



TUGAS AKHIR - TM 091585

**STUDI EKSPERIMEN PENGARUH VARIASI  
PERUBAHAN REFRIGERAN-22 DENGAN  
*MUSICOOL-22* PADA SISTEM PENGKONDISIAN  
UDARA DENGAN *PRE-COOLING***

ARNOVIA CHRISTINE SABATIANA  
NRP 2114 105 007

Dosen Pembimbing  
Ary Bachtiar K. P., ST., MT., PhD

PROGRAM SARJANA  
LABORATORIUM TERMODINAMIKA DAN PERPINDAHAN PANAS  
JURUSAN TEKNIK MESIN  
FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI  
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER  
SURABAYA 2016



**FINAL PROJECT - TM 091585**

**EXPERIMENTAL STUDY OF AIR CONDITIONING  
SYSTEM WITH PRE-COOLING DUE TO  
REPLACEMENT REFRIGERANT-22 TO THE  
MUSICOOL-22 EFFECTS**

**ARNOVIA CHRISTINE SABATIANA**  
NRP 2114 105 007

Academic Advisor  
Ary Bachtiar K. P., ST., MT., PhD

**BACHELOR DEGREE PROGRAM  
THERMODYNAMIC AND HEAT TRANSFERS  
LABORATORY  
MECHANICAL ENGINEERING DEPARTMENT  
INDUSTRIAL TECHNOLOGY FACULTY  
SEPULUH NOPEMBER INSTITUTE OF TECHNOLOGY  
SURABAYA 2016**

**STUDI EKSPERIMEN PENGARUH VARIASI  
PERUBAHAN REFRIGERAN-22 DENGAN  
MUSICOOL-22 PADA SISTEM PENGKONDISIAN  
UDARA DENGAN *PRE-COOLING***

**TUGAS AKHIR**

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat  
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik  
Pada  
Program Studi S-1 jurusan Teknik Mesin  
Fakultas Teknologi Industri  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh:

**ARNOVIA CHRISTINE SABATIANA**  
NRP. 2114105007

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir:

1. Ary Bachtiar K. P., ST., MT., Ph.D. ..... (Pembimbing)  
(NIP. 197105241997021001)
2. Prof. Dr. Ir. Djatmiko Ichsan., M.Eng ..... (Penguji I)  
(NIP 195310191979031003)
3. Ir. Kadarisman, S.T. ..... (Penguji II)  
(NIP. 194901091974121001)
4. Prof. Dr.Eng. Prabowo., M.Eng ..... (Penguji III)  
(NIP. 196505051990031005)

**SURABAYA  
JULI, 2016**

## ABSTRAK

### Studi Eksperimen Pengaruh Variasi Perubahan Refrigeran-22 dengan *Musicool-22* pada Sistem Pengkondisian Udara dengan *Pre-cooling*

**Nama Mahasiswa** : Arnovia Christine Sabatiana  
**NRP** : 2114 105 007  
**Jurusan** : Teknik Mesin  
**Dosen Pembimbing** : Ary Bachtiar K.P., ST., MT., PhD.

*Air conditioning system* merupakan mesin sistem refrigerasi kompresi uap sederhana. Kemudian dimodifikasi menjadi dua *indoor* unit dan satu *outdoor* unit. Dimana *outdoor* unit memiliki dua jenis kondenser yaitu, *water cooled condenser* dan *air cooled condenser*. Pembuangan kalor pada bagian *water cooled condenser* dimanfaatkan untuk memanaskan air yang nantinya dapat digunakan untuk kebutuhan sehari-hari kedepannya. Penggunaan refrigeran CFC atau HCFC mengakibatkan beberapa dampak negatif terhadap lingkungan dan penggunaan mesin refrigerasi ini, diantaranya dapat merusak lapisan ozon, pemanasan global dan tidak hemat energi listrik.

Penelitian pada ini adalah untuk menganalisis dan membandingkan performansi suatu sistem refrigerasi sederhana yang mampu menghemat konsumsi energi dan ramah lingkungan. Metoda penelitian ini dilakukan pertama menggunakan R-22 sebagai refrigeran primernya dan selanjutnya dilakukan proses *retrofitting* (penggantian refrigeran) dengan menggunakan MC-22. Selanjutnya analisis dilakukan berdasarkan data dari setiap titik-titik pengukuran seperti temperatur *suction*, temperatur *discharge*, temperatur *in water cooled condenser*, temperatur *out water cooled condenser*, temperatur *out air cooled condenser*, temperatur *out* pipa kapiler 1, temperatur *out* pipa kapiler 2, temperatur *out evaporator* 1, temperatur *out evaporator* 2, temperatur lingkungan, tekanan *suction*, tekanan *discharge*,

tekanan setelah *air cooled condenser*, arus listrik, tegangan, dan energi listrik.

Dari hasil analisis ini akan diperoleh suatu sistem refrigerasi dengan performansi yang paling baik dengan konsumsi energi listrik yang sedikit, serta sistem refrigerasi yang ramah lingkungan adalah sistem yang menggunakan MC-22 baik menggunakan atau tanpa *pre-cooling* dengan nilai  $COP_{\text{elektrik}}$  3,786; dan 3,933,  $COP_{\text{thermal}}$  4,501; dan 4,670, dan nilai penghematan energi listrik sekitar 20% lebih hemat dibanding sistem yang menggunakan R-22.

Kata kunci : *air conditioning system*, efisiensi, MC-22, *retrofitting*, R-22.

## ABSTRACT

### **Experimental Study of Air Conditioning System with Pre-cooling Due to Replacement Refrigerant-22 to the Musicool-22 Effects**

**Name** : Arnovia Christine Sabatiana  
**ID** : 2114 105 007  
**Major** : Mechanical Engineering  
**Advisor** : Ary Bachtiar K.P., ST., MT., PhD.

Air conditioning is the engine vapor compression refrigeration system. Then modified into two indoor units and one outdoor unit. Where the outdoor condenser unit has two types, which is water cooled condenser and air cooled condenser. Disposal of heat in the water cooled condenser will use for water heater and can be use for the daily needs of the future. The uses of CFC or HCFC refrigerants give some negative effects on the use of refrigeration machine and not environment-friendly, which can be damaging the ozone layer, global warming and not energy efficient.

The purposes of this final project research is to analyze and compare the performance of a simple refrigeration system that reduces energy consumption and environment-friendly. The method of this research is performed using R-22 as the primary refrigerant and the second will be done form retrofitting process (replacement refrigerant) using the MC-22. Further analyzes were conducted based on data from each measurement points such as the suction temperature, discharge temperature, temperature in water cooled condenser, temperature out water cooled condenser, temperature out air cooled condenser, temperature out the capillary tube 1, temperature out the capillary tube 2, temperature out evaporator 1, temperature out evaporator 2, ambient temperature, suction pressure, discharge pressure, pressure after

water cooled condenser, electric current, voltage, and electrical energy.

From the results obtained by analysis of a refrigeration system, the best performance is with more saving energy. As well as environment-friendly refrigeration system is a system that uses MC-22 either with or without pre-cooling with the  $COP_{\text{electric}}$  value of 3.786; and 3.933,  $COP_{\text{thermal}}$  4.501; and 4.670, and the value of electric energy savings of about 20% more efficient than the systems using R-22.

Key words: air conditioning system, efficiency, MC-22, retrofitting, R-22.

## DAFTAR ISI

LEMBAR PENGESAHAN.....	iii
ABSTRAK .....	v
ABSTRACT .....	vii
KATA PENGANTAR.....	ix
DAFTAR ISI.....	xi
DAFTAR GAMBAR.....	xvii
DAFTAR TABEL.....	xxi
DAFTAR SIMBOL.....	xxiii
BAB I.....	1
PENDAHULUAN.....	1
1.1 Latar Belakang.....	1
1.2 Perumusan Masala.....	3
1.3 Batasan Masalah.....	3
1.4 Tujuan.....	4
1.5 Metode Penulisan.....	4
1.6 Sistematika Penulisan.....	5
BAB II.....	7
TINJAUAN PUSTAKA.....	7
2.1 Refrigeran.....	7
2.1.1 Refrigeran-22.....	8
2.1.2 <i>Musicool-22</i> .....	10
2.2 Penelitian Terdahulu.....	12
2.2.1 Pengaruh Penggunaan Refrigeran Hidrokarbon Musicool-22 sebagai Refrigeran Pengganti.....	12
2.2.2 Pemanfaatan Hidrokarbon Sebagai Refrigeran Untuk Mesin Pembeku.....	13
2.3 Sistem Refrigerasi Kompresi Uap Sederhana.....	14

2.3.1	Prinsip Kerja Sistem Refrigerasi Kompresi Uap Sederhana.....	14
2.3.2	Proses Yang Terjadi Pada siklus Refrigerasi Kompresi Uap.....	17
2.3.3	Rasio Pelepasan Kalor (HRR).....	22
2.3.4	Koefisien Unjuk Kerja/Prestasi (COP).....	23
2.4	Sistem Refrigerasi Kompresi Uap Sederhana dengan Penambahan <i>Pre-cooling</i> .....	24
2.4.1	Heat Exchanger (Pre-cooling).....	24
2.4.2	Kesetimbangan Energi <i>Concentric Tube</i> .....	25
2.4.3	<i>Counterflow</i> Energi <i>Concentric Tube</i> .....	26
2.4.4	Perpindahan Panas pada Sisi Dalam ( <i>Internal Flow</i> ).....	27
2.4.5	<i>Concentric Tube</i> pada Sisi Annulus.....	28
2.4.6	Metode Number of Transfer Unit (NTU).....	29
2.5	Refrigeran dan Lingkungan	31
2.5.1	Ozone Depletion Potensial (ODP).....	31
2.5.2	Global Warming Potensial (GWP).....	32
BAB III		35
METODOLOGI		35
3.1	Langkah Eksperimen.....	35
3.2	Data perancangan Pre-cooling.....	35
3.3	Alat Yang Digunakan.....	37
3.3.1	Indoor Unit.....	37
3.3.2	Outdoor Unit.....	38

3.3.3	Pipa Kapiler.....	40
3.4	Alat Ukur yang Digunakan.....	41
3.4.1	High-Low Pressure Gauge (Manifold Gauge).....	41
3.4.2	Clamp-on Ammeter Digital.....	42
3.4.3	Flowmeter.....	42
3.4.4	Thermocouple.....	43
3.4.5	Data Akusisi.....	44
3.5	Diagram Pemipaan dan Kelistrikan.....	44
3.5.1	Komponen-komponen pada <i>Control Box</i> .....	46
3.6	Titik Ukur <i>Air Conditioning System</i> yang Dimodifikasi.....	49
3.7	Cara Kerja <i>Air Conditioning System</i> yang Dimodifikasi.....	50
3.8	Langkah Pengerjaan Tugas Akhir.....	52
3.8.1	Pengisian Refrigeran R-22.....	52
3.8.2	Proses Retrofitting (Penggantian Jenis Refrigeran).....	54
3.8.3	Prosedur Pengamatan.....	56
3.8.4	Prosedur Pengolahan Data.....	58
BAB IV.....		59
ANALISIS DAN PEMBAHASAN.....		59
4.1	Data Hasil Percobaan.....	59
4.2	Perhitungan Data Tanpa <i>Pre-cooling</i> .....	59

4.2.1	Konversi Satuan Tekanan.....	60
4.2.2	Perhitungan Pada Sisi Refrigeran.....	60
4.3	Perhitungan <i>Pre-cooling</i> Tipe <i>Concentric Tube</i> .....	65
4.3.1	Menghitung .....	65
4.3.2	Properties Fluida pada <i>Heat Exchanger</i> .....	66
4.3.3	Temperatur Refrigeran Keluaran HE.....	67
4.3.4	Menghitung Laju Aliran Massa Water.....	67
4.3.5	Menghitung .....	67
4.3.6	Menghitung Koefisien Konveksi Annulus...68	
4.3.7	Menghitung Koefisien Konveksi <i>Internal Flow</i> .....	69
4.3.8	Menghitung <i>Overall Heat Transfer Coefficient (U)</i> .....	69
4.3.9	Menghitung Panjang Pipa <i>Heat Exchanger</i> .....	70
4.4	Perhitungan Data Menggunakan <i>Pre-cooling</i> .....	70
4.4.1	Konversi Satuan Tekanan.....	71
4.4.2	Kapasitas <i>Pre-cooling</i> .....	71
4.4.3	Perhitungan Pada Sisi Refrigeran.....	72
4.4.4	Nilai Effectiveness ( $\epsilon$ ) & NTU Dari <i>Pre-cooling</i> .....	78
4.5	Analisa Grafik.....	80
4.5.1	Laju Massa Aliran.....	80
4.5.2	Tekanan Discharge.....	81
4.5.3	Tekanan Suction.....	83

4.5.4	Kapasitas Evaporator.....	84
4.5.5	Daya Kompresor.....	86
4.5.6	Kinerja Sistem Elektrik.....	88
4.5.7	Kinerja Sistem Thermal.....	90
4.5.8	Heat Rejection Ratio.....	91
4.5.9	Effectiveness.....	93
4.5.10	Number of Transfer Units.....	94
4.5.11	Effectiveness vs Number of Transfer Units.....	95
4.6	Analisa P-h Diagram.....	96
4.6.1	P-h Diagram R-22.....	96
4.6.2	P-h Diagram MC-22.....	97
BAB V.....		99
KESIMPULAN DAN SARAN.....		99
5.1	Kesimpulan.....	99
5.2	Saran.....	100
DAFTAR PUSTAKA.....		101

*(halaman ini sengaja dikosongkan)*

## DAFTAR TABEL

Tabel 2.1	Propertis Refrigeran-22 (ALTHOUSE, 2004).....	8
Tabel 2. 2	Propertis Refrigeran (A.S. Raut et al , 2011).....	10
Tabel 2.3	Perbandingan nilai massa jenis refrigeran ( <a href="http://www.TheEngineeringtoolbox.com">http://www.TheEngineering toolbox.com</a> , 2012).....	11
Tabel2.4	Nilai ODP dan GWP Beberapa Refrigeran.....	12
Tabel2.5	Sifat Termodinamis Beberapa Refrigeran.....	14
Tabel 2. 6	Nilai Nusselt Number's.....	29
Tabel 3. 1	Spesifikasi indoor unit 1.....	38
Tabel 3. 2	Spesifikasi indoor unit 2.....	38
Tabel 3. 3	Bahan yang digunakan.....	39
Tabel 3. 4	Tabel Spesifikasi Alat.....	46

*(halaman ini sengaja dikosongkan)*

## DAFTAR GAMBAR

Gambar 2. 1	Perbandingan Derajat Pendinginan dengan COP dan Temperatur Ruang (Aneka Firdaus, 2010).....	13
Gambar 2. 2	Diagram Blok Pemipaan Kompresi Uap	15
Gambar 2. 3	Siklus Sistem Refrigerasi Secara Ideal...	16
Gambar 2. 4	Siklus Sistem Refrigerasi Sebenarnya...	16
Gambar 2. 5	Proses Kompresi.....	17
Gambar 2. 6	Proses Kondensasi.....	20
Gambar 2. 7	Proses Ekspansi.....	20
Gambar 2. 8	Proses Evaporasi.....	21
Gambar 2. 9	<i>Concentric Tube Counterflow</i> .....	25
Gambar 2.10	Distribusi Temperature <i>Concentric Tube Counterflow</i> .....	26
Gambar 2.11	Effectiveness of counterflow heat exchanger.....	31
Gambar 2. 12	Proses penipisan ozon.....	32
Gambar 2. 13	Proses Penyebab Pemanasan Global.....	33
Gambar 2. 14	Aktivitas Penyumbang Pemanasan Bumi.....	33
Gambar 3. 1	<i>Flowchart</i> Eksperimen.....	35
Gambar 3. 2	<i>Flowchart</i> Perhitungan <i>Pre-cooling</i> .....	36
Gambar 3. 3	<i>Indoor unit</i> .....	37
Gambar 3. 4	<i>Air cooled condenser</i> .....	38
Gambar 3. 5	<i>Air cooled condenser</i> .....	39
Gambar 3. 6	<i>Concentric Tube</i> .....	40
Gambar 3. 7	Pipa Kapiler.....	40
Gambar 3. 8	<i>High-low pressure gauge</i> .....	41
Gambar 3. 9	<i>Clamp-On Ammeter Digital</i> .....	42
Gambar 3. 10	<i>Flowmeter</i> .....	43

Gambar 3. 11 <i>Thermocouple</i> .....	43
Gambar 3. 12 Data akuisisi.....	44
Gambar3.13 Diagram Pemipaan <i>Air Conditioning System</i> yang Dimodifikasi.....	45
Gambar3.14Diagram Kelistrikan <i>Air Conditioning</i> <i>System</i> yang Dimodifikasi.....	45
Gambar 3. 15 Titik Pengukuran.....	49
Gambar 3. 16 Pengisian Refrigeran-22.....	52
Gambar 3. 17 Pengisian <i>Musicool-22</i> .....	54
Gambar 3. 18 <i>Flowchart</i> Pengolahan.....	58
Gambar 4. 1 Perbandingan laju aliran massa antara R-22, R-22 dengan penambahan <i>pre-cooling</i> , MC-22, dan MC-22 dengan penambahan <i>pre-cooling</i> .....	80
Gambar 4. 2 Perbandingan tekanan <i>discharge</i> antara R- 22, R-22 dengan penambahan <i>pre-cooling</i> , MC-22, dan MC-22 dengan penambahan <i>pre-cooling</i> .....	82
Gambar 4. 3 Perbandingan tekanan <i>suction</i> antara R-22, R-22 dengan penambahan <i>pre-cooling</i> , MC-22, dan MC-22 dengan penambahan <i>pre-cooling</i> .....	84
Gambar 4. 4 Perbandingan kapasitas evaporator antara R- 22, R-22 dengan penambahan <i>pre-cooling</i> , MC-22, dan MC-22 dengan penambahan <i>pre-cooling</i> .....	85
Gambar 4. 5 Perbandingan daya kompresor antara R-22, R-22 dengan penambahan <i>pre-cooling</i> , MC-22, dan MC-22 dengan penambahan <i>pre-cooling</i> .....	87

Gambar 4. 6 Perbandingan $COP_{\text{elektrik}}$ antara R-22, R-22 dengan penambahan <i>pre-cooling</i> , MC-22, dan MC-22 dengan penambahan <i>pre-cooling</i> .....	89
Gambar 4. 7 Perbandingan $COP_{\text{thermal}}$ antara R-22, R-22 dengan penambahan <i>pre-cooling</i> , MC-22, dan MC-22 dengan penambahan <i>pre-cooling</i> .....	91
Gambar 4. 8 Perbandingan <i>Heat Rejection Ratio</i> antara R-22, R-22 dengan penambahan <i>pre-cooling</i> , MC-22, dan MC-22 dengan penambahan <i>pre-cooling</i> .....	92
Gambar 4. 9 Perbandingan <i>effectiveness</i> antara R-22 yang dilengkapi <i>pre-cooling</i> , dengan MC-22 yang dilengkapi <i>pre-cooling</i> .....	94
Gambar 4. 10 Perbandingan <i>number of transfer units</i> antara R-22 yang dilengkapi <i>pre-cooling</i> , dengan MC-22 yang dilengkapi <i>pre-cooling</i> .....	95
Gambar 4. 11 Perbandingan <i>effectiveness</i> terhadap <i>number of transfer units</i> antara R-22 yang dilengkapi <i>pre-cooling</i> , dengan MC-22 yang dilengkapi <i>pre-cooling</i> .....	96
Gambar 4. 12 Perbandingan P-h diagram antara R-22 tanpa <i>pre-cooling</i> dengan R-22 yang dilengkapi <i>pre-cooling</i> .....	97
Gambar 4. 13 Perbandingan P-h diagram antara MC-22 tanpa <i>pre-cooling</i> dengan MC-22 yang dilengkapi <i>pre-cooling</i> .....	98

*(halaman ini sengaja dikosongkan)*

## DAFTAR SIMBOL

Simbol	
$h_1$	<i>Enthalpy</i> refrigeran masuk kompresor (kJ/kg)
$h_2$	<i>Enthalpy</i> refrigeran keluar kompresor (kJ/kg)
$h_3$	<i>Enthalpy</i> refrigeran keluar <i>pre-cooling</i> (kJ/kg)
$h_4$	<i>Enthalpy</i> refrigeran keluar kondenser (kJ/kg)
$h_5$	<i>Enthalpy</i> refrigeran masuk pipa kapiler 1 (kJ/kg)
$h_6$	<i>Enthalpy</i> refrigeran masuk pipa kapiler 2 (kJ/kg)
$h_7$	<i>Enthalpy</i> refrigeran masuk evaporator 1 (kJ/kg)
$h_8$	<i>Enthalpy</i> refrigeran masuk evaporator 2 (kJ/kg)
$h_9$	<i>Enthalpy</i> refrigeran keluar evaporator 1 (kJ/kg)
$h_{10}$	<i>Enthalpy</i> refrigeran keluar evaporator 2 (kJ/kg)
$\rho$	Massa jenis (kg/m <sup>3</sup> )
$\mu$	Viskositas absolut (kg/ms)
	Laju aliran massa (kg/s)
$T_e$	Temperatur evaporasi (°C)
$T_k$	Temperatur kondensasi (°C)
$q_c$	Efek kondensasi per unit massa (kJ/kg)
$q_e$	Efek refrigerasi per unit massa (kJ/kg)
$w$	Kerja kompresi per unit massa (kJ/kg)
$Q_e$	Kalor yang diserap di evaporator (kW)
$Q_c$	Kalor yang dilepas di kondenser (kW)
$W$	Kerja kompresi (kW)
COP	<i>Coefficient of Performance Thermal</i>
$COP_{\text{elektrik}}$	<i>Coefficient of Performance</i> elektrik
$\eta_c$	efisiensi kompresor
$I$	Arus listrik (amper)
$V$	Tegangan listrik (volt)
$P$	Daya listrik (watt)

*(halaman ini sengaja dikosongkan)*

# BAB I

## PENDAHULUAN

### 1.1 Latar Belakang

Dewasa ini perkembangan teknologi diberbagai bidang semakin pesat, salah satunya dalam bidang refrigerasi. Salah satu sistem pendingin yang banyak digunakan pada saat ini yaitu *air conditioning* sistem. Penggunaan *air conditioning* sistem pada umumnya adalah untuk mendinginkan ruangan dengan mengatur temperatur dan kelembapan agar nyaman untuk ditinggali (umumnya 25 derajat celcius, RH 50-70%), sehingga sistem pendingin ini banyak terdapat disekitar kehidupan masyarakat untuk menunjang kebutuhan hidup masa kini. Kemudian mesin *air conditioning* ini dimodifikasi yang didalamnya terdapat dua *indoor* unit dan satu *outdoor* unit. Dimana *outdoor* unit memiliki dua jenis kondenser yaitu, *water cooled condenser* dan *air cooled condenser* dan pembuangan kalor pada bagian *water cooled condenser* dimanfaatkan untuk memanaskan air yang nantinya dapat digunakan untuk kebutuhan sehari-hari kedepannya. Mesin ini sangat menguntungkan karena pembuangan kalor yang seharusnya dilepaskan ke lingkungan namun kalor tersebut dapat diserap oleh air dan semakin lama temperatur air akan semakin meningkat. Peningkatan temperatur air tersebut dapat dimanfaatkan dan bahkan dapat disalurkan untuk kebutuhan sehari-hari seperti mandi menggunakan air hangat, mencuci piring, dan lain sebagainya.

Pada umumnya jenis refrigeran yang digunakan pada *air conditioning* sistem adalah refrigeran jenis *Cloro Fluoro Carbon* (CFC) yang tidak ramah terhadap lingkungan. Sehingga berdampak pada lingkungan hidup karena

penggunaannya dapat mengakibatkan penipisan lapisan ozon yang dirusak oleh gas-gas klorine yang dilepaskan secara sengaja oleh manusia maupun melalui proses alami. Lapisan-lapisan ozon yang diikat oleh klorine akan terus menerus mengikat ozon yang lain dan menyebabkan ozon terurai menjadi  $O_2$ .

Untuk mengatasi masalah perusakan lapisan ozon, dan pemanasan global dikalangan masyarakat saat ini maka dilakukan pencegahan untuk mengurangi perusakan yang terjadi. Salah satunya dilakukan proses penggantian jenis refrigeran yang diaplikasikan pada mesin ini, proses ini dilakukan pada sistem refrigerasi kompresi uap yang sebelumnya menggunakan refrigeran-22 menjadi sistem refrigerasi kompresi uap yang menggunakan refrigeran ramah lingkungan yaitu dengan refrigeran *hydrocarbon propane* (MC-22). Langkah selanjutnya akan dianalisis pengaruh dari perubahan jenis refrigeran terhadap mesin ini. Dengan massa jenis refrigeran hidrokarbon yang lebih rendah dibandingkan dengan refrigeran-22, maka jika jumlah refrigeran yang diisikan kedalam mesin dengan *volume* yang sama akan berakibat massa refrigeran MC-22 menjadi lebih rendah dibanding massa refrigeran R-22, sehingga tekanan kerja setelah dirubah jenis refrigeran yang digunakan menjadi lebih ringan, kerja kompresor menjadi lebih ringan pula dan berakibat penurunan arus listrik yang terpakai sehingga daya yang digunakan akan menurun. Dengan demikian diharapkan pula konsumsi energi listrik yang digunakan akan lebih hemat dibandingkan dengan sebelumnya, karena MC-22 memiliki sifat termodinamika yang berbeda dibandingkan dengan refrigeran-22 maka akan berdampak pula terhadap nilai efek refrigerasi yang diperoleh antara sistem refrigerasi sebelum dan sesudah

mengalami perubahan jenis refrigeran sehingga nilai COP dan nilai efisiensi dari sistem refrigerasi dapat dianalisis untuk memperoleh nilai performansi dari sistem.

Dari beberapa hal yang telah dijelaskan diatas, maka judul dari tugas akhir ini yaitu “Studi Eksperimen Pengaruh Variasi Perubahan Refrigeran-22 dengan *Musicool*-22 pada Sistem Pengkondisian Udara Dengan *Pre-cooling*”.

## 1.2 Perumusan Masalah

Berdasarkan penjelasan latar belakang diatas, maka perumusan masalah pada studi eksperimen kali ini adalah :

1. Bagaimana menganalisa performansi sistem akibat perubahan jenis refrigeran?
2. Bagaimana menganalisa perbedaan besarnya konsumsi energi listrik akibat pengaruh perubahan jenis refrigeran?

## 1.3 Batasan Masalah

Pada penulisan tugas akhir ini akan dianalisis beberapa pengaruh kinerja sistem dan konsumsi energi dengan menentukan suatu batasan masalah yaitu sebagai berikut :

1. *Steady state* dan *steady flow*
2. Tidak ada *heat loss* pada sistem
3. Perubahan energi kinetik dan energi potensial pada sistem diabaikan
4. Pengotoran permukaan pipa diabaikan
5. Menggunakan mesin refrigerasi dengan kompresor hermetik tipe *rotary* dengan kapasitas 815 watt
6. Jenis refrigeran yang digunakan berupa jenis refrigeran primer R-22 dan kemudian dirubah menjadi refrigeran primer *Hydrocarbon Propane MC-22*
7. Alat ekspansi yang digunakan adalah jenis pipa kapiler dengan diameter 1.3716 mm dan panjang 450 mm

8. Pipa pada *pre-cooling* dianggap tipis
9. Evaporator yang digunakan adalah jenis *compact*
10. *Air cooled condensor* yang digunakan adalah jenis *compact*
11. *Water cooled condensor* yang digunakan adalah jenis *concentric tube*

#### **1.4 Tujuan**

Pada penulisan tugas akhir ini yang mengenai “Studi Eksperimen Pengaruh Variasi Perubahan Refrigeran-22 dengan *Musicool-22* pada Sistem Pengkondisian Udara Dengan *Pre-cooling*” bertujuan sebagai berikut :

1. Membandingkan performansi sistem akibat perubahan jenis refrigeran.
2. Menghitung perbedaan besarnya konsumsi energi listrik akibat pengaruh perubahan jenis refrigeran.

