



Harjoitusjäähallin ilmanvaihtokoneen LTO-järjestelmien vertailu

Julius Jaanto

OPINNÄYTETYÖ
Toukokuu 2023

Talotekniikan tutkinto-ohjelma
LVI-talotekniikka

TIIVISTELMÄ

Tampereen ammattikorkeakoulu
Talotekniikan tutkinto-ohjelma
LVI-talotekniikka

JAANTO, JULIUS:

Harjoitusjäähallin ilmanvaihtokoneen LTO-järjestelmien vertailu

Opinnäytetyö 42 sivua
Huhtikuu 2023

Harjoitusjäähallin sisäilman kosteuden hallinta on haastavaa, sillä sisäilmassa esiintyy paljon kosteutta. Yleisin tapa hallita kosteutta on kuivata ilmaa ilmanvaihdon avulla. Tuloilman kuivauksen energiatehokkuuteen vaikuttaa merkittävästi se, millaista lämmöntalteenottojärjestelmää käytetään.

Tämä opinnäytetyö käsittelee harjoitusjäähallin ilmanvaihdon LTO-järjestelmiä. Opinnäytetyössä vertaillaan ilmanvaihtokoneen vastavirta- ja roottorilämmönsiirintä keskenään sekä selvitetään, mikä LTO-ratkaisu on paras harjoitusjäähallin tarpeisiin. Lisäksi opinnäytetyössä tutustutaan sisäilman olosuhteiden laskentaan ja hallintaan. Opinnäytetyö on tehty harjoitusjäähallien suunnittelun tueksi A-Insinöörit Teollisuus- ja talotekniikka Oy:lle.

Menetelminä työssä on käytetty kirjallisuuskatsausta sekä vertailevaa laskentaa kahdessa eri mitoitustilanteessa. Kirjallisuuskatsauksessa käsitellään aihealueen yleistä teoriaa. Laskentaosiossa esitetään laskentamenetelmät sekä vertailun tulokset. Laskelmien esimerkkikohteena on käytetty vuonna 1996 valmistunutta harjoitusjäähallia.

Opinnäytetyössä saatujen tuloksien perusteella vanhemmassa harjoitusjäähallissa, jossa vuotoilmavirta on suurta ja kosteuskuormat ovat isot, ei roottorilämmöntalteenottojärjestelmä välttämättä ole toimiva. Roottorilämmöntalteenotolla varustettu ilmanvaihtokone ei pystynyt tuottamaan haluttua tuloilman olosuhdetta mitoitustilanteessa, jossa ulkolämpötila oli + 27 °C ja suhteellinen kosteus 55 %. Tämä johtui tarkastelussa kosteudesta, jonka lämmönsiirtokiekko siirsi poistoilmasta tuloilmaan. Tämän lisäksi roottorin kanssa jäähdytyspatteri joutuu toimimaan lähempänä jäätymisrajaa. Levylämmönsiirtimellä varustettu ilmanvaihtokone pystyi tuottamaan halutun tuloilman olosuhteen. Jos kuitenkin jäähallin vuotoilmavirta ja kosteuskuormat ovat pienet, voi roottorilämmöntalteenotolla varustettu ilmanvaihtokone olla hyvä ratkaisu harjoitushallin ilmanvaihtoon pienemmän tilantarpeen sekä paremman hyötysuhteen takia. Roottorilämmönsiirtimen sopivuus kuitenkin tulee varmistaa huolellisella suunnittelulla.

Asiasanat: lämmöntalteenotto, ilmanvaihto, harjoitusjäähalli

ABSTRACT

Tampereen ammattikorkeakoulu
Tampere University of Applied Sciences
Degree Programme in Building Services Engineering
HVAC Systems

JAANTO, JULIUS:

Comparison of Different Ventilation Heat Recovery Systems in Practice Ice Rink

Bachelor's thesis 42 pages

April 2023

Indoor air conditions are difficult to control in the practice ice rink as there is a lot of moisture in the indoor air. The most common method to control the moisture in the indoor air is to dry the air with the ventilation unit. The type of the ventilation heat recovery system has a remarkable role in the energy efficiency of the supply air drying.

The purpose of this Bachelor's thesis was to compare two different ventilation heat recovery systems, and to find out which one is better suited for the purposes of the practice ice rink. The compared systems are a counterflow heat exchanger and a rotary heat exchanger. This thesis was made for A-insinööri Oy to support the design of ventilation systems of practice ice rinks.

The thesis was conducted as a literature review, but also comparative calculations were executed. The literature review consists of general theory of the subject. The calculation methods and the results of the comparative indoor air condition calculations are presented in the calculation part. For the calculations, a real practice ice rink completed in year 1996 has been used as an example.

It was found out that older practice ice rinks, where the leakage air flow is high and the moisture loads are large, the rotary heat recovery system may not be functional. The rotary heat recovery ventilation machine was unable to produce the desired supply air condition at rated temperature of + 27 °C and relative humidity of 55 %. This was due to the moisture transferred from the extract air to the supply air. The counterflow heat exchanger ventilation machine was able to produce the desired condition for the supply air. If the leakage air flow and the moisture loads are small, the rotary heat recovery ventilation machine can be a good solution in the practice ice rink. However, the system functionality must be ensured by careful ventilation planning.

Key words: heat recovery, ventilation, practice ice rink

SISÄLLYS

1	JOHDANTO	5
2	HARJOITUSJÄÄHALLIN SISÄOLOSUHTEET	6
	2.1 Jäähallit.....	6
	2.2 Kosteus	6
	2.3 Lämpöolosuhteet.....	8
3	HARJOITUSJÄÄHALLIN ILMANVAIHTO	10
	3.1 Ilmanvaihdon periaate.....	10
	3.2 Ilmanvaihtokone	11
	3.3 Ilmanjako.....	12
	3.4 Ilmanvaihtokoneen LTO-ratkaisut	14
	3.4.1 Levylämmönsiirrin.....	14
	3.4.2 Regeneratiivinen lämmönsiirrin	15
	3.4.3 Nestekiertoiset lämmönsiirtimet.....	17
	3.5 Harjoitusjäähallin ilmankuivaus	17
	3.5.1 Kondenssikuivain.....	18
	3.5.2 Adsorptiokuivaus	18
4	ILMANVAIHTOKONEEN LTO-JÄRJESTELMIEN VERTAILU	20
	4.1 Vertailun olosuhteet	20
	4.2 Kuivaustarpeen laskenta.....	22
	4.3 Lämmitystarpeen laskenta	23
	4.4 LTO-järjestelmien vertailu	26
	4.5 Ensimmäisen vertailun tulokset.....	29
	4.6 Toisen vertailun tulokset	34
5	JOHTOPÄÄTÖKSET JA POHDINTA.....	39
	LÄHTEET.....	41

1 JOHDANTO

Opinnäytetyössä tutustutaan harjoitusjäähallien sisäilman olosuhteiden hallintaan sekä, selvitetään, mikä ilmanvaihtokoneen lämmöntalteenottojärjestelmä (LTO-järjestelmä) on sopivin harjoitusjäähallin tarpeisiin. Työssä vertaillaan kahta yleisintä lämmöntalteenoton järjestelmää keskenään ja selvittää järjestelmien välillä energiankulutuksen erot. Verrattavat järjestelmät ovat roottorilämmönsiirrin eli pyörivä lämmönsiirrin ja vastavirtalevylämmönsiirrin.

Harjoitusjäähalleissa sisäilman kosteus voi olla suurta ja kosteuden hallinta onkin iso osa sisäilman hallintaa. Roottorilämmönsiirtimessä saattaa tapahtua ei-toivottua kosteuden siirtymistä poistoilman ja tuloilman välillä, kun taas vastavirtalevylämmönsiirtimessä kosteutta ei pääse siirtymään. Tässä opinnäytetyössä selvitetään ja otetaan kantaa, onko roottorilämmönsiirtimessä kosteuden siirtymisellä merkitystä IV-järjestelmän energian kulutukseen ja aiheuttaako se ongelmia sisäilman hallintaan.

Opinnäytetyö toteutetaan kirjallisuuslähteitä käyttämällä sekä suorittamalla vertailevaa laskentaa LTO-järjestelmien välillä kahdessa eri mitoitustilanteessa. LTO-järjestelmien vertailuun käytetään Koja Future -mitoitushjelmaa. Laskelmien esimerkkitilanteena on käytetty 1996 valmistunutta harjoitusjäähallia. Opinnäytetyö tehdään A-insinöörit Teollisuus- ja talotekniikka Oy:lle tueksi jäähallien ilmanvaihdon suunnitteluun.

2 HARJOITUSJÄÄHALLIN SISÄOLOSUHTEET

2.1 Jäähallit

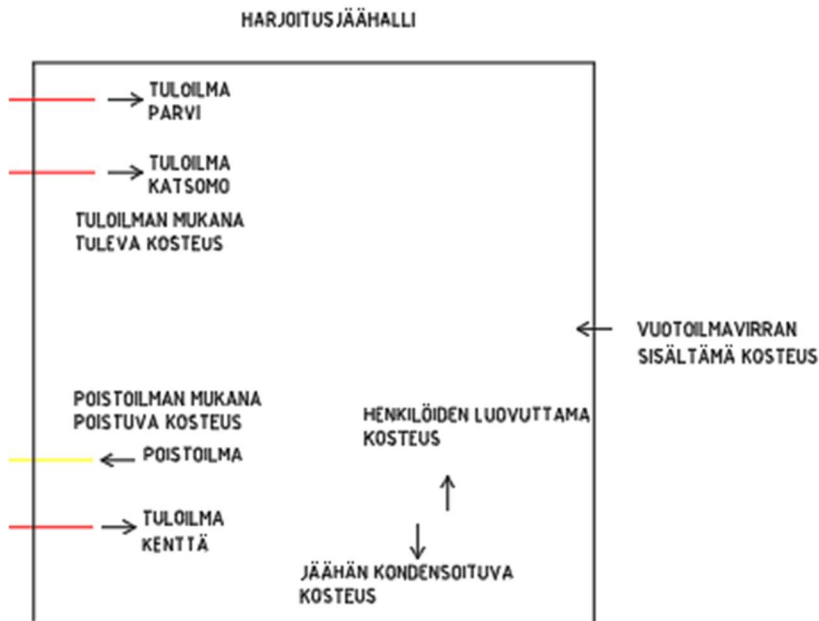
Jäähallit jaotellaan käytön ja jääpinta-alan mukaan neljään eri luokkaan: pienet ja keskikokoiset harjoitushallit, isot jääurheilukeskukset tai monitoimihallit, jääpallohallit ja pikaluisteluhallit. Harjoitushalleissa, jääurheilukeskuksissa ja monitoimihalleissa jääkentän koko on 1800 m². Jääpallohalleissa jääkentän koko vaihtelee 4050–7150 m² välillä. Pikaluisteluhalleissa jääkentän koko on 9600–11500 m². Yhteistä näille jääurheiluhalleille on toimiva sisäolosuhdehallinta, jolla saavutetaan jääkentälle optimiolosuhteet. Olosuhteiden hallintaan käytettävät tekniset ratkaisut ovat hallien välillä samanlaiset, mutta tarvittavien järjestelmien tehot vaihtelevat jääkentän koon ja käyttötarkoituksen mukaan. (Sandberg 2014b, 594).

2.2 Kosteus

Harjoitusjäähallin sisäolosuhteet ovat haastavat kosteuskuorman ja matalan sisälämpötilan takia. Ilman kosteuskapasiteetti riippuu lämpötilasta. Matalamassa ilman lämpötilassa on pienempi ilman kosteuskapasiteetti, eli kylmempi ilma pystyy sitomaan itseensä vähemmän kosteutta. Varsinkin lämpiminä vuodenaikoina ulkoilman absoluuttinen kosteuspitoisuus on hallitilan kosteuspitoisuutta suurempi, jolloin ulkoilma nostaa hallin suhteellista kosteutta. Suuret kosteuspitoisuudet aiheuttavat kondensoitumista rakenteiden pinnoille, kun ympäröivän ilman lämpötila laskee alle pintojen kastepisteen. Rakenteiden pinnoilta kosteus saattaa pisaroida jään pinnalle ja tehdä pinnasta epätasaisen. Tämän lisäksi kostea ilma saattaa aiheuttaa sumua hallitilaan ja huurretta jään pintaan, jolloin jään laatu kärsii ja sitä joudutaan hoitamaan useammin. Liiallinen kosteus saattaa aiheuttaa myös sisäilmaongelmia sekä rakenneaurioita kuten lahoamista ja korroosiota. (Leppä 2016, 14; IIHF 2016, 43–44).

Jäähallin suurin kosteuskuorma muodostuu ulkoilmasta. Ulkoilmaa siirtyy halliin hallitusti ilmanvaihdon mukana, mutta myös vuotoilmana hallin vaipan vuotokohdista sekä avattavista ovista. Vuotoilman takia tärkeä osa kosteusteknisessä

suunnittelussa on panostaa vaipparakenteiden ilmanpitävyyteen ja vuotoilman hallintaan, joka luo hyvän lähtökohdan kosteuden hallinnalle. Muita jäähallin kosteuslähteitä ovat ihmiset ja jäänhoito. Kosteutta poistuu hallista jäähän tiivistymällä, poistoilman mukana sekä kuivaamalla hallin sisäilmaa. Jäähallin kosteustase on esitetty kuvassa 1. (Laitinen, Nykänen & Paiho 2010, 68; RT 103499 Jäähallien suunnittelu 2022, 7).



KUVA 1. Harjoitusjäähallin kosteustase kesäaikaan.

Jäähallin kosteustaso pyritään pitämään hallittuna, jotta energian kulutus pysyisi pienenä ja kosteusongelmilta vältyttäisiin. Taulukosta 1 nähdään, että harjoitusjäähallin suunnitteluarvona suhteellisen kosteuden maksimiarvoksi on asetettu 60 %. Hallin kosteustasoa pystytään hallitsemaan kuivaamalla hallissa kierrätettävää ilmaa, sekä tuloilmaa niin paljon, että suhteellinen kosteus saadaan halutulle tasolle. (Laitinen, Nykänen & Paiho 2010, 68; RT 103499 Jäähallien suunnittelu 2022, 7).

TAULUKKO 1. Jäähallin suunnitteluarvoja (RT 103499 Jäähallien suunnittelu 2022, 7).

