

Ville Raittinen

**LÄMMÖNTALTEENOTTO ASUINRAKENNUSTEN JÄTEVE-  
DESTÄ**

# **LÄMMÖNTALTEENOTTO ASUINRAKENNUSTEN JÄTEVE- DESTÄ**

Ville Raittinen  
Opinnäytetyö  
Kevät 2017  
Talotekniikan koulutusohjelma  
Oulun ammattikorkeakoulu

# TIIVISTELMÄ

Oulun ammattikorkeakoulu  
Talotekniikan koulutusohjelma, LVI-tekniikka

---

Tekijä: Ville Raittinen  
Opinnäytetyön nimi: Lämmöntalteenotto asuinrakennusten jätevedestä  
Työn ohjaajat: lehtori Mikko Niskala, teknikko Vesa Piirala  
Työn valmistumislukukausi ja -vuosi: Kevät 2017  
Sivumäärä: 94 + 12 liitettä

---

Tilaaaja D5 energiatekniikka Ky halusi selvityksen, kuinka voidaan valmistaa jäteveden lämmöntalteenottoon soveltuva kylmälaitossovellus. Lämmöntalteenotolla talteen otettu energia päätettiin käyttää käyttöveden lämmitykseen.

Aluksi käytiin läpi määräykset ja ohjeet, joiden mukaan käyttövesi ei saa saastua ja viemäroinnin on oltava huoletona. Määräysten antamalla reunaehdoilla asetettiin kylmälaitteelle toimintarajat, joiden perusteella aloitettiin laitteen eri osien mitoitus ja materiaalivalinnat. Höyrystimiä mitoitettiin kaksi erilaista, kuparista viemäriputken ympärille ja ruostumattomasta teräksestä jätevedenpumppaamon, koska ensimmäisen todettiin olevan liian suuri asuinrakennusten käyttöön. Kylmälaitteen mitoituksen ohessa laskettiin myös jäteveden pumppaamolle ja varaajalle koko tukemaan mitoitusta.

Lämmönsiirtämiseksi käyttöveteen mitoitettiin määräyksissä vaadittu vaarattoman väliaineen vesikiertoinen piiri, millä on mahdollista siirtää talteen otettu lämpöenergia turvallisesti käyttöön. Piiri mitoitettiin samoilla perusteilla kuin mikä tahansa vesikiertoinen lämmitysverkosto osineen ja varusteineen.

Laitteelle suunniteltiin myös automaation toimintaselostus, jossa kerrotaan vesikiertoiselle piirille sekä kylmälaitteelle käynnistymis- ja pysäytysrajat sekä vaaratilanteessa tulevat jäätyminen eston, yllilämmön ja vaarallisen paineen kohoamisen hälytykset.

Energiaa saatiin jätevedestä itsessään talteen ~128 kWh, jota lämpöpumpun kiertoprosessilla saadaan hyödynnettyä enemmän. Lämmintä käyttövettä lämmitetään ~173,5 kWh, josta sähkön kulutuksen vähentämisen jälkeen saatiin vielä ~127,5 kWh energiaa hyödyksi.

Lopuksi käytiin läpi mahdollisia vaikutuksia päästöihin CHP-alueella. Päästöt lisääntyvät CHP-laitoksella ja jäteveden puhdistamolla, mikäli lämpöä otetaan talteen työssä suunnitellulla LTO-laitteella. Öljylämmitteisissä kiinteistöissä päästöt sen sijaan vähenevät LTO-laitteen myötä.

---

Asiasanat: LTO, kylmäaine, lämpöpumppu, jätevesi, lämmitys, päästöt

## **ALKULAUSE**

Haluan erityisesti kiittää D5-energiatekniikka Ky:n Vesa Piiralaan todella mielenkiintoisesta opinnäytetyön aiheesta sekä ideoista työnteon aikana.

Kiitän myös Oulun ammattikorkeakoulun Mikko Niskalaa ja Veli-Matti Mäkelää työni ohjauksesta sekä avustamisesta sen loppuunsaattamisessa.

Helsingissä 22.4.2017

Ville Raittinen

# SISÄLLYS

TIIVISTELMÄ	3
ALKULAUSE	4
SISÄLLYS	5
1 JOHDANTO	7
2 JÄTEVEDEN LÄMMÖNTALTEENOTTO	8
2.1 Käyttökohteet	10
2.2 Määräykset ja ohjeet	11
2.3 Jäteveden lämpötila	12
2.4 Lämpöpumppu	13
3 LÄMMÖNTALTEENOTTO LÄMPÖPUMPULLA	16
3.1 Höyrystin	16
3.1.1 Virtaaman määrittäminen	16
3.1.2 Viemärin materiaali ja putkikoko	17
3.1.3 Jäteveden virtausnopeus ja viemärin itsepuhdistuvuus	18
3.1.4 Kylmäaine	22
3.1.5 Lämminvesivaraaja	24
3.1.6 Lämmöntalteenoton höyrystin viemäriputkessa	26
3.1.7 Lämmöntalteenoton höyrystin jäteveden pumppaamossa	35
3.1.8 Pumppaamon mitoitus	40
3.2 Lämpöpumpun laitteiden välisten putkien mitoitus	43
3.2.1 Imujohto	46
3.2.2 Painejohto	50
3.2.3 Lauhdejohto	53
3.2.4 Nestejohto	54
3.3 Lauhduttimen mitoitus	56
3.4 Kompressorin valinta	61
3.5 Venttiilien ja komponenttien valinta	62
3.5.1 Paisuntalaitteen valinta	62
3.5.2 Nestevaraajan valinta	63
3.5.3 Varoventtiilin valinta	64
3.5.4 Höyrystinpaineen säätimen valinta	66

3.6 Lämpöpumpun todellinen kiertoprosessi	67
4 KÄYTTÖVEDEN LÄMMITYS	69
4.1 Lämmönsiirrinkierukan mitoitus käyttövesivaraajaan	69
4.2 Putkiston painehäviöt	74
4.3 Pumpun valinta	77
4.4 Varoventtiilin valinta	78
4.5 Paisuntasäiliön valinta	78
5 AUTOMAATIOJÄRJESTELMÄN TOIMINTASELOSTUS	82
5.1 Lämmöntalteenoton lämpöpumpun toimintaselostus	82
5.2 Lämpimänveden lämmityksen kiertopiirin toimintaselostus	83
6 LÄMMÖNTALTEENOTON HYÖTY	84
7 JÄTEVEDEN LÄMMÖNTALTEENOTON VAIKUTUKSET PÄÄSTÖIHIN	87
7.1 Kiinteistön lämmitysenergian CO <sub>2</sub> -päästöt	87
7.2 CHP-laitos	89
7.3 Jäteveden puhdistamo	91
8 YHTEENVETO	94
LÄHTEET	95
LIITTEET	101

# 1 JOHDANTO

Opinnäytetyö tehtiin D5-energiatekniikka Ky:n Vesa Piiralan kehittämästä ideasta. Työssä etsitään ratkaisua asuinrakennuksissa tuotettavien jätevesien mukana valuvan energian uudelleen hyödyntämiseen lämpöpumpun avulla.

Työ aloitettiin käymällä tilaajan kanssa läpi, miten lämpöä voitaisiin ottaa talteen. Samalla ideoitiin kaksi erilaista höyrystintä, jos ensimmäisen lopputulos ei ole järkevä. Kun suurpiirteiset suunnitelmat lämpöpumpusta ja höyrystimestä olivat valmiit, aloitettiin tämän työn sisältämä laitteiden mitoitus.

Lämmöntalteenottolaitteen mitoituksessa keskitytään asuin kerrostaloon asennettavaan laitteeseen. Omakotitalossa jäteveden tuotto on vähäistä sekä keskitynyt pääosin työaikojen ulkopuolelle, jolloin suurimman osan ajasta viemärissä ei ole virtaamaa. Omakotitalossa ei talteen otettavaa energiaa kerry tarpeeksi laitteiston hankintahintaan nähden. LTO:ta suunniteltaessa on huomioitava käyttökohteen tarpeet, virtaaman vaihtelut sekä lain ja määräysten täytyminen.

Kaikelle asuinrakennuksista tulevalle jätevedelle lämmöntalteenottojärjestelmän höyrystin mitoitetaan suoraan viemäriputkeen asennettavaksi ja kierukkasiirtimenä jäteveden pumppaamoon. Mitoitetun höyrystimen pohjalta mitoitetaan LTO-lämpöpumppu ja vesikiertoinen piiri, jolla siirretään talteen otettu lämpö käyttöveden lämmitykseen.

LTO-laitteelle tehdään automaation toimintaselostus läpi koko prosessin, missä selostetaan toimintarajat käyttöveden lämmitykseen ja lämmöntalteenottoon jätevedestä sekä käydään läpi vaaratilanteissa laitteen antamat hälytykset. Toimintaselostuksen pohjana käytetään PI-kaaviota, jossa on esitettyä antureiden ja laitteiden sijoitus.

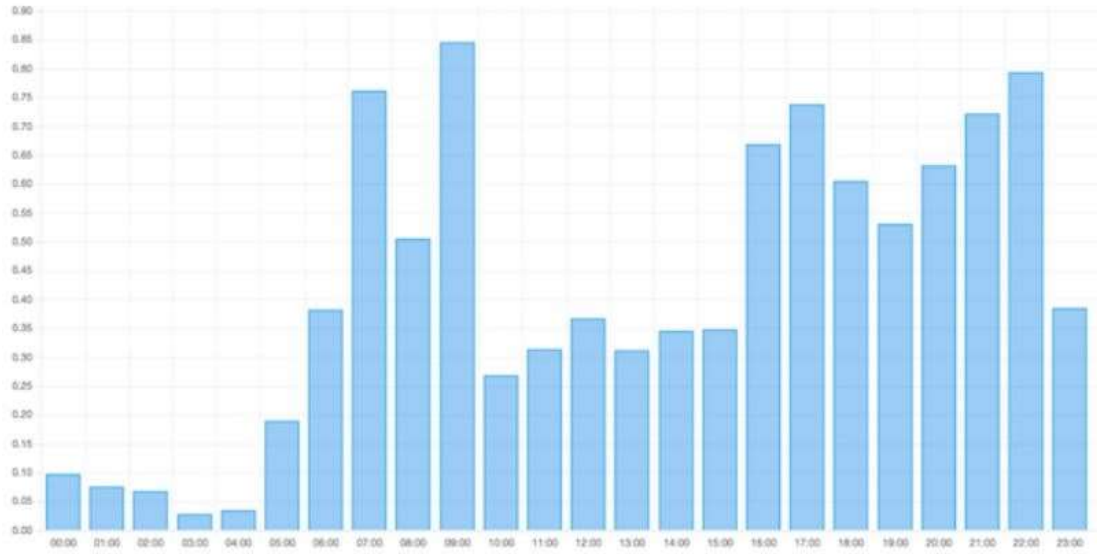
## 2 JÄTEVEDEN LÄMMÖNTALTEENOTTO

Asuinrakennuksien lämmitysenergiasta kuluu noin 20 - 30 % lämpimän käyttöveden lämmitykseen. Ihmisten vuorokautinen vedenkäyttö on keskimäärin 155 l/hlö, josta suurin osa päätyy viemäriin. Lämmöntalteenotto jo kerran lämmitetystä vedestä olisi energiatehokasta ja pienentäisi ihmisen hiilijalanjälkeä. (1; 2; 3.)

Lämmöntalteenottolaitteita jätevedelle on Suomessa kehitetty ja käytössäkin suurempia laitoksia. Turussa on Kakolan puhdistamolla ja Espoossa Suomenojan puhdistamolla lämpöpumppuja hyödyntävät järjestelmät (4; 5). Pienempiä laitteita lämmöntalteenottoon on kehitelty muun muassa harmaanveden lämmöntalteenottosiirrin, hybridivaihdin pääviemäriin ja Suomen määräyksiin sopimaton suihkun lattiakaivon kierukka (6; 7; 8, s. 8). Pienien järjestelmien ongelmina on yleensä huono hyötysuhde, soveltumattomuus nykyisiin Suomen rakentamismääräyksiin tai talteen otetun fluidin matala lämpötila, jolloin käyttökohteet ovat rajalliset.

Riittävän lämpöenergian talteenoton varmistamiseksi LTO-laite mitoitetaan kerrostaloon, omakotitalojen jäteveden tuoton ollessa vähäistä ja keskittyessä lähinnä työaikojen ulkopuolelle. Kerrostaloissa on jäteveden tuottoa tasaisemmin ympärivuorokauden, minkä vuoksi lämmöntalteenotolle on enemmän käyttöä ja laitteiston hankintahinnalle saadaan enemmän vastinetta. Kuvassa 1 on esitetty erään kerrostalon jäteveden virtaaman vaihtelut vuorokauden aikana (9).

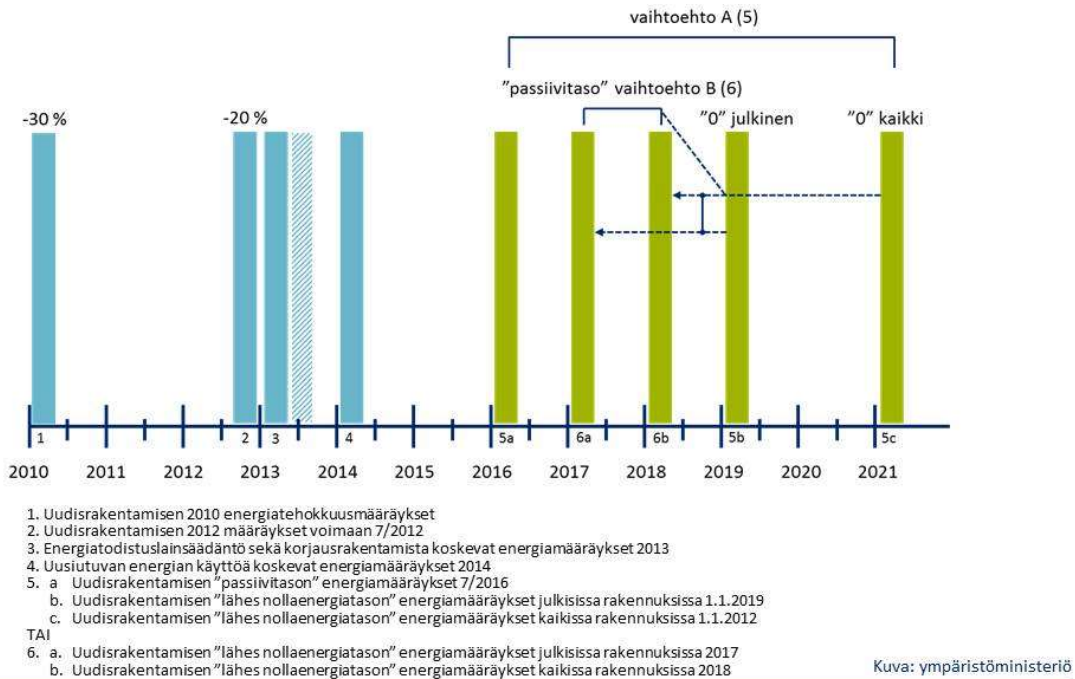




*KUVA 1. Erään kerrostalon jätevesivirtaaman vaihtelut vuorokaudessa (9)*

Suomen asuinrakentamisessa ei jäteveden lämmöntalteenottoja kuitenkaan ole käytössä suuria määriä. Rakennusten energiatehokkuutta ollaan parantamassa määräyksin lähivuosina, mikä herättää ajatuksia erilaisista energian säästöratkaisuista. Kuvassa 2 on esitetty uusien rakennusten energiatehokkuuden määräysten kehitys tulevaisuudessa, jolloin viemäriin menevän energian osuus suhteessa muuhun energian käyttöön kasvaa (3).

## Kansallisen ohjauksen kehittyminen keskusteluissa



**FinZEB**

Rakennusteollisuus RT ry • LVI-talotekniikkateollisuus ry • Ympäristöministeriö 19.2.2014

1

### KUVA 2. Energiatehokkuusmääräysten kehittyminen (3)

Kustannustehokkaita ja määräykset täyttäviä LTO-laitteita on olemassa, mutta ne ovat joko liian suuren kokoluokan laitteistoja asuinrakentamiseen tai eivät käyttömahdollisuuksiltaan herätä suuren yleisön kiinnostusta.

#### 2.1 Käyttökohteet

Jätevedestä saadaan energiaa talteen kiinteistön kokonaislämmitysenergian tarpeeseen nähden vain osa, joten suoraan siitä ei ole käytettäväksi kiinteistön pääasiallisena lämmitysenergian lähteenä. Osa kokonaisenergian tarpeesta voidaan kuitenkin täyttää. Tällaisina kohteina voisivat olla muun muassa puolilämpimien tilojen, kuten varastojen, jätetilojen, autotallien/hallien ja konehuoneiden lämmitys tai märkätilojen lattialämmitys.

Kokonaislämmitysenergian tarvetta voidaan myös pienentää lämmönsiirtimien sarjaan tai rinnan kytkennän avulla, missä yhteen verkkoon siirretään energiaa useammasta eri lähteestä. Lämmönsiirtimien sarja voisi esimerkiksi sisältää

poistoilmalämpöpumpun, maalämpölaitteiston ja jäteveden lämmöntalteenoton siirtimet kytkettynä kiinteistön lämmitysverkostoon. Tällöin saataisiin pääasiallinen lämpöenergia maalämpöpumpulta ja kuormaa pienennettyä poistoilmasta ja jätevedestä talteen otetulla lämmöllä.

Käyttöveden lämmitykseen käytettäessä lämmitysenergian hyödyntäminen onnistuisi lämminvesivaraajalla, jossa on useampi lämmityskierukka. Tällöin voidaan yhdistää useampia käyttöveden lämmitysmuotoja, kuten aurinkokeräimet, jäteveden lämmöntalteenotto ja kaukolämpö. Useammalla lämmönlähteellä varmistetaan lämpimän veden saanti myös käyttöhuippujen aikana.

## **2.2 Määräykset ja ohjeet**

Suomen rakentamismääräyskokoelman osa D1 määrittää, kuinka rakennuksen vesi- ja viemärintijärjestelmät suunnitellaan ja toteutetaan turvalliseksi sekä toimivaksi. Monet ulkomailla suunnitellut ja siellä käytössä olevat lämmöntalteenottojärjestelmät eivät sovellu Suomen oloihin tai ovat ristiriidassa Suomen rakentamismääräysten kanssa.

Kun jätevedestä otetaan lämpöä talteen ja siirretään takaisin käyttöön käyttöveden lämmitykseen, on käyttöveden saavutettava talousvedelle asetetut vaatimukset. Laadun täyttymiseksi käyttöveteen liitetyllä laitteistolla ei saa olla suoraa yhteyttä jäteveteen ja käyttöveden kanssa kosketuksissa olevista laitteista ei saa irrota tai liueta veteen haitallista määrää terveydelle vaarallisia aineita. Laitteisto on myös suunniteltava siten, ettei siitä voi vuotaa tai diffundoitua käyttövettä saastuttavaa ainetta. On myös huomioitava, että lämpimän käyttöveden menolämpötilan on oltava vähintään 55 °C ja kylmävesijohto tai viemäri ei saa jäätyä.

Viemärintiin liitettynä talteenottoyksikön on oltava sellainen, että siitä ei aiheudu terveydelle tai ympäristölle haju- tai muita haittoja. Laitteisto ei saa aiheuttaa tulvaa tai melua ja sen on oltava riittävän kestävä sekä käyttövarma kiinteistön käyttötarkoitukseen. Laitteisto ei myöskään saa lisätä tarpeettomasti viemärin kuormitusta tai aiheuttaa haittaa kiinteistön viemärintiin ja jätevesilaitok-

sen toimintaan. Viettoviemäriin suunnitellussa laitteessa ei saa olla sulkuja ilman erityistä syytä ja jätevedet on voitava huoletta laskea viemäriin, minkä vuoksi viemärin läpäisykykyä alentavaa lietettä ei saa kertyä. Tämä tarkoittaa, että viemärin kaadon on säilyttävä eikä notkoja saa syntyä. LTO-laitteen käyttölämpötilat eivät saa aiheuttaa jäteveden hyytymistä tai haitallisessa määrin putken lämpölaajenemista. Viemäri on pysyttävä tiiviinä koko käyttöikänsä ajan ja viemärille ei saa aiheutua ylimääräistä kulumista, mikä lyhentäisi sen käyttöikää tai vaikuttaisi sen kestävyYTEEN. (8, s. 7 - 19.)

### 2.3 Jäteveden lämpötila

Asuinrakennuksissa tulee jätevettä henkilöä kohden keskimäärin 150 l/vrk. Siitä noin 5/6 on peseytymisessä, astian- ja pyykinpesukoneessa, siivouksessa ja ruoanlaitossa syntyvää lämmitettyä harmaata jätevettä sekä noin 1/6 WC-istuimen huuhtelusta tulevaa lämmittämätöntä, kuitenkin osin huoneen lämpötilassa lämmennyttä mustaa jätevettä. Kuvassa 3 on esitetty asuintalojen jäteveden syntymisen lähteet. (2.)



KUVA 3. Keskimääräinen jäteveden syntyminen ja sen jakautuminen (2)

Jäteveden lämpötila puhdistamolle tullessaan on yleensä noin 8 - 18 °C. Vaihtelua aiheuttaa käytettävän veden lämpötila ja vuodenaika. Talvisin viileä ulkoilma alentaa lämpötilaa, koska lämpöä poistuu tuuletusviemärin kautta. Kesällä taas lämmin ulkoilma ja maan lämpeneminen nostavat kunnallisessa viemäriverkostossa hieman jäteveden lämpötilaa. Maan lämpötila ei kuitenkaan vaihtelee kuin

muutamia asteita, joten kunnallisesta viemäriverkostosta tuleva viileämpi ilma tasoittaa asuinrakennuksen viemärissä suurempia lämmön nousuja. (4.)

Asuinrakennuksissa käyttövedestä on keskimäärin 30 - 40 % lämmintä ~55-asteista ja loput 60 - 70 % kylmää ~5-asteista vettä. Näillä tiedoilla voidaan laskea kaavalla 1 riittävän tarkasti jäteveden lämpötila kiinteistön kokoojaviemärissä, ennen sen poistumista kunnan viemäriverkoston.

$$\bar{T} \approx 0,4 * 55 \text{ °C} + 0,6 * 5 \text{ °C} = 25 \text{ °C}$$

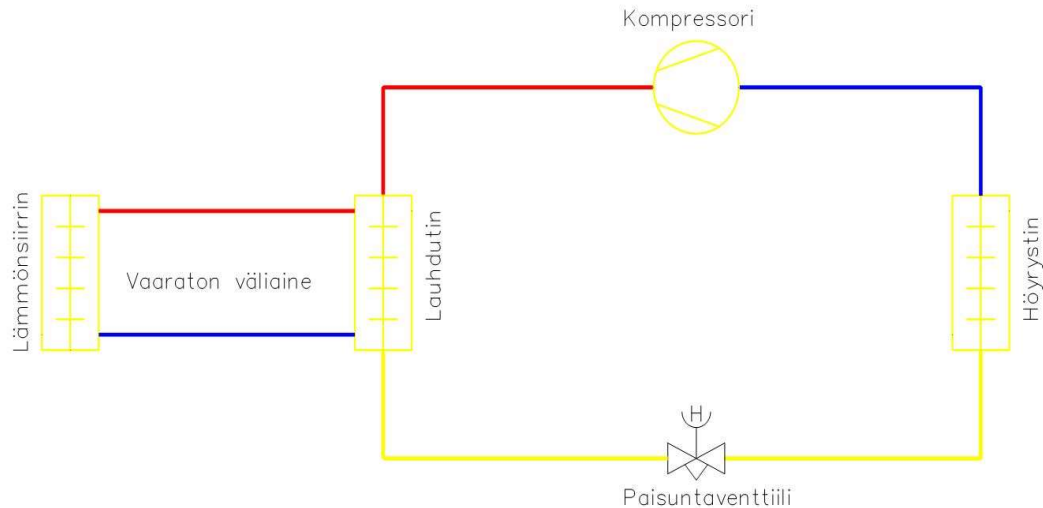
KAAVA 1

Jäteveden lämpötilaa ei voi hyytymisen estämiseksi laskea alle +5 °C:n, jolloin lämpöä voidaan ottaa talteen enimmillään 20 K. Tällä lämpötilaerolla suora lämmöntalteenotto vaihtimella toimisi esimerkiksi käyttöveden esilämmitykseen tai puolilämpimien tilojen lämmityksen avuksi, joten talteen otetun energian hyödyt jäisivät suhteessa pieniksi. Lämpöpumpulla on mahdollista jo pienellä lämpötilaerolla nostaa talteen otettua lämpötilaa korkeammalle, mikä mahdollistaa lämpimän käyttöveden lämmityksen haluttuun 55 °C:n lämpötilaan.

## 2.4 Lämpöpumppu

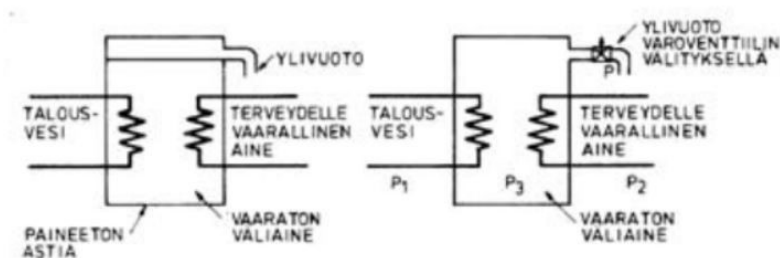
Lämpöpumpun lämmitys toimii kiertoprosessissa, jolla voidaan ottaa lämpöenergiaa matalan lämpötilan lämmönlähteestä (maaperä, ilma, pohjavesi, viemäri) kylmäaineen avulla ja korottaa sen lämpötilaa kompressorilla paineistamalla korkeammaksi.

Lämpöpumppu sitoo höyrystimellä ympäristöstä lämpöä höyrystyvään kylmäaineeseen. Kompressori imee tämän jälkeen höyryn ja puristaa sen korkeampaan paineeseen, jolloin myös sen lämpötila kohoaa. Tämän jälkeen höyry syötetään lauhduttimelle. Lauhduttimella kylmäaine luovuttaa lämpöä ympäristöönsä ja lämpötilan laskun myötä se tiivistyy nesteeksi. Nesteytyneen kylmäaineen paine lasketaan paisuntaventtiilillä, jolloin sen lämpötila laskee ja kylmäaine muuttuu neste-höyryseokseksi (10, s. 10). Kuvassa 4 on yksinkertaistetulla PI-kaaviolla havainnollistettu lämpöpumpun pääkomponentit.



**KUVA 4. Lämpöpumpun toimintaperiaate**

Suomen rakentamismääräyskokoelman osassa D1 määrätään, että käyttöve-  
teen ei saa liueta, diffuntoitua tai vuotaa terveydelle vaarallista ainetta, kuten  
kylmäaineet, glykoli ja jätevesi. Lämpöpumpuissa käytetään lämpöenergian siir-  
tämiseen kylmäainetta, joten käyttöveden lämmitykseen käytettäessä on siinä  
oltava lauhduttimen jälkeen vielä terveydelle vaaraton väliaine veden saastumi-  
sen välttämiseksi, joko paineettomana tai paineellisena, kuvan 5 esimerkin kal-  
taisesti. (8, s. 7.)



**KUVA 5. Esimerkki lämmönsiirtimen kytkennästä käyttöveden lämmitykseen,  
jossa terveydelle vaarallinen aine ja käyttövesi eivät pääse sekoittumaan toisen  
siirtimen vuotaessa (8, s. 7)**

Kuvassa 5 esitettyä paineistettua järjestelmää voidaan soveltaa myös ylimääräiseen pumpulla kierrätettävään vesipiiriin, joka on varustettu varoventtiilillä. Vaarattoman väliaineen ylivuotoputki tai varoventtiili on suositeltavaa myös varustaa hälytyksellä, jotta mahdollinen vuototapaus havaitaan ajoissa ja suurempia vahinkoja ei pääse tapahtumaan.

Avautumispaine varoventtiilille ja piirien paineet mitoitetaan siten, että  $P_3 < P < P_1$  tai  $P_2$ . Mieluiten, jos mahdollista  $P_3$  on alipaineinen kumpaankin  $P_1$ - ja  $P_2$ -piiriin nähden. (8, s. 7.)

### 3 LÄMMÖNTALTEENOTTO LÄMPÖPUMPULLA

Jätevedestä lämpöä talteen otettaessa on laitteiston oltava suhteellisen huoltovapaa ja hyötysuhde ei saa laskea merkittävästi käytön myötä, jolloin materiaalien merkitys ja yhteensopivuus kasvavat. Suunniteltaessa LTO-laitetta on huomioitava käytettävissä olevat lämpötilaerot, materiaalien ja nesteiden keskinäiset yhteensopivuudet, jäteveden sisältämät aineet ja lämmönsiirrossa tapahtuva lämmönhukka energiatehokkaan LTO:n luomiseksi.

#### 3.1 Höyrystin

Lämmöntalteenotto viemäristä tapahtuu höyrystimellä. Höyrystin sijoitetaan jäteveden kulkureitille juuri ennen sen kiinteistöstä poistumista, jotta kaikesta kiinteistön tuottamasta jätevedestä saadaan hyöty irti. Talteenottolaitteen asentaminen vaatii jo suunnitteluvaiheessa paljon mietintää, jotta kaikki kytkentäviemärit ja pystykokoojaviemärit liittyvät samaan pääkokoojaviemäriin ennen LTO:ta. Lämmöntalteenotolle ja muille siihen liittyville laitteille on suunniteltava riittävä tila, jotta mahdollisten huoltotoimenpiteet on mahdollista suorittaa.

##### 3.1.1 Virtaaman määrittäminen

Kerrostaloon höyrystintä mitoittaessa on jokainen yksikkö suunniteltava omaan kohteen virtaaman, viemärin kaltevuuden ja putkikoon mukaan, jotta saavutetaan paras hyötysuhde. Tämän työn höyrystin mitoitetaan Suomeen vuosien 2000 - 2007 valmistuneiden asuinkerrostalojen keskimääräisen asuntoluvun mukaan.

Vuosina 2000 - 2007 on valmistunut 4 606 asuinkerrostaloa, joissa on yhteensä 8 282 504 m<sup>2</sup>, ja keskimäärin asuntojen koko on ollut 56,24 m<sup>2</sup> (11). Tiedoilla voidaan laskea asuinkerrostaloissa keskimäärin olevien huoneistojen lukumäärä kaavalla 2.

$$\frac{8282504m^2}{\frac{4606}{56,24m^2}} = 31,97 \sim 32 \text{ kpl}$$

KAAVA 2



Oletetaan, että jokainen asunto sisältää yhden pesualtaan, suihkun, WC-istui-  
men ja astianpesualtaan. Näillä vesikalusteilla yhden asunnon normivirtaamaksi  
saadaan  $3,3 \text{ dm}^3/\text{s}$  ja koko kerrostalon normivirtaamien summaksi  $132 \text{ dm}^3/\text{s}$ .  
Tästä voidaan laskea tilastollinen luokan 2 mitoitusvirtaama kaavalla 3. (8, s.47  
- 48.)

$$q_j = 0,585 * Q_j^{0,45}$$

KAAVA 3

$q_j$  = Mitoitusvirtaama ( $\text{dm}^3/\text{s}$ )

$Q_j$  = Normivirtaamien summa ( $\text{dm}^3/\text{s}$ )

$$q_j = 0,585 * 132^{0,45} = 5,2652 \sim 5,3 \text{ dm}^3/\text{s}$$

### 3.1.2 Viemärin materiaali ja putkikoko

Jätevesi sisältää pesuaineita, ulostetta, rasvaa ja viettoviemärissä myös hap-  
pea, joten jäteveden kanssa kosketuksissa olevat materiaalit eivät voi olla mitä  
tahansa. Suomen rakentamismääräyskokoelman osan D1 mukaan viettoviemä-  
rin materiaaleina voidaan käyttää PP- ja PE-muoviputkea, valurautaa ja ruostu-  
matonta terästä (8, s.53). Mitoitusdiagrammit valurautaiselle ja muoviselle put-  
kelle löytyy Suomen rakentamismääräyskokoelman osasta D1 sivuilta 49 - 50.

Viettoviemäristä lämpöä talteenottaessa virtausnopeutta on syytä hieman hi-  
dastaa ja mitoittaa putki mahdollisimman pienellä kallistuksella. Työssä käytet-  
tävän kerrostalon tapauksessa  $5,3 \text{ dm}^3/\text{s}$  virtaamalla tulisi valurautaisen viemä-  
rin kooksi DN150 ja kallistukseksi  $7,0 \text{ ‰}$  sekä muovisen viemärin kooksi  $d_e$  160  
mm ja kallistukseksi  $6,8 \text{ ‰}$ .

Mikäli viemäriin suunnitellaan kahden eri materiaalin yhdistämistä, on huomioi-  
tava eri materiaalien putkien valmistuskoot ja liitännät sekä materiaalien  
erilaiset lämpölaajenemiskertoimet. Saumojen aukeaminen voidaan estää hit-  
sattavilla liitoksilla tai kiristettävillä pantaliitoksilla jotka estävät viemärin rakoilun  
sekä täyttävät Suomen rakentamismääräyskokoelman vaatimuksen tiiviyydestä.  
Myös Suomen rakentamismääräyskokoelman vaatimus haitallisesta lämpölaa-  
jenemisestä voidaan yrittää estää riittävällä kiintopistekannakoinnilla ja eristys-

vahvuuksia muuttamalla. Suositeltavaa on kuitenkin käyttää samaa putkimateriaalia tai lämpölaajenemisominaisuuksiltaan hyvin samankaltaisia materiaaleja, jotta voidaan välttää mahdolliset virheet laskelmissa.