#### **1.5 Metode Penulisan**

Metode penelitian pada tugas akhir ini yang berjudul “Studi Eksperimen Pengaruh Variasi Perubahan Refrigeran-22 dengan *Musicool-22* pada Sistem Pengkondisian Udara Dengan *Pre-cooling*” adalah sebagai berikut:

1. Metode diskusi  
Metode diskusi ini dilakukan dengan melakukan tanya jawab dan diskusi kepada pembimbing, dosen serta teman sehingga mendapatkan pengetahuan yang lebih untuk bahan penulisan.
2. Observasi alat  
Observasi alat merupakan penelusuran mengenai mesin *air conditioning* system hasil dari rancang bangun yang dilakukan oleh peneliti.
3. Studi literatur  
Studi literatur merupakan kajian penulis dalam pengumpulan kaji pustaka dandasar teori yang akan dijadikan sebagai penunjang penulisan laporan tugas

akhir. Literatur untuk dasar teori dapat diperoleh dari buku-buku yang terdapat di perpustakaan, jurnal-jurnal dari penelitian yang sudah ada serta penjelasan dari pembimbing.

## **1.6 Sistematika Penulisan**

Sistematika penulisan laporan tugas akhir adalah sebagai berikut :

### **BAB I PENDAHULUAN**

Bab ini berisikan mengenai latar belakang, tujuan, batasan masalah, manfaat, metode penulisan dan sistematika penulisan.

### **BAB II TINJAUAN PUSTAKA**

Bab ini berisikan mengenai sistem refrigerasi, proses kompresi, proses kondensasi, proses ekspansi, proses evaporasi, performansi sistem, alat ekspansi, energi listrik, *ozone depletion*, *global warming potensial*, dan penambahan *pre-cooling*.

### **BAB III METODOLOGI**

Bab ini berisikan mengenai bahan yang digunakan, alat yang digunakan, titik ukur pada sistem, cara kerja mesin sistem dan langkah pengerjaan tugas akhir.

### **BAB IV ANALISIS dan PEMBAHASAN**

Bab ini berisikan perhitungan penambahan *pre-cooling*, analisis laju pendinginan temperatur ruangan, tekanan *discharge*, tekanan *suction*, arus listrik, konsumsi energi listrik, dan kinerja sistem.

### **BAB V KESIMPULAN dan SARAN**

Bab ini berisikan mengenai kesimpulan dari laporan tugas akhir dan saran yang dapat dilakukan untuk tugas akhir berikutnya dengan menggunakan alat mesin ini.

*(halaman ini sengaja dikhongkan)*

## **BAB II**

### **TINJAUAN PUSTAKA**

#### **2.1 Refrigeran**

Refrigeran berfungsi sebagai media pendingin dengan menyerap kalor dari benda atau bahan lain, seperti air atau udara di ruangan sehingga refrigeran tersebut dapat dengan mudah merubah fasanya dari cair menjadi gas. Sedangkan pada saat terjadi pelepasan kalor oleh refrigeran terjadi perubahan fasa dari gas bertekanan tinggi jenuh menjadi cair. Dalam pemilihan refrigeran harus memperhatikan tekanan kondensasi, pemilihan NBP (*normal boiling point*), dan keamanan.

Pada awalnya sistem refrigerasi kompresi uap menggunakan sulfur dioksida, metilklorida dan amonia. Namun ternyata semuanya merupakan bahan yang beracun dan membahayakan, maka dari itu sulfur dioksida dan metil klorida dihilangkan dari pasaran dan sudah tidak lagi ditemukan dengan diperkenalkannya CFC (*Chloro Fluoro Carbons*). Penggunaan *Chloro Fluoro Carbons* masih sedikit di kalangan masyarakat sampai ditemukannya metode yang lebih baik pada tahun 1950, tetapi pada tahun 1980 dominasinya dipertanyakan karena kekhawatiran tentang penipisan lapisan ozon dampak yang terjadi pada lingkungan akibat penggunaan *Chloro Fluoro Carbons*. Lalu dibentuk peraturan perundang-undangan yang didalamnya menyatakan *Chloro Fluoro Carbons* (CFC) dan *Hydro Chloro Fluoro Carbons* (HCFC), termasuk refrigeran pengganti seperti *Per Fluoro Carbons* ( FCS ) dan *Hydro Fluoro Carbons*( HFC ) digolongkan sebagai zat-zat yang dilarang penggunaannya karena menimbulkan efek yang berbahaya bagi iklim.

Beredarnya masalah perusakan lapisan ozon, dan pemanasan global dikalangan masyarakat saat ini maka dilakukan pencegahan untuk mengurangi perusakan yang terjadi. Salah satunya dilakukan proses penggantian refrigeran yang akan diaplikasikan pada *air conditioning* sistem. Proses *retrofitting* ini dilakukan pada sistem refrigerasi kompresi uap yang

menggunakan refrigeran-22 menjadi sistem refrigerasi kompresi uap yang menggunakan refrigeran ramah lingkungan yaitu dengan refrigeran *hydrocarbon (propane)*. Karena selain bersifat alami (natural) hidrokarbon juga tersedia sebagai sumber daya alam yang reatif besar. Penggunaan refrigeran hidrokarbon juga dapat menghemat energi bila dibanding dengan refrigeran-12 (Maclaine-cross dan Leonardi, 1997). Digunakannya hidrokarbon sebagai pengganti CFC dan HFC dapat memberikan penghematan biaya yang signifikan untuk negara-negara di Asia Timur dan Asia Selatan, termasuk Indonesia ( Aisbett dan Pham, 1998).

### 2.1.1 Refrigeran-22

R-22 merupakan refrigeran yang memiliki rumus kimia CHCLF<sub>2</sub> atau (*Chloro Difluoro Methane*). R-22 memegang peranan penting dalam sistem refrigerasi, sejak ditemukan pada tahun 1930. Hal ini dikarenakan CFC (*Chloro Fluoro Carbon*) atau R-22 memiliki properti fisika dan termal yang baik sebagai refrigeran, stabil, tidak mudah terbakar, tidak beracun dan kompatibel terhadap sebagian besar bahan komponen dalam sistem refrigerasi. R-22 juga merupakan refrigeran yang aman untuk instalasi dengan temperatur evaporator yang rendah. Pada Tabel 2.1 merupakan propertis dari R-22 (ALTHOUSE, 2004).

Tabel 2.1 Propertis Refrigeran-22

(ALTHOUSE, 2004)

R-22 Temp °F	Pressure		Volume Vapor	Density Liquid	Heat Content Btu/lb	
	Psia	Psig	Cu.FT/Lb	Lb/Cu.Ft	Liquid	Vapor
-150	0.272	29.37 *	141.23	98.24	-25.97	87.52
-125	0.886	28.12 *	46.69	96.04	-20.33	90.43
-100	2.398	25.04 *	18.43	93.77	-14.56	93.37
-75	5.610	18.50 *	8.36	91.43	-8.64	96.29
-50	11.67	6.15*	4.22	89.00	-2.51	99.14

	4					
-25	22.08 6	7.39	2.33	86.48	3.83	101.8 8
-15	27.86 5	13.17	1.87	85.43	6.44	102.9 4
-10	31.16 2	16.47	1.68	84.90	7.75	103.4 6
-5	34.75 4	20.06	1.52	84.37	9.08	103.9 6
0	38.65 7	23.96	1.37	83.83	10.41	104.4 7
5	42.88 8	28.19	1.24	83.28	11.75	104.9 6
10	47.46 4	32.77	1.13	82.72	13.10	105.4 4
25	63.45 0	48.75	0.86	81.02	17.22	106.8 4
50	98.72 7	84.03	0.56	78.03	24.28	108.9 5
75	146.9 1	132.2 2	0.37	74.80	31.61	110.7 4
86	172.8 7	158.1 7	0.32	73.28	34.93	111.4 0
100	210.6 0	195.9 1	0.26	71.24	39.27	112.1 1
125	292.6 2	277.9 2	0.18	67.20	47.37	112.8 8
150	396.1 9	381.5 0	0.12	62.40	56.14	112.7 3

\*inches of mercury below one atmosphere  
R-22 memiliki NBP -40,8°C.

Akan tetapi masyarakat mengetahui bahwa CFC termasuk *Ozone Depleting Substance (ODS)*, yaitu zat yang dapat menyebabkan kerusakan ozon, masyarakat mulai mencoba melakukan penghentian pemakaian ODS dan dituangkan kedalam beberapa konvensi seperti Vienna Convention pada bulan Maret 1985, Montrean Protocol pada bulan September 1987, dan

beberapa amandemen lainnya. Pemerintah Indonesia telah meratifikasinya melalui Keppres RI No. 23 Tahun 1992.

Keunggulan dari Refrigeran R-22 diantaranya sebagai berikut (Dossat, 1981):

1. Titik didih pada tekanan atmosfer  $-40.8^{\circ}\text{C}$
2. Tidak *korosif* terhadap logam seperti besi, tembaga, aluminium dan lain-lain.
3. Dapat bercampur dengan minyak pelumas pada tekanan rendah terutama di evaporator.
4. Tidak mudah terbakar
5. Tidak beracun, tidak berbau dan mudah dideteksi

Tabel 2.2 merupakan perbandingan propertis viskositas dan konduktifitas termal refrigeran.

Tabel 2. 2            Propertis Refrigeran  
(A.S. Raut et al ,  
2011)

Refrigerants	R12	R22	R123	R290	R600	n_c5
Viscosity						
35 <sup>o</sup> C liquid (μPa/s)	182.0	151.7	386.3	87.19	144.6	200.0
-20 <sup>o</sup> C vapor (μPa/s)	10.45	10.75	8.86	7.07	6.32	5.79
Thermal Conductivity						
35 <sup>o</sup> C liquid (mW/mK)	63.1	82.1	76.1	99.2	108.9	108.7
-20 <sup>o</sup> C vapor (mW/mK)	7.89	8.90	7.33	14.38	12.93	11.67

### 2.1.2 *Musicool-22*

Dengan dihapusnya penggunaan refrigeran penyebab merusak lapisan *Ozone (Ozone Depletion Potensial/ODP)* dan penyebab peningkatan panas bumi (*Global Warming Potensial/GWP*) maka beberapa refrigeran pengganti yang ramah lingkungan telah dipilih dan dilakukan penelitian di beberapa laboratorium di berbagai Negara. (Nasruddin&Hamdi,2003).

Refrigeran pengganti yang digunakan yaitu hidrokarbon yang diteliti pertama kali oleh ilmuan Linde (1916) dan ilmuan Albert Einstein (1920) karena hidrokarbon pada sistem refrigerasi telah dikenal sejak tahun 1920-an. Musicool merupakan refrigeran hidrokarbon, beberapa karakteristik Musi-Cool yaitu:

- Kenampakan : Cairan tidak berwarna, mudah menguap.

- Bau : Agak Amis
- Kelarutan dalam air : Tidak larut
- Sifat bahaya : Bahaya, uap lebih berat dari udara
- Komposisi : 99,7% Propane, 0,15 % Butane dan 0,15% Iso Butane

Karena 99,7 % komposisi dari Musicool-22 adalah propana, maka Musicool dapat juga disebut sebagai Propane (Aneka Firdaus, 2010). Pada zaman sekarang hidrokarbon dipertimbangkan kembali setelah terjadi isu penipisan ozon dan pemanasan global. Dengan demikian dilakukan penelitian mengenai kenaikan efisiensi refrigerasi (COP) dengan melakukan penurunan temperatur dengan melakukan penggantian R-22 ke MC-22. Hasil menunjukkan bahwa hasil COP menggunakan propana atau MC-22 lebih tinggi dibandingkan dengan R-22.

Berikut ini adalah perbandingan nilai massa jenis pada refrigeran yang terdapat pada Tabel 2.3.

Tabel 2.3 Perbandingan nilai massa jenis refrigeran

([http://www.TheEngineering toolbox.com](http://www.TheEngineeringtoolbox.com), 2012)

<b>Liquid</b>	<b>Temperature - t - (oC)</b>	<b>Density- ρ - (kg/m<sup>3</sup>)</b>
<b>Freon (Fluorine) refrigeran R-11</b>	25	1476
<b>Fluorine refrigeran R-12</b>	25	1311
<b>Fluorine refrigeranR22</b>	25	1194
<b>Freon – 11</b>	21	1490
<b>Propane</b>	-40	493.5
<b>Propane, MC-22</b>	25	494

Dalam rangka menemukan jenis refrigeran yang lebih handal dari HFC, beberapa riset dan penelitian refrigerator domestik dengan menggunakan hidrokarbon ataupun campuran telah banyak dilakukan khususnya beberapa dekade terakhir ini. Diantaranya adalah Argawa, (1996) yang mengadakan pengujian antara iso-butana (R600a) murni maupun campurannya dengan propana (R290). Refrigeran hidrokarbon memiliki kalor laten yang tinggi, spesifik heat yang tinggi dan viskositas yang rendah. Hidrokarbon juga merupakan refrigeran yang ramah lingkungan, hal ini ditunjukkan dengan nilai ODP sebesar 0. Dibawah ini merupakan Tabel 2.4 perbandingan dampak jenis refrigeran terhadap lingkungan.

Tabel 2. 4 Nilai ODP dan GWP Beberapa Refrigeran

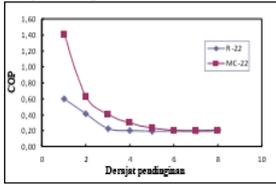
Refrigeran	Tipe	ODP	GWP
R-12	CFC	1	8500
R-22	HCFC	0.07	1700
R-170	HC	0	3
R-290	HC	0	3
R-404a	HFC	0	3260

## 2.2 Penelitian Terdahulu

### 2.2.1 Pengaruh Penggunaan Refrigeran Hidrokarbon Musicool-22 sebagai Refrigeran Pengganti

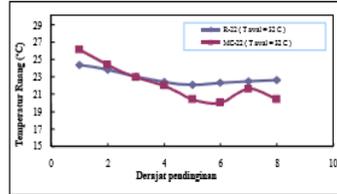
Dalam penelitian ini dilakukan beberapa analisa yaitu, pengaruh penggunaan refrigeran hidrokarbon terhadap perubahan temperatur pada evaporator dan mempelajari penggunaan jenis refrigeran terhadap beban kerja kompresor melalui pengamatan COP (*coefficient of performance*) oleh Aneka Firdaus (2010). Penelitian ini menggunakan serta memodifikasi *air conditioning*. Replika *air conditioning* yang dibuat adalah model window *air conditioning* 1 HP.

### 3. Untuk Operasi High Cool



Gambar 2. 1

### 3. Untuk Operasi High Cool



Perbandingan Derajat Pendinginan dengan COP dan Temperatur Ruang (Aneka Firdaus, 2010).

Hasil dari penelitian ini didapatkan temperatur ruang yang minimum yang bisa dicapai sekitar 16°C dengan menggunakan refrigeran MC-22 dan COP (*Coefficient of Performance*) alat pendingin yang menggunakan propana (MC-22) lebih tinggi dibandingkan dengan R-22.

#### 2.2.2 Pemanfaatan Hidrokarbon Sebagai Refrigeran Untuk Mesin Pembeku

Penelitian ini dilakukan untuk menunjukkan perkembangan refrigeran hidrokarbon. Penggunaan refrigeran hidrokarbon untuk menggantikan R-22 juga dilakukan oleh Purkayastha dan Bansal (1997). Refrigeran hidrokarbon yang digunakan dalam penelitian ini adalah R290 (propana) dan campuran LPG komersial (yang terdiri atas propana, etana, isobutana dan zat-zat minor lainnya) yang dipakai dalam aplikasi refrigerasi dan pompa kalor (heat pump). Dalam penelitian ini dipilih temperatur evaporasi yang berkisar -15 sampai +15°C dan temperatur kondensasi sekitar 35, 45 atau 55°C. R290 dan campuran LPG dibandingkan dengan R22 berdasarkan COP (*Coefficient of Performance*), kapasitas refrigerasi volumetrik ( $\dot{Q}_v$ ), kapasitas kondenser ( $\dot{Q}_c$ ), temperatur pengeluaran refrigeran (discharge temperature,  $T_{dis}$ ), input daya pada kompresor ( $WE$ ), dan laju aliran massa refrigeran ( $\dot{m}$ ).

Tabel 2. 5 Sifat Termodinamis  
Beberapa Refrigeran

Refrigeran	Suhu kritis (°C)	Suhu titik didih (°C)	Densitas (kg/m <sup>3</sup> )	Panas Penguapan (kJ/kg)
R12	112.0	-29.7	6.240	166.00
R134a	100.5	-26.5	5.080	208.8
Propilena	91.4	-47.8	1.955	440.16
Propana	96.8	-42.1	2.019	425.92
1-Butilena	146.6	-6.3	2.550	391.58
Isobutilena	144.7	-7.0	2.500	397.02
Isobutana	135.0	-11.7	2.668	366.03
n-Butana	152.0	-0.5	2.703	387.81

Tinjauan singkat di atas memperlihatkan bahwa secara umum penelitian di bidang refrigeran hidrokarbon menunjukkan bahwa hidrokarbon mempunyai potensi yang cukup besar untuk menggantikan CFC, HCFC atau HFC komersial yang penggunaannya lambat atau cepat akan dihentikan.

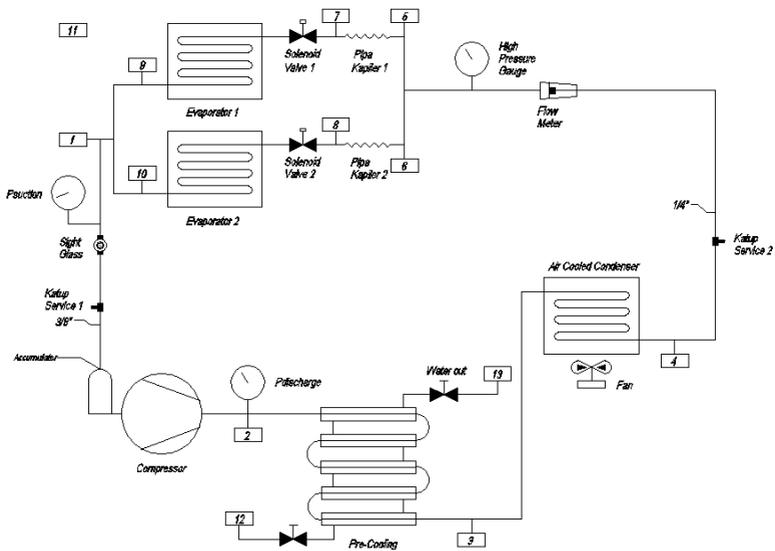
## 2.3 Sistem Refrigerasi Kompresi Uap Sederhana

### 2.3.1 Prinsip Kerja Sistem Refrigerasi Kompresi Uap Sederhana

Sistem refrigerasi kompresi uap adalah sistem refrigerasi yang paling sederhana. Sistem refrigerasi kompresi uap ini memiliki empat komponen utama diantaranya :

- Kompresor
- Kondenser
- Alat ekspansi
- Evaporator

Proses kompresi uap tersebut berlangsung secara terus menerus di dalam sistem yang telah dimodifikasi seperti pada gambar 2.2 diagram blok pemipaan kompresi uap sebagai berikut :



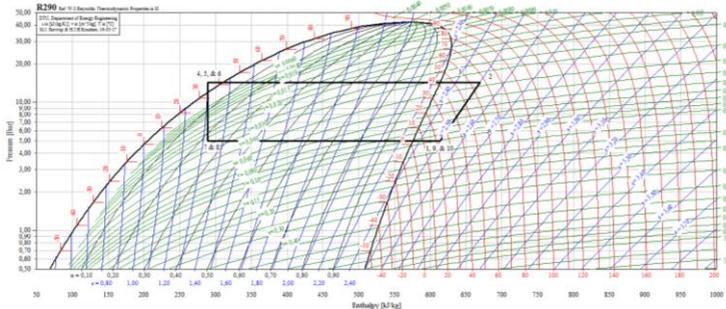
Gambar 2. 2 Diagram Blok Pemipaan Kompresi Uap

Proses-proses yang membentuk siklus kompresi uap standar diatas adalah sebagai berikut :

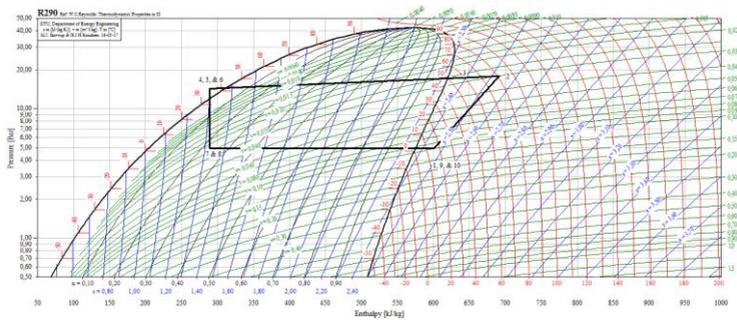
- Proses 1 – 2 : kompresi isentropi.
- Proses 2 – 3 : pelepasan kalor secara isobaris pada *pre-cooling*, menyebabkan penurunan panas lanjut (*desuperheating*).
- Proses 3 – 4 : pelepasan kalor secara isobaris pada *air cooled condensor*, menyebabkan penurunan panas lanjut (*desuperheating*) dan proses pengembunan (kondensasi).
- Proses 5 & 6: titik percabangan sebelum masuk pipa kapiler 1 dan pipa kapiler 2.
- Proses 5 – 7 : proses penurunan tekanan dengan isoentalpi pada pipa kapiler 1.
- Proses 6 – 8 : proses penurunan tekanan dengan isoentalpi pada pipa kapiler 2.

- Proses 7 – 9 : penambahan kalor pada tekanan tetap pada evaporator 1, yang menyebabkan penguapan menuju uap jenuh atau uap panas lanjut (superheated).
- Proses 8 – 10: penambahan kalor pada tekanan tetap pada evaporator 2, yang menyebabkan penguapan menuju uap jenuh atau uap panas lanjut (superheated).

Proses yang terjadi pada sistem refrigerasi gambar 2.3 dapat digambarkan pada diagram *pressure-enthalpy* (p-h diagram), seperti pada Gambar 2.3 berikut ini :



Gambar 2. 3 Siklus Sistem Refrigerasi Secara Ideal



Gambar 2. 4 Siklus Sistem Refrigerasi Sebenarnya

Adanya “ketidakidealan” pada mesin sebenarnya menyebabkan penggambaran siklus refrigerasi sebenarnya pada

diagram P-h berbeda dengan siklus refrigerasi sederhana. Hal tersebut disebabkan karena antara lain :

- Rugi-rugi gesek disepanjang pipa
- Gesekan piston/silinder di kompresor
- Adanya katup-katup di suction dan discharge

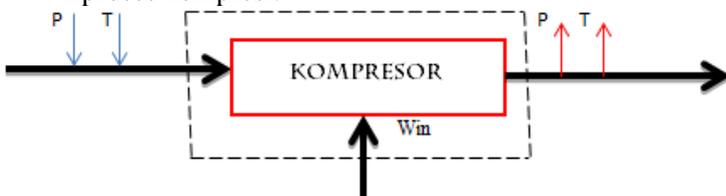
### 2.3.2 Proses Yang Terjadi Pada siklus Refrigerasi Kompresi Uap

#### 1. Proses 1 ke 2 ( Proses Kompresi )

Proses kompresi menyebabkan kenaikan tekanan dari tekanan rendah (LP) ke tekanan tinggi (HP). Proses ini berlangsung secara isentropik. Garis 1 ke 2 mengikuti garis isentropik pada diagram P-h. Karena berlangsung secara isentropik maka entropi pada titik 1 dan titik 2 adalah sama. Kondisi pada titik 1 berupa saturasi gas dan titik 2 dalam keadaan superheat. Entalpinya naik dari  $h_1$  ke  $h_2$ . Tekanan dan temperatur pun tinggi. Proses ini dikatakan sebagai proses secara isentropik dengan diasumsikan bahwa:

1. Tidak ada gesekan di kompresor
2. Tidak terjadi penukaran panas antara refrigeran dan kompresor

Gambar 2.4 merupakan gambar dari sistem dalam proses kompresi.



Gambar 2. 5 Proses Kompresi

Kerja yang dilakukan oleh kompresor adalah sebagai berikut:

$$\begin{aligned}
 \dot{W}_c &= \dot{m} \cdot q_w \\
 q_w &= (h_2 - h_1) \\
 \dot{W}_c &= \dot{m} \cdot (h_2 - h_1) \quad (2-1)
 \end{aligned}$$

dengan,

$$\begin{aligned}\dot{W}_c &= \text{Kerja kompresi} && (\text{Watt}) \\ \dot{m} &= \text{Laju aliran massa refrigeran} && (\text{kg/s}) \\ h_1 &= \text{Enthalpy masuk kompresor} && (\text{kJ/kg}) \\ h_2 &= \text{Enthalpy keluar kompresor} && (\text{kJ/kg})\end{aligned}$$

Kerja yang dilakukan oleh kompresor isentropis adalah sebagai berikut:

$$\begin{aligned}\dot{W}_{cs} &= \dot{m} \cdot q_w \\ q_w &= (h_{2s} - h_1) \\ \dot{W}_c &= \dot{m} \cdot (h_{2s} - h_1)\end{aligned}\quad (2-2)$$

dengan,

$$\begin{aligned}\dot{W}_{cs} &= \text{Kerja kompresi isentropis} && (\text{Watt}) \\ \dot{m} &= \text{Laju aliran massa refrigeran} && (\text{kg/s}) \\ h_1 &= \text{Enthalpy masuk kompresor} && (\text{kJ/kg}) \\ h_{2s} &= \text{Enthalpy isentropis keluar kompresor} && (\text{kJ/kg})\end{aligned}$$

Kerja kompresor juga didapat dari energi listrik yang terpakai, biasanya dinyatakan dengan daya yang digunakan untuk menjalankan suatu alat atau mesin tertentu dalam suatu periode atau waktu. Energi listrik dinyatakan dengan besaran kWh artinya banyaknya daya yang dipakai dalam satuan Watt dalam jam.

Apabila dinyatakan dalam suatu persamaan yaitu

:

$$\dot{W}_{in} = V \times I \cos \varphi \quad (2-3)$$

dengan,

$$\begin{aligned}\dot{W}_{in} &= \text{Kerja yang dibutuhkan kompresor} && (\text{Watt}) \\ V &= \text{Tegangan Listrik} && (\text{Volt}) \\ I &= \text{Arus Listrik} && (\text{Amper}) \\ \cos \varphi &= \text{Faktor Daya (asumsi =0,8)}\end{aligned}$$

Untuk efisiensi kompresor dapat dirumuskan sebagai berikut :

$$\eta_c = \frac{\dot{W}_{cs}}{\dot{W}_c} = \frac{(h_{2s} - h_1)}{(h_2 - h_1)} \quad (2-4)$$

dimana :

$\eta_c$	= Efisiensi kompresor	
$\dot{W}_c$	= Kerja kompresor actual	(Watt)
$\dot{W}_{c_s}$	= Kerja kompresor ideal	(Watt)
$h_1$	= <i>Enthalpy</i> masuk kompresor	(kJ/kg)
$h_2$	= <i>Enthalpy</i> aktual keluar kompresor	(kJ/kg)
$h_{2_s}$	= <i>Enthalpy</i> ideal keluar kompresor	(kJ/kg)

Untuk mendefinisikan kompresor yang baik adalah dengan cara mengetahui nilai efisiensi kompresor tersebut harus mendekati 1 (satu).

