämien arvojen perusteella uudelleen laskettua yhtälöä avoimelle kalusteelle. Yhtälöt suhteelliselle tehontarpeelle ovat:

$$X_{ovellinen} = 79,5 + (-0,0001\phi^2 + 0,0212\phi + 0,8626)(T - (12 + 0,4(60 - \phi))) \quad (7.1)$$

$$X_{avoin} = -0,01362\phi^2 + 0,71619\phi - 15,0857 + T(0,001024\phi^2 + 3,0514 - 0,03024\phi) \quad (7.2)$$

Suhteellisen tehontarpeen yhtälöiden ja mitoitus-tehon perusteella simulointimalli laskee myymälätilaa jäähdyttävän jäähdytystehon. Käytännössä suhteellinen tehontarve on teho, jolla kylmäkaluste jäähdyttää huonetilaa; täydellisesti eristetyssä kylmäkalusteessa kylmätehontarve olisi 0 W. Myymälätilan ilman lämpötilamuutos saadaan laskettua tehon, ilmavirran ja ominaislämpökapasiteetin avulla:

$$\Delta T = \frac{XP_{mit}}{\dot{m}_i c_{p,i}} \quad (7.3)$$

jossa P on teho [W].

Jäähdytysteho koostuu latentista ja tuntuvasta osasta, joista vain tuntuva osa vaikuttaa myymälän lämpötilaan. Latenttia tehoa vastaava osuus tulee siis poistaa ilman lämpötilamuutoksesta:

$$\Delta T = \frac{XP_{mit}\dot{m}_i}{c_{p,i}} - \frac{P_{lauh}\dot{m}_i}{c_{p,i}} = \frac{\dot{m}_i}{c_{p,i}}(XP_{mit} - I\dot{m}_{kond}) \quad (7.4)$$

Lämpöpumpun toimintaperiaatteen mukaisesti lauhdutin vapauttaa jäähdytettävästä tilasta poistetun lämpötehon ja kompressoritehon summan verran lämpötehoa. Myymälässä on käytössä omakoneellinen järjestelmä, jossa avoimet kalusteet lauhdutetaan lauhdutuspiiriin ja ovelliset kalusteet lauhdutetaan myymälän sisäilmaan. Tässä diplomityössä on tehty oletus, että koko avointen kalusteiden lauhdutuslämpö saadaan siirrettyä lauhdutuspiiriin ja näin ollen ainoastaan ovelliset kalusteet lämmittävät myymälätilaa. Yksinkertaistuksen vuoksi kompressoritehon vaikutus on jätetty huomiotta, eli simulointimallissa höyrystymis- ja lauhdutuslämpö ovat yhtäsuuret. Näin ollen ovitettujen kalusteiden vaikutus myymälän sisäilman lämpötilaan saadaan las-

kettua kondensoituneen veden tiivistymislämmön perusteella:

$$\Delta T = \frac{P_{\text{tauh}} \dot{m}_i}{c_{p,i}} = \frac{I \dot{m}_{\text{kond}} \dot{l}_i}{c_{p,i}} \quad (7.5)$$

Ovitettujen kalusteiden vaikutus myymäläilmaan lasketaan siis yhtälön (7.5) mukaisesti ja avointen kalusteiden vaikutus yhtälön (7.4) mukaisesti.

Kylmälaitteiden kondenssin muodostuminen vaikuttaa siis myymälän sisäilman kosteuden ja kylmäkalusteiden energiankulutuksen lisäksi myös myymälän sisäilman lämpötilaan. Yhtälön luominen kondensoitumiselle ei ole helppoa ja simuloinnin päätaroituksena onkin vertailla Erkki Karjalaisen diplomityössään luomien yhtälöiden perusteella luodun simulaation tuloksia todellisiin mittaustuloksiin, sekä vertailla mittaustulosten perusteella luotujen kondensaatiofunktioiden pohjalta tehtyjen simulointien tuloksia mittaustuloksiin ja Karjalaisen kondensaatiofunktioilla tehdyn simuloinnin tuloksiin. Karjalainen määrittäi diplomityössään yhtälön muodostuvan kondenssin määrälle 2,43 m leveässä kylmälaitteessa 6 tunnin aikana suhteellisen ilmakeuuden ja lämpötilan funktiona Datta ym. tekemän tutkimuksen pohjalta [5]:

