

Topi Oikkonen

# RA1-lämpöpumpun käyttöönotto ja optimointi

Metropolia Ammattikorkeakoulu  
Insinööri (AMK)  
Kemiantekniikka  
Insinöörityö  
13.5.2011

Tekijä(t) Otsikko	Topi Oikkonen Lämpöpumpun käyttöönotto ja optimointi
Sivumäärä Aika	55 sivua + 18 liitettä 13.5.2011
Tutkinto	Insinööri (AMK)
Koulutusohjelma	Kemiantekniikan koulutusohjelma
Suuntautumisvaihtoehto	Prosessien suunnittelu ja käyttö
Ohjaaja(t)	Projekti-insinööri Johanna Kortesalmi Yliopettaja Marja-Terttu Huttu
<p>Metropolia Ammattikorkeakoulun prosessitekniikan laboratorioon hankittiin uusi laite, Armfieldin RA1-lämpöpumppu, joka piti ottaa käyttöön. Insinööryön tavoitteena oli tutustua lämpöpumpun toimintaan, optimoida se ja laatia työohje sen käyttöä varten.</p> <p>RA1-lämpöpumpun valmistajan käyttöohje sisältää turvallisuusohjeet, eri yksiköiden tiedot, asennusoppaan, käyttöönoton vaiheet, kylmäaineen ominaisuudet taulukoituna, viisi harjoitusta ja tarvittavat laskukaavat.</p> <p>RA1-lämpöpumpun käyttöönotossa täytettiin aluksi 500 litran vesisäiliö, minkä jälkeen täytettiin vesilinjat ja vesipumput vedellä takaperin. Seuraavaksi säädettiin paisuntaventtiili normaaliasetukselle käyttäen lämpöpumppua arvoilla, jotka oli annettu RA1-lämpöpumpun valmistajan käyttöohjeessa.</p> <p>Käyttöönoton jälkeen ajettiin lämpöpumppua viiden harjoitusohjeen mukaisesti. Eri yksiköille laskettiin optimiarvot ajoarvojen ja interpoloitujen entalpioiden avulla. Yksiköiden optimien avulla tehtiin laitteella testisarjat ja optimoitiin RA1-lämpöpumppu saatujen tulosten avulla.</p> <p>Prosessitekniikan laboratoriotöitä varten tehtiin RA1-lämpöpumpusta työohje ja määritettiin RA1-lämpöpumpun yksiköiden optimit.</p>	
Avainsanat	lämpöpumppu, lämmitys, jäähdytys, optimointi, kylmäaine

Author(s) Title	Topi Oikkonen Start-up and optimization of a heat pump
Number of Pages Date	55 pages + 18 appendices 13 May 2011
Degree	Bachelor of Engineering (AMK)
Degree Programme	Chemical Engineering
Specialisation option	Process Design and Operation
Instructor(s)	Johanna Kortesalmi, Project Engineer Marja-Terttu Huttu, Principal Lecturer
<p>Helsinki Metropolia University of Applied Sciences acquired new equipment, an Armfield RA1 heat pump to process technic laboratory. The RA1 heat pump had to be started up. Goals of this thesis project were to explore the functioning of the heat pump, optimize it and make a working manual for heat pump users.</p> <p>The RA1 heat pump manufacturer's manual included safety instructions, pump units information, an installation guide, start-up stages, a table of refrigerant properties, five exercises and the necessary formulae.</p> <p>During the start-up of the RA1 heat pump, the 500 liter water tank was first filled and then water pipes and water pumps were filled from back to front. Next, the expansion valve was adjusted to a normal setting, using heat pump values, which had been given in the manufacturer's manual.</p> <p>After the start-up, the heat pump was ran according to the manufacturer's manual. Optimum values were calculated for different pump units with running values and interpolated enthalpies. A series of tests were made using the optimum values of the pump units, and the RA1 heat pump was optimized with the calculated values.</p> <p>A working manual of the RA1 heat pump was made for process technology laboratory exercises. The optimum values of the RA1 heat pump units were determined.</p>	
Keywords	heat pump, heating, cooling, optimization, refrigerant

## Sisällys

1	Johdanto	1
2	Lämpöpumpun teoriaa	2
2.1	Lämpöpumppujen toimintaperiaate	2
2.2	Jääkaapin periaate	3
2.3	RA1-lämpöpumpun periaate	4
2.4	Kylmäaineet	4
2.5	Turvallisuus ja varoitukset	5
3	Lämpöpumpun sovelluksia	7
4	RA1-lämpöpumpun laitteet ja niiden teoria	8
4.1	Moottori	8
4.2	Kompressori	8
4.3	Pumput	10
4.4	Lämmönvaihtimet	11
4.4.1	Levylämmönvaihdin	12
4.4.2	Höyrystin	13
4.4.3	Lauhdutin	13
4.5	Venttiilit	14
4.5.1	Paisuntaventtiili	14
4.5.2	Varoventtiili	16
4.6	Keräysastia	16
4.7	Suodatin-kuivain	16
4.8	Paine- ja lämpötila-anturit	17
4.9	Painekytin	17
4.10	Paikallinen virtausmittari	17
4.11	Näkölas	17
4.12	Veden virtausanturit	18
5	RA1-lämpöpumpun käyttöönotto	19
6	RA1-lämpöpumpun käyttö	21
6.1	RA1-lämpöpumpun symbolit ja mittauspisteet	21

6.2	Harjoitus A: RA1-lämpöpumpun kylmäainekierron esittely	22
6.3	Harjoitus B: lauhduttimen veden virtausnopeuden säätäminen	26
6.4	Harjoitus C: höyrystimen veden virtausnopeuden säätäminen	30
6.5	Harjoitus D: kompressorin moottorin nopeuden säätäminen	33
6.6	Harjoitus E: paisuntaventtiilin säätäminen	35
6.7	Harjoitus F: RA1-lämpöpumpun kylmäaineeseen liittyviä laskuja	38
7	RA1-lämpöpumpun tuloksien laskeminen	39
8	RA1-lämpöpumpun optimointi	43
8.1	Harjoitus A: yksiköiden hyötysuhteet normaaliasetuksilla	43
8.2	Harjoitus B: lauhduttimen optimoinnin arvoja	43
8.3	Harjoitus C: höyrystimen optimoinnin arvoja	44
8.4	Harjoitus D: kompressorin optimoinnin arvoja	44
8.5	Harjoitus E: paisuntaventtiilin optimointi	46
8.6	RA1-lämpöpumpun optimointi	46
9	Työohjeen laadinta	48
10	Johtopäätökset	49
11	Yhteenvedo	50
	Lähteet	52
	Liitteet	
	Liite 1. RA1-lämpöpumpun työohje	
	Liite 2. Kylmäaineen ominaisuuksien taulukot	
	Liite 3. RA1-lämpöpumpun virtauskaavio	
	Liite 4. RA1-lämpöpumpun optimoinnin taulukko	
	Liite 5. Harjoituksen A kompressorin optimoinnin taulukko ja kuvaaja	
	Liite 6. Harjoituksen A lauhduttimen optimoinnin taulukko ja kuvaaja	
	Liite 7. Harjoituksen A höyrystimen optimoinnin taulukko ja kuvaaja	
	Liite 8. Harjoituksen B lauhduttimen optimoinnin taulukko ja kuvaaja	
	Liite 9. Harjoituksen C höyrystimen optimoinnin taulukko ja kuvaaja	
	Liite 10. Harjoituksen D kompressorin optimoinnin taulukko ja kuvaaja	
	Liite 11. RA1-lämpöpumpun optimin taulukko	
	Liite 12. Harjoituksen B taulukot	
	Liite 13. Harjoituksen C taulukot	

Liite 14. Harjoituksen D taulukot

Liite 15. Harjoituksen E lämpötilojen taulukko

Liite 16. Harjoituksen E virtausmittaukset, paineet ja momentti

Liite 17. Harjoituksen E taulukko

Liite 18. Harjoituksen E kuvaajat

## 1 Johdanto

Lordi Kelvin kehitti ja kuvaili lämpöpumpun teorian jo vuonna 1852, vuosina 1855 - 1857 itävaltalainen insinööri Peter Ritter von Rittinger rakensi ensimmäisen lämpöpumpun ja vuonna 1940 Robert C. Webber kehitti pakastuksen. Nykyään lämpöpumppuja käytetään talojen lämmitykseen ja jäähdytykseen. [27; 26; 25]

Lämpöpumpun avulla voidaan säästää energiaa ja vähentää ilmansaasteita teollisuudessa ja kotitalouksissa. Kotitalouksissa lämpöpumpun avulla saadaan lämpöenergiaa ulkoilmasta, maaperästä ja vedestä. Lämpöpumpulla voidaan esimerkiksi korvata öljylämmitys, jolloin öljynpolttamisesta syntyvät ilmansaasteet vähentyvät. Teollisuudessa lämpöpumpun avulla voidaan säästää energiaa esimerkiksi tislauksessa. [11, s. 4; 12 s. 289 - 290; 10]

Tämän työn tavoitteena oli ottaa käyttöön ja optimoida uusi RA1-lämpöpumppu Metropolia Ammattikorkeakoulun prosessitekniikan laboratoriossa. Tavoitteena oli myös laatia laboratoriotyöohje sen käytöstä ja siihen liittyvistä harjoituksista. Insinööryössä tutustutaan lämpöpumpun toimintaan ja sen yksiköihin ja lasketaan RA1-lämpöpumpun toimintaan ja optimaaliseen käyttöön liittyviä laskuja.

RA1-lämpöpumpun eri yksiköt optimoidaan tekemällä koeajoja ja laskemalla eri yksiköiden hyötysuhteet. Laitteiston ohjeet ja laskuissa käytettävät kaavat tulevat RA1-lämpöpumpun ohjeiden mukana. Yksiköiden optimoinnin jälkeen optimoidaan koko laite saaduilla yksiköiden optimien arvoilla. Työohje laaditaan RA1-lämpöpumpun valmistajan käyttöohjeen, tehtyjen koeajojen ja laskujen perusteella. Ohje laaditaan muiden prosessilaboratorion työohjeiden mukaiseksi.

## 2 Lämpöpumpun teoriaa

### 2.1 Lämpöpumppujen toimintaperiaate

Lämpöpumpun tarkoitus on siirtää lämpöenergiaa paikasta toiseen välittäjäaineen avulla. Välittäjäaine kulkee putkistoa pitkin ja on suljetussa systeemissä. Lämpöpumput voidaan jakaa kahteen pääryhmään niiden käyttämän toteutustekniikan perusteella. Nämä kaksi pääryhmää ovat absorptiopumput, jotka toimivat lämpöenergialla, sekä kaasu- ja nestepumput, jotka toimivat kompressorin mekaanisella työllä. Kaasu- ja nestepumppuja käytetään kiinteistöjen lämmitysenergian tuotantoon. Kaasu- ja nestepumput voidaan lajitella vielä niiden toiminnan perusteella ilmalämpöpumppuihin, maalämpöpumppuihin, poistoilmalämpöpumppuihin ja ilma-vesilämpöpumppuihin. [5, s.194; 6, s.23 - 24; 17; 26; 29, s. 3 - 6, 31 - 32]

Absorptiolämpöpumpuissa käytetään veden ja ammoniakkin seosta normaalin kylmäaineen sijasta. Absorptiopumppu eroaa kaasu- ja nestepumpuista siten, että höyrystetyn kylmäaineen eli ammoniakkin painetta ei nosteta kompressorilla, vaan se absorboidaan veteen ja paine nostetaan matalatehoisella pumpulla. Ammoniakki poistetaan vedestä lämpölähteellä kiehattamalla veden ja ammoniakkin seosta, minkä jälkeen ammoniakki kulkeutuu höyrystimelle. Absorptiopumppuja käytetään suuren mittakaavan ilmastointi- ja kylmälaitteissa sekä teollisuudessa. [18; 20; 21; 26]

Ilmalämpöpumppu toimii siten, että kylmäaine lämmitetään höyrystimessä sitomalla lämpöä ympäristöstä, joten samalla ulkoilman lämpötila laskee. Höyrystynyt kylmäaine siirtyy alipaineen vaikutuksesta kompressorille, jossa sen paine kasvaa ja lämpötila nousee. Sitten kylmäaine siirtyy lauhduttimelle, jossa se tiivistyy nesteeksi ja luovuttaa lämpöenergiaa ympäristöön ja lämmittää huoneilmaa. Lauhduttimelta kylmäaine siirtyy paisuntaventtiilille, jossa paine alenee. Ilmalämpöpumppu toimii samalla tavalla kuin jääkaappi tai muu jäähdytyslaite, mutta sen tehtävä on lämmittää tai jäähdyttää ympäristöä. [17; 26; 29 s. 11 - 13; 31 s. 3]

Maalämpöpumpulla voidaan kerätä lämpöenergiaa kallioperästä, maaperästä ja vesistöistä. Maalämpöpumppu toimii siten, että höyrystimen tilalla on maan alla oleva putkisto, jolla sidotaan maalämpöä maasta kylmäaineeseen. Maasta tuleva putkisto menee



kompressorille. Maalämpöpumpuissa on myös varaaja, johon lämpö varataan ja jaetaan siitä lämminvesikiertoon ja ilman lämmittämiseen. Muuten maalämpöpumppu toimii samalla tavalla kuin ilmalämpöpumppu. Maalämpöpumppua voidaan käyttää myös ilman jäädyttämiseen. [17; 18; 26; 29, s. 10 - 11; 31, s. 3]

Ilma-vesilämpöpumppu toimii muuten samalla tavalla kuin ilmalämpöpumppu, mutta sillä lämmitetään vettä. Ilma-vesilämpöpumpuilla lämmitetään käyttövettä ja vettä, joka kiertää pattereissa ja lattialämmityksessä. [17; 19; 26; 29, s. 10]

Maalämpöpumpun etuja on se, että sillä pystytään tuottamaan lämpöenergiaa talven kovillakin pakkasilla, kun taas ilmalämpöpumpun teho laskee, kun pakkasen nousee tarpeeksi korkeaksi. Lämpöenergian tehoa pystytään vertaamaan lämpökertoimella. [5, s. 194; 18]

Maalämpöpumppu vaatii maan, johon putket voidaan vetää. Ilma-vesilämpöpumppu on kustannusten takia parempi kuin maalämpöpumppu, koska putkia ei tarvitse kaivaa maahan. [5, s. 194; 18]

Lämpöpumput säästävät energiaa ja vähentävät ilmansaasteita, koska niillä voidaan korvata esimerkiksi öljylämmitys. [17; 26]

## 2.2 Jääkaapin periaate

Jääkaappi ja pakastin toimivat siten, että kylmäaine kiertää suljetussa systeemissä. Kylmäaine höyrystyy jääkaapin sisällä, joten jääkaappi toimii höyrystimenä. Kun kylmäaine höyrystyy, se sitoo lämpöä jääkaapista. Sitten kylmäaine siirtyy kompressorille, jossa se puristuu korkeampaan paineeseen. Kompressorilta tuleva kaasumainen kylmäaine siirtyy lauhduttimelle, jossa se luovuttaa saamansa lämpöenergian huoneilmaan samalla nesteytyen. Lauhduttimelta kylmäaine siirtyy paisuntaventtiilille, jossa sen paine alenee ja se jäähtyy vielä enemmän. Paisuntaventtiililtä kylmäaine kiertää takaisin jääkaappiin eli höyrystimelle, jossa se sitoo lämpöenergiaa. [5, s. 194; 17; 29, s. 5, 28 - 30]

### 2.3 RA1-lämpöpumpun periaate

RA1-lämpöpumpun kylmäainekierto on suljetussa systeemissä. Höyrystimeltä tuleva höyrystynyt kylmäaine siirtyy kompressorille, jossa sen paine nousee ja se tulistetaan eli kylmäaineen lämpötila nousee yli kyllästymislämpötilan. Kompressorilta kylmäaine siirtyy lauhduttimelle, jossa se jäähtyy. Lauhdutin poistaa höyrystä latenttilämmön ja höyry lauhtuu nesteeksi. Kylmäaineen lämpöenergia siirtyy lauhduttimessa virtaavaan veteen. Lauhdutin on vastavirtaperiaatteella toimiva levylämmönvaihdin. Lauhduttimelta kylmäaine siirtyy keräysastiaan, joka varastoi ja varmistaa, että kylmäaine on kokonaan nestemäisessä muodossa. Keräysastialta kylmäaine kulkeutuu suodatin-kuivaimelle, jossa kaikki lika, kiintoaine ja kosteus poistetaan. Sitten kylmäaine virtaa paikallisen virtausmittarin läpi näkölasille, jossa nähdään, onko kylmäaineessa yhtään kaasukuplia. Nestemäinen kylmäaine siirtyy paisuntaventtiilille, jossa kylmäaineen paine laskee, ja tästä seuraa, että nesteen ja höyryn sekoitus on alemmassa paineessa ja lämpötilassa. Kylmä kylmäaine, joka on nesteen ja höyryn seos, siirtyy höyrystimelle. Höyrystimellä kylmäaine höyrystyy veden avulla. Höyrystinkin on levylämmönvaihdin, joka toimii vastavirtaperiaatteella. Laitteiston virtauskaavio on kuvassa 16 liitteessä 3. [6, s. 23 – 24; 29, s. 7 - 10]

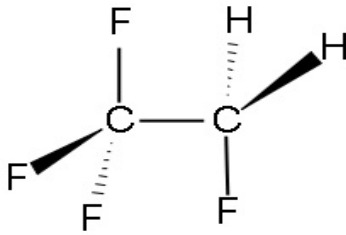
### 2.4 Kylmäaineet

Lämpöpumpuissa, jääkaapeissa ja ilmastointilaitteissa kylmäainekierto on suljetussa systeemissä. Aikaisemmin jääkaapeissa ja kylmälaitteissa käytettiin kylmäaineena freoneja eli CFC-yhdisteitä, jotka muodostuvat kloorista, fluorista ja hiilestä. CFC-yhdisteet tuhoavat otsonikerrosta kiihdyttäen ilmastomuutosta. Nykyään CFC-yhdisteitä ei enää käytetä kylmälaitteissa, vaan ne on pyritty korvaamaan joillakin muilla aineilla. [22; 23; 28]

Teollisuudessa käytetään jäähdytykseen litiumbromidivettä, hiilidioksidia sekä veden ja ammoniakkin seosta. [20; 21]

RA1-lämpöpumpussa käytetään 1,1,1,2-tetrafluorietaania kylmäaineena. R134a eli 1,1,1,2-tetrafluorietaani on halogenoitu hiilivety, jonka rakennekaava näkyy kuvassa 1. R134a:lla on hyvät termodynaamiset ominaisuudet, mutta se ei tuhoa otsonikerrosta

niin paljon kuin CFC-yhdisteet, koska se ei sisällä klooria. R134a:n kiehumispiste on -26,3 °C ja sen kaava on CH<sub>2</sub>FCF<sub>3</sub>. [6, s. 14; 22; 23]



Kuva 1. R134a eli 1,1,1,2-tetrafluorietaanin rakennekaava [23]

## 2.5 Turvallisuus ja varoitukset

Valmistajan käyttöohjeen mukana tuli RA1-lämpöpumppua koskevat turvallisuusohjeet ja varoitukset, jotka liittyvät laitteen turvalliseen käyttöön.

RA1-lämpöpumpussa on automaattikytkin, joka kytkee sähkövirran pois laitteesta, jos siitä voi saada sähköiskun. Kytkimen toiminta täytyy testata kerran kuukaudessa, että se toimii.

RA1-lämpöpumppu pystyy tuottamaan lämpötiloja, jotka saattavat aiheuttaa palovammoja. Laitteen täytyy antaa jäähtyä, ennen kuin komponentteihin kosketaan. Pintoihin, missä on varoitus kuumista pinnoista, ei saa koskea. Laite ei saa olla kosketuksissa palavan materiaalin kanssa, eikä sitä saa peittää, ennen kuin se on jäähtynyt. Kun laite on päällä, sitä ei saa jättää huomiotta.

RA1-lämpöpumpussa on liikkuvia osia, jotka on suojattu. Suojia ei saa poistaa eikä liikkuviin osiin saa koskea laitteen päällä ollessa. Liikkuvat osat saattavat tarttua roikkuviin esineisiin tai hiuksiin.

RA1-lämpöpumpun alla on 500 litran vesisäiliö. Vesisäiliötä täytettäessä tai tyhjenettäessä saattaa vettä mennä lattialle, jolloin voi syntyä liukastumisvaara. Vesi ei saa olla kosketuksissa sähkölaitteisiin.

RA1-lämpöpumppu muodostaa normaali-ilmanpainetta korkeamman paineen. Varoventtiilin asennosta täytyy tarkistaa, että sen laukeamissuunta on turvallinen. Aina täytyy varmistaa, että laitetta käytetään valmistajan käyttöohjeissa annettujen painerajojen mukaan.

RA1-lämpöpumppu on painava, ja se täytyy sijoittaa vesitankin päälle, jossa sen jaloille on paikat. Laitetta ei saa nostaa yksin, koska se voi pudota ja hajota.

RA1-lämpöpumpussa käytetään vettä, joka saattaa tietyissä tilanteissa aiheuttaa haitallisia ja jopa hengenvaarallisia tauteja, esimerkiksi legionella- ja listerioosia. Tämän takia veden lämpötilan tulisi olla alle 20 °C ja vesi pitäisi vaihtaa säännöllisin väliajoin. Legionella- ja listerioosia voi esiintyä, jos veden lämpötila on 20 – 45 °C. Jos levää tai jotakin muuta kasvustoa esiintyy vesisäiliössä, täytyy se puhdistaa kunnolla. [6]

RA1-lämpöpumpussa käytetään kylmäainena R134a:ta, joka on suljetussa systeemissä. Jos R134a:ta pääsee iholle kaasumaisessa muodossa, niin se voi aiheuttaa paleltumisvaaran. Aineen pääsyä silmiin on vältettävä. Pienissä määrin hengitettynä se ei ole myrkyllistä, mutta suurina pitoisuuksina se syrjäyttää hapen ja voi aiheuttaa tukehtumisvaaran. [6; 22; 23]

### 3 Lämpöpumpun sovelluksia

Lämpöpumpulla on monia erilaisia sovelluksia. Lämpöpumppuja käytetään kotitalouksien lämmittämiseen ja jäähdyttämiseen, ja teollisuudessa lämpöpumppua voidaan käyttää mm. tislauksessa energiakulujen pienentämiseksi. Lämpöpumpun muita sovelluksia ovat mm. jääkaappi ja ilmastointilaitte. [5, s. 194; 10; 11, s. 4; 12, s. 284 - 291; 16; 17; 18; 19; 20; 21; 26]

Lämpöpumpun avulla voidaan säästää energiaa teollisuudessa ja vähentää ilmansaasteita kotitalouksissa. Kotitalouksissa lämpöpumpun avulla saadaan lämpöenergiaa ulkoilmasta, maaperästä ja vedestä. Lämpöpumpulla voidaan esimerkiksi korvata öljylämmitys, jolloin öljynpolttamisesta syntyvät ilmansaasteet vähentyvät. Teollisuudessa lämpöpumpun avulla voidaan säästää energiaa mm. tislauksessa. Tislauksessa lämpöpumppua käytetään lähtöaineiden lämmitykseen esimerkiksi höyryn kanssa, jolloin höyryä ei tarvitse käyttää niin paljon ja säästetään energiaa, jota tarvitaan höyryn tekemiseen. Lämpöpumpulla otetaan lähtöaineiden lämmittämiseen tarvittava energia tislauksolonnin ylimenon lauhduttimelta, jolloin käytetään hyödyksi tisleestä poistuva lämpöenergia. Tällöin tislauksesta saadaan energiatehokasta. [10; 11, s. 4; 12 s. 289 - 290]

Jääkaapilla pystytään viilentämään elintarvikkeita, jotta ne säilyvät pitempään. Ilmastointilaitteilla viilennetään huoneilmaa tai auton sisätilan lämpötilaa kuumalla ilmalla. [5, s. 194; 10; 11, s.4; 12, s. 284 - 291; 16; 17; 18; 19; 20; 21; 26]

RA1-lämpöpumppu toimii samalla tavalla kuin jääkaappi, ilmastointilaitte ja lämpöpumppu. RA1-lämpöpumppu eroaa jääkaapin ja ilmastointilaitteen sovelluksista siten, että jäähdytettävä ja lämmitettävä aine on vettä eikä ilmaa. Jääkaappi jäähdyttää sisätilansa ja ilmastointilaitte jäähdyttää mm. huoneilmaa. Nämä kaikki laitteet toimivat samalla periaatteella. [5, s. 194; 6, s. 23 - 24; 16, 17, 18, 19, 26]

## 4 RA1-lämpöpumpun laitteet ja niiden teoria

### 4.1 Moottori

Sähkömoottorin toiminta perustuu sähkömagneetin magneettisuuteen, joka voidaan kytkeä päälle ja pois päältä sähkövirran avulla. Sähköllä toimiva magneetti eli sähkömagneetti voidaan tehdä sähköjohtimen avulla. Sähköjohtin kierretään esimerkiksi rautaa olevan sydämen ympärille kelaksi ja johdetaan virtaa johtimen läpi, jolloin se magnetisoituu. [14, 15]

Sähkömoottori toimii siten, että sähköenergiaa muutetaan mekaaniseksi energiaksi. Useimmat sähkömoottorit toimivat magneettikentän avulla. Sekä moottorin pyörivässä että paikallaan olevassa osassa on magneetti. Toinen magneeteista voi olla kestopagneetti, koska sen pitää olla koko ajan magnetisoitu, ja toinen magneetti on sähkömagneetti, joka saadaan pois päältä ja päälle. Sähkömagneetti liikuttaa moottorin pyörivää osaa. [14, 15]

RA1-lämpöpumpussa oleva moottori on kolmivaiheinen sähkömoottori, jossa on liitin, joka sallii kompressorin käyttämisen eri nopeuksilla. Liitin sisältää momenttivektorisäätimen, joka sallii kompressorin moottorin nopeuden ja momentin säätämisen PC:llä. [6, s. 7; 14; 15]

### 4.2 Kompressori

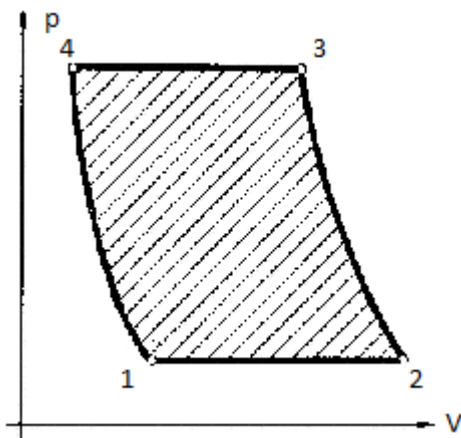
Kompressorien päätarkoitus on nostaa kaasun painetta puristamalla. Kaasun siirtäminen kompressorilla ei ole niin tärkeää, koska kaasu voidaan siirtää puhaltimilla. Kompressorin nostaessa kaasun painetta nousee myös kaasun lämpötila. Jotta kaasun lämpötila ei nouse liikaa, on paineen nostaminen kompressoreissa tehtävä monessa vaiheessa riippuen siitä, kuinka korkeaksi paine halutaan. Monivaiheisissa kompressoreissa on välijäähdytys, koska halutaan välttyä kaasun ylikuumenemiselta ja suojata kompressorin puristuslaitteistoa. [2, s. 54 - 55; 6, s. 7; 29 s. 35 - 40]

Mäntäkompressori on tärkein laite, kun halutaan korottaa painetta. Mäntäkompressorilla pystytään saamaan aikaan hyvin korkeita paineita. Mäntäkompressori toimii melkein

samalla tavalla kuin mäntäpumppu. Mäntäkompressoreja on olemassa yksivaiheisia ja monivaiheisia. Monivaiheisilla mäntäkompressoreilla saadaan paine nostettua todella korkeaksi, koska puristus jaksotetaan moneen vaiheeseen. Yleisimpiä mäntäkompressoreja ovat kuitenkin kaksi- tai kolmivaihemäntäkompressorit. [2, s. 54 - 55; 6, s. 7]

Mäntäkompressorien rakenne voi olla sellainen, että männät ovat pareittain, jolloin niillä on yhteinen männänvarsi. Mäntiä pyörittävä koneisto voi olla myös yhteinen, jolloin mäntäparille tulee sama välitys kampiakselilta. Joissain mäntäkompressoreissa voi olla yhdistelmiä näistä molemmista rakenteista. [2, s. 54 – 55]

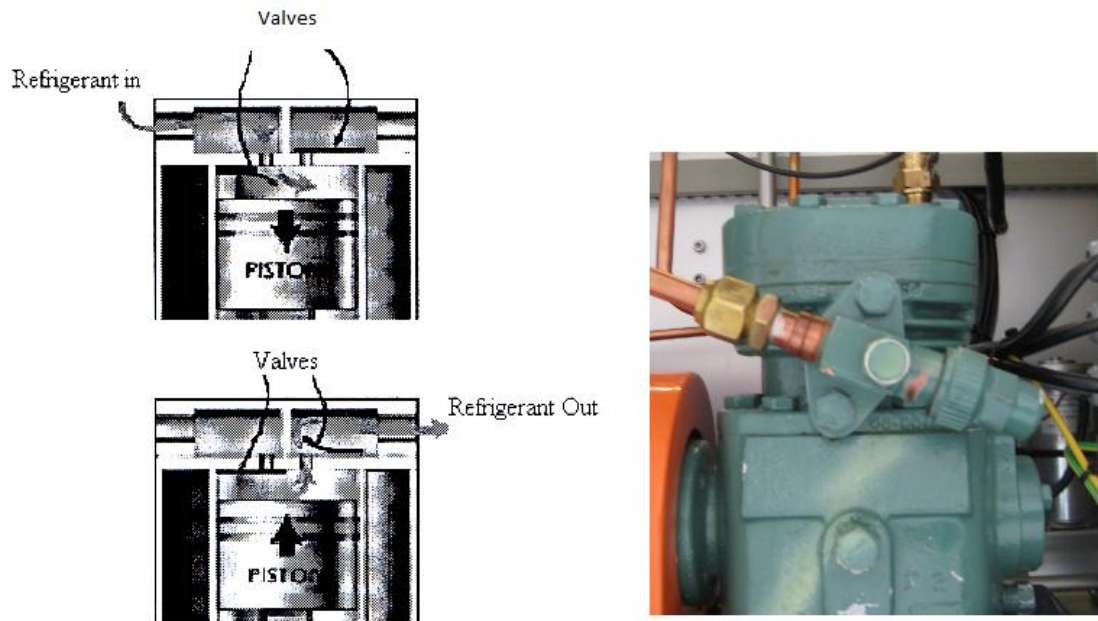
Mäntäkompressori toimii siten, että ensin mäntä imee kaasun sylinteriin imuventtiilin ollessa auki. Seuraavaksi imuventtiili menee kiinni ja mäntä pienentää sylinteritilavuuden tiettyyn pisteeseen ja kaasun paine kasvaa. Sitten paineventtiili aukeaa ja mäntä työntää paineistetun kaasun pois sylinteristä, minkä jälkeen paineventtiili sulkeutuu ja sylinterin tilavuus kasvaa, kun mäntä työntyy alaspäin ja avaa imuventtiilin. Näin toimii kompressorin paineen noston kierto, joka on esitetty kuvassa 3. Mäntäkompressorissa käytetään hyväksi isobaarista muutosta ja paineen polytrooppista muutosta. Kuvassa 2 on esitetty graafisesti kompressorin toiminta. [2, s. 54 – 55; 6, s. 7,29]



Kuva 2. Graafinen esitys kompressorin toiminnasta [2, s. 55].