## 2. Proses 2 ke 3 dan proses 3 ke 4 ( Proses Kondensasi )

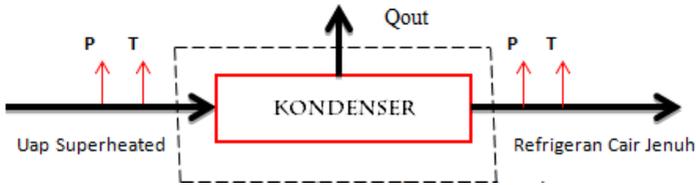
Pada sistem refrigerasi yang telah dimodifikasi terdapat dua kondensor, yaitu: *pre-cooling* dan *air cooled condenser*. *Pre-cooling* pada sistem ini bertujuan untuk memenuhi kebutuhan kapasitas kondensor total yang disebabkan penambahan kapasitas evaporator karena terdapat dua buah evaporator. Pada *pre-cooling* terjadi proses *desuperheated* dengan rumus sebagai berikut:

$$\dot{Q}_{pre-cooling} = \dot{m} \cdot (h_2 - h_3) \quad (2-5)$$

Keterangan :

$\dot{Q}_{pre-cooling}$	= Kalor yang dilepas di kondenser	(Watt)
$\dot{m}$	= Laju aliran massa	(kg/s)
$h_2$	= <i>Enthalpy</i> keluar kompresor	(kJ/kg)
$h_3$	= <i>Enthalpy</i> keluar <i>pre-cooling</i>	(kJ/kg)

Proses kondensasi ini terjadi pada tekanan yang sama (*Isobaric*). Dalam proses ini terjadi pelepasan kalor sehingga terjadi penurunan suhu dan *enthalpy refrigerant* sampai dengan saturasi gas. Kemudian refrigerant terus melepaskan kalor dan mulai berubah menjadi cair. Dari titik 2 ketitik 3 terjadi penurunan suhu sampai batas uap jenuh lalu selanjutnya terjadi perubahan fasa pada *air cooled condenser*. Karena terjadi pelepasan kalor maka *refrigerant* mengalami penurunan *enthalpy* dari  $h_2$  ke  $h_3$ . Gambar 2.6 merupakan proses kondensasi.



Gambar 2. 6 Proses Kondensasi

Kalor yang dilepas di kondenser :

$$\begin{aligned}\dot{Q}_c &= \dot{m} \cdot q_c \\ q_c &= h_3 - h_4 \\ \dot{Q}_c &= \dot{m} \cdot (h_3 - h_4)\end{aligned}\quad (2-6)$$

dengan,

- $\dot{Q}_c$  = Kalor yang dilepas di kondenser (Watt)
- $\dot{m}$  = Laju aliran massa refrigeran (kg/s)
- $h_3$  = *Enthalpy* refrigeran keluar kompresor (kJ/kg)
- $h_4$  = *Enthalpy* refrigeran keluar kondenser (kJ/kg)

### 3. Proses 5 ke 7 dan proses 6 ke 8 ( Proses Ekspansi )

Proses ekspansi ini terjadi secara *isoenthalpy* sehingga *enthalpy* di titik 5 dan titik 6 adalah sama dengan titik 7 dan titik 8 ( $h_5=h_7$  ;  $h_6=h_8$  ). Tekanan pada titik 5 dan 6 masih tekanan tinggi (HP) kemudian turun hingga titik 7 dan 8 di tekanan rendah (LP). Penurunan tekanan ini disertai dengan penurunan suhu. Kondisi refrigeran yang tadinya saturasi cair (titik 5 dan 6) menjadi campuran gas dan cair. Gambar 2.7 merupakan proses ekspansi.



Gambar 2. 7 Proses Ekspansi

Proses ideal ekspansi berlangsung secara *isoentalpi*. Besarnya perubahan entalpi pada proses ekspansi adalah :

$$h_5 = h_7 \quad (2-7)$$

$$h_6 = h_8 \quad (2-8)$$

Keterangan :

$h_5$  = Enthalpy masuk pipa kapiler 1 (kJ/kg)

$h_6$  = Enthalpy masuk pipa kapiler 2 (kJ/kg)

$h_7$  = Enthalpy keluar pipa kapiler 1 (kJ/kg)

$h_8$  = Enthalpy keluar pipa kapiler 2 (kJ/kg)

#### 4. Proses 7 ke 9 dan proses 8 ke 10 ( Proses Evaporasi )

Proses evaporasi ini terjadi pada tekanan yang sama (*isobaric*). Dalam proses ini terjadi penarikan kalor sehingga terjadi kenaikan enthalpi. Suhu tidak mengalami kenaikan karena kalor yang diambil digunakan untuk mengubah fasa dari yang tadinya campuran (titik 7 dan 8) menjadi gas jenuh (titik 9 dan 10). Kapasitas pendinginan ditentukan pada proses ini yaitu besarnya penarikan kalor.

Setelah mengetahui siklus refrigerasi dalam diagram P-h maka dapat menentukan/menghitung laju aliran massa dalam perangkat refrigerasi. Gambar 2.8 merupakan proses evaporasi.



Gambar 2. 8 Proses Evaporasi

Kalor yang diserap di evaporator :

$$\dot{Q}_e = \dot{m} \cdot q_e$$

$$\dot{Q}_{e1} = \frac{\dot{m}}{2} (h_9 - h_7) \quad (2-9)$$

$$\dot{Q}_{e2} = \frac{\dot{m}}{2} (h_{10} - h_8) \quad (2-10)$$

dengan,

$$\dot{Q}_{e1} = \text{Kalor yang diserap di evaporator 1} \quad (\text{kW})$$

$$\dot{Q}_{e2} = \text{Kalor yang diserap di evaporator 2} \quad (\text{kW})$$

$\dot{m}$	= Laju aliran massa refrigeran		(kg/s)
$h_9$	= <i>Enthalpy</i> refrigeran keluar evaporator	1	(kJ/kg)
$h_{10}$	= <i>Enthalpy</i> refrigeran keluar evaporator	2	(kJ/kg)
$h_7$	= <i>Enthalpy</i> refrigeran masuk evaporator	1	(kJ/kg)
$h_8$	= <i>Enthalpy</i> refrigeran masuk evaporator	2	(kJ/kg)

Sedangkan kapasitas evaporator total adalah penjumlahan dari kapasitas evaporator 1 dan kapasitas evaporator 2. Sehingga dapat ditulis sebagai persamaan berikut :

$$\dot{Q}_{e_{total}} = \dot{Q}_{e_1} + \dot{Q}_{e_2} \quad (2-11)$$

Dimana :

$\dot{Q}_{e_{total}}$  = Total energi panas yang diserap oleh evaporator (Watt)

$\dot{Q}_{e_1}$  = Energi panas yang diserap oleh evaporator 1 (Watt)

$\dot{Q}_{e_2}$  = Energi panas yang diserap oleh evaporator 2 (Watt)

Untuk menggerakkan blower pada kedua evaporator terdapat energi yang dimasukkan pada masing-masing evaporator. Untuk menghitung kerja blower tersebut dapat digunakan rumus sebagai berikut :

$$\dot{W}_{e_1} = V_{e_1} \times I_{e_1} \times \cos\varphi \quad (2-12)$$

$$\dot{W}_{e_2} = V_{e_2} \times I_{e_2} \times \cos\varphi \quad (2-13)$$

$$\dot{W}_e = \dot{W}_{e_1} + \dot{W}_{e_2} \quad (2-14)$$

Dimana :

$V_{e_1}$  = Tegangan listrik yang masuk ke *fan* evaporator unit 1 (Volt)

$V_{e_2}$  = Tegangan listrik yang masuk ke *fan* evaporator unit 2 (Volt)

$I_{e_1}$  = Arus yang masuk ke evaporator unit 1 (Amper)

$I_{e_2}$  = Arus yang masuk ke evaporator unit 2 (Amper)

$\cos\varphi$  = faktor daya (asumsi=0,953)

$\dot{W}_{e_1}$  = Kerja yang masuk ke *fan* evaporator 1 (Watt)

$\dot{W}_{e_2}$  = Kerja yang masuk ke *fan* evaporator 2 (Watt)

$\dot{W}_e$  = Kerja total yang masuk ke evaporator (Watt)

### 2.3.3 Rasio Pelepasan Kalor (HRR)

Laju perpindahan panas pada kondensor jika kaitannya dengan kapasitas refrigerasi dinyatakan sebagai “*Rasio Pelepasan Kalor*” atau *Heat Rejection Ratio (HRR)* dapat dinyatakan dengan

membagi besarnya kalor yang dilepaskan kondensor dibagi dengan besarnya kalor yang diserap oleh refrigeran sebagai berikut.

$$HRR = \frac{\dot{Q}_{c_{total}}}{\dot{Q}_{e_{total}}} = \frac{\dot{m}(h_2-h_3)+\dot{m}(h_3-h_4)}{\frac{\dot{m}}{2}(h_9-h_7)+\frac{\dot{m}}{2}(h_{10}-h_8)} \quad (2-15)$$

dimana :

HRR = Rasio pelepasan kalor

$\dot{Q}_{c_{total}}$  = Total energi panas yang dibuang oleh kondensor (Watt)

$\dot{Q}_{e_{total}}$  = Total energi panas yang diserap oleh evaporator (Watt)

$\dot{m}$  = Laju aliran massa (kg/s)

$h_2$  = *Enthalpy* keluar kompresor (kJ/kg)

$h_3$  = *Enthalpy* keluar *pre-cooling* (kJ/kg)

$h_4$  = *Enthalpy* keluar *air cooled condensor* (kJ/kg)

$h_7$  = *Enthalpy* keluar pipa kapiler 1 (kJ/kg)

$h_8$  = *Enthalpy* keluar pipa kapiler 2 (kJ/kg)

$h_9$  = *Enthalpy* keluar evaporator 1 (kJ/kg)

$h_{10}$  = *Enthalpy* keluar evaporator 2 (kJ/kg)

### 2.3.4 Koefisien Unjuk Kerja/Prestasi (COP)

Unjuk kerja mesin dinyatakan dengan efisiensi termal.

Unjuk kerja mesin refrigerasi atau pompa kalor dinyatakan dengan perbandingan kalor yang dimanfaatkan (diserap/dilepaskan oleh sistem) terhadap kerja yang dilakukan, disebut sebagai rasio energi atau koefisien unjuk kerja/prestasi (COP).

$$COP = \frac{\text{Energi yang dimanfaatkan}}{\text{Energi yang digunakan sebagai kerja}}$$

$$COP = \frac{\dot{Q}_{e_{total}}}{\dot{W}_c} = \frac{\frac{\dot{m}}{2}(h_9-h_7)+\frac{\dot{m}}{2}(h_{10}-h_8)}{\dot{m}(h_2-h_1)} \quad (2-16)$$

dengan,

COP = *Coefficient of Performance* thermal

$\dot{Q}_e$  = Kalor yang diserap di evaporator (Watt)

$\dot{m}$	= Laju aliran massa	(kg/s)
$h_7$	= <i>Enthalpy</i> masuk evaporator 1	(kJ/kg)
$h_8$	= <i>Enthalpy</i> masuk evaporator 2	(kJ/kg)
$h_9$	= <i>Enthalpy</i> keluar evaporator 1	(kJ/kg)
$h_{10}$	= <i>Enthalpy</i> keluar evaporator 2	(kJ/kg)
$h_1$	= <i>Enthalpy</i> masuk kompresor	(kJ/kg)
$h_2$	= <i>Enthalpy</i> keluar kompresor	(kJ/kg)

Untuk menghitung suatu prestasi ideal mesin refrigerasi berdasarkan nilai  $COP_{\text{aktual}}$  sebagai berikut :

$$COP_{\text{elektrik}} = \frac{\dot{Q}_{e\text{total}}}{\dot{W}_{in} + \dot{W}_c + \dot{W}_e} \quad (2-17)$$

dengan,

$COP_{\text{elektrik}}$  = *Coefficient of Performance* elektrik

$\dot{Q}_e$  = Kalor yang diserap di evaporator (Watt)

$\dot{W}_{in}$  = Daya input kompresor (Watt)

$\dot{W}_c$  = Kerja yang masuk ke *fan* kondenser (Watt)

$\dot{W}_e$  = Kerja yang masuk ke *fan* evaporator (Watt)

## 2.4 Sistem Refrigerasi Kompresi Uap Sederhana dengan Penambahan *Pre-cooling*

Sistem refrigerasi kompresi uap yang telah dimodifikasi memiliki komponen utama diantaranya :

- Kompresor
- Kondenser : - *Water cooled condenser (concentric tube)*  
- *Air cooled condenser*
- Alat ekspansi
- Evaporator

### 2.4.1 Heat Exchanger (*Pre-cooling*)

Alat penukar kalor (*heat exchanger*) merupakan sebuah alat yang berfungsi untuk menurunkan atau meningkatkan meningkatkan temperatur sebuah sistem dengan memanfaatkan suatu media pendingin atau pemanas sehingga kalor dapat berpindah dari temperatur tinggi ke temperatur rendah. Pada

eksperimen kali ini *heat exchanger* yang digunakan adalah jenis *concentric tube*.

### 2.4.2 Kesetimbangan Energi *Concentric Tube*

Penambahan *water cooled condenser* tipe *concentric tube* berfungsi sebagai pemanfaatan pembuangan kalor yang akan diserap oleh air. Sehingga temperatur keluaran air akan lebih tinggi dari temperatur pada saat masuk. Didalam menganalisa alat penukar kalor digunakan Hukum pertama Termodinamika, dimana menyatakan bahwa perpindahan kalor rata-rata antara fluida panas sama dengan perpindahan kalor rata-rata pada fluida dingin

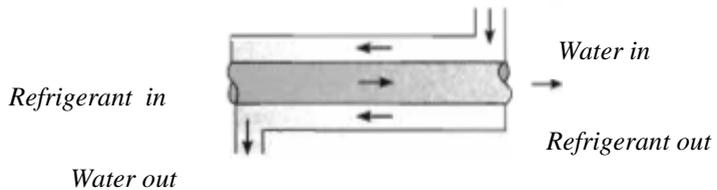
$$q_c = q_h \quad (2-18)$$

Dimana,

$$q_c = \dot{m}_c c_{p,c} (T_{c,o} - T_{c,i}) \text{ dan } q_h = \dot{m}_h c_{p,h} (T_{h,i} - T_{h,o}) \quad (2-19)$$

Keterangan :

$\dot{m}_c$	= Laju aliran massa fluida dingin (kg/s)
$\dot{m}_h$	= Laju aliran massa fluida panas (kg/s)
$C_{p,c}$	= Panas spesifik fluida dingin (kJ/kg.K)
$C_{p,h}$	= Panas spesifik fluida panas (kJ/kg.K)
$T_{c,in}$	= Temperatur masuk fluida dingin ( $^{\circ}\text{C}$ )
$T_{h,in}$	= Temperatur masuk fluida panas ( $^{\circ}\text{C}$ )
$T_{c,out}$	= Temperatur keluar fluida dingin ( $^{\circ}\text{C}$ )
$T_{h,out}$	= Temperatur keluar fluida dingin ( $^{\circ}\text{C}$ )



Gambar 2. 9 *Concentric Tube Counterflow*

(Sumber : Heat and Mass Transfer 6<sup>th</sup> edition – Incorpera and Dewit)

Karena dalam *heat exchanger* terdapat variasi  $\Delta T$  maka persamaan dapat ditulis sebagai berikut:

$$q = UA\Delta T_M \quad (2-20)$$

Dimana :

- q = Kapasitas *heat exchanger* (Watt)
- U = *Overall heat transfer coefficient* (Watt/m<sup>2</sup>.K)
- A = Luasan (m<sup>2</sup>)
- T<sub>m</sub> = Temperatur rata-rata (K)

Dengan mengabaikan faktor pengotor pada tube, Nilai *Overall heat transfer coefficient* (U) didapatkan dengan persamaan :

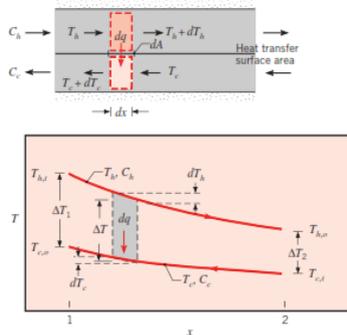
$$UA = \frac{1}{\frac{1}{h_o \cdot A_o} + \frac{1}{h_i \cdot A_i}} \quad (2-21)$$

Keterangan :

- U = koefisien perpindahan panas menyeluruh (W/m<sup>2</sup>.K)
- h<sub>o</sub> = koefisien perpindahan panas konveksi sisi luar pipa (W/m<sup>2</sup>.K)
- h<sub>i</sub> = koefisien perpindahan panas konveksi sisi dalam pipa (W/m<sup>2</sup>.K)
- k = koefisien perpindahan panas konduksi pipa (W/m.K)
- A<sub>o</sub> = Luas permukaan pipa sisi luar (m<sup>2</sup>)
- A<sub>i</sub> = Luas permukaan pipa sisi dalam (m<sup>2</sup>)

### 2.4.3 Counterflow Energi Concentric Tube

Aliran fluida yang mengalir pada concentric tube adalah counterflow, yaitu aliran fluida yang berlawanan antara fluida panas (refrigerant) dan fluida dingin (air).



Gambar 2. 10 Distribusi Temperature Concentric Tube Counterflow

(Sumber : Heat and Mass Transfer 7<sup>th</sup> edition – Incorpera and Dewit p.714)

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} = \frac{(T_{h,i} - T_{c,o}) - (T_{h,o} - T_{c,i})}{\ln\left(\frac{T_{h,i} - T_{c,o}}{T_{h,o} - T_{c,i}}\right)} \quad (2-22)$$

$$\Delta T_1 \equiv T_{h,1} - T_{c,1} = T_{h,i} - T_{c,o}$$

$$\Delta T_2 \equiv T_{h,2} - T_{c,2} = T_{h,o} - T_{c,i}$$

Dimana :

- $T_{c,i}$  = Temperatur masuk fluida dingin (°C)
- $T_{h,i}$  = Temperatur masuk fluida panas (°C)
- $T_{c,o}$  = Temperatur keluar fluida dingin (°C)
- $T_{h,o}$  = Temperatur keluar fluida panas (°C)

#### 2.4.4 Perpindahan Panas pada Sisi Dalam (*Internal Flow*)

Perpindahan panas di sisi *tube* tergantung pada kondisi alirannya yaitu *laminar* atau *turbulen*. Kondisi aliran dapat diketahui dari bilangan *reynold*. Persamaan bilangan *reynold* yang digunakan adalah sebagai berikut :

$$Re_D = \frac{4\dot{m}}{\pi D \mu} \quad (2-23)$$

Untuk menghitung *nusselt number* di dalam *tube* pada kondisi *superheated* dapat dirumuskan sebagai berikut oleh *Dittus-Boelter* :

$$Nu_D = 0,023 Re_D^{4/5} Pr^n \quad (2-24)$$

Dengan kondisi

$$\left[ \begin{array}{l} 0,7 \leq Pr \leq 16700 \\ Re_D \geq 10000 \\ \frac{L}{D} \geq 10 \end{array} \right]$$

Dimana :

$n = 0,4$  untuk fluida dalam *tube* mengalami pemanasan ( $T_s > T_m$ )

$n = 0,3$  untuk fluida dalam *tube* mengalami pendinginan ( $T_s < T_m$ )

$$h_{refrigeran} = \frac{Nu_D \cdot K}{D_i} \quad (2-25)$$

Keterangan :

$Re_D$  = Reynolds number sisi *internal tube*

$h_i$  = Koefisien konveksi sisi *internal tube* (W/m<sup>2</sup>K)

$Nu_D$  = Nusselt number sisi *internal tube*

$\mu$	= Viskositas fluida sisi <i>internal tube</i> ( $N \cdot s/m^2$ )
$K$	= <i>Konduktifitas thermal</i> (W/K)
$Pr$	= <i>Prandalt number</i> sisi <i>internal tube</i>
$D_i$	= Diameter dalam tube (m)

#### 2.4.5 Concentric Tube pada Sisi Annulus

Banyak permasalahan yang terjadi pada internal flow termasuk heat transfer pada *concentric tube annulus*. Fluida mengalir melalui celah (*annulus*) yang terbentuk pada concentric tube, dan perpindahan panas konveksi dapat terjadi dari dan/atau kedua bagian yaitu bagian dalam dan bagian luar tube. Sangat memungkinkan untuk menentukan masing-masing heat flux atau temperatur pada masing-masing kondisi permukaan. Heat flux dapat dituliskan sebagai berikut:

$$q_i'' = h_i(T_{s,i} - T_m) \quad (2-26)$$

$$q_o'' = h_o(T_{s,o} - T_m) \quad (2-27)$$

Perpindahan konveksi pada bagian dalam dan bagian luar permukaan pipa berbeda tergantung koefisien konveksi untuk bagian dalam dan luarnya. Nusselt numbers dapat ditulis sebagai berikut:

$$Nu_i \equiv \frac{h_o D_h}{k} \quad (2-28)$$

Dimana  $D_h$  adalah diameter hidrolis dari *concentric tube annulus*.  $D_h$  dapat ditulis sebagai berikut:

$$D_h = \frac{4(\pi/4)(D_o^2 - D_i^2)}{\pi D_o + \pi D_i} = D_o - D_i \quad (2-29)$$

Untuk nilai Nusselt number annulus dengan aliran laminar dengan asumsi satu permukaan terisolasi dengan baik dapat dilihat pada tabel dibawah ini.

Tabel 2. 6 Nilai Nusselt Number's

(Sumber : Heat and Mass Transfer 7<sup>th</sup> editin – Incorpera and Dewit p.554)

$D_i/D_o$	$Nu_i$	$Nu_o$
0	—	3.66
0.05	17.46	4.06
0.10	11.56	4.11
0.25	7.37	4.23
0.50	5.74	4.43
$\approx 1.00$	4.86	4.86

### 2.4.6 Metode Number of Transfer Unit (NTU)

Untuk mengevaluasi kinerja *heat exchanger* tipe *concentric tube* digunakan metode *Number of Transfer Units* (NTU). Untuk mengetahui kinerja *heat exchanger* maka dapat digunakan *effectiveness* dari *heat exchanger* itu sendiri. Untuk mencari hal tersebut maka harus diketahui nilai perpindahan kalor maksimum ( $q_{max}$ ) dari *heat exchanger*.

Untuk nilai  $C_c < C_h$ , maka,

$$q_{max} = C_c(T_{h,i} - T_{c,i}) \quad (2-30)$$

Untuk nilai  $C_h < C_c$ , maka,

$$q_{max} = C_h(T_{h,i} - T_{c,i}) \quad (2-31)$$

dimana untuk nilai  $C_c = \dot{m}_c \cdot C_{p,c}$  dan  $C_h = \dot{m}_h \cdot C_{p,h}$

Dari persamaan (2-30) dan (2-31) dapat disimpulkan bahwa nilai  $q_{max}$  dapat diperoleh dengan persamaan berikut [2]:

$$q_{max} = C_{min}(T_{h,i} - T_{c,i}) \quad (2-32)$$

dimana nilai  $C_{min}$  adalah sama dengan nilai  $C_c$  atau  $C_h$  tergantung mana yang nilainya lebih kecil.

Untuk menentukan *effectiveness* ( $\epsilon$ ) dari *heat exchanger* dapat diperoleh dengan membandingkan antara nilai perpindahan panas aktual dengan nilai perpindahan panas maksimum sebagai berikut :

$$\epsilon = \frac{q}{q_{max}} \quad (2-33)$$

$$\epsilon = \frac{C_h(T_{h,i} - T_{h,o})}{C_{min}(T_{h,i} - T_{c,i})} \quad (2-34)$$

atau

$$\varepsilon = \frac{C_c(T_{c,o} - T_{c,i})}{C_{min}(T_{h,i} - T_{c,i})} \quad (2-35)$$

dimana :

$\varepsilon$  = *Effectiveness heat exchanger*

$C_h$  = Kapasitas panas untuk fluida panas, dalam kJ/s.K

$C_c$  = Kapasitas panas untuk fluida dingin, dalam kJ/s.K

Nilai *effectiveness* harus berada pada *range*  $0 \leq \varepsilon \leq 1$ . Jika  $\varepsilon$ ,  $T_{h,i}$ , dan  $T_{c,i}$  diketahui maka nilai perpindahan panas aktual dapat dirumuskan sebagai berikut :

$$q = \varepsilon C_{min}(T_{h,i} - T_{c,i}) \quad (2-36)$$

Untuk setiap *heat exchanger* nilai  $\varepsilon$  dapat ditunjukkan sebagai fungsi dari NTU,  $C_{min}$ , dan  $C_{max}$  sebagai berikut [3]:

$$\varepsilon = f\left(NTU, \frac{C_{min}}{C_{max}}\right) \quad (2-37)$$

Dimana nilai  $C_{min}/C_{max}$  sama dengan nilai  $C_c/C_h$  atau  $C_h/C_c$  berdasarkan kapasitas panas dari fluida panas dan dingin. *The Number of Transfer Units* (NTU) merupakan parameter tidak berdimensi yang dapat digunakan untuk menganalisa *heat exchanger* sebagai berikut:

$$NTU = \frac{UA}{C_{min}} \quad (2-38)$$

dimana:

NTU = *Number of Transfer Units*

U = *Overall heat transfer coefisien*, dalam W/m<sup>2</sup>K

A = Luas bidang perpindahan panas, dalam m<sup>2</sup>

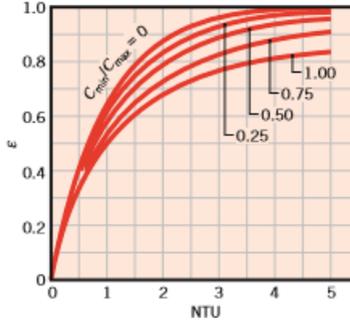
$C_{min}$  = Kapasitas panas minimum(terkecil) dari kedua fluida panas maupun dingin, dalam kJ/s.K

Untuk nilai NTU pada *heat exchanger* tipe *concentric tube* dengan jenis aliran *counter* dapat digunakan perumusan sebagai berikut :

$$NTU = \frac{1}{C_r - 1} \ln\left(\frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon C_r - 1}\right), \text{ untuk } (C_r < 1) \quad (2-39)$$

atau

$$NTU = \frac{\varepsilon}{1-\varepsilon}, \text{ untuk } (C_r = 1) \quad (2-40)$$



Gambar 2. 11 Effectiveness of counterflow heat exchanger.  
(Sumber : Heat and Mass Transfer 7<sup>th</sup> edition – Incorpera and Dewit p.714)

## 2.5 Refrigeran dan Lingkungan

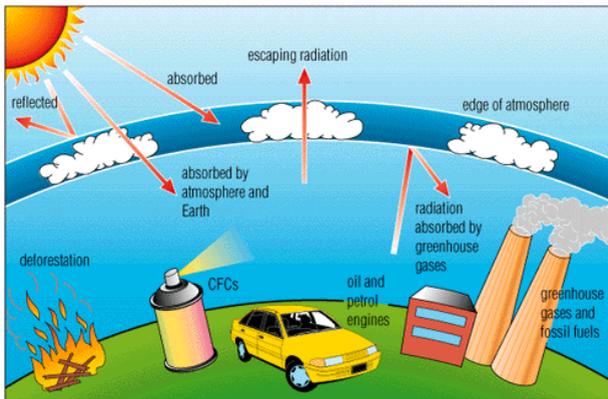
Kandungan unsur klorin (Cl) pada refrigeran menyebabkan efek perusakan ozon atmosfer apabila terurai. Ukuran potensi perusakan Ozon disebut dengan ODP (Ozone Depletion Potential). Kemudian kandungan unsur fluor (F) pada refrigeran menyebabkan efek rumah kaca di atmosfer. Ukuran potensi penghasil efek rumah kaca disebut dengan GWP (Global Warming Potential). Refrigeran alternatif salah satunya adalah CO<sub>2</sub>, NH<sub>3</sub>, Hidrokarbon (HC).

