

Jaakko Rautala

TULOILMAN JÄÄHDYTTÄMISESTÄ LÄMPÖPUMPULLA
SAATAVAN ENERGIAN SIIRTÄMINEN KÄYTTÖVEDEN
LÄMMITYKSEEN

Energiatekniikan koulutusohjelma
2010

TULOILMAN JÄÄHDYTTÄMISESTÄ LÄMPÖPUMPULLA SAATAVAN ENERGIAN SIIRTÄMINEN KÄYTTÖVEDEN LÄMMITYKSEEN

Rautala, Jaakko
Satakunnan ammattikorkeakoulu
Energiatekniikan koulutusohjelma
Marraskuu 2010
Ohjaaja: Heinola, Reino
Sivumäärä: 47
Liitteitä: 4

Asiasanat: Ilmastointikone, teollisuus, lauhdutuslämpö, energiatehokkuus

Tämän opinnäytetyön aiheena oli selvittää Nilan Suomi Oy:n teollisuusluokan ilmastointikoneen sisältämän lämpöpumppujärjestelmän mahdollisuutta lämmitellä käyttövedtä jäähdytyskauden aikana. Tällä hetkellä jäähdytyskauden aikana lämpöpumppuprosessissa syntynyt lauhdutuslämpö puhalletaan ulos jäteilmän mukana.

Opinnäytetyössä laskettiin energiansäästöpotentiaali teoreettiselle esimerkkikohteelle olettaen, että kyseisen kohteen ilmastointikoneessa jäähdytyskaudenaikana syntynyt lauhdutuslämpö käytettäisiin lämpimän käyttöveden lämmitykseen. Laskennan perusteella havaittiin, että lauhdutuslämmön talteenotto on taloudellisesti kannattavaa.

Työssä tutustuttiin erilaisiin tapoihin, joilla lauhdutuslämpöä voidaan käytännössä siirtää käyttöveden lämmitykseen. Nilan Suomi Oy on kehittänyt opinnäytetyössä kuvatun järjestelmän. Työssä arvioidaan tämän järjestelmän hyviä ja huonoja puolia sekä esitetään vaihtoehtoinen järjestelmä käyttöveden lämmittämiseksi lauhdutuslämmöllä.

TRANSFERRING THE ENERGY FROM THE SUPPLY AIR COOLING HEAT PUMP TO HEAT UP THE DRIVING WATER

Rautala, Jaakko
Satakunta University of Applied Sciences
Degree Programme in Energy Technology
November 2010
Supervisor: Heinola, Reino
Number of pages: 47
Appendices: 4

Key words: ventilation unit, industry, condensing heat, energy efficiency

The purpose of this thesis was to examine the heat pump system of the industrial ventilation unit made by Nilan Suomi Plc and its potential to heat driving water during the cooling period. Currently, during the cooling period, the condensed heat from the heat pump is blown out with extract air.

In this thesis the energy saving potential was calculated for a theoretical target, assuming that during the cooling period, the condensed heat from the ventilation unit is used to heat driving water. The calculation showed that the condensed heat recovery is cost-effective.

Different ways of transferring condensed heat to driving water were studied in practice in this thesis. Nilan Suomi PLC has developed the system which is described in this thesis. In this thesis the pros and cons of that system were judged and also an alternative system was presented for heating driving water with condensed heat.

SISÄLLYS

1	JOHDANTO.....	6
2	JÄRJESTELMÄÄN KUULUVIEN LAITTEIDEN KUVAUS	7
2.1	Puhaltimet	8
2.1.1	Poistoilmapuhallin.....	8
2.1.2	Tuloilmapuhallin	8
2.2	Lämpöputki.....	9
2.3	Ilmansuodatus	10
2.4	Lämpöpumppujärjestelmän laitteet.....	10
2.4.1	Kompessorit	11
2.4.2	Lauhdutin	11
2.4.3	Paisuntaelin	11
2.4.4	Höyrystin.....	11
2.4.5	Laitteiden toiminta jäähdytystarpeen aikana.....	12
2.5	Jälkilämmityspatteri.....	13
3	TEORIAA KYLMÄPROSESSISTA	14
3.1	Kylmäaineen kierto prosessissa	14
3.2	Laskennan perusteet.....	15
4	TEHOJEN LASKEMINEN	17
4.1	Lauhduttimen lämmitystehon laskeminen	17
4.2	Höyrystimen tehon laskeminen	18
5	LASKETTU ENERGIANSÄÄSTÖPOTENTIAALI JÄÄHDYTYSKAUDEN AIKANA	20
5.1	Esimerkkikohteen tiedot	20
5.2	Käyttöveden lämmityksen tehontarve	21
5.2.1	Mitoitusvirtaama	21
5.2.2	Käyttöveden kiertohäviö	22
5.2.3	Tarvittava teho.....	23
5.3	Saatavilla oleva lämmitysteho esimerkkikohteessa	24
5.3.1	Jäähdytyksen tarve	24
5.3.2	Tarvitut höyrystimen tehot.....	30
5.3.3	Kompressorien tehot	35
5.3.4	Lauhduttimen tehot	35
5.4	Energiansäästöpotentiaali	37
5.4.1	Vuotuiset pysyvyydet ulkoilman lämpötiloille	37
5.4.2	Energiansäästöpotentiaali jäähdytyskauden aikana	38
5.4.3	Kannattavuus.....	40
5.5	Tulosten tarkastelu	41

5.5.1 Lauhduttimen lämpötila	41
5.5.2 Lämpötilojen pysyvyydet.....	41
6 SIMULOINTIOHJELMALLA SAADUT TULOKSET	42
6.1 Lähtötiedot	42
6.2 Simulointi.....	42
6.3 Lauhduttimen tuottama lämmitysenergia	43
6.4 Tulosten tarkastelu	44
7 LAUHDUTUSENERGIAN SIIRTÄMINEN KÄYTTÖVEDEN LÄMMITYKSEEN	45
7.1 Nilan Suomi Oy:n kehittämä järjestelmä.....	45
7.2 Vaihtoehtoinen tapa	45
LÄHTEET.....	47
LIITTEET	

1 JOHDANTO

Tämän opinnäytetyön lähtökohtana oli Nilan Suomi Oy:n tarve selvittää heidän teollisuusilmastointikoneidensa ja niiden sisältämien lämpöpumppujärjestelmien mahdollisuus lämmitellä käyttövettä sellaisina aikoina, jolloin tuloilmaa jäähdytetään. Kyseessä oleva järjestelmä olisi hyvä kohteille, joissa tarvitaan kesällä tuloilman jäähdytystä, sekä paljon lämmintä käyttövettä. Esimerkkikohteita voisivat olla esimerkiksi kuntosalit ja erilaiset liikuntahallit.

Opinnäytetyön tarkoituksena oli myös selvittää kuinka paljon energiaa olisi saatavilla käyttöveden lämmitykseen jäähdytyskauden aikana sekä kuinka kannattavaa käyttöveden lämmittäminen lauhdutuslämmöllä olisi taloudellisesti.

Tällä hetkellä tuloilman jäähdytyskauden aikana lämpöpumpun lauhdutinpuolelle syntynyt hukkalämpö puhalletaan ulos jäteilman mukana, joten hukkalämmön talteenotto käyttöveteen olisi energiaa säästävää vaihtoehtoa. Järjestelmä voitaisiin kytkeä rakennusten nykyisten lämmitysjärjestelmien rinnalle.

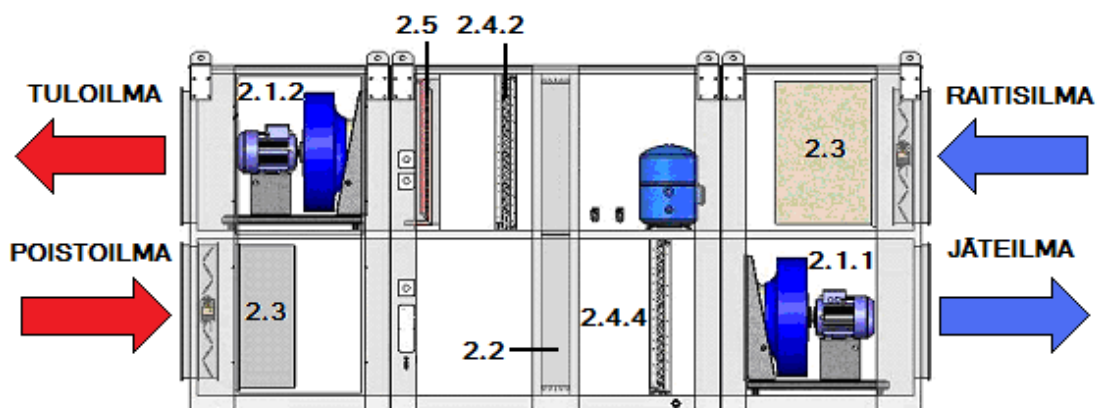
Nykypäivänä energiatehokkuus on paljon esillä kaikkialla teollisuudessa, joten kyseinen järjestelmä voisi edistää mahdollisten asiakkaiden mielenkiintoa Nilan Suomi Oy:n teollisuusilmastointikoneita kohtaan.

2 JÄRJESTELMÄÄN KUULUVIEN LAITTEIDEN KUVAUS

Seuraavassa käydään läpi Nilan Suomi Oy:n VMP- sarjan ilmastointikoneisiin kuuluvia laitteita ja niiden toimintaperiaatteita. Nilan Suomi Oy: llä on tarjolla 13 erikokoista VMP- sarjan ilmastointikonetta ja niiden tuottamat tilavuusvirrat vaihtelevat pienimmän VPM120 ilmastointikoneen 110 l/s: sta suurimman VPM3200 tuottamaan 9700 l/s: iin. Kuvassa 2.1 näkyy erinäisten laitteiden sijoitus ilmastointikoneeseen. Laitteet on numeroitu siten, että laitetta osoittava numero kertoo missä kappaleessa sitä käsitellään.

Osat ovat seuraavat:

- 2.1.1 Poistoilmapuhallin
- 2.1.2 Tuloilmapuhallin
- 2.2 Lämpöputki
- 2.3 Ilmansuodatin
- 2.4.2 Lauhdutin
- 2.4.4 Höyrystin
- 2.5 Jälkilämmityspatteri



Kuva 2.1 Laitteiden sijoittuminen ilmastointikoneeseen /1/

2.1 Puhaltimet

Poisto- ja tuloilmapuhaltimet sijaitsevat vastakkaisilla puolilla ilmastointikonetta. Ne ovat tyypiltään aksiaalipuhaltimia. Puhaltimien koko ja niiden suurimmat mahdolliset tilavuusvirrat riippuvat ilmastointikoneen koosta. Jäähdytyksen aikana käytetään vakioilmavirtoja. /1/

2.1.1 Poistoilmapuhallin

Poistoilmapuhaltimen tehtävänä on poistaa lämmintä ja epäpuhdasta ilmaa rakennuksesta. Se imee poistoilmaa rakennuksesta poistoilmasuodattimen, lämpöä talteen ottavan ns. Heat pipen höyrystinpuolen ja lämpöpumpun höyrystimen/lauhduttimen läpi ja puhaltaa sen ulos rakennuksesta. Poistoilmapuhaltimen moottori on kytketty taajuusmuuntajaan, joka säätää portaattomasti puhaltimen tuottamaa tilavuusvirtaa. Muuttuvaa ilmavirtaa ohjataan huoneessa olevalla lämpötila- anturilla. Kun lämpötila suurenee kasvaa puhaltimen kierrosnopeus ja lämpötilan laskiessa kierrosnopeus pienenee. /1/

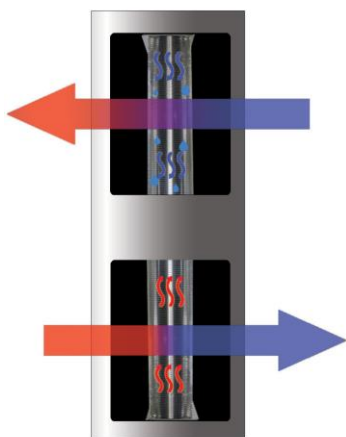
2.1.2 Tuloilmapuhallin

Tuloilmapuhaltimen tehtävänä on tuoda raitista ilmaa korvaamaan poistoilmapuhaltimen poistamaa epäpuhdasta ilmaa. Se imee ulkoilmaa tuloilmasuodattimen, Heat pipen lauhdutuspuolen, lämpöpumpun lauhduttimen/höyrystimen ja jälkilämmityspatterin lävitse, joissa ilman lämpötila nostetaan halutuksi. Tämän jälkeen puhallin puhaltaa tuloilman rakennukseen. Samoin kuin poistoilmapuhallin myös tuloilmapuhallin säätyy portaattomasti. Tuloilmapuhaltimen kierrosnopeus säätyy aina samassa suhteessa poistoilmapuhaltimen kanssa. /1/

2.2 Lämpöputki

Lämpöputki eli Heat pipe on tässä tapauksessa hiilidioksiditäytteinen lämmönsiirrin, joka ei tarvitse ollenkaan ulkopuolista energiaa. Sitä käytetään ilmastointikoneessa lämpimän poistoilman sisältämän energian siirtämiseen tuloilmaan. /1/

