



TUGAS AKHIR - TM 141585

**STUDI EKSPERIMEN PENGARUH DIMENSI PIPA
PADA SISTEM *AIR CONDITIONING* DENGAN
*PRE-COOLING***

AWAN SATYA DARMAWAN
NRP 2114 105 022

Dosen Pembimbing
Ary Bachtiar Khrisna Putra, ST., MT., Ph.D.

JURUSAN TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya
2016



FINAL PROJECT - TM 141585

AN EXPERIMENTAL STUDY OF THE EFFECT OF CAPILLARY TUBE DIMENSION ON AIR CONDITIONING SYSTEM WITH PRE-COOLING

AWAN SATYA DARMAWAN
NRP 2114 105 022

Supervisor
Ary Bachtiar Khrisna Putra, ST., MT., Ph.D.

MECHANICAL ENGINEERING DEPARTMENT
Faculty of Industrial Technology
Sepuluh Nopember Institute of Technology
Surabaya
2016

**STUDI EKSPERIMEN PENGARUH DIMENSI PIPA
KAPILER PADA SISTEM AIR CONDITIONING
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 :

AWAN SATYA DARMAWAN
NRP. 2114 105 022

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir:

1. Ary Bachtiar Khrisna P., ST., MT., Ph.D......(Pembimbing)
(NIP. 197105241997021001)
2. Prof. Dr. Ir. Djatmiko Ichsani, M.Eng.....(Penguji I)
(NIP. 195310191979031003)
2. Prof. Dr. Eng. Ir. Prabowo M.Eng.....(Penguji II)
(NIP. 196505051990031005)
3. Dr. Bambang Sudarmanta, ST, MT.....(Penguji III)
(NIP. 197301161997021001)

**SURABAYA
AGUSTUS, 2016**

STUDI EKSPERIMEN PENGARUH DIMENSI PIPA KAPILER PADA SISTEM AIR CONDITIONING DENGAN PRE-COOLING

Nama : AWAN SATYA DARMAWAN
NRP : 2114 105 022
Jurusan : Teknik Mesin FTI-ITS
Dosen Pembimbing : Ary Bachtiar K. P., ST., MT., Ph.D.

Abstrak

Penggunaan air conditioner semakin banyak digunakan pada kehidupan sehari-hari dikarenakan wilayah negara indonesia yang beriklim tropis, dengan meningkatnya kebutuhan energi pada masyarakat maka harga jual energi pun akan semakin mahal. Dalam upaya menurunkan tingkat konsumsi energi peralatan rumah tangga khususnya alat pengkondisian udara tipe split, pada studi eksperimen ini mencoba mengoptimalisasi dan meningkatkan efisiensi energi pada sistem air conditioner dengan cara menambahkan satu buah evaporator dan satu buah pre-cooling, dimana pembuangan kalor pada bagian pre-cooling dimanfaatkan untuk memanaskan air yang nantinya akan digunakan untuk keperluan rumah tangga.

Jenis alat ekspansi yang digunakan pada air conditioner adalah pipa kapiler yang berfungsi untuk mengontrol laju aliran massa dan menurunkan tekanan antara kondensor dan evaporator dengan gesekan yang ditimbulkan pada pipa tersebut. Untuk mencapai efisiensi maksimum pemilihan pipa kapiler harus mencapai kondisi dimana aliran refrigeran yang melewati pipa kapiler tersebut sama besar dengan jumlah refrigeran yang dipompa ke kompresor. Berkaitan dengan hal tersebut, maka dilakukan studi eksperimen dengan variasi panjang pipa kapiler pada sistem modifikasi air conditioner yang sudah tidak konvensional lagi. Inside diameter pipa kapiler yang digunakan $d=0,054$ in, dengan panjang kapiler 1 = 35 cm, kapiler 2 = 65 cm, kapiler 3 = 95 cm. Pada sistem ini terdapat 13 titik

pengukuran temperatur, 2 pengukuran high pressure, 1 pengukuran low pressure, mass flow rate, arus dan tegangan listrik.

Hasil yang didapat dari studi eksperimen kali ini adalah semakin bertambahnya panjang pipa kapiler, kapasitas pendinginan evaporator, kerja kompresor dan coefficient of performance (COP) dari sistem juga akan semakin kecil dan juga mengakibatkan temperatur masuk evaporator akan semakin kecil, yang akan mengakibatkan efek pendinginan akan semakin besar. Pada variasi pipa kapiler terpendek 35 cm menghasilkan data kapasitas pendinginan total sebesar 2,25 kW, kerja kompresor 0,433 kW, temperatur masuk evaporator 7,26°C, COP sebesar 5,21 dan HRR sebesar 1,16. Sedangkan pada variasi pipa kapiler terpanjang 95 cm kapasitas pendinginan total sebesar 0,72 kW, kerja kompresor 0,332 kW, temperatur masuk evaporator 1,64°C, COP sebesar 4,35 dan HRR sebesar 1,26.

Kata kunci : Refrigerasi, pipa kapiler, efisiensi, modifikasi pengkondisian udara

AN EXPERIMENTAL STUDY OF THE EFFECT OF CAPILLARY TUBE DIMENSION ON AIR CONDITIONING SYSTEM WITH PRE-COOLING

Student's Name : AWAN SATYA DARMAWAN
Reg Number : 2114 105 022
Department : Mechanical Engineering FTI-ITS
Supervisor : Ary Bachtiar K. P., ST., MT., Ph.D.

Abstract

The use of air conditioner is increasing in Indonesia for daily life due to the tropical climate. That condition influences the higher needs for energy sources therefore the energy selling price is getting higher. In attempt to minimize the energy consumption for household appliances especially air conditioning split type, in this experimental study tried to optimize and increase energy efficiency in air conditioner by adding one evaporator and one pre-cooling, which heat disposal in pre-cooling part is used for heating water which will be used for household needs.

The type of expansion tool used in air conditioner was capillary tube functioning to control mass flow rate and decrease the pressure between condenser and evaporator with the friction coming out from those pipes. To get maximum efficiency, the election of capillary tube had to meet the condition in which the refrigerant flow, passing through capillary tube, should as big as the amount of refrigerant pumped to compressor. Related to that condition, this experimental study used various lengths of capillary tubes in air conditioner modification system which is no longer conventional. Diameter of capillary pipe which was used was $d=0,054$ inch, with the length of capillary 1 = 35 cm, capillary 2 = 65 cm, capillary 3 = 95 cm. In this system, there were 13 temperature measure points, 2 high pressure measurements, 1 low pressure measurement, mass flow rate, and flow and electricity voltage.

The result of this study showed that the longer the capillary tube was, the capacity of evaporator cooling, compressor performance, and coefficient of performance (COP) of this system were also smaller. That condition would affect in higher cooling effect. In the shortest capillary tube variation which was 35cm, resulted total cooling capacity for 2,25 kW, compressor performance 0,433 kW, temperature entering evaporator 7,26°C, 5,21 of COP, and 1, 16 of HRR. In the longest capillary tube variation which was 95cm, the total cooling capacity was 0,72 kW, compressor performance 0,332 kW, temperature entering evaporator 1,64°C, 4,35 of COP, and 1,26 HRR.