### 2.5.1 Ozone Depletion Potensial (ODP)

Ukuran yang menyatakan tingkat potensi perusakan akibat gas terhadap Ozon. Dimana ozon merupakan gas yang secara alami terdapat didalam atmosfer. Lapisan ozon mulai dikenal oleh seorang ilmuwan dari Jerman, Christian Friedrich Schonbein pada tahun 1839. Ozon adalah hasil reaksi antara oksigen dengan sinar ultraviolet dari matahari. Ozon di udara berfungsi menahan radiasi sinar ultraviolet dari matahari pada tingkat yang aman untuk kesehatan kita semua. Ozon merupakan bagian yang penting dalam pemilihan jenis refrigeran. Proses kerusakan lapisan ozon :

1. Sinar UVB memasuki ozon

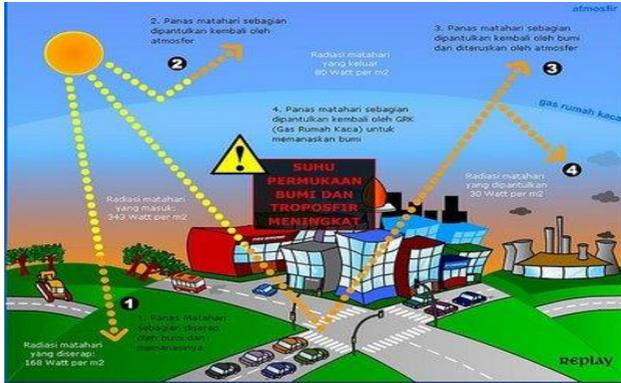
2. Energy uv memecah atm klorin dari molekul cfc
3. Klorin radikal memecah molekul ozon
4. Membentuk klorin monoksida dan dua atom oksigen
5. Oksigen terlepas ke atmosfer
6. Atom oksigen di atmosfer memecah molekul klorin monoksida
7. Menghasilkan oksigen dan klorin radikal bebas
8. Lalu reaksi siklus memulai lagi



Gambar 2. 12 Proses penipisan ozon

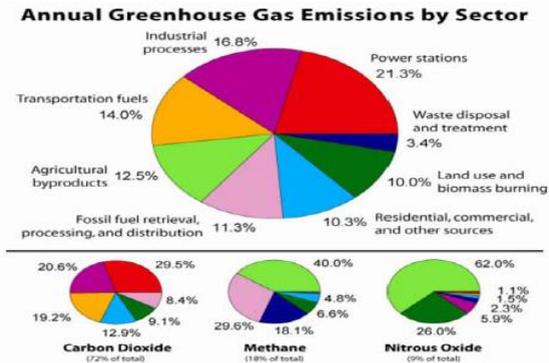
### 2.5.2 Global Warming Potensial (GWP)

Ukuran yang menyatakan tingkat potensi untuk menimbulkan efek rumah kaca dari CO<sub>2</sub>. Global Warming Potensial atau sering disebut juga pemanasan global adalah kejadian meningkatnya temperatur rata-rata atmosfer, laut dan daratan bumi. Beberapa jenis refrigeran mungkin menjadi kontribusi terhadap terjadinya pemanasan global. Global warming terjadi karena radiasi yang lama dari matahari menjadi atmosfer bumi tipis. Semakin besar nilai GWP dari sebuah refrigeran maka resiko terhadap lingkungan semakin berbahaya (Althouse, 2004). Mekanisme pemanasan global bisa dilihat pada gambar 2.13.



Gambar 2. 13 Proses Penyebab Pemanasan Global

Pemanasan global terjadi karena adanya kontribusi aktivitas efek rumah kaca terlihat pada Gambar 2.13 sebagai berikut:



Gambar 2. 14 Aktivitas Penyumbang Pemanasan Bumi

Salah satu fakta adalah penelitian dari Argentina menemukan fakta bahwa gas metana dari sapi menyumbang lebih dari 30% total emisi yang menyebabkan pemanasan global di negara itu. Dengan upaya pencegahan pemanasan global yaitu dengan melakukan penelitian-penelitian.

*(halaman ini sengaja dikosongkan)*

## **BAB III METODOLOGI**

### **3.1 Langkah Eksperimen**



Gambar 3. 1 *Flowchart* Eksperimen

Bahan yang mendukung dalam pelaksanaan tugas akhir ini berupa fluida kerja yang terdiri dari refrigeran primer yaitu:

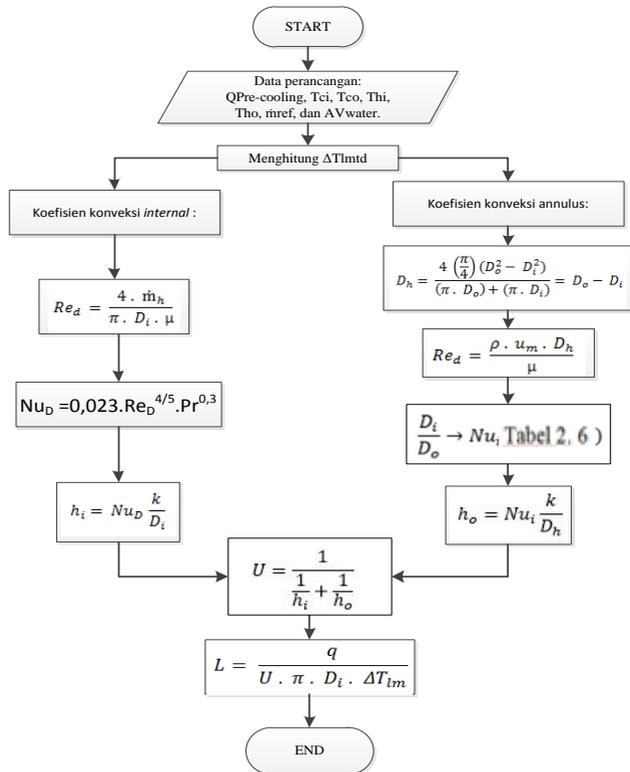
1. Refrigeran-22
2. Musicool-22

### **3.2 Data perancangan Pre-cooling**

Langkah-langkah dalam perancangan sebagai berikut:

1. Menentukan kapasitas dari precooling, temperatur masuk refrigeran, temperatur keluar refrigeran, temperatur masuk air, temperatur keluar air, diameter dalam, diameter luar.

2. Menghitung  $\Delta T_{lm}$ .
3. Menghitung bilangan reynold refrigeran dan menghitung diameter hidrolis pipa annulus.
4. Menghitung bilangan nusselt refrigeran dan bilangan reynold air.
5. Menghitung nilai koefisien konveksi refrigen dan nilai koefisien konveksi air.
6. Menghitung nilai *overall heat transfer*.
7. Menghitung panjang pipa yang dibutuhkan untuk alat penukar panas tipe *concentric*.



Gambar 3. 2 Flowchart Perhitungan  
*Pre-cooling*

### 3.3 Alat Yang Digunakan

Proses studi eksperimen dan analisis pada mesin refrigerasi *air conditioning* yang pertama dilakukan adalah observasi terhadap dimensi mesin, kemudian dilakukan proses penggantian antara refrigeran-22 dengan *musicool-22*. Mesin yang digunakan merupakan mesin *air conditioning* yang telah dimodifikasi menjadi dua *indoor* unit dan satu *outdoor* unit. Dimana *outdoor* unit memiliki dua jenis kondenser yaitu, *water cooled condenser* dan *air cooled condenser* dan pembuangan kalor pada bagian *water cooled condenser* dimanfaatkan untuk memanaskan air sehingga dilakukan proses rancang bangun terlebih dahulu.

#### 3.3.1 Indoor Unit



Gambar 3. 3 *Indoor unit*

Komponen – komponen yang terdapat di *indoor unit* adalah :

1. Evaporator
2. *Swing* (sirip pengatur semburan udara dari evaporator)
3. Fan evaporator
4. Thermostat

Dengan spesifikasi :

Tabel 3. 1 Spesifikasi indoor unit 1

a.	Merk	: Daikin
b.	Tipe	: FT25DVM4
c.	Kapasitas Pendinginan	: 2.62 kW
d.	<i>Rated current</i>	: 3.94 A
e.	<i>Rated volt</i>	: 220 – 240 V
f.	<i>Rated input power</i>	: 815 W

Tabel 3. 2 Spesifikasi indoor unit 2

a.	Merk	: Sharp
b.	Tipe	: AH-A9HEV
c.	Kapasitas Pendinginan	: 2.64 kW
d.	<i>Rated current</i>	: 3.8-3.6 A
e.	<i>Rated volt</i>	: 220 – 240 V
f.	<i>Rated input power</i>	: 820-850 W

### 3.3.2 Outdoor Unit

Komponen – komponen yang terdapat di *outdoor unit* adalah :

1. Kompresor
2. Kondenser
3. Pipa kapiler
4. Akumulator
5. *Strainer*



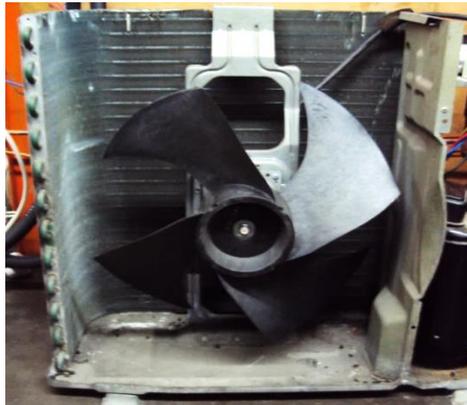
Gambar 3. 4 Air cooled condenser

Dengan spesifikasi :

Tabel 3. 3 Bahan yang digunakan

a.	Merk	: Daikin
b.	Tipe	: R25DV14
c.	<i>Rated current</i>	: 3.94 A
d.	<i>Rated volt</i>	: 220 V
e.	<i>Weight</i>	: 9 kg
f.	<i>Rated input power</i>	: 0,815k W
g.	<i>Rated frequency</i>	: 50 Hz
h.	Refrigeran	: R – 22
i.	Tipe Kompresor	: Rotari Hermetik

- *Air cooled condensor*



Gambar 3. 5 *Air cooled condenser*

Dengan Spesifikasi :

Jenis : *Tube and fins air cooled condenser*

Tipe : *Compact heat exchanger*

Material : *Pipa tembaga*

- **Water cooled condensor**



Gambar 3. 6 *Concentric Tube*

Dengan spesifikasi :

Jenis : *Concentric tube*  
 Tipe : *Compact heat exchanger*  
 Material : Pipa tembaga

### 3.3.3 Pipa Kapiler



Gambar 3. 7 Pipa Kapiler

Dengan spesifikasi:

Diameter dalam : 1.3716 mm  
 Panjang pipa kapiler : 450 mm

### 3.4 Alat Ukur yang Digunakan

Alat ukur yang digunakan untuk mengambil data dengan menentukan titik ukur yang tepat maka hasil yang didapatkan akan digunakan untuk bahan studi eksperimen dan analisis performansi memiliki nilai yang tepat.

#### 3.4.1 High-Low Pressure Gauge (Manifold Gauge)

Alat ukur tekanan yang digunakan pada sistem refrigerasi ini adalah *pressure gauge*. *High Pressure Gauge* berfungsi untuk mengukur tekanan kerja di sisi tekanan tinggi (*discharge*) pada mesin refrigerasi. *Low Pressure Gauge* berfungsi untuk mengukur tekanan kerja di sisi tekanan rendah (*suction*) pada mesin refrigerasi. Gambar 3.8 merupakan gambar dari alat *high low pressure gauge*.



Gambar 3. 8 High-low pressure gauge

Dengan spesifikasi :

- |                       |                    |                                     |
|-----------------------|--------------------|-------------------------------------|
| Low pressure gauge :  | - Merk             | : REFCO                             |
|                       | - Tipe             | : Classe 1,6                        |
|                       | - Range            | : -1 – 10 Bar                       |
|                       | - Jenis refrigeran | : R-12, R-22, R-134a                |
| High pressure gauge : | - Merk             | : REFCO                             |
|                       | - Tipe             | : Classe 1,6                        |
|                       | - Range            | : -1 – 30 Bar                       |
|                       | - Jenis refrigeran | : R-12, R-22, R-134a                |
|                       | - Merk             | : STARMEC                           |
|                       | - Range            | : 0 – 35 psi (kgf/cm <sup>2</sup> ) |
|                       | - Jenis refrigeran | : R-12, R-22, R-502                 |

### 3.4.2 Clamp-on Ammeter Digital

*Clamp-on Ammeter* merupakan alat yang berfungsi untuk mengukur arus listrik AC, alat ini sangat dibutuhkan dalam pengukuran arus yang terdapat pada mesin refrigerasi. Dapat juga untuk mengukur tegangan DC/AC, frekuensi dan hambatan pada sistem. Alat listrik ini biasanya disebut juga tang amper karena memiliki penjempit untuk kabel. Gambar 3.9 merupakan gambar salah satu dari tang amper.



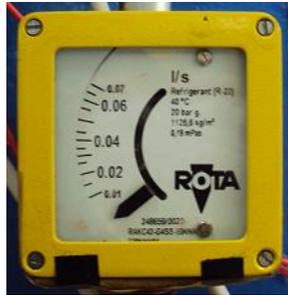
Gambar 3. 9 *Clamp-On Ammeter Digital*

Dengan spesifikasi :

- Merk : Sanwa
- Tipe : DCM 601
- Range : 0 – 600 Ampere  
0 – 600 Volt  
0 – 200 ohm

### 3.4.3 Flowmeter

*Flowmeter* adalah alat yang digunakan untuk mengetahui adanya suatu aliran material ( liquid, dan gas) dalam suatu jalur aliran, dengan segala aspek aliran itu sendiri yaitu kecepatan aliran atau flow rate dan total massa atau volume dari material yang mengalir dalam jangka waktu tertentu atau sering disebut dengan istilah totalizer. Gambar 3.10 merupakan gambar *flowmeter* yang digunakan pada instalasi sistem.



Gambar 3. 10 *Flowmeter*

Dengan spesifikasi :

- Merk : ROTA
- Tipe : RAKC41-G4SS-53NNN
- Range : 0.01 - .0.07 (l/s)
- Ketelitian : 0.005
- Jenis refrigeran : R-22
- Tkondensasi : 40°C
- Pressure : 20 bar<sub>g</sub>

#### 3.4.4 Thermocouple

Merupakan alat ukur yang digunakan untuk mengukur temperatur pada titik-titik pengukuran yang telah ditentukan pada system, jenis *thermocouple* yang digunakan adalah tipe K. Termokopel tipe K terdiri dari: nikel dan kromoiium pada sisi positif (*Thermocouple Grade*) sedangkan sisi negatif (*Extension Grade*) terdiri dari nikel dan alumunium. *Thermocouple* jenis ini sering dipakai pada tujuan umum dikarenakan cenderung lebih murah. Gambar 3.11 merupakan gambar *thermocouple* yang digunakan pada instalasi sistem.



Gambar 3. 11 *Thermocouple*

Dengan spesifikasi

- Tipe : *Thermocouple* tipe K
- Bahan sisi positif : Nikel dan kromium
- Bahan sisi negatif : Nikel dan aluminium
- Range* Pengukuran : 0 – 1100 °C

### 3.4.5 Data Akuisisi

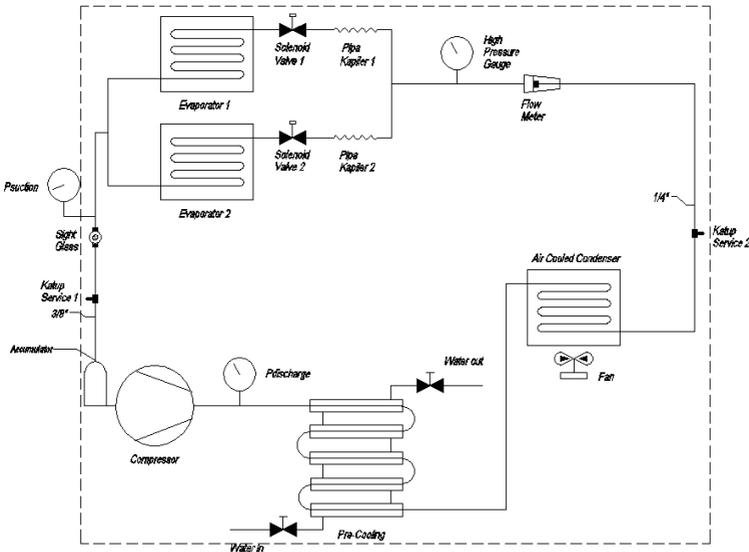
Alat yang digunakan mengakuisisi data dari *termocouple* yang di rekap secara otomatis berdasarkan waktu. Waktu tersebut dapat diatur pada *software* yang sudah harus terinstal di laptop atau PC. Input *thermocouple* dapat lebih dari sepuluh, namun dalam penelitian ini hanya digunakan sembilan *thermocouple* yang masing-masing menunjukkan temperature air, refrigeran pada masuk kompresor, keluar kompresor, keluar kondensor berpendingin air, keluar kondensor berpendingin udara, keluar dari pipa kapiler, masuk evaporator, dan keluar evaporator. Gambar 3.12 merupakan gambar data akuisisi yang digunakan pada instalasi sistem.



Gambar 3. 12 Data akuisisi

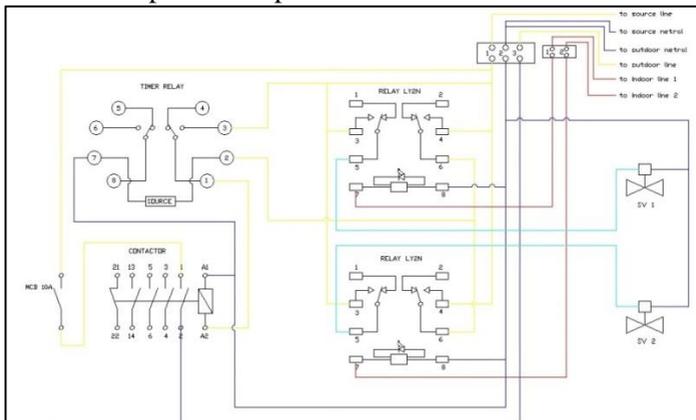
### 3.5 Diagram Pemipaan dan Kelistrikan

Diagram pemipaan pada mesin *AC Split* yang telah dimodifikasi terdapat pada Gambar 3.13 seperti dibawah ini.



Gambar 3. 13 Diagram Pemipaan Air Conditioning System yang Dimodifikasi

Untuk diagram kelistrikan pada mesin AC *Split* yang telah dimodifikasi dapat dilihat pada Gambar 3.14 di bawah ini.



Gambar 3. 14 Diagram Kelistrikan Air Conditioning System yang Dimodifikasi

Sistem kelistrikan pada *controller box* ini memiliki diagram kelistrikan yang sederhana seperti ditunjukkan pada Gambar 3.14. Dapat dijelaskan bahwa pertama ketika dihubungkan ke *power supply* mesin belum bekerja. Pada masing-masing indoor unit mempunyai modul control yang akan memberikan sinyal pada masing-masing relay, kemudian sinyal akan mengalirkan listrik kedalam koil. Sehingga koil yang mempunyai gaya elektromagnetis yang pada awalnya di posisi *normally close* (NC) tersebut akan terhubung. Pada relay tipe LY2N terdapat dua terminal yaitu, terminal pertama yang berfungsi mengalirkan arus pada solenoid valve sehingga membuka katup pada solenoid valve. Kemudian terminal dua berfungsi untuk mengalirkan arus pada time relay delay yang akan menghubungkan kontak yang awalnya di posisi *normally close* (NC). Setelah time relay delay mencapai batas waktu yang telah ditentukan, maka arus akan mengalir pada time relay delay dan mengaktifkan koil pada kontaktor. Prinsip kerja kontaktor pada dasarnya sama dengan relay, namun pada pengaplikasiannya kontaktor digunakan untuk arus yang lebih besar. Kontaktor ini yang akan menghubungkan jalur pada motor kompresor, sehingga kompresor dapat bekerja.

### 3.5.1 Komponen-komponen pada Control Box

Tabel 3. 4 Tabel Spesifikasi Alat

No	Nama komponen	Merk /Tipe	Foto	Spesifikasi
1	Relay	OMRON/ LY2N		➤ <i>Coil ratings</i> : 220 VAC 4.8 mA (50 Hz) / 220 VAC 4.2 mA (60 Hz) / 240

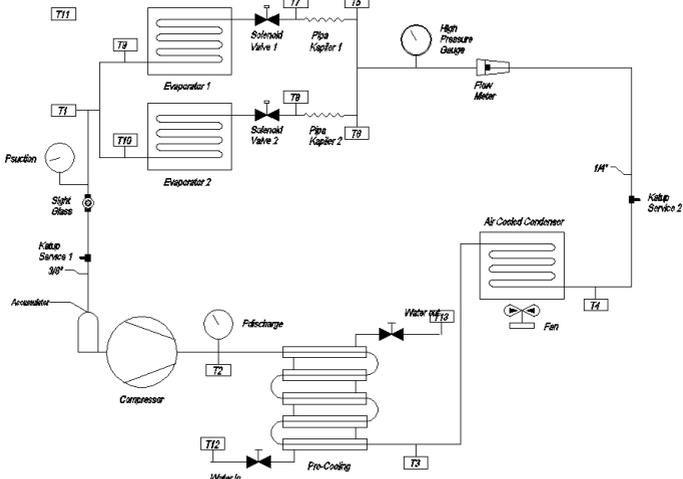
				<p>VAC 5.3 mA (50 Hz) / 240 VAC 4.6 mA (60 Hz)</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>➤ <i>Coil resistance :</i> 18790 Ω</li> <li>➤ <i>Operate voltage :</i> 80 % max</li> <li>➤ <i>Release voltage :</i> 30 % Min</li> <li>➤ <i>Max. Voltage :</i> 110 % (<i>of rated voltage</i>)</li> <li>➤ <i>Power consumption :</i> 0.9 to 1.1 VA (60 Hz)</li> </ul>
2	Analog Timer Relay	OMRON/ AT8N		<ul style="list-style-type: none"> <li>➤ Time setting range : 0,05 sec to 100 hour (Max. Time)</li> <li>➤ Power supply : 24-240</li> </ul>

				<p>VAC (50/60Hz)</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>➤ Allowable voltage range : 90 to 110% of rated voltage</li> <li>➤ Power consumption : 24-240VAC : Approx. 3,3VA</li> </ul>
3	Kontaktor	Schneider/ LC1 D09		
4	MCB	Schneider/ C6		<ul style="list-style-type: none"> <li>➤ Maximum load : 6 Ampere</li> </ul>
5	Solenoid valve	Castel/ 1020/2		<ul style="list-style-type: none"> <li>➤ Connection type : 1/4" flare</li> <li>➤ MOPD : 21 AC</li> <li>➤ Max./Min. Allowable</li> </ul>

				temperatur re : $-35^{\circ}\text{C}$ / $+105^{\circ}\text{C}$ ➤ Maximum allowable pressure : 45 bar
--	--	--	--	--

### 3.6 Titik Ukur Air Conditioning System yang Dimodifikasi

Titik ukur yang digunakan untuk mengambil data terdapat pada Gambar 3.15. Dengan menentukan titik ukur yang tepat maka hasil yang didapatkan akan digunakan untuk bahan kaji eksperimental dan analisis performansi memiliki nilai yang tepat.



Gambar 3. 15 Titik Pengukuran

Keterangan:

- T1 = Temperatur suction  $(^{\circ}\text{C})$
- T2 = Temperatur discharge  $(^{\circ}\text{C})$
- T3 = Temperatur out water cooled condenser  $(^{\circ}\text{C})$
- T4 = Temperatur out air cooled condenser  $(^{\circ}\text{C})$
- T5 = Temperatur in pipa kapiler 1  $(^{\circ}\text{C})$

T6	=	Temperatur <i>in</i> pipa kapiler 2	(°C)
T7	=	Temperatur <i>out</i> pipa kapiler 1	(°C)
T8	=	Temperatur <i>out</i> pipa kapiler 2	(°C)
T9	=	Temperatur <i>out</i> evaporator 1	(°C)
T10	=	Temperatur <i>out</i> evaporator 2	(°C)
T11	=	Temperatur lingkungan	(°C)
T12	=	Temperatur <i>in</i> water	(°C)
T13	=	Temperatur <i>out</i> water	(°C)
Ps	=	Tekanan <i>suction</i>	(Psi)
Pd	=	Tekanan <i>discharge</i>	(Psi)
Ph	=	Tekanan setelah <i>air cooled condenser</i>	(Psi)

### 3.7 Cara Kerja Air Conditioning System yang Dimodifikasi

Cara kerja dari sistem yang telah dimodifikasi dapat dilihat pada Gambar 3.10 yang merupakan diagram pemipaan dari mesin dan Gambar 3.11 yaitu diagram kelistrikannya, maka dapat diuraikan cara pengoperasian dari mesin tersebut adalah sebagai berikut :

1. Hubungkan kabel sistem ke *power supply*, pada saat pertama kali dihubungkan ke *power supply* mesin belum mulai bekerja.
2. Power sebelum masuk komponen kelistrikan, pertamanya melewati fuse. Fuse berfungsi sebagai pengaman apabila ada kerusakan atau short pada rangkaian kelistrikan, maka fuse akan putus sehingga bahaya kebakaran dapat dihindari.
3. Indoor unit mempunyai modul control yang akan memberikan sinyal pada masing-masing relay, kemudian sinyal akan mengalirkan listrik kedalam koil. Sehingga koil yang pada awalnya di posisi *normally close* (NC) tersebut akan terhubung.
4. Motor blower akan mensirkulasikan udara dalam ruangan sehingga dapat bersirkulasi melewati evaporator, dan setelah udara melewati evaporator aliran udara akan diarahkan ke ruangan oleh pengatur aliran udara. Blower

akan bekerja sampai temperatur udara ruangan mencapai suhu yang diinginkan. Dengan kata lain blower akan berhenti bekerja apabila temperatur udara ruangan mencapai suhu yang diinginkan (setting suhu terdapat pada pengaturan remote kontrol).

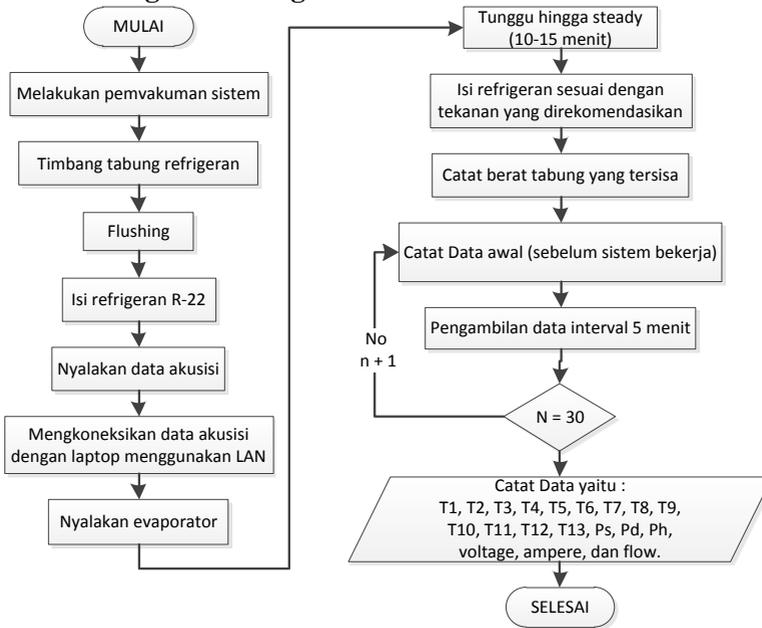
5. MCB dihubungkan (ON) maka komponen seperti kompresor, *fan* kondenser akan mendapatkan arus dan mulai bekerja.
6. *Mini Circuit Breaker* (MCB) pada mesin ini berfungsi sebagai pengaman sistem jika pada sistem terjadi hubungan singkat arus listrik atau kenaikan arus, maka aliran listrik akan terputus dari sumber tegangan.
7. Termistor akan membaca temperatur dan selanjutnya akan diproses oleh modul kontrol elektronik. Thermistor biasanya dipasang pada bagian pipa evaporator yang berfungsi menerima perubahan temperatur pada pipa evaporator. Pada thermistor temperatur ruangan berfungsi untuk menerima respon perubahan temperatur dan hembusan udara evaporator.
8. Setting temperatur, timer, kecepatan *blower indoor*, pengaturan arah motor *swing*, dan mengontrol kerja kompresor (menyalakan atau mematikan sistem) ditentukan dengan menggunakan remote control. Kemudian data dari remote control diterima oleh modul kontrol elektronik pada AC split yang berfungsi mengatur kerja keseluruhan unit AC split.
9. Pada mesin *cool-box* dipasang dua buah *pressure gauge* yaitu *high pressure gauge* yang berwarna merah yang dipasang di sisi tekanan tinggi yang berfungsi untuk mengukur tekanan *discharged* dan tekanan setelah keluar flow meter. Terdapat *low pressure gauge* yang berwarna biru yang dipasang pada sisi tekanan rendah yang berfungsi untuk mengukur tekanan *suction*.