Hallityyppi	Toiminta	Hallin lämpötila °C		Jään lämpötila °C	Maksimi suhteellinen kosteus (%)	Kenttäalueen valaistus lx <i>ks. Jäähallien valaistusohje, Jääkiekon SM-liiga Oy</i>	Raitti-ilma l/s/henkilö
		Kenttä (1,5 m:n korkeudella)	Katsomo (tapahtumien alkaan)				
Harjoitushalli	Jääkiekko						
	peli	+8...+10	+10	-4...-5	60	500	6/katsoja 20/pelaaja
	harjoitus	+6...+8	-	-4...-5	60	250	20/pelaaja
	Taitoluistelu						
	kilpailu	+9...+11	+10	-3...-4	60	500	6/katsoja 20/luistelija
	harjoitus	+9...+10	-	-3...-4	60	250	20/luistelija
	yleisöluistelu	+6...+8	-	-3...-4	60	250	10/luistelija
Pieni kilpalluhalli	Jääkiekko						
	peli	+8...+10	+15	-5	60	800	6/katsoja 20/pelaaja
	harjoitus	+6...+8	-	-4...-5	60	500	20/pelaaja
	Taitoluistelu						
	kilpailu	+9...+12	+15	-4	60	800	6/katsoja 20/luistelija
	harjoitus	+9...+11	-	-3...-4	60	500	12/luistelija
	Muu toiminta	+18	+18	-	-	250	6/henkilö

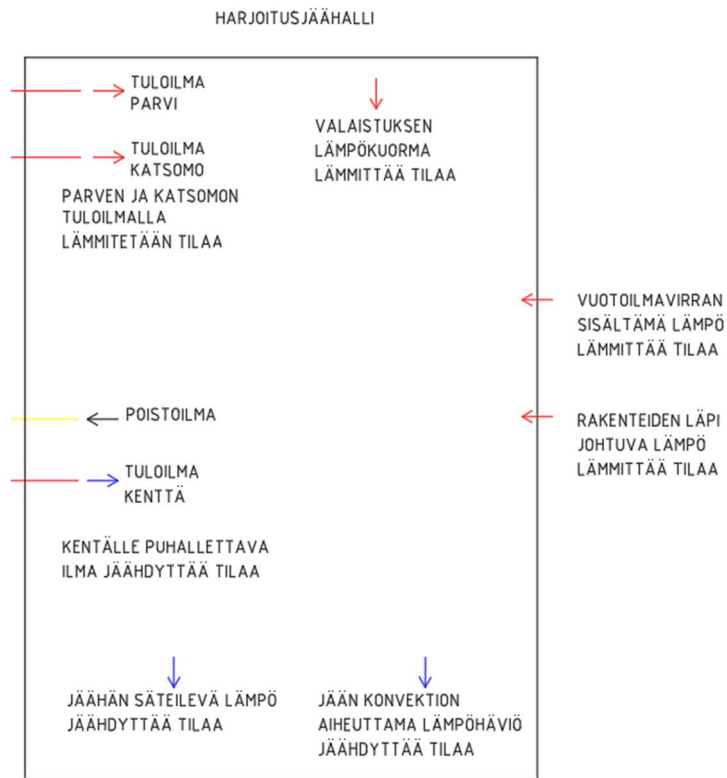
2.3 Lämpöolosuhteet

Harjoitushallin lämpötilaolosuhteet vaihtelevat hallin sisällä suuresti. Kuten taulukosta 1 näkyy, on jään lämpötila -3...-5 °C välillä, kentän lämpötila +6...+11 °C välillä ja katsomon lämpötila noin +10 °C. Tämän lisäksi sosiaalilojen lämpötila on noin +21 °C. Suuret erot lämpötiloissa aiheuttavat haasteen lämpöolojen hallinnalle. Hallia joudutaan saman aikaisesti lämmittämään sekä jäähdyttämään riippumatta ulkoilman lämpötilasta. Energiatohokkuuden kannalta olisi tehokainta pitää jään ja sisäilman lämpötilat mahdollisimman lähellä toisiaan. Näin jään ja ilman välinen lämmönsiirto vähenee, kun niiden lämpötilaero pienenee. (Leppä 2016, 18).

Hallin lämpötilaerot aiheuttavat ilman kerrostumista. Ilma on viileintä jään läheisyydessä ja tasaantuu ylemmäs noustessa. Sekoittava ilmanvaihto tasaa lämpötilaeroja. Mitä kauemmaksi tulosuuttimista mennään, sitä kerrostuneempaa ilma on. Lämpötilaerojen vaikutuksesta myös ilman kosteuspitoisuus vaihtelee eri kerrosten välillä. (Viljanen 2007, 30, 39).

Jäähallin lämmitystehontarpeen muodostuminen on esitetty kuvassa 2. Lämmitystehontarve muodostuu vuotoilman ja ilmanvaihdon lämmitystarpeesta, vaipan

johtumislämpöhäviöstä ja jään aiheuttamasta lämmitystarpeesta. Käyttötilanteessa lämmitystarvetta pienentävät lämpökuormat kuten valaistus, ihmiset sekä oheistiloista johtumalla siirtyvät lämpökuormat. (Laitinen, Nykänen & Paiho 2010, 59).



KUVA 2. Lämmitystehontarpeen muodostuminen harjoitushallissa kesäaikaan.

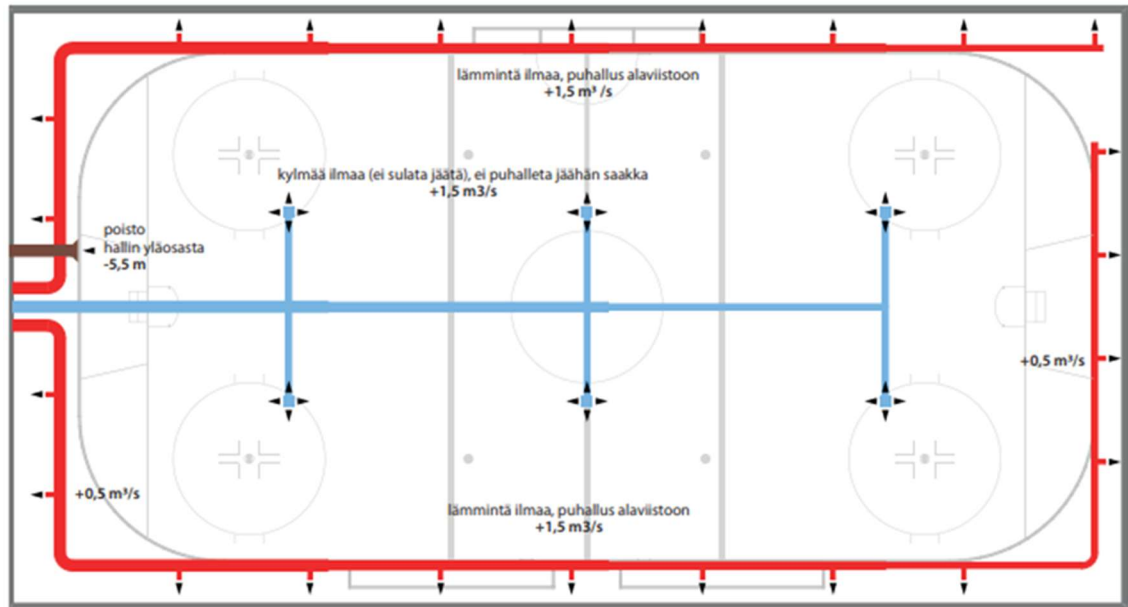
3 HARJOITUSJÄÄHALLIN ILMANVAIHTO

3.1 Ilmanvaihdon periaate

Ilmanvaihto mahdollistaa harjoitusjäähallissa hallitun sisäilman, joka ehkäisee rakenteiden vaurioita ja sisäilmaongelmia. Suurin haaste jäähallin sisäilmassa on suuri kosteuspitoisuus. Yleensä harjoitusjäähallissa ilman kuivatus sekä lämmitys hoidetaan ilmanvaihdon avulla. Ilmanvaihtokone jäädyttää eli kuivaa tuloilmaa sekä tarvittaessa lämmittää sen.

Harjoitusjäähallissa tuloilmaa tai kiertoilmaa puhalletaan kentän keskiosaan, katsomoille sekä parviosaan ulkolaidoille kuvan 3 mukaan. Kentälle puhalletaan vakiolämpöistä noin +5...8 celsiusasteista ilmaa. Tilaa lämmittävä ilma puhalletaan katsomoon ja parvelle, jolloin lämmityspatteri sijoitetaan katsomolle ja parvelle menevään tuloilmakanavaan. Laidoille puhallettavan ilman lämpötilaa säädetään hallin sisälämpötilan mukaan noin 20...40 celsiusasteen välillä. Usein kentälle puhallettavan ilman lämpötila on optimaalinen jäädytyksen ja lämmöntalteenoton jälkeen, jolloin sitä ei erikseen tarvitse lämmittää. (RT 103499 Jäähallien suunnittelu 2022, 40).

Harjoitusjäähallin henkilömäärä on usein sen verran pieni, että vuotoilmavirta on suurimman osan ajasta riittävän suuruinen ulkoilmavirraksi. Tällöin ilmanvaihtokone voi kierrättää hallin ilmaa, ja näin ollen ulkoilmasta ei tule ylimääräistä kosteutta. Jos hallin hiilidioksidipitoisuus nousee liikaa, ottaa ilmanvaihtokone myös ulkoilmaa hallitusti kiertoilman sekaan. Jäähallin sisätilavuus on suuri, joten ilman olosuhteiden hallinta vaatii suurta ilman vaihtuvuutta. Usein ilmanvaihdon ilmavirtaa ei voida mitoittaa henkilömäärän tai pinta-alan mukaan, vaan mitoittavana tekijänä on olosuhteiden hallinnan määräävä ilman vaihtuvuus. (RT 103499 Jäähallien suunnittelu 2022, 41–42).

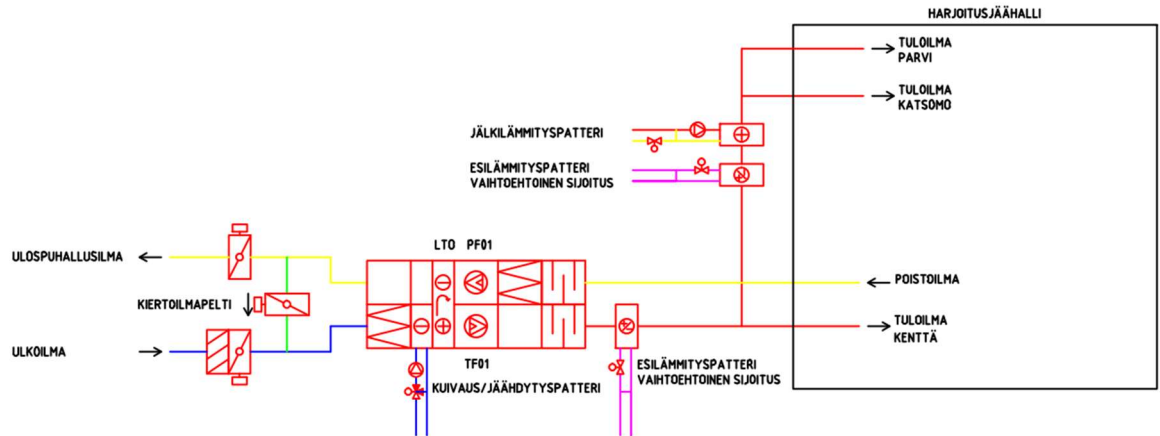


KUVA 3. Esimerkki harjoitusjäähallin ilmanvaihdon kanavoinnista (RT 103499 Jäähallien suunnittelu 2022, 43).

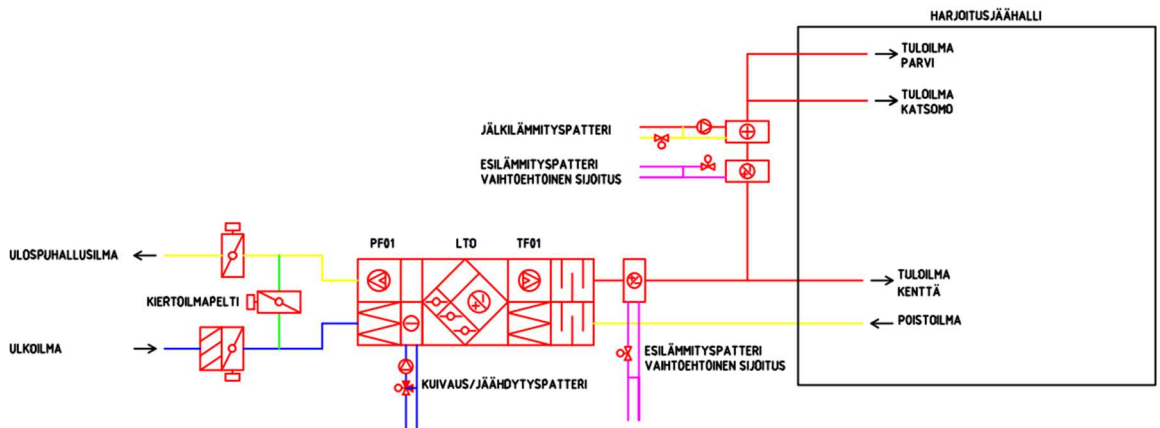
3.2 Ilmanvaihtokone

Toimivan ilmanvaihdon lähtökohtana on tarkoitukseen sopiva ilmanvaihtokone. Suurimman osan ajasta harjoitusjäähallin ilmanvaihto toimii kiertoilmalla ja ulkoilmaa käytetään vain tarpeen mukaan. Jotta ilmaa pystytään kuivaamaan energia- tehokkaasti, tulee harjoitusjäähallin ilmanvaihtokoneen kytkentä olla kuvien 4 ja 5 mukainen riippuen LTO:n tyypistä. Tämä kytkentä mahdollistaa kiertoilman tehokkaan käytön ja LTO:n hyödyntämisen osana ilmankuivaus- ja jälkilämmitys- prosessia. LTO esiviilentää kiertoilman ennen kondenssikuvainta, jonka jälkeen LTO:n varastoitunut lämpö siirtyy kuivattuun kiertoilmaan ja esilämmittää sen. Jos lämmöntalteenotto ei pysty lämmittämään kentän tuloilmaa tarpeeksi lämpimäksi, voidaan kentän, katsomon sekä parven tuloilmaa lämmittää esilämmityspatterilla kuvan 4 ja 5 mukaan. (Aalto-yliopisto, VTT & Suomen jääkiekkoliitto 2018, 18; RT 103499 Jäähallien suunnittelu 2022, 41–42).

Yleinen tapa on sijoittaa halliosan ilmanvaihtokone omaan konttiin kylmätekniikkakontin yhteyteen. Hallin ilmanvaihtokoneen kuivauspatterille tuodaan kylmäenergia kylmäkonekoneistolta ja lämpö ilmanvaihtokoneen lämmityspattereille saman kylmäkoneiston lauhdelämmöstä. Koneiden hallinta ja säätö ovat saman automaation ohjaamia. (RT 103499 Jäähallien suunnittelu 2022, 42).



KUVA 4. Harjoitusjäähallin ilmanvaihtokoneen esimerkkikytkentä pyörivällä lämmöntalteenotolla (RT 103499 Jäähallien suunnittelu 2022, 42).



KUVA 5. Harjoitusjäähallin ilmanvaihtokoneen esimerkkikytkentä vastavirtalämmöntalteenotolla (RT 103499 Jäähallien suunnittelu 2022, 42).