### 3.1.3 Jäteveden virtausnopeus ja viemäriin itsepuhdistuvuus

Höyrystintä mitoitettaessa on määritettävä jäteveden nopeus. Tähän on ensin laskettava 100 % täyttöasteen viemäriin virtaama kaavalla 4. (12, s. 362.)

$$Q_t = -6,75 * \log \left( \frac{0,74}{d * \sqrt{d * J} * 10^6} + \frac{k}{3,71 * d} \right) * d^2 * \sqrt{d * J} \quad \text{KAAVA 4}$$

$Q_t$  = Täyden putken virtaama (m<sup>3</sup>/s)

$d$  = Putken sisähalkaisija (m)

$J$  = Energiaviivan kaltevuus (m/m)

$k$  = Karheusluku (m)

Viemäriputkeksi valitaan polypropeenimuovia oleva  $d_e$  160 mm:n (0,16 m) putki, jonka seinämävahvuus on 3,2 mm (0,0032 m). Sen kaltevuudeksi on jo aikaisemmin kerrottu 6,8 ‰. Muoviviemäreille on ilmoitettu keskimääräiseksi karheusluvuksi 0,00025 m (12, s. 361). Arvot sijoitetaan kaavaan 4.

$$Q_t = -6,75 * \log \left( \frac{0,74}{0,1536m * \sqrt{0,1536m * 0,0068 * 10^6} + \frac{0,00025m}{3,71 * 0,1536m}} \right) * (0,1536m)^2 * \sqrt{0,1536m * 0,0068} = 0,01539 m^3/s \sim 15,4 dm^3/s$$

Tämän jälkeen on mahdollista laskea vajaan tuuletetun viemäriin virtaaman suhde 100 % täyttöasteen viemäriin kaavalla 5 (12, s. 363).

$$\frac{q}{Q} = 0,46 - 0,5 * \cos \left( \pi * \frac{h}{d} \right) + 0,04 * \cos \left( 2\pi * \frac{h}{d} \right) \quad \text{KAAVA 5}$$

$\frac{q}{Q}$  = Täyttösuhte

$h$  = Nestekorkeus putkessa (m)

$d$  = Putken sisähalkaisija (m)

Koska ei tiedetä kuin mitoitusvirtaama 5,3 dm<sup>3</sup>/s ja putken sisähalkaisija 0,1536 m, on nestekorkeus arvattava. Viemäri mitoitetaan ~50 %:n täyttösuhteelle

Suomen rakentamismääräyskokoelman osa D1 mukaan, jolloin iterointi kannattaa aloittaa putken sisäsäteen mitalla.

Vajaan putken nestekorkeus tarkastetaan kaavasta 6, jonka vastaukseksi on saatava haluttu 5,3 dm<sup>3</sup>/s.

$$q = \frac{q}{Q} * Q_t * 1000$$

KAAVA 6

$q$  = Vajaan putken virtaama (m<sup>3</sup>/s)

$\frac{q}{Q}$  = Täyttösuhde

$Q_t$  = 100 % täytöllä olevan putken virtaama

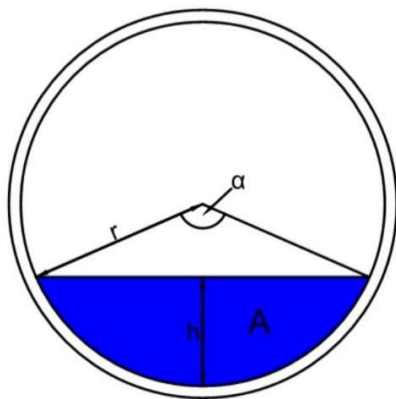
1000 = Kerroin, millä muunnetaan kuutiometrit (m<sup>3</sup>) kuutiodesimetreiksi (dm<sup>3</sup>)

Iteroinnin lopputuloksesta saatiin riittävän tarkasti putken nestekorkeus ja virtaama, minkä arvot ovat sijoitettuna kaavoihin 5 sekä 6.

$$\frac{q}{Q} = 0,46 - 0,5 * \cos\left(\pi * \frac{0,06918m}{0,1536m}\right) + 0,04 * \cos\left(2\pi * \frac{0,06918m}{0,1536m}\right) = 0,3443$$

$$q = 0,3443 * 0,01539 \text{ m}^3/\text{s} = 0,00530135 \text{ m}^3/\text{s} = 5,30135 \text{ dm}^3/\text{s}$$

Nyt kun viemärin nestekorkeus on arvattu riittävän lähelle oikeaa, voidaan laskea kuvassa 3 esitetty vesipoikkileikkauksen pinta-ala kaavoilla 7 - 8. (13, s. 18 - 19)



KUVA 3. Vesipoikkileikkauksen pinta-ala

$$\alpha = 2 \arccos\left(1 - \frac{h}{r}\right) 168,612^\circ$$

KAAVA 7

$\alpha$  = Keskuskulma  
 $h$  = nestepinnan korkeus (m)  
 $r$  = Putken sisäsäde (m)

$$\alpha = 2 \arccos \left( 1 - \frac{0,06918m}{0,07} \right) = 168,612^\circ$$

$$A = \frac{r^2}{2} \left( \frac{\alpha}{180^\circ} * \pi - \sin \alpha \right)$$

KAAVA 8

$A$  = Putken vesipoikkileikkauksen pinta-ala (m<sup>2</sup>)  
 $r$  = Putken sisäsäde (m)  
 $\alpha$  = Keskuskulma (°)

$$A = \frac{0,0768m^2}{2} \left( \frac{168,612^\circ}{180^\circ} * \pi - \sin 168,612^\circ \right) = 0,008096m^2$$

Laskujen jälkeen on mahdollista määrittää haluttu virtausnopeus kaavalla 9 (12, s.99).

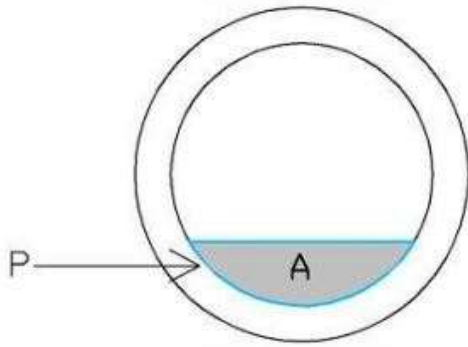
$$v = \frac{q}{A}$$

KAAVA 9

$v$  = Jäteveden virtausnopeus (m/s)  
 $q$  = Vajaan putken virtaama (m<sup>3</sup>/s)  
 $A$  = Vedenpoikkileikkauksen pinta-ala (m<sup>2</sup>)

$$v = \frac{0,00530125m^3/s}{0,00809} = 0,654765 m/s$$

Lopuksi on hyvä tarkastaa valitun putken ja kaadon toimivuus selvittämällä viemärin itsepuhdistuvuus Suomen rakentamismääräyskokoelman osan D1 määrittämällä 50 %:n täyttösuhteella. Viemäriä voidaan pitää itsepuhdistuvana silloin kun hankausjännitys on yli 2,5 N/m<sup>2</sup> (1). Hankausjännityksen määrittämiseksi on ensin selvitettävä veden märkäpiiri (13, s. 18), joka on havainnollistavassa kuvassa 4 sininen viiva veden poikkileikkauksen A ympärillä.



KUVA 4. Veden märkäpiiri  $P$

Veden märkäpiiri viemäriputkea koskettavalta osalta lasketaan kaavalla 10 (13, s. 18).

$$P = \left( \frac{\pi \cdot d_v}{2} \right)$$

KAAVA 10

$P$  = Märkäpiiri (m)

$d_v$  = Viemäriin sisähalkaisija (m)

$$P = \left( \frac{\pi \cdot 0,1536 \text{ m}}{2} \right) = 0,2413 \text{ m}$$

Märkäpiirin tulos sijoitetaan hydraulisen säteen kaavaan 11 (14, s. 50).

$$R = \frac{\left( \frac{\pi \cdot d_v^2}{4} \right)}{P}$$

KAAVA 11

$R$  = Hydraulinen säde (m)

$d_v$  = Viemäriin sisähalkaisija (m)

$P$  = Märkäpiiri (m)

$$R = \frac{\left( \frac{\pi \cdot 0,1536^2 \text{ m}}{4} \right)}{0,2413 \text{ m}} = 0,0384 \text{ m}$$

Märkäpiirin ja hydraulisen säteen selvittämisen jälkeen voidaan laskea han-  
kausjännitys kaavalla 12 (xx13, s. 58).

$$T = \gamma \cdot g \cdot J \cdot R$$

KAAVA 12

$T$  = Hankausjännitys ( $N/m^2$ )  
 $\gamma$  = Veden tiheys ( $kg/m^3$ )  
 $g$  = Maan vetovoiman kiihtyvyys ( $9,81 m/s^2$ )  
 $J$  = Energiaviivan kaltevuus ( $m/m$ )  
 $R$  = Hydraulinen säde ( $m$ )

$$T = 997,045 \frac{kg}{m^3} * 9,81 \frac{m}{s^2} * 0,0068 * 0,0384m = 2,554 \frac{N}{m^2}$$

### 3.1.4 Kylmäaine

Kylmäaineen valinnan perusteena käytetään COP-lukua mitoitustilanteessa eli tietoa, kuinka tehokkaasti kulutettu sähköenergia saadaan muutettua lämpöenergiaksi mitoitustilanteeseen valituilla lämpötiloilla. COP-lukuun vaikuttaa suuresti kylmäaineen painesuhde käytettävien lämpötilojen välillä. Esimerkiksi kun lauhtumis- ja höyrystymislämpötilat ovat hyvin lähellä toisiaan, on lopullinen COP-lukukin suurempi. Eri kylmäaineet paisuvat ja höyrystyvät eri lailla tietyssä lämpötilassa, jolloin eri kylmäaineet sopivat tiettyihin lämpötiloihin paremmin kuin toiset. (15.)

Kylmäaineeksi valikoitiin yksikomponenttinen R134a, koska se soveltuu hyvin työssä käytettäville lämpötiloille. Tällöin painesuhdekin pysyy kohtuullisena, jolloin COP-arvokin on korkeampi. R134a-kylmäaineen vaikutus ilmaston lämpenemiseen eli GWP-luku (Global Warming Potential) on 1430 ja sen vaikutus otsonille eli ODP-luku (Ozone Depletion Potential) on 0 (16).

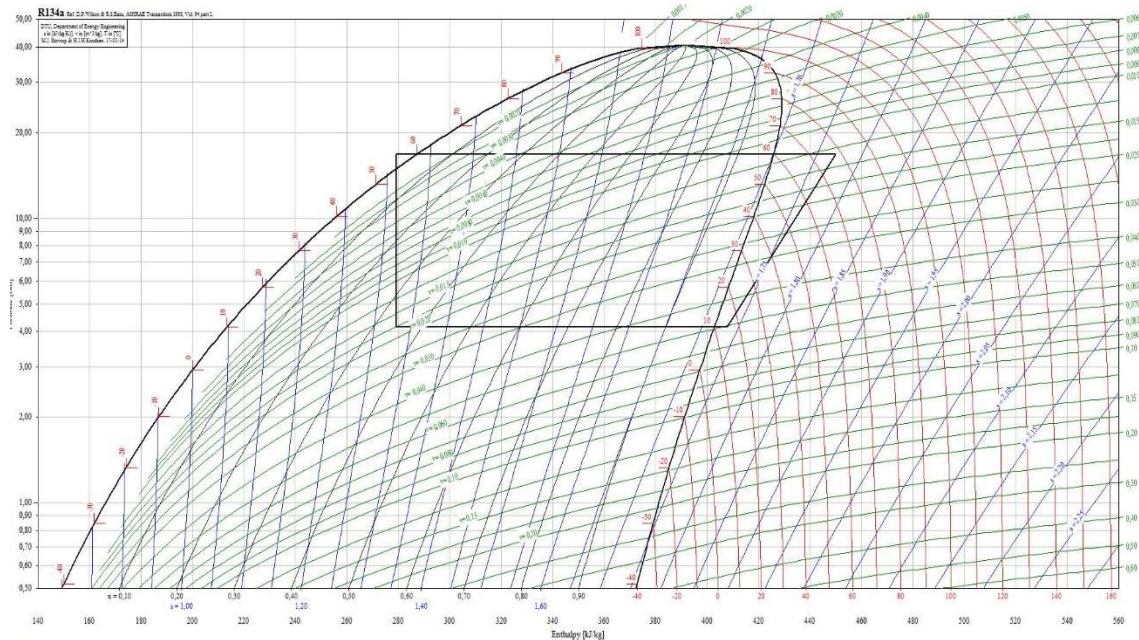
Tulevaisuudessa nykyisten kylmäaineiden käyttöä rajoitetaan Euroopassa uuden f-kaasuasetuksen (EU) N:o 517/2014 myötä. Kaasuasetuksella pyritään rajoittamaan kasvihuonekaasupäästöjä vaiheittain vuoteen 2030 mennessä.

R134a on sallittu kylmäaine kiinteissä järjestelmissä vielä vuoteen 2022. Tämän jälkeen uusien kaupallisten kiinteiden laitteiden GWP-luku ei saa ylittää 150.

Korvaavia kylmäaineita R134a:lle on tällä hetkellä olemassa R1234yf (GWP=4), R152a (GWP=124) ja R1234ze(E) (GWP=7), joista ensimmäinen on lämpöteknisiltä ominaisuuksiltaan lähimpänä R134a:ta. (17.)

Talteen otettava lämpö käytetään tässä työssä lämpimän käyttöveden lämmitykseen. Jätevesi viillennetään  $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ :seen ja käyttövettä lämmitetään  $60$

°C:seen. Kylmäainetta tulistetaan sekä alijäähdytetään 5 K. Kuvassa 5 on esitetty kylmäaineen teoreettinen kiertoprosessi kompressorin arvioidulla isentrooppihyötysuhteella 0,7 Coolpack-ohjelmasta tulostetussa log p, h -diagrammissa.



KUVA 5. R134a log p, h -diagrammi

Coolpack-ohjelmalla laskettuna R134a-kylmäaineen COP-arvo sekä höyrystimellä, lauhduttimella ja kompressorilla tapahtuvat entalpioiden muutokset massavirran ollessa 1 kg/s on esitettyä kuvassa 6.

Calculated:	
Q <sub>e</sub> [kJ/kg]:	128,431
Q <sub>c</sub> [kJ/kg]:	170,715
COP:	3,04
w [kJ/kg]:	42,284
Pressure ratio [-]:	4,056

KUVA 6. R134a kylmäaineen COP-arvo sekä entalpioiden muutokset

### 3.1.5 Lämminvesivaraaja

Jotta höyrystimen mitoittamisessa päästään alkuun, on ensin selvitettävä lämpöenergian tarve. Viemärin virtaamavaihtelun takia jätevedestä ei saada jatkuvasti lämpöenergiaa siirrettäväksi veden lämmitykseen, joten tällöin on järkevää ottaa lämpö talteen lämminvesivaraajaan. Lämminvesivaraajan koko mitoitetaan asuinrakennuksessa kokemuseräisesti määritettyjen kylpyaikojen ja saman aikaisuuden mukaan sekä pesupaikkojen määrän ja tyyppin mukaan. Taulukossa 1 on esitetty arvoja lähtötiedoiksi veden lämmittimen mitoitukseen. (18, s. 210.)

TAULUKKO 1. Lämminvesivaraajan mitoituksen lähtöarvot (18, s. 210)

Ammeiden lukumäärä* (n) kpl	Samanaikaisuus S	Kylpyaika 1/S tuntia
1	1,00	1,0
2	0,75	1,3
3...4	0,60	1,7
5...7	0,55	1,8
8...12	0,50	2,0
13...17	0,45	2,2
18...27	0,40	2,5
28...50	0,35	2,9
51...100	0,30	3,3
101...	0,25	4,0

\*) Jos huoneistossa ei ole ammetta, mutta sen sijaan sauna tai suihku, vastaa sauna 1n ja suihku 0,5n. Huoneistoa kohti lasketaan enintään 1n. Yhteissaunalle lasketaan lisäksi 3n.

Näillä lähtötiedoilla lämpimälle käyttövedelle voidaan lämpöteho laskea kaavalla 13 (1).

$$\emptyset = S(n_1 * 10000 + n_2 * 8000 + n_3 * 5000)$$

KAAVA 13

$\emptyset$  = Kokonais lämpöteho (W)

S = Käyttöveden tarpeen samanaikaisuus

$n_1$  = Ammeiden tai yksityissaunojen määrä (kpl)

$n_2$  = Istuma- tai pienammeiden määrä (kpl)

$n_3$  = Suihkujen lukumäärä (kpl)



Taloyhtiön yhteissaunasta lisätään kerroin  $3n_1$ . Jos yksityishuoneistossa on amme tai sauna, ei erillistä suihkua huomioida lämpötehoa laskettaessa. (18, s.210.)

Vuosina 2000 – 2007 rakennetussa kerrostalossa oli keskimäärin 32 asuntoa. Kuvitellaan jokaisessa olevan myös yksityissauna, joten  $n_1 = 32$  ja  $S = 0,35$ . Tiedot sijoitetaan kaavaan 13.

$$\emptyset = 0,35(32 * 10000W) = 112\ 000\ W = 112\ kW$$

Kylpyajan lämmönkulutus lasketaan kaavalla 14 (1).

$$Q_k = \frac{1}{S} * \emptyset$$

KAAVA 14

$Q_k$  = Kylpyajan lämmönkulutus (kWh)

$\frac{1}{S}$  = Kylpyajan tilastollinen yhteispituus (h)

$\emptyset$  = Varaajan lämpöteho (kW)

Kiinteistössä on 32 asuntoa. Taulukosta 1 luetaan kylpyajaksi 2,9 h ja sijoitetaan se sekä ylempänä laskettu lämpöteho kaavaan 14. Kylpyaikana voidaan jättää muu vedenkulutus huomioimatta, koska se on määrältään vähäinen verrattuna suihkun kuluttamaan määrään (1).

$$Q_k = 2,9h * 112kW = 324,8kWh$$

Varaaja tai lämmitin on mitoitettava riittävän suureksi, jotta se pystyy täyttämään lämpimän veden tarpeen koko kylpyajan. Varaaja ei saa kuitenkaan olla liian suuri suhteessa lämmittimeen, koska lämmittimen on pystyttävä varamaan säiliön täyteen lämmintä vettä kylpyajan ulkopuolella, riippumatta lämmittämisen aikaisesta käytöstä. Tällöin on valittava esimerkiksi suuri säiliö ja siihen sopiva pieni vedenlämmitin tai pieni säiliö ja suuri veden lämmitin. Käytännöllinen laitos saadaan, kun veden lämmittimen teho on 20 - 25 % kokonaistehon tarpeesta ja varaajan tilavuus kattaa loput. Tällöin kattilalaitoksen hankintakulut eivät kasva liian suuriksi ja lämmin käyttövesi ei loppu käytön aikana kesken. Varaajan veden lämmittimen teho lasketaan kaavalla 15. (1.)

$$\emptyset_{20\%} = 0,20 * \emptyset$$

KAAVA 15

$\phi_{20\%}$  = Lämmittimen teho (kW)  
 $\phi$  = Lämpöteho (kW)

$$\phi_{20\%} = 0,20 * 112kW = 22,4kW$$

Varaajan teho lasketaan kaavalla 16 (1).

$$\phi_{varaaja} = Q_k - \left( \phi_{20\%} * \frac{1}{s} \right) \quad \text{KAAVA 16}$$

$\phi_{varaaja}$  = Varaajan teho (kWh)  
 $Q_k$  = Kylpyajan teho (kWh)  
 $\phi_{20\%}$  = Lämmittimen teho (kW)  
 $\frac{1}{s}$  = Kylpyaika (h)

$$\phi_{varaaja} = 324,8kWh - (22,4kW * 2,9h) = 259,84kWh$$

Varaajan tilavuus lasketaan kaavalla 17 (1).

$$V = \frac{\phi_{varaaja} * 3600^S / h}{\rho * C_p * \Delta T} \quad \text{KAAVA 17}$$

$V$  = Varaajan tilavuus (m<sup>3</sup>)  
 $\phi_{varaaja}$  = Varaajan teho (kWh)  
 $\rho$  = Veden tiheys (988 kg/m<sup>3</sup>)  
 $C_p$  = Veden ominaislämpökapasiteetti (4,2 kJ/kgK)  
 $\Delta T$  = Lämpötilaero (K)

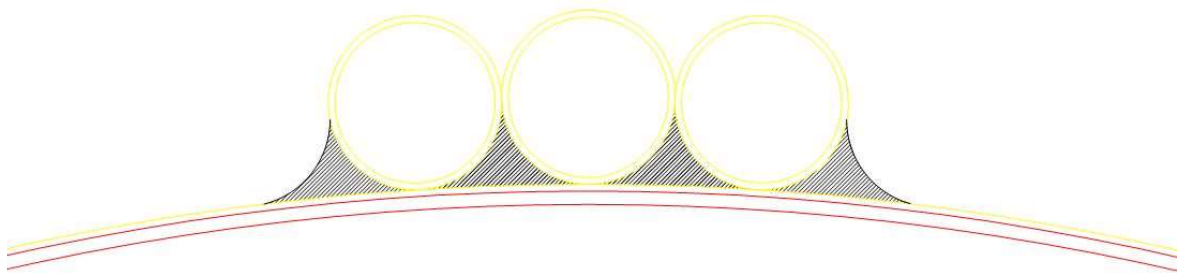
Varaajan lämpötilaero saadaan Suomen rakentamismääräysten osan D1 määräyksestä kohdasta 2.3.8 sekä sen ohjeesta 2.3.8.1, missä sanotaan käyttövedelle vähimmäislämpötilaksi 55 °C ja suositellaan varaajan keskilämpötilaksi 70 °C. (8 s. 8.)

$$V = \frac{259,84kWh * 3600^S / h}{4,2^{kJ/kg^{\circ}C} * 988^{kg/m^3} * (85 - 5)^{\circ}C} = 7,51417m^3 \sim 7,5m^3$$

### 3.1.6 Lämmöntalteenoton höyrystin viemäriputkessa

Höyrystin asennetaan kokoojaviemärin vaakaosuudelle putken pinnalle ns. vastavirtalämmönsiirrin periaatteella. Jotta LTO ei keräisi viemärin sisäpinnoille li-

kaa, materiaali ei syöpyisi ja lämpölaajenemisesta ei tulisi ongelma, valittiin polypropeeni muovina oleva  $d_e$  160 mm:n viemäriputki. Putken pinnalle asennetaan ”matto” kylmälaadun kupariputkia. LTO:n höyrystimen rakenneperiaatetta on havainnollistettu kuvassa 7.



*KUVA 7. Jäteveden LTO:n rakenneperiaate*

Pelkillä putkilla putken kyljessä jää lämmönsiirtopinta-ala suhteellisen pieneksi, jolloin LTO:n pituus kasvaa huomattavasti. Lämmönsiirtopinta-alaa saadaan lisättyä taivuttamalla muoviviemärin päälle ensin 0,5 mm:n kuparilevy, johon juotetaan kupariset kylmäaineputket kiinni. Tällöin kuparilevy ja juotokset toimivat ns. lämmönsiirtoripoina ja lyhentävät lämmönsiirtoon tarvittavaa putkipituutta.

Jäteveden LTO:n pituuden arviointi aloitetaan lämmönsiirtokertoimien määrittämisellä. Viemäriputken sisäisen lämmönsiirtokertoimen määrittämiseksi on laskettava Reynoldsin luku kaavalla 18 ja siihen tarvittava hydraulinen halkaisija kaavalla 19 (19).

$$Re = \frac{v \cdot L \cdot \rho}{\mu}$$

**KAAVA 18**

$Re$  = Reynoldsin luku

$v$  = Jäteveden nopeus (m/s)

$L$  = Karakteristinen mitta = Hydraulinen halkaisija (m)

$\rho$  = Veden tiheys (997,045 kg/m<sup>3</sup>)

$\mu$  = Veden viskositeetti (1,00\*10<sup>-3</sup> kg/ms)

Reynoldsin luvun laskennassa kaavaan sijoitettava hydraulisen halkaisija kaava 19 (19).

$$D_R = 4 * R$$

KAAVA 19

$D_R$  = Hydraulinen halkaisija (m)  
 $R$  = Hydraulinen säde (m)

Arvot sijoitettuna Reynoldsin luvun kaavaan 19.

$$Re = \frac{0,654765 \text{ m/s} * (4 * 0,02137) * 997,045 \text{ kg/m}^3}{1,00 * 10^{-3} \text{ kg/ms}} = 55806,5342$$

Viemärissä virtaus tapahtuu vajaalla putkella, jolloin siihen voidaan soveltaa avouoman virtaussääntöjä. Avouomassa Reynoldsin luvun ollessa pienempi kuin 500 on virtausprofiili laminaarinen ja luvun ollessa suurempi kuin 2000 voidaan virtaus luokitella turbulentsiksi. Luvun ollessa välillä 500 - 2000 on virtaus sekoitus laminaarisesta ja turbulentsista, mutta ei selkeästi kumpaakaan. (20.)

Ennen sisäpuolen lämmönsiirtokertoimen määrittämistä on vielä laskettava Prandtin luku kaavalla 20 ja Nusseltin luku kaavalla 21. Kaavat eivät täysin sovellu vajaatäyteen viemärin virtauslaskuihin, mutta antavat riittävän tarkan tuloksen käytettäessä hydraulista halkaisijaa normaalin halkaisijan sijasta (19).

$$Pr = \frac{\rho * C_p * \nu}{\lambda}$$

KAAVA 20

$Pr$  = Prandtin luku  
 $\rho$  = Tiheys (kg/m<sup>3</sup>)  
 $C_p$  = Veden ominaislämpökapasiteetti (4186 J/kgK)  
 $\nu$  = Kinemaattinen viskositeetti (m<sup>2</sup>/s)  
 $\lambda$  = Lämmönjohtavuus (W/mK)

$$Pr = \frac{997,045 \text{ kg/m}^3 * 4186 \text{ J/kgK} * 1,002 * 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}}{0,606 \text{ W/mK}} = 6,901$$

Nusseltin luku lasketaan kaavalla 21 (19).

$$Nu = 0,023 * Re^{0,8} * Pr^n$$

KAAVA 21

$Nu$  = Nusseltin luku

$Re$  = Reynoldsin luku

$Pr$  = Prandtin luku

$n = 0,3$  kun nesteen lämpötila on ympäristöä korkeampi,  $0,4$  kun matalampi

$$Nu = 0,023 * 55806,5342^{0,8} * 6,901^{0,3} = 257,48355$$

Nusseltin luvun kerroin  $0,023$  tulee pyöreän putken oletuksesta ja potenssi  $0,3$ , koska viemäriä ympäröivien putkien lämpötila on matalampi LTO:n osuudella.

Lopuksi lasketaan viemäriin sisäpuolinen lämmönsiirtymiskerroin kaavalla 22 (19).

$$\alpha_V = \frac{Nu * \lambda}{d_V}$$

KAAVA 22

$\alpha_V$  = Viemäriin sisäpuolinen lämmönsiirtymiskerroin nesteestä ( $W/m^2K$ )

$Nu$  = Nusseltinluku

$\lambda$  = Nesteen lämmönjohtavuus ( $W/mK$ )

$d_V$  = Putken sisähalkaisija (m)

$$\alpha_V = \frac{257,48355 * 0,606^{W/mK}}{0,1536m} = 1015,8531 \text{ W/m}^2K$$

Viemäriin ilmatilan sisäpuolinen lämmönsiirtokerroin vaihtelee riippuen ulkoilman lämpötilasta, ilmanpaineesta, viemäriin virtaamasta, ilman nopeudesta viemäriin sekä jäteveden lämpötilasta. Viemäriin sisäpinnalle muodostuu kosteutta ja jäteveden kaasut vaikuttavat sisäpuoliseen lämmönsiirtokertoimeen, mutta arvioidaan tässä työssä kertoimen olevan riittävän tarkasti sama kuin seinän ulkopuolen lämmönsiirron pintavastus  $R_{se} = 0,04 \text{ m}^2K/W$  (21, s. 16). Lämmönvastuksesta  $R$  saadaan lämmönsiirtokerroin kaavalla 23 (19).

$$\alpha_i = \frac{1}{R_{se}}$$

KAAVA 23

$\alpha_i$  = Viemäriin sisäpuolinen lämmönsiirtymiskerroin ilmatilasta ( $W/m^2K$ )

$R_{se}$  = Lämmönvastus ( $0,04 \text{ m}^2K/W$ )

$$\alpha_i = \frac{1}{0,04 \text{ m}^2K/W} = 25 \text{ W/m}^2K$$

Viemärin ulkopuolinen eli kylmäputkien sisäpuolen lämmönsiirtokertoimen laskemiseen määritetään ensin, minkä kokoisia kylmäputket ovat. Jotta lämmönsiirto olisi mahdollisimman tehokasta, on virtausnopeus oltava riittävän korkea turbulenttisen virtausprofiilin aikaansaamiseksi ja kylmäaineen höyrystymiseksi höyrystimessä. Turbulenttinen virtaus luovuttaa ja ottaa vastaan paremmin lämpöä seinämän läpi kuin laminaarinen. Kaksifaasi putkivirtaus voidaan olettaa turbulenttiseksi, kun Reynoldsin luku on yli 4000. (20.)

Kylmäputkien putkikoko määritetään yksinkertaisesti kokeilemalla, milloin virtausprofiili muuttuu turbulenttiseksi. Ensiksi määritetään kylmäputkien lukumäärä viemäriputken ympärillä ja lasketaan niiden yhteenlaskettu poikkileikkauksen ala kaavoilla 24 - 27 (13, s. 18). Viemärin ja kylmäputken säteen yhteispituus lasketaan kaavalla 24 (13, s. 18).

$$r_{v+k} = \frac{d_{uv}}{2} + \frac{d_{uk}}{2} \quad \text{KAAVA 24}$$

$r_{v+k}$  = Viemärin ja kylmäputken säteen yhteispituus (m)

$d_{uv}$  = Viemärin kokonaishalkaisija (m)

$d_{uk}$  = Kylmäputken kokonaishalkaisija (m)

Yhteissäteellä lasketaan putken piiri kaavalla 25 (13, s. 18).

$$P = 2\pi r_{v+k} \quad \text{KAAVA 25}$$

$P$  = Putken piiri (m)

$r_{v+k}$  = Viemärin ja kylmäputken säteen yhteispituus (m)

Putkien lukumäärä viemäriputken ympärillä lasketaan kaavalla 26 (13, s. 18).

$$n_p = \frac{P}{d_{uk}} \quad \text{KAAVA 26}$$

$n_p$  = Putkien lukumäärä

$P$  = Putken piiri (m)

$d_{uk}$  = Kylmäputken ulkohalkaisija (m)

Kylmäputkien virtauspoikkileikkauksen ala lasketaan kaavalla 27 (13, s. 18).

$$A_k = n_p \left( \frac{\pi d_k^2}{4} \right) \quad \text{KAAVA 27}$$

$A_k$  = Kylmäputkien poikkileikkauksien ala (m<sup>2</sup>)  
 $n_p$  = Putkien lukumäärä  
 $d_k$  = Kylmäputken sisähalkaisija (m)

Poikkileikkauksen alan selvittämisen jälkeen lasketaan kylmäaineen massavirran tiheys kaavalla 28 ja Reynoldsin luku kaavalla 29. (22, s. 161.)

$$G = \frac{q_m}{A_k} \quad \text{KAAVA 28}$$

$G$  = Massavirran tiheys (kg/sm<sup>2</sup>)  
 $q_m$  = Massavirta (kg/s)  
 $A_k$  = Kylmäputkien poikkileikkauksien alan summa (m<sup>2</sup>)

$$Re = \frac{G \cdot d_k}{\eta_n} \quad \text{KAAVA 29}$$

$Re$  = Reynoldsin luku  
 $G$  = Massavirran tiheys (kg/sm<sup>2</sup>)  
 $d_k$  = Kylmäputken sisähalkaisija (m)  
 $\eta_n$  = Nesteen dynaaminen viskositeetti (kg/sm)

Koska höyrytimen läpi menee pääosin kaksifaasivirtaus, on keskimääräisen lämmönsiirtymiskertoimen määrittelemiseksi laskettava kiehumisluku kaavalla 30 sekä siihen tarvittava entalpiian muutos höyrystyksessä kaavalla 31. (22, s. 161.)

$$K_f = \frac{\Delta h}{L \cdot g} \quad \text{KAAVA 30}$$

$K_f$  = Kiehumisluku  
 $\Delta h$  = Entalpiian muutos höyrystyksessä (J/kg)  
 $L$  = Putken pituus (m)  
 $g$  = Putoamiskiihtyvyyden kaksinkertainen (9,81 m/s<sup>2</sup>)

$$\Delta h = (1 - x) \cdot h_h \quad \text{KAAVA 31}$$

$\Delta h$  = Entalpiian muutos höyrystyksessä (J/kg)  
 $x$  = Alkuhöyrystyminen  
 $h_h$  = Höyrystymislämpö (J/kg)

Höyrystymislämpö on höyrystimelle saapuvan kylmäaineen sisäenergia eli entalpia, ja alkuhöyrypitoisuus on samassa pisteessä höyrystyneen kylmäaineen prosentuaalinen määrä suhteessa koko massavirtaan (22, s. 162).