10. Setelah sistem hidup dan semua bekerja sesuai fungsinya maka dilakukan pengambilan data dengan selang waktu 5 menit.

### 3.8 Langkah Pengerjaan Tugas Akhir

Langkah-langkah yang dilakukan dalam pelaksanaan tugas akhir ini mengenai cara pengambilan data hingga mencapai kesimpulan diuraikan dan dijelaskan lebih detailnya pada sub bab ini.

#### 3.8.1 Pengisian Refrigeran R-22



Gambar 3. 16 Pengisian Refrigeran-22

Dalam melakukan pengisian refrigeran harus dilakukan dengan baik dan benar, harus diperhatikan jumlah refrigeran yang akan diisikan kedalam sistem. Jumlah refrigeran yang diisikan akan sangat berpengaruh pada performansi dari sistem refrigerasi

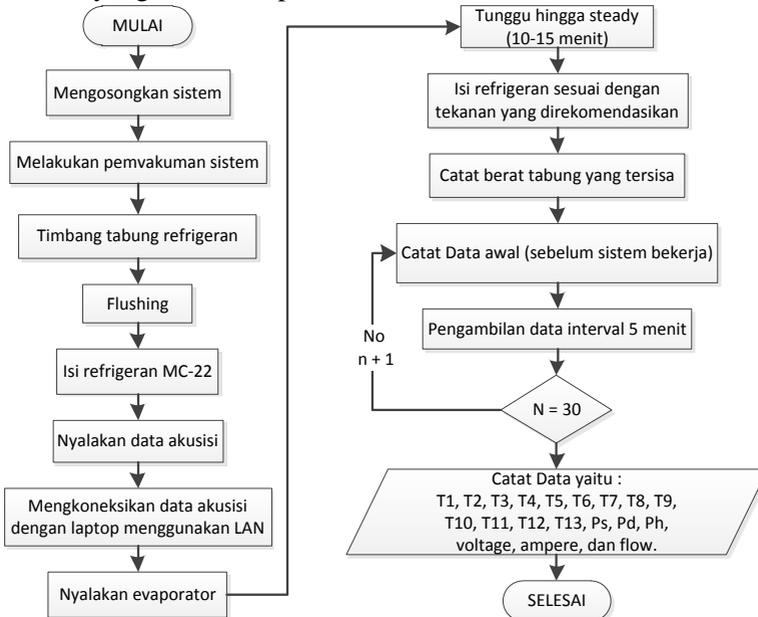
tersebut. Pengisian yang tidak tepat akan menghasilkan data yang kurang baik dan tidak tepat.

Adapun langkah-langkah dalam pengisian refrigeran R-22 adalah sebagai berikut:

1. Lakukan prosedur pemvakuman yang baik dan benar sesuai dengan langkah-langkah yang sudah ditetapkan terhadap sistem refrigerasi hingga mencapai nilai tekanan di bawah minus 1 bar sebelum melakukan pengisian refrigeran primer R-22.
2. Timbang tabung refrigeran primer R-22 berwarna hijau diatas timbangan elektronik dan catat berat awalnya. (7.6kg + tabung)
3. Pasang dan hubungkan slang ke tabung refrigeran primer R-22 dan pastikan slang terhubung dengan baik dan benar.
4. Lakukan *flushing* yaitu membuang sedikit refrigeran dengan cara membuka sedikit katup tabung refrigeran sehingga refrigeran mengalir dan membuang udara yang berada di dalam slang.
5. Dengan waktu yang bersamaan/waktu yang cepat hubungkan ujung slang yang lain ke saluran *suction* pada AC Split. Pastikan keadaan katup servis pada saluran *suction* dalam keadaan terbuka (CCW).
6. Setelah itu buka katup tabung refrigeran sedikit lebih besar dan refrigeran akan masuk ke dalam sistem refrigerasi hingga kurang lebih 7 bar pada tekanan *discharge*.
7. Jika tekanan *discharge* telah sesuai, lalu tutup katup tabung refrigeran, hidupkan sistem refrigerasi maka tekanan *suction* akan naik dan tekanan *discharge* akan turun.
8. Nyalakan dan biarkan sistem bekerja kurang lebih 10-15 menit, selanjutnya buka katup tambahkan refrigeran ke sistem sedikit demi sedikit hingga sesuai mencapai 15 bar. Hal ini dilakukan karena temperatur kondensasi 5<sup>0</sup>C-

15<sup>0</sup>C lebih tinggi dari temperatur lingkungan (30<sup>0</sup>C) dan arus listrik yang terukur tidak boleh melebihi arus di *name plate* kompresor.

9. Setelah pengisian cukup, tutup tabung refrigeran kembali dan tutup katup servis pada saluran *suction* (CW).
10. Kemudian catat berat tabung yang tersisa sehingga dapat mengetahui jumlah refrigeran yang diisi pada sistem dengan menghitung berat awal pengisian dikurangi dengan berat akhir pengisian.
11. Jika semua prosedur telah dilaksanakan maka jalankan sistem dan lakukan pengambilan data sesuai dengan data yang telah disiapkan.



Gambar 3. 17 Pengisian *Musicool-22*

### 3.8.2 Proses Retrofitting (Penggantian Jenis Refrigeran)

Proses *retrofitting* ini dilakukan dengan mengganti refrigeran primer yang mulanya menggunakan refrigeran R-22 menjadi refrigeran MC-22 (propane). Proses *retrofitting* ini

menggunakan metode *drop-in* karena hanya mengganti refrigerannya saja tanpa mengubah komponen yang lainnya yang terdapat pada sistem refrigerasi.

Langkah-langkah yang dilakukan untuk proses *retrofitting* yaitu sebagai berikut:

1. Sistem sebelumnya yang telah menggunakan refrigeran R-22 dilakukan pengosongan dengan melakukan pemvakuman pada sistem hingga tekanannya minus 1 bar.
2. Letakan dan timbang tabung MC-22 yang berwarna hijau tua di atas timbangan elektronik, kemudian catat berat awalnya.
3. Pasang slang pada tabung MC-22 untuk mengisi refrigeran ke dalam sistem.
4. Sebelum melakukan pengisian lakukan proses *flushing* yaitu proses penghilangan udara yang berada dalam slang dengan cara membuka sedikit katup tabung refrigeran.
5. Dengan waktu yang bersamaan / waktu yang cepat hubungkan ujung slang yang lain ke saluran *suction* pada AC split. Pastikan keadaan katup servis pada saluran *suction* dalam terbuka (CCW).
6. Setelah itu buka katup tabung refrigeran lebih besar dan masukkan refrigeran ke sistem refrigerasi hingga tekanan yang terbaca kurang lebih 3 bar pada tekanan *discharge*.
7. Jika di tekanan *discharge* telah sesuai, lalu tutup katup tabung refrigeran dan hidupkan sistem refrigerasi maka tekanan *suction* akan naik dan tekanan *discharge* akan turun.
8. Nyalakan dan biarkan sistem bekerja kurang lebih 10-15 menit, selanjutnya buka katup tabung refrigeran tambahkan refrigeran ke sistem sedikit demi sedikit hingga sesuai jumlah massa refrigeran MC-22 sama dengan 46.6% berat pengisian R-22. Hal ini sama seperti melihat sisa isi di tabung MC-22 yaitu berat awal tabung R-290 dikurangi dengan 46.6% dikalikan berat refrigeran

yang diisi saat R-22. Nilai 46.6% tersebut didapat dari hasil massa jenis MC-22 dibagi massa jenis R-22 dikali 100% (pada saat kondisi uap, massa jenis R-22 : 44.232 kg/m<sup>3</sup> dan MC-22 : 20.646 kg/m<sup>3</sup> (Refprop 2007)). Jadi jika berat sisa tabung di timbangan elektronik telah cukup maka pengisian selesai.

9. Setelah pengisian cukup, tutup tabung refrigeran kembali dan atur katup servis ke posisi tertutup (CW).
10. Jika semua prosedur telah dilaksanakan maka jalankan sistem dan lakukan pengambilan data sesuai dengan data yang telah disiapkan.

### **3.8.3 Prosedur Pengamatan**

Prosedur pengamatan yang dilakukan dalam melaksanakan tugas akhir ini adalah sebagai berikut:

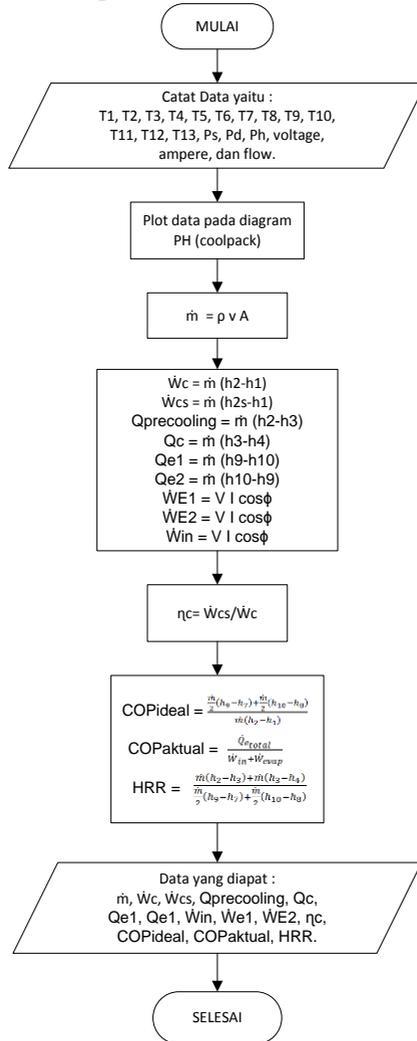
- A. Prosedur pengamatan yang pertama yaitu dilakukan pada mesin refrigerasi yang menggunakan jenis refrigeran primer yaitu R-22. Langkah yang dilakukan sebagai berikut:
  1. Pertama melakukan pengambilan data yang menggunakan refrigeran yaitu R-22
  2. Alat ekspansi yang digunakan yaitu pipa kapiler.
  3. Hidupkan mesin refrigerasi dengan memasang kabel ke sumber utama tanpa menyalakan MCB terlebih dahulu.
  4. Catat data awal pada mesin sebelum sistem bekerja.
  5. Setelah itu atur MCB dihubungkan ON, catat data saat sistem bekerja hingga mencapai kondisi *steady state* yang memiliki temperature evaporator 5<sup>0</sup>C.
  6. Pencatatan data dilakukan selama 5 menit sekali, tanpa kecuali saat sistem pertama kali hidup harus dilakukan pencatatan data juga yang disesuaikan dengan waktu.

Pengamatan yang kedua yaitu pengambilan data pada sistem refrigerasi yang sebelumnya menggunakan refrigeran R-22 diganti dengan refrigeran MC-22 dengan nama lain proses *retrofitting*.

B. Prosedur pengamatan yang kedua dilakukan seperti langkah-langkah berikut:

1. Lakukan pengambilan data yang menggunakan refrigeran primer yaitu MC-22.
2. Alat ekspansi yang digunakan yaitu pipa kapiler.
3. Harus dipastikan sistem refrigerasi dalam keadaan awal atau normal, kemudian hidupkan mesin refrigerasi ke sumber utama tanpa menyalakan MCB terlebih dahulu.
4. Catat data awal pada mesin sebelum sistem bekerja.
5. Setelah itu atur MCB dihubungkan ON, catat data saat sistem bekerja hingga mencapai kondisi *steady state* yang memiliki temperatur  $5^{\circ}\text{C}$ .
6. Lakukan pencatatan data selama 5 menit sekali baik dalam keadaan hidup, tanpa kecuali saat sistem pertama kali hidup harus dilakukan pencatatan data juga yang disesuaikan dengan waktu.
7. Data yang diambil sesuai dengan keterangan data yang dapat dilihat pada Tabel 3.6.

### 3.8.4 Prosedur Pengolahan Data



Gambar 3. 18 *Flowchart* Pengolahan Data

## BAB IV ANALISIS DAN PEMBAHASAN

### 4.1 Data Hasil Percobaan

Pada proses analisis merupakan proses pengolahan semua data hasil pengamatan dan yang pada akhirnya akan dijadikan pembahasan dalam bab ini. Pengambilan data pada percobaan ini dilakukan dengan cara memvariasikan jenis refrigeran yaitu R-22 dan MC-22. Pengolahan data ini menggunakan aplikasi refprop sehingga dengan menggunakan aplikasi ini dapat diketahui nilai entalpi. Selain menggunakan aplikasi, pengolahan data dilakukan dengan mengplot data yang dimiliki ke diagram *pressure-enthalpy*. Data hasil pengujian dapat dilihat pada lembar lampiran.

### 4.2 Perhitungan Data Tanpa *Pre-cooling*

Pengolahan data ini menggunakan contoh data rata-rata dari R-22 tanpa menggunakan *pre-cooling* pada saat sistem telah steady dengan alat ekspansi pipa kapiler standar 45cm. Data tersebut akan digunakan untuk contoh perhitungan dalam mengevaluasi sistem refrigerasi ini adalah sebagai berikut:

- Temperatur *suction* (T1) = 23,04°C
- Temperatur *discharge* (T2) = 87,46°C
- Temperatur *out air cooled condenser* (T4) = 37,36°C
- Temperatur *in* pipa kapiler 1 (T5) = 31,18°C
- Temperatur *in* pipa kapiler 2 (T6) = 34,36°C
- Temperatur *out* pipa kapiler 1 (T7) = 9,54°C
- Temperatur *out* pipa kapiler 2 (T8) = 9,14°C
- Temperatur *out* evaporator 1 (T9) = 22,8°C
- Temperatur *out* evaporator 2 (T10) = 23,84°C
- Temperatur lingkungan (T11) = 28,54°C
- Tekanan *suction* (Ps) = 72 Psig
- Tekanan *discharge* (Pd) = 213 Psig
- Tekanan *out air cooled condenser* (Ph) = 210 Psig

- Arus Listrik = 2,5 Ampere
- Tegangan Listrik = 220 Volt
- $\cos\phi$  = 0,935

#### 4.2.1 Konversi Satuan Tekanan

Untuk memudahkan dalam mencari *properties* refrigeran yang digunakan maka satuan tekanan harus dikonversi terlebih dahulu sesuai dengan *Software properties* yang akan digunakan, *Software* yang dimaksud adalah *Software Coolpack*. Data kemudian diubah satuannya karena data tekanan *discharge*, tekanan *suction*, dan tekanan *out air cooled condenser* dari data yang diperoleh masih dalam satuan Psi<sub>gauge</sub>, kemudian diubah ke satuan bar<sub>absolute</sub> dengan cara mengkonversi satuan yaitu merubah tekanan psig menjadi bar dengan cara mengalikan tekanan dengan angka 0,0689, kemudian menjadikan tekanan terukur tersebut ke dalam tekanan absolut dengan menambah dengan angka 1,0133. Hal ini dilakukan untuk memudahkan plot data-data yang diperoleh kedalam grafik P-h diagram pada *Software Coolpack*. Hasil dari konversi data tekanan diperoleh sebagai berikut:

- Tekanan *suction*(Ps) =  $(72 \text{ Psig} \times 0,0689) + 1,0133$   
= 5,97 bar
- Tekanan *discharge*(Pd) =  $(213 \text{ Psig} \times 0,0689) + 1,0133$   
= 15,69 bar
- Tekanan *out air cooled condenser*(Ph) =  $(210 \text{ Psig} \times 0,0689) + 1,0133 = 15,48 \text{ bar}$

#### 4.2.2 Perhitungan Pada Sisi Refrigeran

##### 4.2.2.1 Laju Aliran Massa Refrigeran

Pada sistem ini laju aliran massa refrigeran diasumsikan steady state sehingga pada setiap titik dari keseluruhan sistem besaran laju aliran massa refrigeran sama besarnya. Dari hasil pengukuran pada titik 4 maka akan didapatkan massa jenis dari refrigeran.

$$\dot{m} = \rho \cdot VA$$

$$\dot{m} = 1140,9 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 0,012 \frac{\text{l}}{\text{s}} \times \frac{1}{1000} \frac{\text{m}^3}{\text{l}}$$

$$\dot{m} = 0,0137 \frac{kg}{s}$$

#### 4.2.2.2 Properties Refrigeran

Untuk mencari *properties* dari refrigeran yang digunakan dalam penelitian maka digunakan *Software Refprop*, pada masing-masing refrigeran yang digunakan yaitu R-22 dan *Musicool-22*. Untuk *Musicool-22* menggunakan *properties* R-290 karena *Musicool-22* pada dasarnya dibuat dari propana dan iso-butana sama seperti R-290 yang terbuat dari propana. Dari pencarian data *properties* tersebut diperoleh nilai *enthalpy* sebagai berikut:

- $h_1 = 420,11 \text{ kJ/kg}$
- $h_2 = 457,99 \text{ kJ/kg}$
- $h_{2s} = 446,27 \text{ kJ/kg}$
- $h_4 = 246,13 \text{ kJ/kg}$
- $h_5 = h_7 = 238,1 \text{ kJ/kg}$
- $h_6 = h_8 = 242,21 \text{ kJ/kg}$
- $h_9 = 419,93 \text{ kJ/kg}$
- $h_{10} = 420,71 \text{ kJ/kg}$

#### 4.2.2.3 Daya Input Kompresor

Daya input kompresor dihitung berdasarkan perkalian besarnya tegangan dan arus listrik yang mengalir pada saat kompresor bekerja serta dengan mengalikan nilai  $\cos\phi$  sebagai faktor daya seperti perumusan 2-3 sebagai berikut :

$$\dot{W}_{in} = V \times I \times \cos\phi$$

$$\dot{W}_{in} = 220V \times 2,5A \times 0,953$$

$$\dot{W}_{in} = 524W = 0,524 \text{ kW}$$

#### 4.2.2.4 Kerja Isentropis Kompresor

Untuk menghitung kerja isentropis pada kompresor, maka dilakukan dengan cara mengalikan laju aliran massa refrigeran dengan selisih entalpi kompresi isentropisnya sesuai perumusan 2-2 sebagai berikut:

$$\dot{W}_{cs} = \dot{m} \times (h_{2s} - h_1)$$

$$\dot{W}_{cs} = 0,0137 \frac{kg}{s} \times (446,27 - 420,11) \frac{kJ}{kg}$$

$$\dot{W}_{cs} = 0,358 kW$$

#### 4.2.2.5 Kerja Nyata Kompresor

Untuk menghitung kerja nyata pada kompresor, maka dilakukan dengan cara mengalikan laju aliran massa refrigeran dengan selisih entalpi kompresi aktualnya sesuai perumusan 2-1 sebagai berikut:

$$\dot{W}_c = \dot{m} \times (h_2 - h_1)$$

$$\dot{W}_c = 0,0137 \frac{kg}{s} \times (457,99 - 420,11) \frac{kJ}{kg}$$

$$\dot{W}_c = 0,519 kW$$

#### 4.2.2.6 Efisiensi Kompresor

Untuk menghitung besarnya efisiensi kompresor yang bekerja maka dilakukan dengan cara membagi kerja isentropis kompresor dengan kerja nyata kompresor itu sendiri sesuai perumusan 2-4 sebagai berikut:

$$\eta_c = \frac{\dot{W}_{cs}}{\dot{W}_c} = \frac{(h_{2s} - h_1)}{(h_2 - h_1)}$$

$$\eta_c = \frac{0,358 kW}{0,519 kW}$$

$$\eta_c = 0,691$$

#### 4.2.2.7 Kapasitas Kondenser

Besarnya panas yang dikeluarkan/dibuang oleh *air cooled condenser* dapat dihitung dengan cara mengalikan laju aliran massa refrigeran dengan selisih entalpi pada masing-masing proses tersebut.

• Menghitung kapasitas *air cooled condenser* sesuai dengan perumusan 2-6 sebagai berikut:

$$\dot{Q}_c = \dot{m} \times (h_2 - h_4)$$

$$\dot{Q}_c = 0,0137 \frac{kg}{s} \times (457,99 - 246,13) \frac{kJ}{kg}$$

$$\dot{Q}_c = 2,901 kW$$

#### 4.2.2.8 Kapasitas Evaporator

Besarnya panas yang diserap refrigeran pada evaporator dapat diketahui dengan mengalikan laju aliran massa refrigeran dengan selisih entalpi pada evaporator. Besarnya panas yang diserap oleh evaporator ini disebut juga sebagai kapasitas pendinginan.

- Menghitung kapasitas evaporator 1 sesuai dengan perumusan 2-9 sebagai berikut:

$$\dot{Q}_{e_1} = \frac{\dot{m}}{2} (h_9 - h_7)$$

$$\dot{Q}_{e_1} = \frac{0,0137 \frac{kg}{s}}{2} \times (419,93 - 238,1) \frac{kJ}{kg}$$

$$\dot{Q}_{e_1} = 1,245kW$$

- Menghitung kapasitas evaporator 2 sesuai dengan perumusan 2-10 sebagai berikut:

$$\dot{Q}_{e_2} = \frac{\dot{m}}{2} (h_{10} - h_8)$$

$$\dot{Q}_{e_2} = \frac{0,0137 \frac{kg}{s}}{2} \times (420,71 - 242,21) \frac{kJ}{kg}$$

$$\dot{Q}_{e_2} = 1,222kW$$

- Menghitung kapasitas evaporator total sesuai dengan perumusan 2-11:

$$\dot{Q}_e Total = 1,245kW + 1,222kW$$

$$\dot{Q}_e Total = 2,467kW$$

#### 4.2.2.9 Nilai COP Sistem Pengkondisian Udara Tanpa Pre-cooling

Nilai COP sistem pengkondisian udara yang dihitung pada penelitian ini adalah nilai COP aktual yang diperoleh dengan membagi antara panas total yang diserap oleh refrigeran pada kedua evaporator ( $Q$  evaporator) dengan kerja nyata kompresor total pada sistem pengkondisian udara sesuai dengan perumusan 2-16 sebagai berikut:

$$COP = \frac{\dot{Q}_{e_{total}}}{\dot{W}_c}$$

$$COP = \frac{2,467kW}{0,519 kW}$$

$$COP = 4,756$$

#### 4.2.2.10 Daya Input Fan pada Evaporator

• Daya input blower evaporator 1 sesuai dengan spesifikasi dari pabrikan adalah:

$$\dot{W}_{e_1} = 0,035kW$$

• Daya input blower evaporator 2 sesuai dengan spesifikasi dari pabrikan adalah:

$$\dot{W}_{e_2} = 0,035kW$$

• Menghitung daya input evaporator total sesuai dengan perumusan 2-14 sebagai berikut:

$$\dot{W}_e = \dot{W}_{e_1} + \dot{W}_{e_2}$$

$$\dot{W}_e = 0,035kW + 0,035kW$$

$$\dot{W}_e = 0,07kW$$

#### 4.2.2.11 Nilai COPElektrik Sistem Pengkondisian Udara Tanpa Pre-cooling

Nilai COPElektrik sistem pengkondisian udara yang dihitung pada penelitian ini adalah COPElektirk yang diperoleh dengan membagi panas total yang diserap oleh refrigeran pada kedua evaporator ( $Q$  evaporator) dengan total daya input elektrik yaitu dari daya input kompresor dan daya input evaporator sesuai dengan perumusan 2-17:

$$COP_{elektrik} = \frac{\dot{Q}_{e_{total}}}{\dot{W}_{in} + \dot{W}_{evap}}$$

$$COP_{elektrik} = \frac{2,467kW}{0,524 kW + 0,07kW}$$

$$COP_{elektrik} = 4,151$$

$$COP_{elektrik} = 4,151$$

#### 4.2.2.12 Rasio Pelepasan Kalor (HRR) Tanpa Pre-cooling

*Heat Rejection Ratio* adalah perbandingan antara panas yang dibuang oleh sistem dengan panas yang diserap oleh sistem.