3.3 Ilmanjako

Harjoitusjäähallissa oikeanlainen ilmanjako on tärkeää sisäilman ja jääkentän laadun kannalta. Hallissa käytetään yleensä sekoitettavaa ilmanjakoa. Sekoittavassa ilmanvaihdossa pyritään puhaltamaan tuloilma tilaan siten, että ilma sekoittuu mahdollisimman tehokkaasti. Näin saavutetaan mahdollisimman tasaiset lämpötilan ja ilman olosuhteet. (Vuoti 2018, 19). Ilmalämmitykselle ei saisi muodostua katvealueita, koska niissä on riskinä pintojen lämpötilojen lasku. Jos pintojen lämpötila laskee tarpeeksi alas, aiheuttaa se kosteuden tiivistymistä pinnoille. Tämä voi johtaa rakenteellisiin vaurioihin. (RT 103499 Jäähallien suunnittelu 2022, 43).

Kentän tuloilmasuihkut tulee ohjata siten, että ne eivät puhalla jään pinnalle saakka. Jään pinnalle puhallettu tuloilma heikentää jään laatua. Kuvassa 3 on esitetty periaate harjoitusjäähallin kanavoinnista. Toinen vaihtoehto kentän ilmanvaihtoon on laita puhallus. Kylmä ilma tuodaan tarkasti pelaaja-alueelle laidan kautta. Laitapuhalluksen haasteena on kanavoinnin järjestäminen sekä laitarakennetta koskevien sääntöjen vaatimuksien täyttäminen. (Laitinen, Nykänen & Paiho 2010, 5; RT 103499 Jäähallien suunnittelu 2022, 43).

Harjoitusjäähallin päätelaitteiden tulee olla sekoittavaan ilmanjakoon sopivia. Yleisimpiä päätelaitteita ovat kuvan 6 mukaiset pyörreilmahajottajat. Pyörreilmahajottajat soveltuvat korkeiden tilojen ilmanvaihtoon ja niiden heittokuvia on säädettävissä. Päätelaitteina voidaan käyttää myös kuvan 7 mukaisia, pois päin jääkentästä suunnattuja pyöreäkuviolaisia induktiosuutinhajottimia. Niissä on pitkä heittopituus ja ne sekoittavat ilman tehokkaasti. Päätelaitteiden lukumäärään vaikuttavat tuloilmalaitteiden heittokuvio, painehäviö sekä ääniominaisuudet. (Sormunen, Sundman & Lestinen 2007, 7; Kemppainen 2019, 30)



KUVA 6. Pyörrehajottaja (Climecon n.d.).



KUVA 7. Suutinhajotin (FläktGroup n.d.).

3.4 Ilmanvaihtokoneen LTO-ratkaisut

LTO-järjestelmällä on suuri merkitys ilmanvaihdon energiatehokkuuteen ja toimivuuteen harjoitusjäähallissa. Ilmanvaihdon LTO:n tarkoitus on siirtää poistoilmasta lämpöenergiaa tuloilmaan. Tämä vähentää merkittävästi tuloilman lämmittämiseen kuluvaa energiaa. Harjoitusjäähallin ilmanvaihdossa kuivauspatterin sijaitessa kuvien 4 ja 5 mukaisesti ennen LTO:ta, vähentää LTO myös kuivaukseen kuluvaa energiaa laskemalla kiertoilman lämpötilaa ennen kuivauspatteria. (Bragge 2017, 3).

LTO-laitteita on eri käyttötarkoituksiin. Laitteita ovat levylämmönsiirtimet, regeneratiiviset lämmönsiirtimet sekä nestekiertoiset lämmönsiirtimet. Jäähallikäytössä yleisimmät järjestelmät ovat levylämmönsiirrin sekä roottorilämmönsiirrin. Roottorilämmönsiirtimellä varustettu ilmanvaihtokone on hieman lyhyempi, joka on hyödyksi ahtaissa konehuoneissa. Roottorilämmönsiirtimessä kosteutta siirtyy poistoilmasta tuloilmaan. Tällöin kondenssikuvaimella varustetussa ilmanvaihtokoneessa tuloilmaa joudutaan kuivaamaan enemmän, jotta tuloilman haluttu absoluuttinen kosteus saavutetaan. Huurtumisenesto on kummassakin lämmöntalteenotossa varmistettava. Levylämmönsiirtimessä se toteutetaan lohkosulatuksella ja roottorilämmönsiirtimessä lämmönsiirtokiekon kierrosnopeutta säätämällä. (RT 103499 Jäähallien suunnittelu 2022, 42).

3.4.1 Levylämmönsiirrin

Levylämmönsiirrin koostuu ohuista alumiinilevyistä, jotka muodostavat ilmakanavia. Poistoilma ja tuloilma eivät sekoitu keskenään, vaan kummallekin ilmalle

on omat ilmakeinavat. Lämpö siirtyy alumiinilevyjen läpi lämpimästä poistoilmasta viileämpään tuloilmaan. Levylämmönsiirtimissä ei tapahdu kosteuden siirtymistä ilmavirtojen välillä, mutta poistoilmasta voi poistua kosteutta kondensoitumalla. (Swegon n.d.a).

Levylämmönsiirtimiä on vastavirta- ja ristivirtaperiaatteella toimivia siirtimiä. Uu- sissa koneasennuksissa käytössä on pääasiassa vain vastavirtalevylämmönsiir- timiä. Vastavirtalevylämmönsiirrin on esitetty kuvassa 8. Vastavirtalevylämmön- siirtimessä ilmavirrat kulkevat vastavirtaan. Tällä menetelmällä päästään jopa yli 80 % lämpötilahyötysuhteeseen. Ristivirtalämmönsiirtimessä ilmavirrat kulkevat ristiin, jolloin lämpötilahyötysuhde jää noin 60...65 prosenttiin. (Ratilainen 2019, 17).

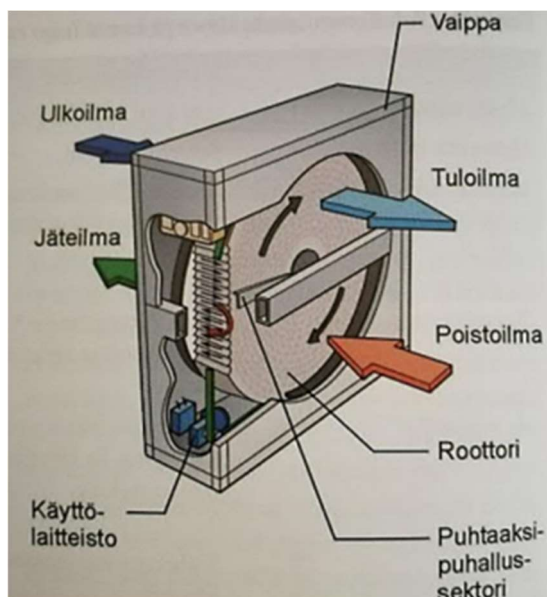


KUVA 8. Vastavirtalevylämmönsiirrin (Sandberg 2014a, 183).

3.4.2 Regeneratiivinen lämmönsiirrin

Regeneratiiviset lämmönsiirtimet varaavat lämpöä poistoilmasta massaan, joka siirtää lämmön tuloilmaan. Yleisin versio regeneratiivisesta lämmönsiirtimestä on roottorilämmönsiirrin. Roottorilämmönsiirrin koostuu käyttölaitteistosta sekä yleisimmin alumiinisesta kiekkomaisesta roottorista. Roottorilämmönsiirtimen rakenne on esitetty kuvassa 9. Kiekossa on tiheästi pieniä 1,5...2,5 mm:n ilmakeinavia. Tiheän rakenteen ansiosta lämmönsiirtopinta-ala on suuri, jonka ansiosta roottorilämmönsiirtimen lämpötilasuhde on korkea. Lämpötilahyötysuhde on noin 75...85 %, riippuen ilmavirran määrästä. (Sandberg 2014a, 178; Swegon n.d.b). Roottorilämmönsiirtimessä saattaa tapahtua ilmavirtojen sekoittumista, joka voi johtaa epäpuhtauksien siirtymiseen poistoilmasta tuloilmaa. Tämän takia sen

käyttöä on rajattu pääasiassa poistoilmaluokkiin 1 ja 2. Luokan 3 poistoilmaa saa olla enintään 5 % kokonaispoistoilmavirrasta. (Talotekniikkainfo 2021).



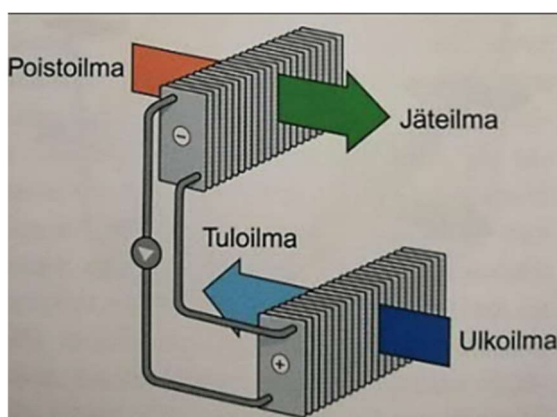
KUVA 9. Roottorilämmönsiirrin (Sandberg 2014a, 178).

Roottorilämmönsiirtimiä on pääasiassa kahta eri ryhmää, kosteutta siirtävät eli hygroskooppiset roottorit sekä kosteutta siirtämättömät roottorit eli ei-hygroskooppiset roottorit. Hygroskooppiset roottorit siirtävät kaikissa olosuhteissa tuntuvan lämmön lisäksi latenttista lämpöä eli kosteutta. Kosteuden siirtoa voidaan tehostaa roottorikiekon kosteutta siirtävällä pinnoituksella. Pinnoitetusta roottorista käytetään nimitystä sorptioroottori. Sorptioroottorin kosteuden siirto perustuu adsorptioon, jossa molekyylit tarttuvat materiaaliin, mutteivat imeytyä siihen. Molekyylit tarttuvat puhtaasti kokonsa perusteella pinnoitteeseen. (Huttunen 2016, 4).

Kosteutta siirtämätön roottori siirtää pääosin vain tuntuvaa lämpöä, mutta tietyissä olosuhteissa se siirtää myös kosteutta. Jos tuloilmavirrassa kenno viilenee alle poistoilmavirran kastepisteen, tapahtuu poistoilmavirrassa kondensoitumista kennoon. Tuloilman lämmitessä ilmavirta sitoo kennoon kondensoitunutta vettä itseensä vesihöyryksi, ja näin ollen tuloilman absoluuttinen kosteus kasvaa. Tämä tulee huomioida suunniteltaessa roottorilämmönsiirrintä jäähalliin. (Sandberg 2014a, 178–179).

3.4.3 Nestekiertoiset lämmönsiirtimet

Nestekiertoisessa LTO-järjestelmässä lämpöä siirretään väliaineen avulla. Poistoilmassa ja tuloilmassa molemmissa on omat lämmitys- tai jäähdytyspatterin kaltaiset lämmönsiirtimet, joiden välillä neste virtaa pumpun avulla. Neste kulkee poistoilmassa olevan lämmönsiirtimen läpi, joka lämmittää nesteen. Tämän jälkeen neste virtaa tuloilmapuolella olevaan lämmönsiirtimeen, joka lämmittää tuloilman lämpimän nesteen avulla. Nestekiertoisen LTO-järjestelmän rakenne on esitetty kuvassa 10. Nesteenä on veden ja jäätymisenestoaineen sekoitusta. Nestekiertoisessa LTO-järjestelmässä lämpötilahyötysuhde on noin 50 %. (Sandberg 2014a, 184).



KUVA 10. Nestekiertoinen lämmöntalteenotto (Sandberg 2014a, 184).

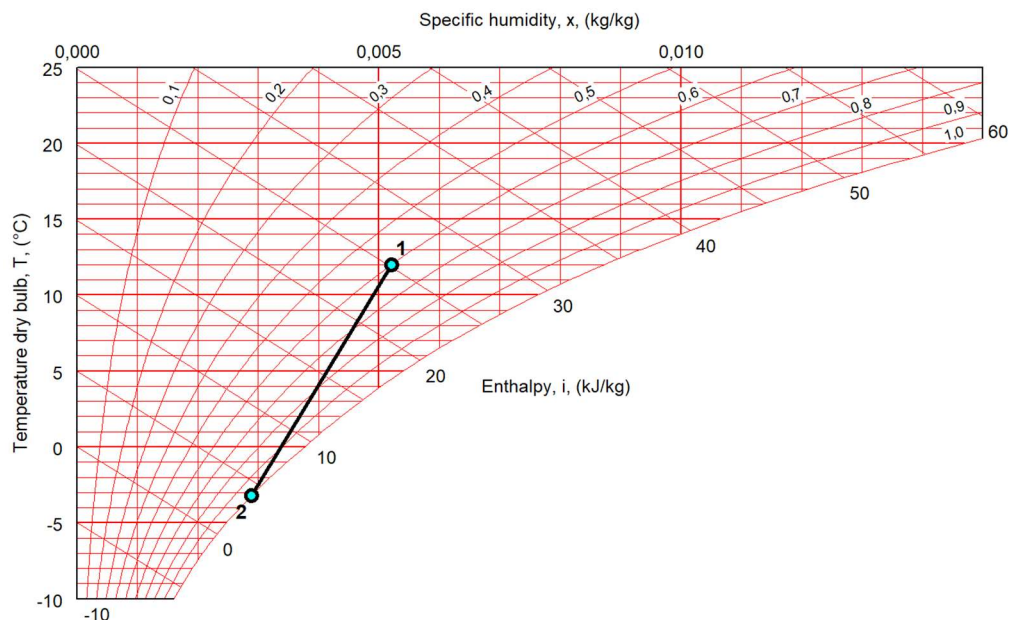
3.5 Harjoitusjäähallin ilmankuivaus

Harjoitusjäähallissa sisäilman kuivaus toteutetaan useimmiten kondenssi-kuivaimella, joka on integroitu IV-koneeseen. Ilmanvaihtokoneeseen voidaan myös integroida ilmaa suoraan jäähdyttäviä lämpöpumppuja, jotka toimivat myös kondenssi-kuivaimen periaatteella. Lämpöpumpussa hukkalämpöä voidaan hyödyntää tuloilman lämmityksessä.

Hallin ilman kuivauksen voi toteuttaa myös adsorptiokuivauksella, jolloin hallitilaan asennetaan erillinen ilmankuivain kanavistoineen. Adsorptiokuivauksella saadaan erittäin kuivaa ilmaa matalissa lämpötiloissa. (RT 103499 Jäähallien suunnittelu 2022, 44).

3.5.1 Kondenssikuivain

Kondenssikuivaimessa ilma ohjataan lämmönsiirtimeen, jonka pintalämpötila on alle ilmvirran kastepisteen, jolloin ilmassa oleva kosteus tiivistyy ja poistuu vettä. Tiivistynyt vesi johdetaan viemäriin. Prosessi on esitetty Mollier-diagrammissa kuviossa 1. Mitä kuivempaa ilmaa halutaan, sitä kylmemmäksi ilma täytyy jäähdyttää. Harjoitusjäähallin ilmanvaihtokoneessa kondenssikuivaimena toimii yleensä jäähdytyspatteri. Jäähdytyspatterin tarvitsema kylmäenergia tuotetaan useimmiten jääkentän kylmäkoneistolla. (Futijev 2018, 35; RT 103499 Jäähallien suunnittelu 2022, 44).