Key words: Refrigerant, capillary tube, efficiency, air conditioning modification

DAFTAR ISI

LEMBAR PENGESAHAN	iii
ABSTRAK	v
ABSTRACT	vii
KATA PENGANTAR	ix
DAFTAR ISI	xiii
DAFTAR GAMBAR	xix
DAFTAR TABEL	xxi
BAB 1 PENDAHULUAN	
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Rumusan Masalah	3
1.3 Tujuan	3
1.4 Batasan Masalah	3
1.5 Sistematika Penulisan	4
BAB 2 TINJAUAN PUSTAKA	
2.1 Tinjauan Pustaka	5
2.1.1 Adhi Prastowo	5
2.1.2 Hernadi	6
2.2 Refrigeran	7
2.2.1 Musicool-22 (MC-22)	8
2.3 Sistem Refrigerasi	9
2.3.1 Sistem Refrigerasi Uap	10
2.3.2 Sistem Refrigerasi Aktual	12
2.4 Komponen Utama Sistem Refrigerasi	13
2.4.1 Kompresor	14
2.4.2 Kondensor	17
2.4.3 Evaporator	19
2.4.4 Alat Ekspansi	21
2.4.4.1 Pipa Kapiler	22
2.4.4.2 Pemilihan Pipa Kapiler	24
2.5 Koefisien unjuk kerja/prestasi (COP)	24
2.5.1 Koefisien unjuk kerja/prestasi (COP) Aktual	25
2.5.2 Koefisien unjuk kerja/prestasi (COP) Elektrik	25
2.6 Rasio Pelepasan Kalor (HRR)	26

2.7 <i>Heat Exchanger</i>	27
2.7.1 Keseimbangan Energi pada <i>Concentric Tube</i>	27
2.7.2 <i>Counterflow Heat Exchanger</i>	29
2.7.3 Perpindahan Panas Sisi Dalam (<i>Internal Flow</i>)	29
2.7.4 <i>Concentric Tube Annulus</i>	30
BAB III METODOLOGI PENELITIAN	
3.1 Langkah-langkah Penelitian	35
3.1.1 Perumusan Masalah	35
3.1.2 Studi Literatur	35
3.1.3 Perancangan Peralatan	35
3.1.4 Pengambilan Data	36
3.1.5 Pengolahan Data Perhitungan	36
3.1.6 Analisa Data Perhitungan	36
3.1.7 Pengambilan Kesimpulan	36
3.1.8 Diagram Alir Penelitian	37
3.2 Pemilihan Pipa Kapiler	38
3.3 <i>Pre-cooling</i>	39
3.3.1 Diagram Alir Perhitungan <i>Pre-cooling</i>	40
3.4 Skema Dan Peralatan Uji Sistem Pengkondisian Udara	41
3.4.1 Komponen Peralatan Pengujian Sistem Pengkondisian Udara	42
3.4.2 Diagram Kelistrikan dan Komponen pada <i>controller box</i>	45
3.4.2.1 Komponen-komponen Pada Controller Box	47
3.5 Alat Ukur Pengujian	48
3.6 Langkah Pengujian	53
3.7 Diagram Alir Pengambilan Data	55
3.8 Diagram Alir Perhitungan	57
BAB IV PERHITUNGAN DAN ANALISA DATA	
4.1 Data Hasil Percobaan Tanpa HE	59
4.1.1 Contoh Perhitungan Data Tanpa HE	59
4.1.2 Konversi Satuan Tekanan Tanpa HE	60
4.1.3 Perhitungan Pada Sisi Refrigeran	60
4.1.3.1 Properties Refrigeran Tanpa HE	60

4.1.3.2 Hasil Analisa Perhitungan Sistem Tanpa HE	61
4.2 Perhitungan HE tipe <i>concentric tube</i>	61
4.2.1 Menghitung D_h	62
4.2.2 Mencari Properties Fluida pada <i>Heat Exchanger</i>	62
4.2.3 Menghitung Temperatur Refrigeran Keluaran HE (Th_{out})	63
4.2.4 Menghitung Laju Aliran Massa <i>water</i> (\dot{m}_c)	63
4.2.5 Menghitung ΔT_{lm}	64
4.2.6 Menghitung Koefisien Konveksi Annulus (h_{out})	64
4.2.7 Menghitung Koefisien Konveksi <i>Internal Flow</i> (h_{in})	65
4.2.8 Menghitung <i>Overall Heat Transfer Coefficient</i> (U)	66
4.2.9 Menghitung Panjang Pipa <i>Heat Exchanger</i>	67
4.3 Data Hasil Percobaan Dengan HE	67
4.3.1 Contoh Perhitungan Data Tanpa HE	67
4.3.2 Konversi Satuan Tekanan Dengan HE	68
4.3.3 Menghitung Kapasitas <i>Pre-cooling</i>	69
4.3.4 Perhitungan Pada Sisi Refrigeran	70
4.3.4.1 Mencari Laju Aliran Massa Refrigeran Dengan HE	70
4.3.4.2 Properties Refrigeran Dengan HE	70
4.3.4.3 Menghitung Daya Input Kompresor Dengan HE	71
4.3.4.4 Menghitung Kerja Isentropis Kompresor Dengan HE	71
4.3.4.5 Menghitung Kerja Nyata Kompresor Dengan HE	71
4.3.4.6 Menghitung Efisiensi Kompresor Dengan HE	72
4.3.4.7 Menghitung Kapasitas Kondensor Dengan HE	72
4.3.4.8 Menghitung Kapasitas Evaporator Dengan HE	73

4.3.4.9 Menghitung Nilai COP Sistem Pondokondisian Udara Dengan HE	73
4.3.4.10 Menghitung Daya Input Blower Pada Evaporator Dengan HE	74
4.3.4.11 Menghitung Nilai COP Elektrik Sistem Pondokondisian Udara Dengan HE	74
4.3.4.12 Menghitung Rasio Pelepasan Kalor (HRR) Dengan HE	75
4.4 Menghitung Nilai <i>Effectiveness</i> (ϵ) & NTU Dari <i>Heat Exchanger</i>	75
4.4.1 Menghitung Ch (MC-22)	76
4.4.2 Menghitung Cc (<i>water</i>)	76
4.4.3 Menentukan nilai Cmin dan Cmax	77
4.4.4 Menentukan <i>Effectiveness</i> (ϵ)	77
4.4.5 Menentukan <i>Heat Capacity Ratio</i> (Cr)	77
4.4.6 Menentukan nilai NTU untuk <i>Cconcentric Tube Heat Exchanger</i>	77
4.5 Analisa Grafik	78
4.5.1 Grafik Laju Aliran Massa Refrigeran = f (Panjang Pipa Kapiler)	78
4.5.2 Grafik Tekanan <i>Suction</i> = f (Panjang Pipa Kapiler)	79
4.5.3 Grafik Tekanan <i>Discharge</i> = f (Panjang Pipa Kapiler)	80
4.5.4 Grafik Temperatur Masuk Evaporator = f (Panjang Pipa Kapiler)	81
4.5.5 Grafik Kapasitas Evaporator = f (Panjang Pipa Kapiler)	82
4.5.6 Grafik Kerja Kompresor = f (Panjang Pipa Kapiler)	83
4.5.7 Grafik COP = f (Panjang Pipa Kapiler)	84
4.5.8 Grafik COP Elektrik = f (Panjang Pipa Kapiler)	85
4.5.9 Grafik HRR = f (Panjang Pipa Kapiler)	86
4.5.10 Grafik <i>Effectiveness</i> =	