Dalam hal ini, panas yang dibuang oleh kondensor dan yang diserap oleh evaporator. Nilai dari *Heat Rejection Ratio* diperoleh dengan membandingkan nilai Q kondensor total dengan nilai Q evaporator total sesuai dengan perumusan 2-15 sebagai berikut:

$$HRR = \frac{\dot{Q}_{c_{total}}}{\dot{Q}_{e_{total}}}$$

$$HRR = \frac{2,901 \text{ kW}}{2,467 \text{ kW}}$$

$$HRR = 1,176$$

### 4.3 Perhitungan *Pre-cooling Tipe Concentric Tube*

Setelah melakukan analisa dari percobaan sistem modifikasi pengkondisian udara tersebut maka didapatkan kapasitas *heat exchanger* atau proses *pre-cooling* sebesar 465 Watt. Berikut ini adalah data yang diperlukan untuk perancangan *heat exchanger tipe concentric tube* :

- $T_{c_{in}}$  : 28 °C
- $T_{c_{out}}$  : 50 °C
- $T_{h_{in}}$ : 87,46 °C
- $D_{out}$ : 0,0233 m
- $D_{in}$  : 0,0131 m
- $\dot{m}_{ref}$  : 0,0137 kg/s
- $Q$  : 465 W

#### 4.3.1 Menghitung $D_h$

$D_h$  adalah diameter hidrolis dari *concentric tube annulus*.  $D_h$  dapat dicari sesuai dengan perumusan 2-29 sebagai berikut :

$$D_h = \frac{4(\pi/4)(D_o^2 - D_i^2)}{\pi D_o + \pi D_i}$$

$$D_h = \frac{4(\pi/4)(0,0233^2 - 0,0131^2)}{\pi \times 0,0233 + \pi \times 0,0131}$$

$$D_h = 0,0092$$

### 4.3.2 Properties Fluida pada *Heat Exchanger*

#### • Properties Water

Untuk mencari properties *water* pada perhitungan *heat exchanger*, *software* yang digunakan adalah *REFPROP* dengan kondisi temperatur rata-rata perancangan *inlet* dan *outlet* pada *heat exchanger* dan tekanan 1 atm maka *properties* yang didapat adalah sebagai berikut :

$$\bar{T}_h = \frac{28^\circ\text{C} + 50^\circ\text{C}}{2} = 39^\circ\text{C}$$

$$C_p = 4,1793 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}\cdot\text{K}}$$

$$\mu = 0,000665 \text{ Pa}\cdot\text{s}$$

$$k = 0,62921 \frac{\text{W}}{\text{m}\cdot\text{K}}$$

$$\rho = 992,6 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$P_r = 4,4183$$

#### • Properties Refrigeran

Untuk mencari properties refrigeran R-22 pada perhitungan *heat exchanger*, *software* yang digunakan adalah *REFPROP* dengan kondisi erimesi temperatur rata-rata dan tekanan discharge refrigeran pada titik 2 yaitu 15,69 bar<sub>a</sub> maka *properties* yang didapat adalah sebagai berikut :

$$\bar{T}_h \approx 82,5^\circ\text{C}$$

$$C_p = 0,84951 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}\cdot\text{K}}$$

$$\mu = 0,000015347 \text{ Pa}\cdot\text{s}$$

$$k = 0,015023 \frac{\text{W}}{\text{m}\cdot\text{K}}$$

$$\rho = 53,518 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$P_r = 0,86781$$

### 4.3.3 Temperatur Refrigeran Keluaran HE ( $Th_{out}$ )

Dengan menggunakan persamaan *energy balance* maka dapat ditentukan  $Th_{out}$  sesuai dengan persamaan 2-19 sebagai berikut :

$$q = \dot{m}_h \times C_{p,h}(Th_{in} - Th_{out})$$

Maka

$$Th_{out} = Th_{in} - \left( \frac{q}{\dot{m}_h \times C_{p,h}} \right)$$

$$Th_{out} = 82,5^\circ\text{C} - \left( \frac{0,465 \text{ kW}}{0,0137 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \times 0,84951 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}} \right)$$

$$Th_{out} = 47,5^\circ\text{C}$$

### 4.3.4 Menghitung Laju Aliran Massa Water ( $\dot{m}_c$ )

Dengan menggunakan persamaan *energy balance* maka dapat ditentukan laju aliran massa ( $\dot{m}_c$ ) dari *water* sesuai dengan persamaan 2-19 sebagai berikut :

$$q = \dot{m}_c \times C_{p,c}(Tc_{out} - Tc_{in})$$

Maka

$$\dot{m}_c = \frac{q}{C_{p,c} \times (Tc_{out} - Tc_{in})}$$

$$\dot{m}_c = \frac{0,465 \text{ kW}}{4,1793 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \times (50^\circ\text{C} - 28^\circ\text{C})}$$

$$\dot{m}_c = 0,005057 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

### 4.3.5 Menghitung $\Delta T_{lm}$

Untuk menghitung  $\Delta T_{lm}$  pada *counterflow heat exchanger* dimana aliran fluida panas dan fluida dingin mengalir secara berlawanan maka dapat dihitung dengan perumusan sebagai berikut :

$$\Delta T_{lm} = \frac{(Th_{in} - Tc_{out}) - (Th_{out} - Tc_{in})}{\ln \left[ \frac{(Th_{in} - Tc_{out})}{(Th_{out} - Tc_{in})} \right]}$$

$$\Delta T_{lm} = \frac{(82,5^{\circ}C - 50^{\circ}C) - (47,5^{\circ}C - 28^{\circ}C)}{\ln \left[ \frac{(82,5^{\circ}C - 50^{\circ}C)}{(47,5^{\circ}C - 28^{\circ}C)} \right]}$$

$$\Delta T_{lm} = 27,51^{\circ}C$$

#### 4.3.6 Menghitung Koefisien Konveksi Annulus ( $h_{out}$ )

Untuk dapat menghitung koefisien konveksi pada annulus terlebih dahulu menghitung bilangan tak berdimensi seperti reynold *number* dan nuselt *number* :

- Mencari bilangan Reynold

$$Re_D = \frac{\rho \times (D_o - D_i) \times \dot{m}_c}{\mu \times \rho \times \pi(D_o^2 - D_i^2)/4}$$

$$Re_D$$

$$= \frac{992,6 \frac{kg}{m^3} \times (0,0233 \text{ m} - 0,0131 \text{ m}) \times 0,005057 \frac{kg}{s}}{0,000665 \text{ Pa} \cdot s \times 992,6 \frac{kg}{m^3} \times \pi(0,0233 \text{ m}^2 - 0,0131 \text{ m}^2)/4}$$

$$Re_D = 273,456$$

- Mencari  $D_i/D_o$

$$D_i/D_o = \frac{D_i}{D_o}$$

$$D_i/D_o = \frac{0,0131 \text{ m}}{0,0233 \text{ m}}$$

$$D_i/D_o = 0,5874$$

- Untuk mencari nilai Nusselt ( $Nu_D$ ) *number* annulus aliran laminer dengan asumsi satu permukaan terisolasi dengan baik maka dapat dilihat pada tabel 2.6 Nilai Nusselt *Number's*. Dengan nilai  $D_i/D_o = 0,5874$  maka perlu dilakukan interpolasi untuk mendapatkan  $Nu_D$  :

$$Nu_D = \left[ \frac{(0,5 - 0,5874)}{(0,5 - 1)} \right] \times (4,86 - 5,74) + 5,74$$

$$Nu_D = 5,586$$

- Mencari koefisien konveksi annulus ( $h_{out}$ )

$$h_{out} = \frac{Nu_D \times k}{D_h}$$

$$h_{out} = \frac{5,586 \times 0,62921 \frac{W}{m \cdot K}}{0,0092 m}$$

$$h_{out} = 382,0471 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

#### 4.3.7 Menghitung Koefisien Konveksi *Internal Flow* ( $h_{in}$ )

Untuk dapat menghitung koefisien konveksi pada *internal flow* terlebih dahulu menghitung bilangan tak berdimensi seperti *reynold number* dan *nuselt number*

- Mencari bilangan Reynold

$$Re_D = \frac{4\dot{m}_h}{\pi \times D_i \times \mu}$$

$$Re_D = \frac{4 \times 0,0137 \frac{kg}{s}}{\pi \times 0,0131 m \times 1,5347 \times 10^{-5} Pa \cdot s}$$

$$Re_D = 86763,27$$

- Mencari nilai Nusselt ( $Nu_D$ )

Untuk menghitung *nuselt number* di dalam *tube* pada kondisi *superheated* dengan kondisi fluida dalam tube mengalami proses pendinginan maka nilai  $n = 0,3$  seperti perumusan 2-24 sebagai berikut :

$$Nu_D = 0,023 Re_D^{0,8} Pr^{0,3}$$

$$Nu_D = 0,023 \times 86763,27^{0,8} \times 0,82105^{0,3}$$

$$Nu_D = 196,754$$

- Mencari koefisien konveksi *internal flow* ( $h_{in}$ )

$$h_{in} = \frac{Nu_D \times k}{D_{in}}$$

$$h_{in} = \frac{196,754 \times 0,015023 \frac{W}{m \cdot K}}{0,0131 m}$$

$$h_{in} = 225,636 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

#### 4.3.8 Menghitung *Overall Heat Transfer Coefficient* (U)

Dengan mengabaikan faktor pengotor pada dan mengabaikan perpindahan panas secara konduksi pada tube, Nilai

Overall heat transfer coefficient (U) didapatkan dengan sesuai persamaan 2-21 sebagai berikut :

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_{in}} + \frac{1}{h_{out}}}$$

$$U = \frac{1}{\frac{1}{225,636 \frac{W}{m^2 \cdot K}} + \frac{1}{382,0471 \frac{W}{m^2 \cdot K}}}$$

$$U = 141,856 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

#### 4.3.9 Menghitung Panjang Pipa Heat Exchanger

$$L = \frac{q}{U \pi D_i \Delta T_{lm}}$$

$$L = \frac{465 W}{141,551 \frac{W}{m^2 \cdot K} \times \pi \times 0,0131 m \times 29,51^\circ C}$$

$$L = 2,895 m$$

#### 4.4 Perhitungan Data Menggunakan Pre-cooling

Pengolahan data ini menggunakan contoh data rata-rata dari R-22 yang dilengkapi dengan *pre-cooling* pada saat sistem telah steady dengan alat ekspansi pipa kapiler standar 45cm. Data tersebut akan digunakan untuk contoh perhitungan dalam mengevaluasi sistem refrigerasi ini adalah sebagai berikut:

- Temperatur *suction* (T1) = 20,6°C
- Temperatur *discharge* (T2) = 86,42°C
- Temperatur *out water cooled condenser* (T3) = 43,66°C
- Temperatur *out air cooled condenser* (T4) = 34,6°C
- Temperatur *in* pipa kapiler 1 (T5) = 29,14°C
- Temperatur *in* pipa kapiler 2 (T6) = 32°C
- Temperatur *out* pipa kapiler 1 (T7) = 8,58°C
- Temperatur *out* pipa kapiler 2 (T8) = 8,66°C
- Temperatur *out* evaporator 1 (T9) = 20,76°C
- Temperatur *out* evaporator 2 (T10) = 21,24°C

- Temperatur lingkungan (T11) = 26,74°C
- Temperatur *in water* (T12) = 28,22°C
- Temperatur *out water* (T13) = 50,78°C
- Tekanan *suction* (Ps) = 72 Psig
- Tekanan *discharge* (Pd) = 225 Psig
- Tekanan *out air cooled condenser* (Ph) = 203 Psig
- Arus Listrik = 2,7 Ampere
- Tegangan Listrik = 220 Volt
- Cosφ = 0,935

#### 4.4.1 Konversi Satuan Tekanan

Untuk memudahkan dalam mencari *properties* refrigeran yang digunakan maka satuan tekanan harus dikonversi terlebih dahulu sesuai dengan *Software properties* yang akan digunakan, *Software* yang dimaksud adalah *Software Coolpack*. Data kemudian diubah satuannya karena data tekanan *discharge*, tekanan *suction*, dan tekanan *out air cooled condenser* dari data yang diperoleh masih dalam satuan Psi<sub>gauge</sub>, kemudian diubah ke satuan bar<sub>absolute</sub> dengan cara mengkonversi satuan yaitu merubah tekanan psig menjadi bar dengan cara mengalikan tekanan dngan angka 0,0689, kemudian menjadikan tekanan terukur tersebut ke dalam tekanan absolut dengan menambah dengan angka 1,0133. Hal ini dilakukan untuk memudahkan plot data-data yang diperoleh kedalam grafik P-h diagram pada *Software Coolpack*. Hasil dari konversi data tekanan diperoleh sebagai berikut:

- Tekanan *suction* (Ps) = (72 Psig x 0,0689) + 1,0133  
= 5,97 bar
- Tekanan *discharge* (Pd) = (225 Psig x 0,0689) + 1,0133  
= 16,52 bar
- Tekanan *out air cooled condenser* (Ph) = (203 Psig x 0,0689) + 1,0133 = 15 bar

#### 4.4.2 Kapasitas *Pre-cooling*

Pada instalasi sistem refrigerasi ini menggunakan penambahan *pre-cooling*, dimana air yang melewati *heat exchanger* akan menyerap kalor dari refrigeran yang bertekanan dan bertemperatur tinggi. Maka dari data pengukuran didapatkan

selisih temperatur air *inlet* dan *outlet pre-cooling*, massa jenis air, kalor spesifik air dan laju aliran massa air maka besarnya panas yang dapat diserap oleh air melalui *pre-cooling* dapat dihitung sebagai berikut :

- Temperatur mean :

$$T_{avg} = \frac{28,22^{\circ}\text{C} + 50,78^{\circ}\text{C}}{2} = 39,5^{\circ}\text{C}$$

Maka didapatkan properties  $\rho = 992,41 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$  dan  $Cp_{avg} = 4,1794 \frac{\text{kJ}}{\text{kg.K}}$

- Laju aliran massa air :

$$\dot{m} = \rho \times VA$$

$$\dot{m} = 992,41 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 4,9298 \times 10^{-6} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

$$\dot{m} = 0,004892 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

- Mencari  $\dot{Q}_{precooling}$

$$\dot{Q}_{precooling} = \dot{m} \times Cp_{air\_avg} \times (T_{12} - T_{11})$$

$$\dot{Q}_{precooling} = 0,0048 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \times 4,1794 \frac{\text{kJ}}{\text{kg.K}} \times (323,78 - 301,22)\text{K}$$

$$\dot{Q}_{precooling} = 0,461\text{kW}$$

#### 4.4.3 Perhitungan Pada Sisi Refrigeran

##### 4.4.3.1 Laju Aliran Massa Refrigeran

Pada sistem ini laju aliran massa refrigeran diasumsikan steady state sehingga pada setiap titik dari keseluruhan sistem besaran laju aliran massa refrigeran sama besarnya. Dari hasil pengukuran pada titik 4 maka akan didapatkan massa jenis dari refrigeran.

$$\dot{m} = \rho \cdot VA$$

$$\dot{m} = 1152,98 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 0,012 \frac{\text{l}}{\text{s}} \times \frac{1}{1000} \frac{\text{m}^3}{\text{l}}$$

$$\dot{m} = 0,0138 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

#### 4.4.3.2 Properties Refrigeran

Untuk mencari *properties* dari refrigeran yang digunakan dalam penelitian maka digunakan *Software Refprop*, pada masing-masing refrigeran yang digunakan yaitu R-22 dan *Musicool-22*. Untuk *Musicool-22* menggunakan *properties* R-290 karena *Musicool-22* pada dasarnya dibuat dari propana dan isobutana sama seperti R-290 yang terbuat dari propana. Dari pencarian data *properties* tersebut diperoleh nilai *enthalpy* sebagai berikut:

- $h_1 = 418,298 \text{ kJ/kg}$
- $h_2 = 456,158 \text{ kJ/kg}$
- $h_{2s} = 445,594 \text{ kJ/kg}$
- $h_3 = 422,7764 \text{ kJ/kg}$
- $h_4 = 242,53 \text{ kJ/kg}$
- $h_5 = h_7 = 235,502 \text{ kJ/kg}$
- $h_6 = h_8 = 239,16 \text{ kJ/kg}$
- $h_9 = 418,42 \text{ kJ/kg}$
- $h_{10} = 418,774 \text{ kJ/kg}$

Untuk mencari  $h_3$  dapat dicari dengan menggunakan kesetimbangan energi dengan data yang telah diketahui pada proses pre-cooling adalah sebagai berikut :

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{ref} &= \dot{Q}_{pre-cooling} \\ \dot{m}_{ref} \times (h_2 - h_3) &= \dot{Q}_{precooling} \\ h_3 &= h_2 - \left( \frac{\dot{Q}_{precooling}}{\dot{m}_{ref}} \right) \\ h_3 &= 456,158 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} - \left( \frac{0,461 \frac{\text{kJ}}{\text{s}}}{0,0138 \frac{\text{kg}}{\text{s}}} \right) \\ h_3 &= 456,158 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} - 33,405 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \\ h_3 &= 422,818 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\end{aligned}$$

#### 4.4.3.3 Daya Input Kompresor

Daya input kompresor dihitung berdasarkan perkalian besarnya tegangan dan arus listrik yang mengalir pada saat kompresor bekerja serta dengan mengalikan nilai  $\cos\phi$  sebagai faktor daya seperti perumusan 2-3 sebagai berikut :

$$\dot{W}_{in} = V \times I \times \cos \phi$$

$$\dot{W}_{in} = 220V \times 2,7A \times 0,953$$

$$\dot{W}_{in} = 566W = 0,566 kW$$

#### 4.4.3.4 Kerja Isentropis Kompresor

Untuk menghitung kerja isentropis pada kompresor, maka dilakukan dengan cara mengalikan laju aliran massa refrigeran dengan selisih entalpi kompresi isentropisnya sesuai perumusan 2-2 sebagai berikut:

$$\dot{W}_{cs} = \dot{m} \times (h_{2s} - h_1)$$

$$\dot{W}_{cs} = 0,0138 \frac{kg}{s} \times (445,594 - 418,298) \frac{kJ}{kg}$$

$$\dot{W}_{cs} = 0,378 kW$$

#### 4.4.3.5 Kerja Nyata Kompresor

Untuk menghitung kerja nyata pada kompresor, maka dilakukan dengan cara mengalikan laju aliran massa refrigeran dengan selisih entalpi kompresi aktualnya sesuai perumusan 2-1 sebagai berikut:

$$\dot{W}_c = \dot{m} \times (h_2 - h_1)$$

$$\dot{W}_c = 0,0138 \frac{kg}{s} \times (456,158 - 418,298) \frac{kJ}{kg}$$

$$\dot{W}_c = 0,524 kW$$

#### 4.4.3.6 Efisiensi Kompresor

Untuk menghitung besarnya efisiensi kompresor yang bekerja maka dilakukan dengan cara membagi kerja isentropis kompresor dengan kerja nyata kompresor itu sendiri sesuai perumusan 2-4 sebagai berikut:

$$\eta_c = \frac{\dot{W}_{cs}}{\dot{W}_c} = \frac{(h_{2s} - h_1)}{(h_2 - h_1)}$$

$$\eta_c = \frac{0,378 \text{ kW}}{0,524 \text{ kW}}$$

$$\eta_c = 0,721 \text{ kW}$$

#### 4.4.3.7 Kapasitas Kondenser

Besarnya panas yang dikeluarkan/dibuang oleh *pre-cooling* dan *air cooled condenser* dapat dihitung dengan cara mengalikan laju aliran massa refrigeran dengan selisih entalpi pada masing-masing proses tersebut.

- Menghitung kapasitas *pre-cooling* sesuai dengan perumusan 2-5 sebagai berikut:

$$\dot{Q}_{precooling} = \dot{m}(h_2 - h_3)$$

$$\dot{Q}_{precooling} = 0,0138 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \times (456,158 - 422,818) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$\dot{Q}_{precooling} = 0,461 \text{ kW}$$

- Menghitung kapasitas *air cooled condenser* sesuai dengan perumusan 2-6 sebagai berikut:

$$\dot{Q}_c = \dot{m} \times (h_3 - h_4)$$

$$\dot{Q}_c = 0,0138 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \times (422,818 - 242,53) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$\dot{Q}_c = 2,494 \text{ kW}$$

- Menghitung kapasitas kondenser total sebagai berikut:

$$\dot{Q}_{cTotal} = \dot{Q}_{precooling} + \dot{Q}_c$$

$$\dot{Q}_{cTotal} = 0,461 \text{ kW} + 2,494 \text{ kW}$$

$$\dot{Q}_{cTotal} = 2,956 \text{ kW}$$

#### 4.4.3.8 Kapasitas Evaporator

Besarnya panas yang diserap refrigeran pada evaporator dapat diketahui dengan mengalikan laju aliran massa refrigeran dengan selisih entalpi pada evaporator. Besarnya panas yang diserap oleh evaporator ini disebut juga sebagai kapasitas pendinginan.

- Menghitung kapasitas evaporator 1 sesuai dengan perumusan 2-9 sebagai berikut:

$$\dot{Q}_{e_1} = \frac{\dot{m}}{2} (h_9 - h_7)$$

$$\dot{Q}_{e_1} = \frac{0,0138 \frac{kg}{s}}{2} \times (418,42 - 235,502) \frac{kJ}{kg}$$

$$\dot{Q}_{e_1} = 1,265kW$$

- Menghitung kapasitas evaporator 2 sesuai dengan perumusan 2-10 sebagai berikut:

$$\dot{Q}_{e_2} = \frac{\dot{m}}{2} (h_{10} - h_8)$$

$$\dot{Q}_{e_2} = \frac{0,0138 \frac{kg}{s}}{2} \times (418,774 - 239,16) \frac{kJ}{kg}$$

$$\dot{Q}_{e_2} = 1,243kW$$

- Menghitung kapasitas evaporator total sesuai dengan perumusan 2-11:

$$\dot{Q}_{eTotal} = 1,265kW + 1,243kW$$

$$\dot{Q}_{eTotal} = 2,508kW$$

#### 4.4.3.9 Nilai COP Sistem Pengkondisian Udara Dengan *Pre-cooling*

Nilai COP sistem pengkondisian udara yang dihitung pada penelitian ini adalah nilai COP aktual yang diperoleh dengan membagi antara panas total yang diserap oleh refrigeran pada kedua evaporator ( $\dot{Q}_{\text{evaporator}}$ ) dengan kerja nyata kompresor total pada sistem pengkondisian udara sesuai dengan perumusan 2-16 sebagai berikut:

$$COP = \frac{\dot{Q}_{eTotal}}{\dot{W}_c}$$

$$COP = \frac{2,508kW}{0,524 kW}$$

$$COP = 4,788$$

#### 4.4.3.10 Daya Input *Fan* pada Evaporator

- Daya input blower evaporator 1 sesuai dengan spesifikasi dari pabrikan adalah:

$$\dot{W}_{e_1} = 0,035kW$$

- Daya input blower evaporator 2 sesuai dengan spesifikasi dari pabrikan adalah:

$$\dot{W}_{e_2} = 0,035kW$$

- Menghitung daya input evaporator total sesuai dengan perumusan 2-14 sebagai berikut:

$$\dot{W}_e = \dot{W}_{e_1} + \dot{W}_{e_2}$$

$$\dot{W}_e = 0,035kW + 0,035kW$$

$$\dot{W}_e = 0,07kW$$

#### 4.4.3.11 Nilai COPElektrik Sistem Pengkondisian Udara Dengan *Pre-cooling*

Nilai COPElektrik sistem pengkondisian udara yang dihitung pada penelitian ini adalah COPElektirk yang diperoleh dengan membagi panas total yang diserap oleh refrigeran pada kedua evaporator ( $Q$  evaporator) dengan total daya input elektrik yaitu dari daya input kompresor dan daya input evaporator sesuai dengan perumusan 2-17:

$$COP_{\text{elektrik}} = \frac{\dot{Q}_{e_{total}}}{\dot{W}_{in} + \dot{W}_{evap}}$$

$$COP_{\text{elektrik}} = \frac{2,508kW}{0,566 kW + 0,07kW}$$

$$COP_{\text{elektrik}} = 3,943$$

#### 4.4.3.12 Rasio Pelepasan Kalor (HRR) Dengan *Pre-cooling*

*Heat Rejection Ratio* adalah perbandingan antara panas yang dibuang oleh sistem dengan panas yang diserap oleh sistem. Dalam hal ini, panas yang dibuang oleh kondensator dan yang diserap oleh evaporator. Nilai dari *Heat Rejection Ratio* diperoleh dengan membandingkan nilai  $Q$  kondensator total dengan nilai  $Q$  evaporator total sesuai dengan perumusan 2-15 sebagai berikut:

$$HRR = \frac{\dot{Q}_{c_{total}}}{\dot{Q}_{e_{total}}}$$

$$HRR = \frac{2,956kW}{2,508kW}$$

$$HRR = 1,179$$

#### 4.4.4 Nilai Effectiveness ( $\epsilon$ ) & NTU Dari *Pre-cooling*

Untuk mengevaluasi kinerja *heat exchanger* tipe *concentric tube* digunakan metode *Number of Transfer Units* (NTU). Untuk mengetahui kinerja *heat exchanger* maka dapat digunakan *Effectiveness* dari *heat exchanger* itu sendiri. Untuk mencari nilai tersebut maka harus diketahui nilai perpindahan kalor maksimum ( $q_{max}$ ) dari *heat exchanger*.

Keterangan fluida :

1. Fluida panas (*hot*) : R-22
2. Fluida dingin (*cold*) : air

Untuk mencari properties dari masing-masing fluida tersebut digunakan software REFPROP. Untuk R-22 dan untuk air *properties* yang digunakan sesuai dengan spesifikasi fluida tersebut.

Berikut ini adalah data temperatur yang didapatkan dari hasil pengukuran pada sistem modifikasi pengkondisian udara dengan menggunakan *heat exchanger* tipe *concentric tube* :

$$T_{hi} = 86,42 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$T_{ho} = 43,66 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$T_{ci} = 28,22 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$T_{co} = 50,78 \text{ }^\circ\text{C}$$

##### 4.4.4.1 Menghitung $C_p$ (R-22)

Data pengukuran dari sisi refrigeran yang mengalir melalui *concentric tube* dengan *inlet*  $86,42^\circ\text{C}$  dan *outlet*  $43,66^\circ\text{C}$  dengan tekanan *discharge*  $16,5158 \text{ Bar}$ , maka  $\bar{T}_h = 65,04^\circ\text{C}$  sehingga didapatkan  $C_{p_h} = 0,89620 \frac{\text{kJ}}{\text{kg.K}}$ :

$$C_h = \dot{m}_h \times C_{p_h}$$

$$C_h = 0,0138 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \times 0,89620 \frac{\text{kJ}}{\text{kg.K}}$$

$$C_h = 0,0124 \frac{\text{kJ}}{\text{s.K}}$$

##### 4.4.4.2 Menghitung $C_c$ (water)

Data pengukuran pada fluida pendingin (water) yang mengalir melalui *concentric tube* dengan *inlet*  $28,22^\circ\text{C}$  dan *outlet*

50,78 °C dengan tekanan 1 atm yaitu 1.01325 Bar, maka  $\bar{T}_c = 39,5^\circ\text{C}$  sehingga didapatkan  $C_{p_c} = 4,1794 \frac{\text{kJ}}{\text{kg.K}}$

$$C_c = \dot{m}_c \times C_{p_c}$$

$$C_c = 0,004892 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \times 4,1794 \frac{\text{kJ}}{\text{kg.K}}$$

$$C_c = 0,02045 \frac{\text{kJ}}{\text{s.K}}$$

#### 4.4.4.3 Menentukan nilai $C_{min}$ dan $C_{max}$

Dari hasil perhitungan di atas dapat dilihat nilai  $C_c > C_h$  atau  $0,02045 > 0,0124$ , sehingga  $C_h = C_{min}$  sedangkan  $C_{max} = C_c$ .

#### 4.4.4.4 Menentukan *Effectiveness* ( $\epsilon$ )

$$q_{max} = C_{min}(T_{hi} - T_{ci})$$

$$q_{max} = 0,0124 \frac{\text{kJ}}{\text{s.K}} \times (86,42 - 28,22)^\circ\text{C}$$

$$q_{max} = 0,722 \text{ kW}$$

dan

$$q_{act} = C_h(T_{hi} - T_{ho})$$

$$q_{act} = 0,0124 \frac{\text{kJ}}{\text{s.K}} \times (86,42 - 43,66)^\circ\text{C}$$

$$q_{act} = 0,530 \text{ kW}$$

Maka didapatkan,

$$\epsilon = \frac{q_{act}}{q_{max}}$$

$$\epsilon = \frac{0,530 \text{ kW}}{0,722 \text{ kW}}$$

$$\epsilon = 0,735$$

#### 4.4.4.5 Menentukan Heat Capacity Ratio ( $Cr$ )

$$Cr = \frac{C_{min}}{C_{max}} = \frac{0,0124 \frac{\text{kJ}}{\text{s.K}}}{0,02045 \frac{\text{kJ}}{\text{s.K}}} = 0,6064$$

#### 4.4.4.6 Menentukan nilai NTU untuk *Concentric Tube Pre-cooling*

Berdasarkan persamaan 2-39 maka untuk nilai NTU sebagai fungsi *Effectiveness* ( $\varepsilon$ ) untuk *heat exchanger* tipe *concentric tube* untuk nilai  $C_r < 1$  adalah sebagai berikut:

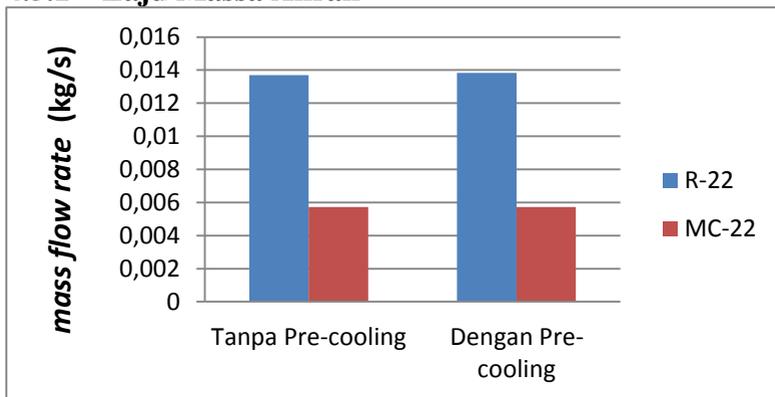
$$NTU = \frac{1}{C_r - 1} \ln \left( \frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon C_r - 1} \right)$$

$$NTU = \frac{1}{0,6064 - 1} \ln \left( \frac{0,735 - 1}{0,735 \times 0,6064 - 1} \right)$$

$$NTU = 1,873$$

## 4.5 Analisa Grafik

### 4.5.1 Laju Massa Aliran

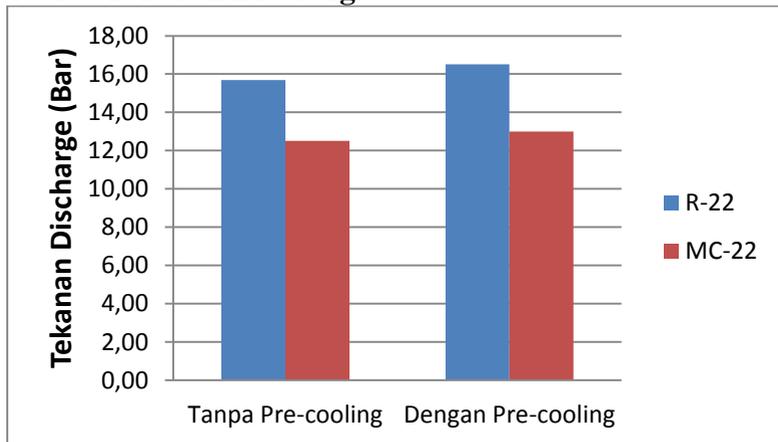


Gambar 4. 1 Perbandingan laju aliran massa antara R-22, R-22 dengan penambahan *pre-cooling*, MC-22, dan MC-22 dengan penambahan *pre-cooling*.