Työssä valikoitui putkeksi standardin EN 12735-1 täyttävä kylmälaadun ¼” -kupariputki ( $d_u = 6,35\text{mm}$ ,  $d_i = 4,83\text{mm}$ ), jotta saatiin aikaiseksi turbulenttinen virtausprofiili. Coolpack-ohjelman laskennoilla 16,852 kW lämpöenergian saavuttamiseksi on kylmäaineen massavirtaus 0,13121279 kg/s. Massavirta voidaan laskea myös kaavalla 32. (10, s. 202.)

$$q_m = \frac{\phi}{\Delta h}$$

KAAVA 32

$q_m$  = Kylmäaineen massavirta (kg/s)

$\phi$  = Lauhduttimen teho (kW)

$\Delta h$  = Höyrystymisen ja lauhtumisen entalpiaero (kJ/kgK)

LTO:ssa tuloputket sijoitetaan jäteveden virtaamaa vasten viemärin alapuolelle vastavirtausperiaatteella ja paluuputket viemärin ilmatilan ylle myötävirtaukseen jäteveden kanssa. Mitoitustilanteen putken valinta on alla laskettuna kaavoilla 24 - 29 sekä kiehumisluku arvioidulla 5 metrin putkipituudella kaavoilla 30 ja 31.

$$r_{v+k} = \frac{0,16\text{m}}{2} + \frac{0,00635}{2} = 0,083175\text{m}$$

$$P = 2\pi * 0,083175\text{m} = 0,522604\text{m}$$

$$n_p = \frac{\frac{0,522604\text{m}}{0,00635\text{m}}}{2} = 41,15 \text{ kpl} \sim 41 \text{ kpl}$$

$$A_k = 41 \left( \frac{\pi * 0,00483^2\text{m}}{4} \right) = 7,512215 * 10^{-4}\text{m}^2$$

$$G = \frac{0,13121279 \text{ kg/s}}{7,512215 * 10^{-4}\text{m}^2} = 174,66592 \text{ kg/sm}^2$$

$$Re = \frac{174,66592 \text{ kg/sm}^2 * 0,00483\text{m}}{0,203 * 10^{-3} \text{ kg/sm}} = 4155,8443$$



$$\Delta h = (1 - 0,348) * 279,301 \text{ kJ/kg} = 182,1043 \text{ kJ/kg}$$

$$K_f = \frac{182,1043 * 10^3 \text{ J/kg}}{5 \text{ m} * 9,81 \text{ m/s}^2} = 3712,6259$$

Hiilivetypohjaisille aineille lasketaan kylmäputken sisäinen keskimääräinen lämmönsiirtymiskerroin Pierren korrelaatiota käyttäen kaavalla 33. (22, s. 162.)

$$\frac{\bar{\alpha}_k d_k}{\lambda_n} = D_1 (Re \sqrt{K_f})^m \quad \text{KAAVA 33}$$

$\bar{\alpha}_k$  = Keskimääräinen lämmönsiirtymiskerroin (W/m<sup>2</sup>K)

$d_k$  = Kylmäputken sisähalkaisija (m)

$\lambda_n$  = Nesteen lämmönjohtavuus (0,0989W/mK)

$D_1$  = Täydelliselle höyrystymiselle 0,01 ja epätäydelliselle 0,0012

$Re$  = Reynoldsin luku

$K_f$  = Kiehumisluku

$m$  = Täydelliselle höyrystymiselle 0,8 ja epätäydelliselle 1,0

$$\frac{\bar{\alpha}_k d_k}{\lambda_n} = 0,01(4155,8443\sqrt{3712,6259})^{0,8} = 210,28091$$

$$\bar{\alpha}_k = \frac{210,28091 * 0,0989 \text{ W/mK}}{0,00483 \text{ m}} = 4305,752 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Putkien sisäisten lämmönsiirtokertoimien laskemisen jälkeen lasketaan kokonaislämmönsiirto seinämän läpi kaavalla 34 (19).

$$U = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_v} + \frac{s_v}{\lambda_v} + \frac{s_{cu}}{\lambda_{cu}} + \frac{1}{\bar{\alpha}_k}} \quad \text{KAAVA 34}$$

$U$  = Lämmönläpäisykerroin (W/m<sup>2</sup>K)

$\alpha_v$  = Viemäriin sisäpuolinen lämmönsiirtymiskerroin (W/m<sup>2</sup>K)

$s_v$  = Viemäriin seinämän vahvuus (m)

$\lambda_v$  = Viemäriin seinämän lämmönjohtavuus (W/mK)

$s_{cu}$  = Kylmäputken seinämän vahvuus (m)

$\lambda_{cu}$  = Kylmäputken seinämän lämmönjohtavuus (W/mK)

$\bar{\alpha}_k$  = Kylmäputken sisäpuolinen lämmönsiirtymiskerroin (W/m<sup>2</sup>K)

Kylmäputken seinämän vahvuuteen lasketaan myös kuparilevyn paksuus (0,0005m). Kuparin lämmönjohtavuus on 295 W/mK ja viemäriputken 0,16 W/mK. (23; 24.)

$$U = \frac{1}{\frac{1}{1015,8531 \text{ W/m}^2} + \frac{0,0032 \text{ m}}{0,16 \text{ W/mK}} + \frac{0,00076 \text{ m} + 0,0005 \text{ m}}{295 \text{ W/mK}} + \frac{1}{4305,752 \text{ W/m}^2 \text{ K}}} = 47,12333 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

Juotosten läpi siirtyvää lämpöenergiaa ei oteta huomioon, mikä lisää hieman lopputulosten epätarkkuutta. Tarkemman lämmönsiirron mallintaminen on monimutkaista ja vaatii laskennan kohteen jakamista pieniin osiin, jolloin on erikseen laskettava siirtyminen johtumalla, säteilemällä ja konvektiolla. Tarkempi laskeminen on siis todella työlästä ja vaatii tuekseen siihen suunnitellun ohjelman, minkä vuoksi tässä työssä tyydytään keskimääräiseen tarkkuuteen yksinkertaisilla kaavoilla. (22, s. 162.)

Lämmönläpäisykertoimen selvittämisen jälkeen arvioidaan höyrystimen pituutta ennen tarkempia laskutoimituksia. Ensin lasketaan logaritminen keskilämpötilaero LTO:n meno- ja paluulämpötiloilla kaavalla 35, sen jälkeen pinta-ala kaavalla 36 ja lopuksi pituus ympyrälieriön vaipan alan kaavaa soveltamalla kaavalla 37. (19; 13, s. 21.)

$$\Delta T_{ln} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}}$$

KAAVA 35

$\Delta T_{ln}$  = Logaritminen lämpötilaero (K)

$\Delta T_1$  = Lämpötilaero höyrystimen alkupäässä (K)

$\Delta T_2$  = Lämpötilaero höyrystimen loppupäässä (K)

$$\Delta T_{ln} = \frac{10 \text{ K} - 5 \text{ K}}{\ln \frac{10 \text{ K}}{5 \text{ K}}} = 7,2135 \text{ K}$$

Höyrystimen tarvitsema lämmönsiirtopinta-ala lasketaan kaavalla 36 (13, s. 21).

$$A_h = \frac{\phi_h}{U * \Delta T_{ln}}$$

KAAVA 36

$A_h$  = Höyrystimen lämmönsiirtopinta-ala (m<sup>2</sup>)

$\phi_h$  = Höyrystimen teho (kW)

$U$  = Lämmönläpäisykerroin (W/m<sup>2</sup>K)

$\Delta T_{ln}$  = Logaritminen lämpötilaero (K)

$$A_h = \frac{16,852 * 10^3 \text{ W}}{47,12333 \text{ W/m}^2 \text{ K} * 7,2135 \text{ K}} = 49,57577 \text{ m}^2$$

Höyrystimen putkien pituus lasketaan kaavalla 37 (13, s. 21).

$$L = \frac{A_h}{2 * \pi * r_{v+k}}$$

KAAVA 37

$L$  = Höyrystimen pituus (m)

$A_h$  = Höyrystimen lämmönsiirtopinta-ala (m<sup>2</sup>)

$r_{v+k}$  = Viemärin ja kylmäputken säteen yhteispituus (m)

$$L = \frac{49,57577m^2}{2 * \pi * 0,16076m} = 49,0808m$$

Jo 49 m:n arvioidun höyrystimen pituuden takia hylätään asuinrakentamiseen kannattamattomana tämän tyyppinen lämmöntalteenoton höyrystin, vaikka pituus hieman lyhenisi laskemalla tarkemmin myös ilmapuolen paluuputkistossa siirtyvä lämpö mukaan. Laitteistosta tulee joka tapauksessa liian suuri, ja sen hinta nousee kannattamattomaksi jo pelkästään höyrystimen suuren materiaali tarpeen takia, mutta myös laitteiston valmistamiseen menevän ajan takia. Lisäksi asuinrakennuksissa viemäriputkeen asennettavasta höyrystimestä kannattamattoman tekee jäteveden virtausnopeuden suuret vaihtelut sekä ajoittainen virtaamattomuus.

Teollisuuden sovellutuksissa tämän tyyppinen LTO voisi olla käytännöllinen, koska joissain prosesseissa on jatkuvat virtaamat ja korkeammat lämpötilat sekä mahdollista käyttää paremmin lämmönsiirtäviä putkia. Riippuen prosesseissa liikkuvista lämpötiloista ja laitteiston koosta voitaisiin LTO:lla pienentää esimerkiksi toimistojen energiantarvetta tai käyttää fluidin jäähdyttämistä/lämmittämistä prosessin optimointiin.

### 3.1.7 Lämmöntalteenoton höyrystin jäteveden pumppaamossa

Asuinrakennukseen soveltuva LTO voidaan toteuttaa jäteveden pumppaamoon asennettavalla kierukalla, jolloin pienenee virtaaman vaihteluiden merkitys. Pumppaamon ohjauksella myös mahdollistetaan suuremman lämpöenergian talteenotto.

Suoraan jäteveden kanssa kosketuksissa olevan höyrystimen materiaalivalintoihin on kiinnitettävä entistä enemmän huomiota. Pääasiassa valintaan vaikuttaa

jäteveden aiheuttama korroosio, mutta myös kylmäaineen soveltuvuus eri materiaaleiden kanssa.

Jäteveden tarkka pH-arvo on tuntematon ja se myös vaihtelee jonkin verran, jolloin materiaalin tulee kestää happoja sekä emäksiä suhteellisen laajalla pH-skaalalla. Talotekniikka RYL määrittää, ettei jätevedenpumppaamon sisäisissä putkistoissa saa käyttää kuparia. Sallittuja materiaaleja ovat esimerkiksi muovi, valurauta sekä ruostumaton teräs. (25, s. 117.)

R134a on etaanijohdannainen klooriton sekä voimakkaasti polaarinen yksikomponenttinen kylmäaine, ja sen kemiallinen kaava on  $\text{CH}_2\text{FCF}_3$ . Sen kanssa käytettävistä materiaaleista ainoastaan sinkki-, alumiini- ja lyijyseokset, joissa on yli 2 % magnesiumia, ovat kiellettyjä. Muovin käyttö putkimateriaalina ei suoranaisesti ole kiellettyä, mutta R134a tunkeutuu polymeereihin ja aiheuttaa öljyn kanssa muutoksia muovin ominaisuuksissa. Metalleista valurautainen on liian korroosioherkkä, joten vaihtoehtoista on jäljellä ainoastaan ruostumaton teräs. (22, s. 111.)

Mitä enemmän teräs sisältää kromia, molybdeeniä ja typpeä, sitä parempi on sen korroosion kestävyys. Suurin vaikutus tässä tapauksessa putkimateriaalin valintaan on fluidien klooripitoisuus ja hapokkuus, jotka aiheuttavat myös RST- ja HST-terästen korroosiota. Jätevedessä kierukalle korroosiota voi aiheuttaa kostea rikkivety ja klooria sisältävät pesuaineet. Vallitsevan lämpötilan ollessa lähellä kierukan lämpötilaa jää rikkivedyn korroosiovaikutus kuitenkin vähäiseksi ja klooria sisältäviä pesuaineita ei käytetä suurissa määrin suhteessa muuhun veden kulutukseen. Tässä työssä valittiin putken materiaaliksi vähähiilinen AISI 316L HST -teräs, jota suositellaan käytettäväksi fluidien kanssa, joiden klooripitoisuus on enimmillään 250 ppm. (26.)

HST-kierukan mitoitus aloitetaan määrittämällä kylmäaineen putkikoko samoilla perusteilla kuten viemäriputken höyrystin soveltamalla tähän tapaukseen sopivaksi kaavat 27, 28 ja 29. Putkikooksi valikoitui DN40, jonka halkaisija on 0,0483 ja seinämä 0,0016.

$$A_k = \frac{\pi * 0,0451^2 m}{4} = 1,59751 * 10^{-3} m^2$$

$$G = \frac{0,13121279 \text{ kg/s}}{1,59751 * 10^{-3} \text{ m}^2} = 82,135935 \text{ kg/sm}^2$$

$$Re = \frac{82,135935 \text{ kg/sm}^2 * 0,0451 \text{ m}}{0,203 * 10^{-3} \text{ kg/sm}} = 18247,93431$$

Lasketaan kiehumisluku ja kylmäputken sisäpuolinen lämmönsiirtokerroin kaavoilla 30, 31 ja 32.

$$\Delta h = (1 - 0,348) * 279,301 \text{ kJ/kg} = 182,1043 \text{ kJ/kg}$$

$$K_f = \frac{182,1043 * 10^3 \text{ J/kg}}{5 \text{ m} * 9,81 \text{ m/s}^2} = 3712,6259$$

$$\frac{\bar{\alpha}_k d_k}{\lambda_n} = 0,01(18247,93431 \sqrt{3712,6259})^{0,8} = 686,82081$$

$$\bar{\alpha}_k = \frac{686,82081 * 0,0989 \text{ W/mK}}{0,0451 \text{ m}} = 1506,133 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

Kierukan ulkopuolella pumppaamossa seisovan jäteveden luonnollisen konvektion lämmönsiirtokertoimeen on ensin laskettava Prandtin luku kaavalla 20, Grashofin luku 38 ja Nusseltin luku 39. (19.)

$$Pr = \frac{997,045 \text{ kg/m}^3 * 4186 \text{ J/kgK} * 1,002 * 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}}{0,606 \text{ W/mK}} = 6,901$$

Grashofin luku lasketaan kaavalla 38 (19).

$$Gr = \frac{g * \beta * \Delta T * d_u^3}{v_n^2}$$

KAAVA 38

$Gr$  = Grashofin luku

$g$  = Putoamiskiikkyvyys (9,81 m/s<sup>2</sup>)

$\beta$  = Tilavuuden lämpölaajenemiskerroin (1/K)

$\Delta T$  = Putken sisä- ja ulkopuolen välinen lämpötilaero (K)

$d_u$  = Putken ulkohalkaisija (m)

$v_n$  = Nesteen kinemaattinen viskositeetti (m<sup>2</sup>/s)

$$Gr = \frac{9,81 \text{ m/s}^2 * 0,00021^1 / K * (25 - 12,5) K * 0,0483^3 \text{ m}}{1,002 * 10^{-6} \text{ m}^2 / \text{s}^2} = 2890042,732$$

Luonnollisen konvektion Nusseltin luku kierukalle lasketaan kaavalla 39 (19).

$$Nu = 0,48 * \sqrt[4]{Pr * Gr} \quad \text{KAAVA 39}$$

$Nu$  = Nusseltin luku  
 $Pr$  = Prandtlin luku  
 $Gr$  = Grashofin luku

$$Nu = 0,48 * \sqrt[4]{6,901 * 2890042,732} = 32,07712$$

Lopuksi lasketaan putken ulkopuolen lämmönsiirtokerroin kaavalla 40 (19).

$$\alpha_u = \frac{Nu * \lambda_{jv}}{d_u} \quad \text{KAAVA 40}$$

$\alpha_u$  = Putken ulkopuolinen lämmönsiirtokerroin (W/m<sup>2</sup>K)  
 $Nu$  = Nusseltin luku  
 $\lambda_{jv}$  = Jäteveden lämmönjohtavuus (W/mK)  
 $d_u$  = Putken ulkohalkaisija (m)

$$\alpha_u = \frac{32,07712 * 0,606 \text{ W/mK}}{0,0483 \text{ m}} = 402,45822 \text{ W/m}^2 \text{K}$$

Ulko- ja sisäpuolen lämmönsiirtokertoimien arvioinnin jälkeen lasketaan kierukan lämmönläpäisykerroin  $U$  kaavalla 41 (22, s. 164). Vähähiilisen teräksen lämmönjohtavuus on 15 W/mK (27).

$$\frac{1}{U_k} = R_k + \frac{A_k}{A_u} (R_u + R_{lu}) + \frac{A_k}{A} * R_s \quad \text{KAAVA 41}$$

$U_k$  = Lämmönläpäisykerroin (W/m<sup>2</sup>K)  
 $R_k$  = Kylmäainepuolen lämmönvastus (m<sup>2</sup>K/W)  
 $A_k$  = Kylmäainepuolen pinta-ala (m<sup>2</sup>)  
 $A_u$  = Ulkopuolen pinta-ala (m<sup>2</sup>)  
 $R_u$  = Ulkopuolen lämmönvastus (m<sup>2</sup>K/W)  
 $R_{lu}$  = Ulkopuolen likakerroksen lämmönvastus (m<sup>2</sup>K/W)  
 $A$  = Seinämän keskipinta-ala (m<sup>2</sup>)  
 $R_s$  = Seinämän lämmönvastus (m<sup>2</sup>K/W)

Lämmönläpäisykertoimet muunnetaan lämmönvastuiksi kaavalla 42 ja seinämän lämmönvastus lasketaan kaavalla 43 (19).

$$R_n = \frac{1}{\alpha_n} \quad \text{KAAVA 42}$$

$R_n$  = Lämmönvastus ( $m^2K/W$ )  
 $\alpha_n$  = Lämmönläpäisykerroin ( $W/m^2K$ )

$$R_s = \frac{s_s}{\lambda_s} \quad \text{KAAVA 43}$$

$R_s$  = Seinämän lämmönvastus ( $m^2K/W$ )  
 $s_s$  = Seinämän paksuus (m)  
 $\lambda_s$  = Seinämän lämmönjohtavuus ( $W/mK$ )

Kun putken pituutta ei vielä tiedetä, pinta-alojen erot voidaan laskea putken poikkileikkauksen pinta-aloilla. Poikkileikkauksen pinta-ala lasketaan sisä-, keski- ja ulkohalkaisijalla kaavalla 27 jättämällä pois lukumäärän kerroin.

$$A_k = \frac{\pi * 0,0451^2 m}{4} = 1,59751 * 10^{-3} m^2$$

$$\bar{A} = \frac{\pi * 0,0467^2 m}{4} = 1,71287 * 10^{-3} m^2$$

$$A_u = \frac{\pi * 0,0483^2 m}{4} = 1,83225 * 10^{-3} m^2$$

Likaantumisen lämmönvastusta ei tiedetä, jolloin se voidaan arvioida olevan noin 10 % ulkopuolisesta lämmönvastuksesta. Sijoitetaan lämmönvastuksien kaavat 41 sekä 42 ja likaantumisen arvioitu kerroin kaavaan 40.

$$\frac{1}{U_k} = \frac{1}{1506,133 W/m^2K} + \frac{1,59751 * 10^{-3} m^2}{1,83225 * 10^{-3} m^2} \left( \frac{1}{402,45822 W/m^2K} * 1,1 \right) + \frac{1,59751 * 10^{-3} m^2}{1,71287 * 10^{-3} m^2} * \frac{0,0016 m}{15 W/mK} = 3,14647 * 10^{-3}$$

$$U_k = \frac{1}{3,14647 * 10^{-3}} = 317,81632 W/m^2K$$

Höyrystimen pinta-alan selvittämiseksi on laskettava logaritminen lämpötilaero kaavalla 34.

$$\Delta T_{ln} = \frac{10K - 5K}{\ln \frac{10K}{5K}} = 7,2135K$$

Lopuksi höyrystimen pinta-ala arvioidaan kaavalla 35.

$$A_h = \frac{16,852 * 10^3 W}{317,81632 \frac{W}{m^2 K} * 7,2135K} = 7,35071m^2$$

Tulistuksen aikaansaaminen höyrystimen lopussa vaatii vielä oman pinta-alansa, joka arvioidaan tulistuksessa saatavalla teholla. Tulistuksen teho laskeaan kaavalla 44.

$$\phi_t = q_m * \Delta h_t$$

KAAVA 44

$\phi_t$  = Tulistuksen teho (kW)

$q_m$  = Kylmäaineen massavirta (kg/s)

$\Delta h_t$  = Tulistuksessa tapahtuva entalpian muutos (kJ/kg)

$$\phi_t = 0,13121279 \frac{kg}{s} * (407,732 - 403,12) \frac{kJ}{kg} = 0,6051534kW$$

Tulistuksen vaatima pinta-ala lasketaan kaavalla 35.

$$A_t = \frac{0,6051534kW}{317,81632 \frac{W}{m^2 K} * 7,2135K} = 2,63963 * 10^{-4}m^2$$

Kierukan pituus lasketaan kaavalla 37. Arvioidaan myös paikallisvastukset +10 % kierukan pituuteen.

$$L = \frac{7,35071m^2 + 2,63963 * 10^{-4}m^2}{2 * \pi * 0,02415m} * 1,1 = 53,29m$$

### 3.1.8 Pumppaamon mitoitus

Jätevesipumppaamo mitoitetaan tehollisena tilavuutena eli pumpun käynnistymis- ja pysäytysrajan välisenä tilavuutena sekä varatilavuutena. Pumppaamon tehollinen tilavuus lasketaan kaavalla 45.

$$V_H = \frac{Q_I}{8 * Z_{I MAX}}$$

KAAVA 45



$V_H$  = Pumppaamon tehollinen tilavuus ( $\text{dm}^3$ )  
 $Q_I$  = Pumpun tilavuusvirta ( $\text{l/s}$ )  
 $Z_{I\text{MAX}}$  = Pumpun maksimi käynnistymistiheys ( $1/\text{s}$ )

Mitoitettaessa tehollista tilavuutta on huomioitava, että yhden pumpun tilavuusvirran on oltava sama kuin pumppaamoon viemäritävien vesipisteiden normivirtaamien summan ja tehollinen tilavuus määrittää pumpun suurimman käynnistymistiheyden. Suositeltava käynnistymistiheys on 10 - 20 kertaa tunnissa. Valitaan tässä tapauksessa käynnistymistiheydeksi 10 kertaa tunnissa, jolloin tehollista tilavuutta saadaan kasvatettua suurempaa lämpöenergian talteenottoa varten. (1.)

$$V_H = \frac{132 \text{ dm}^3/\text{s} * 3600\text{s}}{8 * 10 \text{ 1/s}} = 5940 \text{ dm}^3 \sim 6 \text{ m}^3$$

Pumppaamojen yleisimmät valmistushalkaisijat ovat 1000 mm, 1400 mm, 1800 mm, 2200 mm ja 3000 mm. Halkaisijan mukaan korkeus teholliselle tilavuudelle lasketaan kaavalla 46. (1.)

$$h = \frac{V_H * 4}{\pi * d_p^2}$$

KAAVA 46

$h$  = Tehollisen tilavuuden korkeus (m)  
 $V_H$  = Tehollinen tilavuus ( $\text{m}^3$ )  
 $d_p$  = Pumppaamon halkaisija (m)

$$h = \frac{6 \text{ m}^3 * 4}{\pi * 1,8^2 \text{ m}} = 2,358 \text{ m}$$

Pumppaamossa on oltava myös varatilavuus mahdollisia sähkökatkoksia tai konehäiriöitä varten. Varatilavuuteen lasketaan pumppaamon yläosa sekä alimman pumppaamoon viemäritävän vesipisteen viemäriputken tilavuus padotuskorkeuteen asti. Esimerkiksi halkaisijan 110 mm viemäriin tilavuus on 8 l/m ja 160 mm tilavuus on 18 l/m (28, s. 3). Varatilavuus lasketaan kaavoilla 47 ja 48. (1.)

$$V_v = t * q_{vara}$$

KAAVA 47

$V_v$  = Varatilavuus ( $\text{dm}^3$ )

$t$  = Aika (s)

$q_{vara}$  = Varatilavuuteen laskettava virtaama (l/s)

$$q_{vara} = 0,025 * q_m + q_{vv}$$

KAAVA 48

$q_{vara}$  = Varatilavuuteen laskettava virtaama (l/s)

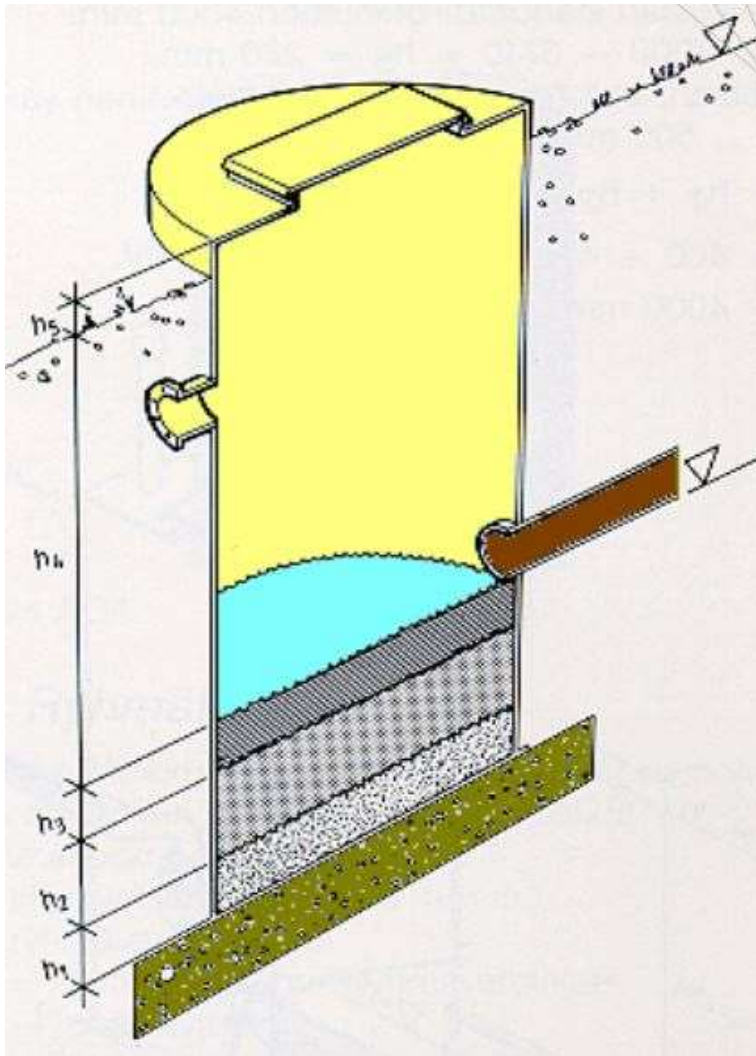
$q_m$  = Viemärin mitoitusvirtaama (l/s)

$q_{vv}$  = Mahdolliset vakiovirtaamat viemärissä (l/s)

Varatilavuutta voidaan pienentää varustamalla vesipisteet käyttökeskeytysuojalla, joka sulkee vedentulon pumppaamon mennessä vikatilaan. Pumppaamon pumput on myös varustettava hälytyksellä, jotta tieto laiteviasta kulkee riittävän nopeasti eteenpäin.

Pumppaamon lopullinen koko määräytyy eri korkeuksien summasta. Kuvan 8 merkintöjen selitykset on lueteltu alla: (29.)

- $h_1$  on pumpun pysäytystaso (korkeus riippuu pumpusta).
- $h_2$  on pumppaamon tehollinen tilavuus.
- $h_3$  on varatilavuus (min. 200 mm).
- $h_4$  on sisääntulo yhteen etäisyys maanpinnasta.
- $h_5$  on maan yläpuolinen korkeus (n.300 - 500 mm).

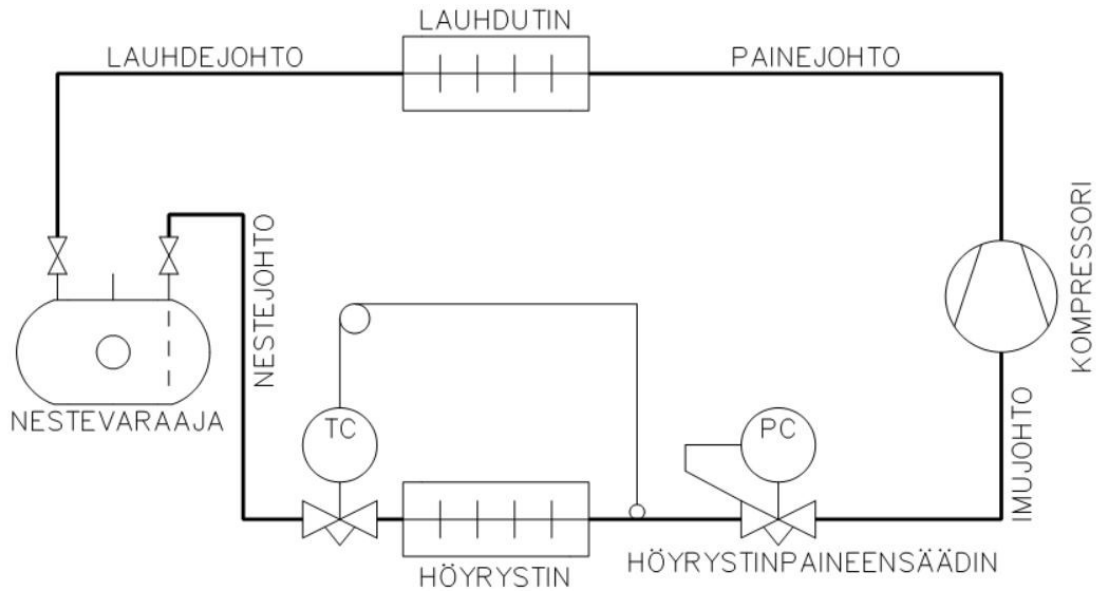


KUVA 8. Pumppaamon mitat (29)

Koska ei ole tiedossa todellista kohdetta ja suunniteltua viemäröintiä, jätetään pumppaamo sen tarkemmin valitsematta.

### 3.2 Lämpöpumpun laitteiden välisten putkien mitoitus

Lämpöpumpun kiertoprosessin putket pääkomponenttien välillä mitoitetaan erikokoisiksi riippuen kylmäaineesta, putkien pituudesta ja siitä, missä kohtaa prosessia putki on. Kuvassa 9 on esitettyinä lämpöpumpussa olevien putkiosuuk-sien nimitykset ja pääkomponentit.



*KUVA 9. Lämpöpumpun pääkomponenttien ja putkien nimet*

Putket pyritään mitoittamaan siten, että lopputulos on mahdollisimman taloudellinen painehäviöiden ja öljynpalautuksen kannalta. Esimerkiksi jos putkikoko on liian suuri, nostaa se siihen kiinnitettävien laitteiden hankinta- ja asennushintaa. Liian pieni putkikoko taas kasvattaa prosessin painehäviöitä, jolloin laitoksen energiakulutus nousee ja COP-luku huononee. (10, s. 53.)

Kylmälaitoksissa eli lämpöpumpuissa putkiston painehäviö ilmoitetaan lämpötilan muutoksena kylmäaineen kyllästysalueella. Painehäviö syntyy kitkan vaikutuksesta putkissa, putken osissa ja putkivarusteissa. (10, s. 53.)

Putkien mitoitukseen on olemassa useita ohjelmia ja erilaisia taulukoita. Mitoittaminen voidaan kuitenkin toteuttaa myös laskemalla kaavoilla 49, 50, 51 ja 52. (10, s. 202.)

Kiertoluvulla kuvataan sitä, kun pumppukiertoisessa järjestelmässä höyrystimelle syötetään enemmän kylmäainetta kuin sitä höyrystyy. Mitä suurempi kiertoluku on, sitä suurempi on höyrystimeltä pumppusäiliölle palaavan putken ja nesteputkien halkaisijat. Kuivahöyrysteisessä järjestelmässä, missä imuputkessa virtaa täysin höyrystynyttä kylmäainetta, on kiertoluku 1. (22, s. 249.)

Kylmäaineen ominaistilavuudet nesteelle ja höyrylle määritellään taulukoista, laskentaohjelmista tai laskemalla. Kaavalla 50 lasketaan kaksifaasivirtauksen ominaistilavuus. (10, s. 202.)

$$n = \frac{q_{vKOKO}}{q_{vHÖYR}} \quad \text{KAAVA 49}$$

$n$  = Kiertoluku

$q_{vKOKO}$  = Mitoitus tilavuusvirtaama (l/s)

$q_{vHÖYR}$  = Höyrystimen tilavuusvirtaama (l/s)

Kaksifaasivirtauksen ominaistilavuus lasketaan kaavalla 50 (10, s. 202).

$$v_1 = \frac{1}{n} * v_h + \left(1 - \frac{1}{n}\right) * v_n \quad \text{KAAVA 50}$$

$v_1$  = Putkessa virtaavan kylmäaineen ominaistilavuus (m<sup>3</sup>/kg)

$n$  = Kiertoluku

$v_h$  = Höyryn ominaistilavuus (m<sup>3</sup>/kg)

$v_n$  = Nesteen ominaistilavuus (m<sup>3</sup>/kg)

Virtausnopeus kylmäaineelle lasketaan kaavalla 51 (10, s. 202).

$$v = \frac{\left(\frac{4}{\pi}\right) * q_m * v_1}{d^2} \quad \text{KAAVA 51}$$

$v$  = Virtausnopeus (m/s)

$q_m$  = Kylmäaineen massavirtaan (kg/s)

$v_1$  = Putkessa virtaavan kylmäaineen ominaistilavuus (m<sup>3</sup>/kg)

$d$  = Putken sisähalkaisija (m)

Putkiston aiheuttama painehäviö lasketaan kaavalla 52 (10, s. 202).

$$\Delta p = \lambda * \frac{1}{d} * \zeta * \frac{v^2}{2} + h * \zeta * g \quad \text{KAAVA 52}$$

$\Delta p$  = Putkiston painehäviö (Pa)

$\lambda$  = Karheuskerroin

$d$  = Putken sisähalkaisija (m)

$\zeta$  = Tiheys (kg/m<sup>3</sup>)

$h$  = Korkeusero (m)

$g$  = Putoamiskiihtyvyyys (9,81m/s<sup>2</sup>)

Tätä työtä tehtäessä päädyttiin kuitenkin käyttämään taulukkolaskentaa.