Lämpöputken toiminta perustuu höyrystymis- ja lauhtumisreaktioon. Kun lämmin poistoilma kulkee lämpöputken höyrystinosan läpi, sen sisällä oleva hiilidioksidi höyrystyy sitoen energiaa poistoilmasta itseensä. Höyrystynyt hiilidioksidi nousee lämpöputken yläosassa sijaitsevaan lauhtutinosaan, jossa se lauhtuu nesteeksi ja lauhtuessaan luovuttaa siihen sitoutuneen energian tuloilmaan. Lauhtunut hiilidioksidi laskeutuu jälleen lämpöputken höyrystin osaan, jossa se jälleen höyrystyy. Näin on saatu aikaiseksi kuvan 2.2 mukainen kiertoprosessi, joka ei tarvitse lisäenergiaa vaan toimii tällaisenaan poistoilman lämmön talteenottojärjestelmänä. Kiertoprosessin teho kasvaa lämpötilaeron kasvaessa ja sillä voidaan saavuttaa jopa 100 kW lämmitysteho. Kiertoprosessi tarvitsee toimiakseen poisto- ja tuloilman väliseksi lämpötilaeroksi vähintään 10°C. /1/



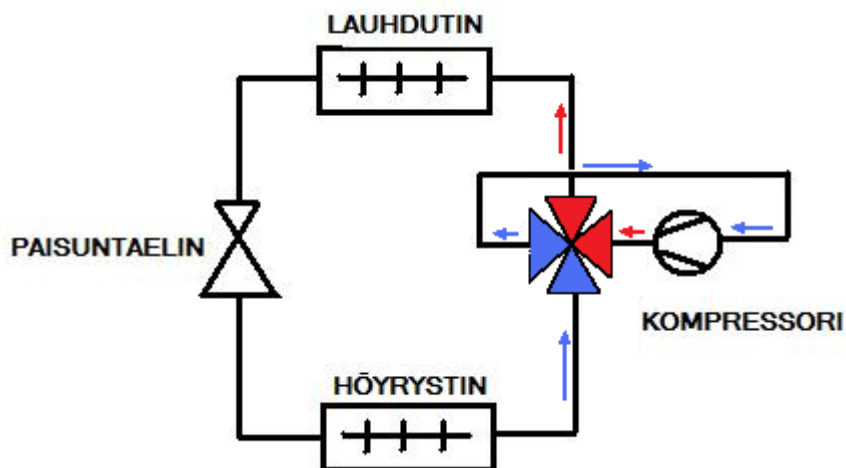
Kuva 2.2 Lämpöputken kiertoprosessin toimintaperiaate /1/

2.3 Ilmansuodatus

VPM- sarjan ilmastointikoneissa sekä tuloilma, että poistoilma ovat suodatettuja. Tuloilman suodatukseen käytetään F5- pussisuodatinta, joka on tarkoitettu normaalin tuloilman suodatukseen. Poistoilman suodatukseen käytetään karkeaa G3- pussisuodatinta. /1/

2.4 Lämpöpumppujärjestelmän laitteet

Nilan Suomi Oy: n VPM- sarjan teollisuusilmastointikoneissa käytetään tuloilman lämmittämiseen lämpöputken ja jälkilämmityspatterin lisäksi myös lämpöpumppulämmitystä. Se mahdollistaa myös tuloilma jäähtymisen, jos siihen on tarvetta. Lämpöpumpuissa käytetään kylmäaineena R407- kylmäainetta, jonka komponentteina ovat R32, R125 ja 134a. Se on tseotrooppinen seos, jonka lämpötilaliukuma on n. 7°C. /2/ Kuvassa 2.3 esitetään lämpöpumpun yksinkertaistetun kiertoprosessi tuloilman lämmityksen aikana.



Kuva 2.3 Lämpöpumpun yksinkertaistettu kiertoprosessi tuloilman lämmityksen aikana

2.4.1 Kompessorit

Ilmastointikoneiden lämpöpumppujärjestelmät ovat varustettu kahdella tai kolmella hermeettisellä Danfoss ryhmän valmistamalla mäntäkompressorilla, joilla säädetään lämpöpumppujärjestelmän lämpötilaa. Vain yksi kompressori on taajuusmuuntajakäyttöinen. Loput kompressoreista on säädetty vakio nopeudelle. Pienillä tehoilla toimii ainoastaan taajuusmuuntajakäyttöinen kompressori, mutta kun kompressorin teho on noussut maksimiinsa, käynnistyvät vakionopeudelle säädetty kompressorit vuorollaan ja taajuusmuuntajakäyttöistä kompressoria käytetään säätämään prosessi haluttuun tehoon. /1/

2.4.2 Lauhdutin

Lämpöpumpun lauhduttimena toimii lamellilämmönvaihdin, jonka lauhdutuspin-
ala riippuu koneen koosta. Mitä suurempi kone on tilavuusvirraltaan, sitä suuremman lauhduttimen se tarvitsee tuloilman lämmittämiseen. Lauhduttimen sijoittuminen ilmastointikoneeseen lämmitystarpeen aikana näkyy kuvassa 2.1. Silloin lauhduttimen tehtävänä koneessa on lämmittää tuloilmaa. /1/

2.4.3 Paisuntaelin

Paisuntaelimenä lämpöpumpuissa toimii perinteinen paineenalennusventtiili. Sen koko ja toiminta riippuu myös suurimmasta tarvittavasta lämmitystehosta. /1/

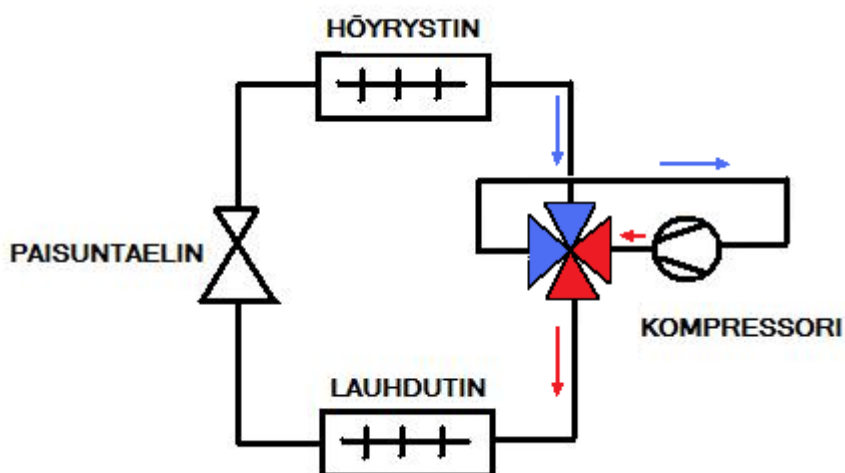
2.4.4 Höyrystin

Höyrystimenä toimii vastaavanlainen lamellilämmönvaihdin kuin lauhduttimenakin. Sen höyrystyspinta-ala on yhtä suuri kuin lauhduttimen lauhdutuspin-
ta-ala. Lämmityskauden aikana höyrystimen tehtävänä ilmastointikoneessa on poistoilman jäädyttäminen. /1/

2.4.5 Laitteiden toiminta jäähdytystarpeen aikana

Lämpöpumpun käyttö ilmastointikoneen tuloilman lämmittämisessä mahdollistaa myös tuloilman viilentämisen, jos siihen on tarvetta esimerkiksi kuumina kesäpäivinä.

Se onnistuu muuttamalla kylmäprosessin kiertosuuntaa. Nilan Suomi Oy:n ilmastointikoneissa lämpöpumpun kylmäprosessi käännetään kompressorin eteen asennetulla nelitieventtiilillä, joka muuttaa kylmänesteen kiertosuuntaa siten, että kompressori alkaa puristaa kuumakaasua ilmastointikoneen poistoilmapuolella olevaan lauhduttimeen, joka aikaisemmin toimi lämpöpumpun höyrystimenä. Tämän jälkeen lauhtunut kylmäaine siirtyy paineenalennusventtiilille, jossa sen paine ja lämpötila laskevat. Tämän jälkeen kylmäaine siirtyy höyrystimeen, joka aikaisemmin toimi lauhduttimena ja höyrystyy siellä. Höyrystynyt ja hieman tulistunut höyry siirtyy eteenpäin kompressorille. Kuvassa 2.4 esitetään kylmäaineen kiertosuunta tuloilman jäähdytyksen aikana. /1/



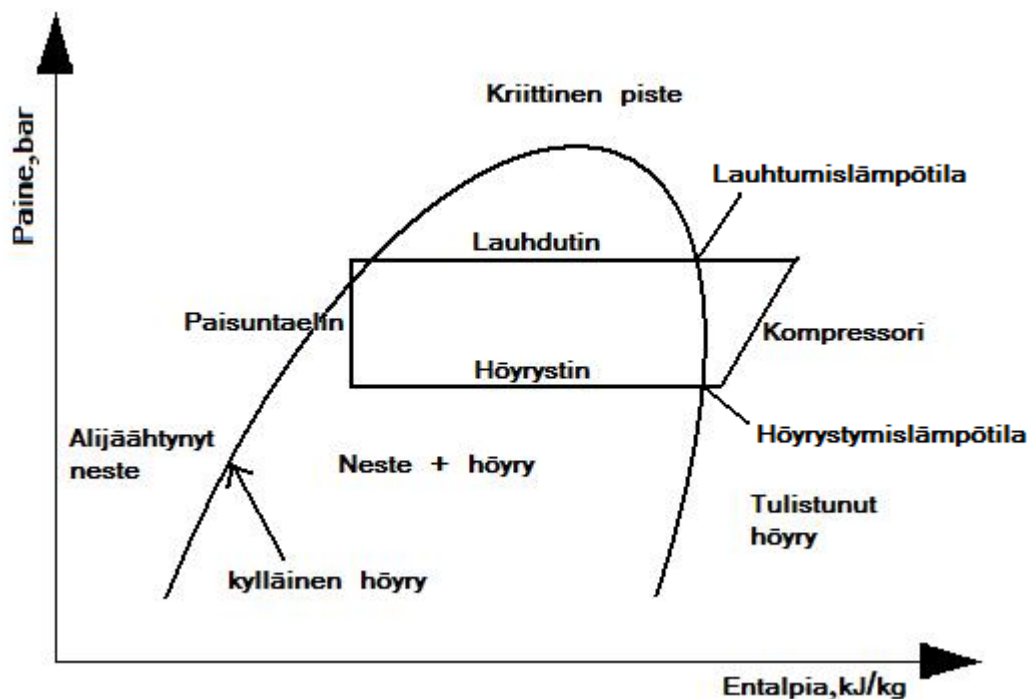
Kuva 2.4 Kylmäaineen kierto jäähdytyksen aikana

2.5 Jälkilämmityspatteri

Jälkilämmityspatterina toimii Nilan Suomi Oy:n ilmastointikoneissa, joko sähkövastuksilla tai lämpimänveden kierrolla ilmaa lämmittävä patteri. Jälkilämmityspatterin tehtävänä on nostaa tuloilman lämpötilatasoa silloin kun lämpöputken ja lämpöpumpun lämmitystehot eivät riitä lämmittämään tuloilmaa riittävästi. /1/

3 TEORIAA KYLMÄPROSESSISTA

Seuraavassa osiossa käsitellään kylmäaineprosessin teoreettista kiertoa sekä kylmäprosessista saatavien jäädytys ja lämmitystehojen laskentaa ja siihen vaikuttavia tekijöitä. Kuvassa 3.1 on kuvattu kylmäaineen kierto log p, h-tilapiirroksessa.



Kuva 3.1 Kylmäaineen kierto kylmäprosessissa

3.1 Kylmäaineen kierto prosessissa

Lämpöpumpussa kompressorin tehtävänä on imeä höyrystimessä höyrystynyt ja hieman tulistunut matalapaineinen kylmäainekaasu ja puristaa se korkeampaan paineeseen, jolloin kylmäaineen lämpötila nousee ja kylmäaine tulistuu lisää.

Lauhduttimen tehtävänä lämpöpumpussa on kuumakaasun sitoman energian luovuttaminen ympäristöönsä. Lauhduttimen luovuttaessa energiaa ensin poistuu kuumakaasun tulistus. Höyryn lämpötilan laskiessa riittävästi kuumakaasu alkaa lauhtua. Tätä lämpötilaa kutsutaan lauhtumislämpötilaksi ja sen tunnuksena

käytetään merkintää T_L . Lauhtuessaan kylmäaine on höyryn ja nesteen sekoituksena lauhduttimessa. Kun se on lauhtunut täysin, nesteytynyt kylmäaine alijäähtyy hieman lauhduttimessa, jonka jälkeen se siirtyy eteenpäin paisuntaelimelle.

Lauhduttimen teoreettinen lauhtumisteho Q_L voidaan laskea kaavasta:

$$Q_L = Q_0 + W, \text{ jossa}$$

Q_0 on höyrystimen sitoma lämpöenergia ja W on kompressorin tekemä työ.

Paisuntaelimen tehtävänä lämpöpumpppuprosessissa on nestemäisen kylmäaineen paineen alentaminen. Paineen laskiessa kylmäaineen lämpötila laskee ja se muuttuu nesteen ja höyryn sekoitukseksi ja siirtyy höyrystimeen.