Mäntäkompressoreissa on sylinterissä haitallinen tila, joka muodostuu, kun mäntä pienentää sylinterin tilavuuden minimiin. Tämä haitallinen tila pyritään saamaan mahdollisimman pieneksi, koska sitä ei pystytä hyödyntämään mäntäkompressoreissa. Haitallista tilaa ei kuitenkaan pystytä poistamaan kokonaan rakenteellisista syistä. [2, s. 55]

RA1-lämpöpumpussa käytettävä kompressori on yksivaihemäntäkompressori, jossa on yksi mäntä sylinterissä. Sisäänmeno- ja ulostuloventtiileitä säätelee suoraan sähköinen moottori. RA1-lämpöpumpun kompressoria käytetään kaasumaisen kylmäaineen paineen nostamiseen ja kylmäaineen kierrättämiseen systeemissä. [6, s. 7]



Kuva 3. Mäntäkompressorin toimintaperiaate (vas.) ja RA1-lämpöpumpun kompressori ulkopuolelta (oik.) [6, s. 29]

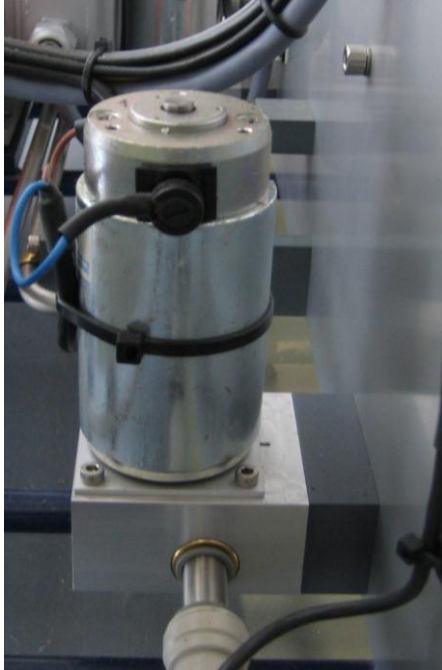
### 4.3 Pumput

Pumppuja käytetään nesteiden siirtämiseen paikasta toiseen putkia pitkin. Pumpuilla siirretään energiaa pumpattavaan aineeseen. Tämä energian siirto tapahtuu moottorilla ja pumpulla. [2, s. 35]

Pumput voidaan ryhmitellä monella eri tavalla, esimerkiksi niiden toiminnan perusteella. Pumppuryhmiä ovat turbopumput, syrjäytyspumput ja muut pumput. Turbopumppeihin kuuluvat keskipakopumput ja aksiaalipumput. Syrjäytyspumppuihin kuuluvat esimerkiksi mäntäpumput, kalvopumput, ruuvipumput ja hammaspyöräpumput. Muita pumppuja ovat painesäiliöpumput ja mammutpumput. [2, s. 35; 8]



RA1-lämpöpumpussa on vesipumppuina pyörimisnopeutta muuttavat hammaspyöräpumput. RA1-lämpöpumpussa toimiva vesipumppu on kuvassa 4. Höyrystimen ja lauhduttimen läpi virtaavaa vettä pystytään säätämään itsenäisesti kahdella matalavolttisella hammaspyöräpumpulla. Pumppujen nopeutta säädetään tietokoneella. [2, s. 48; 6, s. 10; 8]



Kuva 4. RA1-lämpöpumpun hammaspyöräpumppu vesipumppuna

#### 4.4 Lämmönvaihtimet

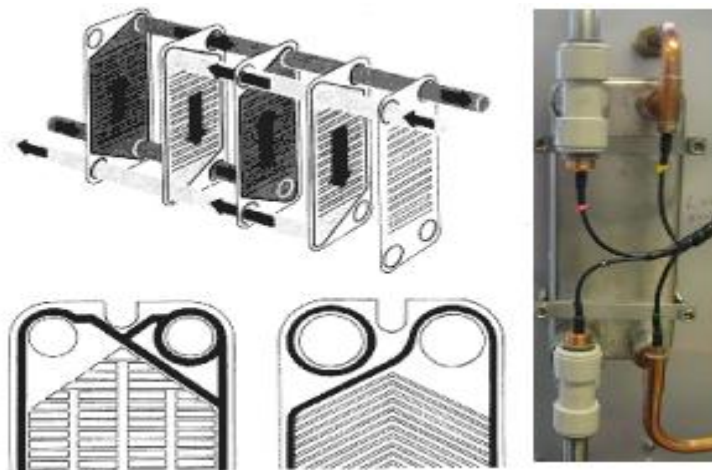
Lämmönvaihtimet ovat laitteita, joilla siirretään lämpöä kahden erilämpöisen väliaineen välillä siten, että aineet on erotettu toisistaan kiinteällä seinämällä. Väliseinä toimii myös lämmönsiirtopintana eri lämpöisten väliaineiden välillä. Lämmönvaihtimia voidaan käyttää lämmittämiseen, jäähdyttämiseen, kiehuttamiseen tai lauhduttamiseen. [3, s. 382; 4, s. 76]

Lämmönvaihtimet voidaan jakaa ryhmiin sen perusteella, miten väliaineet virtaavat toisiinsa nähden lämmönvaihtimissa. Nämä ryhmät ovat myötävirta-, vastavirta- ja ristivirtalämmönvaihtimet. Lämmönvaihtimet voidaan jakaa eri ryhmiin myös niiden rakenteiden perusteella, jotka ovat levy-, spiraali-, lamelli- ja vaippaputkilämmönvaihtimet. [4, s. 76 - 77; 7]

Myötävirtalämmönvaihtimet toimivat niin, että erilämpöiset väliaineet menevät lämmönvaihtimelle ja virtaavat samansuuntaisesti lämmönvaihtimen läpi. Vastavirtalämmönvaihtimissa taas erilämpöiset väliaineet virtaavat vastakkaisiin suuntiin lämmönvaihtimen läpi. Ristivirtalämmönvaihtimet toimivat niin, että väliaineet virtaavat lämmönvaihtimen läpi poikittain toisiinsa nähden. [4, s. 76 - 77]

Ristivirtalämmönvaihtimia on olemassa myös sellaisia, joissa on moninkertainen ristivirtaus, jolloin toinen väliaine kulkee monta kertaa poikittain toisen virtauksen läpi. Tällaisessa tapauksessa lämmönvaihdin toimii vastavirtauksella. [4, s. 76 - 77]

RA1-lämpöpumpun lämmönvaihtimet ovat levylämmönvaihtimia. Lämmönvaihtimet toimivat höyrystimenä ja lauhduttimena. Lämmönvaihtimen toisella puolella virtaa vesi ja toisella puolella kylmäaine, joka on suljetussa systeemissä. [4, s. 77; 6, s. 8,10]



Kuva 5. Levylämmönvaihtimen rakenne (vas.) ja RA1-lämpöpumpun levylämmönvaihdin (oik.) [4, s. 77; 24]

#### 4.4.1 Levylämmönvaihdin

Levylämmönvaihdin on monikäyttöinen lämmitykseen ja jäähdytykseen käytettävä lämmönvaihdin teollisuudessa ja LVI-tekniikassa. [4, s. 77]

Levylämmönvaihdin on tehty monesta yhteen liitetystä levystä, jotka ovat tiiviisti yhdessä urien ja reunalla olevien tiivisteiden avulla. Levylämmönvaihtimen toiminta ja

rakenne on esitetty kuvassa 5. Levyjen lämmönsiirtopinnat voivat olla monenlaisia. Lämmönsiirtotarve määrittelee tarvittavan levyjen määrän lämmönvaihtimessa. Väliaine virtaa levylämmönvaihtimessa siten, että joka toisella levyllä virtaa kylmä väliaine ja joka toisella levyllä kuuma väliaine. [4, s. 77; 7]

#### 4.4.2 Höyrystin

Höyrystimessä nestettä lämmitetään niin paljon, että nesteen lämpötila ylittää kiehumispisteen ja muuttuu höyryksi. Höyrystymisessä tapahtuu erilaisia lämmönsiirtomuotoja, jotka määräytyvät höyrystimen seinämän lämpötilan mukaan. Erilaisia lämmönsiirtomuotoja ovat vapaa konvektio, kuplakiehua ja kalvohöyrystyminen. [1, s. 103 - 104; 3, s. 415]

Höyrystimen tehtävä RA1-lämpöpumpussa on muuttaa kaikki nesteenä oleva kylmäaine höyryksi ennen kompressoria. RA1-lämpöpumpun höyrystin on levylämmönvaihdin, joka toimii vastavirtaperiaatteella. Höyrystin höyrystää kylmäaineen huoneenlämpöisen veden avulla. Vesi saadaan isosta 500 litran vesisäiliöstä, ja samaa vettä kierrätetään, jotta veden paine, virtaus ja lämpötila pysyvät tasaisina. [6, s. 10,27]

#### 4.4.3 Lauhdutin

Lauhduttimet on tarkoitettu höyryn nesteyttämiseen. Lauhduttimessa höyryn lämpötila lasketaan alle höyryn kyllästymislämpötilan tiettyssä paineessa, jolloin höyry muuttuu nesteeksi. [1, s. 95; 4, s. 79]

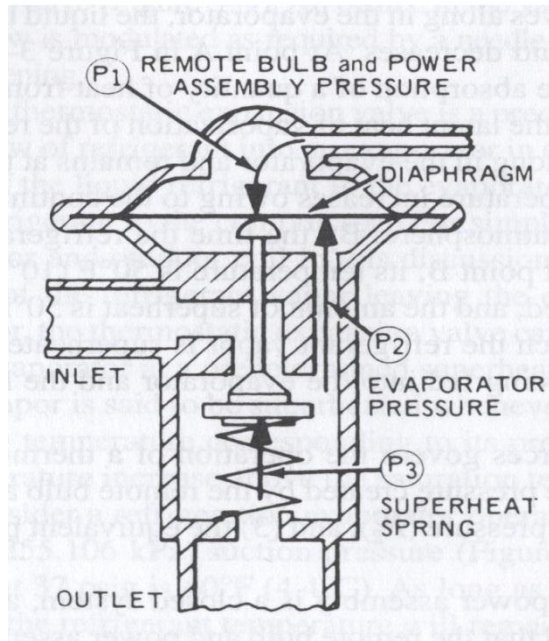
RA1-lämpöpumpun lauhdutin on levylämmönvaihdin, joka toimii vastavirtaperiaatteella. Lauhdutin lauhduttaa kylmäaineen huoneenlämpöisen veden avulla. Vesi saadaan isosta 500 litran vesisäiliöstä, ja samaa vettä kierrätetään, jotta veden paine, virtaus ja lämpötila pysyvät tasaisina. [6, s. 8,25]

## 4.5 Venttiilit

Venttiileitä käytetään fluidien tilavuusvirtausten ja paineiden säätämiseen putkissa. Yleensä venttiileitä käytetään virtauksen määrän säätämiseen. Lisäksi on venttiilejä, joilla voidaan erityisesti rajoittaa tai säätää painetta. [2, s. 19; 8 ]

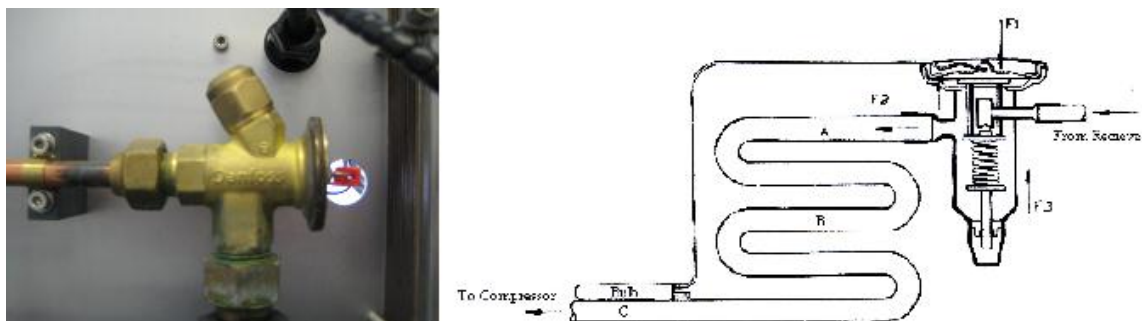
### 4.5.1 Paisuntaventtiili

Paisuntaventtiili alentaa kylmäaineen paineen, jolloin se jäähtyy nopeasti. Paisuntaventtiilissä on kalvo, joka on liitetty lämpötila-anturiin metallisella kapillaariputkella. Lämpötila-anturi on kiinni höyrystimeltä tulevassa putkessa, putken päällä. Kalvon toisella puolella on kylmäaine ja toisella puolella ilma. Lämpötila-anturissa ja kapillaariputkessa on ilmaa, jonka kalvo erottaa kylmäaineesta. Kalvon kylmäainepuolella kalvoa säätää höyrystimelle menevän kylmäaineen paine. Kalvon ilmapuolella kalvoa säätää kylmäaineen lämmittämä ilma, joka tulee kalvolle kapillaariputkea pitkin. Lämpötila-anturi säätää kapillaariputken avulla paineen vaikutuksesta venttiilin kalvoa. Kalvo säätää venttiilin sulkuosaa, joka säätää läpi kulkevaa kylmäaineen virtausta. Jos kylmäaineen lämpötila on korkea höyrystimen jälkeen lämpötila-anturilla, niin venttiilin kalvo avaa venttiiliä paineen vaikutuksesta. Jos lämpötila on matala höyrystimen jälkeen lämpötila-anturilla, niin venttiilin kalvo sulkee venttiiliä paineen vaikutuksesta. Paisuntaventtiilin toiminta selviää kuvista 6 ja 7. Lämpötila-anturi ja venttiiliä säätävä kalvo varmistavat, että höyrystimelle kulkeutuu tarpeeksi nestemäistä kylmäainetta. Jos höyrystimelle pääsee liikaa nestettä, niin kaikki neste ei ehdi kiehua ja nestettä pääsee kompressorille ja kompressori voi vahingoittua. Paisuntaventtiilistä tulevasta kylmäaineesta on tyypillisesti 90 % nestettä ja 10 % höyryä. [6, s. 9 - 10, 31 - 32; 16; 29 s. 43 - 49]



Kuva 6. Paisuntaventtiilin toiminta [29, s. 46]

RA1-lämpöpumpun paisuntaventtiili täytyy säätää vastaamaan systeemin kylmäaineen määrää. Tätä kylmäaineen määrää säädetään säätöruuvilla, joka on suojahatun alla paisuntaventtiilin rungossa. Höyrystimeltä lähtevän kylmäaineen lämpötilan pitäisi olla 4-6 °C yli höyrystimelle tulevan kylmäaineen kyllästymislämpötilan. Tätä lämpötilaeroa sanotaan höyryn tulistumiseksi. Systemi voi muuttua epätasaiseksi ja nestettä päästä kompressorille, jos tulistuneen höyryn lämpötila on liian alhainen. Jos tulistuneen höyryn lämpötila on liian korkea, niin höyrystimen lämmönsiirtoala pienenee ja kompressorin voi ylikuumentua. Kylmäaineen optimaalinen kokonaistulistuminen on noin 6-10 °C. Kuvassa 7 on RA1-lämpöpumpun paisuntaventtiili ja sen toiminta. [6, s. 9-10]



Kuva 7. RA1-lämpöpumpun paisuntaventtiili (vas.) ja sen toiminta kuva (oik.) [6, s. 31]

#### 4.5.2 Varoventtiili

Varoventtiiliä käytetään paineistetuissa laitteissa ja painesäiliöissä, jotta ylipaine ei rikkoisi tai vaurioittaisi niitä. Varoventtiilissä on yleensä jousi, joka puristaa kartion istukkaa vasten. Jousi ei anna periksi ja kartio pysyy tiiviisti paikallaan niin kauan, kuin paine ei ylitä sallittua rajaa. Kun paine ylittää sallitun rajan, antaa jousi periksi ja paine alenee laitteessa tai painesäiliössä. Kun paine laskee takaisin sallitulle tasolle, niin varoventtiili sulkeutuu automaattisesti. Varoventtiilissä oleva sinetti on tarkoitettu sitä varten, että venttiiliä ei säädetä itse. Jousella toimivissa varoventtiileissä ongelmaksi voi tulla venttiilin kiinniruostuminen. [2, s. 28]

RA1-lämpöpumpussa oleva varoventtiili on mekaaninen paineenalennusventtiili, joka on kytketty kylmäainekiertoon kompressorin ulostulon jälkeen, jolloin kompressori on nostanut kylmäaineen painetta. Varoventtiili antaa jatkuvan suojan ylipainetta vastaan silloinkin, kun laitteesta on virta kytketty pois päältä. Jos paine nousee suljetussa systeemissä liian korkeaksi, niin varoventtiili laukeaa ja päästää ylimääräiset paineet pois. Samalla se vuotaa kylmäainetta huoneilmaan aiheuttaen vahinkoa laitteiston komponenteille. [6, s. 8]

#### 4.6 Keräysastia

Keräysastia sijaitsee RA1-lämpöpumpussa lauhduttimen jälkeen. Keräysastia toimii kylmäaineen säiliönä ja varmistaa, että kylmäaine on muuttunut kokonaan nesteeksi. [6, s. 8]

#### 4.7 Suodatin-kuivain

Kuivain poistaa kosteuden, jos sitä on päässyt kylmäainekierto ja suodatin poistaa kaiken kiintoaineen. Suodatin-kuivaimessa on metallinen ulkokuori. Suodatin-kuivain sisältää kuivaimen, jossa on kosteutta poistavaa materiaalia, ja suodatinkankaan, joka poistaa kiintoaineen. [6, s. 9]

Kuivainta tarvitaan, koska kosteus voi vahingoittaa RA1-lämpöpumppua siten, että vesi jäätyy. Kylmäainesysteemissä lämpötila laskee paisuntaventtiilillä alle veden jäätymis-

pisteen. Suodatinta tarvitaan, koska kiintoaine voi vahingoittaa kompressoria tai paisuntaventtiiliä. [4, s. 42; 6, s. 9]

#### 4.8 Paine- ja lämpötila-anturit

RA1-lämpöpumpussa on kaksi elektronista paineanturia, jotka mittaavat paineen kompressorin molemmilta puolilta. Sitten on myös kaksi Bourdon painemittaria kompressorin molemmin puolin, joilla pystytään seuraamaan systeemin painetta ilman tietokonetta. Lämpötila-antureja on yhdeksän, ja niillä mitataan veden ja kylmäaineen lämpötiloja prosessissa. [6, s. 8]

#### 4.9 Painekeytkin

RA1-lämpöpumpussa painekeytkin tarkkailee kompressorin sisään menevää ja ulos tulevaa painetta. Painekeytkin sammuttaa kompressorin moottorin, jos sisään menevä paine laskee liian alas tai ulos tuleva paine nousee liian korkeaksi. Painekeytkin suojaa kompressoria vaurioilta. [6, s. 8]

#### 4.10 Paikallinen virtausmittari

RA1-lämpöpumpussa paikallinen virtausmittari on ainoa mittari, mistä näkee kylmäaineen virtausnopeuden. Paikallisen virtausmittarin tunnus on FM3. Yleensä kylmäaineen systeemissä ei ole virtausmittaria. [6, s. 9]

#### 4.11 Näkölasit

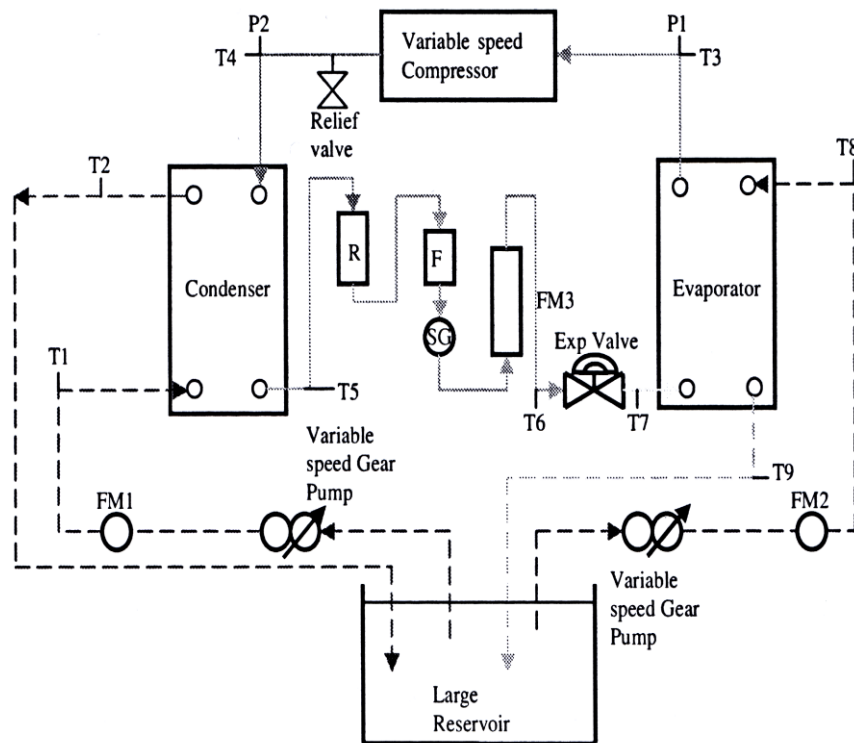
RA1-lämpöpumpun näkölasista pystyy tarkkailemaan, ettei kylmäaineessa ole kaasukuplia, jotka voisivat aiheuttaa paisuntaventtiilin epävakaan toiminnan. Näkölasissa on värillinen ympyrän muotoinen kosteudentunnistin, jonka väri vaihtuu, jos kylmäaineen seassa on kosteutta. Jos kylmäainekiertoon pääsee kosteutta, niin laite täytyy huoltaa. [6, s. 9]

#### 4.12 Veden virtausanturit

RA1-lämpöpumpussa on elektronisia turbiinityyppisiä virtausmittareita, joita käytetään lauhduttimen ja höyrystimen läpi virtaavan veden mittaamiseen. [6, s. 10]



## 5 RA1-lämpöpumpun käyttöönotto



Kuva 8. RA1-lämpöpumpun virtauskaavio [6, s. 22]

RA1-lämpöpumpun normaaliasetukset ovat kompressorin moottorilla 80 %:n teho, lauhduttimen vesipumpulla 50 %:n teho ja höyrystimen vesipumpulla 70 %:n teho.