f (Panjang Pipa Kapiler)	87
4.5.11 Grafik NTU HE = f (Panjang Pipa Kapiler)	88
4.5.12 Analisa P-h Diagram Variasi Pipa Kpiler	89
BAB V PENUTUP	
5.1 Kesimpulan	91
5.2 Saran	92
DAFTAR PUSTAKA	93
LAMPIRAN A Tabel Data dan Perhitungan	95
LAMPIRAN B Plot P-h Diagram	101

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 Grafik Perbandingan Temperatur in Evap LS dengan Mass Flow Rate	7
Gambar 2.2 P-h diagram untuk R290 (Musicool-22)	9
Gambar 2.3 Komponen-komponen Sistem Refrigerasi Uap	11
Gambar 2.4 P-h Diagram siklus kompresi uap yang telah dimodifikasi	12
Gambar 2.5 P-h Diagram siklus kompresi uap aktual yang telah dimodifikasi	13
Gambar 2.6 Salah satu jenis kompresor hermatik	15
Gambar 2.7 Gambar Sistem Pada Kompresor	15
Gambar 2.8 Gambar Sistem Pada Kompresor Isentropis	16
Gambar 2.9 <i>Air cooled condenser</i>	18
Gambar 2.10 Sistem pada <i>condenser</i>	18
Gambar 2.11 Evaporator	19
Gambar 2.12 Sistem pada evaporator	20
Gambar 2.13 Pipa kapiler	22
Gambar 2.14 <i>Software</i> Dancap	24
Gambar 2.15 Keseimbangan perpindahan panas antara fluida panas dan dingin	28
Gambar 2.16 Distribusi temperatur <i>concentric</i> <i>heat exchanger</i>	29
Gambar 3.1 Diagram alir penelitian	37
Gambar 3.2 Pemilihan Pipa Kapiler menggunakan <i>Software DanCap</i>	38
Gambar 3.3 Diagram alir <i>pre-cooling</i>	40
Gambar 3.4 Skema alat uji sistem pengkondisian udara	41
Gambar 3.5 Evaporator daikin	42
Gambar 3.6 Evaporator sharp	42
Gambar 3.7 Unit outdoor	43
Gambar 3.8 <i>Air cooled condensor</i>	44
Gambar 3.9 <i>Concentric tube</i>	44
Gambar 3.10 Pipa kapiler	45
Gambar 3.11 Foto <i>controller box</i>	45

Gambar 3.12 Diagram kelistrikan <i>controller box</i>	46
Gambar 3.13 <i>High pressure gauge</i> refco	48
Gambar 3.14 <i>High pressure gauge</i> starmec	49
Gambar 3.15 <i>Low pressure gauge</i> refco	50
Gambar 3.16 Flow meter	50
Gambar 3.17 <i>Clamp-On Ammeter</i> Digital	51
Gambar 3.18 <i>Thermocouple</i> tipe K	51
Gambar 3.19 Unit data akuisisi Yokogawa MX100	52
Gambar 3.20 Diagram alir pengambilan data	56
Gambar 3.21 Diagram alir perhitungan	57
Gambar 4.1 Grafik Laju Aliran Massa Refrigeran = f (Panjang Pipa Kapiler)	78
Gambar 4.2 Grafik Tekanan <i>Suction</i> = f (Panjang Pipa Kapiler)	79
Gambar 4.3 Grafik Tekanan <i>Discharge</i> = f (Panjang Pipa Kapiler)	80
Gambar 4.4 Grafik Temperatur Masuk Evaporator = f (Panjang Pipa Kapiler)	81
Gambar 4.5 Grafik Kapasitas Evaporator = f (Panjang Pipa Kapiler)	82
Gambar 4.6 Grafik Kerja Kompresor = f (Panjang Pipa Kapiler)	83
Gambar 4.7 Grafik COP = f (Panjang Pipa Kapiler)	84
Gambar 4.8 Grafik COP Elektrik = f (Panjang Pipa Kapiler)	85
Gambar 4.9 Grafik HRR = f (Panjang Pipa Kapiler)	86
Gambar 4.10 Grafik <i>Effectiveness</i> = f (Panjang Pipa Kapiler)	87
Gambar 4.11 Grafik NTU HE = f (Panjang Pipa Kapiler)	88
Gambar 4.12 Hasil Plot Kurva Kerja Sistem Menggunakan HE dengan Variasi Panjang Pipa Kapiler dengan <i>Software CoolPack</i>	89

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1 Panjang pipa kapiler I = 1 m	5
Tabel 2.2 Panjang pipa kapiler II = 1,2 m	6
Tabel 2.3 Panjang pipa kapiler III = 1,4 m	6
Tabel 2.4 Nilai Nusselt Number's	31
Tabel 3.1 Variasi panjang pipa kapiler yang digunakan	39
Tabel 3.2 Variasi panjang pipa kapiler yang digunakan	45
Tabel 3.4 Tabel spesifikasi alat	47
Tabel 4.1 Data Pengukuran Tanpa HE	59
Tabel 4.2 Data Pengukuran Dengan HE	69

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang Masalah

Perkembangan teknologi berkembang secara drastis dan terus berevolusi dalam kehidupan manusia. Salah satu teknologi tersebut adalah alat pengkondisian udara atau yang biasa disebut dengan sistem refrigerasi. Refrigerasi merupakan proses penyerapan kalor dari ruangan bertemperatur tinggi dan memindahkan kalor tersebut ke suatu medium tertentu yang bertemperatur lebih rendah sehingga didapatkan tercapainya suatu temperatur dan dipertahankannya temperatur tersebut di bawah temperatur lingkungan.

Di Indonesia, konsumen alat pengkondisian udara dari tahun ke tahun semakin meningkat seiring dengan laju pertumbuhan ekonomi dan laju pertumbuhan penduduk dan juga dikarenakan negara kita yang beriklim panas, tetapi disisi lain tarif pembayaran listrik mengalami kenaikan yang cukup tinggi. Oleh sebab itu penggunaan daya listrik yang rendah dari suatu produk alat pengkondisian udara merupakan faktor utama konsumen memilih produk yang dipasarkan.