Höyrystimessä kylmäaine höyrystyy ja sitoo samalla lämpöä ympäristöstään. Kylmä aine on paisuntaventtiililtä tullessaan nesteen ja höyryn seos. Höyrystimessä kylmäaine höyrystyy vakiolämpötilassa täysin ja hieman tulistuu. Tätä lämpötilaa, jossa kylmäaine on täysin höyrystynyt, mutta ei tulistunut, kutsutaan höyrystymislämpötilaksi ja sen tunnuksena käytetään merkintää T_0 .

/2/

3.2 Laskennan perusteet

Kylmäkertoimella tarkoitetaan kylmäprosessin hyötysuhdetta eli kuinka paljon tehdystä työstä saadaan kylmätehoa. Se lasketaan kaavasta:

$$\varepsilon = Q_0 / W, \text{ jossa}$$

Q_0 on höyrystimen sitoma lämpöenergia ja W on kompressorin tekemä työ.

Lämpökerroin on nimitys, jota käytetään lämpöpumpun hyötysuhteesta. Siihen vaikuttavat prosessista ulos saatava lämpöteho sekä siihen syötetty energia, eli käytännössä kuinka paljon lauhdutin siirtää lämpöenergiaa sitä ympäröivään aineeseen ja paljonko kompressorin tekee työtä tämän energian tuottamiseen. Lämpökerroin φ lasketaan täten kaavasta:

$$\varphi = Q_L / W , \text{ jossa}$$

Q_L lauhduttimen lauhdutusteho ja W on kompressorin tekemä työ. Lämpökerroin voidaan laskea myös kaavasta:

$$\varphi = \varepsilon + 1$$

Lämpö- ja kylmä kertoimia voidaan verrata teoreettisesta Carnot- prosessista saatuihin kylmä- ja lämpökertoimiin. Carnot hyötysuhde on suurin tietyillä höyrystymis- ja lauhtumislämpötiloilla saatava hyötysuhde. Se on teoreettinen eikä sitä voida koskaan saavuttaa. Carnot- kylmäkerroin lasketaan kaavasta:

$$\varepsilon = \frac{T_0}{T_L - T_0} , \text{ jossa}$$

T_0 on höyrystymislämpötila ja T_L on lauhtumislämpötila. Lämpötilayksikkönä laskuissa käytetään kelviniä (K). Carnot- lämpökerroin voidaan laskea kaavasta:

$$\varphi = \frac{T_L}{T_L - T_0} , \text{ jossa}$$

tunnukset tarkoittavat samaa kuin kylmäkerrointa laskettaessa.

/2/

4 TEHOJEN LASKEMINEN

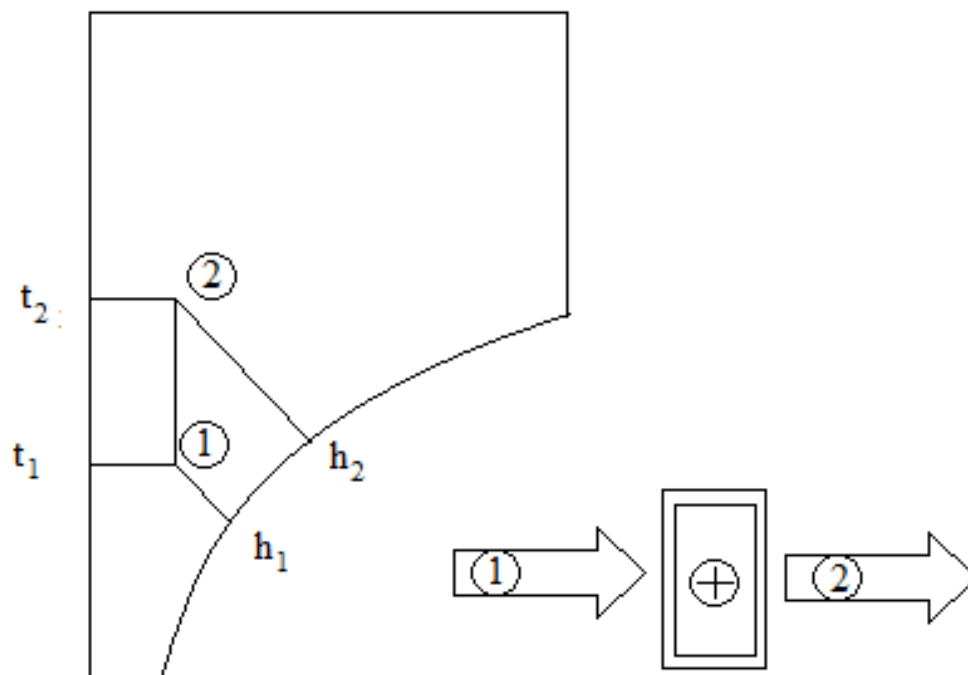
4.1 Lauhduttimen lämmitystehon laskeminen

Lauhduttimen tuottama lämmitysteho voidaan laskea ilman tiheyden φ_{ilma} , ilmavirran q_{ilma} sekä ilman loppu- ja alkuentalpoiden h_2 ja h_1 erotuksen avulla kaavasta:

$$\phi_{lämmitys} = \varphi_{ilma} \cdot q_{ilma} \cdot (h_2 - h_1)$$

Ilman loppu- ja alkuentalpoiden määrittämiseen pitää tietää ilman kosteus sekä ilman lämpötilat ennen lauhdutinpatteria. Tämän lisäksi tulee tietää mikä on ilman lämpötila lauhduttimen jälkeen. Näiden arvojen avulla ilman loppu- ja alkuentalpiat voidaan selvittää liitteen 3 mukaisesta kostean ilman Mollier- piirroksesta.

Kun ilmaa lämmitetään, esimerkiksi ilmastointikoneessa, pysyy ilman absoluuttinen kosteus samana, joten ilman entalpoiden arvot voidaan selvittää piirroksesta kuvan 4.2 mukaisesti.



Kuva 4.2 Entalpian määrittäminen

4.2 Höyrystimen tehon laskeminen

Höyrystimen teho saadaan laskettua ilman tiheyden, ilmavirran ja ilman alku- sekä loppuentalpian avulla kaavalla:

$$\phi_{\text{höyrystin}} = \varphi \cdot q_v \cdot (h_1 - h_2)$$

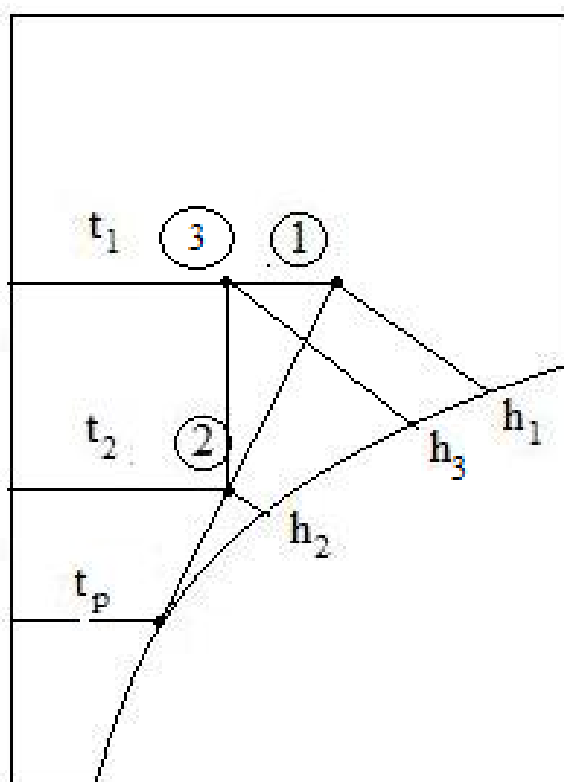
Ilman alkuentalpia saadaan selvitettyä kostean ilman Mollier- piirroksesta kuvan 4.3 mukaisesti, kun tiedetään patterille tulevan ilman suhteellinen kosteus sekä ilman lämpötila. Ilman loppuentalpia h_2 saadaan määritettyä kuvan 4.3 mukaisesti, kun tiedetään patterin pintalämpötila t_p sekä ilman lämpötila t_2 patterin jälkeen.

Ratkaisumalli edellyttää, että patterin pintalämpötila on alle ilman kastepistelämpötilan, jolloin vettä tiivistyy patterin pinnalle.

Laskettaessa jäähdystystehoa on otettava huomioon, että höyrystimen pintalämpötilan laskiessa kastepistelämpötilan alapuolelle osa höyrystimen tehosta menee ilman kuivaamiseen. Ilman kuivaamiseen käytetty teho saadaan laskettua kuvan 4.3

mukaisesti käyttäen entalpiaeroa h_1-h_3 . Tuntuva teho, eli se teho, joka jäädyttää huonetiloja, saadaan tällaisessa tapauksessa laskettua käyttämällä entalpiaeroa h_3-h_2 .

Vaikka patterin pintalämpötila ei olisi alle ilman kastepistelämpötilan, voidaan jäädytysteho laskea samalla kaavalla. Prosessin suunta on tällöin suoraan alaspäin kohti jäähtyneen ilman lämpötilaa eikä kohti patterin pintalämpötilaa. Tällöin tehoa ei kulu ilman kuivaamiseen vaan kaikki höyrystimen teho kuluu ilman jäädyttämiseen.



Kuva 4.3 Entalpian muutos kun suhteellinen kosteus muuttuu

/2/

5 LASKETTU ENERGIANSÄÄSTÖPOTENTIAALI JÄÄHDYTYSKAUDEN AIKANA

Tässä kappaleessa tarkastellaan kuinka paljon olisi lauhduttimen mahdollinen lämmön tuotto aikana, jolloin tuloilmaa jäähdytetään ja kuinka korkea ulkoilman lämpötila tulee olla, jotta lauhduttimesta saatava lämpö riittäisi lämmittämään tarvittavan käyttöveden esimerkkinä olevalle kohteelle. Kappaleessa tarkastellaan myös kuinka paljon energiaa säästettäisiin käyttämällä lauhdutuslämpöä käyttöveden lämmittämiseen ja kuinka kannattavaa kyseinen toiminta on. Kappaleen tulokset on saatu laskemalla teoreettisen esimerkkikohteen energian säästö.

5.1 Esimerkkikohteen tiedot

Esimerkki kohteena käytetään pinta-alaltaan 400 neliömetrin suuruista kuntosalia, jonka suihkutiloissa on 10 suihkua ja neljä pesuallasta.

Kuntosalirakennuksen ilmanvaihto tulee mitoittaa siten, että ulkoilmavirran määrä on 6 l/s jokaista käytössä olevaa neliometriä kohden (D2 Suomen rakentamismääräyskokoelma s.31 taulukko 6.), joten koko kuntosalin ulkoilmavirraksi tulisi tämän mukaan 2400 l/s eli 8640 m³/h, joka vastaisi ilmavirralla Nilan Suomi Oy:n VPM 1000 Ilmastointikonetta. Laskuissa käytetään ulkoilman suhteellisenä kosteutena 50 %.

5.2 Käyttöveden lämmityksen tehontarve

Käyttöveden tehontarve lasketaan kaavasta:

$$\phi_{\text{käyttövesi}} = \varphi_{\text{vesi}} * c_{pv} * q_{lkv} * (T_{lkv} - T_{kv}) + \phi_{lkv\text{kiertohäviö}}$$

$$\varphi_{\text{vesi}} = 1000 \text{ kg} / \text{m}^3$$

$$c_{pv} = 4,2 \text{ kJ} / \text{kgK}$$

Veden tiheys ja veden ominaislämpökapasiteetti on D5 rakennusmääräyksissä annetut arvot.

Lämpimän käyttöveden ja kylmän veden lämpötilaerona käytetään rakentamismääräyskokoelman osan D5 mukaista 50°C:ta.