RA1-lämpöpumpussa kulkeutuu vettä höyrystimelle ja lauhduttimelle. Kylmäainekierto, jossa kylmäaine siirtyy kompressorin, lauhduttimen, keräysastian, suodatin-kuivaimen, virtausmittarin, paisuntaventtiilin ja höyrystimen läpi, palaa takaisin kompressorille. Vesikierto ja kylmäainekierto on kuvattu virtauskaaviossa kuvassa 8. Kompressorin tuottaa paineen systeemiin ja paisuntaventtiili alentaa paineen systeemissä. [6, s. 8, 10, 23, 24]

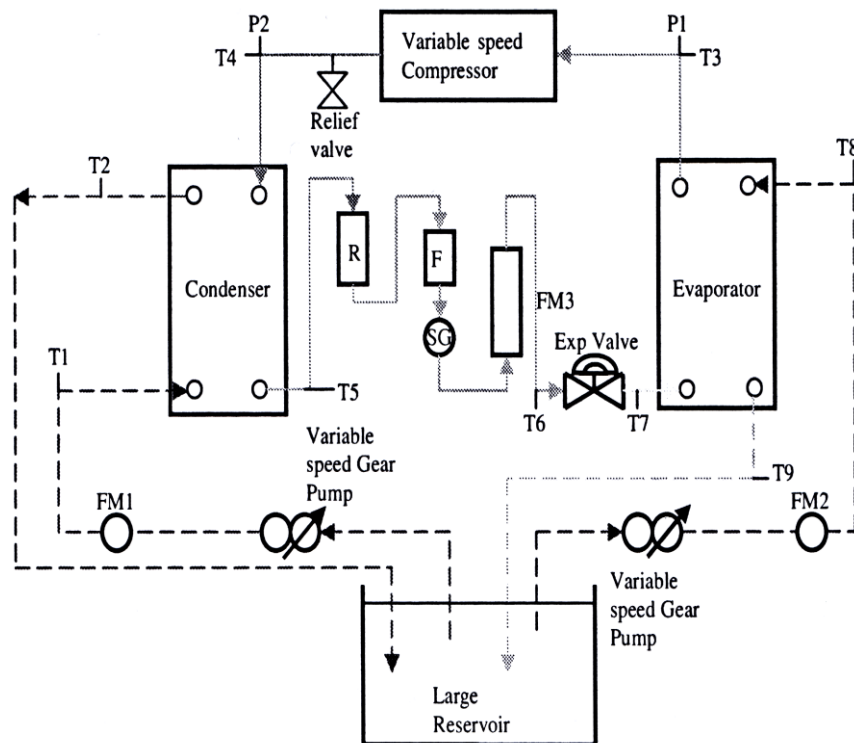
Ensin täytettiin 500 litran vesiallas ja lisättiin leväestöainetta. Sitten RA1-lämpöpumppu laitettiin paikoilleen alustalle, jonka alla vesiallas on. Putket liitettiin RA1-lämpöpumppuun pikaliittimillä siten, että veden ulostulot olivat ylhäällä ja sisäänmenot alempana vesialtaassa. Lyhyet letkut olivat ulostuloissa ja pitemmät letkut sisäänmenoissa. Seuraavaksi tietokoneelle asennettiin RA1-lämpöpumpun käyttöohjelmisto, jolla

laitteiston parametrejä voitiin tarkkailla ja säätää. Sitten ilmattiin vesikierrat takaperin, koska vesipumpuissa ei saa olla ilmaa, kun ne käynnistetään. Ilmaus tapahtui siten, että otettiin pumppujen vesiulostulojen letkut yksitellen irti ja liitettiin vesihanaan ja annettiin veden mennä takaperin läpi molemmista vesikiirroista. [6, s. 14, 39 - 40]

Sitten laitettiin RA1-lämpöpumpun virrat päälle. Painettiin RA1-lämpöpumpun sähkönsyöttölaitteen kyljessä olevaa keltaista testinappia, joka testasi sulakkeen laukeamisen ja sähköjen katkeamisen hätätapauksessa. Keltaisen testinapin vieressä on vihreä kytkin, joka laukeaa jos laitteistoon tulee sähkövika. Vihreä kytkin pitää olla yläasennossa. Sitten laitettiin pumput ja kompressori päälle tietokoneen käyttöliittymästä ja säädettiin ne pyörimään ohjeen mukaisesti: kompressori 80 %:n teholla, lauhduttimen pumppu 50 %:n teholla ja höyrystimen pumppu 70 %:n teholla. Odotettiin, että prosessi tasaantuisi. Prosessin tasaantumisen jälkeen säädettiin ohjeen mukaan termostaattista paisuntaventtiiliä ruuvimeisselillä, mutta ei saatu ohjeen mukaisia tuloksia. Näillä säädöillä höyrystimen sisäänmeno- ja ulostulolämpötilan erotukseksi olisi pitänyt tulla 4-6 °C, mutta arvo oli pienimmillään 12 °C:ssa. Höyrystimelle ja lauhduttimelle tulevien kiertovesien lämpötilat olivat 18 ja 19 °C.

Paisuntaventtiilistä piti ottaa säätöruuvin päältä pois suojahattu. Säätöruuvia käännettäessä myötäpäivään suureni lämpötilaero siten, että sisään menevä vesivirta oli viileämpää, ja vastapäivään käännettäessä vesivirta oli lämpimämpää ja lämpötilaero oli pienempi. RA1-lämpöpumpun kylmäaineen optimaalinen kyllästymislämpötila saadaan siten, että paisuntaventtiilin säätöruuvi on säädetty neljä kierrosta kiinni täysin auki olevasta asennosta. Optimaalinen säätöruuvien asento saatiin tarkkailemalla höyrystimen veden lämpötilaeroa, jonka piti olla valmistajan käyttöohjeen mukaan 4-6 °C. Kun lämpötilaero saatiin sopivaksi, voitiin RA1-lämpöpumppua alkaa testata ja tehdä koeajoja. [6, s. 10, 12, 18, 39 - 40]

## 6 RA1-lämpöpumpun käyttö



Kuva 9. RA1-lämpöpumpun virtauskaavio [6, s. 22]

### 6.1 RA1-lämpöpumpun symbolit ja mittauspisteet

Kuvan 9 virtauskaaviossa T1, T2, T8 ja T9 ovat veden lämpötilojen mittauspisteitä ja T3-T7 ovat kylmäaineen lämpötilojen mittauspisteitä. FM1 ja FM2 ovat veden virtausmittareita. FM3 on paikallinen kylmäaineen virtausmittari. Kirjaimella R on merkitty kuvassa keräysastiaa ja kirjaimella F suodatin/kuivainta. Tunnus SG on näkölasille ja *Exp Valve* on paisuntaventtiilille. Kaikki symbolit ja mittauspisteet näkyvät kuvien 9 ja 16 virtauskaavioissa.

Mittauspiste T1 kertoo lauhduttimelle sisään menevän veden lämpötilan ja mittauspiste T2 lauhduttimelta ulos tulevan veden lämpötilan. Mittauspiste T8 kertoo höyrystimelle sisään menevän veden lämpötilan ja mittauspiste T9 höyrystimeltä ulos tulevan veden lämpötilan.

Mittauspisteessä T3 on kylmäaineen lämpötila ennen kompressoria ja mittauspisteessä T4 kylmäaineen lämpötila kompressorin jälkeen. Mittauspisteessä T5 on kylmäaineen lämpötila lauhduttimen jälkeen. Mittauspisteessä T6 on kylmäaineen lämpötila ennen paisuntaventtiiliä ja mittauspisteessä T7 on kylmäaineen lämpötila paisuntaventtiilin jälkeen ja ennen höyrystintä.

Virtausmittari FM1 mittaa lauhduttimelle menevää veden määrää ja virtausmittari FM2 mittaa höyrystimelle menevää veden määrää.

Paineenmittauspiste P1 mittaa kylmäaineen painetta ennen kompressoria ja paineenmittauspiste P2 mittaa kylmäaineen paineen kompressorin jälkeen. Mittauspisteen P1 paine on aina pienempi kuin mittauspisteen P2 paine, koska kompressori nostaa kylmäaineen painetta.

## 6.2 Harjoitus A: RA1-lämpöpumpun kylmäainekierron esittely

RA1-lämpöpumppu käynnistettiin ja prosessin annettiin vähän aikaa tasaantua. Aluksi luettiin käynnistyksen käyntiarvoja ja annettiin prosessin tasaantua hiukan kauemmin, sillä kompressorin jälkeinen lämpötila nousi vielä hiukan. Käyntiarvoja luettiin eri paineista ja lämpötiloista. Lämpötilan tasaantumisessa meni noin 10 - 15 minuuttia, jonka jälkeen luettiin uudestaan sarja käyntiarvoja. Sitten suoritettiin ohjeen mukaan harjoitus A, joka tehtiin samoilla arvoilla kuin käynnistyksessä. Harjoituksessa A tarkkailtiin ja selvitettiin, kuinka kylmäainekierto toimii ja miten kompressori vaikutti kylmäainekierto. Kylmäainekierron Ts-diagrammi löytyy kuvasta 10, josta voidaan tarkastella, miten lämpötila vaihtuu kylmäaine kierrossa. [6, s. 22 - 24]

Lämpötiloja täytyi tarkkailla ajon aikana. Paisuntaventtiilin jälkeisen lämpötilan laskiessa liian alhaiseksi tai kompressorin jälkeisen lämpötilan noustessa liikaa RA1-lämpöpumppu sammui.

### Kompressori:

Kylmäainekierrossa kaasuna oleva aine siirtyy kompressorille, joka nostaa painetta ja tulistaa paineen avulla aineen. Ennen kompressoria kylmäaineen lämpötila on noin 18,6 °C ja kompressorin jälkeen noin 53,4 °C. Paine ennen kompressoria on noin 3,1 baaria

ja kompressorin jälkeen noin 6,4 baaria. Lämpötilat löytyvät taulukosta 1 ja paineet taulukosta 2. [6, s. 23]

#### Lauhdutin:

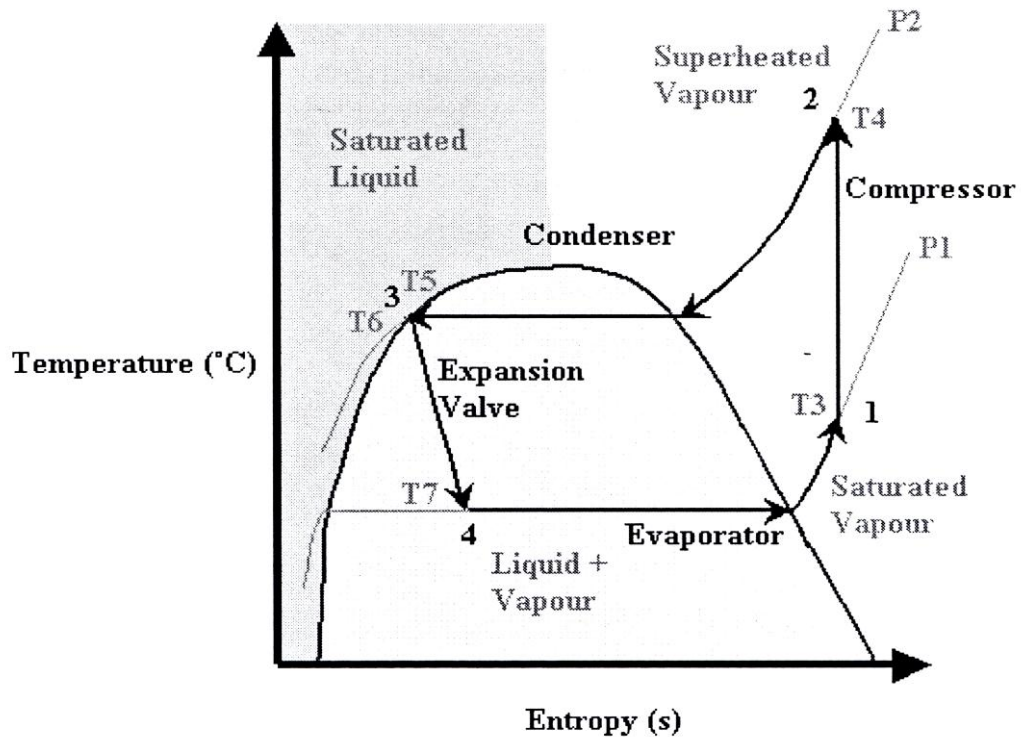
Tulistettu kylmäaine kulkeutuu lauhduttimelle, jossa se jäähtyy tulistetusta höyrystä nesteeksi luovuttaen latenttilämmön. Kylmäaineen lämpöenergia siirtyy veteen, joka virtaa lauhduttimessa. Ennen lauhdutinta kylmäaineen lämpötila on noin 53,4 °C ja lauhduttimen jälkeen noin 34 °C. Kompressorin muodostama 6,4 baarin paine säilyy lauhduttimessa. Lämpötilat löytyvät taulukosta 1 ja paineenarvo taulukosta 2. [6, s. 23]

#### Paisuntaventtiili:

Kylmäaine kulkeutuu nesteenä paisuntaventtiilille, jossa se pääsee laajenemaan ja paine laskee äkillisesti. Paineen laskun takia kylmäaine muuttuu seokseksi, joka sisältää nestettä ja kaasua. Lämpötila ennen paisuntaventtiiliä on noin 34 °C ja venttiilin jälkeen noin 6,7 °C. Paisuntaventtiili laskee paineen 6,4 baarista 3,1 baariin samalla jäähdyttäen kylmäaineen. Lämpötilat löytyvät taulukosta 1 ja paineet taulukosta 2. [6, s. 23]

#### Höyrystin:

Kylmäaine, joka on nestettä ja kaasua, siirtyy höyrystimelle. Höyrystimellä vedestä siirtyvä lämpöenergia höyrystää kylmäaineen. Lähtevä höyry palaa takaisin kompressorille. Lämpötila ennen höyrystintä on noin 6,7 °C ja höyrystimen jälkeen noin 18,6 °C. Paisuntaventtiilin alentama 3,1 baarin paine säilyy höyrystimellä. Lämpötilat löytyvät taulukosta 1 ja paineen arvo taulukosta 2. [6, s. 23]



Kuva 10. Ts-diagrammi lämpöpumpun kylmäainekierrolle [6, s. 23].

Lämpökerroin COP eli energiatehokkuusluku kertoo, kuinka paljon lämpöenergiaa lämpöpumppu tuottaa käyttäessään tietyn määrän sähköenergiaa. Lämpökertoimen suuruuteen vaikuttaa eniten kompressorin moottorin momentti. Mitä pienempi moottorin momentti on, sitä suurempi on lämpökertoimen arvo, koska moottori ei joudu tekemään silloin niin paljon työtä. Moottori ei myöskään silloin käytä niin paljon sähköä ja energiaa, jolloin hyötykerroin kasvaa. Harjoituksen A koeajojen lämpökertoimet löytyvät taulukosta 3.

Taulukko 1. RA1-lämpöpumpun käyntiarvojen ottoaika minuutteina ja sekunteina, järjestysluku ja lämpötilat. T1,T2,T8 ja T9 ovat veden lämpötiloja ja T3-T7 ovat kylmäaineen lämpötiloja

Aika	Käyntiarvo	T1 [°C]	T2 [°C]	T3 [°C]	T4 [°C]	T5 [°C]	T6 [°C]	T7 [°C]	T8 [°C]	T9 [°C]
00:00	1	21,5	33,2	18,6	53,4	34,2	34,0	6,7	20,3	14,8
01:46	2	21,5	33,4	18,6	53,5	34,2	34,1	6,7	20,4	14,7
02:24	3	21,5	33,3	18,7	53,5	34,1	34,1	6,6	20,3	14,8
03:02	4	21,4	33,3	18,6	53,5	34,0	34,0	6,4	20,3	14,7
04:13	5	21,5	33,4	18,8	53,5	34,2	34,0	6,7	20,4	14,8
05:06	6	21,5	33,3	18,8	53,6	34,1	34,0	6,6	20,4	14,8
06:20	7	21,6	33,4	18,7	53,6	34,3	34,0	6,7	20,4	14,9
08:34	8	21,6	33,4	18,5	53,6	34,3	34,0	6,7	20,4	14,8
09:38	9	21,5	33,4	18,6	53,7	34,2	34,1	6,7	20,4	14,7

Taulukko 2. RA1-lämpöpumpun kylmäaineen tilavuusvirta  $\dot{V}_R$  ja paineet ennen kompressoria ja sen jälkeen, veden tilavuusvirrat lauhduttimella ( $F_1$ ) ja höyrystimellä ( $F_2$ ) sekä kompressorin moottorin momentti  $\tau$

$\dot{V}_R$ [l/s]	$\tau$ [Nm]	P2 [bar]	P1 [bar]	F1 [l/s]	F2 [l/s]
0,0044	2,41	6,4	3,1	0,017	0,044
0,0044	2,24	6,4	3,1	0,017	0,044
0,0044	2,27	6,4	3,2	0,017	0,044
0,0044	2,28	6,4	3,2	0,017	0,044
0,0044	1,98	6,7	3,2	0,017	0,044
0,0044	2,28	6,5	3,1	0,017	0,044
0,0044	2,00	6,8	3,2	0,017	0,044
0,0044	2,28	6,5	3,3	0,016	0,044
0,0044	2,16	6,4	3,1	0,016	0,044

Taulukko 3. RA1-lämpöpumpun lauhduttimen (pumppu 1) ja höyrystimen (pumppu 2) vesipumppujen prosentuaaliset ja kompressorin moottorin tehon arvot sekä lauhduttimelta lähtevä lämpöenergia  $Q_{ulos}$ , höyrystimen absorboima lämpöenergia  $Q_{sisään}$ , kompressorin tekemä työ  $W_K$  ja lämpökerroin

Pumppu 1 teho [%]	Pumppu 2 teho [%]	Kompressorin moottorin teho [%]	$Q_{ulos}$ [W]	$Q_{sisään}$ [W]	$W_K$ [W]	Lämpökerroin
50	70	80	843,2	1034,0	296,7	3,48
50	70	80	849,0	1049,4	276,1	3,80
50	70	80	848,9	1034,0	279,5	3,70
50	70	80	851,7	1050,0	281,1	3,73
50	70	80	854,7	1041,4	243,6	4,27
50	70	80	848,9	1048,7	281,1	3,73
50	70	80	843,3	1032,7	246,2	4,20
50	70	80	771,1	1041,4	281,6	3,70
50	70	80	778,8	1064,1	266,4	3,99

### 6.3 Harjoitus B: lauhduttimen veden virtausnopeuden säätäminen

Aluksi ajettiin RA1-lämpöpumppua normaaliasetuksilla. Kun prosessi oli tasaantunut, vaihdettiin lauhduttimen pumpulle tehoksi 100 %, jolloin veden virtaus lauhduttimen läpi nousi arvosta 0,0186 l/s lukemaan 0,0249 l/s. Tämän jälkeen annettiin prosessin tasaantua. Sitten luettiin käyntiarvoja ja laskettiin lauhduttimen vesipumpun tehoa 95 %:iin ja annettiin prosessin tasaantua, jolloin veden virtaus laski arvoon 0,0234 l/s. Höyrystimen vesipumpun ja kompressorin moottorin tehoja ei muutettu. Lauhduttimen vesipumpun tehon laskemista jatkettiin 5 %:n välein, kunnes kompressorilta tulevan kylmäaineen lämpötila nousi 60 °C:seen. Veden virtaus lauhduttimen läpi oli tuolloin 0,0015 l/s ja lauhduttimen vesipumpun teho oli 15 %. Näillä asetuksilla prosessi toimi hetken, kunnes kompressori sammui, koska kompressorilta tulevan kylmäaineen lämpötila oli liian korkea ja tapahtui hätälukitus. RA1-lämpöpumppu käynnistettiin uudelleen ja siihen laitettiin normaaliasetukset niin, että se sai tasaantua. Vesipumpun tehon arvot löytyvät taulukosta 21, kylmäaineen lämpötilat taulukosta 19, prosessin veden tilavuusvirran arvot taulukosta 20. [6, s. 25] (Liite 12.)

Lauhduttimen veden virtauksen laskiessa muuttuivat prosessin eri vaiheissa lämpötilat huomattavasti ja kaikkein pienimmällä virtauksella kompressorin moottorin momentti nousi hyvin paljon. Myös kylmäaineen paineet kompressorin molemmilla puolilla nousivat. (Liite 12, taulukot 19 ja 20)



Lauhduttimen vesipumpun tehon ollessa 35 % oli veden virtaus 0,0093 l/s. Kompressorilta tulevan kylmäaineen lämpötila mittauspisteessä T4 pysyi melko vakiona tähän asti eli noin 53 °C:ssa. Kun lauhduttimen vesipumpun teho laskettiin 25 %:iin, laski virtaus arvoon 0,0039 l/s ja kylmäaineen lämpötila 50,4 °C:seen. Kun vesipumpun tehoa pienennettiin 15 %:iin asti, laski veden tilavuusvirta arvoon 0,0015 l/s ja kylmäaineen lämpötila nousi nopeasti 60,3 °C:seen. Vesipumpun tehon arvot löytyvät taulukosta 21, kylmäaineen lämpötilat taulukosta 19, prosessin veden tilavuusvirran arvot taulukosta 20. Tämän jälkeen lämpötila jatkoi vielä nousua niin paljon, että kompressor meni häätälukitukseen ja sammui. (Liite 12.)

Lauhduttimelta poistuvan veden virtausta säädetään vesipumpulla, jonka tehon ollessa 55 % ja veden tilavuusvirran 0,0186 l/s oli lämpötila mittauspisteessä T2 33,7 °C. Lauhduttimen vesipumpun tehoa alentamalla pieneni myös virtaus, mutta veden lämpötila nousi, koska vain vähän vettä meni enää kuuman lämmönvaihtimen läpi. Vesipumpun tehon ollessa 15 % oli veden virtaus 0,0015 l/s ja veden lämpötila oli 49,7 °C. Vesipumpun tehon arvot löytyvät taulukosta 21, veden lämpötilat taulukosta 19, prosessin veden tilavuusvirran arvot taulukosta 20. (Liite 12.)

Lauhduttimen vesipumpun tehon ollessa 55 % oli veden tilavuusvirta 0,0186 l/s ja kylmäaineen lämpötila 34,8 °C mittauspisteessä T5. Kun lauhduttimen vesipumpun teho laskettiin 15 %:iin, laski veden tilavuusvirta arvoon 0,0015 l/s ja kylmäaineen lämpötila nousi 58 °C:seen. Vesipumpun tehon arvot löytyvät taulukosta 21, kylmäaineen lämpötilat taulukosta 19, prosessin veden tilavuusvirran arvot taulukosta 20. Lauhduttimen vesipumpun tehon laskiessa veden tilavuusvirta pieneni, mikä aiheutti kylmäaineen lämpötilan nousun. Kylmäaineen lämpötila nousi, koska lauhduttimessa ei virrannut niin paljon vettä, että se olisi voinut lauhduttaa kylmäainetta. (Liite 12.)

Lauhduttimen vesipumpun tehon laskiessa alle 50 %:n laski lauhduttimen veden tilavuusvirta alle 0,0171 l/s ja kylmäaineen lämpötilat alkoivat nousta ennen paisuntaventtiiliä ja sen jälkeen olevissa lämpötilan mittauspisteissä T6 ja T7. Lauhduttimen vesipumpun tehon ollessa 45 % ja veden virtauksen 0,0142 l/s oli kylmäaineen lämpötila mittauspisteessä T6 35,3 °C. Vesipumpun tehon laskiessa 15 %:iin ja veden virtauksen laskiessa 0,0015 l/s oli kylmäaineen lämpötila noussut 53 °C:seen. Paisuntaventtiilin

jälkeen olevassa kylmäaineen lämpötilan mittauspisteessä T7 lämpötila oli 7,7 °C, kun lauhduttimen vesipumpun teho oli säädetty 45 %:iin ja veden tilavuusvirta oli 0,0142 l/s. Vesipumpun tehon laskiessa 15 %:iin oli veden tilavuusvirta 0,0015 l/s ja kylmäaineen lämpötila oli mittauspisteessä T7 noussut 18,3 °C:seen. Vesipumpun tehon arvot löytyvät taulukosta 21, kylmäaineen lämpötilat taulukosta 19, prosessin veden tilavuusvirran arvot taulukosta 20. (Liite 12.)

Kun lauhduttimen vesipumpun teho oli laskettu 70 %:iin, niin lauhduttimen veden virtaus oli 0,0210 l/s ja kylmäaineen lämpötila mittauspisteessä T3 oli 18,0 °C. Kun vesipumpun tehoa pienennettiin 40 %:iin asti, niin veden virtaus pieneni arvoon 0,0117 l/s ja kylmäaineen lämpötila laski 10,4 °C:seen. Kun vesipumpun tehoa pienennettiin 15 %:iin, laski veden virtaus arvoon 0,0015 l/s ja kylmäaineen lämpötila nousi 18,6 °C:seen. Vesipumpun tehon arvot löytyvät taulukosta 21, kylmäaineen lämpötilat taulukosta 19, prosessin veden tilavuusvirran arvot taulukosta 20. (Liite 12.)

Kun lauhduttimessa jäähdytysveden virtaus on pieni, se ei enää lauhduta kompressorilta tulevaa kylmäainekaasua niin hyvin kuin jäähdytysveden virtauksen ollessa normaali. Jäähdytysveden tilavuusvirran ollessa pieni, kylmäaineen lämpötila on korkeampi koko prosessissa.

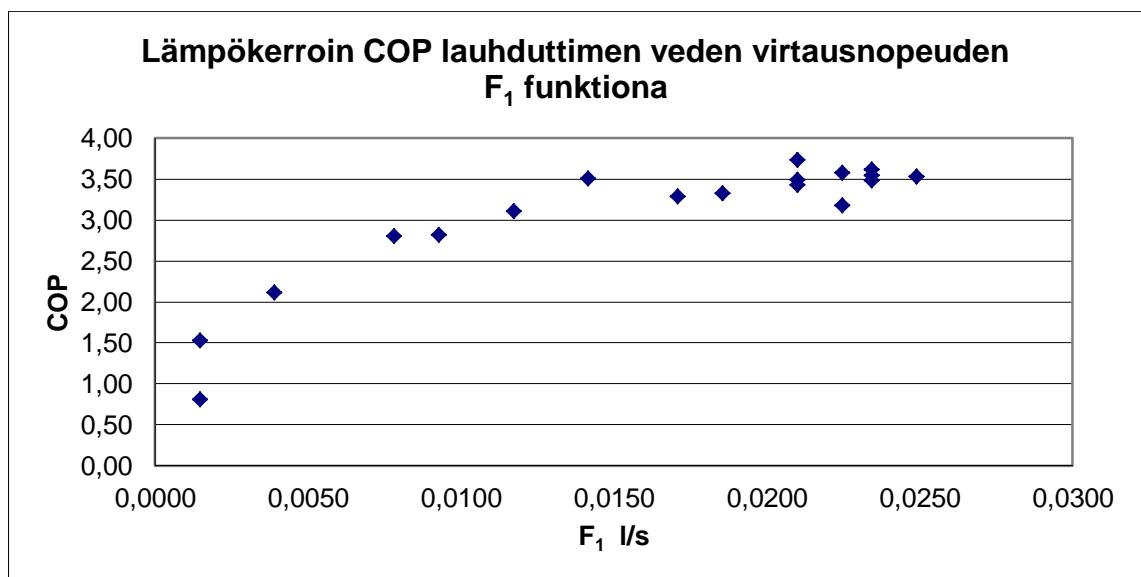
Kun vesipumpun teho laskettiin alle 45 %:n, niin veden virtaus laski alle 0,0142 l/s ja kylmäaineen paine alkoi nousta ennen kompressoria ja sen jälkeen olevissa painemittauspisteissä P1 ja P2. Vesipumpun tehon arvot löytyvät taulukosta 21, prosessin paineen ja veden tilavuusvirran arvot taulukosta 20. (Liite 12, taulukot 20 ja 21)

Lauhduksen vesipumpun tehon ollessa 45 % ja veden virtauksen 0,0142 l/s oli kylmäaineen paine ennen kompressoria mittauspisteessä P1 vielä tasainen 3,3 baaria. Kompressorin jälkeen samalla vesipumpun teholla ja veden virtauksella paine oli mittauspisteessä P2 6,8 baaria. Kun vesipumpun tehoa laskettiin 40 %:iin, niin veden virtaus laski arvoon 0,0117 l/s ja kylmäaineen paine nousi ennen kompressoria 3,6 baariin ja kompressorin jälkeen 7,1 baariin. Vesipumpun tehon arvot löytyvät taulukosta 21, prosessin paineen ja veden tilavuusvirran arvot taulukosta 20. (Liite 12, taulukot 20 ja 21)

Kun lauhduttimen vesipumpun teho oli laskettu 15 %:iin ja veden virtaus oli 0,0015 l/s, niin kylmäaineen paine ennen kompressoria oli 6,4 baaria ja kompressorin jälkeen 10,7 baaria. Vesipumpun tehon arvot löytyvät taulukosta 21, prosessin paineen ja veden tilavuusvirran arvot taulukosta 20. (Liite 12, taulukot 20 ja 21)

Lauhduttimen hyötysuhde ylitti kahdessa mittauspisteessä 90 %:n, mikä nähdään kuvasta 20 ja taulukosta 15. Vesipumpun tehot olivat silloin 100 % ja 60 %. Parhaan hyötysuhteen sai, kun vesipumpun teho oli 100 %. Silloin lauhduttimen hyötysuhde oli 90,9 %. Kun vesipumpun teho oli 60 %, oli lauhduttimen hyötysuhde 90,7 % ja lauhduttimen läpi virtaavan veden määrä oli 0,0210 l/s. Ennen kompressoria paine oli 3,3 baaria ja kompressorin jälkeen 6,5 baaria. Vesipumpun tehon arvot löytyvät taulukosta 21, prosessin paineen ja veden tilavuusvirran arvot taulukosta 20. Lauhduttimen hyötysuhteen arvot löytyvät taulukosta 15. (Liite 8; Liite 12, taulukot 20 ja 21)

RA1-lämpöpumpun lämpökerroin kasvaa noin 3,50:een, kun lauhduttimen läpi menevä tilavuusvirta kasvaa. Tämä näkyy kuvasta 11.