Dalam upaya menurunkan tingkat konsumsi energi peralatan rumah tangga khususnya alat pengkondisian udara, salah satu alternatif yang dapat dilakukan adalah dengan mengoptimalkan efisiensi energi pada *air conditioner*. Untuk dapat mengoptimalkan dan meningkatkan efisiensi energi maka penulis mencoba melakukan uji eksperimen dengan memodifikasi *air conditioner* menjadi multi evaporator dengan menambahkan satu evaporator dan satu alat *pre-cooling*.

Secara umum *air conditioner* yang ada di pasaran hanya menggunakan satu evaporator, dengan memodifikasi menjadi multi evaporator akan dihasilkan satu evaporator tambahan, sehingga alat pengkondisian udara tersebut memiliki dua evaporator untuk mengkondisikan udara pada dua ruangan. Selain satu evaporator tambahan, alat pengkondisian udara tersebut

ditambahkan *pre-cooling* yang berguna sebagai kondensor tambahan agar dapat membantu kondensor utama untuk membuang kalor yang telah diserap oleh dua buah evaporator yang ada pada sistem, kalor yang dibuang melalui *pre-cooling* akan dimanfaatkan untuk memanaskan air yang nantinya dapat dimanfaatkan untuk keperluan rumah tangga.

Pada *air conditioner*, *expansion device* yang biasa digunakan adalah pipa kapiler yang fungsinya untuk menurunkan tekanan dan mengontrol aliran refrijeran sesuai dengan kondisi yang dibutuhkan. Pipa kapiler juga digunakan secara luas, tidak hanya sebatas hanya pada *air conditioner* saja tetapi juga pada lemari pendingin, *freezer*, dan *dehumidifiers*. Hal ini disebabkan karena selain bentuk pipa kapiler cukup sederhana harga pipa kapiler juga tidak terlalu mahal.

Namun pipa kapiler juga memiliki kerugian-kerugian, diantaranya adalah pipa tersebut tidak dapat diatur terhadap kondisi beban yang berubah-ubah, dan rentan terhadap penyumbatan benda asing karena ukuran diameternya yang sangat kecil.

Pada *air conditioner*, agar efisiensi dapat mencapai maksimum, panjang dan diameter pipa kapiler harus tertentu, kompresor dan alat ekspansi harus mencapai kondisi hisap dan buang, yang memungkinkan kompresor memompa refrijeran dari evaporator yang sama besarnya dengan yang dilewatkan oleh alat ekspansi.

Hal tersebut menunjukkan bahwa penentuan pipa kapiler harus sesuai dengan komponen-komponen lain yang ada di dalam sistem dan setiap ketidakcocokan akan menurunkan performance dari sistem tersebut.

Berkaitan dengan hal tersebut maka penulis melakukan serangkaian uji eksperimen pada *air conditioner* yang menggunakan refrigeran MC-22 dengan menggunakan beberapa dimensi panjang kapiler yang berbeda, yang hasilnya akan dianalisa pada tugas akhir ini.

1.2 Rumusan Masalah

Berdasarkan penjelasan diatas, maka rumusan masalah pada eksperimental kali ini adalah sebagai berikut :

1. Bagaimana performa dari sistem pengkondisian udara yang telah dimodifikasi dengan satu unit kompresor, satu unit *pre-cooling*, dan dua unit evaporator dengan menggunakan refrigeran MC-22 ?
2. Bagaimana hasil perbandingan performa dari penggunaan variasi panjang pipa kapiler yang berbeda pada sistem pengkondisian udara yang telah dimodifikasi ?

1.3 Tujuan

Berdasarkan penjelasan dari rumusan masalah diatas maka tujuan pada eksperimen kali ini adalah sebagai berikut :

1. Menganalisa performa dari sistem pengkondisian udara yang telah dimodifikasi dengan satu unit kompresor, satu unit *pre-cooling*, dan dua unit evaporator dengan menggunakan refrigeran MC-22.
2. Membandingkan performansi dari penggunaan variasi panjang pipa kapiler yang berbeda pada sistem pengkondisian udara yang telah dimodifikasi.

1.4 Batasan Masalah

Untuk menghindari luasnya permasalahan yang ada pada penulisan maka penulis membatasi ruang lingkup dari pembahasan hanya pada :

1. Energi kinetik dan potensial diabaikan.
2. Tidak ada *heat loss* dan *heat gain* pada sistem.
3. Pengujian alat dianalisa pada kondisi *steady state*.
4. Kompresor yang digunakan adalah kompresor hermatik tipe *rotary* dengan kapasitas 1HP.
5. Refrigeran yang digunakan adalah MC-22.

6. Diameter dalam (*inside diameter*) pipa kapiler yang digunakan adalah 0,054 in (1,3716 mm) dengan variasi panjang pipa kapiler 35 cm, 65 cm dan 95 cm.
7. *Heat Exchanger* yang digunakan untuk proses *pre-cooling* adalah jenis *concentric tube*.
8. Alat ukur sudah terkalibrasi dengan baik.
9. Penelitian dilakukan di lab Teknik Pendingin dan Pengkondisian Udara Teknik Mesin ITS.

1.5 Sistematika Penulisan

Sistematika penulisan yang digunakan adalah sebagai berikut:

1. BAB I PENDAHULUAN

Pada bab ini berisi latar belakang masalah, perumusan masalah, tujuan penelitian, batasan masalah dan sistematika penulisan.

2. BAB II TINJAUAN PUSTAKA

Pada bab ini disajikan mengenai teori yang mendasari penyusunan laporan tugas akhir secara umum, khususnya yang berhubungan dengan sistem refrigerasi.

3. BAB III METODOLOGI PENELITIAN

Pada bab ini menerangkan tentang semua hal yang berhubungan dengan penelitian yang akan dilakukan, yaitu spesifikasi peralatan penelitian serta metode dan langkah kerja yang digunakan.

4. BAB IV DATA DAN ANALISA HASIL

Pada bab ini berisi tentang data-data dari hasil percobaan, contoh perhitungan dan hasil penelitian yang ditampilkan dalam bentuk grafik, serta memberikan analisa tentang hasil percobaan.

5. BAB V PENUTUP

Pada bab ini berisi kesimpulan yang diambil dari hasil analisa penelitian dan saran-saran.

BAB II TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Tinjauan Pustaka

Telah dilakukan bebrapa penelitian tentang pengaruh panjang pipa kapiler terhadap COP dari sistem refrigerasi yang diuraikan secara singkat pada pemaparan dibawah ini.