/3/

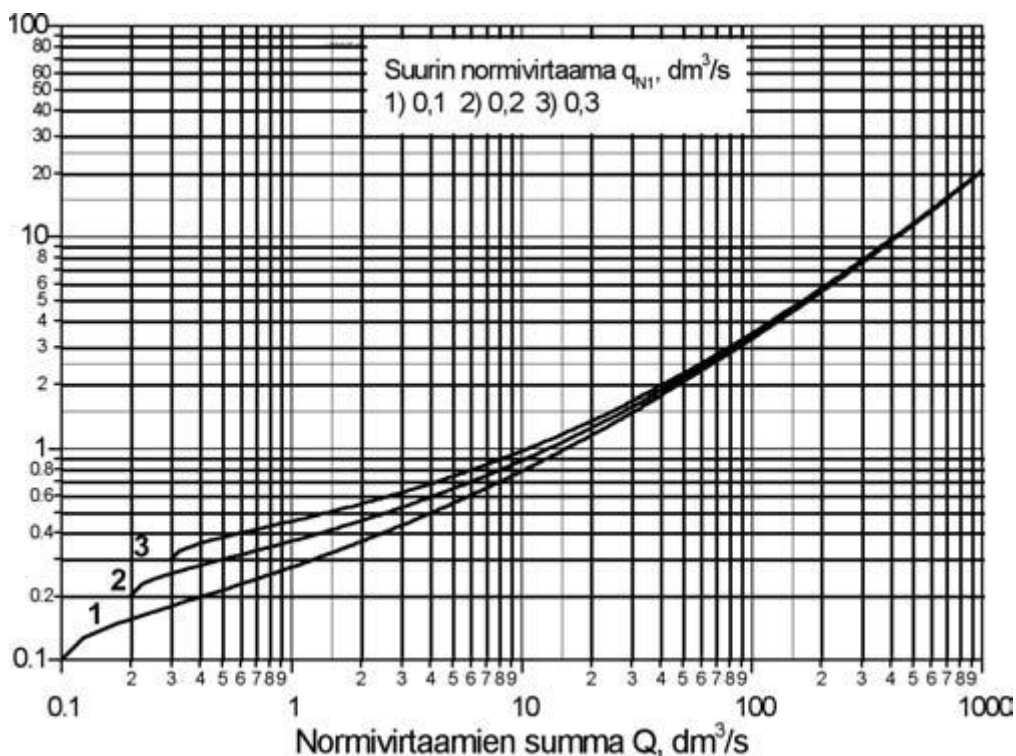
5.2.1 Mitoitusvirtaama

Jotta pystytään laskemaan käyttöveden tehontarve edellä olevasta kaavasta, pitää selvittää lämpimän veden mitoitusvirtaama q_{lkv} . Se saadaan selvitettyä kuvan 5.1 avulla seuraamalla suurimman normivirtaaman käyrää pisteeseen, jossa se leikkaa kohteen normivirtaamien summan arvon. Yksittäisen vesipisteen normivirtaama on määritelty D1 Rakentamismääräysten sivulla 35 taulukossa 1 ja ne ovat esimerkkikohteen suihkuille 0,2 dm³/s ja pesuallalle 0,1 dm³/s. Esimerkkikohteen tietojen perusteella voidaan laskea normivirtaamien summa Q joka on:

$$Q = 10 \text{ suihku} \cdot 0,2 \frac{\text{dm}^3 / \text{s}}{\text{suihku}} + 4 \text{ pesuallas} \cdot 0,1 \frac{\text{dm}^3 / \text{s}}{\text{pesuallas}} = 2,4 \text{ dm}^3 / \text{s}$$

Suurin yksittäinen normivirtaama on 0,2 dm³/s, joten seurataan suurimman normivirtaaman käyrää 2). Näin saadaan lämpimän käyttöveden q_{lkv} mitoitusvirtaamaksi 0,5 dm³/s

/3/



Kuva 5.1 Mitoitusvirtaaman määrittäminen /3/

5.2.2 Käyttöveden kiertoahäviö

Käyttöveden lämmityksen tehontarpeenlaskentaan tarvittava lämpimän veden kiertoahäviö voidaan laskea kaavasta:

$$\phi_{lkkiertohäviö} = \phi_{lkkiertohäviö\ min} \cdot A_{br} \quad /3\ s.55/$$

Rakennuksen bruttoalana käytetään esimerkkirakennuksen pinta-alaa ja lämpimän käyttöveden kiertojohtoon tarvitseman ominaistehon arvona käytetään D5 rankentamismääräyskokoelman sivulla 55 antamaa arvoa $0,002\ kW/brm^2$.

$$\phi_{lkkiertohäviö} = 400brm^2 \cdot 0,002kW/brm^2 = 0,8kW$$

/3/

5.2.3 Tarvittava teho

Tämän jälkeen voidaan laskea käyttöveden tehontarve.

$$\phi_{\text{käyttövesi}} = 1000 \text{ kg} / \text{m}^3 \cdot 4,2 \text{ kJ} / \text{kgK} \cdot 0,0005 \text{ m}^3 / \text{s} \cdot 50 \text{ K} + 0,8 \text{ kW} = 105,8 \text{ kW}$$

/3 s.55/

Laskettu käyttöveden tehontarve kertoo kuinka suurella teholla käyttövettä tarvitsee lämmitää eli kuinka paljon lämmitystehoa tarvitaan käyttöveden lämmityslaitteistolta. Jos kohteessa käytetään lämminvesivaraajaa, voidaan varaajaa ladata pienemmällä osateholla, mutta keskeyttömästi, jolloin saadaan tarvittavaa maksimitehoa pienennettyä.

Hyvä varaajan latausteho on 20 % käyttöveden tarvitsemasta suoralämmitystehosta, jolloin varaajaa ladataan lämmityslaitteella, jonka maksimiteho on vain 20 % kokonaislämmitystehton tarpeesta.

$$\phi_{\text{var aajanlataus}} = 0,2 \cdot 105,8 \text{ kW} = 21,16 \text{ kW}$$

Laskelmien mukaan esimerkkikohteen käyttöveden tarvitsema lämmitysteho olisi 21,16 kW, kun käytetään lämminvesivaraajaa. Eli kun lämpöpumpun lauhdutinpuolen lämmitysteho nousee yli 21,16 kW voidaan sillä teoriassa lämmitää tarvittava määrä vettä kuntosalin käyttöön.

5.3 Saatavilla oleva lämmitysteho esimerkkikohteessa

Saatavilla oleva lämmitysteho riippuu jäähtyksen tarpeesta. Jäähdytystehoon vaikuttaa huonetilaan pääsevä auringon säteily, sisäiset kuormat, joita ovat ihmiset, koneet ja laitteet sekä valaistus, ulkolämpötila ja kosteus, tuloilman lämpötila ja kosteus, ilmavirtaukset, huoneen seinärakenteet sekä kosteuden varastoituminen.

/4 s.165/

5.3.1 Jäähdytyksen tarve

Oletetaan, että kuntosali on sijoitettu urheilukeskukseen siten, että auringon säteilyn tuottama energia ei vaikuta kuntosalin lämpötilaan. Oletetaan, että ympäröivien tilojen lämpötila on sama, kuin kuntosalin tavoiteltu sisälämpötila. Eli lämpökuormaa ja siten jäähtyksen tarvetta aiheuttaa kuntosaliin valaistus, ihmiset, ulkolämpötila sekä lämpimän käyttöveden käytöstä aiheutuva lämpö. Kyseiset lämpökuormat lasketaan D5 rakentamismääräysten mukaisesti ja niiden oletetaan jakautuvan tasaisesti oleskeluajalle. Laskuissa käytetään D5:n taulukossa 8.2 esitettyjä rakennustyyppikohtaisia arvoja oleskeluajoille. Kyseinen arvo liikuntarakennukselle on 14/24 ja 7/7. Eli rakennusta käytetään 14 tuntia vuorokaudessa ympäri vuoden. Tästä saadaan vuotuiseksi käyttöajaksi 5110 tuntia.

/3/

Valaistuksen ja muiden sähkölaitteiden aiheuttama lämpökuorma saadaan D5 rakentamismääräysten taulukosta 8.3, jossa on annettu valaistuksesta, ilmanvaihtojärjestelmästä ja muista laitteista lämpökuormaksi tuleva vuotuinen energia eri rakennustyypeissä. Se on liikuntarakennuksille 128 kWh/brm². Lasketaan tämän arvon perusteella keskimääräinen lämmitysteho esimerkki kuntosalille.

$$\phi_{\text{sähkölaitteet}} = \frac{128 \frac{\text{kWh}}{\text{brm}^2} * 400 \text{brm}^2}{5110 \text{h}} = 10,0 \text{kW}$$

Ihmisten aiheuttama vuotuinen lämpökuorma liikuntarakennukseen on D5:n taulukon 8.1 mukaan 16 kWh/brm^2 . Lasketaan tämän tiedon avulla ihmisten aiheuttama keskimääräinen lämmitysteho.

$$\phi_{\text{ihmiset}} = \frac{\frac{16 \text{ kWh}}{\text{brm}^2} * 400 \text{ brm}^2}{5110 \text{ h}} = 1.3 \text{ kW}$$

Lämpimän käyttöveden aiheuttama lämpökuorma voidaan laskea siten, että lämpökuormaksi tuleva osuus on laskelmissa 50 % käyttöveden lämmitysjärjestelmän lämpöhäviöenergiasta ja 30 % käyttöveden lämmityksen tarvitsemasta lämpöenergiasta. /3 s.41/

$$Q_{\text{lkv,kuorma}} = 0,3Q_{\text{lkv,netto}} + 0,5Q_{\text{lkv,häviöt}} = 0,3 * 21,16 \text{ kW} * 8760 \text{ h} + 0,5 * 0,8 \text{ kW} * 8760 \text{ h} \\ = 59112,5 \text{ kWh}$$

Lämpökuorman jakautuessa tasaisesti koko vuodelle jatkuva lämmitysteho on

$$\phi_{\text{lkv,kuorma}} = \frac{Q_{\text{lkv,kuorma}}}{8760 \text{ h}} = \frac{59112,5 \text{ kWh}}{8760 \text{ h}} = 6,7 \text{ kW}$$

Rakennuksen käytön aikana ei oleskeluvyöhykkeen lämpötila yleensä saa olla korkeampi kuin $25 \text{ }^\circ\text{C}$ /5 s.6/. Oletetaan, että ilmastoinnin automatiikka hyväksyy lämpötilan nousun seuraavan taulukon 5.1 mukaisesti.

$t_{\text{ulkoilma}}(^{\circ}\text{C})$	$t_{\text{tavoiteltu}}(^{\circ}\text{C})$
15	21,24
16	21,47
17	21,71
18	21,94
19	22,18
20	22,41
21	22,65
22	22,88
23	23,12
24	23,35
25	23,59
26	23,82
27	24,06
28	24,29
29	24,53
30	24,76
31	25,00

Taulukko 5.1 Tavoiteltu sisälämpötila suhteessa ulkoilman lämpötilaan

Ulkoilman aiheuttama lämpökuorma voidaan laskea seuraavasta kaavasta:

$$\phi_{\text{lämpökuorma, ilma}} = \rho_{\text{ilma}} * q_{\text{ilma}} * c_i * \Delta t, \text{ jossa}$$

ρ_{ilma} = ilman tiheys

q_{ilma} = ilmavirta

c_i = Ilman ominaislämpökapasiteetti

Δt = ulkoilman ja tavoitellun sisäilman lämpötilan erotus

Seuraavassa taulukossa 5.2 on esitetty ulkoilman aiheuttama lämpökuorma eri ulkoilman lämpötiloille.

$t_{\text{ulkoilma}}(^{\circ}\text{C})$	$t_{\text{tavoitettu}}(^{\circ}\text{C})$	Lämpökuorma (kW)
15	21,24	-17,98
16	21,47	-15,77
17	21,71	-13,57
18	21,94	-11,36
19	22,18	-9,16
20	22,41	-6,95
21	22,65	-4,75
22	22,88	-2,54
23	23,12	-0,34
24	23,35	1,87
25	23,59	4,07
26	23,82	6,27
27	24,06	8,48
28	24,29	10,68
29	24,53	12,89
30	24,76	15,09
31	25,00	17,30

Taulukko 5.2 Ulkolämpötilan aiheuttama lämpökuorma

Seuraavaksi määritellään se ulkoilman lämpötila, joka aiheuttaa niin paljon jäähdystehoja, ettei lisäjäähdystä tarvita. Huonetilaan tulevat lämpökuormat ovat:

Valaistus ja sähkölaitteet	10 kW
Ihmiset	1,3kW
<u>Käyttövesi</u>	<u>6,7kW</u>
Yhteensä	18kW

Lämpökuorman kumoava lämpötilojen erotus voidaan johtaa kaavasta:

$$\phi_{\text{jäähdytys}} = \phi_{\text{ilma}} * q_{\text{ilma}} * c_i * \Delta t$$

$$\Rightarrow \Delta t = \frac{\phi_{\text{jäähdytys}}}{\phi_{\text{ilma}} * q_{\text{ilma}} * c_i} = \frac{18\text{kW}}{1,2\text{kg} / \text{m}^3 * 2,4\text{m}^3 / \text{s} * 1,001\text{kJ} / \text{kg}^{\circ}\text{C}} = 6,24^{\circ}\text{C}$$

Kun ulkoilman lämpötila on $6,24^{\circ}\text{C}$ alle ns. ihanne sisäilman 21°C lämpötilan eli $14,76^{\circ}\text{C}$ tuloilmaa ei tarvitse jäähdyttää vaan ulkoilman lämpötila kumoaa lämpökuorman. Jäähdytys tarvetta on, kun ulkolämpötila ylittää 15 astetta.

Esim. Lasketaan tarvittava jäähdytysteho, kun

ulkolämpötila $t_u=20^{\circ}\text{C}$

haluttu sisälämpötila $t_{\text{sisä}}=22,41^{\circ}\text{C}$

muut kuin ulkoilman aiheuttamat lämpökuormat 18 kW

ilman ominaislämpökapasiteetti $c_i=1,001\text{kJ/kg}^{\circ}\text{C}$

ilman tiheys $\rho_{\text{ilma}}=1,2\text{ kg/m}^3$

ilman tilavuusvirta $q_{\text{ilma}}=2,4\text{ m}^3/\text{s}$.

$$\begin{aligned}\phi_{\text{jäähdytys}} &= \phi_{\text{muutkuormat}} + \phi_{\text{kuormaulkoilma}} = 18\text{kW} + \rho_{\text{ilma}} * q_{\text{ilma}} * c_i * \Delta t \\ &= 18\text{kW} + 1,2\text{kg/m}^3 * 2,4\text{m}^3/\text{s} * 1,001\text{kJ/kg}^{\circ}\text{C} * (20 - 22,41)^{\circ}\text{C} \\ &= 11,05\text{kW}\end{aligned}$$

Taulukossa 5.3 on esitettyä tarvittu jäähdytysteho eri ulkoilman lämpötiloilla.