### 3.2.1 Imujohto

Imuputken virtausnopeus mitoitetaan yleensä noin 10 - 25 m/s riippuen koneiston höyrystymis- ja lauhtumislämpötiloista sekä tarvittavasta jäähdytystehosta. Mahdollisella alimitoituksella on imuputkessa suurempi vaikutus suhteessa tehoon kuin kompressorin energian kulutukseen, koska painehäviön vaikutuksesta höyryn ominaistilavuus kasvaa ja massavirta pienenee. Mitoituksella on myös vaikutus kompressorin valintaan, mikä on mitoitettava imuputkessa tapahtuvan painehäviön verran matalammalla höyrystymislämpötilalla kuin höyrystin on mitoitettu. (10, s. 53.)

Putkiston mitoitus aloitetaan putken pituuden ja kertavastusten määrittämisellä. Kertavastukset huomioidaan vastinpituutena putkipituuteen summaamalla todellinen pituus ja vastinpituudet yhteen. Taulukkomitoituksessa putken ekvivalenttipituus lasketaan kaavalla 53. (15.)

$$L_e = L + \sum L_v$$

KAAVA 53

$L_e$  = Putken ekvivalentti pituus (m)

$L$  = Putken pituus (m)

$L_v$  = Putken vastinpituus (m)

Putkiston todellinen teho muunnetaan taulukkotehoksi kaavalla 54 (15).

$$Q_{taul} = \frac{Q_{tod}}{L_{korj} * T_{korj}}$$

KAAVA 54

$Q_{taul}$  = Taulukko teho (kW)

$Q_{tod}$  = Todellinen teho (kW)

$L_{korj}$  = Ekvivalenttipituuden korjauskerroin

$T_{korj}$  = Lauhtumislämpötilan korjauskerroin

Korjauskerroin valitaan lauhtumislämpötilan perusteella taulukosta 2 (10, s. 56).

TAULUKKO 2. Lauhtumislämpötilan korjauskerroin (10, s. 56)

Lauhtumislämpötila (°C)	Korjauskerroin
20	1.21
30	1.10
40	1.00
50	0.89

Korjauskerroin putken ekvivalenttipituudella valitaan taulukosta 3 (10, s. 56).

TAULUKKO 3. Ekvivalenttipituuden korjauskerroin (10, s. 56)

Putkipituus (m)	Korjauskerroin
10	1.65
20	1.13
25	1.00
30	0.90
40	0.77
50	0.68
60	0.62
80	0.53
100	0.47

Valintojen jälkeen lasketaan kaavalla 55 todellinen painehäviö putkessa ja tarkastellaan putkivalinnan sopivuus (15). Taloudellisena vertauskohtana putken painehäviöksi on 1 kelvinin painehäviö 25 metrin matkalle. (10, s. 55.)

$$\Delta T_{tod} = \Delta T_{taul} \left( \frac{L_{tod}}{L_{taul}} \right) * \left( \frac{\dot{Q}_{tod}}{\dot{Q}_{taul}} \right)^{1,8} \quad \text{KAAVA 55}$$

- $\Delta T_{taul}$  = Taulukon mitoituspaine ero (K)
- $L_{tod}$  = Todellinen putken ekvivalenttipituus (m)
- $L_{taul}$  = Taulukon putken mitoituspituus (m)
- $\dot{Q}_{tod}$  = Todellinen teho (kW)
- $\dot{Q}_{taul}$  = Taulukon mitoitusteho (kW)

Todellisen kohteen puuttuessa arvioidaan imuputken pituudeksi 15 m ja kerta-  
vastusten summaksi kertomalla putkipituus 1,5. Sijoitetaan luvut sovellettuun  
kaavaan 53, jossa vastinpituuksien summa on korvattu kertoimella.

$$L_e = 15m * 1,5 = 22,5m$$

Todellinen lauhtumislämpötila on 60 °C, joten valitaan lauhtumislämpötilan kerroin 50 °C:n kohdalta 0,89 ja ekvivalenttipituuden korjauskerroin 25 m:n kohdalta 1,00. Muunnetaan todellinen 22,4 kW:n teho taulukko-olosuhteisiin kaavalla 54.

$$Q_{taul} = \frac{22,4k}{1,00 \cdot 0,89} = 25,169kW$$

Sopiva putkikoko valitaan höyrystyslämpötilan mukaan taulukosta 4 (10, s. 56).

TAULUKKO 4. Putkikoon valinta lasketulla taulukko teholla (10, s. 56)

	Teho (kW) dt=0,04 °K/m=1 °K/25m			
Cu-putki	Höyrystyslämpötila (°C)			
Koko (mm)	-5	0	5	10
22	4.3	5.3	6.3	7.5
28	7.8	9.5	11.4	13.6
35	15.0	18.3	22	26
42	25	31	37	44
54	49	59	71	85

Höyrystyslämpötilan ollessa 10 °C valitaan taulukosta imuputken kooksi 35 mm. Todellinen painehäviö putkessa lasketaan kaavalla 55.

$$\Delta T_{tod} = 1K \left( \frac{22,5m}{25m} \right) * \left( \frac{22,4kW}{26kW} \right)^{1,8} = 0,68824 K$$

Perustuen painehäviöarvoon 1 K/25 m, jota käytetään usein taloudellisuusvertailuna taulukoita laadittaessa, on valittu 35 mm:n halkaisijalla oleva Cu-putki sopiva. (10, s. 55.)

Putkiston mitoittamisella on myös kompressorin voiteluun suuri merkitys. Suurempiin koneisiin, joiden höyrystyslämpötila on alle 0 °C, suunnitellaan usein öljynerotin. Erillisestä öljynerottimesta huolimatta pääsee kiertoon noin 0,5 - 3 % öljyä, joka kiertää koko koneiston läpi ja palaa imuputkea myöten kompressorille. (10, s. 55.)

Kylmäaine ja öljy liukenevat vain vähäisissä määrin toisiinsa, joten höyryä sisältävät putket on mitoitettava riittävän suurella virtausnopeudella öljyn kulkemisen



varmistamiseksi. Öljyn kulkua voidaan edistää kallistamalla kaasulinjat 2 - 5 % metrille virtaussuunnassa sekä lisäämällä öljymutkia ennen nousuja ja nousujen jälkeen. Öljymutkilla estetään öljyn takaisin valuminen ja varmistetaan öljyn eteneminen nousuissa kerryttämällä sitä mutkiin. (10, s. 55.)

Öljyn palautuksen täytyy toteutua myös osatehoilla. Putkia mitoitettaessa on aina tarkastettava, että virtausnopeus on riittävä myös osatehoilla. Mikäli osatehoilla riittävä virtausnopeus ei täyty, voidaan putkikokoa pienentää. Pienentäminen kuitenkin lisää painehäviöitä, nostaa koneikon energian kulutusta ja vähentää tehoa. Mikäli painehäviö putken pienentämisellä kasvaa liian suureksi, on vaihtoehtona tehdä kaksoisputkinousu. Tällöin toinen putki on suora ja toisessa on öljymutka. Öljymutkaan kerääntyy öljyä osatehoilla, kunnes se sulkeutuu öljystä ja suoralla putkiosuudella riittää virtausnopeus öljyn kulkeutumiseen. Täydellä teholla öljymutkat keräävät öljyä aina sen verran, että kaasun virtausnopeus nousee riittävästi tempaistakseen öljyn mukaansa. Kaksoisputkinousussa suora putki mitoitetaan minimiteholla ja kummatkin putket täydelle teholle niin, että yhteispoikkipinta-ala on samaa suuruusluokkaa kuin yhden putken nousussa. (10, s. 55.)

Tarkastetaan imuputken öljynpalautus 35 mm:n putkinousussa 30 %:n osateholla ensin muuttamalla se taulukko-olosuhteisiin kaavalla 56. (10, s. 57.)

$$\Phi_{taul} = \frac{(x_{osa} * \Phi_{tod})}{T_{korj}}$$

KAAVA 56

$\Phi_{taul}$  = Taulukkoteho (kW)

$x_{osa}$  = Osatehon prosentuaalinen kerroin

$\Phi_{tod}$  = Todellinen kokonaisteho (kW)

$T_{korj}$  = Lauhtumislämpötilan korjauskerroin

Taulukosta 5 saadaan korjauskerroin kaavaan 56 (10, s. 57).

**TAULUKKO 5. Lauhtumislämpötilan korjauskerroin (10, s. 57)**

Lauhtumislämpötila (°C)	Korjauskerroin
30	1.10
40	1.00
50	0.90

Sijoitetaan arvot ja valittu kerroin kaavaan 56.

$$\Phi_{\text{taul}} = \frac{(0,30 \cdot 22,4 \text{ kW})}{0,90} = 7,4667 \text{ kW}$$

Taulukko olosuhteisiin muunnetulla teholla voidaan tarkastaa öljyn kulkeutumisen osatehoilla taulukosta 6 (10, s. 57).

*TAULUKKO 6. Öljyn palautus imuputkinousussa (10, s. 57)*

Cu-putki	Teho (kW)	
	Höyrystymislämpötila (°C)	
Koko (mm)	0	10
22	1.63	2.0
28	2.9	3.5
35	5.8	6.5
42	8.7	10.6
54	16.2	20

35 mm:n putkessa on minimiteho 6,5 kW, milloin virtausnopeus on riittävä öljyn kulkeutumiseen, joten kaksoisputkinousua ei tarvitse erikseen mitoitaa.

### 3.2.2 Painejohto

Paineputken virtausnopeus mitoitetaan yleensä noin 5 - 15 m/s riippuen koneiston höyrystymis- ja lauhtumislämpötiloista sekä tarvittavasta höyrystimen tehosta. Paineputken lisäämä painehäviö lisää kompressorin puristussuhdetta sekä nostaa lauhtumislämpötilaa. Alimitoituksella on kompressorin energian kulutukseen suhteessa suurempi vaikutus kuin lämpöpumpun tehoon, juuri päinvastoin kuin imuputkessa. Kompressorin onkin mitoitettava painehäviön verran korkeammalla lämpötilalla kuin lauhtutin, jotta lämpöpumpun teho ei heikkene. (10, s. 53.)

Paineputken korjauskertoimet valitaan lauhtumislämpötilan perusteella ekvivalenttipituudella taulukosta 3 ja lauhtumislämpötilan perusteella taulukosta 7 (10, s. 56).

**TAULUKKO 7. Lauhtumislämpötilan korjauskerroin (10, s. 56)**

Lauhtumislämpötila (°C)	Korjauskerroin
20	0.72
30	0.86
40	1.00
50	1.13

Lasketaan paineputken ekvivalenttipituus kaavalla 53. Käytetään pituutena 10 metriä ja kertavastukset huomioidaan lisäämällä 50% putkipituuteen.

$$L_e = 10m * 1,5 = 15m$$

Todellinen lauhtumislämpötila on 60 °C, joten valitaan lauhtumislämpötilan kerroin 50 °C:n kohdalta 1,13 ja ekvivalenttipituuden korjauskerroin 20 m:n kohdalta 1,13. Lasketaan taulukko-olosuhteiden teho todellisen tehon ollessa 22,4 kW kaavalla 54.

$$Q_{taul} = \frac{22,4kW}{1,13*1,13} = 17,542kW$$

Sopiva putkikoko valitaan höyrystyslämpötilan mukaan taulukosta 8 (10, s. 56).

**TAULUKKO 8. Putkikoon valinta lasketulla taulukko teholla (10, s. 56)**

	Teho (kW) dt=0,02 °K/m=0,5 °K/25m		
Cu-putki	Höyrystyslämpötila (°C)		
Koko (mm)	-10	0	10
22	11.0	11.7	12.3
28	20	21	22
35	38	41	42
42	64	68	72
54	123	131	138

Höyrystyslämpötilan ollessa 10 °C valitaan taulukosta imuputken kooksi 28 mm. Lasketaan todellinen painehäviö putkessa kaavalla 55.

$$\Delta T_{tod} = 0,5K \left( \frac{15m}{20m} \right) * \left( \frac{22,4kW}{22kW} \right)^{1,8} = 0,38736 K$$

Perustuen taloudellisuusvertailun painehäviöarvoon 0,5 - 1 K/25 m on valittu 28mm:n halkaisijalla oleva Cu-putki hieman liian suuri, mutta 22 mm halkaisijan putki on kuitenkin painehäviöiden perusteella liian pieni (10, s. 55).

Painejohdossa tarkastetaan myös öljyn kulkeutuminen. Muunnetaan ensin 30 % osateho taulukko-olosuhteisiin kaavalla 56 taulukon 9 lauhtumislämpötilakertoimilla (10, s. 57).

*TAULUKKO 9. Lauhtumislämpötilan korjauskerroin (10, s. 57)*

Lauhtumislämpötila (°C)	Korjauskerroin
30	0.97
40	1.00
50	1.03

Sijoitetaan arvot ja valittu kerroin kaavaan 56.

$$\Phi_{taul} = \frac{(0,30 \cdot 22,4 \text{ kW})}{1,03} = 6,5243 \text{ kW}$$

Taulustosta 10 voidaan tarkastaa öljynkulkeutuminen paineputkessa (10, s. 57).

*TAULUKKO 10. Öljyn palautus paineputkinousussa (10, s. 57)*

Cu-putki Koko (mm)	Teho (kW)	
	Höyrystymislämpötila (°C)	
	0	10
22	3.0	3.1
28	5.2	5.5
35	9.7	10.2
42	15.9	16.7
54	30	31

28 mm:n paineputken virtausnopeus on riittävä öljyn kulkeutumiseen kylmäainevirtauksen mukana, koska minimiteho 5,5 kW on pienempi kuin laskettu taulukko-olosuhteiden osateho.

### 3.2.3 Lauhdejohto

Lauhdeputken mitoituksessa pyritään hyödyntämään staattisen korkeuseron tuomaa hyötyä lauhtuneen kylmäaineen virtauksessa nestevaraajalle. Lauhdeputken valinnassa hyvänä vakiona on pidetty yhtä dimensiota pienemmän putken valitseminen kuin mikä paineputkeksi on mitoitettu. Laskennallisen mitoituksen arvona on pidetty maksimissaan 0,5 m/s virtausnopeutta tai painehäviönä 0,5 kelviniä 25 metrin matkalle. Suuremmilla tehoilla kuitenkin nopeus 0,5 m/s kasvattaa lauhdeputken koon herkästi liiankin suureksi, joten usein käytännössä toimivana putkikokona on pidetty enimmillään samaa dimensiota kuin paineputkessa vaikka nopeus nousisikin yli 0,5 m/s. (10, s. 54.)

Oletetaan lauhdejohton olevan 5 metriä pitkä ja kertavastukset noin 50 % putkipituudesta. Lasketaan ekvivalenttipituus kaavalla 53.

$$L_e = 5m * 1,5 = 7,5m$$

Taulukosta 3 saadaan 10 m:n kohdalta pituuden korjauskertoimeksi 1,65 ja taulukosta 11 todellisen lauhtumislämpötilan ollessa 60 °C, valitaan lauhtumislämpötilan kerroin 50 °C:n kohdalta 0,86 (10, s. 56).

TAULUKKO 11. Lauhtumislämpötilan korjauskerroin (10, s. 56)

Lauhtumislämpötila (°C)	Korjauskerroin
20	1.29
30	1.14
40	1.00
50	0.86

Muunnetaan 22,4 kW:n teho taulukko-olosuhteisiin kaavalla 54.

$$Q_{taul} = \frac{22,4kW}{1,65*0,86} = 15,78576kW$$

Valitaan taulukosta 12 nopeuden perusteella sopiva putkikoko (10, s. 56).

TAULUKKO 12. Putkikoon valinta lasketulla taulukkoteholla (10, s. 56)

Cu-putki Koko (mm)	Teho (kW) v=0,5 m/s
12	6.4
15	10.9
18	16.5
22	26
28	40

Taulukon 7 teho 16,5 kW olisi lähempänä taulukko-olosuhteisiin laskennallisesti muunnettua tehoa, mutta sen painehäviö on kuitenkin liian suuri, joten valitaan 26 kW:n kohdalta lauhdeputken kooksi 22 mm. Lasketaan todellinen painehäviö putkessa kaavalla 55.

$$\Delta T_{tod} = 0,5K \left( \frac{7,5m}{10m} \right) * \left( \frac{22,4kW}{26kW} \right)^{1,8} = 0,28676 K$$

Taloudellisuusvertailun painehäviöarvoksi esitetään 0,5 K/25 m tai 0,5 m/s, joten paineputkesta yhtä dimensiota pienempi putki on sopiva tässäkin tapauksessa (10, s. 55).

### 3.2.4 Nestejohto

Nestevaraajan jälkeinen höyrystimelle menevä nesteputki mitoitetaan sopivan väljäksi, jottei painehäviö kasva liian suureksi ennen paisuntalaitetta. Nesteputkeen hukattava painehäviö pienentää paisuntalaitteen käytettävissä olevaa paine-eroa. Suurempi vaara liian suuressa painehäviössä on, että kylmäaine ehtii höyrystyä jo ennen paisuntalaitetta. Höyrystyessään kylmäaineen ominais-tilavuus kasvaa voimakkaasti ja paisuntalaitteen teho voi jäädä vajaaksi syntyneelle kaksifaasivirtaukselle. Myös nestelinjan pystynousuun muodostuvasta nestepatsaasta tulee staattista painehäviötä, joka aiheuttaa höyrystymistä. Näiden painehäviöiden summan on oltava R134a-kylmäaineella +60 °C:n lauhtumislämpötilassa enintään 0,26 kelviniä metriä kohden. Painehäviöiden summan voi laskea kaavalla 57. (10, s. 54.)

$$\Delta p_{kok} = \Delta p_p + \rho * g * h$$

KAAVA 57

$$\Delta p_{kok} = \text{Kokonaispainehäviö (N/m}^2 = \text{Pa)}$$

$\Delta p_p$  = Nesteputken ja sen varusteiden aiheuttama painehäviö (Pa)

$\rho$  = Kylmäaineen tiheys (kg/m<sup>3</sup>)

$g$  = Maan vetovoiman kiihtyvyys (9,81 m/s<sup>2</sup>)

$h$  = Putkinousu (m)

Kun kylmäainetta alijäähdytetään 5 K voi pystynousua olla 19,23 metriä ilman haitallista höyrystymistä ennen paisuntalaitetta. Valitaan nesteputken pituudeksi 20 metriä. Kun putki ei ole kokonaan pystynousua, ei staattista painehäviötä tule syntymään liikaa.

Lasketaan nesteputken taulukkomitoitukseen tarvittava ekvivalenttipituus kaavalla 53 (10, s. 56).

$$L_e = 20m * 1,5 = 30m$$

Taulukosta 3 saadaan pituuden korjauskertoimeksi 0,90. Valitaan taulukosta 13 lauhtumislämpötilan korjauskertoimeksi 50 °C:n kohdalta 0,98. (10, s. 56.)

**TAULUKKO 13. Lauhtumislämpötilan korjauskerroin (10, s. 56)**

Lauhtumislämpötila (°C)	Korjauskerroin
20	0.96
30	0.99
40	1.00
50	0.98

Lasketaan taulukko-olosuhteiden teho kaavalla 54.

$$Q_{taul} = \frac{22,4kW}{0,90*0,98} = 25,39683kW$$

Valitaan lasketulla teholla taulukosta 14 putkikoko (10, s. 56).

**TAULUKKO 14. Putkikoon valinta lasketulla taulukkoteholla (10, s. 56)**

Cu-putki Koko (mm)	Teho (kW) dt=0,02 °K/m
10	4.7
12	10.9
15	17.3
18	30
22	54

Valitaan taulukosta 30 kW:n kohdalta putkikooksi 18 mm:n halkaisijalla oleva kupariputki. Lasketaan todellinen painehäviö kaavalla 55.

$$\Delta T_{tod} = 0,5K \left( \frac{30}{30m} \right) * \left( \frac{22,4k}{30kW} \right)^{1,8} = 0,29553 K$$

Taloudellisuusvertailun painehäviöarvoksi esitetään 0,5 K/25 m, jolloin 18 mm:n putki on käytännöllinen (10, s. 55).

### 3.3 Lauhduttimen mitoitus

Nestejäähdytteisen lauhduttimen valintaan vaikuttavat se, mikä fluidi toisiopuolella lauhduttaa, lauhduttimen teho sekä lämpötilat ja lämpötilaerot. Erilaisia nestejäähdytteisiä lauhduttimia ovat muun muassa koaksiaalilauhdutin, levy-lauhdutin ja moniputkilauhdutin. Tässä työssä valittiin lauhduttimeksi levy-lauhdutin, jossa toisiopuolella virtaa vesi ja ensiöpuolella jo aikaisemmin valittu kylmäaine R134a. (10, s. 84.)

Lauhduttimessa nimensä mukaisesti kylmäainehöyry lauhtuu ja tiivistyy nesteeksi luovuttaen lämpöä. Pinnan lämpötilan alittaessa vallitsevan paineen kylästymislämpötilan alkavat molekyylit siirtyä enemmässä määrin höyrystä nesteeseen kuin toisinpäin. Lauhtuminen yleisesti jaetaan kahteen tapaukseen, pisara- ja kalvolauhtumiseen. (22, s. 188.)

Pisaralauhtumisessa alkaa lauhduttavalle pinnalle muodostua pisaroita, jotka valuvat alas paljastaen koko ajan uutta lauhduttavaa pinta-alaa. Pisaralauhtumiseen tarvittavat olosuhteet ovat kuitenkin harvoin pysyviä. (22, s. 188.)

Kalvolauhtuminen on yleisempi ja pysyvämpi lauhtumisen mekanismi. Kalvolauhtumisessa höyry kertyy lauhduttavaan pintaan kalvoksi. Lämmön on läpäistävä jo muodostunut kalvo ennen jäähdyttävää pintaa, mikä aiheuttaa lämmönvastusta. Ohut kalvo virtaa laminaarisena, ja paksun kalvon virtausprofiili voi muuttua turbulenttiseksi, jolloin lämmönsiirto paranee. Kalvon paksuuteen vaikuttavat lauhduttavan pinnan muodot ja asento. (22, s. 188.)

Levy-lauhduttimessa kylmäaineen faasimuutos on samankaltainen kuin höyrystimessä. Lauhduttimen ja höyrystimen silminnähtävä ero on meno ja paluupuolen



kytkennöissä. Lauhduttimessa höyrystynyt kylmäaine syötetään ylhäältä sisään, jolloin tiivistynyt lauhde valuu alas ja kohti nestesäiliötä. Höyrystimessä neste syötetään alhaalta, jolloin höyrystynyt tiheydeltään pienempi kylmäaine nousee ylös. (22, s. 188.)

Lauhduttimen mitoitus perustuu pitkälti samoihin periaatteisiin kuin höyrystimen. Keskimääräisen lämmönsiirron kaavoissa on kuitenkin eroja, koska faasimuutos tapahtuu päinvastoin kuin höyrystymisessä. Kaksifaasimuutoksen lämmönsiirtokerroin lauhtumisessa pystysuoralle pinnalle, missä kalvo on ohut ja virtaus tapahtuu laminaarisena, on mahdollista arvioida kaavalla 58. (22, s. 188.)

$$\bar{\alpha}_k = 0,943 \left( \frac{\lambda_n^3 * g * \rho_n * (\rho_n - \rho_h) * \Delta h}{\eta_n * \theta * X} \right)^{\frac{1}{4}} \quad \text{KAAVA 58}$$

$\bar{\alpha}_k$  = Keskimääräinen lämmönsiirtymiskerroin (W/mK)  
 $\lambda_n$  = Nesteen lämmönjohtavuus (W/mK)  
 $g$  = Putoamiskiihtyvyyys (9,81 m/s<sup>2</sup>)  
 $\rho_n$  = Nesteen tiheys (kg/m<sup>3</sup>)  
 $\rho_h$  = Höyryn tiheys (kg/m<sup>3</sup>)  
 $\Delta h$  = Höyryn entalpian muutos (J/kg)  
 $\eta_n$  = Nesteen viskositeetti (kg/sm)  
 $\theta$  = Lämpötilaero vallitsevaa painetta vastaavan kyllästymislämpötilan ja pinnan välillä (K)  
 $X$  = Korkeus pinnan yläpäästä (m)

Ennen kylmäpuolen keskimääräisen lämmönsiirtymiskertoimen laskemista on määritettävä lämmönsiirtopinnan lämpötila kylmäainepuolella. Pinta-lämpötilan laskemiseksi on ensin määriteltävä vesipuolen lämmönsiirtokerroin. Lämmönsiirtokertoimen määrittäminen aloitetaan tilavuusvirran laskemisella kaavalla 59 (30).

$$q_v = \frac{\emptyset}{\rho * C_p * \Delta T} \quad \text{KAAVA 59}$$

$q_v$  = Veden tilavuusvirta (m<sup>3</sup>/s)  
 $\emptyset$  = Lämmönsiirtimen teho (kW)  
 $\rho$  = Veden tiheys (kg/m<sup>3</sup>)  
 $C_p$  = Veden ominaislämpökapasiteetti (kJ/kgK)  
 $\Delta T$  = Siirtimelle menevän ja palaavan veden lämpötilaero (K)

Lasketaan tilavuusvirta veden ollessa kylmimmillään noin 5 °C. Tällöin veden tiheys on 999,96 kg/m<sup>3</sup> ja ominaislämpökapasiteetti on noin 4,19 kJ/kgK. Lasketaan tilavuusvirta kaavalla 59. (30.)

$$q_v = \frac{22,4 \text{ kW}}{999,96 \text{ kg/m}^3 * 4,19 \text{ kJ/kgK} * (60 - 10) \text{ K}} = 0,0001069 \text{ m}^3/\text{s}$$

Seuraavaksi lasketaan virtauksen poikkipinta-ala muuntamalla kaavaa 9. Virtausnopeudeksi valitaan 0,5 m/s, jolloin saadaan vähennettyä siirtimen aiheuttamaa painehäviötä.

$$A_s = \frac{q_v}{v} = \frac{0,0001069 \text{ m}^3/\text{s}}{0,5 \text{ m/s}} = 0,0002136 \text{ m}^2$$

Levylämmönsiirtimessä virtauskanavat eivät täysin vastaa pyöreää tai suorakaideputkea, joten tässä tapauksessa käytetään pyöreän putken korrelaatioita. Oletetaan poikkileikkauksen pinta-alan olevan yhtä suuri kuin virtauskanavien alojen summan ja lasketaan sen mukaan putken halkaisija muuntamalla kaavaa 27.

$$d_s = \sqrt{\frac{4 * A}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 * 0,0002136 \text{ m}^2}{\pi}} = 0,0165 \text{ m}$$

Halkaisijan laskemisen jälkeen lasketaan Reynoldsin ja Prandtin luvut kaavoilla 18 ja 20.

$$Re = \frac{0,5 \text{ m/s} * 0,0165 \text{ m} * 999,96 \text{ kg/m}^3}{1,00 * 10^{-3} \text{ kg/ms}} = 8250,179$$

$$Pr = \frac{999,96 \text{ kg/m}^3 * 4190 \text{ J/kgK} * 1,002 * 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}}{0,606 \text{ W/mK}} = 6,928$$

Reynoldsin ja Prandtin luvun laskemisen jälkeen voidaan laskea Nusseltin luku kaavalla 21. Prandtin luvun potenssi on 0,4, koska veden lämpötila on kylmäaineen lämpötilaa matalampi.

$$Nu = 0,023 * 8250,179^{0,8} * 6,928^{0,4} = 64,7853$$

Laskennallinen lämmönsiirtokerroin lasketaan kaavalla 22.

$$\alpha_v = \frac{64,7853 * 0,606 \text{ W/mK}}{0,0165 \text{ m}} = 2489,414 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Kylmäainepuolen seinämän pintalämpötila lasketaan kylmäainepuolelta veteen, koska lämpö siirtyy aina korkeammasta matalampaan (31). Pintalämpötila voidaan laskea kaavalla 60 (32, s. 6).

$$T_p = T_v + \frac{\frac{T_k - T_v}{R_v + R_{rst}}}{R_{rst}} \quad \text{KAAVA 60}$$

$T_p$  = Pinnan lämpötila (°C)

$T_v$  = Veden lämpötila (°C)

$T_k$  = Kylmäaineen lämpötila (°C)

$R_v$  = Veden lämmönvastus ( $\text{m}^2\text{K/W}$ )

$R_{rst}$  = Teräksen lämmönvastus ( $\text{m}^2\text{K/W}$ )

Ennen lämpötilan laskemista on muunnettava lämmönläpäisykerroin kaavalla 42 ja lämmönjohtavuus kaavalla 43 lämmönvastukseksi R. Levysiirtimien lämmönsiirtolevyinä käytetään useasti ruostumatonta terästä, jonka lämmönjohtavuus on jo aiemmin mainittu 15 W/mK. (19.)

$$R_v = \frac{1}{\alpha_v} = \frac{1}{2489,414 \text{ W/m}^2\text{K}} = 0,000402 \text{ m}^2\text{K/W}$$

$$R_{rst} = \frac{s_{rst}}{\lambda_{rst}} = \frac{0,001 \text{ m}}{15 \text{ W/mK}} = 0,0000667 \text{ m}^2\text{K/W}$$

Lasketaan pintalämpötila kylmäaine puolen seinämässä kaavalla 60.

$$T_p = 10^\circ\text{C} + \frac{\frac{78,195^\circ\text{C} - 10,00^\circ\text{C}}{0,000402 \text{ m}^2\text{K/W} + 0,0000667 \text{ m}^2\text{K/W}}}{0,0000667 \text{ m}^2\text{K/W}} = 19,70473^\circ\text{C}$$

Pintalämpötila selvittämisen jälkeen voidaan laskea kylmäaineen lämmönsiirto-kerroin kaavalla 58. Kaavassa tarvittavat arvot on luettu Coolpack-ohjelman tau-lukoista ja log p, h -diagrammista.

$$\bar{\alpha}_k = 0,943 \left( \frac{0,07142 \text{ W/mK}^3 * 9,81 \text{ m/s}^2 * 1077 \text{ kg/m}^3 * (1077 - 273) \text{ K} * (450016 - 2793) \text{ J/kg}}{1,36644 * 10^{-4} \text{ kg/sm} * (60,4671 - 1,70473 \text{ °C}) \text{ K} * 0,3 \text{ m}} \right)^{\frac{1}{4}} = 746,8206 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Lämmönläpäisykertoimien määrittämisen jälkeen arvioidaan tarvittava pinta-ala lähes samoin kuin höyrystimelle. Lauhduttimen pinta-alaa arvioitaessa on tarkin tapa jakaa lauhdutin osiin ja laskea tulistuksen jäähtymisen, lauhtumisen ja alijäähtymisen pinta-alat yhteen. Tässä työssä tyydyttiin käsittelemään lauhdutinta yhtenä osana. Keskimääräisen lämpötilaeron laskuun huomioidaan tällöin tulevan ja lähtevät veden lämpötilat sekä kylmäaineen lauhtumislämpötila. Keskimääräinen lämpötilaero lasketaan kaavalla 35 ja pinta-ala kaavalla 36. (22, s. 191.)

$$\Delta T_{ln} = \frac{\Delta T_3 - \Delta T_1}{\ln \frac{\Delta T_3}{\Delta T_1}} = \frac{(60 - 5) \text{ K} - (60 - 55) \text{ K}}{\ln \frac{(60 - 5) \text{ K}}{(60 - 55) \text{ K}}} = 20,852 \text{ K}$$

$$A_l = \frac{\phi_l}{U * \Delta T_{ln}} = \frac{22400 \text{ W}}{\left( \frac{1}{0,000402 \text{ m}^2\text{K/W} + 0,0000667 \text{ m}^2\text{K/W} + \left( \frac{1}{746,8206 \text{ W/m}^2\text{K}} \right)} \right) * 20,852 \text{ K}} = 1,942 \text{ m}^2$$

Lämmönsiirtopinta-alaa tarvitaan laskelmien mukaan lähelle 2 m<sup>2</sup>. Kokonaisen levylauhduttimen mitoitus pelkästään teoreettisesti laskemalla on työlästä, joten työssä päädyttiin käyttämään Danfoss Hexact(v3.4.10) -ohjelmaa. Ohjelmalla valittiin lauhduttimeksi Danfoss Micro Plate Heat Exchanger: D118-H-14, jossa on lämmönsiirtopinta-alaa yhteensä 1,2 m<sup>2</sup>. Ero laskettuun pinta-alaan johtuu päätetyistä olettamuksista ja oikomisesta laskelmissa, kun ohjelma laskee annetuilla lähtötiedoilla kaikki välivaiheet. Tarkemmat arvot levylauhduttimesta ovat liitteessä 2.

### 3.4 Kompressorin valinta

Kompressorilla nostetaan kylmäaineen painetta, jolloin myös sen lämpötila nousee. Kompressorilla voidaan suhteessa pienellä energialla saada aikaiseksi korkeampi paine ja lämpötila, mikä mahdollistaa höyrystimessä sitoutuneen lämmön käytön useampaan eri tarkoitukseen.

Eri kompressorityyppejä ovat mäntä-, ruuvi-, scroll-, rotaatio- ja turbokompressori. Kompressorityypin valintaan vaikuttavat kylmäaine, laitoksen tyyppi, kylmäteho ja lämpötilat. Kompressorien määrään laitoksessa vaikuttaa teho, osatehojen tarve ja haluttu laitoksen käyttövarmuus. (10, s. 71.)

Rakenteeltaan kompressori voi olla hermeettinen, puolihhermeettinen tai avokompressori, tämä vaihtelee moottorin rakenteen mukaan. Rakenteen valintaan vaikuttaa kylmäaine. Esimerkiksi ammoniakkilaitokseen soveltuu ainoastaan avokompressori, koska ammoniakkihöyry syövyttää kuparikäämitystä. (22, s. 137 - 138.)

Kompressorin valinta on helpointa eri valmistajien valintaohjelmilla. Tässä työssä päädyttiin käyttämään BITZER-kylmälaitoskomponenttivalmistajan valintaohjelmaa.