$$V_{\text{kond}}(\phi, T) = 2 + (\phi - 30)(0,116667 \text{ l/\%} - 0,0056 \text{ l/\%}^\circ\text{C} (T - 13)) \\ + (T - 13)(0,44444 \text{ l/}^\circ\text{C} - 0,0056 \text{ l/\%}^\circ\text{C} (\phi - 30)) \quad (7.6)$$

josta saadaan yhtälö kondenssin muodostumiselle sekunnissa hyllymetriä kohden:

$$\dot{V}_{\text{kond}}(\phi, T, m_{\text{hylly}}) = \frac{V_{\text{kond}}}{6 * 3600 \text{ s} * 2,43 \text{ m}} \quad (7.7)$$

Yhtälö on vielä kerrottava kertoimella 0,1 laskettaessa kondenssin muodostumisnopeutta ovitetuille kalusteille.

Erkki Karjalaisen luomien funktioiden mukaan toimiva simulointimalli käyttää siis funktioita (7.7), (7.1) ja (7.2).

Tätä diplomityötä varten luotuja kondensaation muodostumisnopeuden funktioita käytettäessä tarvitsee muuttaa ainoastaan itse kondensaatiofunktio ja lämpötila sekä suhteellinen tehontarve voidaan laskea käyttäen samoja funktioita kuin Karjalaisen kondenssifunktioita käytettäessä. Näin ollen simulaatiomalliin syötetään funktiot (6.4) ja (6.5) simuloitaessa kondensaation muodostumisnopeutta sisäänpuhallusilman absoluuttisen kosteuden funktiona ja funktiot (6.6) ja (6.7) simuloitaessa kondensaation

muodotustumisnopeutta sissäänpuhallusilman suhteellisen kosteuden ja lämpötilan funktiona. Johtuen funktioiden (6.4), (6.5), (6.6) ja (6.7) käyttäytymisestä pienillä kosteuden arvoilla joudutaan simulointitiedostoon lisäämään ominaisuus, joka varmistaa, että funktiot eivät pääse negatiiviseksi ja ala siten kasvataa sisäilman kosteusarvoa. Tämän työn simuloinnissa negatiiviset funktion arvot on poistettu käytöstä ohjausfunktion avulla, joka ei päästä kuivausfunktion arvoa alle nollan.

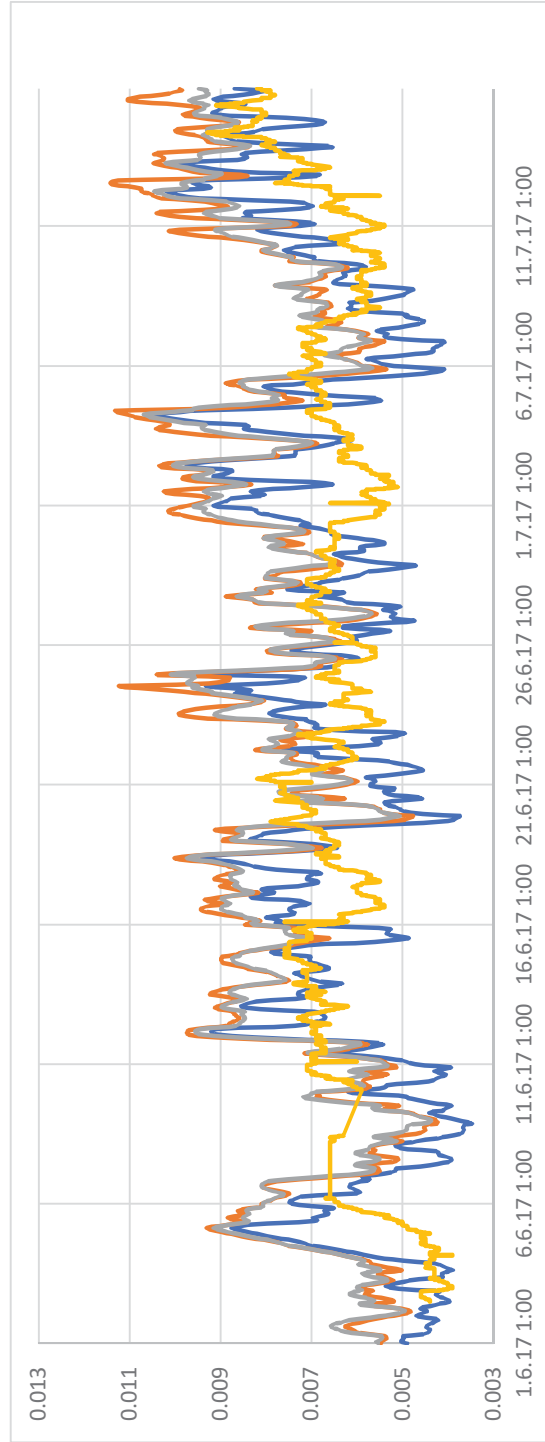
8. SIMULOINTITULOSTEN ESITTELY JA JOHTOPÄÄTÖKSET