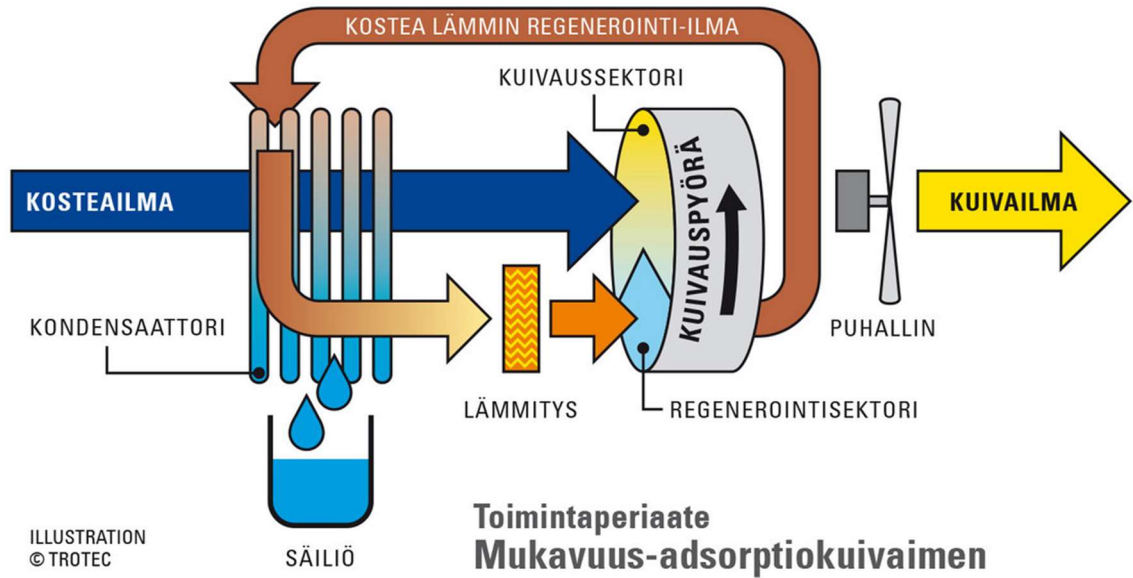


KUVIO 1. Kondenssikuivaimen toiminta (Mollier sketcher n.d.).

3.5.2 Adsorptiokuivaus

Adsorptiokuivaimessa kostea ilma kulkee pyörivän kuivauspyörän läpi, joka on päällystetty hygroskooppisella kuivausaineella, johon ilmassa oleva kosteus kertyy. Kuivauspyörän jälkeen kuivailma puhalletaan takaisin tilaan. Jotta kuivauspyörä vapauttaa kerätyn veden, täytyy osa kuivauspyörään menevästä ilmasta lämmittää ja johtaa erillisen regenerointisektorin läpi jatkuvana syklinä. Lämmin ilma absorboi kosteuden kuivauspyörästä lämpötilan mukaan ja johtaa sen kondensaattorielementin läpi. Lämmin ilma kohtaa kondensaattorielementissä

viileämmän imuilman, jonka vuoksi ilma kondensoi kondensaattorielementin sisällä ja vesi kerätään säiliöön. Kondensaattorin jälkeen regeneraatioilma syötetään takaisin lämmityselementtiin, josta se jatkaa kiertämistä regenerointisektoriin. Toimintaperiaate on esitetty kuvassa 11. (Trotec 2023).



KUVA 11. Adsorptiokuivaimen toimintaperiaate (Trotec 2023).

4 ILMANVAIHTOKONEEN LTO-JÄRJESTELMIEN VERTAILU

4.1 Vertailun olosuhteet

Ilmanvaihtokoneen LTO-järjestelmien vertailun esimerkkikohteena käytetään erästä vuonna 1996 valmistunutta harjoitusjäähallia. Järjestelmien vertailun 1. mitoitustilanteessa käytetään kesän haastavaa olosuhdetta, jolloin ulkoilmassa esiintyy runsaasti kosteutta. Toisessa mitoitustilanteessa käytetään usein esiintyvää normaalia ulkoilman olosuhdetta. Ensimmäisen mitoituksen lähtötiedot löytyvät taulukosta 2 ja toisen mitoituksen lähtötiedot taulukosta 3.

TAULUKKO 2. Ensimmäisen mitoituksen lähtötiedot.

Lähtötiedot		
Jäähallin mitat		
Leveys	37,51	m
Pituus	67,03	m
Pinta-ala	2514,295	m ²
Tilavuus	27657,25	m ³
Vaipan pinta-ala	4814,175	m ²
Kaukalon pinta-ala	1624	m ²
Henkilöt		
Pelaajia	22	hlö
muut henkilöt	8	hlö
Olosuhteet		
Ulkoilman lämpötila	27	°C
Ulkoilman kosteus	55	%
Ulkoilman abs. Kosteus	12,28	g/kg
Jään pinnan lämpötila	-5	°C
Sisälämpötila	12	°C
Luistelualan lämpötila	6	°C
Poistoilman lämpötila	12	°C
Poistoilman kosteus	60	%
Poistoilman absoluuttinen koste	5,21	g/kg
Ilmamäärä	4	m ³ /s
Ilman tiheys	1,2	kg/m ³

TAULUKKO 3. Toisen mitoituksen lähtötiedot.

Lähtötiedot		
Jäähallin mitat		
Leveys	37,51	m
Pituus	67,03	m
Pinta-ala	2514,295	m ²
Tilavuus	27657,25	m ³
Vaipan pinta-ala	4814,175	m ²
Kaukalon pinta-ala	1624	m ²
Henkilöt		
Pelaajia	22	hlö
muut henkilöt	8	hlö
Olosuhteet		
Ulkoilman lämpötila	5	°C
Ulkoilman kosteus	90	%
Ulkoilman abs. Kosteus	4,86	g/kg
Jään pinnan lämpötila	-5	°C
Sisälämpötila	12	°C
Luistelalueen lämpötila	6	°C
Poistoilman lämpötila	10	°C
Poistoilman kosteus	55	%
Poistoilman absoluuttinen kosteus	4,17	g/kg
Ilmamäärä	4	m ³ /s
Ilman tiheys	1,2	kg/m ³

Poistoilman olosuhteet edustavat kussakin mitoitustilanteessa hallin sisäilman tavoite olosuhteita. Ensimmäisen mitoitustilanteen poistoilman olosuhteet on vakioidu taulukon 1 antamien suunnitteluarvojen perusteella. Poistoilman olosuhteissa on kuitenkin huomioitu kesäajan todennukaisempi sisälämpötila, jotta välttyttäisiin jäähdytyspatterin ylimitoitukselta. Ensimmäisen mitoitustilanteen poistoilman olosuhteet löytyvät taulukosta 4. Toisessa mitoitustilanteessa poistoilman suhteellinen kosteus ja lämpötila on pienempi. Toisen mitoitustilanteen poistoilman olosuhteet löytyvät taulukosta 5.

TAULUKKO 4. Poistoilman olosuhteet ensimmäisessä mitoitustilanteessa.

Poistoilman olosuhteet	
Lämpötila	12 °C
Suhteellinen kosteus	60 %
Absoluuttinen kosteus	5,21 g/kg

TAULUKKO 5. Poistoilman olosuhteet toisessa mitoitustilanteessa.

Poistoilman olosuhteet	
Lämpötila	10 °C
Suhteellinen kosteus	55 %
Absoluuttinen kosteus	4,17 g/kg

4.2 Kuivaustarpeen laskenta

Sisäilman haluttu absoluuttinen kosteus saavutetaan, kun poistoilman mukana poistetaan tilasta yhtä paljon kosteutta kuin sinne tulee kosteutta tuloilman sekä sisäisten kosteuskuormien mukana. Kaavan (1) mukaan

$$G_{poistoilma} = G_{tuloilma} + G_{sisäinen\ kosteuskuorma}, \quad (1)$$

jossa $G_{poistoilma}$ on poistoilman sisältämä kosteus (g/s), $G_{tuloilma}$ on tuloilman sisältämä kosteus (g/s) ja $G_{sisäinen\ kosteuskuorma}$ on hallin sisäinen kosteuskuorma (g/s). Poistoilman halutut olosuhteet määritetään taulukon 1 suunnitteluperusteiden mukaan. $G_{poistoilma}$ saadaan kaavalla (2)

$$G_{poistoilma} = q_v \cdot \rho_i \cdot x_{poistoilma}, \quad (2)$$

jossa q_v on ilmavirta (m^3/s), ρ_i on ilman tiheys (kg/m^3) ja $x_{poistoilma}$ on poistoilman vesisisältö (g/kg). Tuloilman vesisisältö saadaan selville kaavalla (3)

$$x_{tuloilma} = \frac{G_{tuloilma}}{q_v \cdot \rho_i}, \quad (3)$$

jossa q_v on ilmavirta (m^3/s) ja ρ_i on ilman tiheys (kg/m^3). Hallin kosteuskuormassa ei ole huomioitu tuloilman sisältämää ulkoilmavirran kosteuskuormaa, koska tavoitteena on selvittää hallin sisäiset kosteuskuormat ja sillä laskea tuloilman sallittu olosuhde. Käyttöjaksolla hallin sisäinen kosteuskuorma voidaan laskea kaavalla (4)

$$G_{sisäinen\ kosteuskuorma} = G_{vuoto} + G_{henkilö} - G_{jäähkj}, \quad (4)$$

jossa $G_{sisäinen\ kosteuskuorma}$ on hallin sisäinen kosteuskuorma käyttöjaksolla (g/s), G_{vuoto} on vuotoilman kosteuskuorma (g/s), $G_{henkilö}$ on ihmisten kosteuskuorma

(g/s) ja $G_{jää,kj}$ on jäähän kondensoitua vesivirta käyttäjaksolla (g/s). (Laitinen, Nykänen & Paiho 2010, 68). G_{vuoto} voidaan laskea kaavalla (5)

$$G_{vuoto} = q_{v,vuotoilma} \cdot \rho_i \cdot (x_u - x_s), \quad (5)$$

jossa G_{vuoto} on vuotoilman kosteusvirta (g/s), $q_{v,vuotoilma}$ on vuotoilmavirta (m^3/s), ρ_i on ulkoilman tiheys (kg/m^3), x_u on ulkoilman vesisisältö (g/kg) ja x_s on hallin sisäilman vesisisältö (g/kg). (Laitinen, Nykänen & Paiho 2010, 70). $G_{henkilö}$ voidaan laskea taulukon 6 arvojen perusteella.

TAULUKKO 6. Arvio henkilöiden tuottamasta kosteus- ja lämpökuormasta jää-halliolosuhteissa. (Laitinen, Nykänen & Paiho 2010, 56)

Hallin lämpötila	Tuntuva lämpö yhteensä W/hlö	Konvektio W/hlö	Säteily W/hlö	Latentti lämpöteho, pelaaja/katsoja W/hlö	Kosteuskuorma, pelaaja/katsoja g/h
+4 °C	190	114	76	310/19	455/28
+6 °C	176	106	70	324/33	476/48
+8 °C	162	97	65	338/47	497/69
+10 °C	148	90	60	352/61	517/90
+12 °C	134	80	54	366/75	538/110
+14 °C	120	72	48	380/89	559/130
+16 °C	106	64	42	394/103	579/151

Jäähän kondensoituu vettä ilmasta, joten kondensoituminen poistaa ilmasta vettä. $G_{jää,kj}$ voidaan laskea kaavalla (6)

$$G_{jää,kj} = \frac{A_{jää} \cdot \alpha_{konv.,kj,jää}}{c_{p,i}} \cdot (x_s - x_{jää}), \quad (6)$$

jossa $G_{jää,kj}$ on jäähän kondensoitua vesivirta käyttäjaksolla (g/s), $A_{jää}$ on jään pinta-ala (m^2), $\alpha_{konv.,kj,jää}$ on konvektion lämmönsiirtokerroin käyttäjaksolla ($W/m^2 K$), $c_{p,i}$ on ilman lämpökapasiteetti (J/kgK), x_s on hallin sisäilman vesisisältö (g/kg) ja $x_{jää}$ on jään pintalämpötilaa vastaavan kyläisen tilan vesisisältö (g/kg).

4.3 Lämmitystarpeen laskenta

Harjoitusjäähallin lämmitystarpeen laskentaan vaikuttaa kuvan 2 mukaiset tekijät. Jäähallissa on sekä tilaa lämmittäviä lähteitä, että tilaa jäähdyttäviä lähteitä. Jäähallin jääkenttä jäähdyttää tilaa huomattavasti, joten myös lämpimänä ajanjaksona hallitilaa tulee lämmittää. Harjoitusjäähallin hallitilaa lämmitetään

useimmiten ilmanvaihdolla, joten tuloilman olosuhdetta määrittäessä tulee selvittää tuloilman tarvittava lämpötila. Harjoitushallia lämmittävä tuloilmavirta puhalletaan katsomoon sekä hallin parvelle, jotta jään laatu ei kärsi. Lämmittävän tuloilman lämpötila saadaan laskemalla kaavalla (7)

$$T_{Tuloilma} = \frac{\Phi_{lämmitys,kj}}{q_v \cdot c_{p,i} \cdot \rho_i} + T_{sisä}, \quad (7)$$

jossa $\Phi_{lämmitys,kj}$ on hallin lämmityksen nettotehontarve käyttöjaksolla (kW), ρ_i on ulkoilman tiheys (kg/m³), $c_{p,i}$ on ilman lämpökapasiteetti (J/kgK), q_v on lämmittävä ilmavirta (m³/s) ja $T_{sisä}$ on hallin ilman lämpötila keskellä hallia (°C). $\Phi_{lämmitys,kj}$ voidaan laskea kaavalla (8)

$$\Phi_{lämmitys,kj} = \Phi_{konv.,jää} + \Phi_{vaippa} + \Phi_{vuotoilma} + \Phi_{kentän,tuloilma} - \Phi_{valaistus}, \quad (8)$$

jossa $\Phi_{konv.,kj,jää}$ on jäähän siirtyvä lämpöteho konvektiolla käyttöjaksolla (kW), Φ_{vaippa} on konvektiolla vaippaan siirtyvä lämpöteho (kW), $\Phi_{vuotoilma}$ on vuotoilman lämmityksen tarvitsema teho (kW), $\Phi_{kentän,tuloilma}$ on hallin keskilämpötilaa viileämmän tuloilman lämpöteho (kW) ja $\Phi_{valaistus}$ on valaistuksen lämpöteho (kW), joka hyödynnetään lämmityksessä käyttöjaksolla. (Laitinen, Nykänen & Paiho 2010, 59). $\Phi_{konv.,kj,jää}$ lasketaan kaavalla (9)

$$\Phi_{konv.,kj,jää} = \alpha_{kj,konv.} \cdot A_{jää} \cdot \frac{T_{sisä} - T_{jää,pinta}}{1000}, \quad (9)$$