Kompressorin valinnassa on huomattava vähentää imuputken ja lisätä paineputken painehäviön vaikutus lämpötiloihin. Ilman lämpötilojen lisäystä mitoituksessa ei kompressori toimi halutulla tavalla ja laitoksen suunnitellut lämpötilat jäävät putkien painehäviön verran poikkeaviksi. Tässä työssä putkien painehäviöiden vaikutuksesta imukaasun lämpötilaksi tuli  $\sim 14$  °C ja lauhduttimelle saapuvan kaasun lämpötilaksi  $\sim 60,5$  °C. (10, s. 74.)

Kompressoriksi valittiin puolihhermeettinen BITZER Ecoline 4CES-6Y-40S mäntäkompressori, jonka kylmäteho on 19,19 kW ja lauhdutusteho on 26,0 kW. Tarkemmat tiedot BITZER-kompressorista ovat liitteessä 3.

Mäntäkompressorissa sähkömoottori pyörittää kampiakselia, joka liikuttaa mäntiä. Männän liikuessa pois päin sylinterin kannesta aiheutuu sylinteriin alipaine, joka imee tulistunutta höyryä alipaineesta auenneiden imuventtiilien kautta.

Männän liikuttua ääripäähän, alakuolokohtaan, lähtee mäntä takaisin kohti sylinterin kantta. Männän liikkua kohti sylinterin kantta, pienenee tilavuus sylinterissä ja paine kasvaa. Kun paine on kasvanut riittävästi yli paineputkessa vallitsevan paineen, avautuvat paineventtiilit ja mäntä työntää paineistetun höyryn putkeen kohti lauhdutinta. (22, s. 128.)

### **3.5 Venttiilien ja komponenttien valinta**

#### **3.5.1 Paisuntalaitteen valinta**

Paisuntalaitteella eli paisuntaventtiilillä ohjataan kylmäaineen tulistusta höyrystimen jälkeen. Paisuntaventtiileitä on termostaattisia sekä elektronisia. Venttiilien mitoitus ja toimintatapa eivät juurikaan poikkea toisistaan. Kummatkin venttiilit mittaavat imuputken lämpötilaa ja imuhöyryn painetta. Tulistuksen noustessa venttiilit avautuvat päästäten lisää nestettä höyrystimelle. (10, s. 128.)

Työssä päätettiin käyttää termostaattista paisuntaventtiiliä sen mekaanisen toiminnan vuoksi. Termostaattisessa paisuntaventtiilissä on imuputkeen sijoitettava tuntoelin, johon tulistuksen lisääntyessä johtuu lämpöä. Tuntoelimessä on neste, kaasu tai kaasuneste täytös, joka lämmitessään nostaa painetta tuntoelimessä. Lämmön noustessa välittyy paine kapillaaria pitkin venttiilin kalvolle, joka painaa venttiilissä sijaitsevaa neulaa. Neulan painuessa alas päästää paisuntaventtiili lisää nestettä höyrystimelle vähentäen tulistusta. Tulistuksen vähentyessä kylmäaineen paine pyrkii sulkemaan venttiilin nostamalla neulaa ja lisäämään tulistusta. (22, s. 214.)

Paisuntaventtiilin mitoitukseen vaikuttaa kylmäaine, kylmäteho, höyrystymis- sekä lauhtumislämpötila, alijäähdytys, mahdollinen paineen tasaus ja tehon vaihtelut. Venttiileissä voi olla myös MOP-toiminto, jolloin venttiilille on määritetty tietty höyrystymispaine, jota ennen venttiili ei aukea. Paisuntaventtiili kannattaa mitoittaa lähelle todellista kylmälaitteen tehoa. Riippuen venttiilin valmistajasta, toimivat venttiilit stabiilisti vasta noin 25 - 60 % osatehoilla. Yleensä venttiilien todellinen teho on noin 10 - 20 % yli ilmoitetun tehon. (10, s. 128.)

Työssä päädyttiin käyttämään Danfoss Coolselector2-ohjelmaa. Ohjelmalla valittiin paisuntaventtiiliksi Danfoss TGE 10-8. Mitoitusteholla venttiili toimii 90 %:n

kuormalla ja sen yli vaikuttaa 12,63 bar:n paine. Liitteessä 4 on tarkemmat tiedot venttiilistä.

### 3.5.2 Nestevaraajan valinta

Kylmälaitokseen mitoitetaan nestevaraaja, kun tehon tarve ja ympäristöolosuhteet vaihtelevat eri osien välillä. Nestevaraajalla myös varmistetaan, että paisuntaventtiilille lähtee vain nesteytynyttä kylmäainetta. Nestevaraaja on suositeltavaa olla niin suuri, että siihen mahtuu koko laitoksen sisältämä kylmäaine huolto- ja korjaustoimien ajaksi. Nestevaraajan mitoituksessa on otettava huomioon kylmäainetäytöksen vaatima tilavuus sekä laitoksen suurin sallittu paine ja alin käyttölämpötila. Varaajan mallin valintaan vaikuttaa pinnan korkeuden mittaukset ja mahdollinen näkölasien tarve sekä tarvittavien liitännöjen koko ja määrä. Liitännöjen kokoa valitessa on huomioitava niissä syntyvä painehäviön vaikutus järjestelmään. Esimerkiksi rotalock-liitännät eivät saa olla lauhde- ja nesteputkia pienempiä, koska painehäviö voi kasvaa liian suureksi ja aiheuttaa kylmäaineen höyrystymistä.

Nestevaraaja eli nestesäiliön vähimmäiskoko mitoitetaan yleensä laitoksen sisältämän nesteen vaatiman tilavuuden ja höyrytilavuuden summalla. Tilavuus lasketaan tällöin laitoksen nestettä sisältävien osien summalla ja lisätään viidesosa säiliön kokonaistilavuudesta. Nestesäiliö mitoitetaan kaavalla 61. (33.)

$$V_{kok} = \frac{5 \cdot (V_L + \frac{1}{3}V_H + V_{NJ})}{4}$$

KAAVA 61

$V_{kok}$  = Nestesäiliön tilavuus (m<sup>3</sup>)

$V_L$  = Lauhduttimen tilavuus (m<sup>3</sup>)

$V_H$  = Höyrystimen tilavuus (m<sup>3</sup>)

$V_{NJ}$  = Nestejohtojen tilavuus (m<sup>3</sup>)

Jotta voidaan valita nestevaraaja, on ensin laskettava komponenttien ja putkien tilavuudet. Höyrystimen ja putkien tilavuus lasketaan kaavalla 62 (13, s. 21).

$$V = \pi * r^2 * h$$

KAAVA 62

$V$  = Tilavuus (m<sup>3</sup>)

$r$  = Putken säde (m)

$h$  = Putken pituus (m)

Höyrystinkierukan pituus on 45,765 m ja putken sisäsäde 0,02255 m

$$V_H = \pi * 0,02255^2 m * 45,765 m = 0,07311 m^3$$

Lauhdejohdon pituus on 5 m ja putken sisäsäde 0,01 m

$$V_L = \pi * 0,001^2 m * 5 m = 0,0016 m^3$$

Nestejohdon pituus on 20 m ja putken sisäsäde 0,008 m

$$V_N = \pi * 0,008^2 m * 20 m = 0,004 m^3$$

Tarvittavien tilavuuksien laskennan jälkeen lasketaan kaavalla 60 nestevaraajan tilavuus. Lauhdutinsiirtimen tilavuus  $0,001057 m^3$  on ilmoitettu liitteessä 2.

$$V_{kok} = \frac{5 * (0,001057 m^3 + \frac{1}{3} * 0,07311 m^3 + (0,0016 m^3 + 0,004 m^3))}{4} = 0,0388 m^3$$

Valitaan nestevaraajaksi vaakamallinen Arctest ATH-50, jonka tilavuus on 52 litraa. Varaajan rotalock-venttiilit ovat kokoa 28 mm ja 35 mm, ja varaajassa on näkölasi ja varoventtiilin yhde. Nestevaraajan mittapiirros on liitteessä 5.

### 3.5.3 Varoventtiilin valinta

Varoventtiilillä estetään liian suuren paineen muodostuminen kylmälaitoksen osiin. Kylmälaitoksen osa tarvitsee "Kylmälaitosstandardin" EN378 mukaan varoventtiilin, kun paineastian sisähalkaisija ylittää 152 mm. Paineastialla tarkoitetaan tässä tapauksessa kylmälaitoksen osaa, mikä on erotettavissa muista laitoksen osista esimerkiksi venttiilein. Laitokseen tulee asentaa kaksi varoventtiiliä, kun paineastian tilavuus ylittää 100 L. Kaksi varoventtiiliä on kytkettävä vaihtoventtiiliin, jolloin toista venttiiliä on mahdollista huoltaa tai tarkastaa toisen ollessa käytössä. Varoventtiilin purkuputki on aina johdettava ulkoilmaan, pois vaara-alueelta. (10, s. 100.)

Varoventtiili mitoitetaan tulipalotilanteen lämpökuorman mukaan. Mitoitettaessa on tällöin laskettava konehuoneen lämpökuormat tulipalotilanteessa. Yleisenä arvona lämpövirran tiheydelle voidaan käyttää  $10 \text{ kW/m}^2$ . Mikäli konehuoneessa



on erityisen paljon palavaa materiaalia, on laskennallisesti arvioitava suurempi palokuorma. (10, s. 100.)

Varoventtiiliä valittaessa lasketaan painelaitteen ulkopinta-ala eli ala, jolle palokuorman lämpövirta kohdistuu. Ulkopinnan ala lasketaan kaavalla 63 (10, s. 101).

$$A_u = (\pi * d * l + 2 * (d^2 * \frac{\pi}{4})) \quad \text{KAAVA 63}$$

$A_u$  = Ulkopinta-ala (m<sup>2</sup>)

$d$  = Ulkohalkaisija (m)

$l$  = Säiliön pituus (m)

Liitteen 5 mittapiirroksesta luettuna varaajan ulkohalkaisija on 323,9 mm ja pituus 742 mm. Lasketaan kaavalla 62 säiliön ulkopinnan ala.

$$A_u = (\pi * 0,3239m * 0,742m + 2 * (0,3239^2m * \frac{\pi}{4})) = 0,91983m^2$$

Arctest ATH-50 säiliön suurin sallittu käyttöpaine on 34 bar, jolloin varoventtiilin avautumispaineeksi valitaan liitteen 6 taulukosta 31 bar. Yleensä varoventtiilin purkautumispaineeksi rajoitetaan 10 % yli suunnittelupaineen, mikä lasketaan absoluuttisena paineena (10, s. 101). Purkautumispaine lasketaan kaavalla 64 (10, s. 101).

$$p_{purku} = 1,1 * p_{avaus} + p_{ilmakehä} \quad \text{KAAVA 64}$$

$p_{purku}$  = Purkautumispaine (bar)

$p_{avaus}$  = Avautumispaine (bar)

$p_{ilmakehä}$  = Ympäröivän ilmakehän paine (1 bar)

$$p_{purku} = 1,1 * 31bar + 1bar = 35,1bar$$

Kun purkauspaine on määritetty, voidaan laskea varoventtiilin ulospuhallusteho kaavalla 65 (10, s. 101).

$$C_r = \left( \frac{\Phi * A_u}{(h_G - h_L)} \right) * 60s \quad \text{KAAVA 65}$$

$C_r$  = Varoventtiilin ulospuhallusteho kylmäaineelle (kg/min)

$\Phi$  = Lämpövirran tiheys (10 kW/m<sup>2</sup>)  
 $A_u$  = Ulkopinnan ala (m<sup>2</sup>)  
 $h_k$  = Kaasun entalpia (kJ/kg)  
 $h_n$  = Nesteen entalpia (kJ/kg)

Kaasun ja nesteen entalpia luettuna log p, h -diagrammista 35,1 bar:n kohdalta kylläiselle kaasulle on 423,13 kJ/kg ja kylläiselle nesteelle 353,29 kJ/kg. Laskeaan kaavalla 65 varoventtiilin ulospuhallusteho.

$$C_r = \left( \frac{10 \text{ kW/m}^2 * 0,91983^2}{(423,13 \text{ kJ/kg} - 353,29 \text{ kJ/kg})} \right) * 60 \text{ s} = 7,9023 \text{ kg/min}$$

Ulospuhallusteho on liitteessä 6 on ilmoitettu ilmalle kg/min. Kylmäaineen ulospuhallusteho muutetaan ulospuhallustehoksi ilmalle kaavalla 66 (10, s. 101).

$$C_a = C_r * r_w$$

KAAVA 66

$C_a$  = Varoventtiilin ulospuhallusteho ilmalle (kg/min)  
 $C_r$  = Varoventtiilin ulospuhallusteho kylmäaineelle (kg/min)  
 $r_w$  = kylmäaineen korjauskerroin

Liitteessä 6 on ilmoitettu kylmäainekohtaiset korjauskertoimet, R134a kylmäaineelle se on 0,57. Lasketaan ulospuhallusteho ilmalle kaavalla 66.

$$C_a = 7,9023 \text{ kg/min} * 0,57 = 4,5043 \text{ kg/min}$$

Valitaan liitteen 6 taulukosta 31 bar:n avautumispaineen kohdalta varoventtiiliksi 526E-CE, jonka ulospuhallusteho ilmalle on 6,5 kg/min.

### 3.5.4 Höyrystinpaineen säätimen valinta

Höyrystinpaineen säätimellä rajoitetaan höyrystimen vähimmäispaine ja lämpötila. Sillä myös estetään liian pienen höyrystymispaineen syntyä, jos imupaine kompressorilla laskee suunniteltua painetta alemmaksi. (10, s. 118.)

Höyrystinpaineen säätimen valintaan vaikuttaa käytettävä kylmäaine, höyrystymis- ja lauhtumislämpötila, putkikoko sekä alin sallittu höyrystymislämpötila. Säädintä valittaessa on myös otettava huomioon, kuinka paljon on sallittavissa paine-eroa mitoituspaineen ja säätimen avautumispaineen välillä. (10, s. 118.)

Tähän työhön höyrystinpaineen säädin valittiin Danfoss CoolSelector2 -ohjelmalla. Sopivaksi säätimeksi valikoitui Danfoss KVP 35, 85 kPa offset-arvolla. Tällä offset-arvolla höyrystymispaine putoaa 6,3 K. Liitteessä 7 on höyrystinpaineen säätimen tarkemmat tiedot.

### 3.6 Lämpöpumpun todellinen kiertoprosessi

Lämpöpumpun kiertoprosessiin ja COP-arvoon vaikuttavat koneikon eri komponenttien ja putkiston painehäviöt sekä kompressorin hyötysuhde. Tähän koneikoon valitulla BITZER Ecoline 4CES-6Y-40S-kompressorilla hyötysuhde on 65,44 %.

Ennen log p, h -diagrammiin arvojen sijoittamista on laskettava höyrystinkierukan painehäviö. Laskentaan tarvittava kaksifaasivirtauksen kitkakerroin lasketaan kaavalla 67. (10, s. 161.)

$$\xi_2 = K_1 * \left(\frac{K_f}{Re}\right)^{0,25} \quad \text{KAAVA 67}$$

$\xi_2$  = Kaksifaasivirtauksen kitkakerroin  
 $K_1$  = Kerroin 0,0370 öljyttömälle virtaukselle ja 0,106 öljyiselle virtaukselle  
 $K_f$  = Kiehumisluku  
 $Re$  = Reynoldsin luku

$$\xi_2 = 0,106 * \left(\frac{3712,6259}{18247,93431}\right)^{0,25} = 0,07119$$

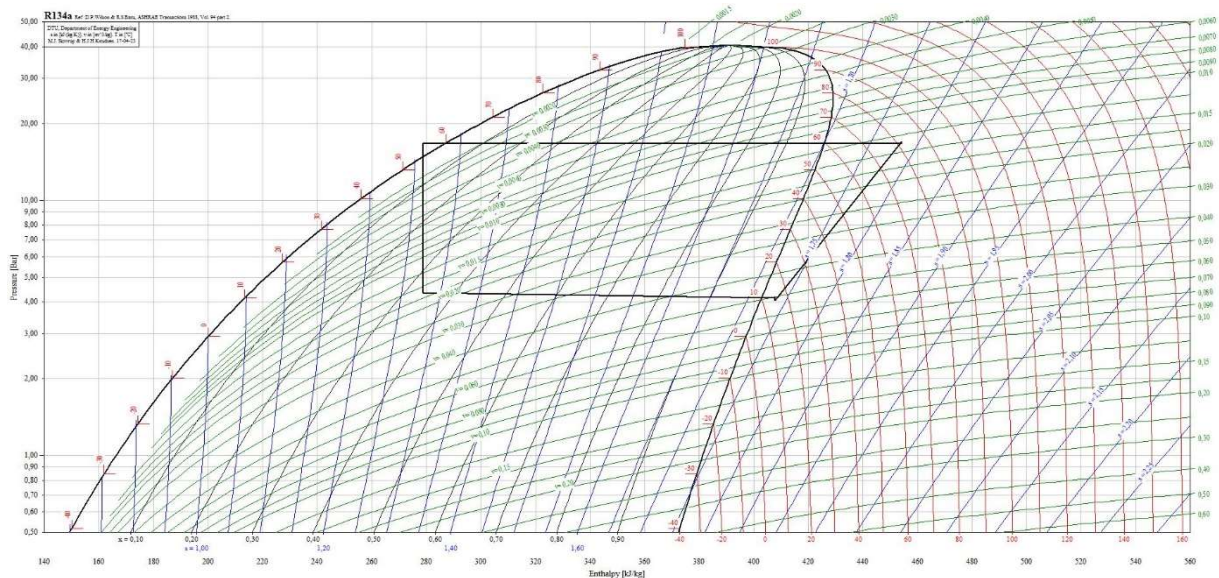
Höyrystimen painehäviö lasketaan kaavalla 68 (10, s. 161).

$$\Delta p = \left(\frac{\xi_2 * L}{2 * d} + \frac{\Delta x}{\bar{x}}\right) * G^2 * \bar{v}_h * \bar{x} \quad \text{KAAVA 68}$$

$\Delta p$  = Painehäviö höyrystimessä (Pa)  
 $\xi_2$  = Kaksifaasivirtauksen kitkakerroin  
 $L$  = Putken pituus (m)  
 $d$  = Putken halkaisija (m)  
 $\Delta x$  = Hörypitoisuuden muutos  
 $\bar{x}$  = Keskimääräinen hörypitoisuus  
 $G$  = Massavirran tiheys (kg/sm<sup>2</sup>)  
 $\bar{v}_h$  = Höyryn keskimääräinen ominaistilavuus (m<sup>3</sup>/kg)

$$\Delta p = \left( \frac{0,07119 \cdot 53,29 \text{ m}}{2 \cdot 0,0451 \text{ m}} + \frac{(1-0,348)}{(0,5 \cdot (0,348+1))} \right) * 82,135935^2 \frac{\text{kg}}{\text{sm}^2} * 0,0996 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} * (0,5 * (0,348 + 1)) = 19485,63 \text{ Pa} \sim 19,5 \text{ kPa}$$

Aiemmin työssä selvitetyt ja yllä lasketut höyrystinkierukan painehäviöt sijoitettuna log p, h -diagrammiin kuvassa 10.



KUVA 10. R134a log p, h -diagrammi

Koneikon painehäviöillä ja todellisella kompressorin hyötysuhteella COP-luku esitettynä kuvassa 11.

Calculated:	
Qe [kJ/kg]:	128,913
Qc [kJ/kg]:	175,340
COP:	2,78
W [kJ/kg]:	46,427
Pressure ratio [-]:	4,189

KUVA 11. Koneikon COP-luku ja entalpioiden muutokset

Todellinen kylmäkoneikon COP-luku huononi hieman alkuperin suunnittelusta. Tähän vaikutti suurimmaksi osaksi kompressorin hyötysuhde ja jonkin verran putkistojen sekä lämmönsiirtimien aiheuttamat painehäviöt.

## 4 KÄYTTÖVEDEN LÄMMITYS

Käyttövesi lämmitetään ylimääräisen kiertopiirin kautta, jotta Suomen rakentamismääräyskokoelman osan D1 vaatimus vaarattomasta väliaineesta toteutuu. Kiertopiiriin mitoitetaan samalla tavalla kuin lämmitysverkosto. Tällöin kiertopiiriin on mitoitettava oma pumppu, paisuntasäiliö, varoventtiili sekä lämmönsiirrin kierukka käyttövesivaraajaan. Koko siirtopiiri toteutetaan kupariputkella.

### 4.1 Lämmönsiirrinkierukan mitoitus käyttövesivaraajaan

Kierukan tilavuusvirta on sama kuin lauhdutinsiirtimellä  $q_v = 6,432 \text{ l/min} = 0,1072 \text{ l/s} = 0,0001072 \text{ m}^3/\text{s}$ . Valitaan sopiva putkikoko, jossa virtaus on yli  $0,5 \text{ m/s}$  turbulenttisen virtauksen varmistamiseksi, mutta ei yli  $1,0 \text{ m/s}$  eroosiokorroosiovaaran välttämiseksi. Virtausnopeus putkessa lasketaan kaavalla 9.

$$v = \frac{0,0001072 \text{ m}^3/\text{s}}{\frac{1}{4} \cdot \pi \cdot 0,016^2 \text{ m}} = 0,53317 \text{ m/s}$$

Putkeksi valikoitui ulkohalkaisijaltaan  $18 \text{ mm}$  kupariputki, jonka seinämän vahvuus on  $1 \text{ mm}$ .

Kierukan pituuden määrittäminen aloitetaan laskemalla ensin lämmönsiirtokertoimet putken sisä- ja ulkopuolelta. Sisäpuolen lämmönsiirtokertoimen määrittäminen aloitetaan laskemalla Reynoldsin luku kaavalla 18, Prandtin luku kaavalla 20 ja Nusseltin luku kaavalla 21.

$$Re = \frac{0,53317 \text{ m/s} \cdot 0,016 \text{ m} \cdot 998,20 \text{ kg/m}^3}{1,00 \cdot 10^{-3} \text{ kg/ms}} = 8515,3647$$

$$Pr = \frac{998,20 \text{ kg/m}^3 \cdot 4186 \text{ J/kgK}}{0,606 \text{ W/mK}} \cdot \frac{1,002 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}}{1} = 6,901$$

Nusseltin luku lasketaan kaavalla 21. Prandtin luvun potenssina käytetään  $0,3$ , koska putkessa virtaava vesi on vallitsevaa lämpötilaa korkeampi. Lämminvesivaraajan alaosan veden lämpötilan oletetaan olevan  $\sim 5 - 55 \text{ }^\circ\text{C}$ .

$$Nu = 0,023 * 8515,3647^{0,8} * 6,901^{0,3} = 57,22213$$

Lopuksi putken sisäpuolen lämmönsiirtokerroin voidaan laskea kaavalla 22.

$$\alpha_s = \frac{57,22213 * 0,606 \text{ W/mK}}{0,016 \text{ m}} = 2167,28831 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Ulkopuolisen luonnollisen konvektion lämmönsiirtokertoimen määrittämiseen lasketaan Prandtlin luku kaavalla 20, Grashofin luku kaavalla 38 ja Nusseltin luku kaavalla 39. Varaajaan tulevan veden lämpötilaksi oletetaan 5 °C ja kierukan virtaavan veden lämpötila on 60 °C.

$$Pr = \frac{998,20 \text{ kg/m}^3 * 4186 \text{ J/kgK} * 1,002 * 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}}{0,606 \text{ W/mK}} = 6,901$$

$$Gr = \frac{9,81 \text{ m/s}^2 * 0,00021^1 / \text{K} * (60 - 10) \text{ K} * 0,018^3 \text{ m}}{(1,002 * 10^{-6})^2 \text{ m}^2/\text{s}} = 598329,4489$$

$$Nu = 0,48 * \sqrt[4]{6,901 * 598329,4489} = 21,6374$$

Kierukan ulkopuolen lämmönsiirtokerroin lasketaan kaavalla 40.

$$\alpha_u = \frac{21,6374 * 0,606 \text{ W/mK}}{0,018 \text{ m}} = 728,4579 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Lämmönsiirtokierukan lämmönläpäisykerroin lasketaan kaavalla 34. Kuparisen putken seinämän lämmönjohtavuus on 295 W/mK

$$U = \frac{1}{\frac{1}{2167,28831 \text{ W/m}^2\text{K}} + \frac{0,001 \text{ m}}{295 \text{ W/mK}} + \frac{1}{728,4579 \text{ W/m}^2\text{K}}} = 544,2003 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Kierukan pituuden määrittämiseksi on vielä selvitettävä lämpökapasiteettivirtojen suhde ja kierukan dimensioton konduktanssi. Lämmönsiirrinkierukassa virtaavan veden lämpökapasiteettivirta lasketaan kaavalla 69. (19.)

$$\dot{C}_{kierukka} = q_v * \rho * C_p$$

KAAVA 69

$\dot{C}_{kierukka}$  = Lämpökapasiteettivirta kierukassa (W/°C)

$q_v$  = Veden tilavuusvirta (m<sup>3</sup>/s)

$\rho$  = Veden tiheys (998,20 kg/m<sup>3</sup>)

$C_p$  = Veden ominaislämpökapasiteetti (4186 J/kgK)

$$\dot{C}_{kierukka} = 0,0001072 \text{ m}^3/\text{s} * 998,20 \text{ kg}/\text{m}^3 * 4186 \text{ J}/\text{kgK} = 447,9315 \text{ W}/\text{°C}$$

Lämmönsiirtokierukan teho lasketaan kaavalla 70 (19).

$$\phi_{kierukka} = \dot{C}_{kierukka} * \Delta T_{kierukka} \quad \text{KAAVA 70}$$

$\phi_{kierukka}$  = Kierukan teho (W)

$\dot{C}_{kierukka}$  = Lämpökapasiteettivirta kierukassa (W/°C)

$\Delta T_{kierukka}$  = Kierukan meno- ja paluuveden lämpötilaero (°C)

$$\phi_{kierukka} = 447,9315 \text{ W}/\text{°C} * (60 - 10) \text{ °C} = 22396,573 \text{ W}$$

Lämmönvesivaraajan luonnollisen konvektion avulla tapahtuva lämpökapasiteettivirta lasketaan kaavalla 71 (19).

$$\dot{C}_{varaaja} = \frac{\phi_{kierukka}}{\Delta T_{varaaja}} \quad \text{KAAVA 71}$$

$\dot{C}_{varaaja}$  = Lämminvesivaraajan lämpökapasiteettivirta (W/°C)

$\phi_{kierukka}$  = Lämmönsiirtokierukan teho (W)

$\Delta T_{varaaja}$  = Luonnollisen konvektion aiheuttama lämpötilaero (°C)

Luonnollisen konvektion aiheuttama lämpötilaero arvioidaan olevan ~1 °C.

$$\dot{C}_{varaaja} = \frac{22396,573 \text{ W}}{1 \text{ °C}} = 22396,573 \text{ W}/\text{°C}$$

Lämmönsiirtokierukan ja lämminvesivaraajan lämpökapasiteettivirtojen suhde lasketaan kaavalla 72 (19).

$$R = \frac{\dot{C}_{kierukka}}{\dot{C}_{varaaja}} \quad \text{KAAVA 72}$$

R = Lämpökapasiteettivirtojen suhde

$\dot{C}_{kierukka}$  = Kierukan lämpökapasiteettivirta (W/°C)

$\dot{C}_{varaaja}$  = Varaajan lämpökapasiteettivirta (W/°C)

$$R = \frac{447,9315 \text{ W}/\text{°C}}{22396,573 \text{ W}/\text{°C}} = 0,02$$

Lämmönsiirinkierukan rekuperatioaste lasketaan kaavalla 73 (19).

$$\varepsilon = \frac{T_{\text{paluu}} - T_{\text{meno}}}{T_{\text{varaaja}} - T_{\text{meno}}}$$

KAAVA 73

$\varepsilon$  = Lämmönsiirrinkierukan rekuperaatioaste  
 $T_{\text{paluu}}$  = Varaajalta palaavan veden lämpötila (°C)  
 $T_{\text{meno}}$  = Varaajalle menevän veden lämpötila (°C)  
 $T_{\text{varaaja}}$  = Varaajassa olevan veden lämpötila (°C)

$$\varepsilon = \frac{10^{\circ}\text{C} - 60^{\circ}\text{C}}{5^{\circ}\text{C} - 60^{\circ}\text{C}} = 0,9091$$

Lämmönsiirrinkierukan hyötysuhteen laskemiseen tarvitaan dimensioton konduktanssi, joka määritellään liitteen 8 käyrästä (34). Käyrästä luettuna saadaan dimensiottoman konduktanssin arvoksi 2,9, lämmönsiirrinkierukoiden lukumäärän ollessa 1. Hyötysuhde lasketaan kaavalla 74 (34, s. 609).

$$\sigma = 1 - e^{-\frac{G}{N \cdot \dot{C}_{\text{kierukka}}}} = 1 - e^{-\frac{Z}{N}}$$

KAAVA 74

$\sigma$  = Lämmönsiirrinkierukan hyötysuhde  
 $G$  = Lämmönsiirrinkierukan konduktanssi (W/°C)  
 $\dot{C}_{\text{kierukka}}$  = Kierukan lämpökapasiteettivirta (W/°C)  
 $N$  = Kierteiden lukumäärä  
 $Z$  = Dimensioton konduktanssi

$$\sigma = 1 - e^{-\frac{2,9}{1}} = 0,9449768$$

Kerroyn  $K$  lasketaan kaavalla 75 (34, s. 609).

$$K = \sigma * R$$

KAAVA 75

$K$  = Kerroyn  
 $\sigma$  = Lämmönsiirrinkierukan hyötysuhde  
 $R$  = Lämpökapasiteettivirtojen suhde

$$K = 0,9449768 * 0,02 = 0,0188995$$

Kierukan rekuperaatioaste varaajan kannalta lasketaan kaavalla 76 (34, s. 609).

$$\varepsilon_s = 1 - \frac{1}{e^K}$$

KAAVA 76

$\varepsilon_s$  = Kierukan rekuperaatioaste säiliön kannalta  
 $K$  = Kerroyn



$$\varepsilon = 1 - \frac{1}{e^{0,0188995}} = 0,0187221$$

Tarkastetaan vielä laskemalla lämpötilojen avulla rekuperaatioaste säiliön kanalta muuntamalla kaava 73 sopivaksi tähän tilanteeseen.

$$\varepsilon = \frac{T_{loppu} - T_{alku}}{T_{meno} - T_{alku}} = \frac{6^{\circ}\text{C} - 5^{\circ}\text{C}}{60^{\circ}\text{C} - 5^{\circ}\text{C}} = 0,018182$$

Säiliön rekuperaationaste on lähes sama laskettuna lämpötiloilla ja dimensiottomalla konduktanssilla. Tästä voidaan päätellä, että Z on luettu riittävällä tarkkuudella ja sen avulla voidaan laskea kierukan konduktanssi kaavalla 77. (19.)

$$G = Z * \dot{C}_{kierukka} \quad \text{KAAVA 77}$$

$G$  = Kierukan konduktanssi ( $\text{W}/^{\circ}\text{C}$ )

$Z$  = Kierukan dimensioton konduktanssi

$\dot{C}_{kierukka}$  = Lämpökapasiteettivirta kierukassa ( $\text{W}/^{\circ}\text{C}$ )

$$G = 2,9 * 447,9315 \text{ W}/^{\circ}\text{C} = 1299,00135 \text{ W}/^{\circ}\text{C}$$

Jotta voidaan määrittää pituus kierukalle, on ensin määritettävä tarvittava lämmönsiirtopinta-ala. Pinta-ala määritetään kaavalla 78 (19).

$$A = \frac{G}{U} \quad \text{KAAVA 78}$$

$A$  = Lämmönsiirtopinta-ala ( $\text{m}^2$ )

$G$  = Kierukan konduktanssi ( $\text{W}/^{\circ}\text{C}$ )

$U$  = Kierukan lämmönläpäisykerroin ( $\text{W}/\text{m}^2\text{K}$ )

$$A = \frac{1299,00135 \text{ W}/^{\circ}\text{C}}{544,2003 \text{ W}/\text{m}^2\text{K}} = 2,387 \text{ m}^2$$

Kierukan likaantumisen huomioimiseksi lisätään kierukan pinta-alaan vielä varmuuskerrointa 10 %. Kierukan todellista likaantumista on hankalaa arvioida ja likaantuminen myös voi todellisuudessa olla suurempi kuin 10 %.

$$A = 2,387 \text{ m}^2 * 1,1 = 2,6257 \text{ m}^2$$

Kierukan pituus lasketaan kaavalla 37.

$$L = \frac{2,6257m^2}{2 \cdot \pi \cdot 0,018m} = 23,216m$$

Kampakupariputkella saadaan kierukan pituutta lyhennettyä. Kuparisen kampakierukan ulkopinta-alan laskemiseen käytetään arvona  $0,35 \text{ m}^2/\text{m}^2$ . Kampakierukan tarvittavan pinta-ala lasketaan kaavalla 79. (35.)

$$A_{kk} = 0,35 \text{ m}^2/\text{m}^2 * A \quad \text{KAAVA 79}$$

$A_{kk}$  = Kampakuparin pinta-ala ( $\text{m}^2$ )  
 $A$  = Tarvittava lämmönsiirtopinta-ala ( $\text{m}^2$ )

$$A_{kk} = 0,35 \text{ m}^2/\text{m}^2 * 2,6257m^2 = 0,919m^2$$

Kampakuparin pituutena käytetään  $0,25 \text{ m}^2/\text{m}$ . Pituus lasketaan kaavalla 80 (35).

$$L_{kk} = \frac{A_{kk}}{0,25m^2/m} \quad \text{KAAVA 80}$$

$L_{kk}$  = Kampakuparikierukan pituus (m)  
 $A_{kk}$  = Kampakuparin pinta-ala ( $\text{m}^2$ )

$$L_{kk} = \frac{0,919m^2}{0,25m^2/m} = 3,676m$$

Kampakuparikierukalle laskennalliseksi pituudeksi saatiin  $\sim 3,2 \text{ m}$  ja pinta-alaksi  $\sim 0,8 \text{ m}^2$ . Kampakuparin suuremman lämmönsiirtopinta-alan ansiosta kierukan pituus lyheni yli kuudesosaan siitä mitä sileäpintaisella putkella olisi tarvittu.