Gambar 4.4 menunjukkan grafik perbandingan laju aliran massa antara R-22, R-22 dengan penambahan *pre-cooling*, MC-22, dan MC-22 dengan penambahan *pre-cooling*. Pada grafik tampak bahwa sistem yang menggunakan R-22 menunjukkan laju aliran massa yang lebih tinggi (rata-rata 0,0137 kg/s) dibandingkan dengan

sistem yang menggunakan MC-22 (rata-rata 0,00573 kg/s). Begitu juga dengan sistem yang menggunakan R-22 dengan penambahan *pre-cooling* menunjukkan laju aliran massa yang lebih tinggi (rata-rata 0,0138 kg/s) dibandingkan dengan sistem yang menggunakan MC-22 dengan penambahan *pre-cooling* (rata-rata 0,00573 kg/s). Hal ini disebabkan R-22 memiliki massa jenis (*density*) yang lebih besar dibandingkan dengan MC-22. Apabila dibandingkan antara sistem yang menggunakan R-22 tanpa penambahan *pre-cooling* dengan R-22 yang dilengkapi dengan *pre-cooling* maka tidak ada perubahan yang begitu signifikan dari laju aliran massa yang mengalir pada masing-masing sistem. Begitu juga dengan sistem menggunakan MC-22 dengan MC-22 yang dilengkapi dengan *pre-cooling*, hal tersebut disebabkan karena tidak ada perubahan jenis refrigerant sehingga tidak ada perubahan juga pada massa jenis refrigerant (*density*).

#### 4.5.2 Tekanan Discharge



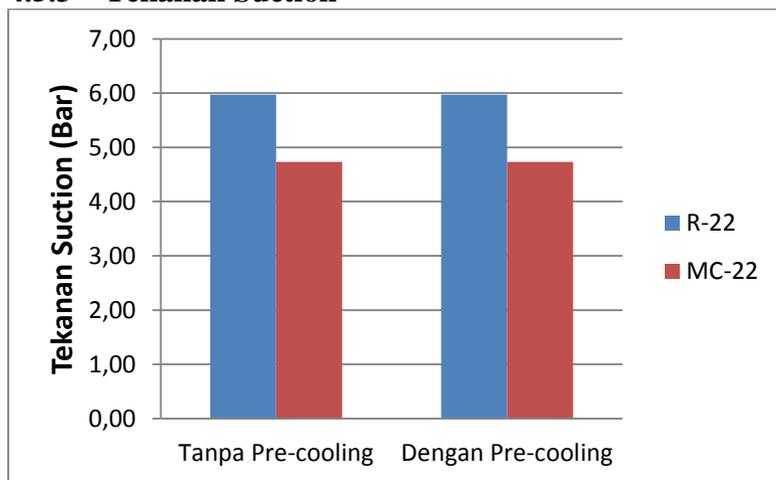
Gambar 4. 2 Perbandingan tekanan *discharge* antara R-22, R-22 dengan penambahan *pre-cooling*, MC-22, dan MC-22 dengan penambahan *pre-cooling*.

Gambar 4.2 menunjukkan grafik perbandingan tekanan *discharge* antara R-22, R-22 dengan penambahan *pre-cooling*, MC-22, dan MC-22 dengan penambahan *pre-cooling*. Gambar 4.5 menunjukkan perbandingan tekanan *discharge* pada mesin antara sistem yang menggunakan R-22 dan sistem yang menggunakan MC-22. Pada grafik tampak bahwa sistem yang menggunakan R-22 menunjukkan tekanan *discharge* yang lebih tinggi (rata-rata 15,69 bar<sub>a</sub>), dibandingkan dengan sistem yang menggunakan MC-22 (rata-rata 12,52 bar<sub>a</sub>). Begitu juga dengan sistem yang menggunakan R-22 dengan penambahan *pre-cooling* menunjukkan tekanan *discharge* yang lebih tinggi (rata-rata 16,52 bar<sub>a</sub>), dibandingkan dengan sistem yang menggunakan MC-22 dengan penambahan *pre-cooling* (rata-rata 13 bar<sub>a</sub>). Hal ini disebabkan R-22 memiliki massa jenis (*density*) yang lebih besar dibandingkan dengan MC-22, sehingga tekanan yang besar menyebabkan kompresor bekerja lebih berat.

Apabila dibandingkan antara sistem yang menggunakan R-22 tanpa penambahan *pre-cooling* dengan R-22 yang dilengkapi dengan *pre-cooling* maka rata-rata tekanan *discharge* pada sistem yang menggunakan R-22 yang dilengkapi dengan *pre-cooling* adalah 16,52 bar<sub>a</sub>, dimana lebih tinggi dibandingkan dengan rata-rata tekanan *discharge* pada sistem yang menggunakan R-22 tanpa penambahan *pre-cooling* yaitu 15,69 bar<sub>a</sub>. Begitu juga perbandingan antara sistem menggunakan MC-22 tanpa penambahan *pre-cooling* dengan MC-22 yang dilengkapi dengan *pre-cooling* maka rata-rata tekanan *discharge* pada

sistem yang menggunakan MC-22 yang dilengkapi dengan *pre-cooling* adalah 13 bar<sub>a</sub>, dimana lebih tinggi dibandingkan dengan rata-rata tekanan *discharge* pada sistem yang menggunakan MC-22 tanpa penambahan *pre-cooling* adalah 12,52 bar<sub>a</sub>. Hal ini disebabkan karena sistem yang di dilengkapi dengan *pre-cooling* mengalami penambahan kapasitas kondensasi, sehingga memerlukan kerja kompresor yang lebih tinggi yang mengakibatkan kenaikan temperatur *discharge*. Maka dari itu tekanan *discharge* pada sistem dengan *pre-cooling* lebih tinggi dari sistem sebelumnya seiring dengan kenaikan temperatur pada keluaran kompresor.

### 4.5.3 Tekanan Suction

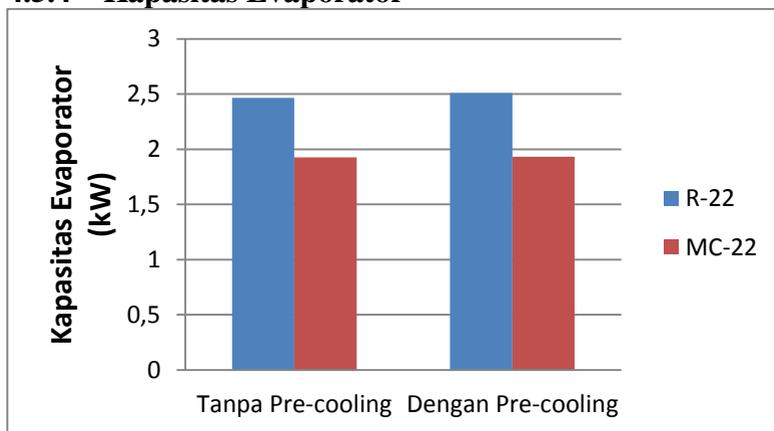


Gambar 4. 3 Perbandingan tekanan *suction* antara R-22, R-22 dengan penambahan *pre-cooling*, MC-22, dan MC-22 dengan penambahan *pre-cooling*.

Demikian pula yang terjadi pada tekanan *suction* Gambar 4.3 menunjukkan grafik perbandingan tekanan

*suction* antara R-22, R-22 dengan penambahan *pre-cooling*, MC-22, dan MC-22 dengan penambahan *pre-cooling*. Grafik menunjukkan kinerja yang identik antara sistem yang menggunakan R-22 dengan atau tanpa penambahan *pre-cooling* yaitu 5,97 bar<sub>a</sub> dibandingkan tekanan sistem yang menggunakan MC-22 dengan atau tanpa penambahan *pre-cooling* yaitu 4,73 bar<sub>a</sub>. Kejadian yang terjadi tersebut juga yang ditunjukkan pada analisis mengenai perbandingan tekanan *discharge*. Namun pada tekanan *suction* antara sistem yang menggunakan R-22 dengan atau penambahan *pre-cooling* memiliki tekanan yang sama, karena pada saat pengisian refrigeran kedalam sistem yang menjadi acuan tetapnya adalah tekanan *suction*. Begitu juga dengan sistem yang menggunakan MC-22 dengan atau penambahan *pre-cooling*.

#### 4.5.4 Kapasitas Evaporator

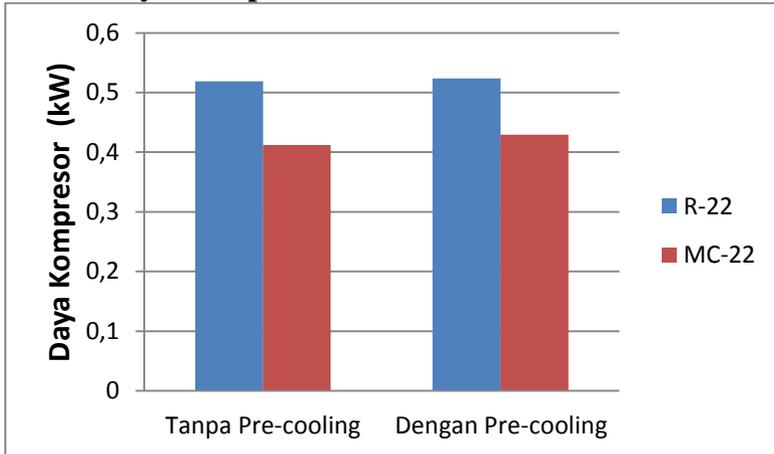


Gambar 4. 4 Perbandingan kapasitas evaporator antara R-22, R-22 dengan penambahan *pre-cooling*, MC-22, dan MC-22 dengan penambahan *pre-cooling*.

Gambar 4.1 menunjukkan grafik perbandingan kapasitas evaporator antara R-22, R-22 dengan penambahan *pre-cooling*, MC-22, dan MC-22 dengan penambahan *pre-cooling*. Grafik diatas menunjukkan perbandingan kenaikan kapasitas evaporator antara sistem yang menggunakan R-22 dan sistem yang menggunakan R-22 dengan penambahan *pre-cooling*. Pada grafik tampak bahwa sistem yang menggunakan R-22 dengan penambahan *pre-cooling* mencapai kapasitas evaporator yang lebih tinggi (rata-rata 2,508 kW), dibandingkan dengan sistem R-22 yang tidak menggunakan *pre-cooling* (rata-rata 2,467 kW). Begitu juga dengan sistem yang menggunakan MC-22 dengan penambahan *pre-cooling* memiliki kapasitas evaporator yang lebih tinggi (rata-rata 1,932 kW), dibandingkan dengan sistem MC-22 yang tidak menggunakan *pre-cooling* (rata-rata 1,925 kW). Hal ini disebabkan karena kapasitas evaporator pada sistem akan bertambah seiring dengan adanya penambahan kapasitas kondenser (*pre-cooling*), dimana proses *subcooled* akan lebih besar dari sistem yang tidak menggunakan *pre-cooling*.

Apabila dibandingkan antara sistem yang menggunakan R-22 dan sistem yang menggunakan MC-22, pada grafik tampak bahwa sistem yang menggunakan R-22 menunjukkan kapasitas evaporator yang lebih tinggi (rata-rata 2,467 kW) dibandingkan dengan sistem yang menggunakan MC-22 (rata-rata 1,925 kW). Begitu juga dengan sistem yang menggunakan R-22 dengan penambahan *pre-cooling* menunjukan kapasitas evaporator yang lebih tinggi (rata-rata 2,508 kW) dibandingkan dengan sistem yang menggunakan MC-22 dengan penambahan *pre-cooling* (rata-rata 1,932 kW). Hal ini disebabkan R-22 memiliki massa jenis (*density*) yang lebih besar dibandingkan dengan MC-22.

#### 4.5.5 Daya Kompresor



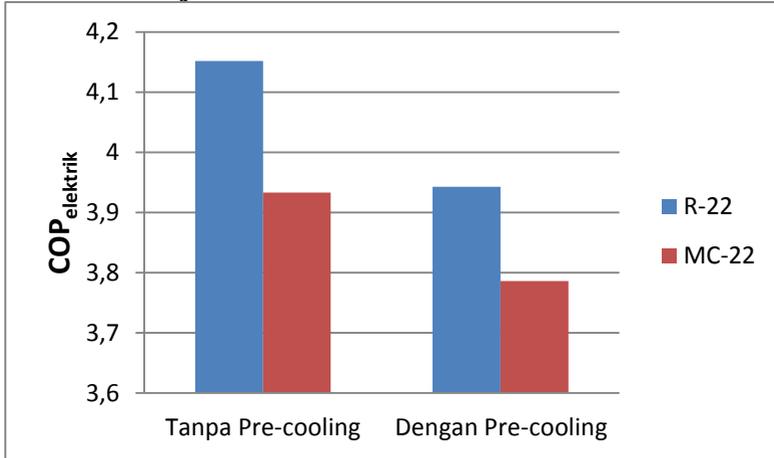
Gambar 4. 5 Perbandingan daya kompresor antara R-22, R-22 dengan penambahan *pre-cooling*, MC-22, dan MC-22 dengan penambahan *pre-cooling*.

Gambar 4.5 menunjukkan perbandingan grafik daya kompresor antara R-22, R-22 dengan penambahan *pre-cooling*, MC-22, dan MC-22 dengan penambahan *pre-cooling*. Pada grafik tampak bahwa sistem yang menggunakan R-22 menunjukkan daya kompresor yang lebih tinggi yaitu dengan rata-rata 0,519 kW, dibandingkan dengan sistem yang menggunakan MC-22 yaitu dengan rata-rata 0,412 kW. Begitu juga dengan sistem yang menggunakan R-22 dengan penambahan *pre-cooling* menunjukkan daya kompresor yang lebih tinggi yaitu dengan rata-rata 0,524 kW, dibandingkan dengan sistem yang menggunakan MC-22 dengan penambahan *pre-cooling* yaitu dengan rata-rata 0,429 kW. Hal ini disebabkan R-22 memiliki massa jenis (*density*) yang lebih besar

dibandingkan dengan MC-22, sehingga mengakibatkan laju aliran massa refrigeran pada sistem meningkat.

Bila dibandingkan antara sistem yang menggunakan R-22 tanpa penambahan *pre-cooling* dengan R-22 yang dilengkapi dengan *pre-cooling* maka rata-rata daya kompresor pada sistem yang menggunakan R-22 yang dilengkapi dengan *pre-cooling* adalah 0,524 kW, dimana lebih tinggi dibandingkan dengan rata-rata daya kompresor pada sistem yang menggunakan R-22 tanpa penambahan *pre-cooling* yaitu 0,519 kW. Begitu juga dengan sistem menggunakan MC-22 dengan MC-22 yang dilengkapi dengan *pre-cooling* maka rata-rata daya kompresor pada sistem yang menggunakan MC-22 yang dilengkapi dengan *pre-cooling* adalah 0,429 kW, dimana lebih tinggi dibandingkan dengan rata-rata daya kompresor pada sistem yang menggunakan MC-22 tanpa penambahan *pre-cooling* adalah 0,412 kW. Hal ini disebabkan karena sistem yang di dilengkapi dengan *pre-cooling* mengalami penambahan kapasitas kondensasi, dan daya input yang digunakan kompresor untuk mengkompresi refrigeran juga akan mengalami kenaikan. Maka dari itu arus listrik yang digunakan semakin besar seiring dengan naiknya kapasitas kondenser.

#### 4.5.6 Kinerja Sistem Elektrik



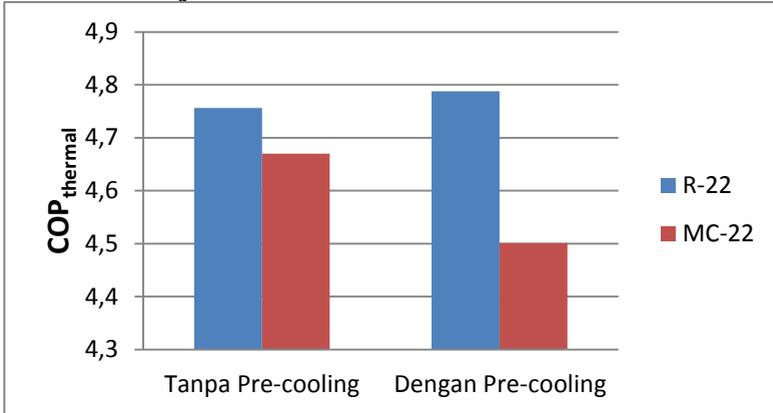
Gambar 4. 6 Perbandingan COP<sub>elektrik</sub> antara R-22, R-22 dengan penambahan *pre-cooling*, MC-22, dan MC-22 dengan penambahan *pre-cooling*.

Gambar 4.6 menunjukkan perbandingan grafik COP<sub>elektrik</sub> antara R-22, R-22 dengan penambahan *pre-cooling*, MC-22, dan MC-22 dengan penambahan *pre-cooling*. Pada grafik tampak bahwa sistem yang menggunakan R-22 menunjukkan nilai koefisien yang lebih besar yaitu rata-rata 4,151 dan bila dibandingkan dengan sistem yang menggunakan MC-22 rata-rata nilai koefisien yaitu 3.933, hal ini disebabkan karena efek refrigerasi yang dihasilkan oleh sistem yang menggunakan R-22 memiliki massa jenis refrigeran yang lebih besar dibandingkan dengan MC-22. Namun demikian nilai COP<sub>elektrik</sub> yang dihasilkan dari sistem yang menggunakan R-22 dengan sistem yang menggunakan MC-22 memiliki nilai yang tidak terlalu jauh berbeda, sehingga dapat dikatakan bahwa sistem yang menggunakan MC-22 dapat

menggantikan sistem yang menggunakan R-22. Begitu juga dengan sistem yang menggunakan R-22 dengan penambahan *pre-cooling* menunjukkan nilai koefisien yang lebih besar yaitu rata-rata 3,943 dibandingkan dengan sistem yang menggunakan MC-22 dengan penambahan *pre-cooling* rata-rata nilai koefisien elektriknya yaitu 3,786.

Apabila dibandingkan dengan sistem yang menggunakan R-22 tanpa menggunakan *pre-cooling* dengan R-22 yang dilengkapi dengan *pre-cooling* maka rata-rata nilai koefisien kinerja elektrik pada sistem yang menggunakan R-22 tanpa menggunakan *pre-cooling* adalah 4,151, dimana lebih tinggi dibandingkan dengan rata-rata nilai koefisien kinerja elektrik pada sistem yang menggunakan R-22 dengan *pre-cooling* yaitu 3,943. Hal ini disebabkan karena sistem yang di dilengkapi dengan *pre-cooling* membutuhkan arus listrik yang lebih besar dibandingkan dengan sistem yang tidak menggunakan *pre-cooling*. Kebutuhan arus listrik yang lebih besar tersebut mengakibatkan kerja kompresor yang lebih tinggi dari biasanya, sehingga sistem yang menggunakan *pre-cooling* memiliki nilai koefisien kinerja elektrik yang lebih rendah. Namun demikian nilai  $COP_{\text{elektrik}}$  yang dihasilkan dari sistem yang menggunakan R-22 dengan sistem yang menggunakan R-22 dengan *pre-cooling* memiliki nilai yang tidak terlalu jauh berbeda, sehingga dapat dikatakan bahwa sistem yang menggunakan *pre-cooling* dapat berkerja dengan baik.

#### 4.5.7 Kinerja Sistem Thermal

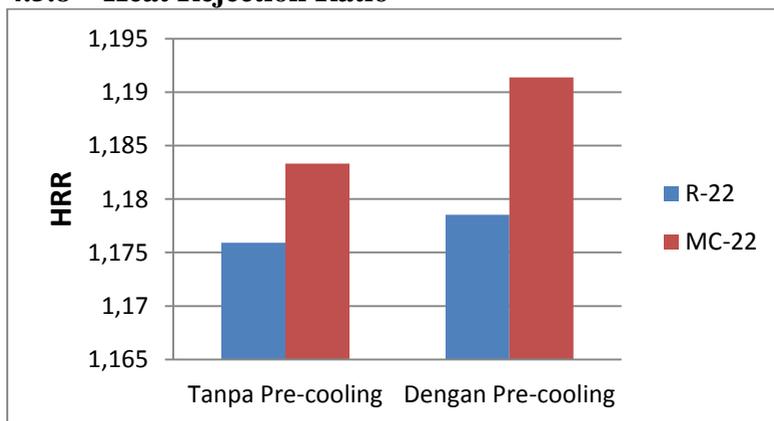


Gambar 4. 7 Perbandingan COP<sub>thermal</sub> antara R-22, R-22 dengan penambahan *pre-cooling*, MC-22, dan MC-22 dengan penambahan *pre-cooling*.

Gambar 4.7 menunjukkan perbandingan grafik nilai COP<sub>thermal</sub> antara R-22, R-22 dengan penambahan *pre-cooling*, MC-22, dan MC-22 dengan penambahan *pre-cooling*. Pada grafik tampak bahwa sistem yang menggunakan R-22 dengan penambahan *pre-cooling* menunjukkan nilai nilai koefisien yang lebih besar yaitu rata-rata 4,788 apabila dibandingkan dengan sistem yang menggunakan R-22 tanpa penambahan *pre-cooling* yaitu rata-rata nilai koefisien 4,756. Hal ini disebabkan karena dengan adanya penambahan *pre-cooling* kapasitas evaporatorpun ikut bertambah sehingga seiring dengan beratambahnya kapasitas evaporator maka COP<sub>thermal</sub> pada sistempun ikut bertambah. Namun berbeda halnya dengan sistem yang menggunakan MC-22. Pada grafik tampak bahwa sistem yang menggunakan MC-22 tanpa penambahan *pre-cooling* memiliki COP<sub>thermal</sub> yang lebih tinggi dengan rata-rata nilai 4,670, dibandingkan dengan sistem yang

menggunakan MC-22 dengan penambahan *pre-cooling* 4,501. Hal tersebut terjadi karena laju aliran massa refrigeran MC-22 lebih kecil dari R-22 diakibatkan oleh massa jenis (*density*) dari MC-22 lebih kecil dari R-22. Sehingga pipa kapasitas evaporator semakin turun dan membuat kompresor bekerja tidak terlalu berat. Efek dari penambahan *pre-cooling* pada sistem yang menggunakan MC-22 ternyata menimbulkan penurunan tekanan sehingga laju aliran massa MC-22 yang kecil menjadi lebih kecil lagi akibat adanya *pre-cooling* yang berpengaruh pada  $COP_{thermal}$  sistem.

#### 4.5.8 Heat Rejection Ratio

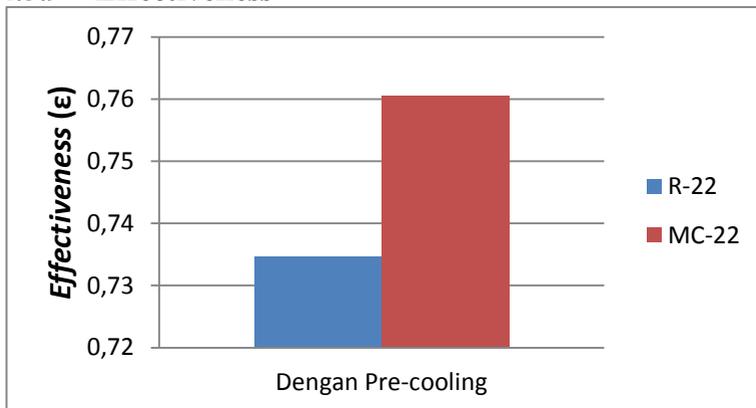


Gambar 4. 8 Perbandingan *Heat Rejection Ratio* antara R-22, R-22 dengan penambahan *pre-cooling*, MC-22, dan MC-22 dengan penambahan *pre-cooling*.

Gambar 4.8 menunjukkan perbandingan grafik nilai *Heat Rejection Ratio* antara R-22, R-22 dengan penambahan *pre-cooling*, MC-22, dan MC-22 dengan penambahan *pre-cooling*. Dimana *Heat Rejection Ratio* adalah perbandingan antara panas yang dibuang oleh sistem dengan panas yang

diserap oleh sistem. Dalam hal ini, panas yang dibuang oleh kondensor dan yang diserap oleh evaporator. Nilai dari *Heat Rejection Ratio* diperoleh dengan membandingkan nilai  $Q_{\text{kond}}$  dengan nilai  $Q_{\text{evap}}$  pada masing-masing sistem. Pada grafik tampak bahwa sistem yang dengan penambahan *pre-cooling* pada sistem yang menggunakan R-22 maupun MC-22 memiliki nilai *Heat Rejection Ratio* yang lebih tinggi dibandingkan dengan sistem yang tanpa menggunakan *pre-cooling*. Hal ini disebabkan karena sistem yang menggunakan penambahan *pre-cooling* mengalami kenaikan kapasitas kondensasi atau dengan kata lain panas yang dibuang oleh sistem ke lingkungan lebih besar. Sehingga dapat menaikkan kerja dari kompresor seiring dengan kenaikan kapasitas kondenser. Namun kenaikan yang diakibatkan oleh penambahan *pre-cooling* tidak begitu signifikan terlihat perbedaannya dibandingkan dengan sistem yang tanpa menggunakan *pre-cooling*.

#### 4.5.9 Effectiveness

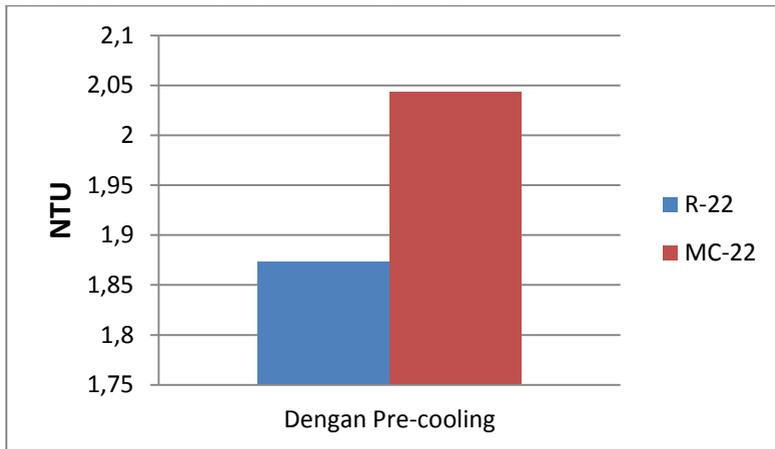


Gambar 4. 9 Perbandingan *effectiveness* antara R-22 yang dilengkapi *pre-cooling*, dengan MC-22 yang dilengkapi *pre-cooling*.