jossa $\Phi_{jää,kj,konv.}$ on jäähän konvektiolla siirtyvä lämpöteho käyttöjaksolla (kW), $\alpha_{kj,konv.}$ on konvektion lämmönsiirtokerroin käyttöjaksolla (W/m²K), $A_{jää}$ on jään pinta-ala (m²), $T_{sisä}$ on hallin ilman lämpötila keskellä hallia (°C), $T_{jää,pinta}$ on jään pintalämpötila (°C) ja 1 000 on kerroin, jolla suoritetaan laatumuunnos wateista kilowateiksi. (Laitinen, Nykänen & Paiho 2010, 60) Φ_{vaippa} saadaan laskettua kaavalla (10)

$$\phi_{vaippa} = \alpha_{konv.,vaippa} \cdot A_{vaippa} \cdot \frac{T_{sisä} - T_{vaippa,pinta}}{1000}, \quad (10)$$

jossa $\alpha_{konv.,vaippa}$ on konvektion lämmönsiirtokerroin vaipan pinnalla = 3 (W/m²K), A_{vaippa} on vaipan pinta-ala (m²), $T_{sisä}$ on hallin ilman lämpötila keskellä hallia (°C), $T_{vaippa,pinta}$ on vaipan sisäpinnan pintalämpötila (°C) ja 1 000 on kerroin, jolla suoritetaan laatumuunnos wateista kilowateiksi. (Laitinen, Nykänen & Paiho 2010, 61). $\Phi_{vuotoilma}$ saadaan laskettua kaavalla (11)

$$\Phi_{vuotoilma} = q_{v,vuotoilma} \cdot \rho_i \cdot (T_{sisä} - T_u) / 1000, \quad (11)$$

jossa $\Phi_{vuotoilma}$ on vuotoilman lämmitystehontarve (kW), $q_{v,vuotoilma}$ on vuotoilmavirta (m³/s), $c_{p,i}$ on ilman ominaislämpökapasiteetti, 1 000 (Ws/kgK), ρ_i on ilman tiheys, 1,2 (kg/m³), $T_{sisä}$ on hallin sisäilman lämpötila (°C) ja T_u on ulkoilman lämpötila (°C). $q_{v,vuotoilma}$ voidaan laskea kaavalla (12)

$$q_{v,vuotoilma} = \frac{n_{vuotoilma} \cdot V}{3600}, \quad (12)$$

jossa $q_{v,vuotoilma}$ on vuotoilmavirta (m³/s), $n_{vuotoilma}$ on hallin vuotoilmakerroin, kertaa tunnissa (1/h), V on hallin tilavuus (m³) ja 3600 on kerroin, jolla suoritetaan laatumuunnos m³/h → m³/s. Vuotoilmakertoimena voidaan laskelmissa käyttää arvoa 0,16 1/h, ellei ilmanpitävyyttä tunneta. (Laitinen, Nykänen & Paiho 2010, 62) $\Phi_{kentän,tuloilma}$ saadaan laskettua kaavalla (13)

$$\Phi_{kentän,tuloilma} = q_v \cdot \rho_i \cdot c_{p,i} \cdot (T_{sisä} - T_{tuloilma}), \quad (13)$$

jossa $\Phi_{kentän,tuloilma}$ on hallin keskilämpötilaa viileämmän tuloilman lämpöteho (kW), ρ_i on ulkoilman tiheys (kg/m³), $c_{p,i}$ on ilman lämpökapasiteetti (J/kgK), q_v on ilmavirta (m³/s), $T_{sisä}$ on hallin ilman lämpötila keskellä hallia (°C) ja $T_{tuloilma}$ on tuloilman lämpötila (°C). $\Phi_{valaistus}$ lasketaan kaavalla (14)

$$\Phi_{valaistus} = 0,3 \cdot P_{valaistus,kj}, \quad (14)$$

jossa $P_{valaistus,kj}$ on valaistuksen kokonaissähköteho (kW). (Laitinen, Nykänen & Paiho 2010, 64).

4.4 LTO-järjestelmien vertailu

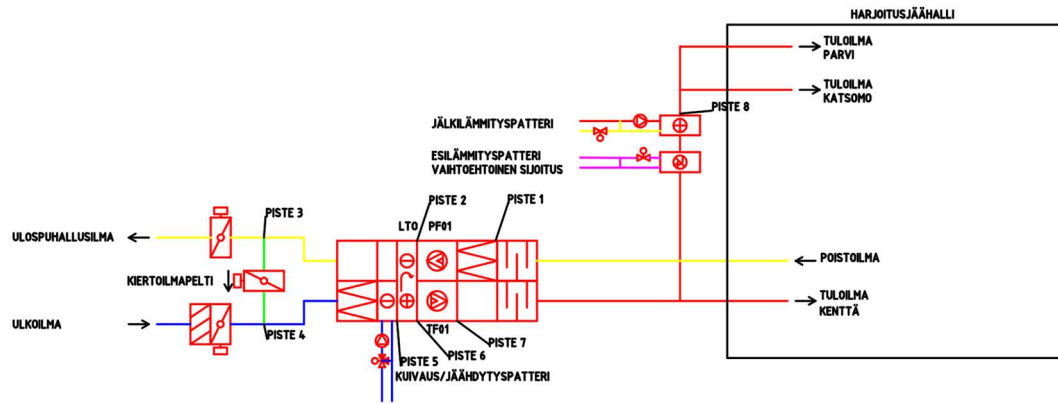
LTO-järjestelmien vertailu suoritettiin Koja Future -mitoitushjelmalla. Mitoitusohjelmassa pystyi tarkastelemaan IV-koneen eri komponenttien toimintaa testiolosuhteissa. Vertailu suoritettiin vastavirta- ja roottorilämmönsiirtimen välillä. Vertailussa laskettiin olosuhteet kuvissa 12 ja 13 näkyville kahdeksalle eri pisteelle. Ensimmäisessä vertailussa tuloilmalle tarvittavaksi absoluuttiseksi kosteudeksi laskettiin 3,07 g/kg ja toisessa vertailussa 3,74 g/kg. Absoluuttinen kosteus laskettiin kappaleessa 4.2 esitetyllä laskentatavalla. Kesäajan kosteuskuorman suuruudet on esitetty taulukossa 7. Katsomon ja parven tuloilman lämpötilaksi laskettiin 19,9 °C. Parven ja katsomon tuloilman lämpötila laskettiin kappaleessa 4.3 esitetyllä laskentatavalla. Tulokset on esitetty taulukossa 8.

TAULUKKO 7. Kesäajan sisäiset kosteuskuormat.

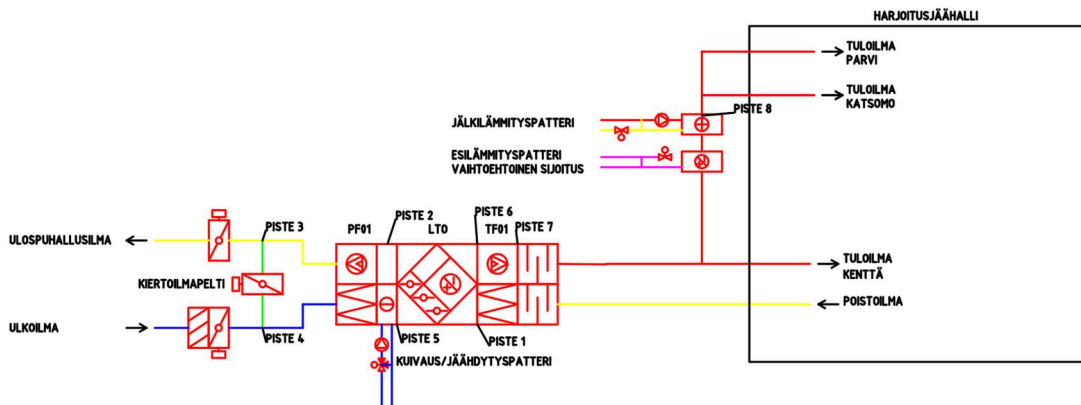
Kosteuskuorma	
Lähde	Kosteuskuorma
Henkilöiden kosteus	3,109 g/s
Vuotoilmavirran kosteus	7,821 g/s
Jäähän kondensoituva vesivirta	0,650 g/s
Yhteensä	10,281 g/s

TAULUKKO 8. Kesäajan lämmitystehontarve ja tuloilman lämpötila.

Kesäajan tarkastelun lämmitysteho ja tuloilman lämpötila	
Φ konv.jää	13,804 kW
Φ vaippa	38,995 kW
Φ vuotoilma	-16,594 kW
Φ valaistus	1,849 kW
Yhteensä	38,054 kW
ΔT	7,928 °C
Tuloilman lämpötila	19,928 °C



KUVA 12. Roottorilämmönsiirtimen mitoituspisteet (RT 103499 Jäähallien suunnittelu 2022, 42).



KUVA 13. Vastavirtalämmönsiirtimen mitoituspisteet (RT 103499 Jäähallien suunnittelu 2022, 42).

Pisteissä 1 molemmissa kytkennöissä olosuhde on sama kuin poistoilmalla. Pisteessä 2 roottorilämmönsiirtimen kytkennässä ilma lämpiää ennen LTO-kiekkoa noin puoli astetta puhaltimen vaikutuksesta. Vastavirtalämmönsiirtimen kytkennässä piste 2 kuvaa poistoilman LTO-patterin jälkeistä lämpötilaa. Roottorilämmönsiirtimessä piste 3 kuvaa poistoilman LTO-kiekon jälkeistä lämpötilaa. Vastavirtalämmönsiirtimen kytkennässä pisteessä 3 ilma on lämmennyt noin puoli astetta puhaltimen vaikutuksesta. Pisteet 4 kuvaavat sekoituksen jälkeistä olosuhdetta. Piste 5 kuvaa molemmissa kytkennöissä kuivauspatterin jälkeistä lämpötilaa. Piste 6 kuvaa molemmissa kytkennöissä tuloilmaa LTO:n jälkeen. Pisteessä 7 ilma lämpiää molemmissa kytkennöissä noin puoli astetta puhaltimen vaikutuksesta. Pisteessä 8 tuloilma on lämmitetty molemmissa kytkennöissä lämmityspatterilla hallin ilmalämmitykseen sopivaksi.

Lämmöntalteenoton mitoituksessa kuvassa 14 näkyvässä Kojan Future -ohjelmassa laskentatilanteeksi valittiin testitila. Lämmöntalteenotolle tulevan tuloilman lämpötila määritettiin pisteen 5 mukaan, eli jäähdytyspatterin jälkeinen lämpötila. Poistoilman lämpötilaksi vastavirtalämmönsiirtimen mitoituksessa määritettiin pisteen 1 olosuhde, eli hallin poistoilman haluttu olosuhde. Roottorilämmönsiirtimen mitoituksessa ohjelmaan määritettiin pisteen 2 olosuhde, jolloin siinä on huomioitu puhaltimen ilmaa lämmittävä vaikutus. Mitoitusohjelma laskee tämän jälkeen poistoilman sekä tuloilman olosuhteen LTO:n jälkeen.

The screenshot shows the 'Lähtöarvot' (Input values) and 'Lisävarusteet' (Additional equipment) tabs. The 'Lähtöarvot' tab is active, displaying various input fields and calculated results.

Lähtöarvot / Lisävarusteet

- Tyyppi: Koneen mukainen (Future)
- Vaippamoduulin materiaali: Koneen mukainen
- Vaippamoduulin rakenne: Projektin mukainen (DZ)
- Roottorin koko: 2
- Roottorin valmistaja: Hoval
- Roottorin tyyppi: Normaali
- Rakennevaihtoehto: (Two diagrams showing duct configurations)
- Roottorin materiaali: Ei hygroskooppinen
- Puhtaakipuhallussektori: Ei
- Nopeuden säätö: Vakionopeus
- Huomautusteksti: (Empty field)

Laskenta

- Laskentatilanne: Testi
- T_i [°C] LTO jälkeen: Normaalitilanne 5
- Ohita lasketut arvot

Tulo

- ilmavirta: 4 m³/s
- Lämpötila ennen: -2,5 °C
- Kosteus ennen: 100 %
- Painehäviö: 44 Pa
- Lämpötila jälkeen: 9,9 °C
- Lämpötila jälkeen, sulatus: 9,9 °C
- Kosteus jälkeen: 55,0 %
- Lämpötilahyötysuhde: 82,7 / 82,7 %
- Lämpötilahyötysuhde EN308, tasalimavirrin: 82,0 %
- Kosteushyötysuhde: 54 %

Poisto

- ilmavirta: 4 m³/s
- Lämpötila ennen: 12,5 °C
- Kosteus ennen: 58 %
- Painehäviö: 47 Pa
- Lämpötila jälkeen: 0,1 °C
- Kosteus jälkeen: 99,0 %

Roottori

- Halkaisija: 2950 mm
- Syvyys: 200 mm
- Pyörimisnopeus: 12 1/min
- Koodi: ST1-NL-SV-2950-NC

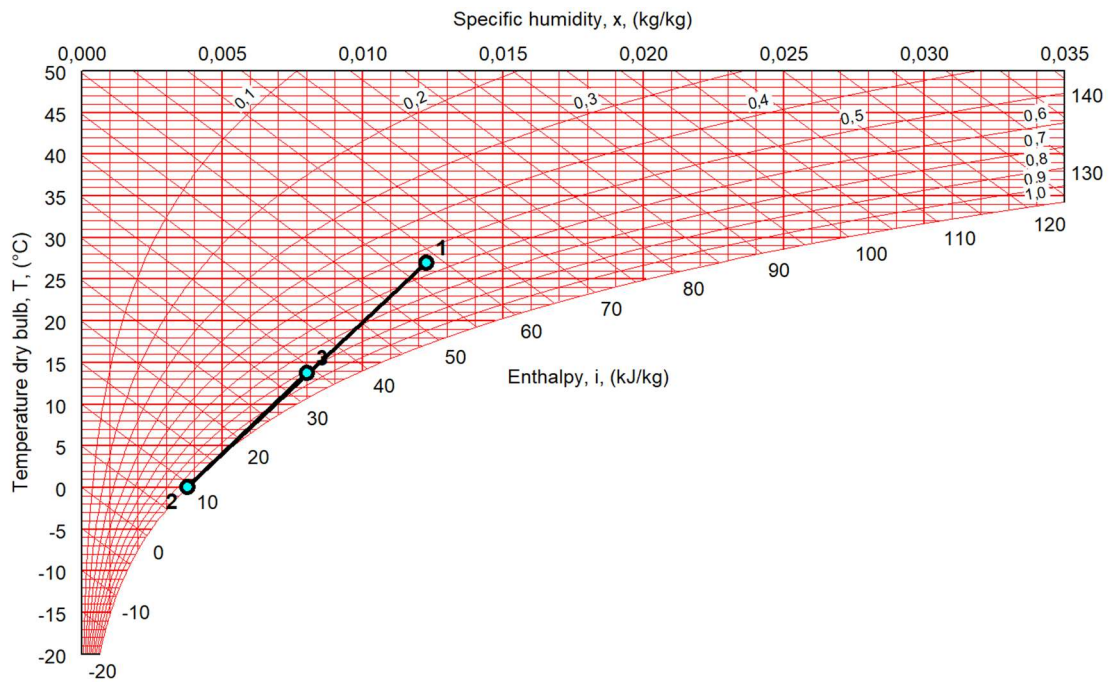
Vuotoilmavirrat

- Kanavapaine, raitis: 50,0 Pa
- Kanavapaine, tulo: 200,0 Pa
- Kanavapaine, poisto: 100,0 Pa
- Kanavapaine, jäte: 50,0 Pa
- P_u/P_i: -253,42 Pa
- Vuotoilmavirtojen vaik. kok. ilmavirtoihin:
- Raitisilmavirta q_{r1}: 3,890 m³/s
- Jätteililmavirta q_j: 3,890 m³/s
- OACF: 0,973
- EATR: 9,2 %

Buttons: OK, Peruuta, Laske

KUVA 14. Kuvakaappaus Kojan Future -mitoitusohjelmasta (Koja Future n.d.).