Kuva 11. RA1-lämpöpumpun lämpökertoimen muutos lauhduttimen veden virtausta muutettaessa

#### 6.4 Harjoitus C: höyrystimen veden virtausnopeuden säätäminen

Aluksi ajettiin RA1-lämpöpumppua normaaliasetuksilla. Kun prosessi oli tasaantunut, vaihdettiin höyrystimen pumpulle tehoksi 100 %, jolloin veden virtaus höyrystimen läpi oli 0,0469 l/s. Tämän jälkeen annettiin prosessin tasaantua. Sitten luettiin käyntiarvoja ja laskettiin höyrystimen vesipumpun tehoa 95 %:iin ja annettiin prosessin tasaantua, jolloin veden virtaus oli sama 0,0469 l/s. Lauhduttimen vesipumpun ja kompressorin moottorin tehoa ei muutettu. Höyrystimen vesipumpun tehon laskemista jatkettiin 5 %:n välein, kunnes paisuntaventtiililtä tulevan kylmäaineen lämpötila laski -1 °C:seen. Veden virtaus höyrystimen läpi oli tällöin 0,0015 l/s ja höyrystimen vesipumpun teho 20 %. Kun haluttuun lämpötilaan oli päästy, prosessiin laitettiin normaaliasetukset takaisin ja annettiin tasaantua. Vesipumpun tehon arvot löytyvät taulukosta 24, kylmäaineen lämpötilat taulukosta 22, prosessin veden tilavuusvirran arvot taulukosta 23. (Liite 13.) [6, s. 27 - 28]

Höyrystimen vesipumpun tehoa laskemalla veden virtaus laski höyrystimen läpi. Veden virtauksen laskiessa alkoi prosessissa kylmäaineen lämpötila laskea ennen höyrystintä ja kompressoria ja kompressorin jälkeen. Höyrystimeltä tulevan veden lämpötila laski ensin ja nousi sitten vähän. Kylmäaineen paineet kompressorin molemmilla puolilla laskivat vähän. Muuten prosessin lämpötilat pysyivät melko vakioina. (Liite 13.)

Höyrystimen vesipumpun tehoa laskemalla lauhduttimen veden lämpötila laski mittauspisteessä T2 noin 3 °C kolmella viimeisellä mittauksella. Tällöin höyrystimen vesipumpun tehot olivat 30 %, 25 % ja 20 %. Veden virtaus höyrystimen läpi oli 0,0093, 0,0063 ja 0,0015 l/s. Vesipumpun tehon arvot löytyvät taulukosta 24, veden lämpötilat taulukosta 22, prosessin veden tilavuusvirran arvot taulukosta 23. (Liite 13.)

Höyrystimen vesipumpun tehoa laskettaessa alle 70 %:n alkoi kylmäaineen lämpötila laskea ennen kompressoria ja kompressorin jälkeen mittauspisteissä T3 ja T4. Vesipumpun tehon ollessa 70 % höyrystimen läpi virtaavan veden määrä oli 0,0405 l/s. Vesipumpun tehon arvot löytyvät taulukosta 24, kylmäaineen lämpötilat taulukosta 22, prosessin veden tilavuusvirran arvot taulukosta 23. (Liite 13.)

Ennen kompressoria olevassa mittauspisteessä T3 kylmäaineen lämpötila oli 21,7 °C, kun höyrystimen vesipumpun teho oli säädetty 70 %:iin. Kylmäaineen lämpötila laski

aina  $-0,3\text{ °C}$ :seen höyrystimen vesipumpun tehon saavuttaessa 20 %. Vesipumpun tehon ollessa 20 % oli veden virtauksen määrä  $0,0015\text{ l/s}$ . Höyrystimen vesipumpun tehon ollessa 70 % oli kompressorin jälkeen olevassa mittauspisteessä T4 kylmäaineen lämpötila  $52,0\text{ °C}$ . Kun vesipumpun tehoa laskettiin 20 %:iin, laski virtauksen määrä arvoon  $0,0015\text{ l/s}$  ja kylmäaineen lämpötila kompressorin jälkeen oli  $31,2\text{ °C}$ . Vesipumpun tehon arvot löytyvät taulukosta 24, kylmäaineen lämpötilat taulukosta 22, prosessin veden tilavuusvirran arvot taulukosta 23. (Liite 13.)

Höyrystimen vesipumpun tehon ollessa yli 30 % pysyivät lämpötilamittauspisteiden T5 ja T6 lämpötilat vakioina. Lämpötilat olivat 32 ja  $34\text{ °C}$ :n välissä. Höyrystimen vesipumpun tehoa laskettaessa alle 30 % laski lauhduttimen jälkeisen veden lämpötila noin  $2\text{ °C}$  mittauspisteessä T2. Ennen termostaattista paisuntaventtiiliä oleva lämpötila laski  $2\text{ °C}$  mittauspisteessä T6. Vesipumpun tehon ollessa 30 % oli höyrystimen läpi virtaavan veden määrä  $0,0093\text{ l/s}$ . Vesipumpun tehon arvot löytyvät taulukosta 24, kylmäaineen ja veden lämpötilat taulukosta 22, prosessin veden tilavuusvirran arvot taulukosta 23. (Liite 13.)

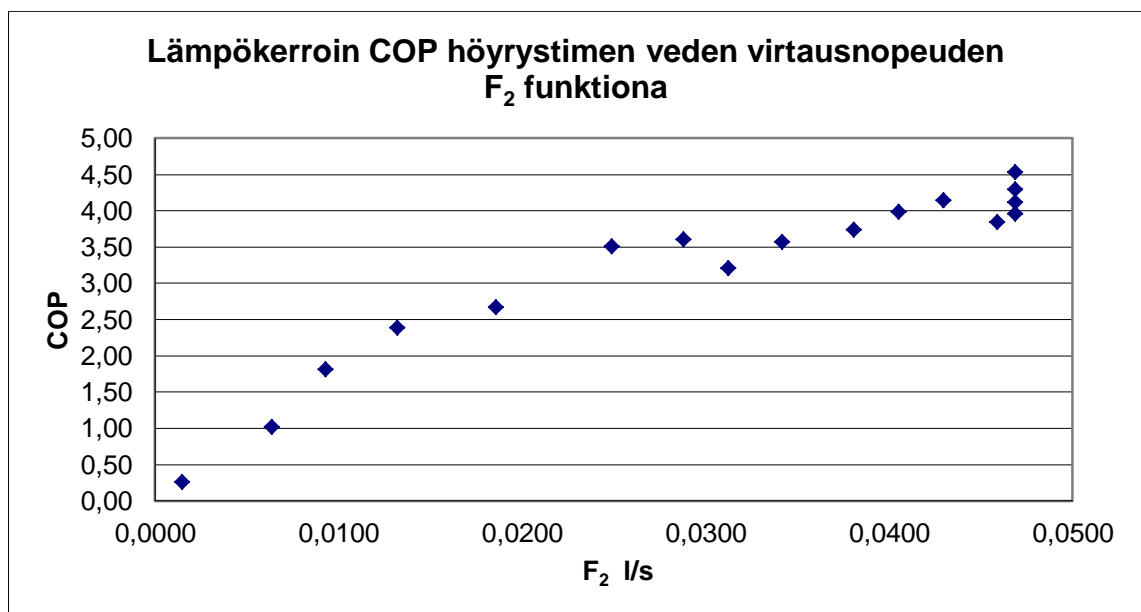
Paisuntaventtiilin jälkeen olevassa mittauspisteessä T7 kylmäaineen lämpötila alkoi laskea arvoon  $6,5\text{ °C}$ , kun höyrystimen vesipumpun tehoa laskettiin alle 85 %:n. Höyrystimen vesipumpun tehon ollessa 85 % oli höyrystimen läpi kulkevan veden virtaus  $0,0469\text{ l/s}$ . Vesipumpun tehoa laskettaessa 20 %:iin laski veden virtaus arvoon  $0,0015\text{ l/s}$  ja paisuntaventtiilin jälkeinen lämpötila laski  $-1,0\text{ °C}$ :seen. Lämpötilanmittauspisteeseen T7 lämpötila  $-1,0\text{ °C}$  oli tämän koeajon lopetuspiste, joka oli annettu laitteen valmistajan käyttöohjeessa. Jos lämpötila laskisi alle  $-2,5\text{ °C}$ :n, niin kompressorin sammuisi. Vesipumpun tehon arvot löytyvät taulukosta 24, kylmäaineen lämpötilat taulukosta 22, prosessin veden tilavuusvirran arvot taulukosta 23. [6, s. 28] (Liite 13.)

Höyrystimelle tulevan veden lämpötila pysyi melko vakiona, mutta höyrystimeltä poistuvan veden lämpötila laski ja nousi sitten vähän. Höyrystimen vesipumpun tehoa laskettaessa 100 %:sta 85 %:iin pysyi höyrystimen läpi virtaavan veden määrä  $0,0469\text{ l/s}$ . Höyrystimeltä poistuvan veden lämpötila oli  $17,4$  ja  $17,5\text{ °C}$ :n välillä. Kun vesipumpun tehoa laskettiin 80 %:sta 30 %:iin, niin veden virtaus höyrystimen läpi laski arvosta  $0,0469\text{ l/s}$  arvoon  $0,0093\text{ l/s}$ . Vesipumpun tehoa laskettaessa 80 %:sta 30 %:iin laski ulos tulevan veden lämpötila  $17,5\text{ °C}$ :sta  $11,6\text{ °C}$ :seen. Vesipumpun tehoa laskettaessa

ensin 25 %:iin ja sitten 20 %:iin laski veden virtaus ensin arvosta 0,0063 l/s arvoon 0,0015 l/s. Höyrystimestä ulos tulevan veden lämpötila nousi ensin vesipumpun tehon alennuksen johdosta 14,5 °C:seen ja laski viimeisellä mittauksella 14,3 °C:seen. Vesipumpun tehon arvot löytyvät taulukosta 24, veden lämpötilat taulukosta 22, prosessin veden tilavuusvirran arvot taulukosta 23. (Liite 13.)

Höyrystimen vesipumpun tehon ollessa yli 35 %:n olivat ennen kompressoria ja kompressorin jälkeen olevat paineet melko vakioarvoissa, ennen kompressoria 3,1 - 3,2 baaria ja kompressorin jälkeen 6,2 - 6,5 baaria. Höyrystimen vesipumpun tehoa laskettaessa 35 %:sta 20 %:iin laski ennen kompressoria oleva paine 3,2 baarista 2,7 baariin ja kompressorin jälkeen 6,2 baarista 4,3 baariin. Vesipumpun tehon arvot löytyvät taulukosta 24 ja prosessin paineen arvot taulukosta 23. (Liite 13, taulukot 23 ja 24)

Höyrystimen vesipumpun tehoa pienennettäessä laski myös prosessin lämpökerroin, joka näkyy kuvassa 12. Lämpökertoimeen vaikuttavat höyrystimen läpi virtaavan veden määrä ja lämpötilat ja kompressorin moottorin teho ja momentti. (Liite 13.)



Kuva 12. RA1-lämpöpumpun lämpökertoimen COP muutos höyrystimen veden virtausta  $F_2$  muutettaessa

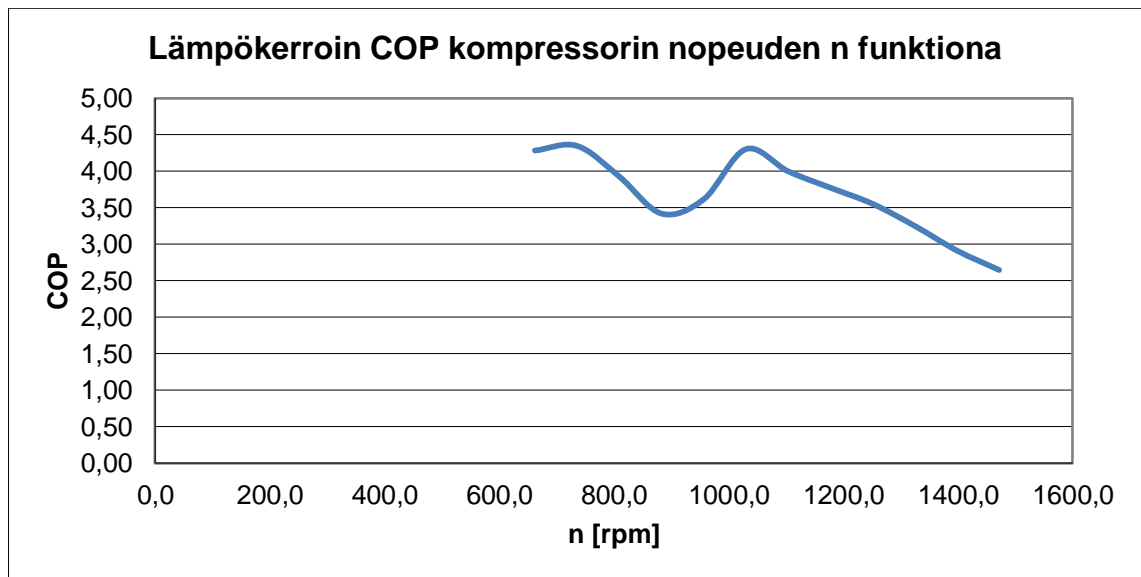
## 6.5 Harjoitus D: kompressorin moottorin nopeuden säätäminen

Aluksi ajettiin RA1-lämpöpumppua normaaliasetuksilla. Kun prosessi oli tasaantunut, nostettiin kompressorin moottorin teho 100 %:iin ja katsottiin, että kylmäaine virtaa tasaisesti. Annettiin prosessin tasaantua. Ensimmäisellä kokeilukerralla prosessi tasaantui hyvin, mutta toisella kokeilukerralla prosessi muuttui epästabiiliksi. Kun paisunta-venttiilin jälkeinen kylmäaineen lämpötila laski alle  $-2,5$  °C:n, niin kompressorin sammui, jottei sinne pääsisi nestemäisessä muodossa olevaa kylmäainetta. Sitten alettiin laskea kompressorin moottorin tehoa 5 %:n välein. Jokaisessa välissä luettiin käyntiarvoja ja seurattiin kylmäaineen virtausta, että se pysyy tasaisena. Laskettiin kompressorin moottorin tehoa 5 %:n välein niin kauan, että kylmäaineen virtaus muuttui epäsäännölliseksi virtausmittarilla FM3. Sitten laitettiin takaisin normaaliasetukset kompressorin moottorille eli 80 %:n teho. Ensimmäisellä kokeilukerralla kylmäaineen virtaus muuttui epästabiiliksi, kun kompressorin moottorin teho oli 45 %. Toisella kokeilukerralla kylmäaineen virtaus muuttui epästabiiliksi, kun kompressorin moottorin teho oli 50 %. Kompressorin moottorin tehon arvot löytyvät taulukosta 27 ja kylmäaineen lämpötilat taulukosta 25. (Liite 14, taulukot 25 ja 27) [6, s. 29 - 30]

Kompressorin moottorin nopeutta muutettaessa muuttuu myös kylmäaineen virtaus, koska kompressorin työntää höyrystynyttä kylmäainetta paineella eteenpäin. Kylmäaineen tilavuusvirta on suoraan verrannollinen kompressorin nopeuteen ja moottorin antamaan tehoon, eli kun kompressorin nopeus kasvaa, kasvaa myös kylmäaineen tilavuusvirta. Kompressorin moottorin normaaliteholla 80 % tilavuusvirta oli 0,0046 l/s. Kylmäaineen tilavuusvirta ei silti kasva kovinkaan paljon, vaikka kompressorin moottorin tehoa nostetaan 20 %. Nostettaessa kompressorin moottorin tehoa 80 %:sta 100 %:iin nousi kylmäaineen tilavuusvirta 0,0001 l/s. Kompressorin moottorin tehon ollessa 100 % oli tilavuusvirta 0,0047 l/s. Kun kompressorin nopeutta laskettiin, laski myös kylmäaineen tilavuusvirta. Kompressorin moottorin tehon ollessa 55 % oli kylmäaineen tilavuusvirta 0,0042 l/s. Kompressorin moottorin tehoa säädettäessä alueella 55 - 100 % muuttui kylmäaineen tilavuusvirta 0,0006 l/s. Kompressorin moottorin tehon arvot löytyvät taulukosta 27 ja kylmäaineen tilavuusvirran arvot taulukosta 26. (Liite 14, taulukot 26 ja 27)

Lämpökertoimen ja kompressorin nopeuden välinen kuvaaja kertoo, kuinka tärkeää on käyttää kompressorin tietyillä nopeuksilla, niin ettei kompressorin rasi liikaa, vaan kes-

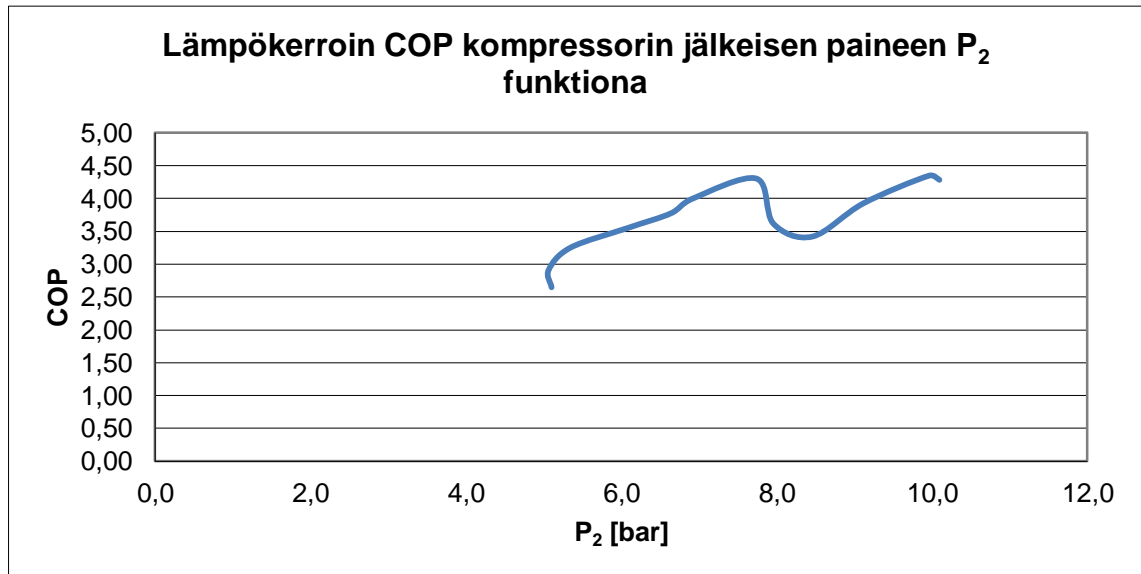
tää ehjänä paljon kauemmin. Kuvassa 13 lämpökertoimen ja kompressorin nopeuden kuvaajasta selviää, että nopeuden kasvaessa yli 1030 rpm:n laskevat lämpökertoimen arvot. Kompressorin nopeuden ollessa 1030,4 rpm on lämpökertoimen arvo 4,30. Kompressorin nopeuden laskiessa 809,6 rpm:ään laskee lämpökerroin arvoon 3,93. Kompressorin nopeuden ollessa 736 rpm saa lämpökerroin suurimman arvon 4,35. Olen sitä mieltä, että kompressoria kannattaa käyttää 736 rpm:n nopeudella. Kompressorin moottorin nopeuden arvot löytyvät taulukosta 26 ja RA1-lämpöpumpun lämpökertoimen arvot taulukosta 27. (Liite 14, taulukot 26 ja 27)



Kuva 13. RA1-lämpöpumpun lämpökertoimen muutos kompressorin nopeuden muuttuessa

Kuvassa 14 lämpökertoimen ja kompressorin jälkeisen paineen kuvaajasta näkee, kuinka tärkeää on paineistaa kylmäaine kompressorilla tiettyyn paineeseen. Kompressorin hyötysuhde on parhaimmillaan, kun kompressorin teho on 90 %, joka näkyy kuvasta 22 ja taulukosta 17. (Liite 10.)





Kuva 14. RA1-lämpöpumpun lämpökertoimen muutos, kun kompressorin jälkeinen paine muuttuu kompressorin nopeuden muutoksen mukana

#### 6.6 Harjoitus E: paisuntaventtiilin säätäminen

Aluksi ajettiin RA1-lämpöpumppua normaaliasetuksilla. Tarkistettiin, että vesi virtasi lauhduttimen ja höyrystimen läpi mittauspisteissä FM1 ja FM2. Tarkistettiin myös kylmäaineen virtaus paikallisesta virtausmittarista FM3. Poistettiin paisuntaventtiilin säätöruuvia suojaava hattu ja avattiin säätöruuvi täysin auki ja annettiin prosessin tasaantua. Harjoituksen tarkoituksena oli tutkia, mitä prosessin lämpötiloille ja paineille tapahtuu, kun paisuntaventtiiliä säädetään. Sitten alettiin lukea käyntiarvoja siten, että paisuntaventtiilin säätöruuvi oli täysin auki. Sitten säätöruuvia säädettiin  $\frac{1}{4}$  kierrosta kiinni, annettiin prosessin tasaantua ja luettiin käyntiarvoja. [6, s. 31 - 33]

Toistettiin edellä mainitut toimenpiteet, kunnes hyötykertoimen arvon olisi pitänyt tasaantua. Näin ei tapahtunut, vaan lämpökertoimen arvot vaihtelivat jokaisella kolmella mittauskerralla koko mittauksen ajan. Ensimmäisellä kerralla sain 11 mittaustulosta, kunnes paisuntaventtiilin jälkeinen lämpötila laski liikaa (alle  $-2,5$  °C:n) ja kompressorin sammui.

Toisella mittauskerralla en saanut yhtään tulosta, koska paisuntaventtiilin jälkeinen lämpötila laski liikaa (alle  $-2,5$  °C:n) koko ajan ja kompressorin sammui jatkuvasti. Syyksi tälle sammumiselle arvioin, että kompressorin teho oli liian korkealla 100 %:ssa.

Kolmannella kerralla saatiin tehtyä 24 mittausta, ennen kuin kompressorin sammui. Mittausten määrä näkyy taulukosta 27. Lopuksi paisuntaventtiilin säätöruuvi säädettiin normaaliin asentoon, joka on tasan neljä kierrosta kiinni täysin auki olevasta asennosta.

Kun paisuntaventtiilin säätöruuvia kiristettiin, niin osa prosessin lämpötiloista muuttui. Paisuntaventtiilin, kompressorin ja lauhduttimen jälkeen olevat lämpötilat T7, T4 ja T5 muuttuivat ja ennen paisuntaventtiiliä oleva lämpötila T6 muuttui. Nämä lämpötilat löytyvät taulukosta 28 ja kuvasta 24. Paisuntaventtiilin jälkeen olevassa mittauspisteessä lämpötila alkoi laskea neljänneksi viimeisimmän näytteen jälkeen. Kompressorin jälkeen oleva lämpötila nousi aluksi, mutta tasaantui harjoituksen loppua kohden. Lauhduttimen jälkeen ja paisuntaventtiiliä ennen olevat lämpötilat nousivat aluksi, mutta tasaantuivat kuudennen näytteen kohdalla. (Liite 15, taulukko 28; Liite 18, kuva 24.)

Kun paisuntaventtiilin säätöruuvia oli kiristetty 4,5 kierrosta eli oli otettu 18 lukemaa, niin kompressorin jälkeen oleva lämpötila T4 nousi 43,9 °C:sta 49,6 °C:seen. Kun säätöruuvia kiristettiin puoli kierrosta lisää, lämpötila nousi 50,0 °C:seen. Kun säätöruuvia oli kiristetty 6 kierrosta, lämpötila oli 50,4 °C eli lämpötila pysyi melko tasaisena lopumittauksien ajan. Lämpötilat löytyvät taulukosta 28 ja kuvasta 24. (Liite 15, taulukko 28; Liite 18, kuva 24.)

Mittauspisteessä T7 lämpötila pysyi tasaisena, kunnes säätöruuvia oli kiristetty 5 kierrosta eli oli luettu 20 käyntiarvoa. Silloin lämpötila laski 1,0 °C:sta -1,6 °C:seen. Kun lämpötila oli -1,6 °C, oli säätöruuvia kiristetty 6 kierrosta. Kun säätöruuvia kiristettiin vielä ¼ kierrosta lisää, niin kompressorin sammui, koska lämpötila laski alle -2,5 °C:n. Lämpötilat ja käyntiarvojen määrä löytyvät taulukosta 28 ja kuvasta 24. (Liite 15, taulukko 28; Liite 18, kuva 24.)

Lauhduttimen jälkeen oleva lämpötila nousi aluksi, mutta tasaantui, kun säätöruuvia oli kiristetty 1,75 kierrosta eli 7. käyntiarvon kohdalla. Lauhduttimen jälkeinen lämpötila nousi 22,5 °C:sta 29,4 °C:seen. Paisuntaventtiiliä ennen oleva lämpötila nousi aluksi, mutta tasaantui, kun säätöruuvia oli kiristetty 3 kierrosta eli 12. käyntiarvon kohdalla. Paisuntaventtiiliä ennen oleva lämpötila nousi 21,8 °C:sta 29,1 °C:seen. Kokeen lopus-

sa molemmat lämpötilat laskivat hiukan ja muut lämpötilat pysyivät melko vakioina. Lämpötilat ja käyntiarvojen määrä löytyvät taulukosta 28 ja kuvasta 24. (Liite 15, taulukko 28; Liite 18, kuva 24.)

Kun paisuntaventtiilin säätöruuvia kiristettiin, niin paine ennen kompressoria mittauspisteessä P1 pysyi tasaisena. Kompressorin jälkeen paine mittauspisteessä P2 nousi aluksi. Sitten paine tasaantui ja harjoituksen lopussa paine nousi kaksi kertaa yli 5 baarin ja laski sitten 4,2 baariin. Paineiden arvot löytyvät taulukosta 29 ja kuvasta 23. (Liite 16, taulukko 29; Liite 18, kuva 23.)

Ennen kompressoria oleva paine pysyi melko tasaisena koko kokeen ajan, noin 2,6 - 2,8 baarina. Paineiden arvot löytyvät taulukosta 29 ja kuvasta 23. (Liite 16, taulukko 29; Liite 18, kuva 23.)

Kun säätöruuvia oli kiristetty kaksi kierrosta, nousi kompressorin jälkeinen paine 5,1 baariin, minkä jälkeen se laski alle 5 baarin, kun säätöruuvia kiristettiin lisää. Kun säätöruuvia oli kiristetty 4,5 kierrosta, nousi paine 5,3 baariin. Ennen paineen nousua paine pysyi melko tasaisena. Seuraavalla kahdella kiristyksellä paine laski 5,3 baarista 4,7 baariin. Sitten paine taas nousi 5,1 baariin, minkä jälkeen paine laski aina 4,2 baariin. Paineiden arvot löytyvät taulukosta 29 ja kuvasta 23. (Liite 16, taulukko 29; Liite 18, kuva 23.)