$t_{\text{ulkoilma}}(^{\circ}\text{C})$	$t_{\text{tavoiteltu}}(^{\circ}\text{C})$	$\Phi_{\text{muut kuormat}}(\text{kW})$	$\Phi_{\text{kuorma ulkoilma}}(\text{kW})$	$\Phi_{\text{tarvittu jäähdytys}}(\text{kW})$
15	21,24	18	-17,98	0,02
16	21,47	18	-15,77	2,23
17	21,71	18	-13,57	4,43
18	21,94	18	-11,36	6,64
19	22,18	18	-9,16	8,84
20	22,41	18	-6,95	11,05
21	22,65	18	-4,75	13,25
22	22,88	18	-2,54	15,46
23	23,12	18	-0,34	17,66
24	23,35	18	1,87	19,87
25	23,59	18	4,07	22,07
26	23,82	18	6,27	24,27
27	24,06	18	8,48	26,48
28	24,29	18	10,68	28,68
29	24,53	18	12,89	30,89
30	24,76	18	15,09	33,09
31	25,00	18	17,30	35,30

Taulukko 5.3 Ulkolämpötilan vaikutus jäähdytystehon tarpeeseen

Kun tiedetään tarvittava jäähdytysteho eri ulkoilman lämpötiloille, voidaan laskea se tuloilman lämpötila, joka aiheuttaa tarvittavan jäähdytystehon.

Esim. Lasketaan edellistä taulukkoa käyttäen tarvittava tuloilman lämpötila, joka aiheuttaa 0,02 kW:n jäähdytystehon

$$\begin{aligned}\phi_{\text{jäähdytys}} &= \varphi_{\text{ilma}} * q_{\text{ilma}} * c_i * \Delta t = \varphi_{\text{ilma}} * q_{\text{ilma}} * c_i * (t_{\text{ulkoilma}} - t_{\text{tuloilma}}) \\ \Rightarrow t_{\text{tuloilma}} &= - \left(\frac{\phi_{\text{jäähdytys}}}{\varphi_{\text{ilma}} * q_{\text{ilma}} * c_i} - t_{\text{ulkoilma}} \right) \\ \Rightarrow t_{\text{tuloilma}} &= - \left(\frac{0,02 \text{ kW}}{1,2 \text{ kg/m}^3 * 2,4 \text{ m}^3/\text{s} * 1,001 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C}} - 15^\circ\text{C} \right) \\ &= 14,9931^\circ\text{C}\end{aligned}$$

Taulukossa 5.3 on esitetty tarvittavat tuloilman lämpötilat, jotka aiheuttavat tarvittavan jäähdytystehon tavoitelluilla sisälämpötiloilla.

$t_{\text{ulkoilma}}(^{\circ}\text{C})$	$\Phi_{\text{tarvittujäähdytys}} \text{ (kW)}$	$t_{\text{tuloilma}}(^{\circ}\text{C})$
15	0,02	14,99
16	2,23	15,23
17	4,43	15,46
18	6,64	15,70
19	8,84	15,93
20	11,05	16,17
21	13,25	16,40
22	15,46	16,64
23	17,66	16,87
24	19,87	17,11
25	22,07	17,34
26	24,27	17,58
27	26,48	17,81
28	28,68	18,05
29	30,89	18,29
30	33,09	18,52
31	35,3	18,76

Taulukko 5.3 Tarvittavan tuloilman lämpötila

5.3.2 Tarvitut höyrystimen tehot

Laskettaessa tarvittavia höyrystimen tehoja tulee ottaa huomioon, että höyrystimen pintalämpötilan laskiessa alle ilman kastepisteen, osa höyrystimen tehosta kuluu ilman kuivaamiseen. Tämän vuoksi edellisessä kappaleessa lasketut ilman jäähdystehot eivät ole välttämättä suoraan tarvittavan höyrystystehon suuruisia.

Höyrystimen tehon laskentaan tarvitaan edellisessä kappaleessa selvitetty höyrystimelle tulevan ilman lämpötilat ja höyrystimeltä poistuvan ilman lämpötilat, jäähdystehot. Tämän lisäksi laskennassa tarvitsee tietää höyrystimen pintalämpötilat. Höyrystimen pintalämpötilan saa selvitettyä höyrystimen lämmönsiirtotehon avulla. Höyrystimen lämmönsiirtoteho eri lämpötiloilla pitää olla sama kuin tarvittava jäähdysteho. Lämpöä siirtyy jäähdytettävään ilmaan konvektion ja säteilyn kautta alla olevan kaavan mukaisesti. Höyrystimen pintalämpötila T_1 saadaan laskettua seuraavasta kaavasta.

$$\phi_{\text{jäähdystys}} = \phi_{\text{konvektio}} + \phi_{\text{säteily}} = h * A_1 * (T_1 - T_2) + \varepsilon * \sigma * A_2 * (T_1^4 - T_2^4)$$

h = lämmönsiirtymiskerroin (50 W/m²K)

A_1 = höyrystimen höyrystinpinta-ala

A_2 = höyrystimen näkyvä pinta-ala

T_1 = höyrystimelle tulevan ilman lämpötila

T_2 = höyrystimen pintalämpötila

ε = pinnan keskimääräinen emissiivisyys (alumiini)

σ = Stefan- Boltzmannin vakio (5,6705*10⁻⁸ W/m²K⁴)

/6 s.111/

Taulukossa 5.4 on esitettyä höyrystimen pintalämpötilat eri ulkoilman lämpötiloilla, kun höyrystimen höyrystymispinta-alaksi oletetaan 25 m², höyrystimen näkyväksi pinta-alaksi 0,8 m², lämmönsiirtymiskertoimeksi h pakotetulla konvektiolla 50 W/m²K sekä pinnan keskimääräiseksi emissiivisyydeksi 0,25.

$t_{\text{ulkoilma}}(^{\circ}\text{C})$	$t_{\text{tuloilma}}(^{\circ}\text{C})$	$t_{\text{höyrystin}}(^{\circ}\text{C})$
15	15,0	14,98
16	15,2	14,22
17	15,5	13,46
18	15,7	12,69
19	15,9	11,93
20	16,2	11,17
21	16,4	10,41
22	16,6	9,64
23	16,9	8,88
24	17,1	8,12
25	17,3	7,36
26	17,6	6,60
27	17,8	5,84
28	18,1	5,08
29	18,3	4,31
30	18,5	3,55
31	18,8	2,79

Taulukko 5.4 Höyrystimen pintalämpötilat

Seuraavaksi selvitetään kastepisteen lämpötilat eri ulkoilman lämpötiloilla ja verrataan niitä höyrystimen pintalämpötiloihin. Jos höyrystimen pintalämpötila laskee alle ulkoilman kastepisteen, täytyy höyrystimen tehon laskennassa ottaa huomioon höyrystimen pintalämpötila kappaleessa 4.2 esitetyllä tavalla. Ilman kastepistelämpötila voidaan laskea ilman suhteellisen kosteuden ja lämpötilan avulla seuraavassa laskuesimerkissä esitetyllä tavalla. Liitteessä 2 on esitetty kylläisen vesihöyryn paine ja tiheys eri lämpötiloissa.

Esim. Selvitetään ilman kastepistelämpötila, kun ilman suhteellinen kosteus on 50 % ja ulkoilman lämpötila 15°C.

Liitteen 2 avulla saadaan tietää, että kylläisen vesihöyryn paine ρ_{vs} lämpötilassa 15 °C on 1,704 kPa ja koska ilman suhteellinen kosteus φ on 50 %, saadaan vesihöyryn osapaine ρ_v laskettua seuraavasti:

$$\varphi = \frac{\rho_v}{\rho_{\text{vs}}} * 100\%$$

$$\Rightarrow \rho_v = \frac{\varphi}{100\%} * \rho_{\text{vs}} = \frac{50\%}{100\%} * 1,704 \text{ kPa} = 0,852 \text{ kPa}$$

Liitteen 2 mukaan lämpötila, jossa kylläisen vesihöyryn paine on 0,852kPa, on n. 5°C. Koska höyrystimen pintalämpötila ulkolämpötilalla 15°C on 14,98°C; eli yli kastepistelämpötilan, tarvittava höyrystimen teho on sama kuin tarvittava jäähdysteho. Taulukossa 5.5 on laskettu kastepistelämpötilat eri ulkoilman lämpötiloille.

/7 s.399/

$t_{\text{ulkoilma}}(^{\circ}\text{C})$	$t_{\text{höyrystin}}(^{\circ}\text{C})$	$t_{\text{kastepiste}}(^{\circ}\text{C})$
15	14,98	4,66
16	14,22	5,58
17	13,46	6,5
18	12,67	7,4
19	11,93	8,34
20	11,16	9,26
21	10,4	10,18
22	9,63	11,11
23	8,87	12,02
24	8,1	12,94
25	7,34	13,88
26	6,58	14,77
27	5,82	15,69
28	5,06	16,6
29	4,29	17,52
30	3,53	18,43
31	2,76	19,44

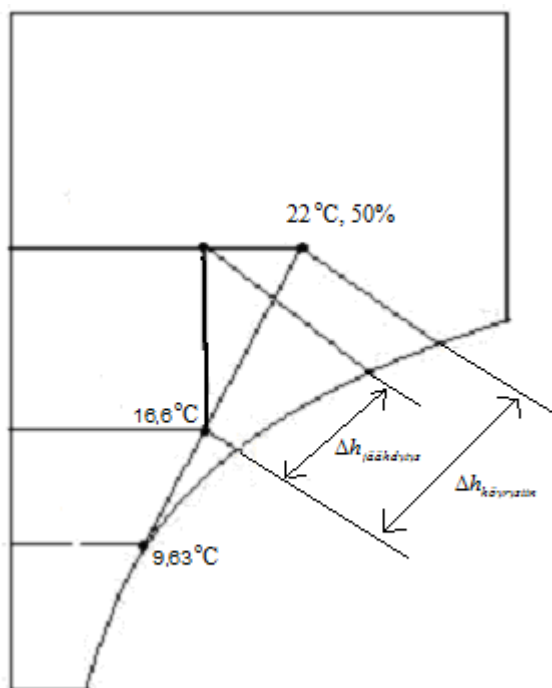
Taulukko 5.5 Ilman kastepistelämpötilat suhteelliselle kosteudelle 50 %

Taulukosta 5.5 huomataan, että ulkolämpötilan ylittäessä 21°C höyrystimen pintalämpötila laskee alle ilman kastepistelämpötilan. Kyseisillä lämpötiloilla höyrystimen tehoja laskettaessa on otettava huomioon höyrystimen pinnan lämpötila. Lämpötiloilla, jotka ovat alle 21°C, höyrystimen teho on sama kuin tarvittava jäähdysteho.

Selvitetään höyrystimen tehot eri ulkoilman lämpötiloilla käyttäen apuna kuvan 4.1 mukaista kostean ilman Mollier- käyrästä.

Esim. Selvitetään höyrystimen teho, kun
 ulkolämpötila on 22°C
 höyrystimen pintalämpötila on $9,63^{\circ}\text{C}$
 haluttu tuloilman lämpötila on $16,6^{\circ}\text{C}$
 ulkoilman suhteellinen kosteus on 50 %
 tuloilmavirta $2,4\text{m}^3/\text{s}$
 ilman tiheys $1,2\text{ kg}/\text{m}^3$

Höyrystimen tarvitsema entalpiaero saadaan selvitettyä kostean ilman mollier piirroksen avulla kuvan 5.2 mukaisesti.



Kuva 5.2 Höyrystimen tarvitseman entalpiaeron selvitys

Tarvittava höyrystimen entalpiaero ulkolämpötilalla 22°C on $6\text{ kJ}/\text{kg}$. Lasketaan tarvittava höyrystimen teho.

$$\phi_{\text{höyrystin}} = \varphi \cdot q_v \cdot (\Delta h_{\text{höyrystin}}) = 1,2\text{ kg} / \text{m}^3 * 2,4\text{m}^3 / \text{s} * 6\text{ kJ} / \text{kg} = 17,28\text{ kW}$$

Taulukossa 5.6 on esitettyä tarvittu höyrystimen tehot eri ulkoilman lämpötiloille.

$t_{\text{ulkoilma}}(^{\circ}\text{C})$	$\Phi_{\text{höyrystin}} (\text{kW})$
15	0,02
16	2,23
17	4,43
18	6,64
19	8,84
20	11,05
21	13,25
22	17,28
23	25,20
24	28,80
25	36,00
26	40,32
27	46,08
28	50,40
29	56,16
30	63,36
31	67,68

Taulukko 5.6 Tarvittu höyrystimen tehot eri ulkoilman lämpötiloilla

5.3.3 Kompressorien tehot

Kompressorien tehot voidaan laskea Nilan AS:n kehittämällä Nilan Calculator laskentaohjelmalla. Ohjelma ilmoittaa kompressorin käytetyn kapasiteetin prosentteina. Kun tiedetään, että kompressorien yhteisteho on 16 kW, saadaan laskettua tarvittavat kompressoritehot. Taulukossa 5.7 on esitettyä kompressorien tehot eri jäähdytystehon tarpeilla.