Ulkoilman ja kiertoilman sekoittunut olosuhde saadaan Mollier-diagrammin mukaan selville. Diagrammiin asetetaan ulkoilman olosuhteen piste sekä kiertoilman olosuhteen piste kuvion 2 mukaisella tavalla. Kun sekoitussuhde on 50/50, sijaitsee sekoittuneen ilman olosuhde keskellä ulkoilman sekä kiertoilman olosuhteiden välistä janaa.



KUVIO 2. Sekoitetun ilman olosuhteen määrittäminen (Mollier sketcher n.d.).

4.5 Ensimmäisen vertailun tulokset

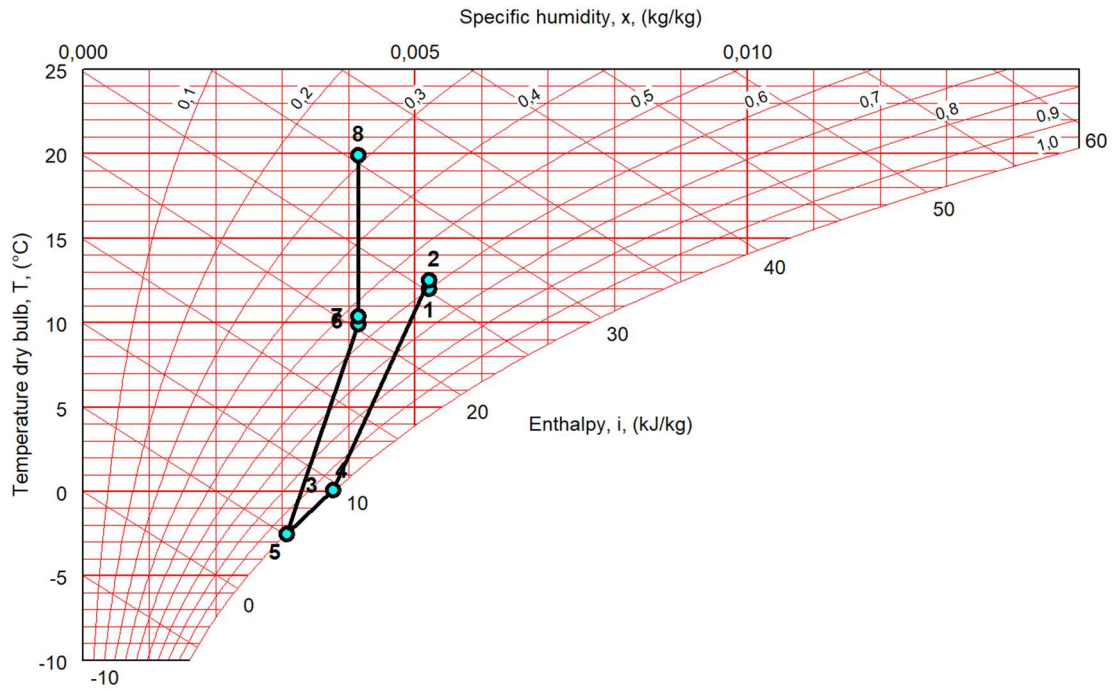
Ensimmäisessä vertailussa ulkoilman lämpötila oli + 27 °C ja suhteellinen kosteus 55 %. Tarkastelutilanteessa ilmanvaihtokone on 100 % kiertoilmalla, eli vuotoilmavirtojen oletetaan toimivan hallin riittävänä ilmanvaihtona. Taulukossa 9 esitetyissä ensimmäisen vertailun tuloksissa huomataan, että roottorilämmönsiirtimen mitoituksessa haluttuun tuloilman absoluuttiseen kosteuteen ei päästä. Tuloksista voidaan havaita, että roottorilämmönsiirtimen kanssa kondenssipatteri joutuu toimimaan lähempänä jäätymisrajaa. Tämä johtuu siitä, että tuloilmaa tulisi jäähdyttää viileämmäksi, jotta tavoiteltu absoluuttinen kosteus saavutettaisiin.

Kuvio 3 havainnollistaa hyvin miksi haluttuun absoluuttiseen kosteuteen ei päästä roottorilämmönsiirtimellä. Pisteiden 5 ja 6 välillä roottorilämmönsiirtimessä kosteutta siirtyy poistoilmasta tuloilmaan. Tämän seurauksena tuloilman absoluuttiseksi kosteudeksi tulee 4,14 g/kg. Kyseisessä mitoitusilanteessa tämä tarkoittaisi sitä, että sisäilman suhteellinen kosteus olisi 72,2 % 12 °C lämpötilassa. Sisäilman suhteellisen kosteuden maksimi suunnittelu-arvo taulukon 1 mukaan on 60 %. Vastavirtalämmönsiirtimessä kosteutta ei pääse siirtymään poistoilmasta tuloilmaan, jolloin tuloilman haluttu olosuhde saavutetaan. Vastavirtalämmönsiirtimen toiminta ensimmäisessä mitoitusilanteessa on esitetty kuviossa 4. Kuviota

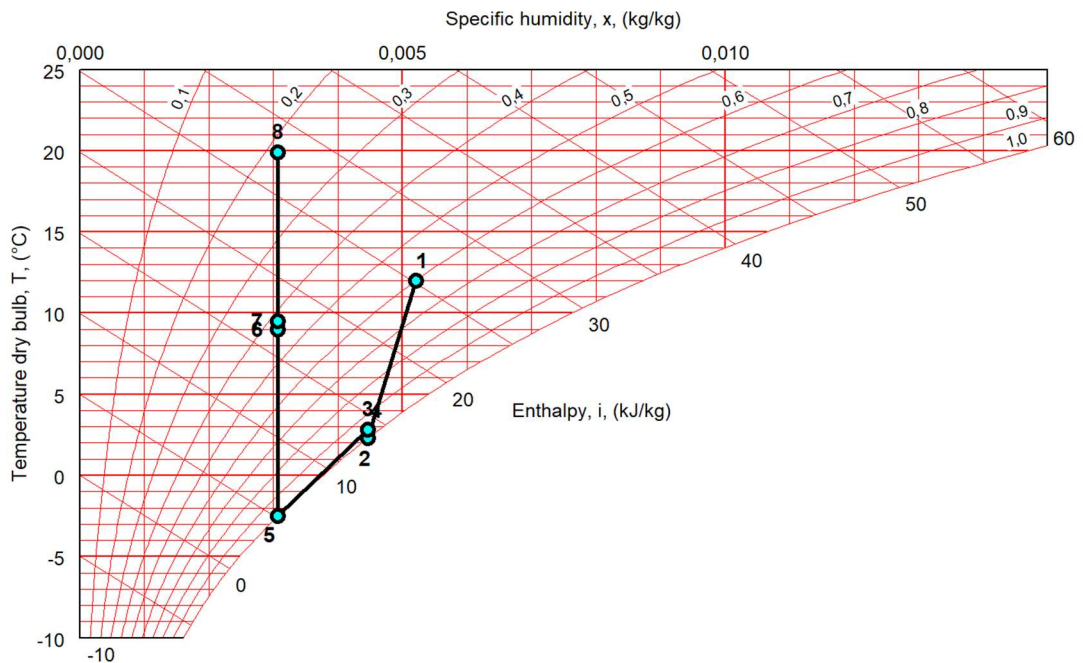
4 tarkastelemalla, huomataan vastavirtalämmönsiirtimen poistoilmaa kuivaava vaikutus pisteiden 1 ja 2 välillä.

TAULUKKO 9. Vertailun tulokset 1. mitoitusilanteessa, jossa ilma on 100 % kiertoilmaa.

Roottori-lto olosuhteet		Vastavirta-lto olosuhteet	
100 % kiertoilma		100 % kiertoilma	
Piste 1 poistoilma ennen LTO:ta		Piste 1 poistoilma ennen LTO:ta	
Lämpötila	12 °C	Lämpötila	12 °C
Suht.kosteus	60 %	Suht.kosteus	60 %
Abs. Kosteus	5,21 g/kg	Abs. Kosteus	5,21 g/kg
Entalpia	25,2 KJ/kg	Entalpia	25,2 KJ/kg
Piste 2 poistoilma ennen LTO:ta		Piste 2 poistoilma LTO:n jälkeen	
Lämpötila	12,5 °C	Lämpötila	2,3 °C
Suht.kosteus	58 %	Suht.kosteus	100 %
Abs. Kosteus	5,21 g/kg	Abs. Kosteus	4,46 g/kg
Entalpia	25,7 KJ/kg	Entalpia	13,5 KJ/kg
Piste 3 poistoilma LTO:n jälkeen		Piste 3 poistoilma puhaltimen jälkeen	
Lämpötila	0,1 °C	Lämpötila	2,8 °C
Suht.kosteus	99 %	Suht.kosteus	96,4 %
Abs. Kosteus	3,76 g/kg	Abs. Kosteus	4,46 g/kg
Entalpia	9,5 KJ/kg	Entalpia	14 KJ/kg
Piste 4 kiertoilma ennen jäähdytyspatteria		Piste 4 kiertoilma ennen jäähdytyspatteria	
Lämpötila	0,1 °C	Lämpötila	2,8 °C
Suht.kosteus	99 %	Suht.kosteus	96,4 %
Abs. Kosteus	3,76 g/kg	Abs. Kosteus	4,46 g/kg
Entalpia	9,5 KJ/kg	Entalpia	14 KJ/kg
Piste 5 tuloilma jäähdytyspatterin jälkeen		Piste 5 tuloilma jäähdytyspatterin jälkeen	
Lämpötila	-2,5 °C	Lämpötila	-2,5 °C
Suht.kosteus	100 %	Suht.kosteus	100 %
Abs. Kosteus	3,06 g/kg	Abs. Kosteus	3,06 g/kg
Entalpia	5,1 KJ/kg	Entalpia	5,1 KJ/kg
Piste 6 tuloilma LTO:n jälkeen		Piste 6 tuloilma LTO:n jälkeen	
Lämpötila	9,9 °C	Lämpötila	9 °C
Suht.kosteus	55 %	Suht.kosteus	43,3 %
Abs. Kosteus	4,14 g/kg	Abs. Kosteus	3,07 g/kg
Entalpia	20,4 KJ/kg	Entalpia	16,8 KJ/kg
Piste 7 tuloilma puhaltimen jälkeen		Piste 7 tuloilma puhaltimen jälkeen	
Lämpötila	10,4 °C	Lämpötila	9,5 °C
Suht.kosteus	53,1 %	Suht.kosteus	41,9 %
Abs. Kosteus	4,14 g/kg	Abs. Kosteus	3,07 g/kg
Entalpia	20,9 KJ/kg	Entalpia	17,3 KJ/kg
Piste 8 tuloilma lämmityspatterin jälkeen		Piste 8 tuloilma lämmityspatterin jälkeen	
Lämpötila	19,9 °C	Lämpötila	19,9 °C
Suht.kosteus	28,8 %	Suht.kosteus	21,4 %
Abs. Kosteus	4,14 g/kg	Abs. Kosteus	3,07 g/kg
Entalpia	30,5 KJ/kg	Entalpia	27,8 KJ/kg



KUVIO 3. Roottorilämmönsiirtimellä varustetun ilmanvaihtokoneen toiminta Mollier-diagrammissa 1. vertailussa, jossa ilma on 100 % kiertoilmaa (Mollier sketcher n.d.).



KUVIO 4. Vastavirtalämmönsiirtimellä varustetun ilmanvaihtokoneen toiminta Mollier-diagrammissa 1. vertailussa, jossa ilma on 100 % kiertoilmaa (Mollier sketcher n.d.).

Ensimmäinen vertailu toteutettiin 100 % kiertoilman lisäksi niin, että tuloilma muodostui 50 % hallin kiertoilmasta ja 50 % ulkoilmasta. Taulukossa 11 huomataan, että kiertoilman ja ulkoilman suhde ei vaikuta LTO:n toimintaan. Ulkoilman suhde kiertoilmaan vaikuttaa ainoastaan kuivauspatterin tehontarpeeseen. Verrattaessa ensimmäisen mitoitusilanteen pisteiden 4 lämpötiloja lämmönsiirtimien välillä, huomataan roottorilämmönsiirtimen korkeamman lämpötilahyötysuhteen vähentävän 2,7 celsiusasteella tuloilman jäähdystarvetta. Vertailtaessa taulukon 10 ensimmäisen mitoitusilanteen patteritehoja, huomataan, että jäähdytyspatterin tarvittava teho olisi lähes 22 kW pienempi roottorilämmönsiirtimellä varustetussa ilmanvaihtokoneessa, kuin vastavirtalämmönsiirtimellä varustetussa koneessa. Kuvion 3 diagrammia tarkastelemalla huomataan roottorilämmönsiirtimen jäähdyttävän kiertoilmaa suuresti, jolloin jäähdytyspatterin teho jää pieneksi. Kun kiertoilmaa sekoitetaan ulkoilmaan, lämpötilaerot tasoittuvat. Taulukosta 12 nähdään, että roottorilämmönsiirtimellä varustetussa ilmanvaihtokoneessa jäähdytyspatterin teho olisi enää noin 11 kW pienempi. Lämmityspattereiden mitoitusteho on roottorilämmönsiirtimellä varustetussa ilmanvaihtokoneessa noin 4,5 kW pienempi.

TAULUKKO 10. Pattereiden tehot 1. mitoitusilanteessa.

Pattereiden tehot	
100% kiertoilma	
Roottori-lto	Vastavirta-lto
Lämmityspatterin teho	lämmityspatterin teho
46,08 kW	50,4 kW
Jäähdytyspatterin teho	Jäähdytyspatterin teho
21,12 kW	42,72 kW

TAULUKKO 11. Vertailun tulokset 1. mitoitustilanteessa, jossa ilma on 50 % ulkoilmaa ja 50 % kiertoilmaa.