2.1.1 Adhi Prastowo

Adhi Prastowo, dari Universitas Indonesia telah melakukan penelitian tentang “pengujian pengaruh panjang pipa kapiler terhadap koefisien prestasi pada lemari pendingin dengan refrijeran R134 A”. Penelitian ini untuk membandingkan performa dari sistem lemari pendingin dengan diameter pipa kapiler $d=0,00071$ m dengan panjang pipa kapiler I=1 m ; panjang pipa kapiler II=1,2 m ; panjang pipa kapiler III=1,4 m. Berikut ini adalah hasil penelitian variasi panjang pipa kapiler :

Tabel 2.1 Panjang pipa kapiler I = 1 m

Pipa (m)	P_c (MPa)	P_g (MPa)	h_1 (kJ/kg)	h_2 (kJ/kg)	h_4 (kJ/kg)	q_e (kJ/kg)	m (kg/kg)	COP
1	0.1324	1.4351	386.6	436	276.5	110.1	48.4	2.27
2	0.1324	1.3976	386.2	436	275.3	110.9	48.8	2.27
3	0.1325	1.37	385.8	435	274	111.8	49.2	2.27
4	0.1325	1.3031	385.8	432	273.7	112.1	48.2	2.43
5	0.1325	1.2662	385.8	432	273.4	112.4	48.2	2.4
6	0.1325	1.3424	385.8	432	272.8	113	48.2	2.5
7	0.1220	1.3355	384.2	432	272.4	111.8	47.8	2.3
8	0.1220	1.3217	384.2	431	271.8	112.4	48.8	2.4
9	0.1220	1.3079	384.2	431	271.1	113.1	48.8	2.4
10	0.1220	1.3079	384.2	431	271.1	113.1	48.8	2.4
11	0.1220	1.3079	384.2	431	271.1	113.1	48.8	2.4
12	0.1220	1.301	384.2	431	270.6	113.4	48.8	2.4
13	0.1186	1.2735	383.8	430	269.5	114.3	48.2	2.5
14	0.1186	1.2664	383.8	430	269.2	114.6	48.2	2.5
15	0.1186	1.2664	383.8	430	269.2	114.6	48.2	2.5

Tabel 2.2 Panjang pipa kapiler II = 1,2 m

Pipa II = 1,20 m								
No	pC (MPa)	pC (MPa)	h1 (kJ/kg)	h2 (kJ/kg)	h4 (kJ/kg)	q _{ev} (kJ/kg)	w (kJ/kg)	COP
1	0.1401	1.4369	367.8	435	277.1	110.7	47.2	2.4
2	0.1382	1.3562	386.2	430	273.4	112.8	45.8	2.5
3	0.1220	1.3079	385.5	431	271.2	114.3	45.5	2.5
4	0.1186	1.2941	385.1	431	271.2	113.9	45.9	2.5
5	0.1180	1.2941	385.1	431	270.5	114.6	45.9	2.5
6	0.1180	1.2941	385.1	431	270.5	114.6	45.9	2.5
7	0.1165	1.2941	384.9	431	270.5	114.4	46.1	2.5
8	0.1165	1.2941	384.9	431	270.5	114.4	46.1	2.5
9	0.1165	1.2941	384.9	431	270.5	114.2	46.3	2.5
10	0.1151	1.2941	384.7	431	270.5	114.2	46.3	2.5
11	0.1200	1.2941	384.7	431	270.5	114.2	46.3	2.5
12	0.1200	1.2941	384.7	431	270.5	114.2	46.3	2.5

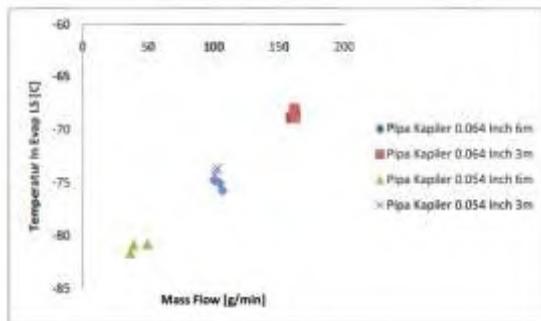
Tabel 2.3 Panjang pipa kapiler III = 1,4 m

Pipa III = 1,40 m								
No	pC (MPa)	pC (MPa)	h1 (kJ/kg)	h2 (kJ/kg)	h4 (kJ/kg)	q _{ev} (kJ/kg)	w (kJ/kg)	COP
1	0.1358	1.3700	367	435	274	113	46	2.4
2	0.122	1.2642	385.5	431	275.5	115	45.5	2.5
3	0.1161	1.2068	384.7	430	268.3	115.5	45.3	2.6
4	0.1117	1.2321	383.8	430	267.5	116.3	46.2	2.5
5	0.1082	1.2252	383.8	430	267.1	116.7	46.2	2.5
6	0.1082	1.2252	383.8	430	267.1	116.7	46.2	2.5
7	0.1082	1.1977	383.8	429	265.8	118	45.2	2.6
8	0.1078	1.1977	383.7	429	265.8	117.8	45.3	2.6
9	0.1078	1.1977	383.7	429	265.8	117.9	45.3	2.6
10	0.1062	1.2040	383.5	429	265.1	117.4	45.5	2.6
11	0.1048	1.1808	383.4	429	265.5	117.9	45.8	2.6
12	0.1048	1.1700	383.4	428	264.4	119	44.6	2.7
13	0.1048	1.1700	383.4	428	264.4	119	44.6	2.7
14	0.1048	1.1700	383.4	428	264.4	119	44.6	2.7

2.1.2 Hernadi

Pada tahun 2012 Hernadi, dari Universitas Indonesia telah melakukan penelitian “Analisa Pengaruh Panjang Pipa Kapiler 6m dan 3m Berdiameter 0,054 inch pada Mesin Pendingin *Cascade* Temperatur Rendah dengan Campuran Refrigeran *Ethane* dan CO_2 ”. Penelitian ini menggunakan komposisi 71% ethane dan 30% CO_2 dan variasi panjang pipa kapiler dengan diameter 0,054 inch adalah 6 m dan 3 m.

Analisa pengaruh pipa kapiler terhadap laju aliran dan temperatur masuk evaporator *pada low stage*



Gambar 2.1 Grafik Perbandingan Temperatur in Evap LS dengan Mass Flow Rate

Dari gambar diatas menunjukkan bahwa perubahan panjang serta diameter pipa kapiler sangat berpengaruh pada temperatur masuk evap LS dan laju aliran massa pada sistem. Penurunan temperatur masuk evap LS akan memperlambat laju aliran refrigeran pada sistem. Penurunan temperatur evap LS ini diakibatkan oleh penurunan tekanan yang dihasilkan oleh pipa kapiler dimana penurunan tekanan ini akan menghasilkan temperatur yang rendah, dimana semakin kecil diameter pipa kapiler dan semakin panjang pipa kapiler maka semakin rendah temperatur yang dihasilkan.