$t_{\text{ulkoilma}}(^{\circ}\text{C})$	$\Phi_{\text{höyrystin}} \text{ (kW)}$	$\Phi_{\text{kompressori}} \text{ (kW)}$
15	0,02	0,01
16	2,23	0,38
17	4,43	0,77
18	6,64	1,18
19	8,84	1,62
20	11,05	2,07
21	13,25	2,56
22	17,28	3,13
23	25,20	3,70
24	28,80	4,26
25	36,00	4,82
26	40,32	5,39
27	46,08	5,99
28	50,40	6,59
29	56,16	10,60
30	63,36	12,26
31	67,68	14,77

Taulukko 5.7 Tarvittavat kompressoritehot eri ulkoilman lämpötiloilla

5.3.4 Lauhduttimen tehot

Lauhduttimen tuottama lämmitysteho eri ulkoilman lämpötiloilla voidaan laskea kappaleessa 3.1 esitetyllä kaavalla, kun tiedetään höyrystimen sekä kompressorien tehot.

Esim. Lauhduttimen tuottama lämmitysteho ulkolämpötilalla 31°C . Tarvittu höyrystimen teho on 67,68 kW sekä kompressorien tehot 14,77 kW.

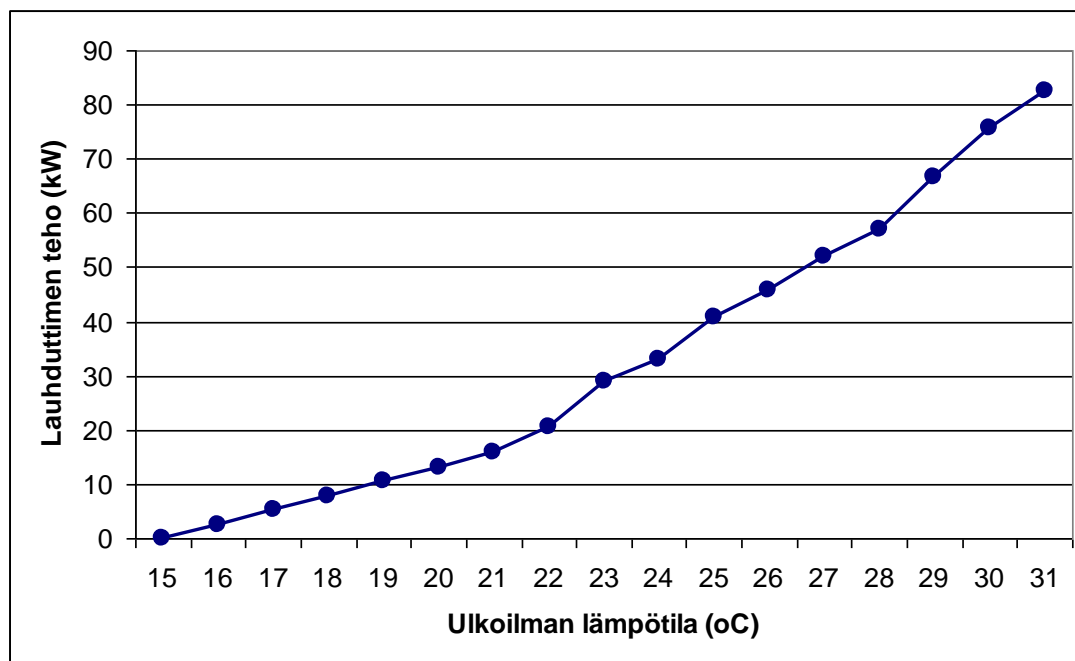
$$Q_L = Q_0 + W = 67,68\text{kW} + 14,77\text{kW} = 82,45\text{kW}$$

Taulukossa 5.8 on esitettyä lauhduttimen tuottamat lämmitystehot eri ulkoilman lämpötiloilla.

$t_{\text{ulkoilma}} (^{\circ}\text{C})$	$\Phi_{\text{lauhdutin}} (\text{kW})$
15	0,03
16	2,61
17	5,20
18	7,82
19	10,46
20	13,12
21	15,81
22	20,41
23	28,90
24	33,06
25	40,82
26	45,71
27	52,07
28	56,99
29	66,76
30	75,62
31	82,45

Taulukko 5.8 Lauhduttimen tuottamat lämmitystehot eri ulkoilman lämpötiloilla

Kuvassa 5.3 on esitettyä lauhduttimen teho eri ulkoilman lämpötiloilla.



Kuva 5.3 Ulkolämpötilan vaikutus lauhdutintehoon

5.4 Energiänsäästöpotentiaali

Jotta pystyttäisiin selvittämään energiänsäästöpotentiaali, tarvitsee tietää vuotuiset pysyvyydet eri ulkoilman lämpötiloille. Pysyvyyssarvojen ja edellä laskettujen lauhdutustehojen avulla pystytään laskemaan vuotuinen energiänsäästöpotentiaali. Pysyvyyssarvot säävyöhykkeellä 1 on esitetty liitteessä 1.

5.4.1 Vuotuiset pysyvyydet ulkoilman lämpötiloille

Muutetaan liitteessä 1 olevat pysyvyyssarvot siten, että saadaan niistä selvitettyä pysyvyys tunteina vuodessa. Kyseiset pysyvyyssarvot ovat esitettynä taulukossa 5.9.

$t_{\text{ulkoilma}} (^{\circ}\text{C})$	Pysyvyys kerroin	Pysyvyys tunteina (h/a)
15	0,839	298,716
16	0,873	296,964
17	0,907	228,636
18	0,931	169,944
19	0,953	119,136
20	0,966	79,716
21	0,975	80,592
22	0,984	60,444
23	0,991	20,148
24	0,994	33,288
25	0,997	14,016
26	0,999	3,504
27	0,999	2,628
28	1,000	2,628

Taulukko 5.9 Vuotuiset lämpötilojen pysyvyydet

5.4.2 Energiansäästöpotentiaali jäähdytyskauden aikana

Energiansäästöpotentiaali saadaan laskettua lämpötilojen pysyvyyksien sekä lauhdutintehojen avulla seuraavan esimerkin mukaisesti.

Esimerkki. Ulkoilman lämpötilalla 19°C lämpötilan pysyvyys tunteina vuodessa on taulukon 5.9 mukaan 119,136 h/a. 19°C lämpötilalla lauhdutin tuottaa lämpöä teholla 10,46 kW. Näistä arvoista saadaan lasketuksi talteen saatavan energian määrä vuodessa 19°C lämpötilalla.

$$E[kWh] = Q_L[kW] \cdot t[h] = 10,46kW \cdot 119,136h = 1246kWh$$

Taulukossa 5.10 on esitettynä vuotuiset energiansäästöpotentiaalit eri ulkoilman lämpötiloille. Taulukosta selviää myös vuotuinen energiansäästöpotentiaali sekä rahansäästön mahdollisuus. Taulukossa käytetään suoran sähkölämmityksen hintana 0,11 €/kWh.

t_{ulkoilma} (°C)	Pysyvyys tunteina (h/a)	$\Phi_{\text{lauhdutin}}$ (kW)	Säästöpotentiaali (kWh/a)	Säästöpotentiaali (€/a)
15	298,72	0,03	8,36	0,92
16	296,96	2,61	773,89	85,13
17	228,64	5,20	1188,45	130,73
18	169,94	7,82	1328,28	146,11
19	119,14	10,46	1245,69	137,03
20	79,72	13,12	1046,03	115,06
21	80,59	15,81	1274,16	140,16
22	60,44	20,41	1233,54	135,69
23	20,15	28,90	582,36	64,06
24	33,29	33,06	1100,63	121,07
25	14,02	40,82	572,19	62,94
26	3,50	45,71	160,17	17,62
27	2,63	52,07	136,85	15,05
28	2,63	56,99	149,77	16,48
		yht.	10800,38	1188,04

Taulukko 5.10 Energiansäästöpotentiaali

Lauhduttimen tuottama lämmitysenergia on jäädytyskauden aikana 10800 kWh, joka on rahassa mitattuna 1188 €. Kaikkea tästä energiamäärästä ei saada kuitenkaan talteen kyseisessä kuntosalissa, koska tarvittava lämmitysteho on 21,16 kW. Taulukossa 5.11 on esitettyä energian säästö, jos oletetaan, että energia saataisiin siirrettyä käyttöveteen 100 prosentin hyötysuhteella.

$t_{\text{ulkkoilma}}$ (°C)	Pysyvyys tunteina (h/a)	$\Phi_{\text{lauhdutin}}$ (kW)	Säästöpotentiaali (kWh/a)	Säästöpotentiaali (€/a)
15	298,72	0,03	8,36	0,92
16	296,96	2,61	773,89	85,13
17	228,64	5,20	1188,45	130,73
18	169,94	7,82	1328,28	146,11
19	119,14	10,46	1245,69	137,03
20	79,72	13,12	1046,03	115,06
21	80,59	15,81	1274,16	140,16
22	60,44	20,41	1233,54	135,69
23	20,15	21,16	426,33	46,90
24	33,29	21,16	704,37	77,48
25	14,02	21,16	296,58	32,62
26	3,50	21,16	74,14	8,16
27	2,63	21,16	55,61	6,12
28	2,63	21,16	55,61	6,12
		yht.	9711,05	1068,22

Taulukko 5.11 Energian säästö

Taulukossa 5.12 on laskettuna kuntosalin käyttöveden lämmitykseen tarvitsema energia jäädytyskauden aikana sekä energian hinta, kun oletetaan, että käyttöveden lämmitykseen käytettäisiin varaajaan asennettuja sähkö vastuksia.

t_{ulkoilma} (°C)	Pysyvyys tunteina (h/a)	$\Phi_{\text{tarvittava}}$ (kW)	Tarvittava energia (kWh/a)	Energian hinta (€/a)
15	298,72	21,16	6320,83	695,29
16	296,96	21,16	6283,76	691,21
17	228,64	21,16	4837,94	532,17
18	169,94	21,16	3596,02	395,56
19	119,14	21,16	2520,92	277,30
20	79,72	21,16	1686,79	185,55
21	80,59	21,16	1705,33	187,59
22	60,44	21,16	1279,00	140,69
23	20,15	21,16	426,33	46,90
24	33,29	21,16	704,37	77,48
25	14,02	21,16	296,58	32,62
26	3,50	21,16	74,14	8,16
27	2,63	21,16	55,61	6,12
28	2,63	21,16	55,61	6,12
		yht.	29843,22	3282,75

Taulukko 5.12 Tarvittava energia

Kun halutaan tarkastella lauhduttimelta otettavan lämmön kannattavuutta, voidaan laskea kuinka monta prosenttia tarvittavasta energiamäärästä jäädytyskauden aikana saadaan tuotettua lauhduttimen hukkalämmöllä.

$$\frac{E_{\text{lauhduutin}}}{E_{\text{tarvittava}}} \cdot 100\% = \frac{9711,05 \text{ kWh}}{29843,22 \text{ kWh}} \cdot 100\% = 33\%$$

Edellisestä laskelmasta huomataan, että lauhduttimen tuottamalla lämmöllä pystyttäisiin jäädytyskauden aikana kattamaan noin kolmannes tarvittavasta lämmitysenergiasta.

5.4.3 Kannattavuus

Jos käyttövetä lämmittävän järjestelmän hinta olisi 2500 € ja puolet lauhduttimen jäädytyskauden aikana tuottamasta energiasta saataisiin siirrettyä käyttöveteen, olisi kyseisen laitteiston takaisinmaksuaika n. 5 vuotta. Joten investointina kyseinen järjestelmä olisi erittäin kannattava.

5.5 Tulosten tarkastelu

Tässä kappaleessa tarkastellaan saatuja tuloksia sekä pohditaan mahdollisia ongelmia käyttöveden lämmityksessä.

5.5.1 Lauhduttimen lämpötila

Lämmitettäessä käyttövettä lauhduttimesta saatavalla hukkalämmöllä täytyy ottaa huomioon, että pienemmillä lämpökuormilla lauhduttimen lämpötila on suhteellisen alhainen. Ulkolämpötilalla 22°C lauhduttimen lauhtumislämpötila on vain 31°C. Tämä lämpötila ei riitä nostamaan käyttöveden lämpötilaa haluttuun lämpötilaan 55°C, vaan sen saamiseksi haluttuun lämpötilaan tarvitaan lisäksi muuta lämmitystä; esimerkiksi varaajaan sijoitettuja sähkövastuksia.

5.5.2 Lämpötilojen pysyvyydet

Laskennassa käytetyt ulkoilman lämpötilojen pysyvyydet ovat määritelty Suomen Rakentamismääräyskokoelman ilmoittamien lämpötilojen pysyvyyksien mukaan. Kyseiset arvot ovat vuoden 1979 arvoja. Verrattaessa kyseisiä arvoja kesän 2010 ulkolämpötiloihin havaitaan, että pysyvyydet korkeammilla ulkolämpötiloilla vuonna 1979 olivat suhteellisen alhaisia. Tästä seuraakin, että jäähdytyskauden aikana talteen saatavat energiat olisivat vuoden 2010 arvoilla suuremmat kuin 1979 arvoilla.