Paisuntaventtiilin asetuksia muuttamalla kompressori sammuu, kun venttiilin säätöruuvia kiristetään tarpeeksi, koska silloin paisuntaventtiilin jälkeen oleva kylmäaineen lämpötila laskee alle  $-2,5\text{ °C}$ :n. Paisuntaventtiilin säätöruuvia säätämällä muutetaan venttiilin tilavuutta, jossa paine alenee ja voidaan säätää kylmäaineen lämpötilaa. Kylmäaineen lämpötilat löytyvät taulukosta 28. (Liite 15, taulukko 28)

## 6.7 Harjoitus F: RA1-lämpöpumpun kylmäaineeseen liittyviä laskuja

Tässä harjoituksessa laskettiin kylmäaineen fysikaalisten ominaisuuksien perusteella systeemin suorituskykyä ja energiataseita. [6, s. 34 - 38]

Laskut laskettiin aikaisemmin tehtyjen käyntiarvojen perusteella. Laskettiin kaavoilla halutut arvot ja vertailtiin niitä. Näiden laskujen lisäksi interpoloitiin entalpian arvot tietyissä lämpötiloissa, jotta voitiin laskea laskut, joissa tarvittiin entalpioiden muutoksia. Entalpian arvoja tietyissä lämpötiloissa löytyy liitteen 2 taulukosta 9 ja entalpian arvoja tietyssä paineessa löytyy liitteen 2 taulukosta 10 [6, s. 20 - 21]

## 7 RA1-lämpöpumpun tuloksien laskeminen

Lasketaan ensin kylmäaineelle massavirta tiheyden ja virtauksen avulla. Kylmäaineen tiheys on 1,203 kg/l. Kylmäaineen massavirtaa tarvitaan harjoituksissa A-D. Massavirran arvoja tarvitaan kylmäaineen tekemän työn laskemiseen. Massavirran arvoja tarvitaan myös kylmäaineesta siirtyvän lämpöenergian laskemiseen ja kylmäaineeseen absorboituvan lämpöenergian laskemiseen. Veden massavirtoja tarvitaan lauhduttimelta lähtevän energian laskemisessa ja höyrystimelle tulevan energian laskemisessa.

$$\dot{m}_R = \dot{V}_R \cdot \rho_R$$

$$\dot{m}_V = \dot{V}_V \cdot \rho_V$$

jossa

- $\dot{V}_R$  = kylmäaineen tilavuusvirta (l/s)
- $\rho_R$  = kylmäaineen tiheys (kg/l)
- $\dot{m}_R$  = kylmäaineen massavirta (kg/s)
- $\dot{V}_V$  = veden tilavuusvirta (l/s)
- $\rho_V$  = veden tiheys (1 kg/l)
- $\dot{m}_V$  = veden massavirta (kg/s)

Kylmäaineen tekemää työtä käytetään kompressorin hyötysuhteen laskemiseen. Kylmäaineesta siirtyvän lämpöenergian arvoja käytetään lauhduttimen hyötysuhteen laskemiseen ja kylmäaineeseen absorboituvan lämpöenergian arvoja käytetään höyrystimen hyötysuhteen laskemiseen.

Lauhdutin

Kylmäaineesta siirtyvän lämpöenergian laskemiseen pitää interpoloida entalpian arvot lämpötilojen avulla. Interpolointiin käytetään liitteessä 2 olevia entalpian arvoja. Lauhduttimelta lähtevän energian laskemiseen tarvitaan lauhduttimen läpi virtaavan veden massavirta ja lauhduttimelta ulos tulevan ja sisään menevän veden lämpötilat. Lauh-

duttimelta lähtevän energian arvoja käytetään lauhduttimen hyötysuhteen laskemiseen. Lauhduttimen hyötysuhde lasketaan siten, että lauhduttimelta lähtevä energia jaetaan kylmäaineesta poistuvalla lämpöenergian määrällä. Saatu tulos kerrotaan vielä sadalla prosentilla.

$$H_{ulos} = \dot{m}_R \cdot (h_3 - h_2)$$

$$Q_{ulos} = \dot{m}_{v1} \cdot C_p \cdot (T_2 - T_1)$$

$$\text{Hyötysuhde} = \frac{Q_{ulos}}{H_{ulos}} \cdot 100\%$$

$$\dot{m}_{v1} = \dot{V}_{v1} \cdot \rho_v$$

jossa

- $\dot{m}_R$  = kylmäaineen massavirta (kg/s)
- $h_3$  = lauhduttimelta ulos tulevan kylmäaineen entalpia (J/kg)
- $h_2$  = lauhduttimelle sisään menevän kylmäaineen entalpia (J/kg)
- $H_{ulos}$  = kylmäaineesta poistuva lämpöenergia (W)
- $Q_{ulos}$  = lauhduttimelta veden mukana lähtevä energia (W)
- $T_2$  = lauhduttimelta ulos tulevan veden lämpötila (°C)
- $T_1$  = lauhduttimelle sisään menevän veden lämpötila (°C)
- hyötysuhde (%)
- $C_p$  = veden ominaislämpö (4200 J/kg K)
- $\dot{m}_{v1}$  = lauhduttimen läpi virtaava veden massavirta (kg/s)
- $\dot{V}_{v1} = F_1$  = lauhduttimen läpi virtaavan veden tilavuusvirta (l/s)
- $\rho_v$  = veden tiheys (1 kg/l)

## Höyrystin

Kylmäaineeseen absorboituvan lämpöenergian laskemiseen pitää interpoloida entalpien arvot lämpötilojen avulla. Interpolointiin käytetään liitteessä 2 olevia entalpien arvoja. Höyrystimelle tulevan energian laskemiseen tarvitaan höyrystimen läpi virtaavan veden massavirta ja lauhduttimelta ulos tulevan ja sisään menevän veden lämpötilat. Höyrystimelle tulevan energian arvoja käytetään höyrystimen hyötysuhteen laskemiseen. Höyrystimen hyötysuhde lasketaan siten, että höyrystimelle tuleva energia jaetaan kylmä-

aineeseen absorboituvan lämpöenergian määrällä. Saatu tulos kerrotaan vielä sadalla prosentilla.

$$H_{\text{sisään}} = \dot{m}_R \cdot (h_1 - h_4)$$

$$Q_{\text{sisään}} = \dot{m}_{V2} \cdot C_p \cdot (T_9 - T_8)$$

$$\text{Hyötysuhde} = \frac{Q_{\text{sisään}}}{H_{\text{sisään}}} \cdot 100\%$$

$$\dot{m}_{V2} = \dot{V}_{V2} \cdot \rho_V$$

jossa

- $\dot{m}_R$  = kylmäaineen massavirta (kg/s)
- $h_4$  = höyrystimelle sisään menevän kylmäaineen entalpia (J/kg)
- $h_1$  = höyrystimeltä ulos tulevan kylmäaineen entalpia (J/kg)
- $H_{\text{sisään}}$  = kylmäaineeseen absorboituva lämpöenergia (W)
- $Q_{\text{sisään}}$  = Höyrystimelle tuleva energia (W)
- $T_9$  = höyrystimeltä ulos tulevan veden lämpötila (°C)
- $T_8$  = höyrystimelle sisään menevän veden lämpötila (°C)
- hyötysuhde (%)
- $C_p$  = veden ominaislämpö (4200 J/kg K)
- $\dot{m}_{V2}$  = höyrystimen läpi virtaavan veden massavirta (kg/s)
- $\dot{V}_{V2} = F_2$  = läpi virtaavan veden tilavuusvirta (l/s)
- $\rho_V$  = veden tiheys (1 kg/l)

## Kompressor

Kylmäaineen tekemän työn laskemiseen pitää interpoloida entalpian arvot lämpötilojen avulla. Interpolointiin käytetään liitteessä 2 olevia entalpian arvoja. Harjoituksessa D tarvitaan kompressorin nopeutta, joka saadaan kompressorin tekemän työn kaavasta. Kompressorin tekemä työ saadaan käyntiarvoista. Kompressorin hyötysuhde lasketaan siten, että kylmäaineen tekemä työ jaetaan kompressorin tekemällä työllä ja kerrotaan sadalla prosentilla.

$$W_R = \dot{m}_R \cdot (h_2 - h_1)$$

$$W_K = 2 \cdot \pi \cdot n \cdot \tau$$

$$n = \frac{W_K}{2 \cdot \pi \cdot \tau}$$

$$\text{Hyötysuhde} = \frac{W_R}{W_K} \cdot 100\%$$

jossa

- $\dot{m}_R$  = kylmäaineen massavirta (kg/s)
- h1 = kompressorille sisään menevän kylmäaineen entalpia (J/kg)
- h2 = kompressorilta ulos tulevan kylmäaineen entalpia (J/kg)
- $W_R$  = kylmäaineen tekemä työ (W)
- $W_K$  = kompressorin tekemä työ (W)
- $\tau$  = kompressorin momentti (Nm)
- n = kompressorin moottorin nopeus (1/s)
- hyötysuhde (%)



## 8 RA1-lämpöpumpun optimointi

RA1-lämpöpumppu optimoitiin siten, että jokaiselle yksikölle haettiin optimi tehtyjen koeajojen avulla. Saadut optimit esitellään tässä luvussa.

### 8.1 Harjoitus A: yksiköiden hyötysuhteet normaaliasetuksilla

Kompressorin hyötysuhde tämän koeajon asetuksilla oli 30 ja 35 % välillä, mikä nähdään liitteen 5 kuvasta 17 ja taulukosta 12. Lauhduttimen hyötysuhde oli 81 – 90 % välillä, mikä nähdään liitteen 6 kuvasta 18 ja taulukosta 13. Höyrystimen hyötysuhde oli 97 – 100 % välillä, mikä nähdään liitteen 7 kuvasta 19 ja taulukosta 14. Tässä koeajossa RA1-lämpöpumppua ei säädetty ollenkaan, vaan se toimi normaaliasetuksilla. (Liitteet 5-7)

Kompressorin ja höyrystimen hyötysuhteet heiluivat tässä harjoituksessa melko paljon, vaikka kompressorin moottorin tehoa, kompressorin nopeutta ja höyrystimen vesipumpun tehoa ei muutettu ollenkaan. (Liite 5; Liite 7)

### 8.2 Harjoitus B: lauhduttimen optimoinnin arvoja

Lauhduttimen hyötysuhde ylitti kahdella käyntiarvolla 90 %:n, jolloin lauhduttimen vesipumpun tehot olivat 100 % ja 60 %. Parhaan hyötysuhteen sai, kun vesipumpun teho oli 100 %. Silloin lauhduttimen hyötysuhde oli 90,9 %. Kun vesipumpun teho oli 60 %, lauhduttimen hyötysuhde oli 90,7 % ja lauhduttimen läpi virtaavan veden tilavuusvirta oli 0,0210 l/s. Ennen kompressoria paine oli 3,3 baaria ja kompressorin jälkeen paine oli 6,5 baaria. Lauhduttimen hyötysuhteen arvot ja lauhduttimen läpi virtaavan veden tilavuusvirta löytyvät taulukosta 15 ja paineen arvot taulukosta 20. Lauhduttimen hyötysuhde nousi vesipumpun tehon funktiona, mikä nähdään liitteen 8 kuvasta 20. Taulukossa 4 on lauhduttimen vesipumpun tehot, tilavuusvirta ja kylmäaineen paineet lauhduttimen parhailla hyötysuhteilla. (Liite 8 ja 12)

Taulukko 4. Lauhduttimen vesipumpun tehot, tilavuusvirta ja kylmäaineen paineet lauhduttimen parhailla hyötysuhteilla

Teho (%)	Hyötysuhde (%)	$F_1$ (l/s)	P1 (bar)	P2 (bar)
100	90,9	0,0249	3,1	6,3
60	90,7	0,0210	3,3	6,5

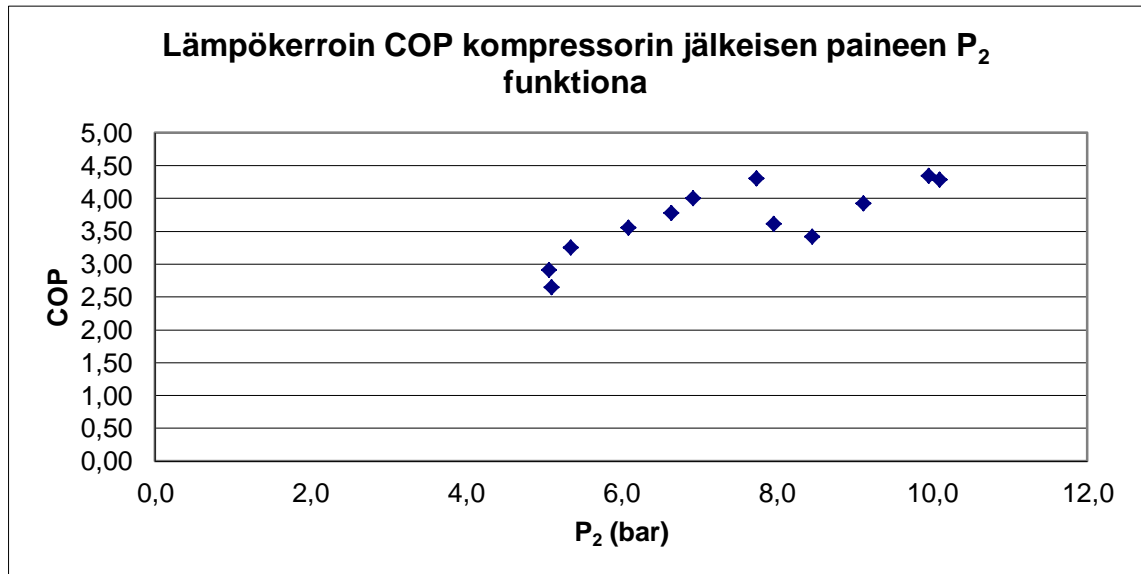
Valitsisin lauhduttimen hyötysuhteen optimiksi 90,7 %, koska silloin vesipumppu toimii 60 %:n teholla eikä rasitu liikaa, joten se kestää pitempään. Lauhduttimen hyötysuhde löytyy taulukosta 15 ja kuvasta 20. (Liite 8.)

### 8.3 Harjoitus C: höyrystimen optimoinnin arvoja

Höyrystimen hyötysuhde laski myös, kun vesipumpun tehoa laskettiin. Höyrystimen hyötysuhde oli yli 94 %:n, kun vesipumpun tehot olivat välillä 100 – 80 %. Näillä vesipumpun tehoilla saatiin kaksi hyötysuhdetta, jotka ylittivät 97 %. Paras hyötysuhde tuli, kun vesipumpun teho oli 100 %, jolloin höyrystimen hyötysuhde oli 97,8 %. Toiseksi paras höyrystimen hyötysuhde saatiin, kun vesipumpun teho oli 90 % ja höyrystimen hyötysuhde oli 97,2 %. Kun vesipumpun teho oli 90 %, niin höyrystimen läpi virtaavan veden tilavuusvirta oli 0,0469 l/s. Valitsisin höyrystimen hyötysuhteen optimiksi 97,2 %, koska silloin höyrystimen vesipumpun ei tarvitse käydä koko ajan 100 %:n teholla, joten se kestäisi pidempään. Höyrystimen optimiasetukset ovat siis: hyötysuhde 97,2 %, vesipumpun teho 90 % ja veden tilavuusvirta 0,0469 l/s. Höyrystimen hyötysuhteen arvot ja höyrystimen läpi virtaavan veden tilavuusvirta löytyvät taulukosta 16. Kuvasta 21 nähdään, miten höyrystimen hyötysuhde kasvaa, kun vesipumpun tehoa lisätään. (Liite 9.)

### 8.4 Harjoitus D: kompressorin optimoinnin arvoja

Lämpökertoimen ja kompressorin jälkeisen paineen kuvaajasta näkee, kuinka tärkeää on paineistaa kylmäaine kompressorilla tiettyyn paineeseen. Mutta täytyy myös tarkastella kompressorin hyötysuhdetta, joka on parhaimmillaan, kun kompressorin teho on 90 %.



Kuva 15. RA1-lämpöpumpun lämpökertoimen muutos, kun kompressorin jälkeinen paine muuttuu kompressorin nopeuden muutoksen mukana

Kompressorin hyötysuhde teholla 90 % on 44,4 % ja hyötykerroin on silloin 3,25, joka on hyvä. Kuvan 15 kuvaajaa ja taulukkoa 5 tarkasteltaessa lämpökerroin on hyvä. Industrial Heat Pumps -kirjan mukaan lämpökertoimen pitää olla yli 3, että lämpöpumpua on järkevä käyttää. [30, s. 32]

Taulukko 5. Taulukossa on RA1-lämpöpumpun kompressorin tehon, kompressorin hyötysuhteen, lämpökertoimen ja kompressorilta lähtevän paineen arvoja

$P_2$ [bar]	Kompressorin moottorin Teho [%]	Hyötysuhde	Lämpökerroin
5,1	100	42,5	2,65
5,1	95	43,9	2,91
5,3	90	44,4	3,25
6,1	85	36,7	3,56
6,6	80	37,7	3,78
6,9	75	32,9	4,00
7,7	70	36,2	4,30
8,0	65	29,9	3,62
8,5	60	28,8	3,42
9,1	55	31,8	3,93
10,0	50	31,3	4,35
10,1	45	30,5	4,28

Valitsen kompressorin optimin kompressorin hyötysuhteen avulla, koska lämpökerroinkin on hyvä.

Kompressorin optimi saadaan, kun kompressorin teho on 90 %, nopeus on 1324,8 rpm, kompressorin tuottama paine on 5,3 baaria, lämpökerroin on 3,25 ja hyötysuhde on 44,4 %. Kompressorin moottorin teho, nopeus ja hyötysuhde löytyvät taulukosta 17 ja lämpökerroin ja kompressorin tuottama paine löytyvät taulukosta 5. Kompressorin hyötysuhde kompressorin moottorin tehon funktiona nähdään kuvasta 22. (Liite 10.)

#### 8.5 Harjoitus E: paisuntaventtiilin optimointi

Paras hyötysuhde saadaan, kun venttiiliä on kiristetty 4 kierrosta täysin auki olevasta asennosta, koska silloin mittauspisteiden T8-T9 lämpötilaero oli välillä 4-6 °C. Lämpötilan mittauspisteestä T8 saatava arvo on höyrystimelle tulevan veden lämpötila ja mittauspisteestä T9 saatava arvo on höyrystimeltä poistuvan veden lämpötila.

#### 8.6 RA1-lämpöpumpun optimointi

Optimointi suoritettiin tekemällä koeajoja RA1-lämpöpumpulla kokeellisesti. Optimoinnissa käytettiin jokaisen yksikön optimiarvoja, joista tehtiin variaatioita ja koeajoja. Taulukossa 6 on yksikköjen tehojen variaatiot koeajoille. Jokaiselle variaatiolle tehtiin neljän käyntiarvon sarja, joiden arvot löytyvät taulukosta 11. (Liite 4.) Variaatioiden tuloksista laskettiin hyötysuhteet yksiköille. Koko laitteen hyötysuhde laskettiin yksiköiden hyötysuhteiden keskiarvoilla.

Taulukko 6. Yksiköiden tehojen variaatiot

Kompressorin Teho (%)	Lauhdutin Teho (%)	Höyrystin Teho (%)
90	60	90
95	100	100
90	60	100
90	100	90
90	100	100
95	60	100
95	100	90
95	60	90

Taulukko 7. Työohjeen mukaiset yksiköiden tehot, niiden hyötysuhteet ja koko laitteen hyötysuhde kyseisillä tehoilla

	Kompressori	Lauhdutin	Höyrystin	
Teho	80 %	50 %	70 %	
	Kompressori	Lauhdutin	Höyrystin	
	Hyötysuhde [%]	Hyötysuhde [%]	Hyötysuhde [%]	Koko laitteen hyötysuhde [%]
	29,1	89,5	97,4	71,9
	31,3	90,1	98,8	73,4
	30,8	90,1	97,3	72,7
	30,8	90,3	98,7	73,2
			Keskiarvo	72,8

Taulukossa 7 on RA1-lämpöpumpun hyötysuhde normaaliasetuksilla.

Taulukko 8. Eri yksiköiden tehojen optimiarvoilla saadut hyötysuhteet ja koko laitteen hyötysuhde. Tämän taulukon arvoilla saatiin paras hyötysuhde laitteelle.

	Kompressori	Lauhdutin	Höyrystin	
Teho	90 %	60 %	90 %	
	Kompressori	Lauhdutin	Höyrystin	
	Hyötysuhde [%]	Hyötysuhde [%]	Hyötysuhde [%]	Koko laitteen hyötysuhde [%]
	32,4	102,5	83,0	72,6
	32,0	108,3	83,2	74,5
	32,7	103,5	84,3	73,5
	32,7	103,6	81,9	72,7
			Keskiarvo	73,3

Paras hyötysuhde saatiin, kun RA1-lämpöpumpun kompressorin moottorin teho oli 90 %, lauhduttimen vesipumpun teho oli 60 % ja höyrystimen vesipumpun teho oli 90 %. Hyötysuhde edellä mainituilla tehoilla oli 73,3 %, mikä löytyy taulukoista 8 ja 18. (Liite 11.)

Arvoilla, joissa RA1-lämpöpumpun kompressorin moottorin teho oli 90 %, lauhduttimen vesipumpun teho oli 100 %, ja kun höyrystimen vesipumpun teho oli 90 %, saatiin toiseksi paras hyötysuhde koko laitteelle. Näillä tehoilla RA1-lämpöpumpun hyötysuhde oli 73,2 %. Toiseksi paras hyötysuhde löytyy liitteestä 4 taulukosta 11. (Liite 4, taulukko 11)

## 9 Työohjeen laadinta

Työohjeen laadinnassa täytyi ottaa huomioon laboratoriotyöhön käytettävä rajallinen aika ja työohjeen pituus. Jos RA1-lämpöpumpun toimintaan haluaisi perehtyä paremmin, täytyisi harjoitus jakaa kahdelle harjoituskerralle. Työohjeen laadinnassa täytyi myös miettiä, mitä laskukaavoja opiskelijat tarvitsevat laitteen yksiköiden optimoimista varten.

Työohjeen laadinnassa ongelmaksi alussa tuli se, että työhön käytettävä aika ylittyi 2 tunnilla. Työohjeesta täytyi karsia pois luettavien käyntiarvojen määrää tietyissä harjoituksissa, jotta aikataulu saatiin sopivaksi yhdelle prosessitekniikan laboratorioden harjoituskerralle.

## 10 Johtopäätökset

Kompressorin ja höyrystimen hyötysuhteet vaihtelivat harjoituksessa A melko paljon, vaikka kompressorin moottorin tehoa, kompressorin nopeutta ja höyrystimen vesipumpun tehoa ei muutettu ollenkaan. (Liite 5; Liite 7)

Yksiköiden optimeiksi tuli hyötysuhteiden avulla kompressorin moottorin tehoksi 90 %, lauhduttimen ja höyrystimen vesipumppujen tehoiksi 100 %. (Liitteet 8-10)

Kompressorin moottorin tehon ollessa 90 % oli sen hyötysuhde 44,4 %. Lauhduttimen tehon ollessa 100 % oli sen hyötysuhde 90,9 %. Höyrystimen vesipumpun tehon ollessa 100 % oli sen hyötysuhde 97,8 %. (Liitteet 8-10)

Itse valitsisin kompressorin moottorin tehoksi 90 %, lauhduttimen vesipumpun tehoksi 60 % ja höyrystimen vesipumpun tehoksi 90 %, koska silloin vesipumput ja kompressorit eivät rasitu liikaa. (Liitteet 8-10)

Kompressorin moottorin tehon ollessa 90 % oli sen hyötysuhde 44,4 %. Lauhduttimen tehon ollessa 60 % oli sen hyötysuhde 90,7 %. Höyrystimen vesipumpun tehon ollessa 90 % oli sen hyötysuhde 97,2 %. (Liitteet 8-10)

RA1-lämpöpumpun koko laitteen optimi saatiin eri yksiköiden optimien avulla. Kun RA1-lämpöpumpun kompressorin moottorin teho oli 90 %, lauhduttimen vesipumpun teho oli 60 % ja höyrystimen vesipumpun teho oli 90 %. Tällöin RA1-lämpöpumpun hyötysuhde oli 73,3 %. (Liite 11.)

## 11 Yhteenveto

Työn tavoitteissa onnistuttiin hyvin, vaikka työn alkuvaiheessa olikin hieman hankaluuksia. Optimointikaan ei mennyt aivan niin kuin olin sen suunnitellut. Koko laitteen optimoinnissa jouduttiin tekemään vielä lisää koeajoja.

Valmistajan käyttöohjeen mukaan paisuntaventtiili piti säätää oikeaan asentoon kahden mittauspisteen arvojen avulla. Arvot eivät antaneet järkeviä tuloksia aluksi. Valmistajalta saatiin tieto, että käyttöohjeessa annetut mittauspisteiden merkinnät olivat väärät.

RA1-lämpöpumpun käyttöönotossa täytettiin aluksi 500 litran vesisäiliö. Sitten täytettiin vesilinjat ja vesipumput vedellä takaperin. Seuraavaksi paisuntaventtiili piti säätää normaaliasetukselle käyttäen lämpöpumppua asetuksilla, jotka oli annettu RA1-lämpöpumpun valmistajan käyttöohjeessa.

Tehtiin viisi koeajoa harjoituksista. Harjoitukset oli merkitty kirjaimilla A-E. Harjoituksessa A käytettiin RA1-lämpöpumppua samoilla tehoilla koko harjoituksen ajan. Harjoituksissa B-D saatiin RA1-lämpöpumpun yksiköiden hyötysuhteiden avulla käytettävän tehon optimiarvo. Harjoituksessa E seurattiin käyntiarvoja prosessista, kun paisuntaventtiiliä säädettiin. Paisuntaventtiilin käyttöarvo saatiin höyrystimeen tulevan veden lämpötila eron perusteella.

RA1-lämpöpumpun yksiköiden parhaat hyötysuhteet saatiin siten, että yhden yksikön arvoa muutettiin kerrallaan ja muut pysyivät vakiona.

Yksiköiden optimeiksi tuli hyötysuhteiden avulla kompressorin moottorin tehoksi 90 %, lauhduttimen ja höyrystimen vesipumppujen tehoiksi 100 %. (Liitteet 8-10)

RA1-lämpöpumpun koko laitteen optimi saatiin eri yksiköiden optimien avulla. Kun RA1-lämpöpumpun kompressorin moottorin teho oli 90 %, lauhduttimen vesipumpun teho oli 60 % ja höyrystimen vesipumpun teho oli 90 %. Tällöin RA1-lämpöpumpun hyötysuhde oli 73,3 %. (Liite 11.)



Eri yksiköiden optimoinnissa tarvittiin tietyssä lämpötilassa olevia entalpian arvoja, jotka täytyi interpoloida. Interpoloinnissa meni paljon aikaa, koska lämpötilavälit olivat pienet eri entalpioiden laskemiseksi.

Pienenä ongelmana RA1-lämpöpumpussa näkisin sen, että yleensä lämpöpumpun tarkoitus on siirtää lämpöenergiaa kahden erillisen tilan välillä. RA1-lämpöpumppu ottaa lauhduttimen ja höyrystimen veden aivan toistensa vierestä 500 litran säiliön pohjalta ja poistaa lauhduttimen ja höyrystimen veden noin 20 cm ylempänä veden sisäännotosta. Epäselvää on, sekoittuuko vesi tarpeeksi hyvin säiliössä. Ongelmana on myös se, että RA1-lämpöpumppu ei siirrä veden lämpöenergiaa kahden erillisen tilan välillä.

RA1-lämpöpumppua otettaessa käyttöön havaittiin, että kompressorin tiputtaa jostakin öljyä. Kompressorin lähemmin tarkastellessa huomasin, että siitä puuttuu kokonaan näkölasin öljypinnantasoa varten. Kompressorin kyljessä oli tarra, jossa oli öljypinnan rajat, joiden pitäisi näkyä näkölasista.