Roottori-lto olosuhteet		Vastavirta-lto olosuhteet	
50 % ulkoilmaa 50 % kiertoilmaa		50 % ulkoilmaa 50 % kiertoilmaa	
Piste 1 poistoilma ennen LTO:ta		Piste 1 poistoilma ennen LTO:ta	
Lämpötila	12 °C	Lämpötila	12 °C
Suht.kosteus	60 %	Suht.kosteus	60 %
Abs. Kosteus	5,21 g/kg	Abs. Kosteus	5,21 g/kg
Entalpia	25,2 KJ/kg	Entalpia	25,2 KJ/kg
Piste 2 poistoilma ennen LTO:ta		Piste 2 poistoilma LTO:n jälkeen	
Lämpötila	12,5 °C	Lämpötila	2,3 °C
Suht.kosteus	58 %	Suht.kosteus	100 %
Abs. Kosteus	5,21 g/kg	Abs. Kosteus	4,46 g/kg
Entalpia	25,7 KJ/kg	Entalpia	13,5 KJ/kg
Piste 3 poistoilma LTO:n jälkeen		Piste 3 poistoilma puhaltimen jälkeen	
Lämpötila	0,1 °C	Lämpötila	2,8 °C
Suht.kosteus	99 %	Suht.kosteus	96,4 %
Abs. Kosteus	3,76 g/kg	Abs. Kosteus	4,46 g/kg
Entalpia	9,5 KJ/kg	Entalpia	14 KJ/kg
Piste 4 kiertoilma ennen jäähdytyspatteria		Piste 4 kiertoilma ennen jäähdytyspatteria	
Lämpötila	13,8 °C	Lämpötila	15 °C
Suht.kosteus	82 %	Suht.kosteus	79 %
Abs. Kosteus	8 g/kg	Abs. Kosteus	8,4 g/kg
Entalpia	34,1 KJ/kg	Entalpia	36,3 KJ/kg
Piste 5 tuloilma jäähdytyspatterin jälkeen		Piste 5 tuloilma jäähdytyspatterin jälkeen	
Lämpötila	-2,5 °C	Lämpötila	-2,5 °C
Suht.kosteus	100 %	Suht.kosteus	100 %
Abs. Kosteus	3,06 g/kg	Abs. Kosteus	3,06 g/kg
Entalpia	5,1 KJ/kg	Entalpia	5,1 KJ/kg
Piste 6 tuloilma LTO:n jälkeen		Piste 6 tuloilma LTO:n jälkeen	
Lämpötila	9,9 °C	Lämpötila	9 °C
Suht.kosteus	55 %	Suht.kosteus	43,3 %
Abs. Kosteus	4,14 g/kg	Abs. Kosteus	3,07 g/kg
Entalpia	20,4 KJ/kg	Entalpia	16,8 KJ/kg
Piste 7 tuloilma puhaltimen jälkeen		Piste 7 tuloilma puhaltimen jälkeen	
Lämpötila	10,4 °C	Lämpötila	9,5 °C
Suht.kosteus	53,1 %	Suht.kosteus	41,9 %
Abs. Kosteus	4,14 g/kg	Abs. Kosteus	3,07 g/kg
Entalpia	20,9 KJ/kg	Entalpia	17,3 KJ/kg
Piste 8 tuloilma lämmityspatterin jälkeen		Piste 8 tuloilma lämmityspatterin jälkeen	
Lämpötila	19,9 °C	Lämpötila	19,9 °C
Suht.kosteus	28,8 %	Suht.kosteus	21,4 %
Abs. Kosteus	4,14 g/kg	Abs. Kosteus	3,07 g/kg
Entalpia	30,5 KJ/kg	Entalpia	27,8 KJ/kg

TAULUKKO 12. Pattereiden tehot 1. mitoitustilanteessa sekoitetulla ilmalla.

Pattereiden tehot	
50 % ulkoilmaa 50 % kiertoilmaa	
Roottori-lto	Vastavirta-lto
Lämmityspatterin teho	lämmityspatterin teho
46,08 kW	50,4 kW
Jäähdytyspatterin teho	Jäähdytyspatterin teho
139,2 kW	149,76 kW

4.6 Toisen vertailun tulokset

Toisessa vertailussa ulkoilman lämpötila oli + 5 °C ja suhteellinen kosteus 90 %, tämä on yleisempi ulkoilman olosuhde kuin ensimmäisen vertailun olosuhde. Toisessa vertailussa molemmat lämmönsiirrintyytit pääsivät alle vaaditun tuloilman absoluuttisen kosteuden, joka oli 3,74 g/kg. Taulukossa 13 on esitetty vertailun tulokset 2. mitoitustilanteessa, jossa ilma on 100 % kiertoilmaa. Kuviossa 5 ja 6 on esitetty LTO-järjestelmien toiminta Mollier-diagrammissa. Kuvioita 5 ja 6 tarkastelemalla huomataan prosessien olevan molemmilla siirrintyypeillä samankaltaiset. Tämä johtuu siitä, että poistoilma ei kondensoi tässä olosuhteessa roottorin kennoon, joten roottorilämmönsiirtimessä ei tapahdu kosteuden siirtymistä poistoilmasta tuloilmaan.

Taulukossa 14 on esitetty pattereiden tehot 2. mitoitustilanteessa, jossa ilma on 100 % kiertoilmaa. Taulukossa 15 on esitetty vertailun tulokset 2. mitoitustilanteessa, jossa ilma on 50 % kiertoilmaa ja 50 % ulkoilmaa. Taulukossa 16 on esitetty pattereiden tehot 2. mitoitustilanteessa, jossa ilma on 50 % kiertoilmaa ja 50 % ulkoilmaa. Pattereiden tehoja tarkastelemalla huomataan, että roottorilämmönsiirtimellä varustetussa IV-koneessa lämmitys- ja jäähdytyspatterin tehoa tarvitaan hieman vähemmän kuin vastavirtalämmönsiirtimellä varustetussa IV-koneessa.

TAULUKKO 13. Vertailun tulokset 2. mitoitustilanteessa, jossa ilma on 100 % kiertoilmaa.

Roottori-lto olosuhteet	
100 % kiertoilma	
Piste 1 poistoilma ennen LTO:ta	
Lämpötila	10 °C
Suht.kosteus	55 %
Abs. Kosteus	4,17 g/kg
Entalpia	20,6 KJ/kg
Piste 2 poistoilma ennen LTO:ta	
Lämpötila	10,5 °C
Suht.kosteus	53,1 %
Abs. Kosteus	4,17 g/kg
Entalpia	21,1 KJ/kg
Piste 3 poistoilma LTO:n jälkeen	
Lämpötila	1,7 °C
Suht.kosteus	97,8 %
Abs. Kosteus	4,17 g/kg
Entalpia	12,2 KJ/kg
Piste 4 kiertoilma ennen jäähdytyspatteria	
Lämpötila	1,7 °C
Suht.kosteus	97,8 %
Abs. Kosteus	4,17 g/kg
Entalpia	12,2 KJ/kg
Piste 5 tuloilma jäähdytyspatterin jälkeen	
Lämpötila	-0,1 °C
Suht.kosteus	100 %
Abs. Kosteus	3,73 g/kg
Entalpia	9,3 KJ/kg
Piste 6 tuloilma LTO:n jälkeen	
Lämpötila	8,7 °C
Suht.kosteus	53,7 %
Abs. Kosteus	3,73 g/kg
Entalpia	18,1 KJ/kg
Piste 7 tuloilma puhaltimen jälkeen	
Lämpötila	9,2 °C
Suht.kosteus	51,9 %
Abs. Kosteus	3,73 g/kg
Entalpia	18,6 KJ/kg
Piste 8 tuloilma lämmityspatterin jälkeen	
Lämpötila	19,9 °C
Suht.kosteus	26 %
Abs. Kosteus	3,73 g/kg
Entalpia	29,5 KJ/kg

Vastavirta-lto olosuhteet	
100 % kiertoilma	
Piste 1 poistoilma ennen LTO:ta	
Lämpötila	10 °C
Suht.kosteus	55 %
Abs. Kosteus	4,17 g/kg
Entalpia	20,6 KJ/kg
Piste 2 poistoilma LTO:n jälkeen	
Lämpötila	2,4 °C
Suht.kosteus	93,2 %
Abs. Kosteus	4,19 g/kg
Entalpia	12,9 KJ/kg
Piste 3 poistoilma puhaltimen jälkeen	
Lämpötila	2,9 °C
Suht.kosteus	89,9 %
Abs. Kosteus	4,19 g/kg
Entalpia	13,4 KJ/kg
Piste 4 kiertoilma ennen jäähdytyspatteria	
Lämpötila	2,9 °C
Suht.kosteus	89,8 %
Abs. Kosteus	4,19 g/kg
Entalpia	13,4 KJ/kg
Piste 5 tuloilma jäähdytyspatterin jälkeen	
Lämpötila	-0,1 °C
Suht.kosteus	100 %
Abs. Kosteus	3,73 g/kg
Entalpia	9,3 KJ/kg
Piste 6 tuloilma LTO:n jälkeen	
Lämpötila	7,5 °C
Suht.kosteus	58,2 %
Abs. Kosteus	3,73 g/kg
Entalpia	16,9 KJ/kg
Piste 7 tuloilma puhaltimen jälkeen	
Lämpötila	8 °C
Suht.kosteus	56,3 %
Abs. Kosteus	3,73 g/kg
Entalpia	17,4 KJ/kg
Piste 8 tuloilma lämmityspatterin jälkeen	
Lämpötila	19,9 °C
Suht.kosteus	26 %
Abs. Kosteus	3,73 g/kg
Entalpia	29,5 KJ/kg

TAULUKKO 14. Pattereiden tehot 2. mitoitustilanteessa, jossa ilma on 100 % kiertoilmaa.

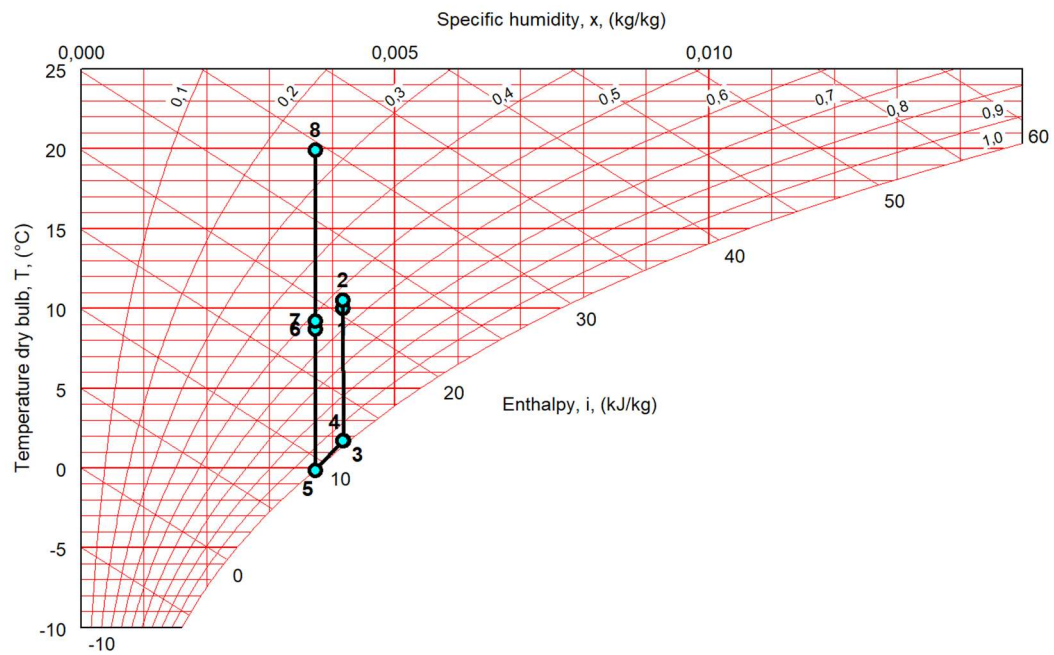
Pattereiden tehot	
100 % kiertoilma	
Roottori-lto	Vastavirta-lto
Lämmityspatterin teho	lämmityspatterin teho
52,32 kW	58,08 kW
Jäähdytyspatterin teho	Jäähdytyspatterin teho
13,92 kW	19,68 kW

TAULUKKO 15. Vertailun tulokset 2. mitoitustilanteessa, jossa ilma on 50 % ulkoilmaa ja 50 % kiertoilmaa.