6 SIMULOINTIOHJELMALLA SAADUT TULOKSET

Tässä kappaleessa lasketaan Nilan VPM 1000 ilmastointikoneen energiansäästöpotentiaali jäähdytyskauden aikana, kun oletetaan, että lauhduttimessa syntyvä hukkalämpö käytetään käyttöveden lämmittämiseen.

6.1 Lähtötiedot

Käytetään ilmastointikoneen tulo- sekä poistoilmavirtana $2,4 \text{ m}^3/\text{s}$, haluttuna sisäilman lämpötilana 21°C sekä sisäilman suhteellisena kosteutena 45% . Ilmastointikoneen käyntiajat asetetaan siten, että se käy vuoden jokaisena päivänä 14 tuntia; kello 7-21. Kone asetetaan jäähdyttämään, kun ulkoilman lämpötila nousee yli lämpötilan 15°C

6.2 Simulointi

Lähtötiedot asetettiin simulointiohjelmaan kuvan 6.1 mukaisesti ja se laski kuvan 6.2 mukaiset arvot jäähdytyskauden aikana.

Sijainti:
 Helsinki

Käytä muuttuvanopeuksisia kompressoreja:

Ohjelma Kesä Talvi

Ulkoilma:
 Tilavuusvirta [m^3/h]: 8640

Sisäilma:
 Tilavuusvirta [m^3/h]: 8640
 Lämpötila, T3 [$^\circ\text{C}$]: 21
 Suhteellinen kosteus [%]: 45

Asetusarvo sisäänpuhalluslämpötilalle:

Asetusarvo päivällä:
 Haluttu lämpötila [$^\circ\text{C}$]: 15
 Jäähdytä kun ulkoilma on yli [$^\circ\text{C}$]: 15

Asetusarvo yöllä:
 Haluttu lämpötila [$^\circ\text{C}$]: 17
 Jäähdytä kun ulkoilma on yli [$^\circ\text{C}$]: 22

Kuva 6.1 Lähtötietojen sijoitus

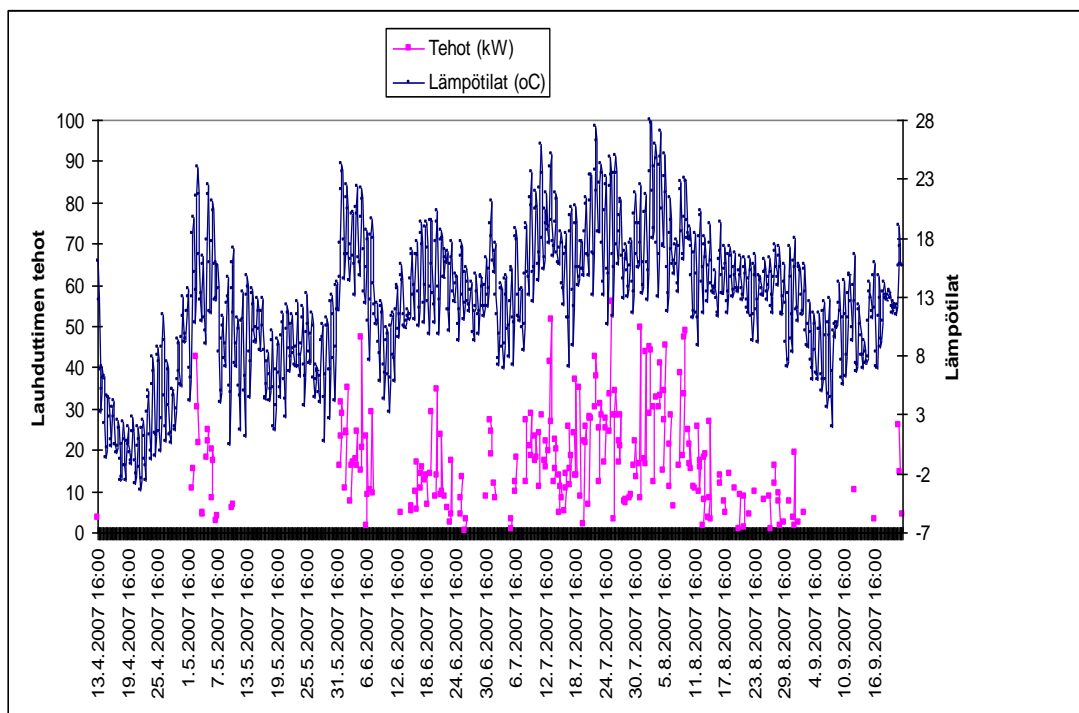
Jäähdytys	
Kompressorin energiankulutus [kWh]:	1927
Kokonaisjäähdytys [kWh]:	11948
COP, jäähdytys [-]:	4,5
Tunnit jäädystilassa [h]:	1500 (17,1 %)

Kuva 6.2 Ilmastointikoneen arvot jäähdytyskauden aikana

Simulointituloksen mukaan ilmastointikone on jäähdytystilassa 1500 tuntia, jolloin sen kokonaisjäähdytys energia on 11948 kWh ja kompressorin energiankulutus 1927 kWh.

6.3 Lauhduttimen tuottama lämmitysenergia

Kuvasta 6.3 nähdään miten lauhduttimen teho käyttäytyy simulointiohjelman mukaan jäähdytyskauden aikana.



Lauhduttimen tuottama energia jäähdytyskauden aikana saadaan laskettua simulointiohjelman antamalla mittauspöytäkirjalla. Lauhduttimen tuottaman energian määräksi jäähdytyskauden aikana saatiin 12765 kWh. Jos oletetaan, että kaikki teho saataisiin siirrettyä käyttöveteen energian hinnalla 0,11€/kWh tulisi vuotuisesti säästöksi 1404€.

6.4 Tulosten tarkastelu

Tuloksia tarkasteltaessa huomataan, että lauhdutuslämmön hyötykäyttö on hyvin kannattavaa. Vaikka kyseisen investoinnin suuruudeksi tulisi tuhansia euroja, maksaisi se itsensä takaisin muutamassa vuodessa.

7 LAUHDUTUSENERGIAN SIIRTÄMINEN KÄYTTÖVEDEN LÄMMITYKSEEN

7.1 Nilan Suomi Oy:n kehittämä järjestelmä

Nilan Suomi Oy on kehittänyt liitteen 4 mukaista lauhdutuslämmön hyötykäyttöjärjestelmää, jossa jäähdytyskauden aikana lämpöpumpun kuumakaasu johdetaan erilliseen lämmönsiirtimeen, jonka toisiopuolella kiertää vesi. Vesi lämmittää erillisen lämminvesivaraajan vettä.

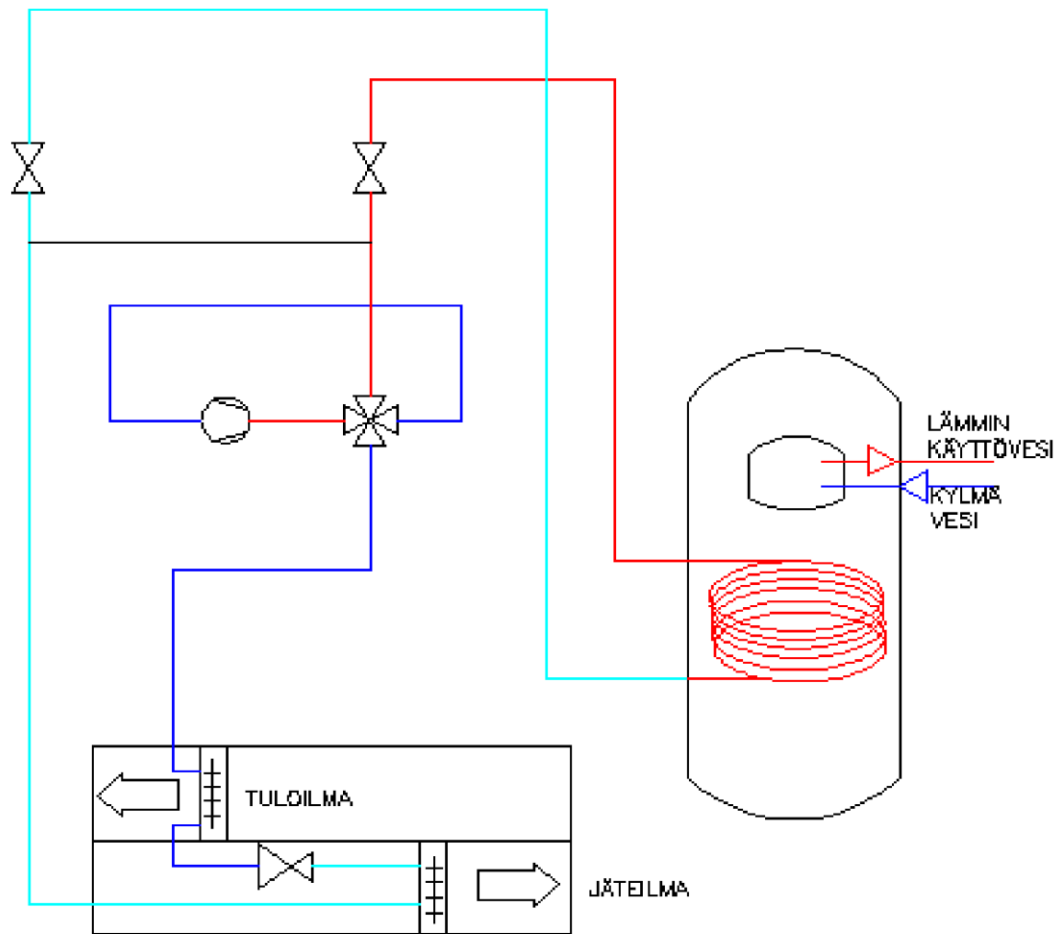
Kyseisen järjestelmän hyviä puolia ovat, että se on helppo asentaa kohteisiin, joissa on valmiiksi lämminvesivaraaja. Asennus kustannukset ovat tästä syystä suhteellisen pieniä. Ne koostuvat lähinnä lämmönsiirtimestä ja putkisto töistä.

Huononapuolena on, että kyseisellä järjestelmällä ei saada hyötykäytettyä kuin pieni osa lauhdutuslämmöstä.

7.2 Vaihtoehtoinen tapa

Lauhduksen lämpöenergian siirtäminen voitaisiin toteuttaa myös johtamalla kuumakaasu putkia pitkin suoraan lämminvesivaraajaan sijoitettuun lauhdutusputkistoon, jossa kuumakaasu luovuttaisi lämpöenergiansa varaajan veteen kuvan 7.1 periaatepiirroksen mukaisesti. Varaajanvesi taas lämmittäisi varaajan yläosaan sijoitettua käyttövesisäiliötä.

Kyseisellä tavalla saataisiin hyvä hyötysuhde, mutta investointina kyseinen järjestelmä on kallis verrattuna edellisessä kappaleessa esitettyyn järjestelmään. Kustannuksia toisivat putkistotyöt sekä varaaja, joka tulisi olla kyseiseen tarkoitukseen sopiva ns. hybridi varaaja. Kyseisen laisia varaajia tuottaa esimerkiksi Jäspi. Jäspin hybridi varaajia valmistetaan 500 ja 700 litran kokoisina ja niiden hinnat ovat pienemmän varaajan 2000 €:sta ylöspäin riippuen varaajan koosta sekä halutuista lisälaitteista. /8/



Kuva 7.1 Käyttöveden lämmitys lauhdutuslämmöllä jäähdytyskauden aikana

LÄHTEET

- /1/ Nilan tuote CD 16
- /2/ Hakala, P & Kaappola, E. 2007. Kylmälaitoksen suunnittelu. Jyväskylä. Gummerus Kirjapaino Oy
- /3/ Ympäristöministeriö. 2007. D5 Suomen rakentamismääräyskokoelma. Rakennuksen energiankulutuksen ja lämmitystehontarpeen laskenta.
- /4/ Seppänen, O. Hausen, A. Hyvärinen, K. Heikkilä, Pekka. Kaappola, E. Kosonen, R. Oksanen, R. Railio, J. Ripatti, H. Saari, A. Tarvainen, K. Vuolle, M. 2004. Ilmastoinnin suunnittelu. Forssa. Forssan kirjapaino Oy.
- /5/ Ympäristöministeriö. 2010. D2 Suomen rakentamismääräyskokoelma. Rakennuksen sisäilmasto ja ilmanvaihto.
- /6/ Mäkelä, M. Soininen, L. Tuomola, S. Öistämö, J. 2005 Tekniikan kaavasto. Tampere. Tammertekniikka.
- /7/ Inkinen, P. Tuohi, J. 2005. Momentti 1. Insinöörifysiikka. Keuruu. Otava.
- /8/ LVI- team:n verkkosivut [Viitattu 17.11.2010] Saatavissa:
<http://www.lvi-team.fi/p-59-jaspi-hybridi.aspx>

LIITE 1

Taulukko L1.10. Ulkoilman lämpötilojen esiintymistiheys pysäytyksarvoina säätyöhyökköellä I. Helsinki-Vantaa, 1979.