## Lähteet

- 1 Wagner, Walter 1994. Lämmönsiirto. Helsinki: Painatuskeskus opetushallitus.
- 2 Frilund, Rainer – Pihkala, Juhani 1988. Prosessialan kuljetustekniikka. Helsinki: Valtion painatuskeskus ammattikasvatushallitus.
- 3 McCabe, Warren L. – Smith, Julian C. – Harriott, Peter Unit Operations of Chemical Engineering Fourth Edition, Chemical Engineering Series, Singapore 1985.
- 4 Pihkala, Juhani 1998. Prosessitekniikan yksikköprosessit. Helsinki: Opetushallitus.
- 5 Hautala, Mikko – Peltonen, Hannu 2003. Insinöörin (AMK) fysiikka. Osa I. Jyväskylä: Lahden Teho-Opetus Oy.
- 6 Valmistajan käyttöohje. Armfield An ISO 9001 Company. RA1 Vapour-Compression Refrigeration Unit. Instruction manual RA1 ISSUE No.4 December 2009.
- 7 Huttu, Marja-Terttu. Aineensiirtoprosessit. Opetusmoniste. Metropolia Ammattikorkeakoulu 2009.
- 8 Huttu, Marja-Terttu. Virtaustekniikka. Opetusmoniste. Metropolia Ammattikorkeakoulu 2009.
- 9 Huttu, Marja-Terttu. Prosessitekniikan laboratoriotyöt. Työohjeita. Metropolia Ammattikorkeakoulu 2010.
- 10 Lämmityspumpulla varustetut tislauskolonnit. Harjoitustyö. Metropolia Ammattikorkeakoulu 2009.
- 11 Koskinen, Seppo. Tislauksen energiasäästämahdollisuudet. Insko 29.3.1983/SM.
- 12 Seider, Warren D. –Seader, J. D. – Lewin, Daniel R. Process Design Principles Synthesis, Analysis, and Evaluation, United States of America 1998.

- 13 Valmistajan käyttöohje. Operating Instruction. Open type reciprocating compressors.
- 14 Sähkömoottori. (WWW-dokumentti.)  
<http://fi.wikipedia.org/wiki/Sähkömoottori>. Luettu 14.12.2010
- 15 Electric motor. (WWW-dokumentti.)  
[http://en.wikipedia.org/wiki/Electric\\_motor](http://en.wikipedia.org/wiki/Electric_motor). Luettu 14.12.2010
- 16 Paisuntaventtiili. (WWW-dokumentti.)  
<http://www.hessumobiili.fi/tiedostot/Paisuntaventtiili.pdf>. Luettu 08.01.2011
- 17 Yleistä lämpöpumpuista. (WWW-dokumentti) Suomen lämpöpumppuyhdistys Ry.  
[http://www.sulpu.fi/images/stories/pdf/files/yleista\\_lampopumpuista.pdf](http://www.sulpu.fi/images/stories/pdf/files/yleista_lampopumpuista.pdf). Luettu 07.04.2011
- 18 Maalämpöpumppu. (WWW-dokumentti.)  
<http://fi.wikipedia.org/wiki/Maalämpöpumppu>. Luettu 18.01.2011
- 19 Ilmavesilämpöpumppu. (WWW-dokumentti.)  
<http://www.nibe.fi/Tuotteet/Ilmavesilampopumput/>. Luettu 18.01.2011
- 20 Absorptiopumppu. (WWW-dokumentti.)  
<http://fi.wikipedia.org/wiki/Absorptiopumppu>. Luettu 18.01.2011
- 21 Absorption heat pump. (WWW-dokumentti.)  
[http://www.daviddarling.info/encyclopedia/A/AE\\_absorption\\_heat\\_pump.html](http://www.daviddarling.info/encyclopedia/A/AE_absorption_heat_pump.html).  
Luettu 18.01.2011
- 22 R134A kylmäaine (WWW-dokumentti.)

- <http://www.arctica.fi/turva/R134A.htm>. Luettu 27.01.2011
- 23 Tetrafluorietaani (WWW-dokumentti.)  
<http://en.wikipedia.org/wiki/1,1,1,2-Tetrafluoroethane>. Luettu 27.01.2011
- 24 Levylämmönvaihtimen kuva (WWW-dokumentti.)  
<http://prosessiteknikka.kpedu.fi/kg/gallery/k83.gif>. Luettu 03.02.2011
- 25 Heat pump history(WWW-dokumentti)  
[http://www.igshpa.okstate.edu/about/about\\_us.htm](http://www.igshpa.okstate.edu/about/about_us.htm). Luettu 08.01.2011
- 26 Heat pump (WWW-dokumentti)  
[http://en.wikipedia.org/wiki/Heat\\_pump](http://en.wikipedia.org/wiki/Heat_pump). Luettu 08.02.2011
- 27 Peter Ritter von Rittinger (WWW-dokumentti)  
<http://www.burg-rabenstein.at/rittinger.php>. Luettu 08.02.2011
- 28 CFC-yhdisteet (WWW-dokumentti)  
<http://fi.wikipedia.org/wiki/CFC>. Luettu 08.02.2011
- 29 Langley, Billy C. Heat Pump Technology. Third Edition. Upper Saddle River. New Jersey. Columbus. Ohio. 2002.
- 30 RCG/Hagler Bailly. Inc. Industrial Heat Pumps Experiences. Pontetial and Global Enviromental Benefits. Chalmers Industriteknik Energiteknisk Analys, Chalmers Teknikpark Göteborg, Sweden. IEA Heat Pump Centre Swentiboldstraat 21 Sittard, The Netherlands. April 1995.
- 31 Aittomäki Antero, Haapalainen Heimo, Kianta Jani, Simppala Matti. Pientalolämpöpumppujen toiminta käyttökohteissa. (WWW-dokumentti) Tampereen teknillinen korkeakoulu.  
<http://www.tut.fi/units/me/ener/julkaisut/LP-Rap.pdf>. Luettu 11.03.2011

- 32 Aittomäki Antero. Lämpöpumppulämmitys. (WWW-dokumentti) Tampereen teknillinen korkeakoulu.

<http://www.tut.fi/units/me/ener/julkaisut/LP-Rap.pdf>. Luettu 11.03.2011

## **RA1-lämpöpumpun työhöje**

### **LÄMPÖPUMPPU**

#### **1. Työn tarkoitus**

Työn tarkoituksena on tutustua lämpöpumpun ja sen yksiköiden toimintaan ja määrittää lämpöpumpun yksiköiden optimit. Yksiköitä ovat höyrystin, lauhdutin, kompressori, vesipumput ja paisuntaventtiili.

#### **2. Koelaitteisto**

Koelaitteistona käytetään Armfieldin RA1-lämpöpumppua, jonka alla on vesisäiliö lämmönvaihtimien vesikiertoa varten. Lämpöpumppua käytetään PC:llä, jossa on lämpöpumpun käyttöliittymä. Kylmäaineena lämpöpumpussa on 1,1,1,2-tetrafluorietaani eli R134A.

#### **3. Työn suoritus**

Kirjatkaa kylmäaineen tilavuusvirran arvot paikallisesta virtausmittarista FM3, koska tietokoneen ohjelma ei kirjaa niitä automaattisesti.

Muistakaa tarkkailla jokaisen harjoituksen alussa, että höyrystimen ja lauhduttimen läpi virtaa vettä. Virtausmittauspisteet ovat FM1 ja FM2 PC:n käyttöliittymässä.

Tehdään viisi harjoitusta, joissa säädetään jotakin lämpöpumpun eri laitetta.

##### Harjoitus A

Asetetaan lämpöpumpun käyttöliittymään ensin lämpöpumpun laitteiden käyttötehot, jotka ovat 50 %:n teho höyrystimen vesipumpulle ja 70 %:n teho lauhduttimen vesipumpulle. Kompressorin tehoksi asetetaan 80 %.

Annetaan prosessin ensin tasaantua, minkä jälkeen otetaan neljä käyntiarvoa 30 sekunnin välein.

#### Harjoitus B

Säädetään lauhduttimen vesipumpun teho 100 %:iin ja annetaan prosessin tasaantua, minkä jälkeen lasketaan vesipumpun tehoa 5 %:n välein niin, että jokaisen tehon laskun jälkeen otetaan käyntiarvo. Vesipumpun tehoa lasketaan, kunnes kompressorilta tulevan kylmäaineen lämpötila nousee 60 °C:seen. Lopuksi palautetaan aloitusasetukset kaikille tehoille ja annetaan prosessin tasaantua.

#### Harjoitus C

Säädetään höyrystimen vesipumpun teho 100 %:iin ja lasketaan vesipumpun tehoa 5 %:n välein niin, että jokaisen tehon laskun jälkeen otetaan käyntiarvo. Vesipumpun tehoa lasketaan, kunnes paisuntaventtiililtä tulevan kylmäaineen lämpötila laskee -1 °C:seen. Palautetaan aloitusasetukset. Kompressori sammuu, jos lämpötila laskee alle -2,5 °C:seen, jottei kompressorille pääse nestemäistä kylmäainetta.

#### Harjoitus D

Säädetään kompressorin moottorin nopeus 100 %:iin ja annetaan prosessin tasaantua, minkä jälkeen lasketaan kompressorin moottorin nopeutta 5 %:n välein niin, että jokaisen nopeuden laskun jälkeen otetaan käyntiarvo. Kompressorin moottorin nopeutta lasketaan, kunnes kylmäaineen tilavuusvirta muuttuu epäsäännölliseksi. Tätä virtausta tarkkaillaan kylmäaineen paikallisesta virtausmittarista FM3. Sitten palautetaan aloitusasetukset ja sammutetaan kompressori.

#### Harjoitus E

Otetaan paisuntaventtiilin säätöruuvin hattu pois ja ruuvataan säätöruuvi täysin auki. Säädetään kompressorin moottorin nopeus 100 %:iin ja käynnistetään kompressori. Annetaan prosessin tasaantua. Otetaan ensimmäinen käyntiarvo, minkä jälkeen säätö-

ruuvia kiristetään ¼ kierrosta. Jokaisen ¼ kierroksen kiristyksen jälkeen otetaan näyte ja annetaan prosessin tasaantua. Kiristetään säätöruuvia, kunnes lämpökerroin pysyy vakiona.

Lämpökerroin ei välttämättä pysy vakiona, ennen kuin kompressorin sammuu kylmäaineen liian alhaisen lämpötilan takia. Ennen kuin RA1-lämpöpumppu sammutetaan, pitää säätöruuvi säätää takaisin normaaliasentoon, missä se oli ennen harjoituksen aloittamista. Lopuksi laitetaan vielä säätöruuvin hattu ruuvin päälle.

#### 4. Tulosten käsittely

Harjoituksista saaduilla käyntiarvojen tuloksilla lasketaan optimit jokaiselle yksikölle. Kaikissa harjoituksissa täytyy laskea kylmäaineen massavirta. Veden massavirta pitää laskea harjoituksissa B ja C. Kylmäaineen kiehumispiste on -26,3 °C:ssa. Massavirrat lasketaan seuraavilla kaavoilla:

$$\dot{m}_R = \dot{V}_R \cdot \rho_R$$

$$\dot{m}_V = \dot{V}_V \cdot \rho_V$$

jossa  $\dot{V}_R$  = kylmäaineen tilavuusvirta (l/s)

$\rho_R$  = kylmäaineen tiheys (kg/l)

$\dot{m}_R$  = kylmäaineen massavirta (kg/s)

$\dot{V}_V$  = veden tilavuusvirta (l/s)

$\rho_V$  = veden tiheys (1 kg/l)

$\dot{m}_V$  = veden massavirta (kg/s)

#### Harjoitus A

Ensimmäisen harjoituksen tarkoituksena on tutustua lämpöpumpun toimintaan ja kuvailla yksiköiden toimintoja. Harjoituksessa otetaan neljä käyntiarvoa ja verrataan saatuja paineen ja lämpötilan muutoksia liitteessä olevaan Ts-diagrammiin.



## Harjoitus B

Toisessa harjoituksessa muutetaan lauhduttimen vesipumpun tehoa ja samalla lauhduttimen läpi virtaavan veden määrää. Lasketaan optimiteho lauhduttimen vesipumpulle. Interpoloidaan entalpiat lauhduttimen kylmäaineelle lämpötilojen avulla.

### Lasketaan kylmäaineesta poistuva lämpöenergia ja lauhduttimelta lähtevä energia

$$H_{ulos} = \dot{m}_R \cdot (h_3 - h_2)$$

$$Q_{ulos} = \dot{m}_{v1} \cdot C_p \cdot (T_2 - T_1)$$

$$\dot{m}_{v1} = \dot{V}_{v1} \cdot \rho_v$$

jossa

$\dot{m}_R$  = kylmäaineen massavirta (kg/s)

$h_3$  = lauhduttimelta ulos tulevan kylmäaineen entalpia (J/kg)

$h_2$  = lauhduttimelle sisään menevän kylmäaineen entalpia (J/kg)

$H_{ulos}$  = kylmäaineesta poistuva lämpöenergia (W)

$Q_{ulos}$  = lauhduttimelta veden mukana lähtevä energia (W)

$T_2$  = lauhduttimelta ulos tulevan veden lämpötila (°C)

$T_1$  = lauhduttimelle sisään menevän veden lämpötila (°C)

$C_p$  = veden ominaislämpö (4200 J/kg K)

$\dot{m}_{v1}$  = lauhduttimen läpi virtaava veden massavirta (kg/s)

$\dot{V}_{v1} = F_1$  = lauhduttimen läpi virtaavan veden tilavuusvirta (l/s)

$\rho_v$  = veden tiheys 1 (kg/l)

### Lasketaan lauhduttimen hyötysuhde

$$\text{Hyötysuhde} = \frac{Q_{ulos}}{H_{ulos}} \cdot 100\%$$

Esitetään kuvaaja, johon tulee lämpökerroin lauhduttimen läpi virtaavan veden funktiona. Tarkastellaan, mitä prosessissa tapahtuu, kun lauhduttimen veden virtausta muutetaan.

### Harjoitus C

Kolmannessa harjoituksessa muutetaan höyrystimen vesipumpun tehoa ja samalla höyrystimen läpi virtaavan veden määrää. Lasketaan optimiteho höyrystimen vesipumpulle. Interpoloidaan entalpiat höyrystimen kylmäaineelle lämpötilojen avulla.

### Lasketaan kylmäaineeseen absorboituva lämpöenergia ja höyrystimelle tuleva energia

$$H_{\text{sisään}} = \dot{m}_R \cdot (h_1 - h_4)$$

$$Q_{\text{sisään}} = \dot{m}_{V2} \cdot C_p \cdot (T_9 - T_8)$$

$$\dot{m}_{V2} = \dot{V}_{V2} \cdot \rho_V$$

- jossa
- $\dot{m}_R$  = kylmäaineen massavirta (kg/s)
  - $h_4$  = höyrystimelle sisään menevän kylmäaineen entalpia (J/kg)
  - $h_1$  = höyrystimeltä ulos tulevan kylmäaineen entalpia (J/kg)
  - $H_{\text{sisään}}$  = kylmäaineeseen absorboituva lämpöenergia (W)
  - $Q_{\text{sisään}}$  = Höyrystimelle tuleva energia (W)
  - $T_9$  = höyrystimeltä ulos tulevan veden lämpötila (°C)
  - $T_8$  = höyrystimelle sisään menevän veden lämpötila (°C)
  - $C_p$  = veden ominaislämpö (4200 J/kg K)
  - $\dot{m}_{V2}$  = höyrystimen läpi virtaavan veden massavirta (kg/s)
  - $\dot{V}_{V2} = F_2$  = läpi virtaavan veden tilavuusvirta (l/s)
  - $\rho_V$  = veden tiheys (1 kg/l)

### Lasketaan höyrystimen hyötysuhde

$$\text{Hyötysuhde} = \frac{Q_{\text{sisään}}}{H_{\text{sisään}}} \cdot 100\%$$

Esitetään kuvaaja, johon tulee hyötykerroin höyrystimen läpi virtaavan veden funktiona. Tarkastellaan, mitä prosessissa tapahtuu, kun höyrystimen veden virtausta muutetaan.

### Harjoitus D

Neljännessä harjoituksessa säädetään kompressorin moottorin nopeutta. Interpoloidaan entalpiat kylmäaineelle lämpötilojen avulla. Lasketaan kylmäaineen tekemä työ, kompressorin nopeus ja optimitheho kompressorin moottorille. Kompressorin tekemä työ saadaan tehdyistä käyntiarvoista.

### Lasketaan kylmäaineen tekemä työ ja kompressorin nopeus

$$W_R = \dot{m}_R \cdot (h_2 - h_1)$$

jossa  $\dot{m}_R$  = kylmäaineen massavirta (kg/s)

$h_1$  = kompressorille sisään menevän kylmäaineen entalpia (J/kg)

$h_2$  = kompressorilta ulos tulevan kylmäaineen entalpia (J/kg)

$W_R$  = kylmäaineen tekemä työ (W)

Kompressorin nopeus lasketaan ratkaisemalla se seuraavasta kaavasta:

$$W_K = 2 \cdot \pi \cdot n \cdot \tau$$

jossa  $W_K$  = kompressorin tekemä työ (W)

$\tau$  = kompressorin momentti (Nm)

$n$  = kompressorin moottorin nopeus (1/s)

### Lasketaan kompressorin hyötysuhde

$$\text{Hyötysuhde} = \frac{W_R}{W_K} \cdot 100\%$$

jossa  $W_K$  = kompressorin tekemä työ (W)

Esitetään kaksi kuvaajaa, joihin tulee hyötykerroin kompressorin nopeuden funktiona ja hyötykerroin kompressorilta pois tulevan paineen P2 funktiona. Tarkastellaan kuvaajia ja sitä, kuinka kompressorin nopeus vaikuttaa kylmäaineen virtaukseen.

### Harjoitus E

Esitetään kuvaajat, joissa on molemmat paineet käyntiarvojen määrän funktiona ja kaikki mitatut lämpötilat käyntiarvojen määrän funktiona. Katsotaan kuvaajista, kuinka paisuntaventtiilin säätäminen vaikuttaa mitattuihin lämpötiloihin ja paineisiin.

Tarkastellaan myös, miksi paisuntaventtiiliä pitää säätää ja mitä prosessissa tapahtuu, kun paisuntaventtiilin asetuksia muutetaan.

## Kylmäaineen R134a ominaisuudet

Taulukko 9. Kylmäaineen ominaisuudet lämpötilan mukaan

Temp. [°C]	Pressure [Bars]	Specific Volume [m³/Kg]		Internal Energy [kJ/Kg]		Enthalpy [kJ/Kg]			Entropy [kJ/Kg · K]		Temp. [°C]
		Sat. Liquid $v_f \times 10^3$	Sat. Vapour $v_g$	Sat. Liquid $u_f$	Sat. Vapour $u_g$	Sat. Liquid $h_f$	Evap. $h_{fg}$	Sat. Vapour $h_g$	Sat. Liquid $s_f$	Sat. Vapour $s_g$	
-20	1.3299	0.7361	0.1464	24.17	215.84	24.26	211.05	235.31	0.0996	0.9332	-20
-18	1.4483	0.7395	0.1350	26.67	216.97	26.77	209.76	236.53	0.1094	0.9315	-18
-16	1.5748	0.7428	0.1247	29.18	218.10	29.30	208.45	237.74	0.1192	0.9298	-16
-12	1.8540	0.7498	0.1068	34.25	220.36	34.39	205.77	240.15	0.1388	0.9267	-12
-8	2.1704	0.7569	0.0919	39.38	222.60	39.54	203.00	242.54	0.1583	0.9239	-8
-4	2.5274	0.7644	0.0794	44.56	224.84	44.75	200.15	244.90	0.1777	0.9213	-4
0	2.9282	0.7721	0.0689	49.79	227.06	50.02	197.21	247.23	0.1970	0.9190	0
4	3.3765	0.7801	0.0600	55.08	229.27	55.35	194.19	249.53	0.2162	0.9169	4
8	3.8756	0.7884	0.0525	60.43	231.46	60.73	191.07	251.80	0.2354	0.9150	8
12	4.4294	0.7971	0.0460	65.83	233.63	66.18	187.85	254.03	0.2545	0.9132	12
16	5.0416	0.8062	0.0405	71.29	235.78	71.69	184.52	256.22	0.2735	0.9116	16
20	5.7160	0.8157	0.0358	76.80	237.91	77.26	181.09	258.36	0.2924	0.9102	20
24	6.4566	0.8257	0.0317	82.37	240.01	82.90	177.55	260.45	0.3113	0.9089	24
26	6.8530	0.8309	0.0298	85.18	241.05	85.75	175.73	261.48	0.3208	0.9082	26
28	7.2675	0.8362	0.0281	88.00	242.08	88.61	173.89	262.50	0.3302	0.9076	28
30	7.7006	0.8417	0.0265	90.84	243.10	91.49	172.00	263.50	0.3396	0.9070	30
32	8.1528	0.8473	0.0250	93.70	244.12	94.39	170.09	264.48	0.3490	0.9064	32
34	8.6247	0.8530	0.0236	96.58	245.12	97.31	168.14	265.45	0.3584	0.9058	34
36	9.1168	0.8590	0.0223	99.47	246.11	100.25	166.15	266.40	0.3678	0.9053	36
38	9.6298	0.8651	0.0210	102.38	247.09	103.21	164.12	267.33	0.3772	0.9047	38
40	10.1640	0.8714	0.0199	105.30	248.06	106.19	162.05	268.24	0.3866	0.9041	40
42	10.7200	0.8780	0.0188	108.25	249.02	109.19	159.94	269.14	0.3960	0.9035	42
44	11.2990	0.8847	0.0177	111.22	249.96	112.22	157.79	270.01	0.4054	0.9030	44
48	12.5260	0.8989	0.0159	117.22	251.79	118.35	153.33	271.68	0.4243	0.9017	48
52	13.8510	0.9142	0.0142	123.31	253.55	124.58	148.66	273.24	0.4432	0.9004	52
56	15.2780	0.9308	0.0127	129.51	255.23	130.93	143.75	274.68	0.4622	0.8990	56
60	16.8130	0.9488	0.0114	135.82	256.81	137.42	138.57	275.99	0.4814	0.8973	60
70	21.1620	1.0027	0.0086	152.22	260.15	154.34	124.08	278.43	0.5302	0.8918	70

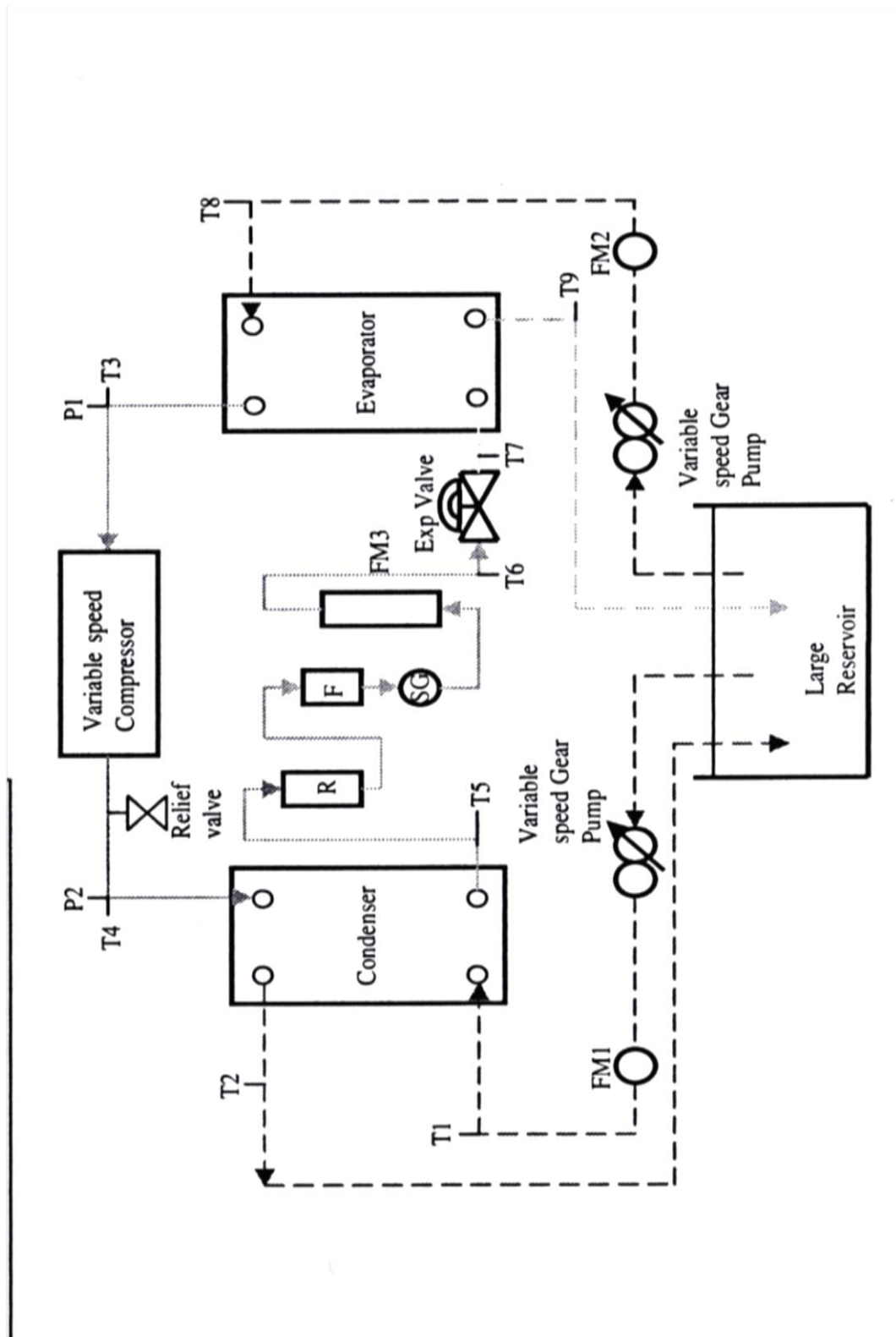
Table is calculated based on equations from D. P. Wilson and R. S. Basu, "Thermodynamic Properties of a New Stratospherically Safe Working Fluid - Refrigerant 134a," ASHRAE Trans., Vol. 94, Pt. 2, 1988, pp. 2095-2118.

Taulukko 10. Kylmäaineen ominaisuudet paineen mukaan

Pressure [Bars]	Temp.[°C]	Specific Volume [m³/Kg]		Internal Energy [kJ/Kg]		Enthalpy [kJ/Kg]			Entropy [kJ/Kg · K]		Pressure [Bars]
		Sat. Liquid $v_f \times 10^3$	Sat. Vapour $r v_g$	Sat. Liquid $u_f$	Sat. Vapour $u_g$	Sat. Liquid $h_f$	Evap. $h_{fg}$	Sat. Vapour $h_g$	Sat. Liquid $s_f$	Sat. Vapour $s_g$	
2.0	-10.09	0.7532	0.0993	36.69	221.43	36.84	204.46	241.30	0.1481	0.9253	2.0
2.4	-5.37	0.7618	0.0834	42.77	224.07	42.95	201.14	244.09	0.1710	0.9222	2.4
2.8	-1.23	0.7697	0.0719	48.18	226.38	48.39	298.13	246.52	0.1911	0.9197	2.8
3.2	2.48	0.7770	0.0632	53.06	228.43	53.31	195.35	248.66	0.2089	0.9177	3.2
3.6	5.84	0.7839	0.0564	57.54	230.28	57.82	192.76	250.58	0.2251	0.9160	3.6
4.0	8.93	0.7904	0.0509	61.69	231.97	62.00	190.32	252.32	0.2399	0.9145	4.0
5.0	15.74	0.8056	0.0409	70.93	235.64	71.33	184.74	256.07	0.2723	0.9117	5.0
6.0	21.58	0.8196	0.0341	78.99	238.74	79.48	179.71	259.19	0.2999	0.9097	6.0
7.0	26.72	0.9328	0.0292	86.19	241.42	86.78	175.07	261.85	0.3242	0.9080	7.0
8.0	31.33	0.8454	0.0255	92.75	243.78	93.42	170.73	264.15	0.3459	0.9066	8.0
9.0	35.53	0.8576	0.0266	98.79	245.88	99.56	166.62	266.18	0.3656	0.9054	9.0
10.0	39.39	0.8695	0.0202	104.42	247.77	105.29	162.68	267.97	0.3838	0.9043	10.0
12.0	46.32	0.8928	0.0166	114.69	251.03	115.76	155.23	270.99	0.4164	0.9023	12.0
14.0	52.43	0.9159	0.0140	123.98	253.74	125.26	148.14	273.40	0.4453	0.9003	14.0
16.0	57.92	0.9329	0.0121	132.52	256.00	134.02	141.31	275.33	0.4714	0.8982	16.0
18.0	62.91	0.9631	0.0105	140.49	257.88	142.22	134.60	276.83	0.4954	0.8959	18.0
20.0	67.49	0.9878	0.0093	148.02	259.41	149.99	127.95	277.94	0.5178	0.8934	20.0
25.0	77.59	1.0562	0.0069	165.48	261.84	168.12	111.06	279.17	0.5687	0.8854	25.0
30.0	77.59	1.1416	0.0053	181.88	262.16	185.30	92.71	278.01	0.6156	0.8735	30.0

Table is calculated based on equations from D. P. Wilson and R. S. Basu, "Thermodynamic Properties of a New Stratospherically Safe Working Fluid - Refrigerant 134a," ASHRAE Trans., Vol. 94, Pt. 2, 1988, pp. 2095-2118.