Työn pääasiallinen tarkoitus oli tuottaa vaihtoehtoinen funktio kondensaation muodostumisnopeudelle ja vertailla ennestään olemassa olevan funktion toimintaa todelliseen tilanteeseen. Aiemmin tässä työssä on esitelty funktioiden muodostaminen sekä esitelty itse funktiot. Tässä luvussa tarkastellaan simulaatioiden toimintaa sekä vertaillaan simulaatioiden tuottamia tuloksia käytettävissä olleeseen mittausdataan.

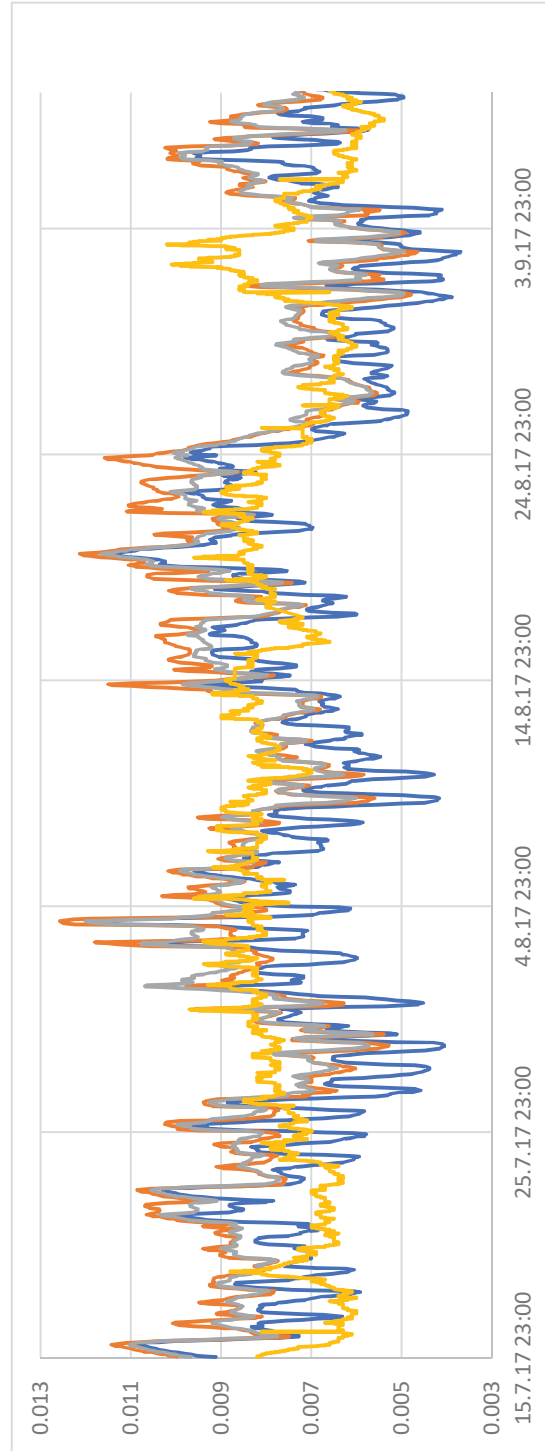
8.1 Simulointitulokset

Simulointitulokset on esitetty kuvissa 8.1 ja 8.2. Simulointitulosten esittely päätettiin rajata koskemaan ainoastaan sisäilman kosteutta, sillä sisäilman kosteuden kuvaaja tiivistää hyvin tutkimuksen kohteena olleen kuivausvaikutuksen, eikä olisi mielekasta esittää kuvaajia jokaisesta muuttujasta. Kuvaajissa on esitetty myymälän sisäilman kosteus simulaatiossa ja todellisessa tilanteessa. Paremman luettavuuden saavuttamiseksi tarkastelujakso on jaettu kahteen osaan.