Kuntauksi		Ajanjakson pituus, tunteja												Koko vuosi	Talvi	Kesä
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12			
Ulkoilman lämpötila, °C	744	672	744	720	744	720	744	744	720	744	720	744	8760	6552	2208	
-33	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
-32	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
-31	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
-30	0	0,0015	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0,0001	0,0002	0	
-29	0	0,0045	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0,0003	0,0005	0	
-28	0	0,0074	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0,0006	0,0008	0	
-27	0	0,0179	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0,0014	0,0018	0	
-26	0	0,0283	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0,0022	0,0029	0	
-25	0	0,0387	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0,0030	0,0040	0	
-24	0	0,0476	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0,0037	0,0049	0	
-23	0,0013	0,0655	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0,0051	0,0069	0	
-22	0,0161	0,0863	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0,0080	0,0107	0	
-21	0,0349	0,1131	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0,0116	0,0156	0	
-20	0,0538	0,1310	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0,0146	0,0195	0	
-19	0,0672	0,1443	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0,0168	0,0224	0	
-18	0,0901	0,1711	0,0067	0	0	0	0	0	0	0	0	0,0081	0,0220	0,0295	0	
-17	0,1035	0,1890	0,0094	0	0	0	0	0	0	0	0	0,0188	0,0257	0,0343	0	
-16	0,1210	0,2143	0,0161	0	0	0	0	0	0	0	0	0,0484	0,0322	0,0430	0	
-15	0,1438	0,2247	0,0309	0	0	0	0	0	0	0	0	0,0685	0,0379	0,0507	0	
-14	0,1855	0,2381	0,0484	0	0	0	0	0	0	0	0	0,0927	0,0460	0,0615	0	
-13	0,2890	0,2634	0,0578	0	0	0	0	0	0	0	0	0,1116	0,0591	0,0791	0	
-12	0,3401	0,3095	0,0685	0	0	0	0	0	0	0	0	0,1317	0,0696	0,0931	0	
-11	0,3696	0,3408	0,0860	0	0	0	0	0	0	0	0	0,1586	0,0783	0,1047	0	
-10	0,3925	0,3929	0,0941	0	0	0	0	0	0	0	0,0097	0,1962	0,0889	0,1189	0	
-9	0,4288	0,4643	0,0995	0	0	0	0	0	0	0,0027	0,0125	0,2406	0,1022	0,1366	0	
-8	0,4785	0,5253	0,1075	0	0	0	0	0	0	0,0040	0,0181	0,2876	0,1163	0,1555	0	
-7	0,5457	0,5640	0,1263	0,0069	0	0	0	0	0	0,0054	0,0194	0,3078	0,1291	0,1726	0	
-6	0,6183	0,6295	0,1411	0,0264	0	0	0	0	0	0,0188	0,0264	0,3374	0,1474	0,1970	0	
-5	0,6774	0,7143	0,1478	0,0417	0	0	0	0	0	0,0524	0,0375	0,3575	0,1662	0,2222	0	
-4	0,7231	0,7887	0,1653	0,0694	0	0	0	0	0	0,0927	0,0653	0,3925	0,1882	0,2517	0	
-3	0,7849	0,8482	0,2003	0,1097	0	0	0	0	0	0,1196	0,0917	0,4476	0,2135	0,2854	0	
-2	0,8266	0,8765	0,2460	0,1472	0,0013	0	0	0	0,0014	0,1411	0,1236	0,4892	0,2344	0,3133	0	
-1	0,8710	0,9167	0,3374	0,2153	0,0094	0	0	0	0,0069	0,1720	0,1931	0,5618	0,2702	0,3613	0	
0	0,9462	0,9568	0,5323	0,2917	0,0175	0	0	0	0,0125	0,2097	0,2569	0,6599	0,3204	0,4284	0	
1	0,9973	0,9881	0,7997	0,4056	0,0282	0	0	0	0,0194	0,2755	0,4028	0,7554	0,3864	0,5166	0	
2	1	0,9940	0,9220	0,5250	0,0484	0	0	0	0,0278	0,3656	0,5292	0,8522	0,4360	0,5829	0	
3	1	1	0,9785	0,6417	0,0766	0	0	0	0,0556	0,4180	0,6556	0,9341	0,4773	0,6381	0	
4	1	1	0,9879	0,7403	0,1358	0	0	0	0,0903	0,4879	0,8083	0,9543	0,5143	0,6876	0	
5	1	1	1	0,8236	0,2043	0	0	0	0,1222	0,5484	0,9208	0,9731	0,5466	0,7308	0	
6	1	1	1	0,8778	0,2581	0	0	0	0,1756	0,6196	0,9681	0,9946	0,5716	0,7642	0	
7	1	1	1	0,9181	0,3212	0,0083	0	0	0,2333	0,6747	0,9875	1	0,5926	0,7914	0,0027	
8	1	1	1	0,9528	0,3763	0,0278	0,0054	0,0067	0,3097	0,7177	1	1	0,6137	0,8161	0,0131	
9	1	1	1	0,9847	0,4288	0,0653	0,0188	0,0228	0,3806	0,8199	1	1	0,6409	0,8449	0,0353	
10	1	1	1	0,9917	0,4946	0,1028	0,0457	0,0578	0,4639	0,8925	1	1	0,6684	0,8706	0,0684	
11	1	1	1	1	0,5390	0,1417	0,0753	0,0847	0,5597	0,9583	1	1	0,6943	0,8945	0,1001	
12	1	1	1	1	0,5914	0,1847	0,1411	0,1116	0,7083	0,9879	1	1	0,7249	0,9202	0,1454	
13	1	1	1	1	0,6478	0,2653	0,2634	0,1667	0,8222	1	1	1	0,7618	0,9405	0,2314	
14	1	1	1	1	0,7110	0,3819	0,4234	0,2352	0,9028	1	1	1	0,8027	0,9565	0,3465	
15	1	1	1	1	0,7473	0,4750	0,5739	0,3253	0,9653	1	1	1	0,8390	0,9675	0,4579	
16	1	1	1	1	0,7890	0,5375	0,7016	0,4651	0,9972	1	1	1	0,8731	0,9757	0,5684	
17	1	1	1	1	0,8239	0,6000	0,8185	0,6492	1	1	1	1	0,9070	0,9800	0,6902	
18	1	1	1	1	0,8548	0,6792	0,9019	0,7661	1	1	1	1	0,9331	0,9835	0,7835	
19	1	1	1	1	0,8871	0,7389	0,9543	0,8522	1	1	1	1	0,9525	0,9872	0,8496	
20	1	1	1	1	0,9140	0,8069	0,9745	0,8992	1	1	1	1	0,9661	0,9902	0,8945	
21	1	1	1	1	0,9449	0,8444	0,9866	0,9274	1	1	1	1	0,9752	0,9937	0,9203	
22	1	1	1	1	0,9664	0,8931	0,9960	0,9570	1	1	1	1	0,9844	0,9962	0,9493	
23	1	1	1	1	0,9758	0,9403	1	0,9798	1	1	1	1	0,9913	0,9973	0,9737	
24	1	1	1	1	0,9839	0,9514	1	0,9879	1	1	1	1	0,9936	0,9982	0,9801	
25	1	1	1	1	0,9973	0,9708	1	1	1	1	1	1	0,9974	0,9997	0,9905	
26	1	1	1	1	1	0,9875	1	1	1	1	1	1	0,9990	1	0,9959	
27	1	1	1	1	1	0,9931	1	1	1	1	1	1	0,9994	1	0,9977	
28	1	1	1	1	1	0,9958	1	1	1	1	1	1	0,9997	1	0,9986	
29	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	

LIITE 2

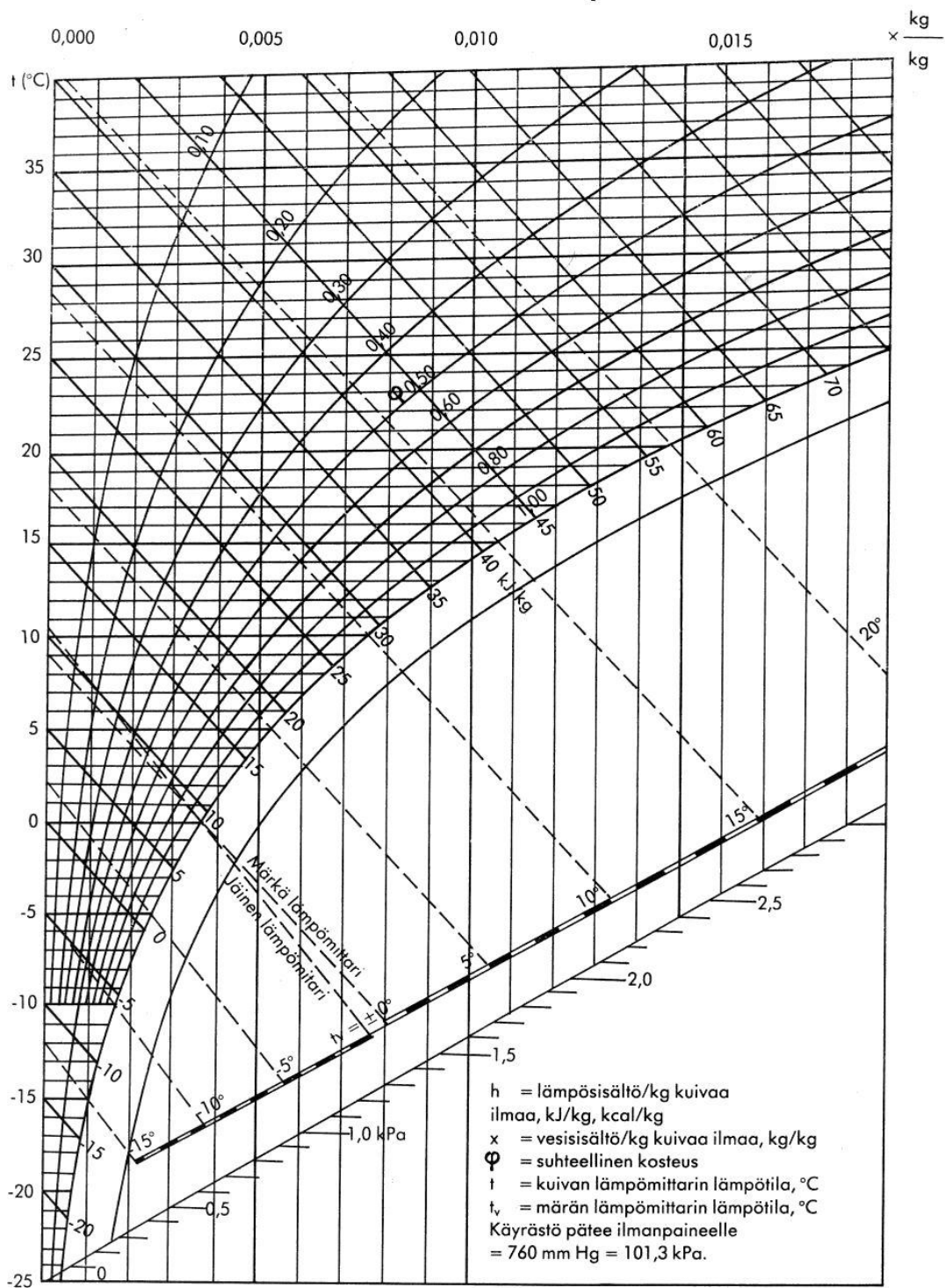
Taulukko 15.5 Kylläisen vesihöyryn paine p_{vs} ja tiheys ρ_{vs} eri lämpötiloissa

t (°C)	p_{vs} (kPa)	ρ_{vs} (g/m ³)	t (°C)	p_{vs} (kPa)	ρ_{vs} (g/m ³)
-15	0,191				
-14	0,208		21	2,486	18,3
-13	0,225		22	2,643	19,4
-12	0,244		23	2,808	20,6
-11	0,265		24	2,982	21,8
-10	0,287	2,15	25	3,166	23,0
-9	0,310	2,34	26	3,360	24,4
-8	0,335	2,54	27	3,564	25,8
-7	0,362	2,75	28	3,778	27,2
-6	0,391	2,99	29	4,004	28,8
-5	0,422	2,34	30	4,241	30,4
-4	0,455	3,52	35	5,62	39,6
-3	0,490	3,81	40	7,37	51,1
-2	0,527	4,13	45	9,58	65,4
-1	0,568	4,47	50	12,33	83,0
0	0,611	4,85	60	19,92	130
1	0,657	5,19	70	31,16	198
2	0,706	5,56	80	47,36	293
3	0,758	5,95	90	70,11	424
4	0,813	6,36	100	101,32	598
5	0,872	6,80	110	143,3	827
6	0,935	7,26	120	198,5	1 122
7	1,002	7,75	130	270,1	1 497
8	1,072	8,27	140	361,4	1 967
9	1,148	8,82	150	476,0	2 548
10	1,228	9,41	160	618,1	3 260
11	1,312	10,0	170	792,0	4 122
12	1,402	10,7	180	1 003	5 158
13	1,497	11,3	190	1 255	6 393
14	1,598	12,1	200	1 555	7 858
15	1,704	12,8	220	2 320	11 610
16	1,817	13,6	240	3 348	16 760
17	1,937	14,5	260	4 694	23 760
18	2,063	15,4	280	6 419	33 280
19	2,196	16,3	300	8 592	46 300
20	2,337	17,3	320	11 290	64 550
			360	18 674	143 500
			374,15	22 129	315 000

/7 s.396/

LIITE 3

Kostean ilman Mollier-käyrästä



LIITE 4