### RA1-lämpöpumpun virtauskaavio



Kuva 16. RA1-lämpöpumpun virtauskaavio, jossa mittauspisteet ja laitetunnukset

**RA1-lämpöpumpun optimoinnin taulukko**

Taulukko 11. Taulukossa on eri yksiköiden tehojen optimiarvoilla saadut hyötysuhteet ja koko laitteen hyötysuhteet yksiköiden tehojen eri variaatioilla.

	Kompressori	Lauhdutin	Höyrystin	
Teho (%)	90	100	90	
	Kompressori	Lauhdutin	Höyrystin	
	Hyötysuhde (%)	Hyötysuhde (%)	Hyötysuhde (%)	Koko laitteen hyötysuhde (%)
	30,5	99,9	84,3	71,6
	31,5	101,9	85,9	73,1
	30,2	103,2	87,0	73,5
	30,2	104,7	88,6	74,5
			Keskiarvo	73,2
	Kompressori	Lauhdutin	Höyrystin	
Teho (%)	95	100	100	
	Kompressori	Lauhdutin	Höyrystin	
	Hyötysuhde (%)	Hyötysuhde (%)	Hyötysuhde (%)	Koko laitteen hyötysuhde (%)
	29,0	55,1	87,8	57,3
	30,5	94,0	87,9	70,8
	29,5	95,4	88,0	70,9
	29,8	96,2	86,7	70,9
			Keskiarvo	67,5
	Kompressori	Lauhdutin	Höyrystin	
Teho (%)	95	100	90	
	Kompressori	Lauhdutin	Höyrystin	
	Hyötysuhde (%)	Hyötysuhde (%)	Hyötysuhde (%)	Koko laitteen hyötysuhde (%)
	33,2	104,4	82,5	73,4
	33,1	95,6	82,8	70,5
	30,0	97,1	84,2	70,4
	31,3	98,9	86,7	72,3
			Keskiarvo	71,7



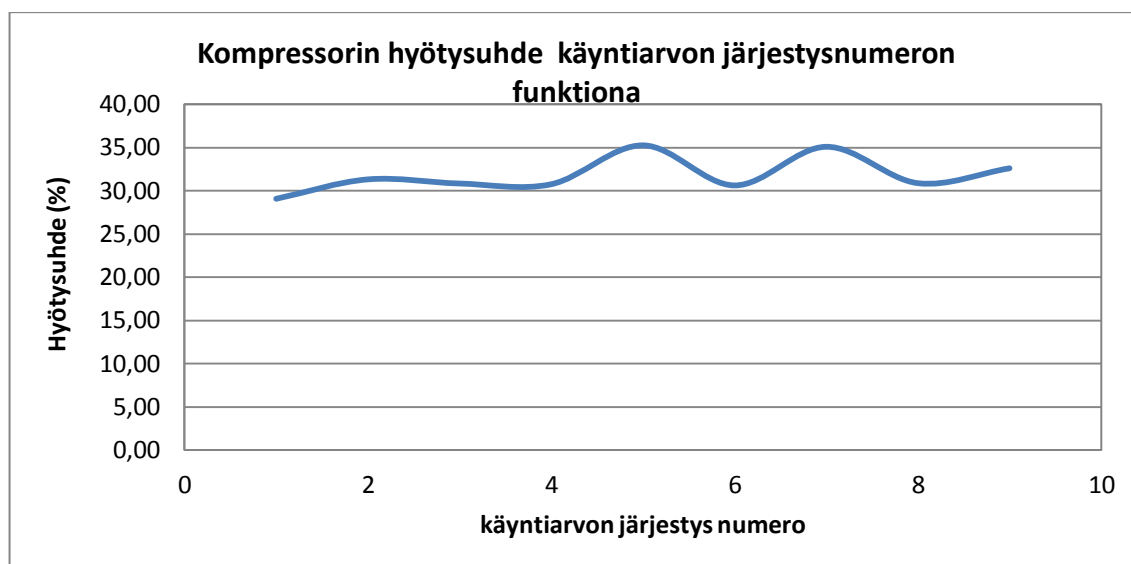
Taulukko 11

	Kompressori	Lauhdutin	Höyrystin	
Teho (%)	90	60	100	
	Kompressori	Lauhdutin	Höyrystin	
	Hyötysuhde (%)	Hyötysuhde (%)	Hyötysuhde (%)	Koko laitteen hyötysuhde (%)
	33,8	102,4	89,9	75,4
	31,0	101,5	84,4	72,3
	32,2	90,6	84,6	69,1
	31,6	98,9	81,8	70,7
	Keskiarvo			71,9
	Kompressori	Lauhdutin	Höyrystin	
Teho (%)	90	100	100	
	Kompressori	Lauhdutin	Höyrystin	
	Hyötysuhde (%)	Hyötysuhde (%)	Hyötysuhde (%)	Koko laitteen hyötysuhde (%)
	29,8	80,4	87,1	65,7
	30,6	105,4	85,8	73,9
	30,9	97,2	88,2	72,2
	33,1	97,9	87,2	72,8
	Keskiarvo			71,1
	Kompressori	Lauhdutin	Höyrystin	
Teho (%)	95	60	100	
	Kompressori	Lauhdutin	Höyrystin	
	Hyötysuhde (%)	Hyötysuhde (%)	Hyötysuhde (%)	Koko laitteen hyötysuhde (%)
	30,8	101,7	82,9	71,8
	30,9	98,9	83,9	71,3
	31,0	97,4	81,5	69,9
	30,5	90,8	82,9	68,1
	Keskiarvo			70,3
	Kompressori	Lauhdutin	Höyrystin	
Teho (%)	95	60	90	
	Kompressori	Lauhdutin	Höyrystin	
	Hyötysuhde (%)	Hyötysuhde (%)	Hyötysuhde (%)	Koko laitteen hyötysuhde (%)
	32,0	99,6	81,8	71,1
	30,5	99,5	83,0	71,0
	31,3	99,5	80,7	70,5
	32,9	100,8	83,4	72,4
	Keskiarvo			71,3

### Harjoituksen A kompressorin optimoinnin taulukko ja kuvaaja

Taulukko 12. Taulukossa on RA1-lämpöpumpun koeajojen tuloksia ja niiden avulla laskettuja arvoja massavirrälle, kompressorin nopeudelle ja kompressorin hyötysuhteelle

$\dot{V}_R$ [l/s]	$\rho_R$ [kg/l]	$\dot{m}_R$ [kg/s]	$W_R$ [W]	$W_K$ [W]	$\tau$ [Nm]	n [rpm]	n [1/s]	Hyötysuhde [%]
0,0044	1,203	0,00535	86,26	296,7	2,41	1177,6	19,6	29,1
0,0044	1,203	0,00535	86,45	276,1	2,24	1177,6	19,6	31,3
0,0044	1,203	0,00535	86,16	279,5	2,27	1177,6	19,6	30,8
0,0044	1,203	0,00535	86,45	281,1	2,28	1177,6	19,6	30,8
0,0044	1,203	0,00535	85,88	243,6	1,98	1177,6	19,6	35,3
0,0044	1,203	0,00535	86,07	281,1	2,28	1177,6	19,6	30,6
0,0044	1,203	0,00535	86,36	246,2	2,00	1177,6	19,6	35,1
0,0044	1,203	0,00535	86,93	281,6	2,28	1177,6	19,6	30,9
0,0044	1,203	0,00535	86,84	266,4	2,16	1177,6	19,6	32,6

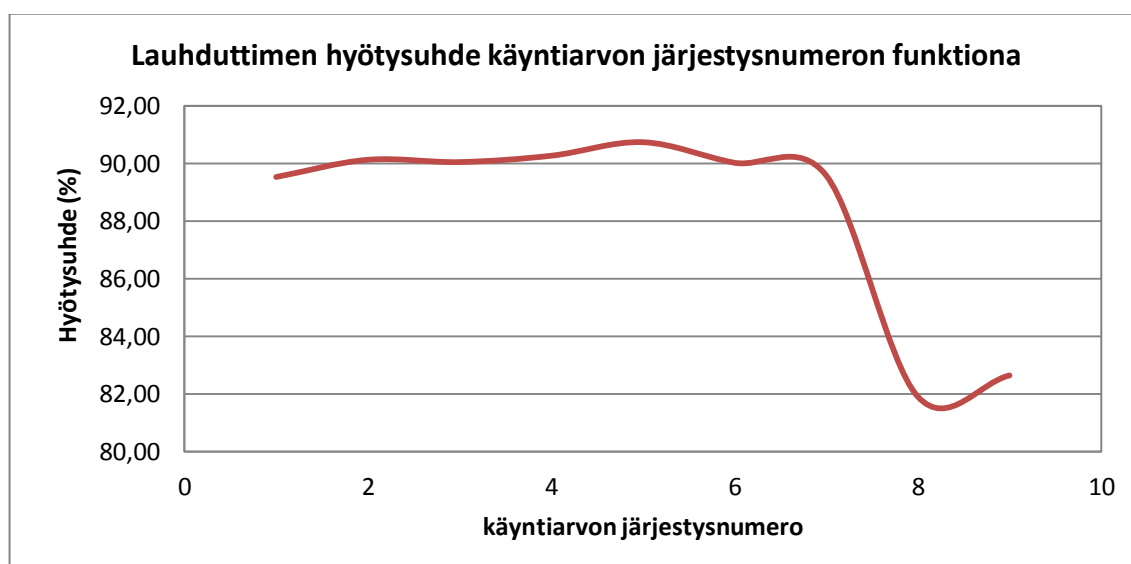


Kuva 17. RA1-lämpöpumpun kompressorin hyötysuhteen muutokset eri aikaan otetuissa käyntiarvoissa, kun prosessiin ei tehty mitään säätöjä

### Harjoituksen A lauhduttimen optimoinnin taulukko ja kuvaaja

Taulukko 13. RA1-lämpöpumpun lauhduttimen veden lämpötilat, lauhduttimen läpi virtaavan veden määrä ja niiden avulla lasketut arvot kylmäaineesta poistuvalla lämmöllä, lauhduttimelta lähtevälle lämpöenergialle ja lauhduttimen hyötysuhteelle

$H_{\text{ulos}}$ [W]	T1 [K]	T2 [K]	F1 [l/s]	$Q_{\text{ulos}}$ [W]	Hyötysuhde [%]
941,76	294,64	306,39	0,017	843,20	89,5
941,95	294,68	306,51	0,017	848,99	90,1
942,74	294,64	306,47	0,017	848,94	90,1
943,53	294,56	306,43	0,017	851,72	90,3
941,95	294,68	306,59	0,017	854,73	90,7
942,93	294,60	306,43	0,017	848,89	90,0
941,36	294,76	306,51	0,017	843,33	89,6
941,36	294,80	306,55	0,016	771,09	81,9
942,34	294,68	306,55	0,016	778,84	82,7

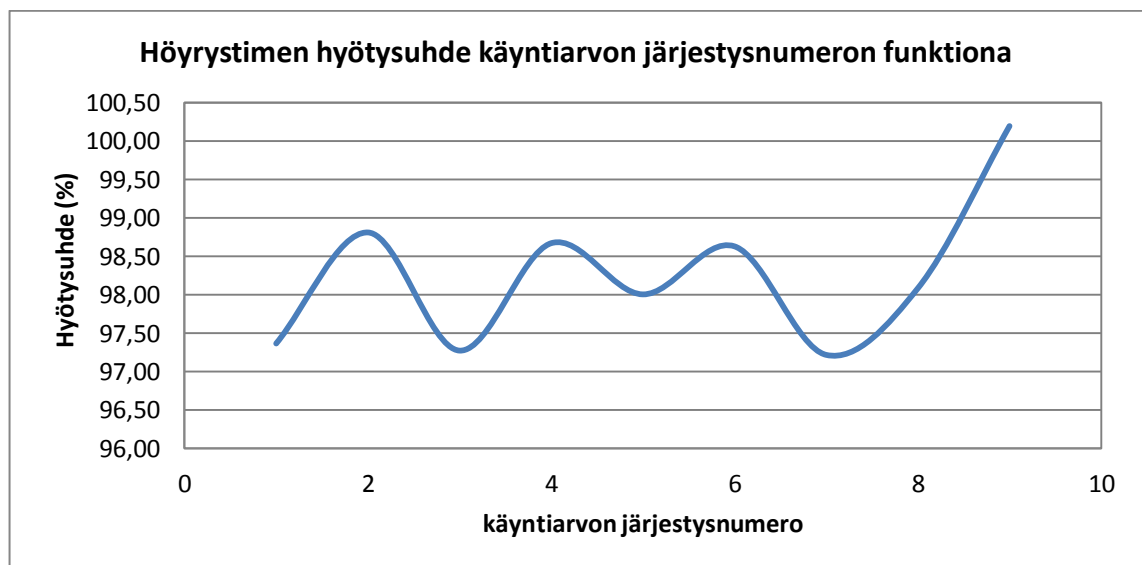


Kuva 18. RA1-lämpöpumpun lauhduttimen hyötysuhteen muutokset eri aikaan otetuissa käyntiarvoissa, kun prosessiin ei tehty mitään säätöjä

## Harjoituksen A höyrystimen optimoinnin taulukko ja kuvaaja

Taulukko 14. RA1-lämpöpumpun höyrystimen veden lämpötilat, höyrystimen läpi virtaavan veden määrä ja lasketut arvot kylmäaineen absorboimalle lämmölle, höyrystimen absorboimalle lämpöenergialle ja höyrystimen hyötysuhteelle

$H_{\text{sisään}}$ [W]	T8 [K]	T9 [K]	F2 [l/s]	$Q_{\text{sisään}}$ [W]	Hyötysuhde [%]
1062,01	293,46	287,92	0,044	1034,04	97,4
1062,01	293,50	287,88	0,044	1049,38	98,8
1063,01	293,46	287,92	0,044	1034,04	97,3
1064,16	293,46	287,83	0,044	1050,03	98,7
1062,58	293,50	287,92	0,044	1041,39	98,0
1063,30	293,54	287,92	0,044	1048,74	98,6
1062,29	293,54	288,01	0,044	1032,75	97,2
1061,72	293,50	287,92	0,044	1041,39	98,1
1062,01	293,58	287,88	0,044	1064,08	100,2

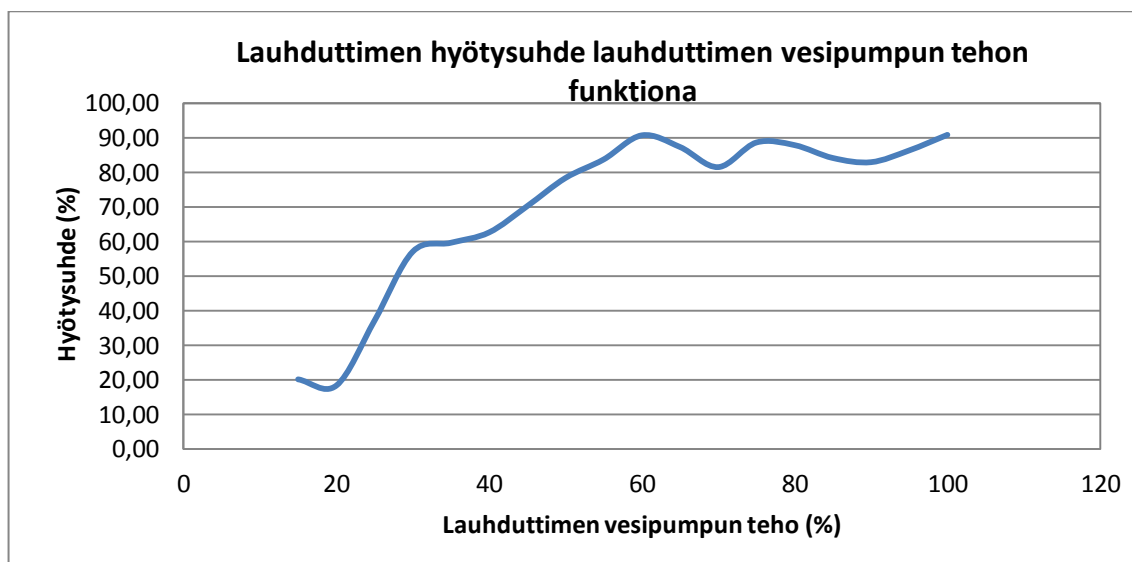


Kuva 19. RA1-lämpöpumpun höyrystimen hyötysuhde eri aikaan otetuissa näytteissä, kun prosessiin ei tehty mitään säätöjä

## Harjoituksen B lauhduttimen optimoinnin taulukko ja kuvaaja

Taulukko 15. RA1-lämpöpumpun koeajojen tuloksia ja lasketut arvot kylmäaineen massavirralle, kylmäaineesta poistuvalla lämmöllä, lauhduttimelta lähtevälle lämpöenergialle ja lauhduttimen hyötysuhteelle

$\dot{V}_R$ [l/s]	$\rho_R$ [kg/l]	$\dot{m}_R$ [kg/s]	$H_{ulos}$ [W]	T1 [K]	T2 [K]	F1 [l/s]	$Q_{ulos}$ [W]	Hyötysuhde [%]	Pumppu 1 Teho [%]
0,0044	1,203	0,0053	950,35	296,61	304,87	0,025	863,66	90,9	100
0,0044	1,203	0,0053	950,35	296,65	304,99	0,023	820,80	86,4	95
0,0044	1,203	0,0053	948,39	296,85	305,19	0,022	786,91	83,0	90
0,0044	1,203	0,0053	948,20	296,81	305,27	0,022	798,17	84,2	85
0,0044	1,203	0,0053	947,61	296,85	305,31	0,023	832,94	87,9	80
0,0044	1,203	0,0053	948,20	296,77	305,31	0,023	840,69	88,7	75
0,0044	1,203	0,0053	945,27	296,81	305,55	0,021	770,82	81,6	70
0,0044	1,203	0,0053	943,11	296,89	306,23	0,021	823,88	87,4	65
0,0044	1,203	0,0053	942,92	296,81	306,51	0,021	855,53	90,7	60
0,0045	1,203	0,0054	954,51	296,61	306,87	0,019	799,46	83,8	55
0,0047	1,203	0,0056	986,71	296,57	307,35	0,017	773,65	78,4	50
0,0047	1,203	0,0057	986,41	296,41	308,07	0,014	693,23	70,3	45
0,0050	1,203	0,0060	1031,75	296,37	309,51	0,012	646,57	62,7	40
0,0050	1,203	0,0060	1011,67	296,26	311,75	0,009	603,80	59,7	35
0,0050	1,203	0,0060	995,75	296,26	313,58	0,008	568,49	57,1	30
0,0051	1,203	0,0061	955,75	296,14	317,78	0,004	355,05	37,2	25
0,0047	1,203	0,0057	856,02	296,26	321,85	0,001	157,45	18,4	20
0,0047	1,203	0,0057	806,04	296,37	322,83	0,001	162,78	20,2	15

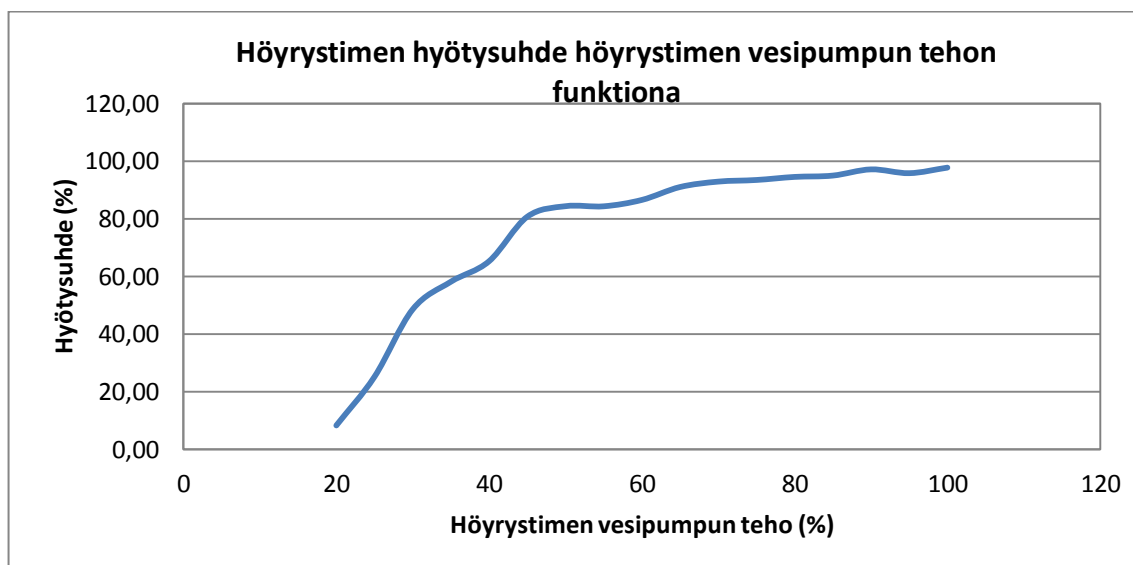


Kuva 20. RA1-lämpöpumpun lauhduttimen hyötysuhde, kun lauhduttimen vesipumpun tehoa muutetaan.

### Harjoituksen C höyrystimen optimoinnin taulukko ja kuvaaja

Taulukko 16. RA1-lämpöpumpun koeajojen tuloksia ja lasketut arvot kylmäaineen massavirralle, kylmäaineen absorboimalle lämmölle, höyrystimen absorboimalle lämpöenergialle ja höyrystimen hyötysuhteelle

$\dot{V}_R$ [l/s]	$\rho_R$ [kg/l]	$\dot{m}_R$ [kg/s]	$H_{\text{sisään}}$ [W]	T8 [K]	T9 [K]	F2 [l/s]	$Q_{\text{sisään}}$ [W]	Hyötysuhde [%]	Pumppu 2 Teho [%]
0,00444	1,203	0,0053	1073,04	295,86	290,53	0,047	1049,37	97,8	100
0,00450	1,203	0,0054	1086,45	295,82	290,53	0,047	1041,62	95,9	95
0,00447	1,203	0,0054	1079,74	295,86	290,53	0,047	1049,37	97,2	90
0,00450	1,203	0,0054	1086,45	295,86	290,62	0,047	1032,51	95,0	85
0,00450	1,203	0,0054	1087,18	295,82	290,49	0,046	1028,18	94,6	80
0,00450	1,203	0,0054	1087,91	295,78	290,15	0,043	1017,28	93,5	75
0,00450	1,203	0,0054	1087,78	295,74	289,80	0,041	1011,10	93,0	70
0,00450	1,203	0,0054	1083,41	295,59	289,42	0,038	986,66	91,1	65
0,00450	1,203	0,0054	1049,83	295,67	289,33	0,034	909,07	86,6	60
0,00447	1,203	0,0054	1039,92	295,55	288,86	0,031	877,48	84,4	55
0,00450	1,203	0,0054	1050,30	295,55	288,22	0,029	886,66	84,4	50
0,00447	1,203	0,0054	1042,01	295,67	287,62	0,025	841,51	80,8	45
0,00447	1,203	0,0054	1045,39	295,78	287,02	0,019	682,94	65,3	40
0,00444	1,203	0,0053	1032,78	295,82	284,96	0,013	601,27	58,2	35
0,00389	1,203	0,0047	912,70	296,10	284,71	0,009	443,87	48,6	30
0,00389	1,203	0,0047	923,96	296,37	287,62	0,006	233,40	25,3	25
0,00278	1,203	0,0033	662,83	296,41	287,41	0,001	55,42	8,4	20

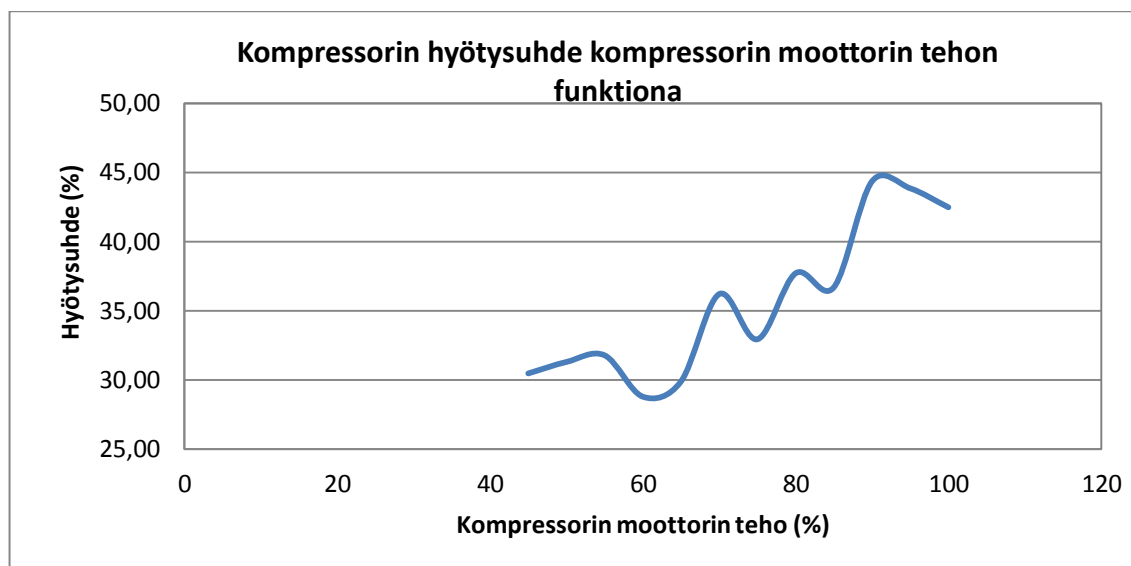


Kuva 21. RA1-lämpöpumpun höyrystimen hyötysuhde, kun höyrystimen vesipumpun tehoa muutetaan.

## Harjoituksen D kompressorin optimoinnin taulukko ja kuvaaja

Taulukko 17. RA1-lämpöpumpun koeajojen tuloksia ja lasketut arvot kylmäaineen massavirralle, kompressorin nopeudelle ja kompressorin hyötysuhteelle.