2.2 Refrigeran

Refrigeran atau bahan pendingin adalah suatu zat yang mudah dirubah bentuknya dari gas menjadi cair atau sebaliknya, dan juga sebagai media pemindah panas dari evaporator kemudian di pindah ke kondensor. Bahan pendingin banyak sekali macamnya seperti karbon, klorin, flourin, hidrogen dan beberapa unsur penyusun lainnya. Pada dasarnya pemilihan refrigeran berdasarkan penggunaannya tergantung kebutuhan dan sistem dimana refrigeran tersebut bekerja. Dalam pemilihan refrigeran juga mempengaruhi jenis dan kapasitas kompresor, jenis oil, jenis pressure gage dan juga kapasitas elemen penyusun

sistem lainnya. Penggunaan refrigeran yang jauh berbeda dari refrigeran desain dari sistem dapat menyebabkan rusaknya kompresor, flooding di kondensor, freezing di katup ekspansi dan masalah lainnya.

Sifat refrigeran yang penting dalam pemilihan refrigeran, antara lain sifat termodinamika, kimia, dan fisik. Sifat termodinamika yang penting antara lain titik didih, tekanan penguapan dan pengembunan, tekanan dan suhu kritis, titik beku, volume uap, COP, tenaga per ton refrigerasi. Sifat kimia berhubungan dengan reaksi refrigeran terhadap keadaan sekitar, antara lain tidak mudah terbakar, tidak beracun, tidak bereaksi dengan air, minyak dan bahan konstruksi. Sedangkan sifat fisik refrigeran berhubungan dengan bahan itu sendiri, antara lain konduktivitas dan kekentalan.

2.2.1 Musicool-22 (MC-22)

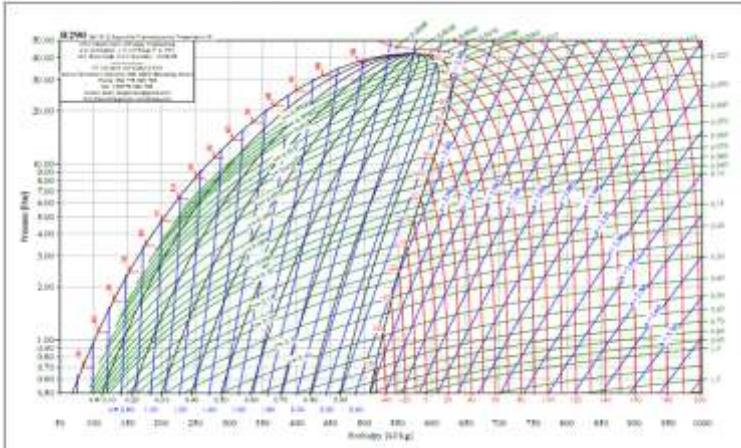
Musicool adalah refrigeran dengan bahan dasar hidrokarbon alam dan termasuk dalam kelompok *refrigerant ramah lingkungan*, dirancang sebagai alternatif pengganti refrigeran sintetik kelompok halokarbon seperti: CFC R-12, HCFC R-22, dan HFC R-134a yang masih memiliki potensi merusak alam.

Berikut ini adalah karakteristik refrigeran hidrocarbon produk dari Pertamina dengan merek dagang Musicool-22 (MC-22) sebagai berikut:

- Ciri-ciri : 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 MC-22 adalah propana, maka perhitungan MC-22 dapat juga dilakukan pendekatan dengan Propane atau R-290 (Aneka Firdaus, 2010).

Berikut ini adalah P-h diagram untuk refrigeran R-290 dengan *trade name* (nama dagang) Musicool-22



Gambar 2.2 P-h diagram untuk R290 (Musicool-22)

2.3 Sistem Refrigerasi

Refrijerasi merupakan proses penyerapan kalor dari ruangan bertemperatur tinggi dan memindahkan kalor tersebut ke suatu medium tertentu tertentu yang bertemperatur lebih rendah sehingga didapatkan tercapainya suatu temperatur dan dipertahankannya temperatur tersebut di bawah temperatur lingkungan. Penyerapan dan pemindahan kalor ini menggunakan kemampuan heat transfer dari suatu medium yang disebut refrijeran.

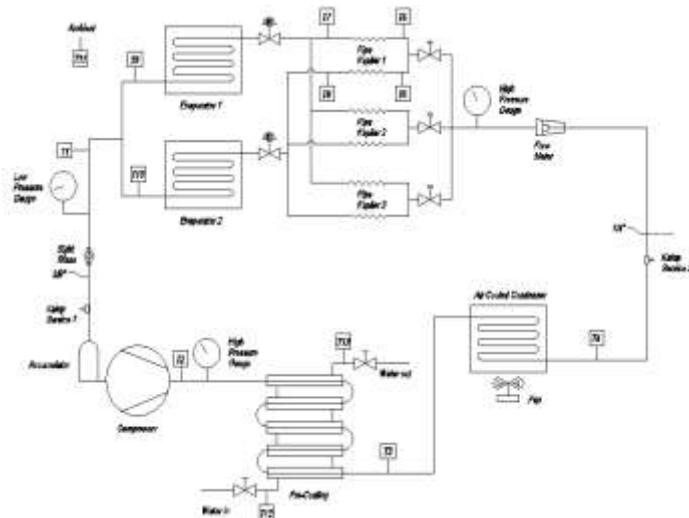
Sistem refrijerasi adalah kombinasi kombinasi komponen, peralatan dan perpipaan, yang dihubungkan dalam urutan tertentu untuk menghasilkan efek pendinginan sehingga dapat menjadikan kondisi temperatur suatu ruangan berada di bawah temperatur semula (menjadikan temperatur di bawah temperatur siklus). Pada prinsipnya dari sistem refrijerasi memanfaatkan prinsip dasar

termodinmika dimana kalor bergerak dari temperatur tinggi ke temperatur rendah pada suatu media. Kondisi temperatur rendah yang dihasilkan oleh suatu sistem refrigerasi diakibatkan oleh penyerapan panas pada *reservoir* dingin (*low temperature source*) yang merupakan salah satu bagian sistem refrigerasi tersebut. Panas yang diserap bersama-sama energi (kerja) yang diberikan kerja luar dibuang pada bagian sistem refrigerasi yang disebut *reservoir* panas (*high temperature source*).

Sistem refrigerasi secara garis besar dapat diklasifikasikan menjadi beberapa sistem refrigerasi, diantaranya yaitu sistem refrigerasi kompresi uap, sistem refrigerasi absorpsi, sistem refrigerasi ekspansi gas, sistem refrigerasi termoelektrik, dan sistem refrigerasi *magnetic*. Pada studi eksperimental ini akan digunakan sistem refrigerasi kompresi uap, sehingga bahasan selanjutnya akan terfokus pada sistem refrigerasi kompresi uap.

2.3.1 Sistem Refrigerasi Uap

Sistem refrigerasi kompresi uap adalah sistem refrigerasi yang paling sederhana, dimana fluida kerja mengalami proses penguapan dan pengembunan, serta proses kompresi dan ekspansi secara terus-menerus. Sistem refrigerasi kompresi uap ini memiliki empat komponen utama diantaranya, kompresor, kondenser, alat ekspansi, evaporator.