Gambar 4.9 menunjukkan perbandingan grafik nilai *effectiveness* antara R-22 yang dilengkapi *pre-cooling*, dengan MC-22 yang dilengkapi *pre-cooling*. Pada grafik tampak bahwa sistem yang menggunakan MC-22 memiliki nilai *effectiveness* lebih tinggi dengan rata-rata 0,761, dibandingkan dengan sistem yang menggunakan R-22 dengan rata-rata nilai *effectiveness* 0,735. Dimana *effectiveness* adalah perbandingan antara  $q_{actual}$  dengan  $q_{max}$  yang dipengaruhi oleh kalor spesifik dari refrigeran. Kalor spesifik refrigeran tersebut adalah kemampuan menukar panas, dimana kemampuan menukarkan panas pada sisi *pre-cooling* adalah konstan, sedangkan panas yang harus ditukar pada sisi sistem semakin meingkat seiring dengan peningkatan laju aliran massa refrigeran. Peningkatan laju aliran massa refrigeran tersebut dipengaruhi oleh massa jenis (density) dari fluida, dimana density dari R-22 lebih besar dibandingkan dengan MC-22. Sehingga dengan laju aliran massa R-22 yang lebih besar

akan menaikkan nilai  $q_{max}$ , dimana selisih temperatur  $T_{hi}$  dikurangi dengan  $T_{ci}$  lebih besar dibandingkan dengan selisih temperatur  $T_{hi}$  dikurangi dengan  $T_{ho}$  sehingga nilai  $q_{maks}$  nya akan semakin besar yang menyebabkan *effectiveness* semakin turun.

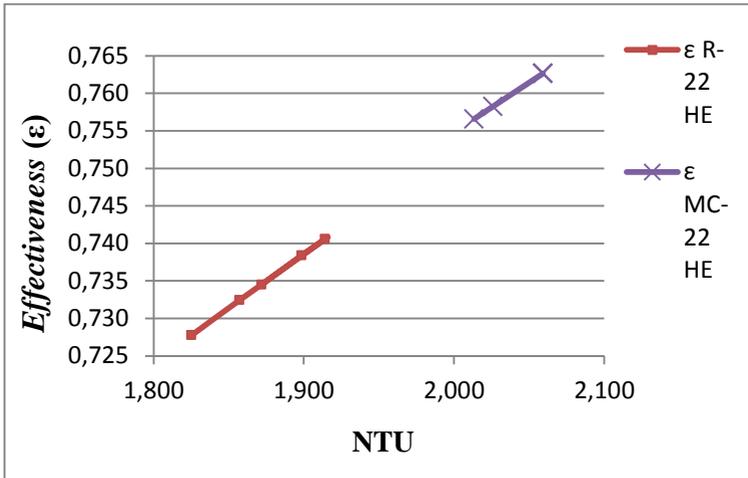
#### 4.5.10 Number of Transfer Units



Gambar 4. 10 Perbandingan *number of transfer units* antara R-22 yang dilengkapi *pre-cooling*, dengan MC-22 yang dilengkapi *pre-cooling*.

Gambar 4.10 menunjukkan perbandingan grafik *number of transfer units* antara R-22 yang dilengkapi *pre-cooling*, dengan MC-22 yang dilengkapi *pre-cooling*. NTU yang dimaksud adalah nilai tak berdimensi untuk menganalisa *heat exchanger* apakah performanya baik atau tidak jika dilakukan variasi jenis refrigeran. Pada grafik tampak bahwa sistem yang menggunakan MC-22 memiliki nilai NTU lebih tinggi dengan rata-rata 2,043, dibandingkan dengan sistem yang menggunakan R-22 dengan rata-rata NTU 0,1873. NTU dipengaruhi oleh *effectiveness*, dimana *effectiveness* MC-22 lebih besar dari R-22.

#### 4.5.11 Effectiveness vs Number of Transfer Units

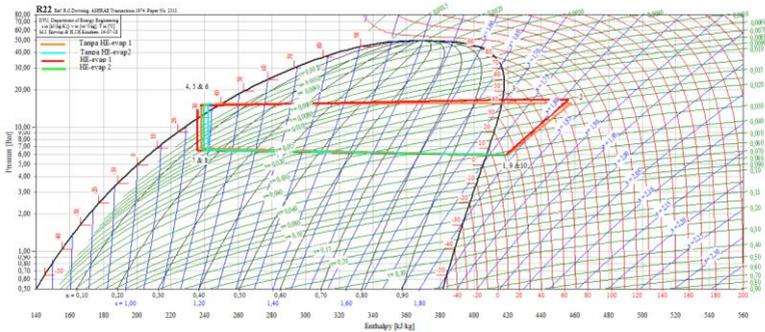


Gambar 4. 11 Perbandingan *effectiveness* terhadap *number of transfer units* antara R-22 yang dilengkapi *pre-cooling*, dengan MC-22 yang dilengkapi *pre-cooling*.

Gambar 4.11 menunjukkan perbandingan grafik *effectiveness* terhadap *number of transfer units* antara R-22 yang dilengkapi *pre-cooling*, dengan MC-22 yang dilengkapi *pre-cooling*. Pada grafik ditunjukkan bahwa NTU akan semakin menurun seiring dengan turunnya nilai *effectiveness*. Hal tersebut berkesesuaian dengan teori pada Gambar 2.11.

## 4.6 Analisa P-h Diagram

### 4.6.1 P-h Diagram R-22



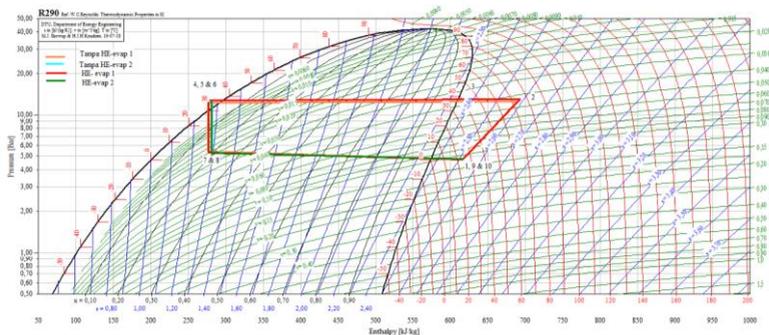
Gambar 4. 12 Perbandingan P-h diagram antara R-22 tanpa *pre-cooling* dengan R-22 yang dilengkapi *pre-cooling*.

Pada Gambar 4.10 didapatkan gambar perbandingan sistem dengan mengplotkan data-data yang telah didapatkan pada hasil uji eksperimen. Gambar 4.10 adalah perbandingan antara sistem yang menggunakan R-22 tanpa *pre-cooling* yang ditunjukkan oleh garis kurva berwarna jingga, sedangkan pada sistem R-22 yang ditambahkan *pre-cooling* ditunjukkan oleh garis kurva berwarna merah.

Pada kurva dapat dilihat dengan adanya penambahan *pre-cooling* garis kerja pada kompresor semakin meningkat, yang berarti temperatur dan tekanan kerja pada sisi *discharge* lebih tinggi dari sebelumnya. Penambahan *pre-cooling* juga berdampak pada proses kondensasi pada sistem yang dapat dilihat pada kurva garis proses kondensasi lebih ke arah *subcooled*. Dengan efek *subcooled* yang lebih besar maka akan menurunkan temperatur lebih rendah dari sebelumnya pada proses ekspansi menggunakan pipa kapiler, hal tersebut dibuktikan dengan temperatur masuk evaporator lebih rendah dari sistem yang menggunakan R-

22 tanpa *pre-cooling*. Maka sistem dapat meningkatkan kinerjanya seiring dengan penambahan kapasitas evaporator.

#### 4.6.2 P-h Diagram MC-22



Gambar 4. 13 Perbandingan P-h diagram antara MC-22 tanpa *pre-cooling* dengan MC-22 yang dilengkapi *pre-cooling*.

Pada Gambar 4.13 didapatkan gambar perbandingan antara sistem yang menggunakan MC-22 tanpa *pre-cooling* yang ditunjukkan oleh garis kurva berwarna jingga, sedangkan pada sistem MC-22 yang ditambahkan *pre-cooling* ditunjukkan oleh garis kurva berwarna merah.

Pada kurva dapat dilihat dengan adanya penambahan *pre-cooling* garis kerja pada kompresor semakin meningkat, yang berarti kerja kompresor lebih berat dari sebelumnya. Namun dengan penambahan *pre-cooling* pada sistem yang menggunakan MC-22 dimana massa jenisnya lebih rendah dari R-22, yang mengakibatkan laju aliran massanya juga menjadi kecil akan membuat laju aliran massanya semakin kecil lagi karena adanya *pressure drop* dari *pre-cooling* tersebut. Sehingga kapasitas evaporator tidak berubah begitu signifikan dari sistem sebelumnya yaitu tanpa menggunakan *pre-cooling*, namun membutuhkan kerja kompresor yang

lebih besar. Hal tersebut mengakibatkan kinerja sistem berkurang, namun tidak jauh berbeda dengan kinerja sistem tanpa menggunakan *pre-cooling*. Dengan demikian kinerja sistem dapat dianggap setara.

## LAMPIRAN A

### A.1 Data Pengukuran Sistem Pengkondisian Udara Tanpa *Pre-cooling* Menggunakan R-22

TEMPERATUR (°C)									
T1	T2	T4	T5	T6	T7	T8	T9	T10	T13
23,04	87,46	37,36	31,18	34,36	9,54	9,14	22,80	23,84	28,54

PRESSURE (psig)			FLOW RATE (l/s)	KOMPRESSOR		
P1	P2	P4		I	V	Cos pi
72,00	213,00	210,00	0,012	2,5	220	0,953

### A.2 Data Pengukuran Sistem Pengkondisian Udara Dengan *Pre-cooling* Menggunakan R-22

TEMPERATUR (C°)												
T1	T2	T3	T4	T5	T6	T7	T8	T9	T10	T11	T12	T13
20,60	86,42	43,66	34,60	29,14	32,00	8,58	8,66	20,76	21,24	28,22	50,78	26,74

PRESSURE (psig)			FLOW RATE (l/s)	KOMPRESSOR		
P1	P2	P4		I	V	Cos phi
72,00	225,0	203,0	0,014	2,7	220	0,953

### A.3 Data Pengukuran Sistem Pengkondisian Udara Tanpa *Pre-cooling* Menggunakan MC-22

TEMPERATUR (C°)									
T1	T2	T4	T5	T6	T7	T8	T9	T10	T13
23,76	72,72	34,36	29,78	31,62	4,38	4,06	23,32	24,30	29,30

PRESSURE (psig)			FLOW RATE (l/s)	KOMPRESSOR		
P1	P2	P4		I	V	Cos pi
54,00	167,00	166,00	0,012	2,0	220	0,953

### A.4 Data Pengukuran Sistem Pengkondisian Udara Dengan *Pre-cooling* Menggunakan MC-22

TEMPERATUR (C°)												
T1	T2	T3	T4	T5	T6	T7	T8	T9	T10	T11	T12	T13
24,20	75,10	40,48	34,26	29,86	31,40	4,00	3,60	23,88	24,76	29,58	46,74	28,28

PRESSURE (psig)			FLOW RATE (l/s)	KOMPRESSOR		
P1	P2	P4		I	V	Cos phi
54,00	174,0	170,0	0,012	2,1	220	0,953

## LAMPIRAN B

### B.1 Pengolahan Data Sistem Pengkondisian Udara Tanpa *Pre-cooling* Menggunakan R-22

ENTALPI (kJ/kg)										ENTROP I (kJ/kg)
h1	h2	h2s	h4	h5	h6	h7	h8	h9	h10	s1
420,1 1	457,9 9	446,2 7	246,1 3	238,1 0	242,2 1	238,1 0	242,2 1	419,9 3	420,7 1	1,7878

$\rho$ ref (kg/m <sup>3</sup> )	m dot ref (kg/s)	Win (kW)	Wcs (kW)	Wc (kW)	We 1&2 (kW)	$\eta_c$	Qc (kW)	Qe1 (kW)	Qe2 (kW)	COP	COP electric	HRR
1140,9	0,0137	0,524	0,358	0,519	0,07	0,69	2,9	1,245	1,22	4,756	4,151	1,176

### B.2 Pengolahan Data Sistem Pengkondisian Udara Dengan *Pre-cooling* Menggunakan R-22

ENTALPI (kJ/kg)											
h1	h2	h2s	h3	h4	h5	h6	h7	h8	h9	h10	s1=s2
418,3	456,16	445,59	422,82	242,53	235,5	239,16	235,5	239,16	418,42	418,77	1,78

Tmean water (C°)	Cp (kJ/kg.K)	$\rho$ water (kg/m <sup>3</sup> )	VA water (cm <sup>3</sup> /s)	m dot water (kg/s)	Qpre-cooling (kW)	$\rho$ ref (kg/m <sup>3</sup> )	m dot ref (kg/s)	Win (kW)
39,5	4,18	992,41	4,93	0,0048	0,46	1152,98	0,0138	0,566

Tmean water (C°)	Wcs (kW)	Wc (kW)	Win evap 1&2 (kW)	$\eta_c$
39,5	0,378	0,524	0,07	0,721

QcTotal (kW)	Qe1 (kW)	Qe2 (kW)	COP	COP electric	HRR
2,956	1,265	1,243	4,788	3,943	1,179

Hot Properties (R-22)					Cold Properties (water)				
Thot,in	Thot,out	Tavg	Cph	Ch=Cmin	Tcold,in	Tcold,out	Tavg	Cpc	Cc=Cmax
(C°)	(C°)	(C°)	(kJ/kg.k)		(C°)	(C°)	(C°)	(kJ/kg.k)	(kJ/s.K)
86,42	43,66	65,04	0,8962	0,0124	28,22	50,78	39,5	4,1794	0,020447

qmax (kW)	qact (kW)	$\epsilon$	Cr	NTU
0,722	0,530	0,735	0,606	1,873

### B.3 Pengolahan Data Sistem Pengkondisian Udara Tanpa *Pre-cooling* Menggunakan MC-22

ENTALPI (kJ/kg)										ENTROPI (kJ/kg)
h1	h2	h2s	h4	h5	h6	h7	h8	h9	h10	s1
616,64	688,58	667,95	291,02	278,20	283,32	278,20	283,32	615,86	617,61	2,5193

$\rho$ ref (kg/m <sup>3</sup> )	$\dot{m}$ ref (kg/s)	$W_{in}$ (kW)	$W_{cs}$ (kW)	$W_c$ (kW)	$W_{e\ 1\&2}$ (kW)	$\eta_c$	HRR
477,362	0,00572834	0,419	0,294	0,412	0,07	0,713	1,183

$Q_c$ (kW)	$Q_{e1}$ (kW)	$Q_{e2}$ (kW)	COP	COP electric
2,277	0,967	0,957	4,670	3,933

#### B.4 Pengolahan Data Sistem Pengkondisian Udara Dengan *Pre-cooling* Menggunakan MC-22

ENTALPI (kJ/kg)											
h1	h2	h2s	h3	h4	h5	h6	h7	h8	h9	h10	s1=s2
617,43	692,32	670,87	631,08	290,72	278,42	282,70	278,42	282,70	616,854	618,428	2,5219

Tmean water (C°)	Cp (kJ/kg.K)	$\rho$ water (kg/m <sup>3</sup> )	VA water (cm <sup>3</sup> /s)	m dot water (kg/s)	Qpre-cooling (kW)	$\rho$ ref (kg/m <sup>3</sup> )	m dot ref (kg/s)
38,16	4,1793	992,91	4,9298	0,004895	0,351041	477,648	0,005732

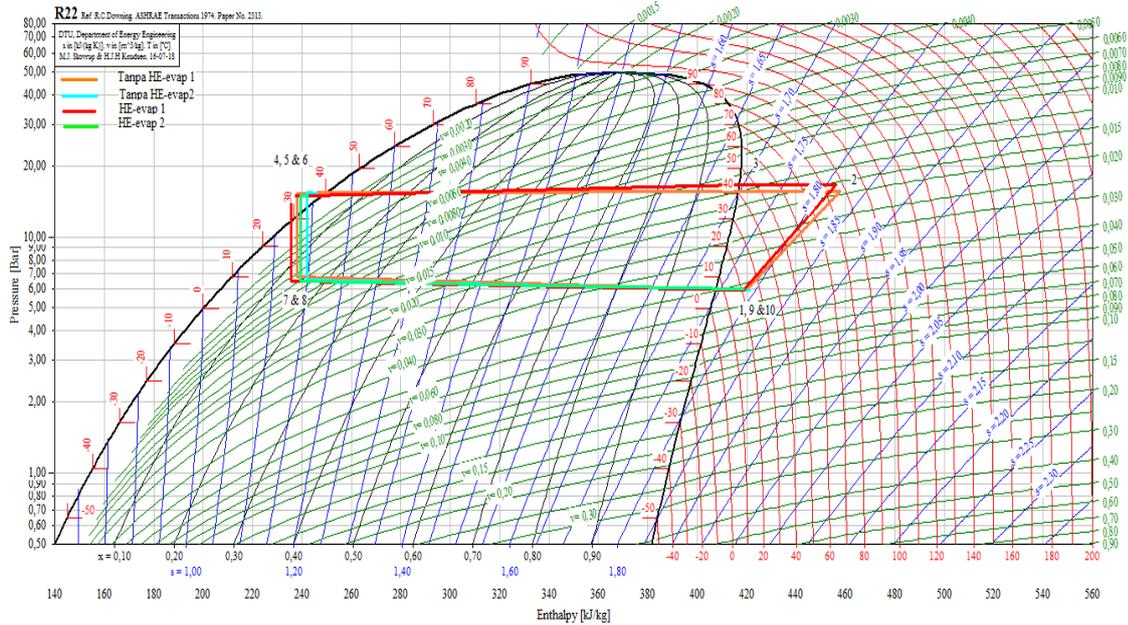
Win (kW)	Wcs (kW)	Wc (kW)	Win evap 1&2 (kW)	$\eta_c$
0,440286	0,306	0,429	0,07	0,714

QcTotal (kW)	Qe1 (kW)	Qe2 (kW)	COP	COP electric	HRR
2,302	0,970	0,962	4,501	3,786	1,191

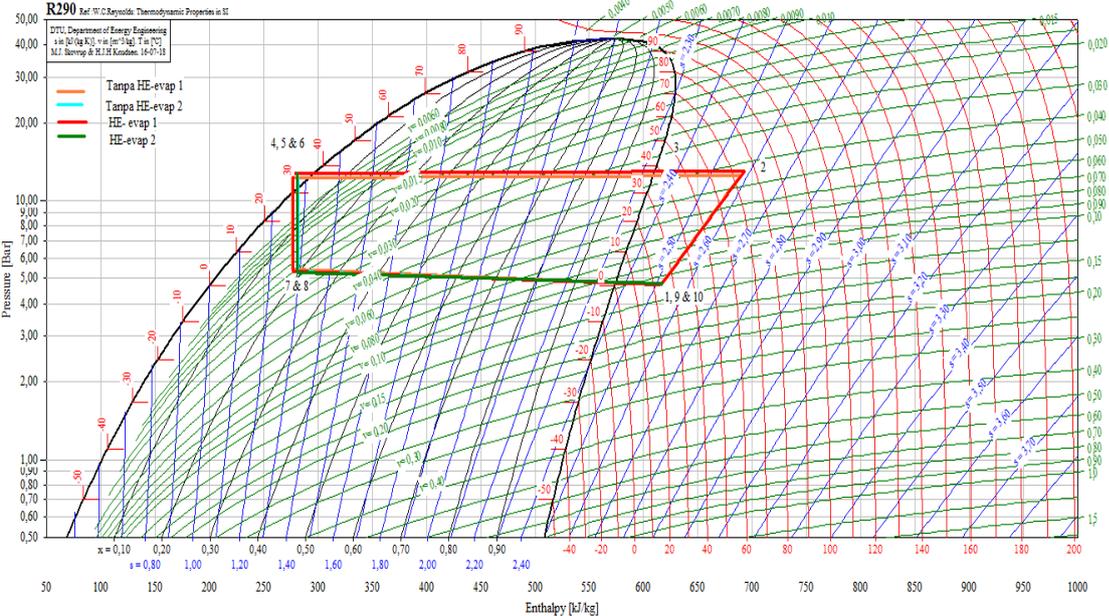
Hot Properties (R-22)					Cold Properties (water)				
Thot,in (C°)	Thot,out (C°)	Tavg (C°)	Cph (kJ/kg.k)	Ch=Cmin	Tcold,in (C°)	Tcold,out (C°)	Tavg (C°)	Cpc (kJ/kg.k)	Cc=Cmax (kJ/s.K)
75,10	40,48	57,79	2,1266	0,012189	29,58	46,74	38,16	4,1793	0,020457

q <sub>max</sub> (kW)	q <sub>act</sub> (kW)	ε	Cr	NTU
0,555	0,422	0,761	0,596	2,043

# C.1 P-h Diagram R-22



# C.2 P-h Diagram MC-22



## **BAB V**

### **KESIMPULAN DAN SARAN**

#### **5.1 Kesimpulan**

Berdasarkan hasil analisis yang telah dilakukan, maka dapat disimpulkan pada penulisan tugas akhir “Studi Eksperimen Pengaruh Variasi Perubahan Refrigeran-22 dengan *Musicool*-22 pada Sistem Pengkondisian Udara Dengan *Pre-cooling*” yaitu sebagai berikut :

1. Kemampuan kapasitas evaporasi sistem yang dapat dicapai dengan menggunakan R-22 yang dilengkapi dengan *pre-cooling* yaitu 2,508 kW, lebih besar dibandingkan dengan system yang menggunakan R-22 tanpa *pre-cooling* yaitu 2,467 kW, MC-22 yang dilengkapi dengan *pre-cooling* yaitu 1,932 kW, dan MC-22 tanpa *pre-cooling* yaitu 1,925 kW. Dengan adanya *pre-cooling* pada sistem maka kapasitas evaporasi pada system menjadi lebih besar.
2. Daya yang dibutuhkan kompresor pada sistem yang menggunakan refrigeran MC-22 tanpa *pre-cooling* yaitu sebesar 0,419 kW, sedangkan sistem MC-22 yang dilengkapi dengan *pre-cooling* yaitu sebesar 0,440 kWh, sistem R-22 tanpa *pre-cooling* yaitu sebesar 0,524 kW, dan sistem R-22 yang dilengkapi dengan *pre-cooling* yaitu sebesar 0,566 kW. Dengan demikian sistem refrigerasi yang memiliki kecenderungan menghemat energi paling baik yaitu sistem refrigerasi yang menggunakan MC-22.
3. *Coefficient of Performace* mesin yang menggunakan R-22 tanpa dilengkapi *pre-cooling*, R-22 yang dilengkapi *pre-cooling*, MC-22 tanpa dilengkapi *pre-cooling*, dan MC-22 yang dilengkapi *pre-cooling*, memiliki nilai rata-rata  $COP_{actual}$  masing-masing adalah 4,151; 3,943; 3,933; dan 3,786 sedangkan nilai rata-rata  $COP_{thermal}$  masing-masing adalah 4,756; 4,788; 4,670; dan 4,501.
4. Dari pembahasan tersebut dapat diperoleh kesimpulan, yaitu sistem yang menggunakan MC-22 adalah yang

mampu menghemat energi paling baik. Meskipun sistem yang menggunakan refrigeran primer R-22 memiliki kinerja sistem yang paling tinggi (4,788) akan tetapi sistem tersebut dapat dikatakan tidak hemat energi dan tidak ramah lingkungan berdasarkan dari studi eksperimen dan analisa yang telah dilakukan.

## **5.2 Saran**

Dalam melakukan tugas akhir yang sama dengan mesin ini ada beberapa saran lebih lanjut yang dapat dilakukan adalah sebagai berikut :

1. Dapat pula dilakukan perubahan jenis refrigeran primer lainnya yang akan dilakukan analisis dengan perbandingan variasi yang sama maupun berbeda.
2. Dapat pula dilakukan penambahan beban yang sesuai dengan kapasitas mesin dengan variasi beban.
3. Dapat pula dilakukan variasi alat ekspansi lainnya yang akan dianalisis lebih dengan perbandingan alat ekspansi sebelumnya yaitu pipa kapiler.
4. Dapat pula dilakukan variasi laju aliran massa refrigeran pada system sehingga diperoleh performansi yang maksimal yang dapat digunakan pada sistem untuk menghemat konsumsi energi.

## DAFTAR PUSTAKA

- Aisbett, E. K., Pham, Q. T., 1998, "Natural Replacements for Ozone-Depleting Refrigerants in Eastern and Southern Asia", *International Journal of Refrigeration*, Vol. 21, No. 1, pp. 18-28.
- Althouse, A. D., et. al., 2004, "Modern Refrigeration and Air Conditioning", Goodheart Wilcox, Illinois.
- Electronic, Global (May, 2011). "komponen-kelistrikan-pada-ac-split". Retrieved May, 2011. <http://www.electronicglobal.com/2011/05/komponen-kelistrikan-pada-ac-split.html>.
- Dossat, R. J., 1981, "Principle of Refrigeration and Air conditioning (2<sup>nd</sup> Edition)", John Willey and Sons, New York.
- Firdaus, Aneka., 2010, "Analisa Pengaruh Penggunaan Refrigeran Hidrokarbon R410A Pengganti Freon-22 Terhadap Kinerja Alat Air Conditionig", Seminar Tahunan Teknik Mesin, ISBN, Sriwijaya University, Palembang-Indonesia.
- Hillerns, F., 2001, TYFOROP GmbH, Hamburg, "Thermophysical Properties and Corrosion Behaviour of Secondary Coolants", 2001 ASHRAE WINTER Meeting, Atlanta, GA, January 28-31.
- Incropera. Frank. P, and Dewitt, David P. "Fundamental of Heats Mass Transfer", Seventh Edition, John Wiley & Sons, Singapore. 2011
- Nasruddin, and Hamdi, E., 2003, "Natural Refrigerant in Indonesia: Chalange and Opportunity", presented in ISSM Delft, The Netherland.
- Raut, A.S et al., 2011, "Selection Of The Cappillary Tube For Retrofitting In Refrigeration Appliances", IJEST, India.
- Rosenthal, Elisabeth; Lehren, Andrew (June 20, 2011). "[Relief in Every Window, but Global Worry Too](#)". *New York Times*.

- Retrieved June 21, 2012.  
<http://en.wikipedia.org/wiki/Refrigerant>.
- Stoecker, W.F., dan J.W. Jones., 1985, "Refrigeration and Air Conditioning", 2<sup>nd</sup>, ed. McGraw-Hill Book Company, Singapore.
- Zafer, U., 2003, "Secondary Refrigeration European Experiences, 2003 ASHRAE Winter meeting Chicago", USA, Environmental Process Systems Limited Unit 32, Mere View Industrial Estate, Yaxley, Cambridgeshire, PE7 3HS.

## **BIODATA PENULIS**



Penulis dilahirkan di Bandung, 7 November 1993, merupakan anak tunggal. Penulis telah menempuh pendidikan formal yaitu, SDK BPK Penabur Cimahi, SMPK 5 BPK Penabur Bandung, dan SMAN 4 Bandung. Pada tahun 2011 Penulis diterima di Jurusan D3 Teknik Refrigerasi dan Tata Udara – POLBAN. Konversi Energi merupakan bidang studi yang dipilih penulis dalam pengerjaan Tugas Akhir. Khususnya mengenai mesin pengkondisian udara.

Selama duduk di bangku kuliah penulis aktif mengikuti kegiatan baik di bidang akademik maupun non akademik. Penulis juga pernah mengikuti berbagai kegiatan untuk menunjang softskill. Kegiatan yang pernah diikutinya antara lain : Unit kegiatan budaya mahasiswa, paduan suara mahasiswa dan menjadi wakil presiden ASHRAE POLBAN 2012-2013. Penulis juga pernah melaksanakan kerja Praktek di PT. Dirgantara Indonesia selama dua bulan.