## 4.2 Putkiston painehäviöt

Vaihtimien väliset putket tehdään kuparista. Kupariputken jatkuvaksi virtaamaksi eroosiorroosion vaaran takia suositellaan suurimmillaan  $1,0 \text{ m/s}$  ja lämmitysjärjestelmän kupariputkien suositeltu maksimi kitkapainehäviö on  $150 \text{ Pa/m}$ . (8, s. 13; 30.)

Putkikooksi valitaan  $22 \text{ mm:n}$  ulkohalkaisijalla ja  $1 \text{ mm:n}$  seinämällä oleva kupariputki. Tällöin jääetään alle suositellun kitkapainehäviön  $150 \text{ Pa/m}$ . Putkiston

kokonaispainehäviön arviointiin on laskettava ensin putkien suhteellinen karheus kaavalla 81. (30.)

$$n = \frac{\varepsilon}{d_s} \quad \text{KAAVA 81}$$

$n$  = Putken suhteellinen karheus  
 $\varepsilon$  = Materiaalin absoluuttinen karheus (mm)  
 $d_s$  = Putken sisähalkaisija (mm)

Kupariputken sisähalkaisija on 20 mm ja absoluuttinen karheus 0,0013 mm (20). Lasketaan suhteellinen karheus kaavalla 81.

$$n = \frac{0,0013\text{mm}}{20\text{mm}} = 0,000065$$

Putkiston pituudeksi arvioidaan yhteensä 12 metriä. Putkien aiheuttama painehäviö voidaan laskea kaavalla 82 (20).

$$\Delta p_{\text{putki}} = \frac{\lambda * L * \rho * v^2}{2 * d_s} \quad \text{KAAVA 82}$$

$\Delta p_{\text{putki}}$  = Sisäpinnan aiheuttama kitkapainehäviö (Pa)  
 $\lambda$  = Putken vastuskerroin  
 $L$  = Putken pituus (m)  
 $\rho$  = Veden tiheys (kg/m<sup>3</sup>)  
 $v$  = Veden nopeus (m/s)  
 $d_s$  = Putken sisähalkaisija (m)

Lasketaan veden nopeus kaavalla 9.

$$v = \frac{0,0001072 \text{ m}^3/\text{s}}{\frac{1}{4} * \pi * 0,02^2 \text{ m}} = 0,34123 \text{ m/s}$$

Vastuskertoimen selvittämiseksi on laskettava ensin Reynoldsin luku kaavalla 20.

$$Re = \frac{0,34123 \text{ m/s} * 0,02 \text{ m} * 998,20 \text{ kg/m}^3}{1,00 * 10^{-3} \text{ kg/ms}} = 6812,27975$$

Vastuskerroin suhteellisella karheudella 0,000065 ja Reynoldsin luvulla 6812,3 luettuna moodyn käyrästä liitteestä 9 on 0,034 (20). Lasketaan kaavalla 82 kitkavastushäviöt.

$$\Delta p_{putki} = \frac{0,034 * 12,0m * 998,20 \frac{kg}{m^3} * 0,34123^2 m/s}{2 * 0,02m} = 3474,2627 Pa$$

Kertavastusten aiheuttamat painehäviöt vaikuttavat myös putkiston kokonaispainehäviöön ja pumpun mitoitukseen. Arvioidaan putkistossa olevan 6 mutkaa ja 6 kappaletta sulkuventtiilejä. Mutkien kertavastus on 0,5 kappaleelta ja sulkujen 0,8 kappaleelta. Kertavastusten aiheuttama painehäviö lasketaan kaavalla 83. (20.)

$$\Delta p_{kerta} = \frac{\Sigma \zeta * \rho * v^2}{2} \quad \text{KAAVA 83}$$

$\Delta p_{kerta}$  = Kertavastusten aiheuttama painehäviö (Pa)

$\Sigma \zeta$  = Kertavastusten summa

$\rho$  = Veden tiheys (kg/m<sup>3</sup>)

$v$  = Veden nopeus (m/s)

$$\Delta p_{kerta} = \frac{(6 * 0,5 + 6 * 0,8) * 998,20 \frac{kg}{m^3} * 0,34123^2 m/s}{2} = 453,2905 Pa$$

Lämmönsiirinkierukalle on määritettävä painehäviö ennen kokonaispainehäviön laskentaa. Selvittäminen aloitetaan vastuskertoimen määrittämisellä kaavalla 84 (20).

$$\lambda_{kierukka} = \lambda * \left( 1 + 3,54 * \frac{d_s}{D} \right) \quad \text{KAAVA 84}$$

$\lambda_{kierukka}$  = Lämmönsiirtokierukan vastuskerroin

$\lambda$  = Putken vastuskerroin

$d_s$  = Putken sisähalkaisija (m)

$D$  = Lämmönsiirtokierukan halkaisija (m)

Kierukan sisähalkaisija on 16 mm ja suhteellinen karheus 0,0013. Lasketaan suhteellinen karheus kaavalla 81.

$$n = \frac{0,0013mm}{16mm} = 0,00008125$$

Moodyn käyrästä luettuna, Reynoldsin luvun ollessa 8515,4, saadaan putken vastuskertoimeksi 0,032. Lasketaan kaavalla 84 kierukan vastuskerroin. Kaavaan tarvittava lämmönsiirtokierukan halkaisija on 0,17 m.

$$\lambda_{kierukka} = 0,032 * \left(1 + 3,54 * \frac{0,016m}{0,17m}\right) = 0,042662$$

Kierukan aiheuttama painehäviö lasketaan kaavalla 85 (20).

$$\Delta p_{kierukka} = \frac{\lambda_{kierukka} * L * \rho * v^2}{2 * d_s} \quad \text{KAAVA 85}$$

$\Delta p_{kierukka}$  = Lämmönsiirtokierukan painehäviö (Pa)

$\lambda_{kierukka}$  = Lämmönsiirtokierukan vastuskerroin

$L$  = Lämmönsiirtokierukan putkipituus (m)

$\rho$  = Veden tiheys (kg/m<sup>3</sup>)

$v$  = Veden nopeus (m/s)

$d_s$  = Putken sisähalkaisija (m)

$$\Delta p_{kierukka} = \frac{0,042662 * 3,2m * 998,20 \frac{kg}{m^3} * 0,53317^2 m/s}{2 * 0,016m} = 1310,57078Pa$$

Kiertopiirin kokonaispainehäviö lasketaan kaavalla 86 (20).

$$\Delta p_{kok} = \Delta p_{putki} + \Delta p_{kerta} + \Delta p_{kierukka} + \Delta p_{lauhdutin} + \Delta p_{psv} \quad \text{KAAVA 86}$$

$\Delta p_{kok}$  = Kiertopiirin kokonaispainehäviö (Pa)

$\Delta p_{putki}$  = Sisäpinnan aiheuttama kitkapainehäviö (Pa)

$\Delta p_{kerta}$  = Kertavastusten aiheuttama painehäviö (Pa)

$\Delta p_{kierukka}$  = Lämmönsiirtokierukan painehäviö (Pa)

$\Delta p_{lauhdutin}$  = Lauhdutinsiirtimen painehäviö (Pa)

$\Delta p_{psv}$  = Pumpunsäätöventtiilin painehäviö (Pa)

Lauhdutinsiirtimen painehäviö 1 390 Pa on esitetty liitteessä 2 ja pumpunsäätöventtiilille valitaan 3000 Pa. Lasketaan kokonaispainehäviö kaavalla 86.

$$\Delta p_{kok} = 3474,2627Pa + 453,2905Pa + 1310,57078Pa + 1390Pa + 3000Pa = 9628,12398Pa \sim 9,63kPa$$

### 4.3 Pumpun valinta

Pumppu valitaan järjestelmän painehäviöiden eli tarvittavan nostokorkeuden sekä tilavuusvirran perusteella. Suljetussa järjestelmässä ei oteta huomioon korkeuseron aiheuttamaa vesipatsasta pumppua mitoitettaessa. (30.)

Pumppu valittiin Grundfos Product Center -valintaohjelmalla. Ohjelmalla valittiin nostokorkeudella 9,63 kPa ja tilavuusvirralla 0,5332 l/s vakiokierrospumppu

UPS 32-40 180. Tarkemmat tiedot pumpusta ovat liitteessä 10. Pumpun pesä on valurautainen, mutta hapettomassa suljetussa järjestelmässä se ei aiheuta korroosio-ongelmia.

#### 4.4 Varoventtiilin valinta

Varoventtiilillä estetään verkoston haitallinen paineen nousu ja suojataan verkoston eri osia rakennepaineen ylittävältä ylipaineelta. Varoventtiili mitoitetaan verkoston alimman rakennepaineen sekä järjestelmän tehon mukaan. Varoventtiilin avautumispaineen on myös oltava pienempi kuin kylmälaitoksen sekä käyttövesipuolen paine, jotta mahdollinen lämmönsiirrinvuoto huomataan riittävän ajoissa. (30.)

Tässä tapauksessa verkoston pienin paineen kesto on paisuntasäiliön 3 bar ja verkoston teho on 22,4 kW. Käyttövesisäiliön alimmaksi paineeksi arvioidaan ~2 bar ja kylmälaitoksella pienin paine on lauhduttimella 4,145 bar. Valitaan varoventtiiliksi ORAS 4300 DN15, jonka avautumispainee on 1,5 bar ja suurin sallittu järjestelmän teho 36 kW. Tarkemmat tiedot varoventtiilistä ovat liitteessä 12.

#### 4.5 Paisuntasäiliön valinta

Paisuntasäiliötä käytetään pitämään vesikiertoisten verkostojen paine tasaisena lämmönvaihteluiden aiheuttamien paineen vaihteluiden vaikutukselta. Lämmitysjärjestelmissä käytetään kalvopaisuntasäiliötä, jottei happi pääse aiheuttamaan korroosio ongelmia suljettuun järjestelmään. (30.)

Paisuntasäiliön mitoitukseen vaikuttaa käytettävä fluidi, verkoston korkeus eli vesipatsas ja verkoston tilavuus. Paisuntasäiliön mitoituksessa huomioidaan verkoston korkeus, koska se pitää painetta tasaisena myös sammutetussa järjestelmässä. Paisuntasäiliön mitoitus aloitetaan laskemalla säiliön esipaine kaavalla 87. (36, s. 7.)

$$p_{ep} = h_{verkosto} + h_{varmuus}$$

KAAVA 87

$p_{ep}$  = Paisuntasäiliön esipaine (bar)

$h_{verkosto}$  = Verkoston korkeus (bar)

$h_{varmuus}$  = Varmuuskorkeus (0,1 - 0,3 bar)

Verkoston korkeus on 1 m<sub>vp</sub>, varmuuskorkeudeksi valitaan 1 m<sub>vp</sub>. Lasketaan paisuntasäiliön esipaine kaavalla 87 (36, s. 7).

$$p_{ep} = 0,1bar + 0,1bar = 0,2bar$$

Verkoston vähimmäispaine lasketaan kaavalla 88. Verkoston vähimmäispaine on yhtä kuin verkoston täyttöpaine, tilanne missä liuos on kylmää. (36, s. 7.)

$$p_{vp} = p_{ep} + 0,3 \dots 0,5 bar \quad \text{KAAVA 88}$$

$p_{vp}$  = Verkoston vähimmäispaine, kun liuos kylmää (täyttöpaine) (bar)

$p_{ep}$  = Paisuntasäiliön esipaine (bar)

$$p_{vp} = 0,2 bar + 0,5 bar = 0,7bar$$

Verkostolle määritetään vielä normaalitilanteen maksimipaine kaavalla 89 (36, s. 7).

$$p_{yp} = p_{vv} - 0,3 \dots 0,5 bar \quad \text{KAAVA 89}$$

$p_{yp}$  = Verkoston normaali yläpaine (bar)

$p_{vv}$  = Varoventtiilin avautumispaine (bar)

$$p_{yp} = 1,5bar - 0,5 bar = 1,0bar$$

Verkoston osien tilavuudet tilavuuden lasketaan kaavalla 90 (13, s. 21).

$$V_{osa} = \frac{1}{4} * \pi * d_s^2 * L * 1000 \text{ dm}^3 / \text{m}^3 \quad \text{KAAVA 90}$$

$V_{osa}$  = Verkoston osan tilavuus (dm<sup>3</sup>)

$d_s$  = Putken sisähalkaisija (m)

$L$  = Putken pituus (m)

Lasketaan verkoston putkien ja kierukan tilavuus kaavalla 90.

$$V_{kierukka} = \frac{1}{4} * \pi * 0,016^2 m * 3,2m * 1000 \text{ dm}^3 / \text{m}^3 = 0,643398 \text{ dm}^3$$

$$V_{putki} = \frac{1}{4} * \pi * 0,02^2 m * 12m * 1000 \frac{dm^3}{m^3} = 3,769911 dm^3$$

Kokonaistilavuus lasketaan summaamalla järjestelmän osat yhteen kaavalla 91.

Lauhdutinsiirtimen tilavuus 0,78 dm<sup>3</sup> on ilmoitettu liitteessä 2.

$$V_{kok} = V_{kierukka} + V_{putki} + V_{lauhdutin} \quad \text{KAAVA 91}$$

$$\begin{aligned} V_{kok} &= \text{Järjestelmän kokonaistilavuus (dm}^3\text{)} \\ V_{kierukka} &= \text{Lämmönsiirtokierukan tilavuus (dm}^3\text{)} \\ V_{putki} &= \text{Putkiston tilavuus (dm}^3\text{)} \\ V_{lauhdutin} &= \text{Lauhdutinsiirtimen tilavuus (dm}^3\text{)} \end{aligned}$$

$$V_{kok} = 0,643398 dm^3 + 3,769911 dm^3 + 0,78 dm^3 = 5,19331 dm^3$$

Kaavalla 92 lasketaan veden laajenemistilavuus järjestelmässä. Laajenemistilavuuteen vaikuttaa käytettävä liuos ja lämpötilaero järjestelmässä. Veden laajentuu 80 °C:n lämpötilaerolla noin 2,96 %. (36, s. 8 - 10.)

$$\Delta V = L_{\%} * V_{verk} \quad \text{KAAVA 92}$$

$$\begin{aligned} \Delta V &= \text{Veden tilavuuden muutos (dm}^3\text{)} \\ L_{\%} &= \text{Lämpölaajeneminen (\%)} \\ V_{verk} &= \text{Verkoston kokonaistilavuus (dm}^3\text{)} \end{aligned}$$

$$\Delta V = 0,0296 * 5,19331 dm^3 = 0,15372 dm^3$$

Paisuntasäiliön koon valintaan on laskettava paisuntasäiliön nimellistilavuus. Nimellistilavuus lasketaan absoluuttisilla paineilla kaavalla 93. (36, s. 8.)

$$V_n = \frac{P_{yp} * P_{vp}}{P_{ep} * (P_{yp} - P_{vp})} * \Delta V \quad \text{KAAVA 93}$$

$$\begin{aligned} V_n &= \text{Paisuntasäiliön nimellistilavuus (dm}^3\text{)} \\ P_{yp} &= \text{Verkoston normaali yläpaine (bar)} \\ P_{vp} &= \text{Verkoston vähimmäispaine, kun liuos kylmää (täyttöpaine) (bar)} \\ P_{ep} &= \text{Paisuntasäiliön esipaine (bar)} \\ \Delta V &= \text{Veden tilavuuden muutos (dm}^3\text{)} \end{aligned}$$

$$V_n = \frac{2bar * 1,7bar}{1,2bar * (2bar - 1,7bar)} * 0,15372 dm^3 = 1,4518 dm^3$$



Paisuntasäiliön hyötysuhde on oltava 0,4 - 0,6 kalvon kestävyuden takia. Hyötysuhteen määrittämiseksi on laskettava ensin säiliön täyttötavuus täyttöpaineessa kylmällä liuksella. Täyttötavuus lasketaan kaavalla 94. (36, s. 8.)

$$\Delta V_t = \frac{V_n * (P_{vp} - P_{ep})}{P_{vp}} \quad \text{KAAVA 94}$$

$\Delta V_t$  = Paisuntasäiliöön tunkeutuvat veden määrä, kun verkoston paine on kylmällä liuksella täyttöpaineessa (dm<sup>3</sup>)

$V_n$  = Paisuntasäiliön nimellistavuus (dm<sup>3</sup>)

$P_{vp}$  = Verkoston vähimmäispaine, kun liuos kylmää (täyttöpaine) (bar)

$P_{ep}$  = Paisuntasäiliön esipaine (bar)

$$\Delta V_t = \frac{1,4518 \text{ dm}^3 * (1,7 \text{ bar} - 1,2 \text{ bar})}{1,7 \text{ bar}} = 0,427 \text{ dm}^3$$

Paisuntasäiliön hyötysuhde lasketaan kaavalla 95. Hyötysuhteen olisi hyvä jäädä alle puoleen. (36, s. 8.)

$$\eta = \frac{\Delta V_t + \Delta V}{V_n} \quad \text{KAAVA 95}$$

$\eta$  = Paisuntasäiliön hyötyteho

$\Delta V_t$  = Paisuntasäiliöön tunkeutuvat veden määrä, kun verkoston paine on kylmällä liuksella täyttöpaineessa (dm<sup>3</sup>)

$\Delta V$  = Veden tilavuuden muutos (dm<sup>3</sup>)

$V_n$  = Paisuntasäiliön nimellistavuus (dm<sup>3</sup>)

$$\eta = \frac{0,427 \text{ dm}^3 + 0,15372 \text{ dm}^3}{1,4518 \text{ dm}^3} = 0,4$$

Valitaan nimellistavuutta lähin suurempi kalvopaisuntasäiliö Reflex N8, jonka rakennepain on 3 bar. Tarkemmat tiedot kalvopaisuntasäiliöstä ovat liitteessä 11.

## 5 AUTOMAATIOJÄRJESTELMÄN TOIMINTASELOSTUS

Automaatiojärjestelmän toimintaselostuksessa kerrotaan lämmöntalteenoton ohjaukset lämpötilan, paineen ja pinnan korkeuden mukaan. Toimintaselostus tehdään erikseen lämpimän käyttöveden lämmityksen kiertopiirille sekä lämmöntalteenoton lämpöpumpulle. Automaatiojärjestelmään tarvittavien antureiden sijoitus selviää liitteen 13 PI-kaaviosta.

### 5.1 Lämmöntalteenoton lämpöpumpun toimintaselostus

Lämmöntalteenoton lämpöpumpun kompressorille K1 käyntiluvan antaa automaatiojärjestelmä.

Kompressorilla K1 on käyntilupa, kun kiertopiirin pumppulla P1 on käyntilupa. Kompressorilla K1 käynnistyy 10s viiveellä, kun pumppu P1 on käynnistynyt.

Kompressorilla K1 ohjataan käymään osateholla, kun paineputken paine PT02 ylittää 30bar.

Kompressorilla K1 pysähtyy, kun jätevesipumppaamokaivon JVK1 lämpötila TE02 laskee +5 °C, pinnan korkeus LT02 alittuu tai nestesäiliön NS1 paine PT03 ylittää 30 bar.

Kun jätevesipumppaamokaivon pinnan korkeus ylittää LT01 tai lämpötila TE02 on alle +5 °C, käynnistyy JVP1. JVP1 käy, kunnes LT02 alittuu tai lämpötila TE02 on +10 °C.

### Hälytykset

Automaatiojärjestelmä antaa seuraavissa tilanteissa etähälytyksen:

- Jätevesipumppaamokaivon JVK1 lämpötila TE02 on +2 °C.
- Nestesäiliön NS1 paine PT03 ylittää 30 bar.
- Paineputken paine PT02 ylittää 35bar.
- Kompressorilla K1 ei käynnisty käyntiluvalla tai jää käyntiin käyntiluvan poistuttua.
- Jos jätevesipumppu JVP1 ei käynnisty 30min jätevesipumppaamokaivon yläpinnan LT01 ylittyessä.

- Jos jätevesipumppu JVP1 ei käynnisty jätevesipumppaamokaivon lämpötilan TE02 alittaessa +4 °C.
- PSHL katkaisee jännitteen kompressorin K1 kontaktorilta ala- tai yläpaineesta.

## 5.2 Lämpimänveden lämmityksen kiertopiirin toimintaselostus

Lämpimän käyttöveden lämmityksen kiertopiirin pumpulle P1 käyntiluvan antaa automaatiojärjestelmä.

Kiertopiirinpumppu P1 käynnistyy, kun jätevesipumppaamokaivon lämpötila TE02 on yli +15 °C tai kun jätevesipumppaamokaivon lämpötila TE02 on 5 °C yli lämminvesivaraajan esilämmityslohkon lämpötilan TE01.

Lämmityksen kiertopiirissä TE03 mittaa menolämpötilaa ja TE04 paluulämpötilaa lämpimänveden lämmönsiirtokierukalta. Kun lämpötila TE03 on alle lämminvesivaraajan lämpötilan TE01, pysähtyy kiertopiirin pumppu P1.

Lämmityksen kiertopiirin pumppu P1 pysähtyy, jos kiertopiirin paine PT01 ylittää 1,5 bar.

Lämmityksen kiertopiirin pumppu P1 ohjataan osateholle, kun lämpimänveden varaajan yläosan lämpötila TE05 ylittää 70 °C.

Lämpimänvedenvaraajan sähkölämmitin lähtee päälle, jos jätevesipumppaamokaivon lämpötila TE02 on alle +15 °C ja varaajan yläosan lämpötila TE05 on alle 40 °C.

### Hälytykset

Automaatiojärjestelmä antaa seuraavissa tilanteissa etähälytyksen:

- Lämmityksen kiertopiirin paine PT01 ylittää 1,5 bar.
- Lämpimänveden varaajan yläosan lämpötila TE05 ylittää 90 °C
- Lämpimänveden varaajan esilämmityslohkon lämpötila TE01 alittaa +3 °C
- Kiertopiirin pumppu P1 ei käynnisty käyntiluvalla tai jää käyntiin käyntiluvan poistuttua.
- Kiertopiirin paine PT01 laskee alle 0,5 bar.

## 6 LÄMMÖNTALTEENOTON HYÖTY

Asuinrakennuksissa yhtä asukasta kohden syntyy vuorokaudessa noin 150 litraa jätevettä, joka on laskennallisesti noin +25 °C:n lämpöistä (2). Vuosina 2000 - 2007 asunnossa on asunut keskimäärin 1,53 asukasta, jolloin keskimääräisen kerrostalon asukasluvuksi saadaan ~49 asukasta aiemmin lasketun asuntoluvun mukaan (11). Jätevettä syntyy tällöin keskimäärin 7 350 litraa vuorokaudessa.

Lämmöntalteenotosta saatavan energian arvioinnissa oletetaan, että kaikesta 25 °C:n lämpöisestä jätevedestä saataisiin talteenotettua 15 kelviniä. Vuorokaudessa talteen otettavan energian määrä lasketaan kaavalla 95. (37.)

$$E_{energia} = \frac{V \cdot \rho \cdot C_p \cdot \Delta T}{3600} \quad \text{KAAVA 95}$$

$E_{energia}$  = Energia (kWh)

$V$  = Veden määrä (m<sup>3</sup>)

$\rho$  = Veden tiheys (kg/m<sup>3</sup>)

$C_p$  = Veden ominaislämpökapasiteetti (4,2 kJ/kgK)

$\Delta T$  = Lämpötilaero (K)

$$E_{energia,JV} = \frac{7,35m^3 \cdot 1000 \frac{kg}{m^3} \cdot 4,19 \frac{kJ}{kgK} \cdot 15K}{3600} = 128,31875kWh$$

Mikäli kaikesta käytettävästä jätevedestä saadaan lämpö otettua talteen, on energiaa mahdollista saada talteen 128,32 kWh, vuodessa noin 46,84 MWh, energiaa talteen. Energialla lämmitetään kylmää vettä ~5 °C:sta 55 °C:seen ja lämmitetyn veden osuus koko käyttöveden käytöstä on ~40 %. Lämmöntalteenoton kannattavuuden kannalta on laskettava myös riittääkö LTO-laitteen tuottama energia käyttöveden lämmitykseen. Veden lämmittämiseen tarvittavan energian määrä vuorokaudessa lasketaan kaavalla 95.

$$E_{energia,LV} = \frac{\left(0,4 \cdot (49 \cdot 0,155m^3/hlö)\right) \cdot 1000 \frac{kg}{m^3} \cdot 4,19 \frac{kJ}{kgK} \cdot (55-5) K}{3600} = 176,7947kWh$$

Jätevedestä saatavan energian riittävyys lämmitykseen lasketaan lämpöpumpun luovuttaman lämmön perusteella. Lämpöpumpun luovuttama lämpöenergia lasketaan COP-luvun avulla kaavalla 96. (10, s. 10.)

$$Q_l = E_{energia,JV} + \left( \frac{E_{energia,JV}}{\varepsilon} \right) \quad \text{KAAVA 96}$$

$Q_l$  = Lämpöpumpun luovuttama energia (kWh)  
 $E_{energia,JV}$  = Jäteveden sisältämä energia (kWh)  
 $\varepsilon$  = Lämpöpumpun lämpökerroin

Lämpöpumpun lämpökerroin eli COP-luku on kompressorin tekemä työ suhteessa jätevedestä saatavan energian määrään. Kompressorin COP-luku on liitteen 3 mukaan 2,84. Lasketaan lämpöpumpun luovuttama energia kaavalla 96.

$$Q_l = 128,31875kWh + \left( \frac{128,31875kWh}{2,84} \right) = 173,5014kWh$$

LTO-laitteelta saatava energia täyttää lähes kokonaan lämpimän käyttöveden lämmitykseen tarvittava energian määrän. Suositeltavaa on kuitenkin varustaa lämminvesivaraaja toisella lämmönlähteellä kuten sähkövastus, aurinkolämpö tai kaukolämpö. Lisälämmönlähteellä varmistetaan lämpimän veden saanti ympäri vuorokauden.

Hyödyksi saatavan energian selvittämiseksi on huomioitava LTO-laitteen kuluttama sähköenergia kompressorilla ja pumpulla. Pumpun sähköenergian kulutus vuorokaudessa voidaan laskea kaavalla 97 (37).

$$E_{kulutus} = P * 24 \frac{h}{d} \quad \text{KAAVA 97}$$

$E_{kulutus}$  = Sähkölaitteen kulutus vuorokaudessa (kWh/d)  
 $P$  = Laitteen sähköteho (kW)

Pumpun sähköteho on liitteen 10 mukaan 0,036 kW.

$$E_{kulutus,Pump.} = 0,036kW * 24 \frac{h}{d} = 0,864kWh$$

Kompressorin sähköenergian tarve lasketaan COP-luvun avulla kaavalla 98 (10, s. 10).

$$W_k = \frac{E_{energia,JV}}{\varepsilon}$$

KAAVA 98

$W_k$  = Kompressorin sähköenergian kulutus (kWh)

$E_{energia,JV}$  = Jäteveden sisältämä energia (kWh)

$\varepsilon$  = Lämpöpumpun lämpökerroin

$$W_k = \frac{128,31875kWh}{2,84} = 45,18266kWh$$

Vuorokaudessa lämmöntalteenotolla hyödyksi saatava energia lasketaan kaavalla 99 (37).

$$E_{hyöty} = E_{energia,LV} - (W_k + E_{kulutus,Pump.})$$

KAAVA 99

$E_{hyöty}$  = Hyödyksi saatava energia (kWh)

$E_{energia,LV}$  = Lämmitykseen käytettävä energia (kWh)

$W_k$  = Kompressorin kuluttama energia (kWh)

$E_{kulutus,Pump.}$  = Pumpun kuluttama energia (kWh)

$$E_{hyöty} = 173,5014kWh - (45,18266kWh + 0,864kWh) = 127,4547kWh$$

Lämmöntalteenottolaitteella saadaan vuorokaudessa 46,0466 kWh:n sähkönkulutuksella hyötyä 127,4547 kWh, eli noin 2,77-kertaisesti vuorokautiseen sähkön kulutukseen verrattuna.

## 7 JÄTEVEDEN LÄMMÖNTALTEENOTON VAIKUTUKSET PÄÄSTÖIHIN

Jäteveden lämmöntalteenotto pienentää energiankulutusta yhtä kiinteistöä tarkasteltaessa. Energiankulutuksen vähentyminen ei kuitenkaan välttämättä tarkoita päästöjen vähentymistä kokonaisuutta tarkasteltaessa. Kaupungin tai kunnan sähkön ja lämmön yhteistuotantoaluetta (CHP-alue) tarkasteltaessa ei yksittäinen kiinteistö vaikuta juurikaan kokonaispäästöihin, mutta kiinteistön päästöjä laskettaessa on huomioitava myös CHP-laitoksella syntyvät päästöt. Mikäli jäteveden sisältämää lämpöä otetaan talteen lämpöpumpulla laajalti, vaikuttaa se sähkön tuotannon päästöihin CHP-laitoksella ja jäteveden käsittelyyn sekä sen päästöihin jäteveden puhdistamalla.

### 7.1 Kiinteistön lämmitysenergian CO<sub>2</sub>-päästöt

Kiinteistöjen lämmitysenergian käytön päästöihin lasketaan kiinteistön itsessään tuottamat päästöt, mutta myös kaukolämmitetyn kiinteistön tapauksessa CHP-laitoksen kuin erillisen sähköntuotantolaitoksen päästöt. Tässä työssä mitoitella jäteveden LTO-laitteella saadaan lämmitysenergian säästöä vuorokaudessa 173,5014 kWh kun lisätään sähköenergian käyttöä 46,0466 kWh/d. Päästöjä arvioidessa, ei energian käytön väheneminen välttämättä vaikuta myönteisesti. Lasketaan päästöjen vaikutuksiin esimerkkinä, kuinka LTO-laite vaikuttaa kevyt öljyllä lämmitetyssä kiinteistössä ja kaukolämmitetyssä kiinteistössä. Taulukossa 15 on esitetty CO<sub>2</sub>-päästökertoimet öljylle, sähkölle ja kaukolämmölle. (38, s. 6; 39, s. 11.)

TAULUKKO 15 Päästökertoimet (38, s. 6; 39, s. 11)

	CO <sub>2</sub> -päästökerroin (gCO <sub>2</sub> /kWh)
Kevyt öljy	261
Kaukolämpö	40
Sähkö	680

Öljykattiloiden keskimääräinen hyötysuhde voi olla nykyaikaisilla kattiloilla jopa 95 %, mutta LTO-laite on mitoitettu vuosien 2000 - 2007 kerrostalojen tiedoilla.

2000 - 2007 valmistettujen kattiloiden keskimääräinen hyötysuhde ollut ~85 % (40). Lasketaan öljylämmityksessä syntyvät päästöt jakamalla päästökerroin kattilan hyötysuhteella. (38, s. 6.)

$$\frac{261 \text{ gCO}_2/\text{kWh}}{0,85} = 307,059 \text{ gCO}_2/\text{kWh}$$

Öljykattilassa syntyy käyttöön saatua kilowattia kohden 307,059 g hiilidioksidia. Lasketaan LTO-laitteen tuoma energian säästö vuorokaudessa öljylämmityksen päästöihin kertomalla säästetty energia päästökertoimella (38, s. 6).

$$173,5014 \text{ kWh}/\text{d} * 307,059 \text{ gCO}_2/\text{kWh} = 53\,275,14 \text{ gCO}_2/\text{d} \sim 53,3 \text{ kgCO}_2/\text{d}$$

LTO-laite kuluttaa sähköä toimiessaan. Lopullisen päästömäärän laskemiseksi on vielä määriteltävä lisäsähkön käytöstä tulevat päästöt. Sähkön päästöt lasketaan kertomalla käytetty sähköenergian päästökertoimella (38, s. 6).

$$46,0466 \text{ kWh}/\text{d} * 680 \text{ gCO}_2/\text{kWh} = 31\,311,688 \text{ gCO}_2/\text{d} \sim 31,3 \text{ kgCO}_2/\text{d}$$

Lopullinen vaikutus päästöihin lasketaan vähentämällä säästetystä päästömäärästä lisäsähkön käytön päästöt.

$$53,3 \text{ kgCO}_2/\text{d} - 31,3 \text{ kgCO}_2/\text{d} = 22 \text{ kgCO}_2/\text{d}$$

Öljylämmitteisessä talossa LTO-laite säästää energiaa ~127,5 kWh sekä vähentää ilmaston lämpenemisen vaikutusta ~22 kgCO<sub>2</sub> päivässä. Öljylämmityksen vertailun kohteeksi otetaan kaukolämmitteisen talon kokonaispäästöt LTO-laitteella. Lasketaan ensin kaukolämmitetyn talon vähentyneet päästöt kertomalla säästetty energian päästökertoimella (38, s. 6).

$$173,5014 \text{ kWh}/\text{d} * 40 \text{ gCO}_2/\text{kWh} = 6940,056 \text{ gCO}_2/\text{d} \sim 6,9 \text{ kgCO}_2/\text{d}$$

Sähkön lisääntyneen käytön päästöt lasketaan kertomalla käytetty sähkö energian päästökertoimella (38, s. 6).

$$46,0466 \text{ kWh}/\text{d} * 680 \text{ gCO}_2/\text{kWh} = 31\,311,688 \text{ gCO}_2/\text{d} \sim 31,3 \text{ kgCO}_2/\text{d}$$



Kaukolämmitteisen talon vaikutukset päästöihin lasketaan vähentämällä sähkön tuomat lisäpäästöt vähentyneistä päästöistä.