Kuvaajista huomataan, että kaikki simulointimallit antavat hieman erilaisia tuloksia, mutta kaikkien antamat tulokset ovat uskottavia ja pysyttelevät suhteellisen lähellä mitattuja arvoja sekä toisiaan. On mahdotonta sanoa mikä kuvaajista vastaa parhaiten todellisuutta, sillä simulaatio käyttää ilmatieteenlaitoksen vertailuvuoden säätietoja, kun taas käytetty mittausdata on kesältä 2017, joten ulkoilman lämpötila ja kosteus eroavat toisistaan. Kuvaajissa esitetty mittaustuloksiin perustuva käyrä onkin esitetty vain jotta saadaan käsitys todellisesta sisäilman kosteuden suuruusluokasta. Funktioiden keskinäisessä vertailussa huomataan, että funktiot antavat melko samoja tuloksia ja erot korostuvat kosteuspiikkien kohdalla. Funktio (7.7) heittelee selkeästi eniten funktioiden (6.2) ja (6.3) antaessa tasaisempia ja melko yhtäläisiä arvoja. Funktioiden (6.2) ja (6.3) samankaltaisuus onkin odotettavissa, sillä ne on koottu käyttäen samoja mittaustuloksia. Samankaltaisuutta voidaan lisäksi pitää osoituksena onnistuneista funktioista.



Kuva 8.1: Funktioiden (7.7), (6.3) ja (6.2) mukaan laskettu myymälän sisäilman absoluuttinen kosteus sekä absoluuttisen kosteuden mittaustulos [g/kg]. Funktio (7.7) sinisellä, funktio (6.3) harmaalla, funktio (6.2) oranssilla ja mittaustulos keltaisella.



Kuva 8.2: Funktioiden (7.7), (6.3) ja (6.2) mukaan laskettu myymälän sisäilman absoluuttinen kosteus sekä absoluuttisen kosteuden mittaustulos [g/kg]. Funktio (7.7) sinisellä, funktio (6.3) harmaalla, funktio (6.2) oranssilla ja mittaustulos keltaisella.

8.2 Kehityskohteet

Selkeästi suurimpana epätarkkuutta aiheuttavana tekijänä työssä oli kondenssin muodostumisen mittauksen epävarmuus. Tutkimuksesta oltaisiin saatu huomattavasti tarkempi, mikäli kondenssiveden muodostumista oltaisiin päästy mittaamaan suoraan kylmälaitteista. Todellisen kondenssin muodostumisen mittauksella oltaisiin lisäksi voitu vertailla kondensaation muodostumisnopeuden vaikutusta myymälän sisäilman kosteuteen ja saada näin kuva myymälän sisäisestä kosteuskuormista. Kondensoituneen veden mittaaminen suoraan kylmäkalusteista olisi kuitenkin vaatinut merkittävästi monimutkaisempaa mittausjärjestelmää, sillä kondensaatioveden keräämistä varten olisi pitänyt kehittää oma järjestelmänsä, joka olisi saattanut vaatia kylmälaitteen modifioimista. Kondensaation muodostumisnopeuden tarkkailusta tekee osaltaan vaikeaa sekin, että kondensoituva vesi jäätyy lämmönsiirtimen pinnalle, jolloin reaaliaikainen kondenssin muodostumisen seuraaminen onnistuisi käytännössä ainoastaan asentamalla vaaka lämmönsiirtimeen, joka olisi käytössä olevassa myymälässä hyvin vaikeaa ellei peräti mahdotonta. Realistisemmin saavutettavissa oleva työn tarkkuutta paranta tekijä olisi ollut poistoilman kosteusmittauksen käyttö. Poistoilman kosteuden avulla oltaisiin voitu tarkastella ilmankosteuden muutosta useamman pisteen välillä ja näin ollen saada parempi käsitys ilmankosteuden todellisesta muutoksesta. Tiedolla kylmäkalusteiden reaaliaikaisesta tehonkulutuksesta oltaisiin saatu vertailukohtaa kuivausvaikutuksen uskottavuuteen, sillä kylmäkalusteiden tehonkulutuksen kasvaessa uusien tuotteiden täytön ulkopuolella myös kondensaationopeus mitä todennäköisimmin kasvaa. Myös luotettavat ulkoilmamittaukset olisivat helpottaneet simulointitulosten vertailua todelliseen tilanteeseen.