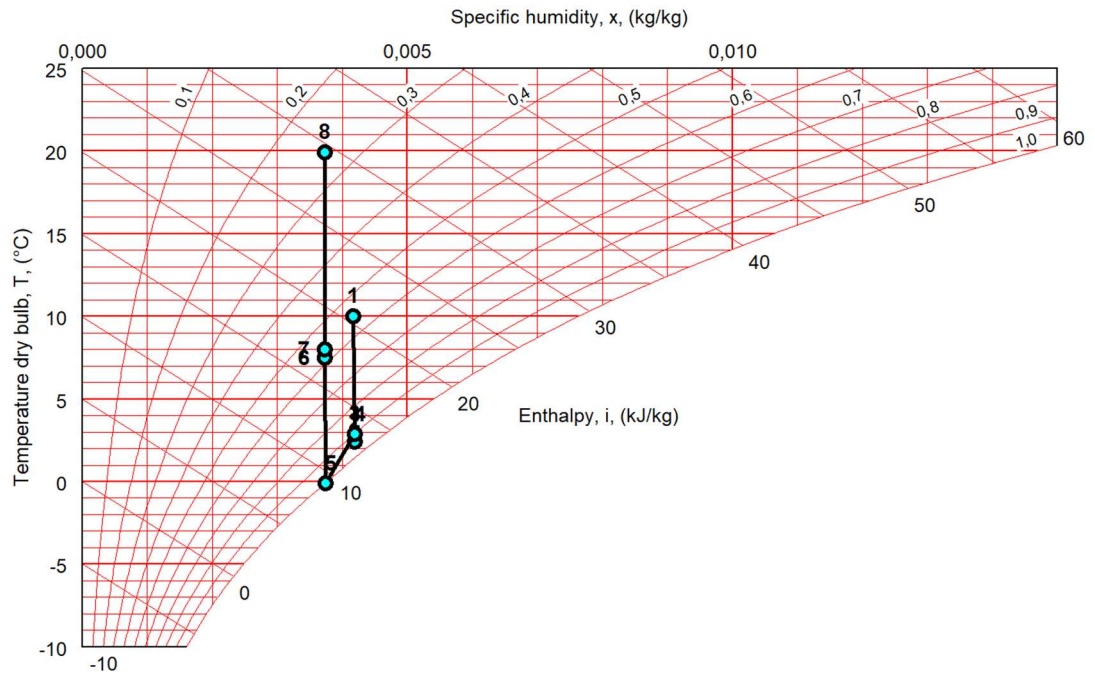
Roottori-lto olosuhteet		Vastavirta-lto olosuhteet	
50 % ulkoilmaa 50 % kiertoilmaa		50 % ulkoilmaa 50 % kiertoilmaa	
Piste 1 poistoilma ennen LTO:ta		Piste 1 poistoilma ennen LTO:ta	
Lämpötila	10 °C	Lämpötila	10 °C
Suht.kosteus	55 %	Suht.kosteus	55 %
Abs. Kosteus	4,17 g/kg	Abs. Kosteus	4,17 g/kg
Entalpia	20,6 KJ/kg	Entalpia	20,6 KJ/kg
Piste 2 poistoilma ennen LTO:ta		Piste 2 poistoilma LTO:n jälkeen	
Lämpötila	10,5 °C	Lämpötila	2,4 °C
Suht.kosteus	53,1 %	Suht.kosteus	93,2 %
Abs. Kosteus	4,17 g/kg	Abs. Kosteus	4,19 g/kg
Entalpia	21,1 KJ/kg	Entalpia	12,9 KJ/kg
Piste 3 poistoilma LTO:n jälkeen		Piste 3 poistoilma puhaltimen jälkeen	
Lämpötila	1,7 °C	Lämpötila	2,9 °C
Suht.kosteus	97,8 %	Suht.kosteus	89,9 %
Abs. Kosteus	4,17 g/kg	Abs. Kosteus	4,19 g/kg
Entalpia	12,2 KJ/kg	Entalpia	13,4 KJ/kg
Piste 4 kiertoilma ennen jäähdytyspatteria		Piste 4 kiertoilma ennen jäähdytyspatteria	
Lämpötila	3,2 °C	Lämpötila	3,9 °C
Suht.kosteus	94,5 %	Suht.kosteus	90,1 %
Abs. Kosteus	4,5 g/kg	Abs. Kosteus	4,5 g/kg
Entalpia	14,5 KJ/kg	Entalpia	15,2 KJ/kg
Piste 5 tuloilma jäähdytyspatterin jälkeen		Piste 5 tuloilma jäähdytyspatterin jälkeen	
Lämpötila	-0,1 °C	Lämpötila	-0,1 °C
Suht.kosteus	100 %	Suht.kosteus	100 %
Abs. Kosteus	3,73 g/kg	Abs. Kosteus	3,73 g/kg
Entalpia	9,3 KJ/kg	Entalpia	9,3 KJ/kg
Piste 6 tuloilma LTO:n jälkeen		Piste 6 tuloilma LTO:n jälkeen	
Lämpötila	8,7 °C	Lämpötila	7,5 °C
Suht.kosteus	53,7 %	Suht.kosteus	58,2 %
Abs. Kosteus	3,73 g/kg	Abs. Kosteus	3,73 g/kg
Entalpia	18,1 KJ/kg	Entalpia	16,9 KJ/kg
Piste 7 tuloilma puhaltimen jälkeen		Piste 7 tuloilma puhaltimen jälkeen	
Lämpötila	9,2 °C	Lämpötila	8 °C
Suht.kosteus	51,9 %	Suht.kosteus	56,3 %
Abs. Kosteus	3,73 g/kg	Abs. Kosteus	3,73 g/kg
Entalpia	18,6 KJ/kg	Entalpia	17,4 KJ/kg
Piste 8 tuloilma lämmityspatterin jälkeen		Piste 8 tuloilma lämmityspatterin jälkeen	
Lämpötila	19,9 °C	Lämpötila	19,9 °C
Suht.kosteus	26 %	Suht.kosteus	26 %
Abs. Kosteus	3,73 g/kg	Abs. Kosteus	3,73 g/kg
Entalpia	29,5 KJ/kg	Entalpia	29,5 KJ/kg

TAULUKKO 16. Pattereiden tehot 2. mitoitusilanteessa sekoitetulla ilmalla.

Pattereiden tehot	
50 % ulkoilma 50 % kiertoilma	
Roottori-lto	Vastavirta-lto
Lämmityspatterin teho	lämmityspatterin teho
52,32 kW	58,08 kW
Jäähdytyspatterin teho	Jäähdytyspatterin teho
24,96 kW	28,32 kW



KUVIO 5. Roottorilämmönsiirtimellä varustetun ilmanvaihtokoneen toiminta Mollier-diagrammissa 2. mitoitusilanteessa, jossa ilma on 100 % kiertoilmaa (Mollier sketcher n.d.).



KUVIO 6. Vastavirtalämmönsiirtimellä varustetun ilmanvaihtokoneen toiminta Mollier-diagrammissa 2. mitoitustilanteessa, jossa ilma on 100 % kiertoilmaa (Mollier sketcher n.d.).

5 JOHTOPÄÄTÖKSET JA POHDINTA

Kosteuskuormien laskeminen osoitti, että vuotoilmavirran mukana tuleva kosteus on suurin harjoitusjäähallin kosteuskuormasta. Tämä tarkoittaa, että mitä tiiviimpi jäähallin rakenne on ja mitä paremmin oviaukkojen kautta tuleva vuotoilma saadaan hallittua, sitä vähemmän tuloilmaa tulee kuivata. Laskemien perusteella voidaan todeta, että vanhemmassa hallissa, jossa vuotoilmavirta on suurta ja kosteuskuormat ovat isot, ei roottorilämmöntalteenottojärjestelmä välttämättä ole toimiva kaikissa ääriolosuhteissa. Roottorilämmöntalteenotolla varustettu ilmanvaihtokone ei pystynyt tuottamaan laskennallisesti haluttua tuloilman olosuhdetta mitoitustilanteessa, jossa ulkolämpötila oli + 27 °C ja suhteellinen kosteus 55 %. Tarkastelussa tämä johtui lämmönsiirtokiekon poistoilmasta tuloilmaan siirtämästä kosteudesta. Tarkastelussa ilmeni, että jäähdytyspatteri vaikuttaa jäätyvän enemmän roottorilämmönsiirtimeen kanssa. Toisessa vertailutilanteessa ulkoilman lämpötila oli + 5 °C ja suhteellinen kosteus 90 %. Tässä olosuhteessa molemmat LTO-järjestelmät pystyivät tuottamaan halutun tuloilman olosuhteen.

Erään vuonna 2021 valmistuneen harjoitusjäähallin käytännön mittaustuloksista on havaittu, että haastavissa ulkoilman olosuhteissa sisäilman suhteellinen kosteus nousee yli 60 prosentin. Tämän harjoitusjäähallin ilmanvaihtokone on varustettu roottorilämmönsiirtimeillä. Suurimman osan ajasta hallin sisäilman suhteellinen kosteus kuitenkin pysyy halutussa olosuhteessa. Hetkellinen sisäilman suhteellisen kosteuden nousu ei välttämättä ole haitallista, mutta jos kosteus pääsee tiivistymään pinnoille, joiden kuivuminen vie aikaa, voi haittoja alkaa ilmenemään. Lämmitys- ja jäähdytyspattereiden toiminnan ja mitoitustehojen tarkastelun perusteella voidaan todeta roottorilämmönsiirtimeillä varustetun lämmönsiirtimeen olevan hieman energiatehokkaampi valinta harjoitusjäähallin tarpeisiin. Tämä on LTO-järjestelmän paremman hyötysuhteen ansiota.

Roottorilämmönvaihtimella varustettu ilmanvaihtokone on hieman lyhyempi, kuin vastavirtalämmönsiirtimeillä varustettu ilmanvaihtokone. Usein suunnittelussa ilmanvaihtokonehuoneen tilat ovat ahtaat, jolloin roottorilämmönsiirtimeillä varustettu ilmanvaihtokone on ainoa mahdollinen vaihtoehto. Tällöin hallin sisäilman

kuivauksen suunnitteluun ja kosteuskuormien minimointiin tulee kiinnittää erityistä huomiota, jotta järjestelmä on toimiva.

Opinnäytetyössä saavutettiin sille määritellyt tavoitteet. Työn avulla saatiin näkökulmaa ja pohdittavia asioita harjoitusjäähallin suunnitteluun. Harjoitusjäähallit tulee aina suunnitella tapauskohtaisesti ja ilmanvaihtoa tarkastella omana kokonaisuutena. Työn luotettavuutta lisäisi laskelmien tekeminen useampaan harjoitusjäähalliin sekä vertailemalla useamman eri valmistajan rottoreita. Roottorilämmönsiirtimien toimintaa tulisi tutkia lisää toteuttamalla mittauksia harjoitusjäähalleihin, joihin on asennettu roottorilämmönsiirtimellä varustettuja ilmanvaihtokoneita.

LÄHTEET

Aalto-yliopisto, VTT, Suomen jääkiekkoliitto. 2018. Jäähallin energiatehokkuuden parantaminen. Viitattu 16.2.2023. https://jaahalliportaali.fi/files/jaahallipor-taali_handbook.pdf

Bragge, M. 2017. Ilmanvaihdon lämmöntalteenottojärjestelmät. Ympäristötekno-logian koulutusohjelma. Lahden Ammattikorkeakoulu. Opinnäytetyö. Viitattu 6.3.2023. https://www.theseus.fi/bitstream/handle/10024/127145/Bragge_Mi-kael.pdf;jsessionid=E513B3A125EFBB38C06E5C149D758AD9?sequence=4

Climecon. N.d. RIF pyörrehajottaja. Verkkosivu. Viitattu 17.2.2023. <https://clime-conair.com/fi-fi/tuote/rif/>

FläktGroup. N.d. DDBA Suutinhajotin. Verkkosivu. Viitattu 17.2.2023 <https://www.flaktgroup.com/fi/products/ilman-hallinta-ja-huonelaitteet/hajotti-met/induktiosuutinhajottimet/ddba-suutinhajotin/>

Futijev, A. 2018. Ilmanvaihto jäähalleissa. Talotekniikan tutkinto-ohjelma. Metro-polia ammattikorkeakoulu. Opinnäytetyö. Viitattu 6.3.2023. https://www.theseus.fi/bitstream/handle/10024/156996/Futijev_Adlan.pdf?se-quence=1&isAllowed=y

Huttunen, J. 2016. Regeneratiivisen lämmöntalteenoton kosteuden siirto ja poisto asuinhuoneistoissa. Talotekniikan ko. Mikkelin ammattikorkeakoulu. Opinnäytetyö. Viitattu 29.3.2023. [Huttunen Jyri.pdf;jsessio-nid=E4130AA4E0095E59A7E484DFCF8A9250](https://www.theseus.fi/bitstream/handle/10024/160261/Huttunen_Jyri.pdf;jsessio-nid=E4130AA4E0095E59A7E484DFCF8A9250) (theseus.fi)

IHF. 2016. IIHF Ice Rink Guide. Viitattu 17.2.2023. <https://www.iihf.com/en/sta-tic/5890/iihf-ice-rink-guide>

Kemppainen, S. 2019. Tarpeenmukainen ilmanvaihto monitoimiareenassa. Ta-lotekniikan tutkinto-ohjelma. Metropolia Ammattikorkeakoulu. Opinnäytetyö. Vii-tattu 17.2.2023. https://www.theseus.fi/bitstream/handle/10024/160261/Kemp-painen_Sami.pdf?sequence=1&%20isAllowed=y

Koja Future. N.d. Koja. Viitattu 10.3.2023.

Laitinen, A., Nykänen V. & Paiho S. 2010. Jäähallin kylmäkoneistojen hankinta-opas. VTT. Espoo. Viitattu 17.1.2023. <https://www.vttresearch.com/sites/de-fault/files/pdf/tiedotteet/2010/T2548.pdf>

Leppä, L. 2016. Jäähallien olosuhteiden, teknisten järjestelmien ja energiatehokkuuden seuranta. Rakenne- ja rakennustuotantotekniikka. Aalto yliopisto. Diplomityö. Viitattu 19.1.2023. https://aaltodoc.aalto.fi/bitstream/han-dle/123456789/23653/master_Lepp%C3%A4_Lauri_2016.pdf?se-quence=1&isAllowed=y

Mollier sketcher. N.d. Ivprodukt. Viitattu 12.3.2023.

- Ratilainen, S. 2019. Teollisuuskiinteistön lämpöenergiataseen laskenta. Energia- ja ympäristötekniikan koulutusohjelma. Kaakkois-Suomen ammattikorkeakoulu. Opinnäytetyö. Viitattu 6.3.2023. https://www.theseus.fi/bitstream/handle/10024/166142/Ratilainen_Simo.pdf?sequence=2
- RT 103499 Jäähallien suunnittelu. 2022. RT-kortisto. Rakennustieto Oy. Viitattu 19.1.2023. Vaatii käyttöoikeuden. <https://kortistot.rakennustieto.fi/kortit/RT%20103449?navref=Search>
- Sandberg, E. 2014a. Sisäilmasto ja ilmastointijärjestelmät. Ilmastointitekniikka osa 1. Toinen painos. Helsinki: Talotekniikka-Julkaisut Oy.
- Sandberg, E. 2014b. Ilmastointilaitoksen mitoitus. Ilmastointitekniikka osa 2. Toinen painos. Helsinki: Talotekniikka-Julkaisut Oy.
- Sormunen, P., Sundman, T. & Lestinen, S. 2007. The design challenges of multipurpose Arenas. Granlund Oy. Viitattu 17.2.2023. <https://www.irbnet.de/daten/iconda/CIB8172.pdf>
- Systemair. N.d. Lämmöntalteenoton perusteet. Verkkosivu. Viitattu 6.3.2023. <https://www.systemair.com/fi/sovellukset/asuintalojen-ilmanvaihto/laemmoentalteenotto/>
- Swegon. N.d.a. Levylämmönsiirtimet. Verkkosivu. Viitattu 6.3.2023. <https://www.swegon.com/fi/oppaat/tekniikat/erilaiset-lammonsiirintyyppit/plate-heat-exchangers/>
- Swegon. N.d.b. Pyörivät lämmönsiirtimet. Verkkosivu. Viitattu 6.3.2023. <https://www.swegon.com/fi/oppaat/tekniikat/erilaiset-lammonsiirintyyppit/rotary-heat-exchangers/>
- Talotekniikkainfo. 2021. Poistoilmaluokat. Verkkosivu. Viitattu 6.3.2023. <https://talotekniikkainfo.fi/sisailmasto-ja-ilmanvaihto-opas/13-poistoilmaluokat>
- Trotec. 2023. Adsorptiokuivain toimintatapa ja tekniset erot. Verkkosivu. Viitattu 6.3.2023. <https://fi.trotec.com/tuotteet-ja-palvelut/koneet-homecomfort/ilmankuivaus/kaeytaennoen-tietoa-ilmankuivaimista/ilmankuivausmenetelmaet-yhdella-silmaeyksella/adsorptiokuivain/>
- Viljanen, Martti. 2007. Jäähallien lämpö- ja kosteustekniikka: suunnittelu- ja rakennuttamisopas. Helsinki: Rakennustieto.
- Vuoti, E. 2018. Sisäilmatutkijan ilmanvaihto-opas. Rakennustekniikan tutkinto-ohjelma. Metropolia Ammattikorkeakoulu. Opinnäytetyö. Viitattu 17.2.2023. https://www.theseus.fi/bitstream/handle/10024/142446/Vuoti_Erno.pdf?sequence=1