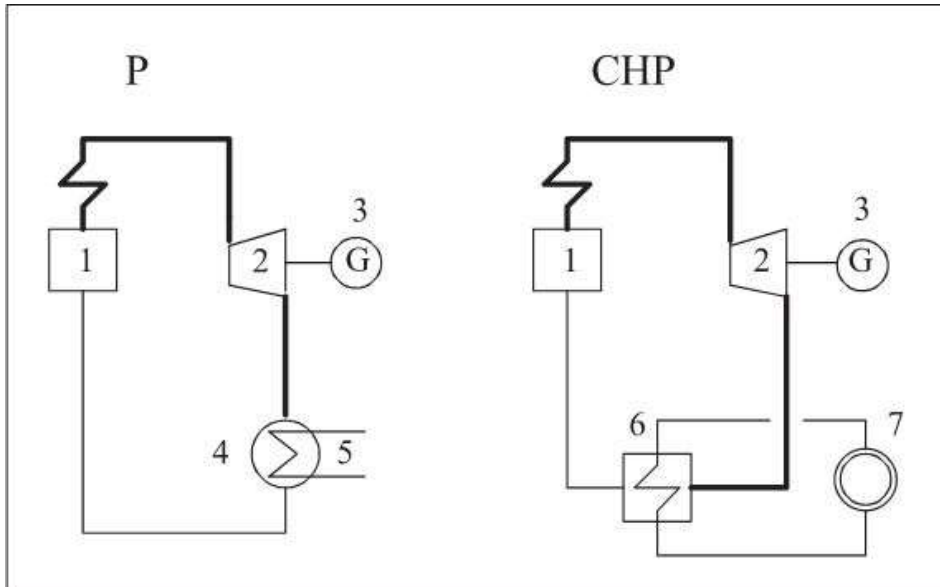
$$6,9 \text{ kgCO}_2/d - 31,3 \text{ kgCO}_2/d = -24,4 \text{ kgCO}_2/d$$

Kaukolämmitteisessä talossa CO<sub>2</sub>-päästöt lisääntyvät 24,4 kgCO<sub>2</sub> päivässä, koska sähkön tuottamisessa syntyvät päästöt ovat reilusti suuremmat kuin kaukolämmön tuotannon. LTO-laitteen hankinta ei ole kannattavaa ympäristön kannalta, ellei laitteen tarvitsemaa sähköä tuoteta kiinteistössä esimerkiksi aurinkopaneeleilla.

## 7.2 CHP-laitos

CHP-laitos on sähköä ja lämpöä tuottava voimalaitos (Combined Heat and Power). Laitoksessa energian lähteellä eli polttoaineella kuumennetaan kattilassa nestemäinen vesi höyryksi. Höyrystyessään veden tilavuus pienenee, mikä aiheuttaa nostetta. Nostetta hyödyntäen höyry johdetaan pyörittämään turbiinia, joka pyörittää generaattoria. Turbiinilla höyry luovuttaa osan energiastaan turbiinin pyörittämiseen ja lauhuu. Höyry ei kuitenkaan kokonaan lauhdu nesteeksi turbiinilla, joten loppu vesihöyry on lauhdutettava nesteeksi ennen sen johtamista takaisin kattilaan höyrystettäväksi. CHP-laitoksessa tätä turbiinilta ns. ylijäänyttä energiaa eli lämpöä lauhdutetaan yleensä siirtimien kautta kaukolämpöverkkoon ja asiakkaiden käyttöön. (41.)

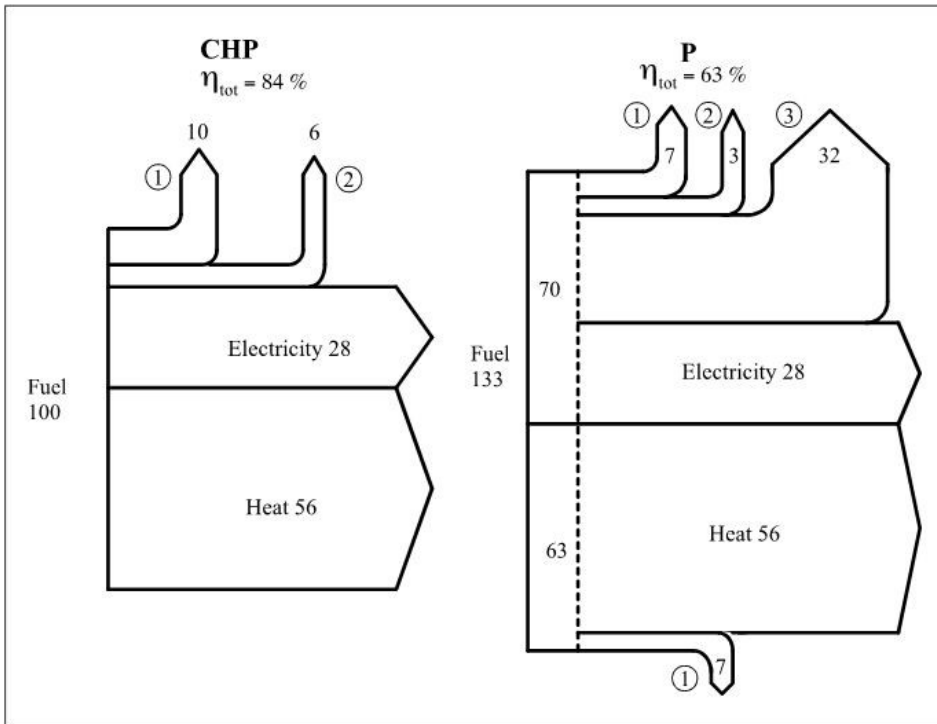
Sähkövoimalaitos toimii samoin periaattein kuin CHP-laitos, mutta generaattoria pyörittävä höyry lauhdutetaan usein meri-, järvi- tai jokiveteen. Tällöin turbiinilla vain hieman lauhtuneen höyryn energia hukataan ja polttoaineesta ei käytetä hyödyksi kaikkea sen sisältämää energiaa. Kuvassa 12 on esitetty yksinkertainen CHP- ja sähkövoimalaitoksen (P) kytkentäperiaate. (42, s. 13.)



KUVA 12. Yksinkertaistettu CHP- ja P-laitoksen kytkentäperiaate (42, s. 13)

1. Höyrykattila
2. Turbiini
3. Generaattori
4. Lauhdutin
5. Lauhduttimen jäähdytysvesi
6. Kaukolämpösiirrin
7. Kaukolämpöverkosto

Lämpöpumpulla jätevedestä laajalti lämpöä talteen otettaessa lisätään CHP-alueella sähkön tuotantoa ja vähennetään lämmön tarvetta. Tämä aiheuttaa CHP-laitoksella ongelmia höyryn lauhduttamisessa, kun kaukolämpöverkossa ei ole yhtä suurta tarvetta lauhdelämmölle kuin on sähköverkossa laitoksen tuottamalle sähkölle. Jos höyryä ei voida lauhduttaa kaukolämpöverkkoon, on energia hukattava esimerkiksi vesistöön tai rakennettava jäähdytystorneja. Tällöin polttoaineesta saadusta energiasta ei suurta osaa käytetä hyödyksi ja aiheutetaan turhaan CO<sub>2</sub>-päästöjä alueelle. Kuvassa 13 on esitetty yhdistetyn sähkön- ja lämpötuotantolaitoksen (CHP-laitos) sekä erillisten sähkö- ja lämpötuotantolaitosten (P-laitos) energian hyödyntämismääriä suhteessa toisiinsa. (42, s. 14.)

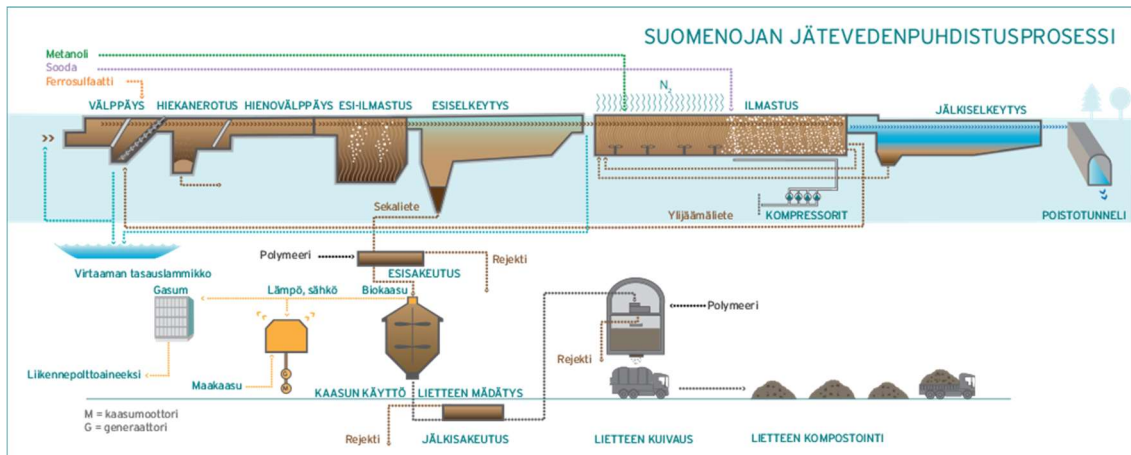


KUVA 13. CHP- ja P-laitosten polttoaineen energian käyttö (42, s. 14)

1. Kattilahäviöt
2. Sähkön tuotantohäviöt
3. Sähkön tuotannon lauhdutushäviöt

### 7.3 Jäteveden puhdistamo

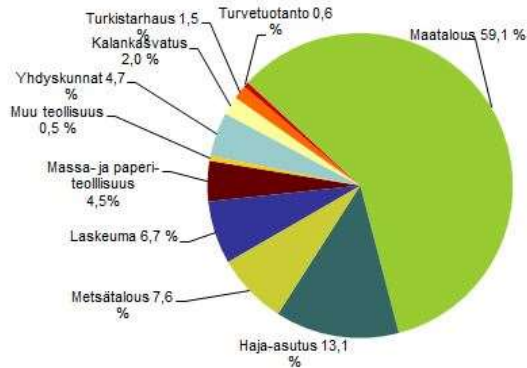
Kiinteistöjen jätevedet johdetaan lopuksi yhteen pääviemäriin, joka johtaa jäteveden puhdistamoon. Puhdistamalla jäteveden puhdistus voidaan yksinkertaistaa jakamalla se kolmeen eri menetelmään, mekaaniseen, kemialliseen ja biologiseen puhdistukseen. Jäteveden puhdistuslaitoksen ja sen lopputuotteen päästöjä ohjataan lailla, laitoskohtaisilla luvilla sekä säännöllisellä tarkkailulla. Kuvassa 14 on esitetty Espoon Suomenojan jätevedenpuhdistusprosessi. (43.)



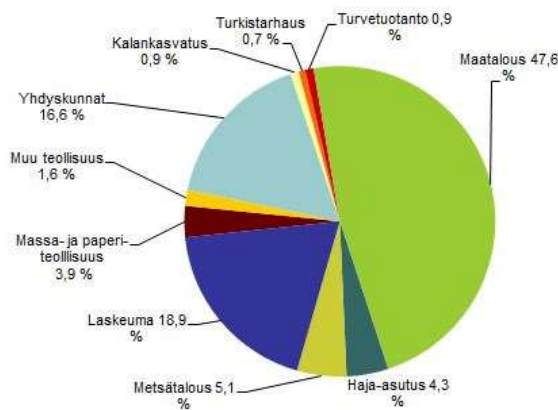
KUVA 14. Espoon Suomenojan jätevedenpuhdistusprosessi (43)

Puhdistamolle saapuvan jäteveden sisältöön ja lämpötilaan vaikuttavat suurimaksi osaksi alueella vallitseva asuntomuoto, teollisuus, maatalous, viemäriverkoston kunto ja vuodenaika. Kuvassa 15 on esitetty vesistöjen fosfori- ja typpi-kuormituksen lähteitä. (44.)

#### Fosforipäästölähteet



#### Typipäästölähteet



KUVA 15. Vesistöjen fosfori- ja typpi-kuormituksen lähteitä (43)

Jäteveden lämpötilan laskulla on suurin vaikutus kemialliseen ja biologiseen puhdistusprosessiin. Kemiallisessa ja biologisessa prosessissa poistetaan jätevedestä pääasiassa fosfori, typpi ja lukuisia muita eloperäisiä aineita, jotka kulluttavat vesistöjen happea. (44.)

Kemiallisessa prosessissa jäteveteen lisätään eri kemikaaleja, jotka reagoivat saostamalla eri eloperäisiä aineita ja fosfaattia (45, s. 8). Lämpötila vaikuttaa saostuksessa suolojen liukoisuuteen ja absorptioon voimakkuuteen. Parhaimmat tulokset fosfaattien poistosta saostamalla on saatu 40 °C:n lämpötilassa. Lämpötilalla on vaikutusta ferrosulfaatin saostumiseen fosforin kanssa. Yleisesti käytössä oleva ferrosulfaatti laskee veden lämpötilaa voimakkaasti sitoessaan lämpöä itseensä. Mikäli lämpötila laskee liian alas, voi vedestä tulla ylikylläistä liuosta. Liuoksen ollessa ylikylläistä kiteytyy ferrosulfaatti ja liukenee tämän jälkeen huonosti uudelleen. (46.)

Biologisessa prosessissa poistetaan jätevedestä bakteerien avulla eloperäisiä aineita ja typpeä lisäämällä veteen ilmaa ja happea (45, s. 8). Lämpötilan lasku prosessissa vaikeuttaa erityisesti typen poistoa. Yleisimmässä biologisessa prosessissa poistettaessa typpeä on ihanne lämpötila 30 - 35 °C, jolloin nitrifikaatiobakteerit kasvavat parhaiten. Lämpötilan laskiessa 5 - 10 °C:seen hidastuu bakteerien kasvu reilusti ja ilmastustilavuutta tarvitaan jopa nelinkertaisesti (47, s. 11).

## 8 YHTEENVETO

Työssä oli tavoitteena suunnitella toimiva järjestelmä jäteveden lämmöntalteenottoon ja sen hyödyntämiseen käyttöveden lämmityksessä. Työssä mitoitettiin kaksi erilaista höyrystintä, koska ensimmäisen LTO-höyrystimen todettiin olevan kokoluokaltaan liian suuri asuinrakennukseen. Lämpöpumpulla toimivan LTO-laitteen lisäksi käyttöveden lämmitykselle on suositeltavaa olla myös toinen lämmitysmuoto. Tällä varmistetaan lämpöenergian riittävyys käyttöhuippujen aikana, kuin myös huollon ja mahdollisten laiterikkojen aikana. Käytännöllisintä olisi yhdistää jäteveden LTO rakennuksen lämmitysverkkoon, jotta se vähentäisi kuormitusta pääasialliselta lämmitykseltä.

Jäteveden lämmöntalteenotto vaikuttaa päästöihin CHP-alueella kielteisesti, ellei siitä saatavaa energiaa hyödynnetä kaukolämmön lämmönsiirtohäviöiden kattamiseen tai jäteveden puhdistamon tuloveden lämmitykseen. Alueilla missä ei ole sähkön ja lämmön yhteistuotantoa, on vaikutus päästöihin kuitenkin myönteinen. Tällöin myös ollaan usein kaukana jäteveden puhdistamosta, joten jätevesi ehtii jäähtyä ilmankin LTO:ta ja vaikutus puhdistamon päästöihin ei ole merkittävä. Jäteveden LTO-laitteen vaikutukset päästöihin kuitenkin vaihtelevat riippuen käytettävästä lämmitysjärjestelmästä ja energian tarpeesta, joten suositeltavaa on määrittää jokaiselle kohteelle päästövaikutukset erikseen.

Työtä tehtäessä käytettiin paljon oletuksia ja laskennassa käytettiin oletettua mitoitustilannetta. Käytännössä lämpötilat ovat muuttuvia ja energiatarve on vaihtelevaa, joten hyödyksi saatavan energian määrä ja päästövaikutukset ovat vain suuntaa antavia.

## LÄHTEET

1. Niskala, Mikko 2014. T660405 Vesi ja viemäritekniikka, luennot 5 op. Opin-  
tojakson oppimateriaali keväällä 2014. Oulu: Oulun ammattikorkeakoulu,  
tekniikan yksikkö.
2. Jätevesikuormituksen vähentäminen. 2016. Ympäristöhallinto. Saatavissa:  
[http://www.ymparisto.fi/fi-FI/Rakentaminen/Rakennushanke/Talotekni-  
set\\_jarjestelmat\\_LVI/Kiinteiston\\_jatevesien\\_kasittely/Syventavaa tie-  
toa/Puhdistamosivusto\\_jatevesien\\_kasittelymenetelmista/Jatevesikuormituk-  
sen\\_vahentaminen](http://www.ymparisto.fi/fi-FI/Rakentaminen/Rakennushanke/Talotekni-<br/>set_jarjestelmat_LVI/Kiinteiston_jatevesien_kasittely/Syventavaa_tie-<br/>toa/Puhdistamosivusto_jatevesien_kasittelymenetelmista/Jatevesikuormituk-<br/>sen_vahentaminen). Hakupäivä 21.4.2016.
3. Rakennusten energiatehokkuutta ohjaavat direktiivit. Rakennusteollisuus.  
Saatavissa: [https://www.rakennusteollisuus.fi/Tietoa-alasta/Ilmasto-ympa-  
risto-ja-energia/Ilmasto--ja-energiapolitiikka/Energiatehokkuus-suunnittelu-  
vaiheessa/](https://www.rakennusteollisuus.fi/Tietoa-alasta/Ilmasto-ympa-<br/>risto-ja-energia/Ilmasto--ja-energiapolitiikka/Energiatehokkuus-suunnittelu-<br/>vaiheessa/). Hakupäivä 17.4.2016.
4. Puhtaampaa lämpöä jopa jätevedestä. 2017. Fortum Oyj. Saatavissa:  
[http://www.fortum.com/countries/fi/lampo/tulevaisuuden-lampo/suomen-  
oja/pages/default.aspx](http://www.fortum.com/countries/fi/lampo/tulevaisuuden-lampo/suomen-<br/>oja/pages/default.aspx). Hakupäivä 14.4.2017.
5. Lämpöpumppulaitos. 2016. Turun seudun puhdistamo Oy. Saatavissa:  
<http://www.turunseudunpuhdistamo.fi/lampopumppulaitos>. Hakupäivä  
[22.4.2017](http://www.turunseudunpuhdistamo.fi/lampopumppulaitos).
6. Ecowec-hybridivaihdin. Wacenco Oy. Saatavilla: [http://wasenco.com/eco-  
wec-hybridivaihdin\\_ottaa\\_lammon\\_talteen\\_jatevedesta/](http://wasenco.com/eco-<br/>wec-hybridivaihdin_ottaa_lammon_talteen_jatevedesta/). Hakupäivä  
17.4.2016.
7. Harmaanveden lämmön talteenotto. Suomen Energiapalvelut Oy. Saatavilla:  
[http://www.suomenenergiapalvelut.fi/index.php/varaajat/harmaanveden-lam-  
mon-talteenotto](http://www.suomenenergiapalvelut.fi/index.php/varaajat/harmaanveden-lam-<br/>mon-talteenotto). Hakupäivä 17.4.2016.
8. D1 (2007). 2007. Kiinteistöjen vesi- ja viemärlaitteistot, määräykset ja ohjeet  
2007. D1 Suomen rakentamismääräyskokoelma. Helsinki: Ympäristöminis-

- teriö, rakennetun ympäristön osasto. Saatavissa: [http://www.ym.fi/fi-fi/maankaytto\\_ja\\_rakentaminen/lainsaadanto\\_ja\\_ohjeet/rakentamismaarayskoelma](http://www.ym.fi/fi-fi/maankaytto_ja_rakentaminen/lainsaadanto_ja_ohjeet/rakentamismaarayskoelma). Hakupäivä 17.4.2016.
9. Miksi kulutustason seuranta ei riitä. 2016. Envera Oy. Saatavilla: <https://fiksuvesi.fi/blogi/miksi-tuntitason-kulutusseuranta-ei-riita/>. Hakupäivä 6.4.2017.
10. Hakala, Pertti – Kaappola, Esko 2013. Kylmälaitosten suunnittelu. Helsinki. Opetushallitus.
11. Tilastokeskuksen PX-Web-tietokannat. 2016. Tilastokeskus. Saatavissa: <http://pxnet2.stat.fi/PXWeb/pxweb/fi/StatFin/?rxid=540ec5da-df48-4dfc-b0aa-91596d85a8c7>. Hakupäivä 23.4.2016.
12. Rakennusten vesijohdot ja viemärit. 1987. Käsikirja 7.painos. Helsinki. Suomen kunnallistekninen yhdistys.
13. Tekniikan kaavasto. 2012. Tampere: Tammertekniikka Oy.
14. RIL 237-2-2010 Vesihuoltoverkkojen suunnittelu - Mitoitus ja suunnittelu. 2010. Helsinki: Suomen Rakennusinsinöörien Liitto RIL ry.
15. Niskala, Mikko 2015. T670403 Kylmäteknikka 1, luennot 3 op. Opintojakson oppimateriaali syksyllä 2015. Oulu: Oulun ammattikorkeakoulu, tekniikan yksikkö.
16. Teollisuuskaasut R134a. 2017. Oy Aga Ab. Saatavissa: [http://www.aga.fi/fi/products\\_ren/refrigerants/hfc\\_gases/r134a/index.html](http://www.aga.fi/fi/products_ren/refrigerants/hfc_gases/r134a/index.html). Hakupäivä 13.4.2017.
17. Laitinen, Ari – Rämä, Miika – Airaksinen, Miimu 2016. Jäähdytyksen teknologiset ratkaisut. Energiateollisuus ry. Saatavissa: [http://energia.fi/files/1359/Jaahdytysteknologiaselvitys\\_VTT\\_221216.pdf](http://energia.fi/files/1359/Jaahdytysteknologiaselvitys_VTT_221216.pdf). Hakupäivä 13.4.2017.
18. Rakennusten vesijohdot ja viemärit. 1987. Käsikirja 7. painos. Helsinki: Suomen kunnallistekninen yhdistys.



19. Mäkelä, Veli-Matti 2014. T630303 Lämmönsiirtotekniikka, luennot 3 op. Opintojakson oppimateriaali syksyllä 2014. Oulu: Oulun ammattikorkeakoulu, tekniikan yksikkö.
20. Ylikunnari, Jukka 2014. T630203 Virtaustekniikka, luennot 3 op. Opintojakson oppimateriaali keväällä 2014. Oulu: Oulun ammattikorkeakoulu, tekniikan yksikkö.
21. C4 (2003). 2003. Lämmöneristys, ohjeet 2003. C4 Suomen rakentamismääräyskokoelma. Helsinki: Ympäristöministeriö, rakennetun ympäristön osasto. Saatavissa: [http://www.ym.fi/fi-FI/Maankaytto\\_ja\\_rakentaminen/Lainsaadanto\\_ja\\_ohjeet/Rakentamismaarayskokoelma/Energiatehokkuus](http://www.ym.fi/fi-FI/Maankaytto_ja_rakentaminen/Lainsaadanto_ja_ohjeet/Rakentamismaarayskokoelma/Energiatehokkuus). Hakupäivä 22.1.2017.
22. Aittomäki, Antero 2012. Kylmätekniikka. 4.painos. Helsinki. Suomen kylmäyhdistys ry.
23. RT 38465 2013. Tarvike tieto. Kupariputket. Rakennustieto Oy. Saatavissa: <https://www.rakennustieto.fi/kortistot/rt/kortit/38465.html.stx> (vaatii käyttäjälisenssin). Hakupäivä 30.1.2017.
24. PVC-muovista valmistettu sileäpintainen maaviemärijärjestelmä. 2009. Uponor Oy. Saatavissa: <https://www.uponor.fi/handler/directdownload.ashx?did=ADF38A5A13A94B2096E8282FF7942BBB>. Hakupäivä 31.1.2017.
25. TalotekniikkaRYL 2002. 2002. Talotekniikan rakentamisen yleiset laatuvaatimukset 2002 osa 1. Rakennustieto Oy. Saatavissa: <https://www.rakennustieto.fi/bin/get/id/5guoZSL5w%3A%2447%24L10355%2446%24pdf.0.0.5gunJ4yOi%3A%2447%24handlers%2447%24net%2447%24statics%2495%24download%2495%24pdf%2446%24stato.5gv06pzjY%3AC1-LVI8599/L10355.pdf> (vaatii käyttäjälisenssin). Hakupäivä 26.1.2017.
26. Mourujärvi, Juho 2017. Projektitutkija, Oulun Yliopisto. Haastattelu 24.1.2017.

27. Supra 316L/4404. 2015. Outokumpu Oy. Saatavissa: <http://steelfinder.outokumpu.com/Properties/GradeDetail.aspx?OKGrade=4404&Category=Supra>. Hakupäivä 26.1.2017.
28. LVI 23-10222 1993. Pumppaamot. Ohjekortti. Helsinki: Rakennustieto Oy.
29. Grundfoss pumppuakatemia, pumppaamosuunnittelun perusteet. Grundfos Oy. Saatavissa: <http://www.oamk.fi/~mohamedamateriaali16/Rat3V/Pumppaamosuunnittelun%20perusteet.pdf>. Hakupäivä: 19.1.2017.
30. Niskala, Mikko 2013. T660104 Lämmitystekniikka 1, luennot 4 op. Opintojakson oppimateriaali keväällä 2013. Oulu: Oulun ammattikorkeakoulu, tekniikan yksikkö.
31. Ylikunnari, Jukka 2013. T630103 Termodynamiikka, luennot 3 op. Opintojakson oppimateriaali syksyllä 2013. Oulu: Oulun ammattikorkeakoulu, tekniikan yksikkö.
32. SFS 3977 2008. Putki-, säiliö- ja laite-eristykset. Mitoitus. Helsinki: Suomen standardisoimisliitto SFS.
33. Niskala, Mikko 2015. T670504 Kylmätekniikka 2, luennot 4 op. Opintojakson oppimateriaali syksyllä 2015. Oulu: Oulun ammattikorkeakoulu, tekniikan yksikkö.
34. Sihvo, Liisa (toim.) 1969. Tekniikan käsikirja: 4, Sähkötekniikka, voimalaitos- ja lämpötekniikka. Kahdeksas, uusittu ja lisätty painos. Jyväskylä: Gummerus kirjapaino Oy.
35. Levylämmönvaihdin ja kierukka. Jodat Ympäristöenergia Oy. Saatavissa: <http://www.energiakauppa.com/Levylaemmoenvaihdin-kierukka>. Hakupäivä 2.4.2017.
36. Niskala, Mikko 2017. Välillisen järjestelmän putkistovarusteet. Koulutuspäivien esitysmateriaali 2017. Oulu: Suomen Kylmäyhdistys ry

37. Kimari, Pirjo 2014. T630403 Rakennusten energiatalous, luennot 3 op. Opintojakson oppimateriaali syksyllä 2014. Oulu: Oulun ammattikorkeakoulu, tekniikan yksikkö.
38. Hippinen, Ilkka – Suomi, Ulla 2012. Yhteenvetojen CO<sub>2</sub>-päästöjen laskentaohjeistus sekä käytettävät CO<sub>2</sub>-päästökertoimet. Helsinki: Motiva Oy. Saatavissa: [https://www.motiva.fi/files/10239/CO2-laskentaohje\\_Yhteenvedot.pdf](https://www.motiva.fi/files/10239/CO2-laskentaohje_Yhteenvedot.pdf). Hakupäivä: 2.5.2017.
39. Rinne, Samuli – Syri, Sanna 2013. Lämpöpumput ja kaukolämpö energijärjestelmässä, Suomen ilmastopaneeli raportti 3/2013. Espoo: Aalto Yliopisto. Saatavissa: [http://www.ilmastopaneeli.fi/uploads/selvitykset\\_lausunnot/L%C3%A4mp%C3%B6pumput%20ja%20kaukol%C3%A4mp%C3%B6%20energija%C3%A4rjestelm%C3%A4ss%C3%A4\\_29-1-2013.pdf](http://www.ilmastopaneeli.fi/uploads/selvitykset_lausunnot/L%C3%A4mp%C3%B6pumput%20ja%20kaukol%C3%A4mp%C3%B6%20energija%C3%A4rjestelm%C3%A4ss%C3%A4_29-1-2013.pdf). Hakupäivä 6.5.2017
40. Öljylämmitysjärjestelmän energiatehokkuus. 2016. Öljyalan palvelukeskus. Saatavissa: <http://www.oljylammitys.fi/energiatehokkuus/oljylammitysjarjestelman-energiatehokkuus>. Hakupäivä: 06.05.2017.
41. Mäkelä, Veli-Matti 2015. T621206 Kaukolämmitys, luennot 6 op. Opintojakson oppimateriaali syksyllä 2015. Oulu: Oulun ammattikorkeakoulu, tekniikan yksikkö.
42. Mäkelä, Veli-Matti – Tuunanen, Jarmo 2015. Suomalainen kaukolämmitys. Mikkeli: Mikkelin Ammattikorkeakoulu.
43. Puhdistamme jätevedet tehokkaasti. 2016. HSY. Saatavissa: <https://www.hsy.fi/fi/asiantuntijalle/vesihuolto/jatevedenpuhdistus/Sivut/default.aspx>. Hakupäivä 17.11.2016.
44. Vesistöjen ravinnekuormitus ja luonnon huuhtouma. 2017. Ympäristöhallinto. Saatavissa: [http://www.ymparisto.fi/fi-FI/Kartat\\_ja\\_tilastot/Vesistojen\\_ravinnekuormitus\\_ja\\_luonnon\\_huuhtouma](http://www.ymparisto.fi/fi-FI/Kartat_ja_tilastot/Vesistojen_ravinnekuormitus_ja_luonnon_huuhtouma). Hakupäivä 6.4.2017.

45. Peltö-Huikko, Aino – Vieno, Niina 2009. Vesikoulu. Tietopaketti jätevedestä, sen puhdistuksesta ja ympäristövaikutuksista Suomessa. Rauma: Vesi-instituutti WANDER/Prizztech Oy.
46. Winter, Riitta 2014. T070103 Kemia, luennot 3 op. Opintojakson oppimateriaali keväällä 2014. Oulu: Oulun ammattikorkeakoulu, tekniikan yksikkö.
47. Rantanen, Pirjo – Aurola, Anne-Mari – Hakkila, Kirsi – Hernesmaa, Anne – Jørgensen, Kirsten – Laukkanen, Risto – Melasniemi, Hannes – Meriluoto, Jukka – Nikander, Sami – Peltonen, Markku – Renko, Esa – Valve, Matti – Pauli, Anneli 1999. Biologisen fosforin- ja typenpoiston tehokkuus, prosessiohjaus ja mikrobiologia. Helsinki: Suomen Ympäristökeskus.