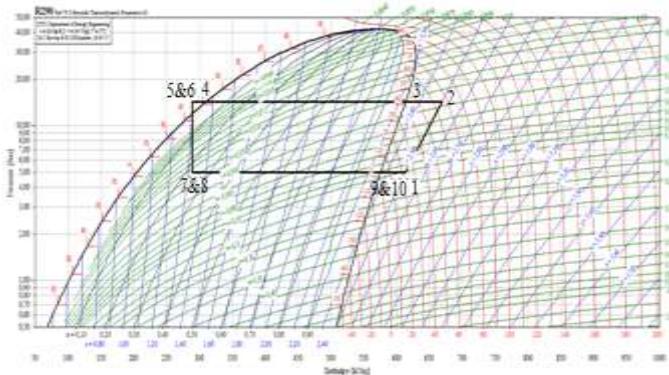
Gambar 2.3 Komponen-komponen Sistem Refrigerasi Uap

Gambar 2.3 adalah gambar sistem kompresi uap yang sudah dimodifikasi sehingga terdapat beberapa komponen tambahan pada sistem tersebut. Berikut ini adalah proses-proses yang membentuk siklus kompresi uap yang telah dimodifikasi :

- Proses 1 – 2 : kompresi isentropi.
- Proses 2 – 3 : pelepasan kalor secara isobaris pada *precooling*, 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 2.4 berikut ini :



Gambar 2.4 P-h Diagram siklus kompresi uap yang telah dimodifikasi

2.3.2 Sistem Refrigerasi Aktual

Daur kompresi uap aktual mengalami pengurangan efisiensi dibandingkan dengan daur ideal. Perbedaan penting antara daur nyata dan ideal terletak pada penurunan tekanan di dalam kondensor dan evaporator, dalam kondisi subcooling cairan yang meninggalkan kondensor, dan dalam pemanasan lanjut uap yang meninggalkan evaporator, hal tersebut dapat dilihat dalam gambar 2.5 berikut :



Gambar 2.5 P-h Diagram siklus kompresi uap aktual yang telah dimodifikasi

Adanya “ketidak idealan” 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

2.4 Komponen Utama Sistem Refrigerasi

Komponen utama dalam sistem kompresi uap standar siklus tunggal yang akan mensirkulasikan refrigeran secara terus-menerus terdapat empat komponen, yaitu :

1. Kompresor
2. Alat Ekspansi
3. Evaporator
4. Kondensor

2.4.1 Kompresor

Kompresor adalah jantung dari sistem kompresi uap karena fungsinya untuk memompa refrigeran agar tetap bersirkulasi di dalam sistem selain itu kompresor berfungsi untuk mengkompresi refrigeran uap agar mempunyai tekanan yang tinggi untuk memasuki kondensor. Dengan adanya kompresi ini maka terjadi perbedaan tekanan antara sisi keluar (*discharge line*) dengan sisi hisap (*suction line*) yang menyebabkan refrigeran dapat mengalir dalam sistem refrigerasi. Kompresor bekerja secara *isentropic*, tidak ada energi panas yang keluar ataupun masuk.

Jenis kompresor yang akan digunakan pada eksperimen sistem refrijerasi AC multi split kali ini adalah dengan jenis *hermatic reciprocating*.

Kompresor hermetik adalah sebuah kompresor dimana semua komponen-komponennya berada dalam satu rumah (selongsong), sambungan yang digunakan adalah sambungan las sehingga rapat udara, rumah kompresor terbuat dari baja dengan pengerjaan las sehingga baik kompresor maupun penyambungannya tidak dapat di buka maka hubungan kerumah kompresor hanya sambungan pipa hisap, sambungan pipa buang serta terminal-terminal listrik, oleh karena itu sebelum pengisian refrigerat perlu dilakukan dehidrasi yaitu pembebasan air karena dapat merusak motor. Kompresor jenis ini banyak digunakan pada kulkas, freezer, serta pengkondisian udara rumah tinggal.

Sedangkan kompressor putar atau *rotary compressor* dapat menghasilkan tekanan yang sangat tinggi. Pada kompresor rotari getaran yang dihasilkan relatif kecil dibandingkan dengan kompresor torak. Hal ini disebabkan sudu-sudu pada kompresor putar, yang merupakan elemen bolak-balik mempunyai massa yang jauh lebih kecil daripada torak. Selain itu kompresor rotari tidak memerlukan katup.

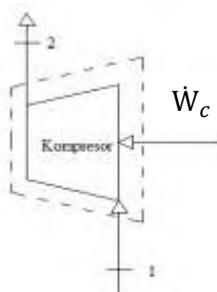


Gambar 2.6 Salah satu jenis kompresor hermatik

Untuk mengetahui daya nyata dari kompresor dapat diketahui dari daya yang diberikan terhadap kompresor. Daya tersebut dapat menghasilkan kenaikan tekanan pada keluaran kompresor, sehingga terjadi kenaikan dari entalpi. Adapun persamaan kerja kompresor dapat ditulis seperti berikut :

a) Kerja Nyata Kompresor

$$\dot{W}_c = \dot{m} \times (h_2 - h_1) \dots\dots\dots(2.1)$$



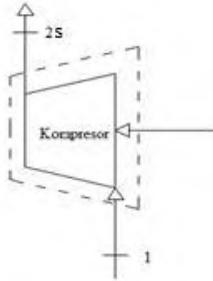
Gambar 2.7 Gambar Sistem Pada Kompresor

Dimana :

- \dot{W}_c = Kerja nyata kompresor (Watt)
- \dot{m} = Laju aliran massa refrijeran (kJ/kg)
- h_1 = Entalpi masuk kompresor (kJ/kg)
- h_2 = Entalpi keluar kompresor (kJ/kg)

b) Kerja Isentropis Kompresor

$$\dot{W}_{cs} = \dot{m} \times (h_{2s} - h_1) \dots \dots \dots (2.2)$$



Gambar 2.8 Gambar Sistem Pada Kompresor Isentropis

Dimana :

- \dot{W}_{cs} = Kerja isentropis kompresor (Watt)
- \dot{m} = Laju aliran massa refrijeran (kJ/kg)
- h_1 = Entalpi masuk kompresor (kJ/kg)
- h_{2s} = Entalpi keluar kompresor (kJ/kg)

Daya Input Kompresor merupakan besarnya daya listrik yang digunakan untuk menjalankan kompresor dalam suatu periode waktu tertentu. Energi listrik dinyatakan dengan besaran kWh artinya banyaknya daya yang dipakai dalam satuan Watt dalam jam.

$$\dot{W}_{in,comp} = VI \cos \varphi \dots \dots \dots (2.3)$$

Dimana:

- $\dot{W}_{in,comp}$ = Daya input kompresor dalam kW
- I = Kuat arus di saat kompresor bekerja, dalam Ampere

V = Tegangan listrik di saat kompresor bekerja, dalam Volt

Cos φ = Faktor daya

Untuk efisiensi yang dimiliki oleh sebuah kompresor dapat dirumuskan sebagai berikut :

$$\eta_c = \frac{\dot{W}_{cs}}{\dot{W}_c} = \frac{(h_{2s} - h_1)}{(h_2 - h_1)} \dots \dots \dots (2.4)$$