8.3 Johtopäätökset

Työ osoittaa, että myymälän kylmäkalusteiden kuivausvaikutusta voidaan simuloida uskottavasti ja että kylmäkalusteiden kondensaation muodostumisesta saadaan ainakin kohtalaisen tarkka kuva vertaamalla sisäänpuhallusilman kosteutta myymälän sisäilman kosteuteen. Samalla työ kuitenkin osoittaa, että tarkan mallin luominen on haastavaa ja että todellisessa tapauksessa esiintyvät muuttuvat tekijät kuten ihmisten ja tuotteiden kosteuskuormat tuovat merkittäviä haasteita tarkan kosteussimuloinnin tekemiseen. Tarkan mallin luominen vaatisi laboratorio-olosuhteita, joissa voitaisiin varmistua vallitsevista kosteusoloista ja tehdä tarkkoja mittauksia kondensaation muodostumisnopeudesta. Mahdollisen laboratoriossa kehitettävän mallin luomisessa pitäisi kuitenkin ottaa useita eri tekijöitä huomioon, jotta mallista vastaisi mahdollisimman hyvin todellista tilannetta. Tällaisia huomioitavia seikkoja on esimerkiksi jatkuvasti vaihtuva tuotemäärä ja ovitettujen kalusteiden ovien availu. Toisaalta tätä työtä

vastaavalla tavalla voitaisiin saada aikaan tarkempi tai ainakin paremmin todennettavissa oleva malli huolehtimalla, että kaikki tarvittavat mittauspisteet olisivat käytettävissä. Pelkästään ulkoilmamittausten ja poistoilmakanavasta tehtyjen mittausten avulla saavutettaisiin huomattavia etuja tähän työhön nähden. Parhaimpaan mahdolliseen lopputulokseen todennäköisesti päästäisiin luomalla funktio laboratorio-olosuhteissa ja testaamalla sitä todellisen myymälän tapauksessa, jonka jälkeen funktiota voitaisiin muokata mikäli testijakson tulokset poikkeaisivat liikaa funktion antamasta tuloksesta.