## LIITTEET

Liite 1 Lauhdutin - Danfoss - Micro Plate Heat Exchanger: D118-H-14

Liite 2 Kompressori - BITZER Ecoline 4CES-6Y-40S

Liite 3 Paisuntaventtiili - Danfoss TGE 10-8

Liite 4 Nestevaraaja - Arctest ATV-40 mittapiirros

Liite 5 Varoventtiili - Henry Technologies pressure relief valves

Liite 6 Höyrystymispaineen säädin - Danfoss KVP 35

Liite 7 Dimensioton konduktanssi

Liite 8 Moodyn käyrä

Liite 9 Pumppu - Grunfos ALPHA2 L 25-40

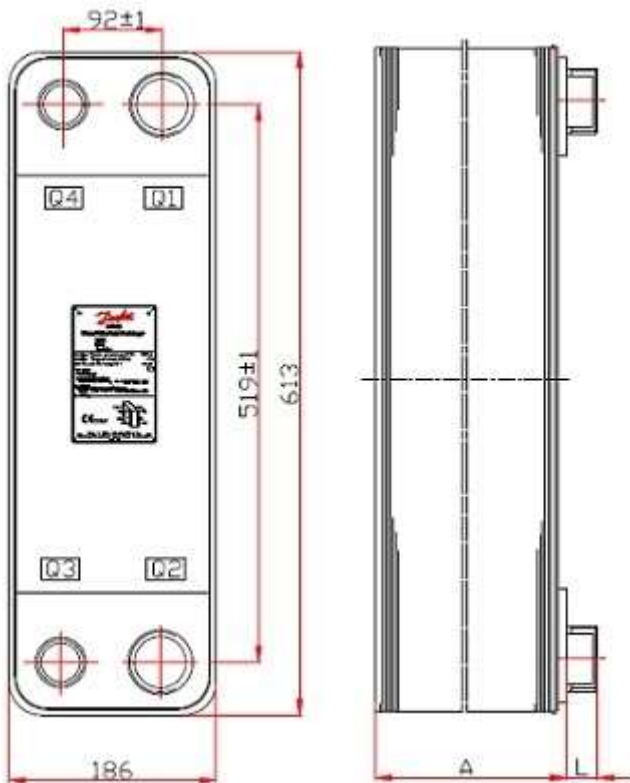
Liite 10 Kalvopaisuntasäiliö - Reflex N8

Liite 11 Varoventtiili - Oras 4300 DN15


Liite 12 PI-kaavio



D118-H-14



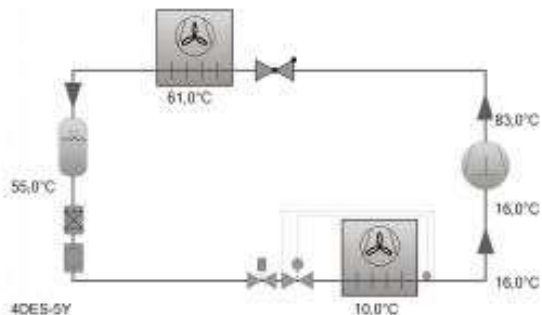
Number of plates	14
A (mm)	33,1
L (mm)	25,0
Weight (kg)	9,58
Channel volume (L)	Q1 Q2 side: 0,910 / Q3 Q4 side: 0,780
Design Pressure(Max) (bar)	30
Design Temp. (Max/Min) (°C)	-196 / +200
Solder connections(Max):	2_1/8
External threaded(Max):	2

	BITZER Software v6.6.0 rev1735	26.02.2017 / All data subject to change.	4 / 8
---	--------------------------------	--	-------

**Compressor Selection: Semi-hermetic Reciprocating Compressors**

**Input Values**

Cooling capacity	16,85 kW
Mode	Refrigeration and Air conditioning
Refrigerant	R134a
Reference temperature	Dew point temp.
Evaporating SST	10,00 °C
Condensing SDT	61,0 °C
Liq. temp. (after condenser)	55,0 °C
Suction gas temperature	16,00 °C
Operating mode	Auto
Power supply	400V-3-50Hz
Capacity Control	100%
Useful superheat	100%

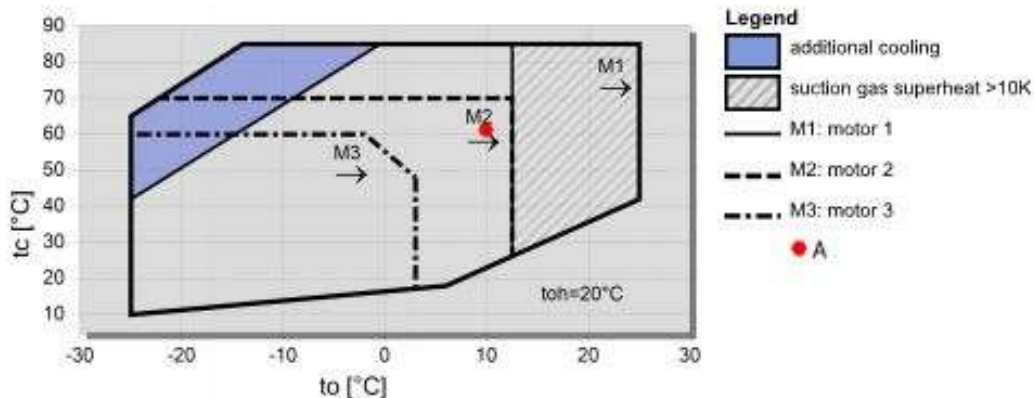


**Result**


Compressor	4DES-5Y-40S	4CES-6Y-40S
Capacity steps	100%	100%
Cooling capacity	15,53 kW	19,19 kW
Cooling capacity *	14,55 kW	17,98 kW
Evaporator capacity	15,53 kW	19,19 kW
Power input	5,52 kW	6,76 kW
Current (400V)	9,64 A	11,87 A
Voltage range	380-420V	380-420V
Condenser Capacity	21,1 kW	26,0 kW
COP/EER	2,81	2,84
COP/EER *	2,64	2,66
Mass flow	431 kg/h	533 kg/h
Operating mode	Standard	Standard
Discharge gas temp. w/o cooling	83,0 °C	82,7 °C

\*According to EN12900 (20°C suction gas temp., 0K liquid subcooling)

**Application Limits 100%**

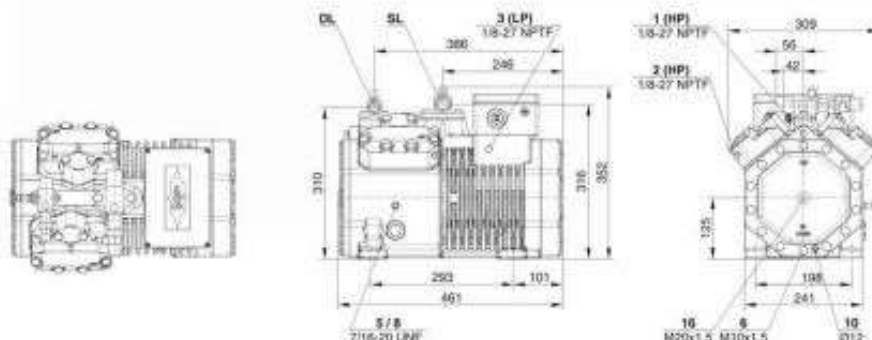




	BITZER Software v6.6.0 rev1735	26.02.2017 / All data subject to change.
5 / 8		

### Technical Data: 4CES-6Y

#### Dimensions and Connections



#### Technical Data

##### Technical Data

Displacement (1450 RPM 50Hz)	32,48 m3/h
Displacement (1750 RPM 60Hz)	39,20 m3/h
No. of cylinder x bore x stroke	4 x 55 mm x 39,3 mm
Weight	90,5 kg
Max. pressure (LP/HP)	19 / 32bar
Connection suction line	28 mm - 1 1/8"
Connection discharge line	22 mm - 7/8"
Oil type R134a/R407C/R404A/R507A/R407A/R407F	BSE32(Standard) / R134a tc>70°C: BSE55 (Option)
Oil type R22 (R12/R502)	B5.2 (Option)

##### Motor data

Motor version	2
Motor voltage (more on request)	380-420V -50Hz
Max operating current	17,7 A
Starting current (Rotor locked)	82,4 A
Max. Power input	9,7 kW

##### Extent of delivery (Standard)

Motor protection	SE-B1
Enclosure class	IP65
Vibration dampers	Standard
Oil charge	2,00 dm <sup>3</sup>

##### Available Options

Discharge gas temperature sensor	Option
Capacity control	100-50% (Option)
Capacity Control - infinite	100-10% (Option)
Additional fan	Option
Crankcase heater	0..120 W PTC (Option)
Oil level monitoring	OLC-K1 (Option)

##### Sound measurement

Sound power level (-10°C / 45°C)	74,1dB(A) @ 50Hz
Sound power level (-35°C / 40°C)	76,5 dB(A) @ 50Hz
Sound pressure level @ 1m (-10°C / 45°C)	66,11dB(A) @ 50Hz
Sound pressure level @ 1m (-35°C / 40°C)	68,5 dB(A) @ 50Hz

## Coolselector2



Project information	
Project name:	
Comments:	
Created by:	
Coolselector2 version:	2.0.1. Tietokanta: 14.15.1.7
Printed:	Tiistai 28. Helmikuu 2017
Preferences used:	Kaikki sovellukset

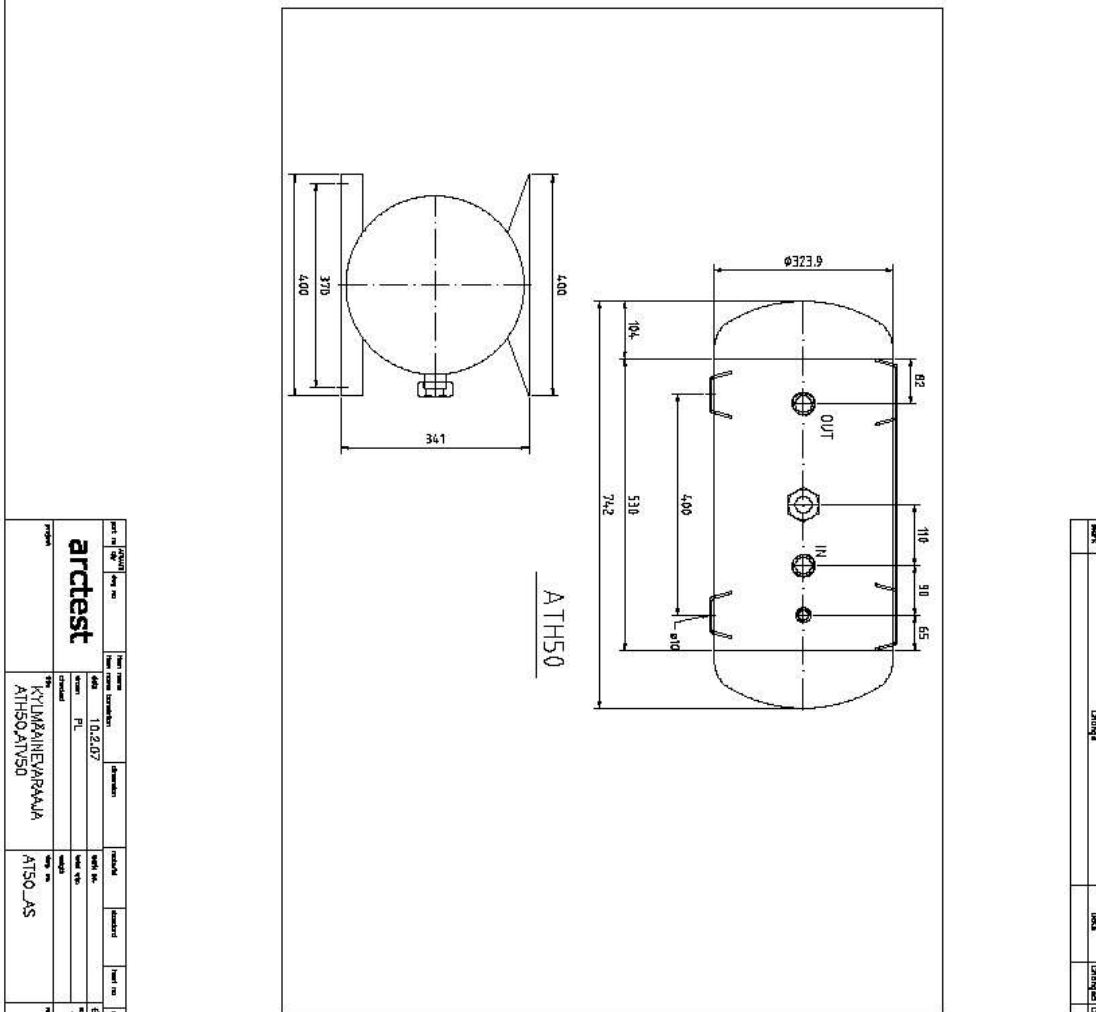
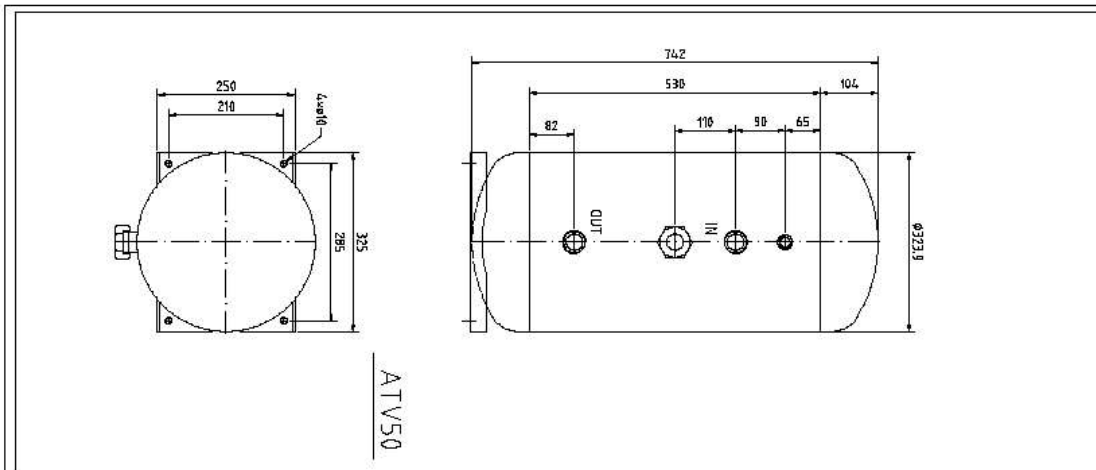
### TXV: TXV 1

Käyttöolosuhteet			
Refrigerant:	R134a	Mass flow in line:	0,1312 kg/s
Jäähdytysteho:	16660 W	Lämmitysteho:	22160 W
Höyrystyslämpötila:	283 K	Lauhtumislämpötila:	333 K
Evaporating pressure:	412600 Pa	Condensing pressure:	1675000 Pa
Hyödynnettävä tulistus:	8,0 K	Alijäähdytys:	2,0 K
Lisätulistus:	0 K	Lisäalijäähdytys:	0 K
Discharge temperature:	354 K		
System and line:	<i>Kuivahöyrysteininen järjestelmä. Nesteputki</i>		
Selection criteria:	<i>Load: 100 %. Distributor pressure drop: 0 Pa</i>		

### Valinta: TGE 10 - 8



Type	TGE 10 - 4	TGE 10 - 6	TGE 10 - 8	TGE 10 - 9	TGE 10 - 11
NS	12,7	12,7	12,7	12,7	12,7
Alue	N	N	N	N	N
Nominal capacity [W]	9429	13800	16440	21690	27610
Minimiteho [W]	2357	3450	4609	5423	6901
Kuorma [%]	177	121	90	77	60
Paine-ero [Pa]	1263000	1263000	1263000	1263000	1263000
Nopeus, sisään [m/s]	1,51	1,51	1,51	1,51	1,51



Arkkitehti	Arkkitehti	Arkkitehti	Arkkitehti

Projekti	Arkkitehti	Arkkitehti	Arkkitehti	Arkkitehti	Arkkitehti	Arkkitehti
arctest	10.2.037					
KYLMÄNNEVARAAJA						
ATH50, ATV50						
ATSO_LAS						
1:5						

PRESSURE RELIEF VALVES



Part No	Valve Capacity Ratings (kg Air/min) @ 20°C							
	Standard Pressure setting (barg)							
	10.3	14	16.2	20.7	24.1	24.8	27.6	31
*526E-CE	N/A	3	3.4	4.4	5	5.1	5.8	6.5
*5230A-CE	N/A	4.9	5.8	7.3	8.4	8.6	9.6	10.8
*5231A-CE								
*5231B-CE								
5232A-CE	8.4	11.5	12.7	16	18.6	19.1	21.2	23.9
5240-CE								
5242-CE								
5340-CE								
5342-CE								
5244-CE	15.1	20.7	23	29	33.6	34.5	38.2	42.8
5344-CE								
5344A-CE								
5246-CE	26.5	34.5	40.2	50.7	58.8	60.5	66.9	75.0
5346-CE								
5346-CE								

\*Minimum set pressure is 14 barg.

Performance data

The valve discharge capacities are presented in the table for standard pressure settings.

For other pressure settings, the capacity can be determined by using a standard pressure setting as a basis.

Example:

The 526E valve capacity is required for a pressure setting of 15 barg.

$$\text{Capacity (new setting)} = \left( \frac{P \text{ (new setting)} + 1.013}{P \text{ (std setting)} + 1.013} \right)^2 \times \text{Capacity (std setting)}$$

In this case, the most convenient standard pressure set to use is 14 barg.

$$\text{Capacity (15 barg)} = \left( \frac{15 + 1.013}{14 + 1.013} \right)^2 \times 3.0 = \left( \frac{16.013}{15.013} \right)^2 \times 3.0 = 3.2 \text{ kg/min of air}$$

All capacities are shown in kg/min of air @ 20°C. Air is used as a reference medium.

To convert from air to refrigerant capacity, the following formula can be used:-

$$W_r = \frac{W_{air}}{r_w}$$

Where:-

- W<sub>r</sub> = Mass flow of refrigerant, kg/min
- W<sub>air</sub> = Mass flow of air, kg/min
- r<sub>w</sub> = Conversion factor

For simplicity, r<sub>w</sub> factors are presented for a number of common refrigerants. Using these factors will give an approximate solution. If a high degree of accuracy is required, the user should consult reference (1). This reference details a formula for the r<sub>w</sub> factor.

Refrigerant	Conversion factor, r <sub>w</sub>
R22	0.61
R134a	0.57
R404A	0.59
R407C	0.62
R410A	0.67
R717	1.33

Current European Refrigeration Standards do not use air capacity for valve selection. To suit some users Henry Technologies has however included this information.

In line with current European standards, an alternative approach is recommended by Henry Technologies. Flow capacity is calculated using the valve flow area, A, and the de-rated coefficient of discharge, K<sub>d</sub>. These parameters are listed in the Dimension Tables.

## Coolselector2



Project information	
Project name:	
Comments:	
Created by:	
Coolselector2 version:	2.0.1. Tietokanta: 14.15.1.7
Printed:	Sunnuntai 28. Maaliskuu 2017
Preferences used:	Kaikki sovellukset

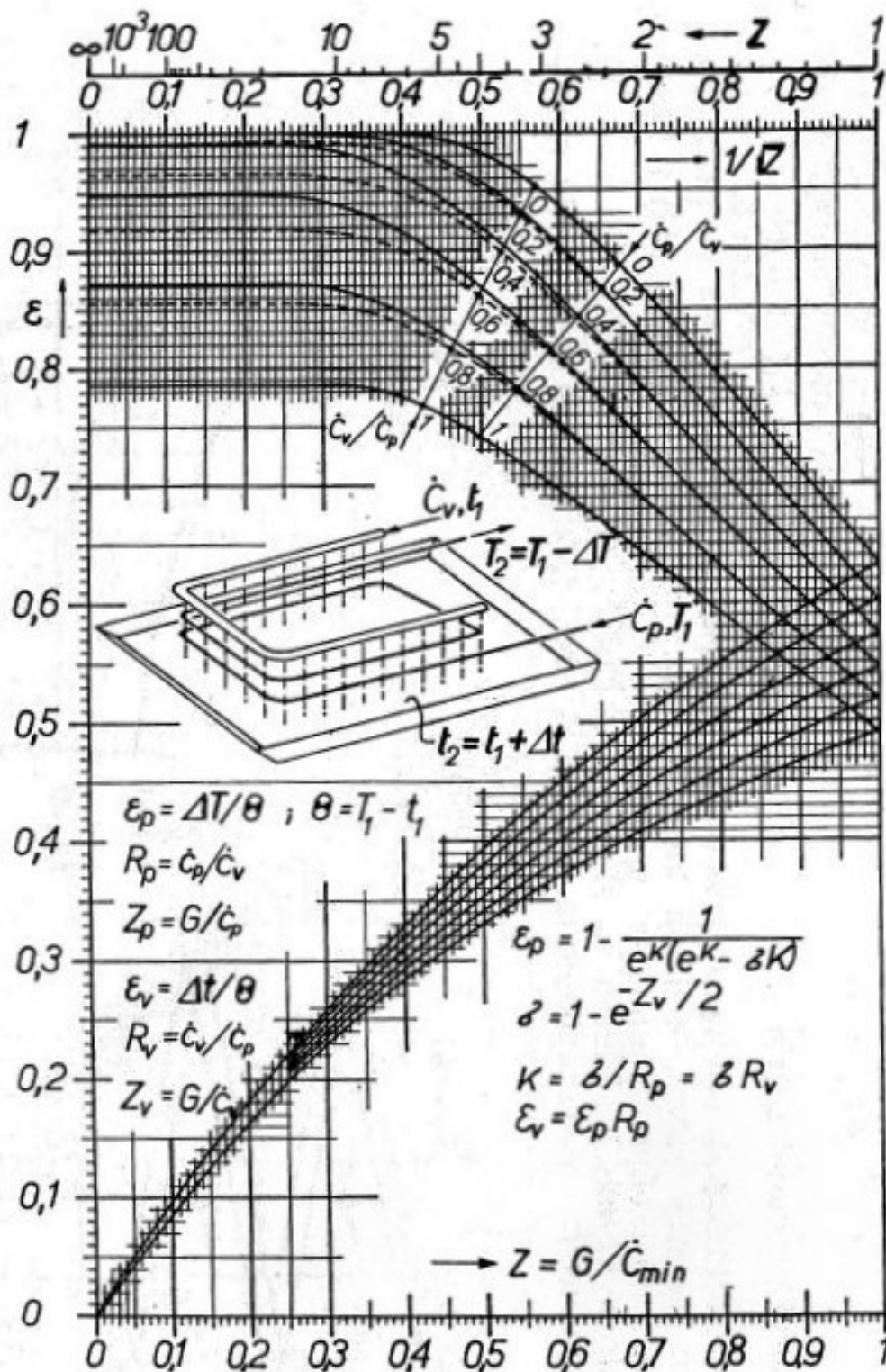
## Control valve: Control valve 1

Käyttöolosuhteet			
Refrigerant:	R134a	Mass flow in line:	0,1312 kg/s
Jäähdytysteho:	16900 W	Lämmitysteho:	22300 W
Höyrystyslämpötila:	283 K	Lauhtumislämpötila:	333 K
Evaporating pressure:	414500 Pa	Condensing pressure:	1681000 Pa
Hyödynnettävä tulistus:	5,0 K	Alijäähdytys:	5,0 K
Lisätulistus:	0 K	Lisäalijäähdytys:	0 K
Discharge temperature:	351 K		
System and line:	Kuivahöyrysteinen järjestelmä. Imuputki		
Selection criteria:	Pressure drop: 5000 Pa. Offset: 65000 Pa		

## Valinta: KVP 35

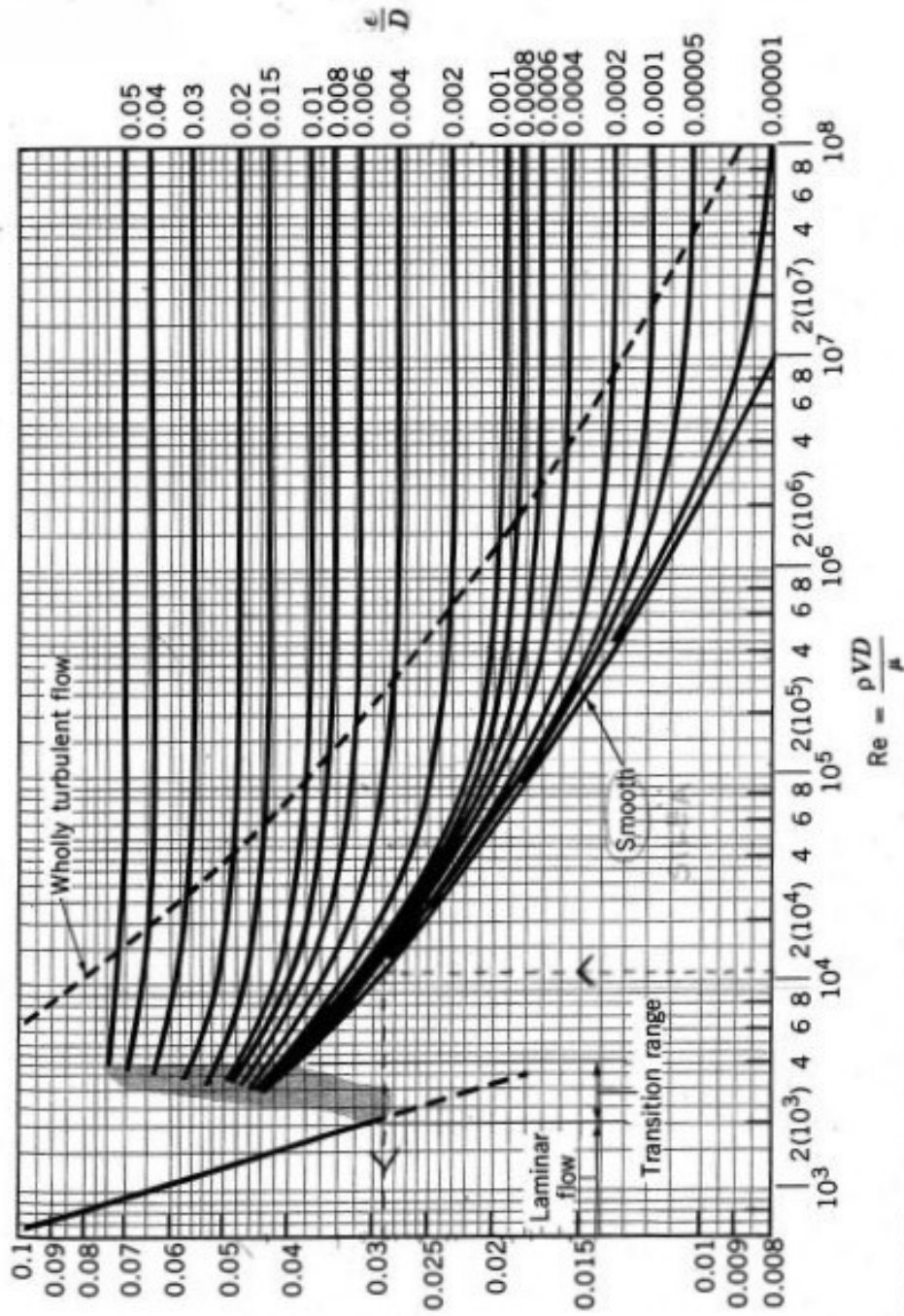


Type	KVP 22	KVP 28	KVP 35
NS	22	28	35
Av [m <sup>3</sup> /s]	7,417E-05	0,0001768	0,0001768
Poikkeama [Pa]	65000	65000	65000
Av_jask [m <sup>3</sup> /s]	4,726E-05	0,0001016	0,0001016
Palne-ero [Pa]	215400	136600	136600
Lämp.ero_kyli [K]	20,2	11,4	11,4
Nopeus, sisään [m/s]	23,50	13,57	8,28
Venttiilin asema	Avoin	Avoin	Avoin



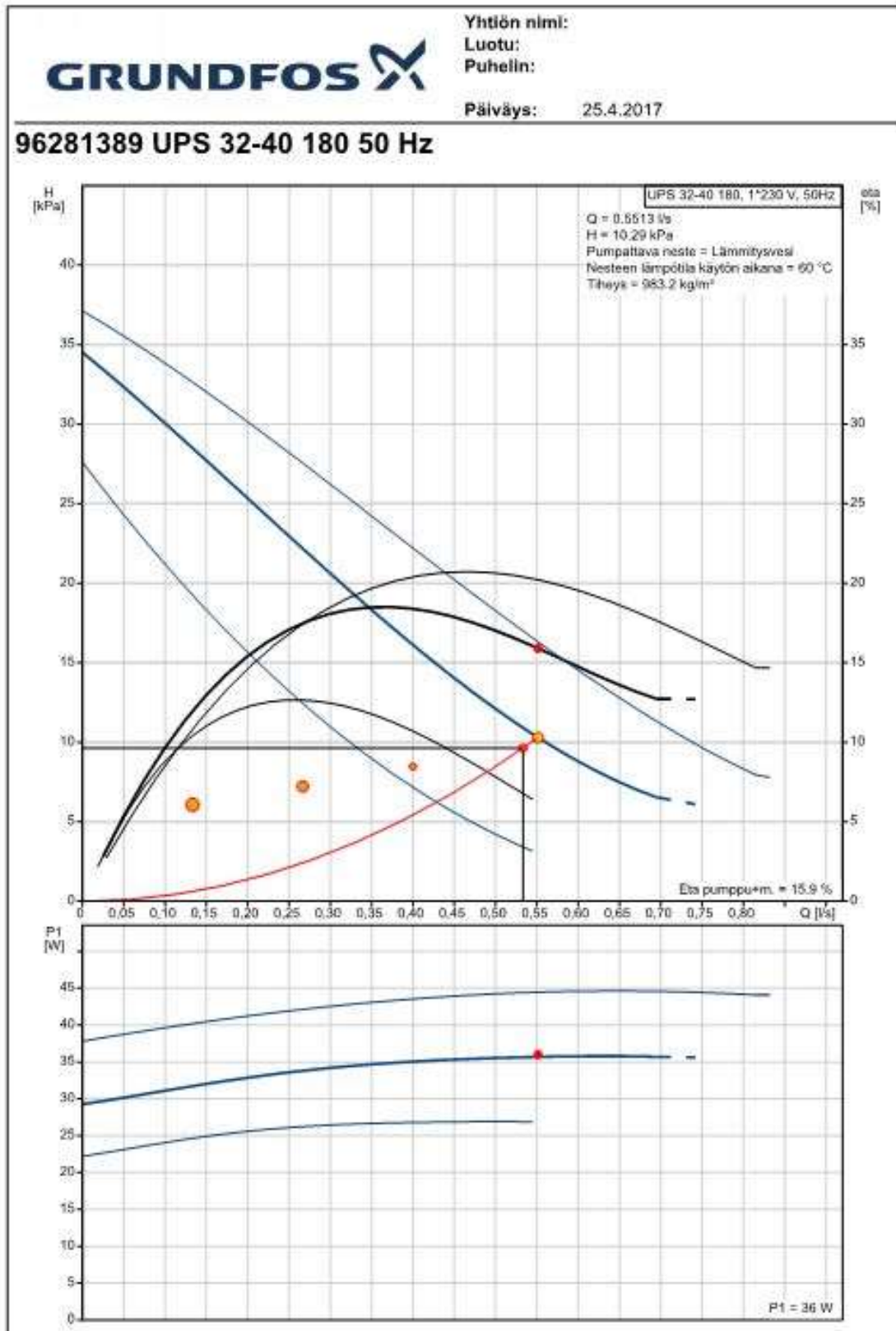
Kuva 21 Kaksikierteinen kierukkalämmönsiirrin





**FIGURE 8.23** Friction factor as a function of Reynolds number and relative roughness for round pipes—the Moody chart (Data from Ref. 7 with permission).

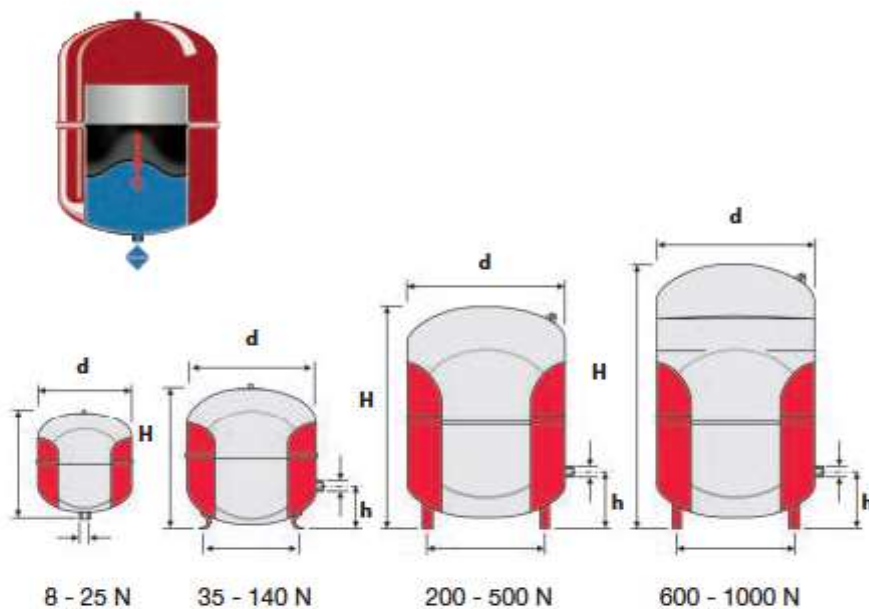
7







## Kalvopaisunta-astiat, Tyypit "N"



Tyyppi	LVI-koodi	Rakennepaine (bar)	Mitat d (mm)	H (mm)	h (mm)	A	Paino (kg)
N 8	3412006	3,0	272	233	-	R 3/4	1,9
N 12	3412011	3,0	272	315	-	R 3/4	2,6
N 18	3412016	3,0	308	360	-	R 3/4	3,5
N 25	3412021	3,0	308	480	-	R 3/4	4,6
N 35	3412026	3,0	376	465	130	R 3/4	5,4
N 50	3412031	6,0	441	495	175	R 3/4	12,5
N 80	3412036	6,0	512	570	175	R 1	17,0
N 100	3412040	6,0	512	680	175	R 1	20,5
N 140	3412049	6,0	512	890	175	R 1	28,6
N 200	3412054	6,0	634	785	225	R 1	36,7
N 250	3412059	6,0	634	915	225	R 1	45,0
N 300	3412066	6,0	634	1085	225	R 1	62,0
N 400	3412074	6,0	740	1075	225	R 1	65,0
N 500	3412079	6,0	740	1295	225	R 1	79,0
N 600	3412084	6,0	740	1530	245	R 1	85,0
N 800	3412089	6,0	740	1990	245	R 1	103,0
N 1000	3412094	6,0	740	2430	245	R 1	120,0



## VAROVENTTIILI

### 4300

#### Yleistä

Varoventtiiliä käytetään suojelemaan putkistoa ja siihen liittyviä laitteita liian suurelta paineelta. Venttiili on jousikuormitteinen ja avautuu paineen ylittäessä jousen sukuvoiman. Venttiilin toimivuus tarkistetaan aika ajoin laukaisemalla se, jonka jälkeen todetaan sen pitävyys.

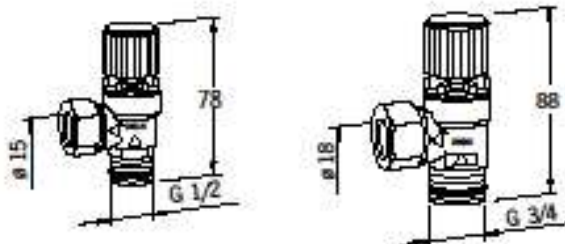
#### Tekniset tiedot

Käyttölämpötila: max. +120°C  
 Raaka-aine: erikoismessinki, sinkinkadonkestävä  
 Lautastivisteet: EPDM  
 Soveltuu: vesijärjestelmän

#### Varoventtiilin asennus

Venttiilin asennusasento on täysin vapaa. Myös liitännäkierteessä oleva tiiviste antaa vielä ulospuhalluspäälle vapaan suuntamahdollisuuden.

Venttiilin ulospuhallusputki asennetaan jatkuvalla laskulla venttiilin kanssa samassa huoneillassa olevaan vesilukolla varustettuun viemärointipisteeseen siten, että varoventtiilin mahdollinen avautuminen tai vuoto on silmin havaittavissa ilmarakol. Varoventtiilin puhallusputken on oltava mahdollisimman lyhyt.



#### Varoventtiilit, tekniset tiedot

Koko	Oras-nro	Avautumispaine bar	Lämmönlähteen suurin sallittu teho teho kW	
DN 15	G 1/2	430151	1.5	36
DN 15	G 1/2	430152	2.5	50
DN 15	G 1/2	430150	10	
DN 20	G 3/4	430201	1.5	72
DN 20	G 3/4	430202	2.5	100
DN 20	G 3/4	430200	10	

Oras-venttiilit