$\dot{V}_R$ [l/s]	$\rho_R$ [kg/l]	$\dot{m}_R$ [kg/s]	$W_R$ [W]	$W_K$ [W]	$\tau$ [Nm]	n [rpm]	n [1/s]	Hyötysuhde [%]	Kompressorin moottorin Teho [%]
0,00472	1,203	0,0057	125,37	295,0	1,91	1472,0	24,5	42,5	100
0,00472	1,203	0,0057	121,40	276,8	1,89	1398,4	23,3	43,9	95
0,00472	1,203	0,0057	115,28	259,9	1,87	1324,8	22,1	44,4	90
0,00465	1,203	0,0056	99,12	270,0	2,06	1251,2	20,9	36,7	85
0,00458	1,203	0,0055	97,79	259,2	2,10	1177,6	19,6	37,7	80
0,00451	1,203	0,0054	83,47	253,3	2,19	1104,0	18,4	33,0	75
0,00444	1,203	0,0053	84,16	232,4	2,15	1030,4	17,2	36,2	70
0,00431	1,203	0,0052	81,02	270,9	2,70	956,8	16,0	29,9	65
0,00417	1,203	0,0050	79,12	274,7	2,97	883,2	14,7	28,8	60
0,00389	1,203	0,0047	67,90	213,6	2,52	809,6	13,5	31,8	55
0,00361	1,203	0,0043	52,30	167,0	2,17	736,0	12,3	31,3	50
0,00333	1,203	0,0040	45,97	150,8	2,17	662,4	11,0	30,5	45



Kuva 22. RA1-lämpöpumpun kompressorin hyötysuhde, kun kompressorin moottorin tehoa muutetaan

**RA1-lämpöpumpun optimin taulukko**

Taulukko 18. Eri yksiköiden tehojen optimiarvoilla saadut hyötysuhteet ja koko laitteen hyötysuhde. Tämän taulukon arvoilla saatiin paras hyötysuhde laitteelle.

	Kompressori	Lauhdutin	Höyrystin	
Teho (%)	90	60	90	
	Kompressori	Lauhdutin	Höyrystin	
	Hyötysuhde (%)	Hyötysuhde (%)	Hyötysuhde (%)	Koko laitteen hyötysuhde (%)
	32,4	102,5	83,0	72,6
	32,0	108,3	83,2	74,5
	32,7	103,5	84,3	73,5
	32,7	103,6	81,9	72,7
			Keskiarvo	73,3



**Harjoituksen B taulukot**

Taulukko 19. RA1-lämpöpumpun käyntiarvojenotto aika, järjestysluku ja lämpötilat. T1,T2,T8 ja T9 ovat veden lämpötiloja ja T3-T7 ovat kylmäaineen lämpötiloja

Aika	Käyntiarvo	T1 [°C]	T2 [°C]	T3 [°C]	T4 [°C]	T5 [°C]	T6 [°C]	T7 [°C]	T8 [°C]	T9 [°C]
00:00	1	23,5	31,7	18,7	53,8	33,2	33,0	5,9	21,8	16,5
02:01	2	23,5	31,8	18,3	53,8	33,2	33,1	6,1	21,9	16,6
03:05	3	23,7	32,0	18,7	54,0	33,5	33,2	6,1	21,9	16,5
04:10	4	23,7	32,1	18,3	53,9	33,5	33,4	6,0	21,9	16,5
05:01	5	23,7	32,2	18,4	54,0	33,6	33,4	6,0	21,9	16,5
06:01	6	23,6	32,2	18,5	53,9	33,5	33,4	6,0	21,9	16,6
07:02	7	23,7	32,4	18,0	54,0	33,9	33,5	6,4	22,0	16,5
08:14	8	23,7	33,1	17,1	54,1	34,4	34,0	6,7	22,0	16,6
09:11	9	23,7	33,4	16,5	54,0	34,6	34,3	6,7	22,0	16,5
10:39	10	23,5	33,7	16,1	53,9	34,8	34,6	6,8	22,0	16,5
11:59	11	23,4	34,2	15,5	53,8	35,3	34,9	7,2	22,0	16,4
13:01	12	23,3	34,9	13,2	53,8	36,0	35,3	7,7	22,0	16,4
14:03	13	23,2	36,4	10,4	53,7	37,4	36,1	8,7	22,0	16,4
15:12	14	23,1	38,6	11,0	53,1	39,5	37,8	10,3	22,0	16,4
16:09	15	23,1	40,4	11,6	52,4	41,1	39,4	11,1	22,0	16,6
17:20	16	23,0	44,6	14,9	50,4	46,4	43,2	14,7	22,0	17,4
18:35	17	23,1	48,7	17,0	54,6	51,3	49,6	16,7	22,3	18,5

Taulukko 20. RA1-lämpöpumpun kylmäaineen tilavuusvirta ja paineet sekä veden tilavuusvirrat ja kompressorin moottorin momentti

$\dot{V}_R$ [l/s]	$\tau$ [Nm]	P2 [bar]	P1 [bar]	F1 Lauhduttimen läpi [l/s]	F2 Höyrystimen läpi [l/s]
0,0044	2,23	6,3	3,1	0,025	0,043
0,0044	2,13	6,6	3,1	0,023	0,043
0,0044	2,49	6,2	3,1	0,022	0,043
0,0044	2,23	6,3	3,0	0,022	0,043
0,0044	2,25	6,3	3,1	0,023	0,043
0,0044	2,24	6,3	3,1	0,023	0,043
0,0044	2,36	6,3	3,2	0,021	0,044
0,0044	2,12	6,8	3,2	0,021	0,043
0,0044	2,32	6,5	3,3	0,021	0,043
0,0045	2,41	6,5	3,2	0,019	0,043
0,0047	2,48	6,6	3,3	0,017	0,043
0,0047	2,32	6,8	3,3	0,014	0,043
0,0050	2,66	7,1	3,6	0,012	0,043
0,0050	2,89	7,4	3,7	0,009	0,043
0,0050	2,82	8,0	4,0	0,008	0,043
0,0051	3,20	9,7	4,7	0,004	0,043
0,0047	3,51	10,0	5,4	0,001	0,042

Taulukko 21. RA1-lämpöpumpun lauhduttimen ja höyrystimen vesipumppujen tehojen arvot ja kompressorin moottorin tehon arvot sekä lauhduttimelta lähtevä lämpöenergia, höyrystimen absorboima lämpöenergia, kompressorin tekemä työ ja lämpökerroin

Pumppu 1 teho [%]	Pumppu 2 teho [%]	Kompressorin moottorin teho [%]	$Q_{\text{ulos}}$ [W]	$Q_{\text{sisään}}$ [W]	$W_K$ [W]	Lämpökerroin
100	70	80	863,7	967,9	274,4	3,53
95	70	80	820,8	951,8	263,0	3,62
90	70	80	786,9	974,4	306,8	3,18
85	70	80	798,2	982,1	274,8	3,57
80	70	80	832,9	982,1	276,9	3,55
75	70	80	840,7	959,6	275,7	3,48
70	70	80	770,8	1015,0	290,8	3,49
65	70	80	823,9	973,8	260,9	3,73
60	70	80	855,5	981,5	286,2	3,43
55	70	80	799,5	989,2	297,2	3,33
50	70	80	773,6	1004,1	305,6	3,29
45	70	80	693,2	1004,1	286,6	3,50
40	70	80	646,6	1019,5	328,3	3,11
35	70	80	603,8	1004,7	356,2	2,82
30	70	80	568,5	973,8	347,7	2,80
25	70	80	355,0	833,4	394,1	2,11
20	70	80	157,5	659,7	432,9	1,52

**Harjoituksen C taulukot**

Taulukko 22. RA1-lämpöpumpun käyntiarvojenotto aika, järjestysluku ja lämpötilat. T1,T2,T8 ja T9 ovat veden lämpötiloja ja T3-T7 ovat kylmäaineen lämpötiloja

Aika	Käyntiarvo	T1 [°C]	T2 [°C]	T3 [°C]	T4 [°C]	T5 [°C]	T6 [°C]	T7 [°C]	T8 [°C]	T9 [°C]
00:00	1	24,1	32,1	22,0	51,9	33,7	33,0	6,5	22,7	17,4
01:05	2	24,1	32,2	22,0	52,0	33,7	33,1	6,5	22,7	17,4
02:04	3	24,1	32,3	22,0	52,1	33,8	33,2	6,5	22,7	17,4
03:41	4	24,1	32,2	22,0	52,1	33,8	33,1	6,5	22,7	17,5
04:41	5	24,1	32,1	22,0	52,0	33,6	33,1	6,4	22,7	17,3
05:46	6	24,0	32,0	22,0	52,0	33,5	33,1	6,3	22,6	17,0
06:59	7	23,9	32,0	21,7	52,0	33,4	33,0	6,2	22,6	16,7
08:51	8	24,0	32,0	19,9	51,8	33,5	32,9	6,1	22,4	16,3
10:18	9	24,1	32,1	8,3	51,1	33,6	33,1	6,0	22,5	16,2
13:47	10	24,3	32,2	6,7	48,2	33,7	33,1	5,8	22,4	15,7
16:23	11	24,1	32,0	7,5	47,6	33,5	33,0	5,6	22,4	15,1
17:33	12	24,2	32,0	6,2	47,2	33,5	33,0	5,3	22,5	14,5
19:26	13	24,4	32,0	4,7	45,1	33,5	33,0	4,2	22,6	13,9
22:14	14	24,5	32,1	6,0	40,6	33,7	33,5	5,6	22,7	11,8
26:11	15	24,8	31,3	3,5	34,2	32,7	32,6	3,1	22,9	11,6
28:43	16	24,9	29,8	0,5	31,6	30,8	30,9	0,0	23,2	14,5
29:16	17	24,9	29,5	-0,3	31,2	30,0	30,6	-1,0	23,3	14,3

Taulukko 23. RA1-lämpöpumpun kylmäaineen tilavuusvirta ja paineet sekä veden tilavuusvirrat ja kompressorin moottorin momentti

$\dot{V}_R$ [l/s]	$\tau$ [Nm]	P2 [bar]	P1 [bar]	F1 Lauhduttimen läpi [l/s]	F2 Höyrystimen läpi [l/s]
0,00444	1,98	6,5	3,2	0,027	0,047
0,00450	2,14	6,3	3,1	0,026	0,047
0,00447	1,88	6,6	3,1	0,026	0,047
0,00450	2,03	6,4	3,1	0,026	0,047
0,00450	2,17	6,3	3,1	0,026	0,046
0,00450	1,99	6,5	3,1	0,027	0,043
0,00450	2,06	6,4	3,1	0,027	0,041
0,00450	2,14	6,2	3,1	0,026	0,038
0,00450	2,06	6,2	3,2	0,026	0,034
0,00447	2,22	6,1	3,1	0,026	0,031
0,00450	2,00	6,2	3,2	0,027	0,029
0,00447	1,94	6,1	3,0	0,026	0,025
0,00447	2,08	5,6	3,0	0,025	0,019
0,00444	2,04	6,2	3,2	0,025	0,013
0,00389	1,99	5,5	3,0	0,025	0,009
0,00389	1,85	4,6	2,7	0,026	0,006
0,00278	1,76	4,3	2,7	0,025	0,001

Taulukko 24. RA1-lämpöpumpun lauhduttimen ja höyrystimen vesipumppujen tehojen arvot ja kompressorin moottorin tehon arvot sekä lauhduttimelta lähtevä lämpöenergia, höyrystimen absorboima lämpöenergia, kompressorin tekemä työ ja lämpökerroin

Pumppu 1 teho [%]	Pumppu 2 teho [%]	Kompressorin moottorin teho [%]	$Q_{\text{ulos}}$ [W]	$Q_{\text{sisään}}$ [W]	$W_K$ [W]	Lämpökerroin
50	100	80	926,5	1049,4	244,5	4,29
50	95	80	898,0	1041,6	263,4	3,95
50	90	80	902,4	1049,4	231,8	4,53
50	85	80	897,9	1032,5	250,8	4,12
50	80	80	889,0	1028,2	267,7	3,84
50	75	80	926,3	1017,3	245,3	4,15
50	70	80	926,2	1011,1	253,7	3,98
50	65	80	888,8	986,7	263,9	3,74
50	60	80	884,7	909,1	254,6	3,57
50	55	80	880,5	877,5	273,6	3,21
50	50	80	899,0	886,7	246,2	3,60
50	45	80	867,1	841,5	239,8	3,51
50	40	80	802,4	682,9	256,3	2,66
50	35	80	794,3	601,3	252,1	2,39
50	30	80	685,9	443,9	244,9	1,81
50	25	80	540,7	233,4	228,5	1,02
50	20	80	486,0	55,4	217,1	0,26

**Harjoituksen D taulukot**

Taulukko 25. RA1-lämpöpumpun käyntiarvojenotto aika, järjestysluku ja lämpötilat. T1,T2,T8 ja T9 ovat veden lämpötiloja ja T3-T7 ovat kylmäaineen lämpötiloja

Aika	Käyntiarvo	T1 [°C]	T2 [°C]	T3 [°C]	T4 [°C]	T5 [°C]	T6 [°C]	T7 [°C]	T8 [°C]	T9 [°C]
00:00	1	25,4	32,6	1,6	44,5	34,1	33,6	1,1	23,1	17,9
01:16	2	25,4	32,5	2,3	43,8	34,1	33,6	1,8	23,1	17,7
02:23	3	25,4	32,6	4,1	43,7	34,2	33,6	3,4	23,1	17,4
03:33	4	25,5	32,7	9,5	44,8	34,4	33,7	5,5	23,0	16,5
05:41	5	25,5	32,8	10,2	45,8	34,4	33,3	6,1	23,1	16,8
07:39	6	25,4	32,8	15,4	47,0	34,3	34,0	7,9	23,0	16,4
09:26	7	25,2	33,2	14,8	47,1	34,6	34,3	10,0	23,0	16,5
10:41	8	25,3	32,9	14,6	46,6	34,3	34,2	11,0	23,1	16,7
12:20	9	25,4	32,8	13,5	45,5	34,3	34,0	12,7	23,1	17,0
13:33	10	25,4	32,6	14,6	43,9	34,1	33,8	14,0	23,1	17,4
15:18	11	25,4	32,1	16,3	40,4	33,8	33,6	15,9	23,3	18,6
15:41	12	25,4	31,8	16,7	39,6	32,7	33,1	16,3	23,3	19,0

Taulukko 26. RA1-lämpöpumpun kylmäaineen tilavuusvirta ja paineet sekä veden tilavuusvirrat, kompressorin moottorin momentti ja kompressorin moottorin nopeus

n [1/s]	n [rpm]	$\dot{V}_R$ [l/s]	$\tau$ [Nm]	P2 [bar]	P1 [bar]	F1 Lauhduttimen läpi [l/s]	F2 Höyrystimen läpi [l/s]
24,5	1472,0	0,00472	1,91	5,1	3,1	0,0288	0,0352
23,3	1398,4	0,00472	1,89	5,1	3,2	0,0288	0,0352
22,1	1324,8	0,00472	1,87	5,3	3,1	0,0273	0,0352
20,9	1251,2	0,00465	2,06	6,1	3,1	0,0288	0,0352
19,6	1177,6	0,00458	2,10	6,6	3,2	0,0288	0,0366
18,4	1104,0	0,00451	2,19	6,9	3,2	0,0303	0,0366
17,2	1030,4	0,00444	2,15	7,7	3,3	0,0264	0,0366
16,0	956,8	0,00431	2,70	8,0	3,1	0,0264	0,0366
14,7	883,2	0,00417	2,97	8,5	3,1	0,0273	0,0366
13,5	809,6	0,00389	2,52	9,1	3,2	0,0273	0,0352
12,3	736,0	0,00361	2,17	10,0	3,1	0,0264	0,0366
11,0	662,4	0,00333	2,17	10,1	3,0	0,0273	0,0352

Taulukko 27. RA1-lämpöpumpun lauhduttimen ja höyrystimen vesipumppujen tehojen arvot ja kompressorin moottorin tehon arvot sekä lauhduttimelta lähtevä lämpöenergia, höyrystimen absorboima lämpöenergia, kompressorin tekemä työ ja lämpökerroin

Pumppu 1 teho [%]	Pumppu 2 teho [%]	Kompressorin moottorin teho [%]	$Q_{\text{ulos}}$ [W]	$Q_{\text{sisään}}$ [W]	$W_K$ [W]	Lämpökerroin
50	70	100	872,2	781,4	295,0	2,65
50	70	95	867,3	806,7	276,8	2,91
50	70	90	823,3	845,2	259,9	3,25
50	70	85	877,2	960,0	270,0	3,56
50	70	80	877,3	978,7	259,2	3,78
50	70	75	952,1	1013,2	253,3	4,00
50	70	70	882,2	1000,0	232,4	4,30
50	70	65	846,8	979,7	270,9	3,62
50	70	60	855,4	939,7	274,7	3,42
50	70	55	827,8	838,8	213,6	3,93
50	70	50	749,5	726,2	167,0	4,35
50	70	45	745,1	646,1	150,8	4,28

**Harjoituksen E lämpötilojen taulukko**

Taulukko 28. RA1-lämpöpumpun käyntiarvojenotto aika, järjestysluku ja lämpötilat. T1,T2,T8 ja T9 ovat veden lämpötiloja ja T3-T7 ovat kylmäaineen lämpötiloja

Aika	Käyntiarvo	T1 [°C]	T2 [°C]	T3 [°C]	T4 [°C]	T5 [°C]	T6 [°C]	T7 [°C]	T8 [°C]	T9 [°C]
00:00	1	19,7	28,2	17,6	43,9	22,5	21,8	0,8	19,6	15,3
01:03	2	19,7	28,0	17,9	43,9	23,9	22,2	0,3	19,5	15,1
02:01	3	19,7	27,8	18,2	44,0	26,7	23,0	0,1	19,5	15,1
03:01	4	19,7	27,8	18,4	44,5	29,1	24,7	0,5	19,4	15,0
04:06	5	19,6	27,8	18,9	45,1	29,2	27,1	0,6	19,4	15,2
05:05	6	19,7	27,7	19,2	45,7	29,0	28,0	0,3	19,5	15,2
06:29	7	19,6	27,8	19,2	46,6	29,4	28,5	1,0	19,4	15,2
07:31	8	19,6	28,0	19,3	47,1	29,6	28,7	1,0	19,5	15,3
08:41	9	19,6	28,0	19,2	47,5	29,6	28,9	1,3	19,4	15,1
10:43	10	19,5	28,1	19,3	48,1	29,6	29,1	1,3	19,4	15,0
11:42	11	19,6	28,0	19,2	48,3	29,6	29,1	1,3	19,5	15,0
12:55	12	19,6	28,1	19,2	48,6	29,6	29,2	1,2	19,5	15,1
13:44	13	19,6	28,1	19,3	48,8	29,6	29,2	1,3	19,5	15,1
14:42	14	19,7	28,2	19,2	49,0	29,7	29,2	1,1	19,5	15,1
15:42	15	19,6	28,3	19,2	49,2	29,6	29,3	1,3	19,5	15,2
16:47	16	19,7	28,3	19,3	49,3	29,7	29,3	1,3	19,5	15,2
18:05	17	19,6	28,2	19,3	49,5	29,6	29,3	1,1	19,5	15,2
19:04	18	19,7	28,3	19,3	49,6	29,8	29,3	1,4	19,4	15,0
20:25	19	19,7	28,2	19,4	49,8	29,7	29,4	1,3	19,5	15,2
21:34	20	19,6	28,3	19,4	50,0	29,7	29,4	0,9	19,5	15,2
22:28	21	19,6	28,2	19,3	50,1	29,6	29,2	1,0	19,5	15,2
23:31	22	19,6	28,1	19,4	50,2	29,5	29,2	0,2	19,5	15,3
24:38	23	19,6	27,7	19,4	50,3	28,9	29,0	-0,8	19,5	15,5
25:32	24	19,7	27,6	19,5	50,4	28,8	28,6	-1,6	19,5	15,7

### Harjoituksen E virtausmittaukset, paineet ja momentti

Taulukko 29. RA1-lämpöpumpun kylmäaineen tilavuusvirta ja paineet sekä veden tilavuusvirrat ja kompressorin moottorin momentti

$\dot{V}_R$ [l/s]	$\tau$ [Nm]	P2 [bar]	P1 [bar]	F1 Lauhduttimen läpi [l/s]	F2 Höyrystimen läpi [l/s]
0,00458	2,12	4,5	2,9	0,0288	0,0552
0,00458	1,85	4,6	2,7	0,0288	0,0552
0,00444	1,96	4,7	2,7	0,0288	0,0552
0,00444	1,83	4,7	2,6	0,0288	0,0562
0,00444	1,84	4,6	2,7	0,0288	0,0562
0,00444	1,97	4,6	2,6	0,0273	0,0562
0,00444	1,91	4,7	2,7	0,0288	0,0562
0,00444	1,95	5,1	2,7	0,0288	0,0552
0,00444	1,83	4,9	2,7	0,0288	0,0552
0,00444	2,02	4,8	2,7	0,0288	0,0562
0,00444	1,93	4,9	2,8	0,0288	0,0552
0,00444	1,97	4,9	2,7	0,0288	0,0562
0,00444	1,75	4,8	2,7	0,0288	0,0562
0,00444	1,81	4,8	2,7	0,0273	0,0562
0,00444	2,04	4,9	2,8	0,0288	0,0562
0,00444	1,84	4,8	2,7	0,0273	0,0562
0,00444	1,79	4,9	2,7	0,0273	0,0562
0,00444	1,97	5,3	2,8	0,0288	0,0552
0,00444	1,85	4,9	2,8	0,0288	0,0562
0,00438	1,78	4,7	2,7	0,0288	0,0562
0,00431	1,91	5,1	2,7	0,0288	0,0562
0,00417	1,93	4,5	2,8	0,0273	0,0562
0,00396	1,81	4,4	2,8	0,0288	0,0552
0,00389	1,89	4,2	2,6	0,0273	0,0552

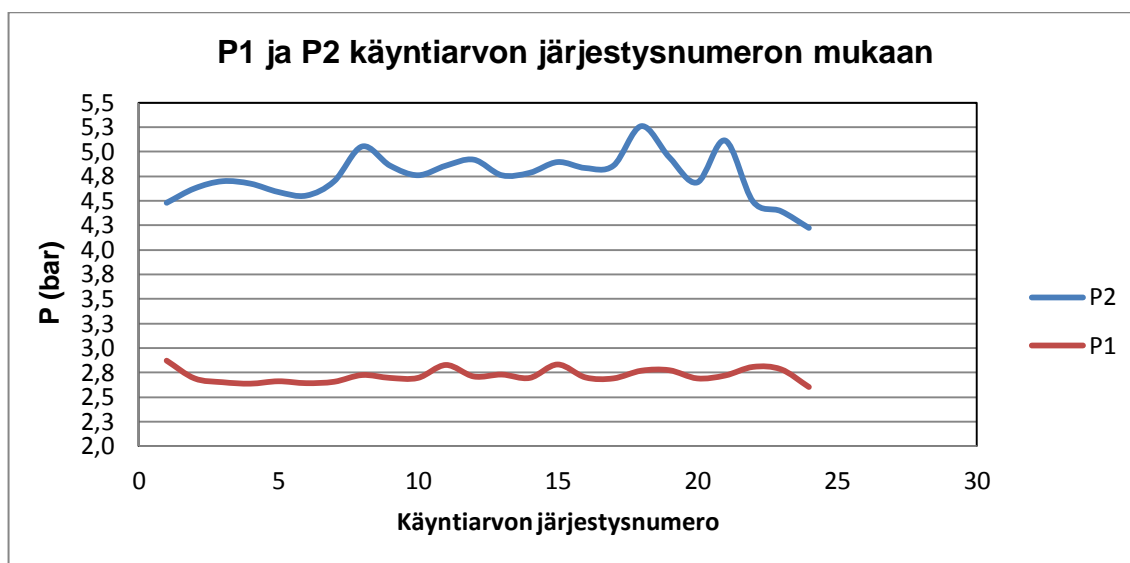


**Harjoituksen E taulukko**

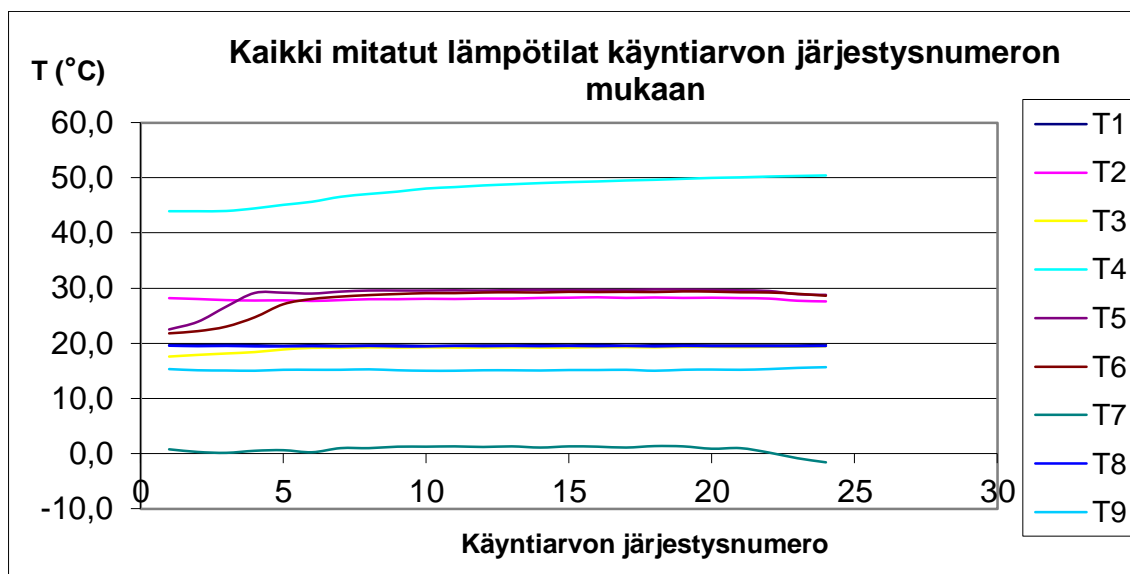
Taulukko 30. RA1-lämpöpumpun lauhduttimen ja höyrystimen vesipumppujen tehojen arvot ja kompressorin moottorin tehon arvot sekä lauhduttimelta lähtevä lämpöenergia, höyrystimen absorboima lämpöenergia, kompressorin tekemä työ ja lämpökerroin

Pumppu 1 teho [%]	Pumppu 2 teho [%]	Kompressorin moottorin teho [%]	$Q_{ulos}$ [W]	$Q_{sisään}$ [W]	$W_K$ [W]	Lämpökerroin
50	70	100	1032,5	982,6	326,7	3,01
50	70	100	1013,5	1012,4	285,0	3,55
50	70	100	984,5	1032,3	301,4	3,43
50	70	100	980,1	1040,4	282,4	3,68
50	70	100	995,2	1000,0	282,9	3,53
50	70	100	921,2	1010,1	304,0	3,32
50	70	100	1000,0	1000,0	295,0	3,39
50	70	100	1013,9	982,6	300,3	3,27
50	70	100	1013,9	1002,5	281,9	3,56
50	70	100	1033,8	1040,4	310,9	3,35
50	70	100	1023,8	1042,2	298,2	3,49
50	70	100	1028,2	1030,3	304,0	3,39
50	70	100	1028,2	1040,4	270,3	3,85
50	70	100	984,5	1040,4	279,2	3,73
50	70	100	1047,2	1030,3	314,5	3,28
50	70	100	993,2	1020,2	284,0	3,59
50	70	100	994,4	1020,2	276,6	3,69
50	70	100	1046,8	1022,4	303,5	3,37
50	70	100	1037,3	1020,2	285,6	3,57
50	70	100	1047,2	1000,0	275,0	3,64
50	70	100	1037,7	1010,1	294,5	3,43
50	70	100	975,9	979,8	297,2	3,30
50	70	100	980,5	913,2	279,2	3,27
50	70	100	907,3	893,3	291,4	3,07

### Harjoituksen E kuvaajat



Kuva 23. RA1-lämpöpumpun kylmäaineen paineiden lukemat ennen kompressoria ja kompressorin jälkeen, kun paisuntaventtiilin säätöruuvia kiristetään



Kuva 24. RA1-lämpöpumpun kylmäaineen ja veden lämpötilat, kun paisuntaventtiilin säätöruuvia kiristetään