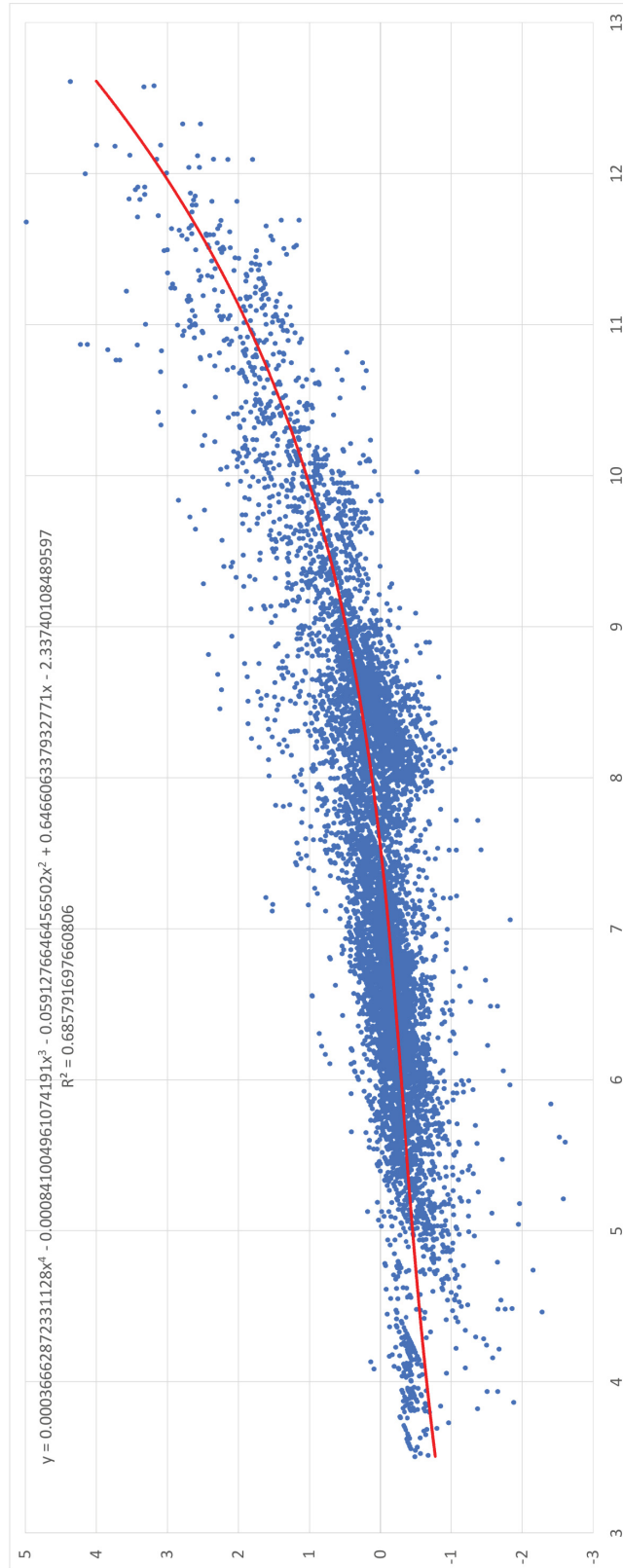
LÄHTEET

- [1] R. T. Faramarzi, B. A. Coburn ja R. Sarhadian. "Performance and energy impact of installing glass doors on an open vertical deli/dairy display case". *ASHRAE Transactions* 108 (2002), s. 673.
- [2] S. A. Tassou, D. Datta ja D. Marriott. "Frost formation and defrost control parameters for open multideck refrigerated food display cabinets". *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers* 215.2 (2001), s. 213.
- [3] D. Datta, S. Tassou ja D. Marriott. "Frost prediction on evaporator coils of supermarket display cabinets using artificial neural networks" (1997).
- [4] D. Datta, A. Tassou Savvas ja D. Marriott. "Experimental Investigations into frost formation on display cabinet evaporators in order to implement defrost on demand" (1998).
- [5] E. Karjalainen. "Päivittäistavarakaupan kylmäjärjestelmän mallinnus liikerakennusten energialaskennassa". Tutkielma. Aalto-yliopisto, syyskuu 2015.
- [6] D. Garanin. *Statistical Thermodynamics - Fall 2009*. 2009.
- [7] M. C. Potter ja C. W. Sommerton. *Schaum's Outline of Thermodynamics for Engineers*. 3rd. McGraw-Hill Education, 2014.
- [8] B. R. Web. *Energy, Enthalpy, and the First Law of Thermodynamics*. URL: <http://chemed.chem.purdue.edu/genchem/topicreview/bp/ch21/chemical.php> (viitattu 10.01.2018).
- [9] K. Keskinen. *Kemian laitetekniikan taulukoita ja piirroksia*. Otatieto/Gaudeamus Helsinki university press, 2009.
- [10] C. L. Yaws. *Thermophysical Properties of Chemicals and Hydrocarbons*. William Andrew Publishing, 2009.
- [11] M. Lampinen, M. E. H. Assad ja E. F. Curd. "4 - Physical fundamentals". Teoksessa: *Industrial Ventilation Design Guidebook*. Toim. H. Goodfellow ja E. Tähti. Academic Press, 2001, s. 41–171. ISBN: 978-0-12-289676-7.
- [12] A. Aittomäki. *Kylmätekniikka*. 4th. Suomen kylmäyhdistys, 2012.
- [13] E. Sandberg. "Ilmankäsittelyprosessit ja koneiden mitoitus". Teoksessa: *Ilmastointilaitoksen mitoitus. Ilmastointitekniikka osa 2*. Toim. E. Sandberg. Talotekniikka-Julkaisut Oy, 2014. Luku 4, s. 123–194.
- [14] E. Sandberg. "Kosteus ilmassa". Teoksessa: *Sisäilmasto ja ilmastointijärjestelmät. Ilmastointitekniikka osa 1*. Toim. E. Sandberg. Talotekniikka-Julkaisut Oy, 2014. Luku 3, s. 81–95.

- [15] E. Sandberg ja R. Hänninen. ”Johdanto”. Teoksessa: *Sisäilmasto ja ilmastointijärjestelmät. Ilmastointitekniikka osa 1*. Toim. E. Sandberg. Talotekniikka-Julkaisut Oy, 2014, s. 7–20.
- [16] O. Hänninen ja A. Asikainen. *Efficient reduction of indoor exposures - Health benefits from optimizing ventilation, filtration and indoor source controls*. THL, 2013.
- [17] M. Zhao, Y.-S. Kim ja J. Srebric. ”Occupant perceptions and a health outcome in retail stores”. *Building and Environment* 93 (2015), s. 385–394.
- [18] Ympäristöministeriö. *Rakennusten sisäilmasto ja ilmanvaihto Määräykset ja ohjeet 2012*.
https://www.finlex.fi/data/normit/37187/D2-2012_Suomi.pdf. 2011.
- [19] P. Mäkinen et al. ”Ilmastointikoneet ja -konehuoneet”. Teoksessa: *Sisäilmasto ja ilmastointijärjestelmät. Ilmastointitekniikka osa 1*. Toim. E. Sandberg. Talotekniikka-Julkaisut Oy, 2014. Luku 7, s. 155–212.
- [20] O. Seppänen. ”Ilmastointiprosessit”. Teoksessa: *Ilmastoinnin suunnittelu*. Toim. O. Seppänen. Talotekniikka-Julkaisut Oy, 2004. Luku 4, s. 83–97.
- [21] E. Kaappola. ”Ilmastoinnin jäähdytyksen kylmätekniikka”. Teoksessa: *Ilmastoinnin suunnittelu*. Toim. O. Seppänen. Talotekniikka-Julkaisut Oy, 2004. Luku 10, s. 211–244.
- [22] P. Mazzei, F. Minichiello ja D. Palma. ”HVAC dehumidification systems for thermal comfort: a critical review”. *Applied Thermal Engineering* 25.5 (2005), s. 677–707.
- [23] A. F. Mills. *Basic Heat and Mass Transfer*. 2nd. Prentice Halls, 1999.
- [24] T. Laine. ”Hypermarkettien lämmitys- ja jäähdytysjärjestelmien energiatehokkuus”. Tutkielma. Tampereen teknillinen yliopisto, toukokuu 2014.
- [25] P. Hakala ja E. Kaappola. *Kylmälaitoksen suunnittelu*. Opetushallitus, 2007. ISBN: 9789521322976.
- [26] F. W. Coiltech. *Lämmönsiirtimet*. 2017. URL: <http://resources.flaktwoods.com/Perfion/File.aspx?id=9cc00cc1-7e4d-45e9-b4bd-c089429151a0> (viitattu 04. 12. 2017).
- [27] J. Evans. *Are doors on fridges the best environmental solution for the retail sector?* 2014.
- [28] A. C. S. GmbH. 2015. URL: <http://www.aht.at/en/products/multideck-chillers/refrigerated-shelves/> (viitattu 04. 12. 2017).
- [29] A. C. S. GmbH. 2015. URL: <http://www.aht.at/en/products/supermarket/chest-coolers-freezers/> (viitattu 04. 12. 2017).

- [30] E. S.p.A. 2017. URL: http://catalogue.costan.com/product/refrigerated-cases-plug-in-cabinets/sound-top-energy_5.8383.6430.en (viitattu 04.12.2017).
- [31] Ilmatieteenlaitos. 2017. URL: <https://ilmatieteenlaitos.fi/avoin-data> (viitattu 04.12.2017).
- [32] Ympäristöministeriö. *Ympäristöministeriön asetus uuden rakennuksen energia-
tehokkuudesta*. 2017.

LIITE 1 MITTAUSPISTEET JA FUNKTIO,
SISÄÄNPUHALLUSILMAN ABSOLUUTTISEN
KOSTEUDEN PERUSTEELLA MUODOSTETTU
FUNKTIO



Kuva 3: Mittaustulokset ja niiden perusteella muodostettu kondensaation muodostumisnopeuden funktio. X-akselilla sisänpuhallusilman absoluuttinen kosteus [g_v/kg_d] ja y-akselilla kondensaation muodotusmisnopeus [kg_v/s]