Dimana : η_c = Efisiensi isentropi kompresor

\dot{W}_c = Kerja kompresor nyata (Watt)

\dot{W}_{cs} = Kerja kompresor ideal (Watt)

h_{2s} = Entalpi ideal keluar kompresor (kJ/kg)

h_2 = Entalpi aktual keluar kompresor (kJ/kg)

h_1 = Entalpi masuk kompresor (kJ/kg)

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

2.4.2 Kondensor

Kondensor Berfungsi sebagai alat penukar kalor, menurunkan temperatur refrigeran, dan mengubah wujud refrigeran dari fasa gas menjadi fasa cair. Kondensor berfungsi sebagai pembuang panas (*heat rejection*) dari dalam sistem ke luar sistem. Pada saat refrigeran memasuki kondensor, maka refrigeran akan mengalami perubahan fase dari gas menjadi cair (terkondensasi). Perubahan ini mengakibatkan pengecilan entalpi refrigeran. Dengan adanya perbedaan entalphy pada sisi inlet dan outlet kondensor, maka dapat diketahui besarnya panas yang berhasil dilepas oleh refrigeran.

Kondensor yang di gunakan pada eksperimen kali terdapat dua jenis kondensor yaitu *Air cooled condenser* dan *concentric tube* sebagai *precooling*. Penambahan *precooling* pada sistem ini bertujuan untuk mencukupi kebutuhan kapasitas kondensor dikarenakan penambahan kapasitas evaporator. Berikut ini adalah rumus perhitungan *precooling* :

$$\dot{Q}_{precooling} = \dot{m}(h_2 - h_3) \dots \dots \dots (2.5)$$

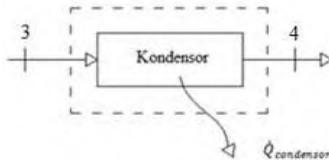
Dimana : \dot{m} = Laju aliran massa (kg/s)
 h_2 = Entalpi masuk *precooling* (kJ/kg)
 h_3 = Entalpi keluar *precooling* (kJ/kg)

Sedangkan besarnya panas yang berhasil dikeluarkan oleh refrigeran melalui *air cooled condenser* dapat dinyatakan dengan rumus sebagai berikut :

$$\dot{Q}_c = \dot{m} \times (h_3 - h_4) \dots \dots \dots (2.6)$$



Gambar 2.9 *Air cooled condenser*



Gambar 2.10 Sistem pada *condenser*

Dimana :

\dot{Q}_c = Panas yang dilepaskan oleh kondensator (Watt)

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

h_3 = Entalpi masuk kondensator (kJ/kg)

h_4 = Entalpi keluar kondensator (kJ/kg)

Untuk kapasitas kondensator total adalah penjumlahan dari kapasitas *precooling* dan kapasitas *air cooled condenser*. Sehingga dapat ditulis sebagai berikut:

$$\dot{Q}_{c_{total}} = \dot{Q}_{precooling} + \dot{Q}_c$$

Keterangan :

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

$\dot{Q}_{precooling}$ = Energi panas yang dibuang oleh *precooling* (watt)

\dot{Q}_c = Energi panas yang dibuang oleh *air cooled condensor* (watt)

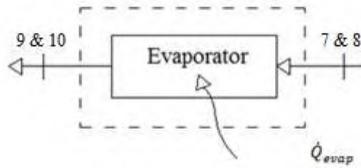
2.4.3 Evaporator

Komponen ini berfungsi untuk menyerap panas dari ruangan. Panas tersebut diserap dan dialirkan melalui *heat exchanger* kemudian dipindahkan ke refrigeran. Pada saat refrigeran menyerap panas, maka enthalpi refrigeran akan meningkat. Semakin banyak kenaikan entalpi pada refrigeran selama di evaporator maka semakin baik pula kinerja perangkat pendinginan udara yang terpasang. Bentuk evaporator sama persis dengan kondensor. Tetapi ukuran evaporator biasanya lebih kecil daripada kondensor. Alat penukar panas yang digunakan sebagai evaporator tipenya juga *compact heat exchanger*.



Gambar 2.11 Evaporator

Besarnya kapasitas pendinginan pada evaporator tergantung dari jumlah panas yang diserap refrigeran saat melalui evaporator. Untuk menghitung besarnya kapasitas pendinginan dapat menggunakan persamaan sebagai berikut :



Gambar 2.12 Sistem pada evaporator

Besarnya efek refrigerasi atau perubahan entalpi pada proses evaporasi adalah :

$$\dot{Q}_{e_1} = \frac{\dot{m}}{2} (h_9 - h_7) \dots \dots \dots (2.7)$$

$$\dot{Q}_{e_2} = \frac{\dot{m}}{2} (h_{10} - h_8) \dots \dots \dots (2.8)$$

Dimana :

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

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

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

h_7 = Entalpi masuk evaporator 1 (kJ/kg)

h_8 = Entalpi masuk evaporator 2 (kJ/kg)

h_9 = Entalpi keluar evaporator 1 (kJ/kg)

h_{10} = Entalpi keluar evaporator 2 (kJ/kg)

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

$$\dot{Q}_{e_{total}} = \dot{Q}_{e_1} + \dot{Q}_{e_2} \dots \dots \dots (2.9)$$

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 :

$$\dot{W}_{fan\ evap\ 1} = V_{fan\ evap\ 1} \times I_{fan\ evap\ 1} \times \cos\phi \dots\dots(2.10)$$

$$\dot{W}_{fan\ evap\ 2} = V_{fan\ evap\ 2} \times I_{fan\ evap\ 2} \times \cos\phi \dots\dots(2.11)$$

$$\dot{W}_{fan\ evap} = \dot{W}_{fan\ evap\ 1} + \dot{W}_{fan\ evap\ 2} \dots\dots\dots(2.12)$$

Dimana :

$V_{fan\ evap\ 1}$ = Tegangan listrik masuk ke *fan* evap unit 1 (Volt)

$V_{fan\ evap\ 2}$ = Tegangan listrik masuk ke *fan* evap unit 2 (Volt)

$I_{fan\ evap\ 1}$ = kuat arus masuk ke *fan* evap unit 1 (Amper)

$I_{fan\ evap\ 2}$ = kuat arus masuk ke *fan* evap unit 2 (Amper)

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

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

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

$\dot{W}_{fan\ evap}$ = kerja total yang masuk ke *fan* evaporator (Watt)

2.4.4 Alat Ekspansi

Alat ekspansi atau alat throttling menjadi komponen penentu dalam sistem pendinginan. Refrijeran pada fase cair dari kondensor yang akan diuapkan di evaporator dikontrol oleh alat ekspansi yang menyebabkan fasenya berubah menjadi campuran cair jenuh dan uap (*saturated liquid-vapor mixture*) dan tekanannya turun. Ketika terjadi penurunan tekanan maka temperatur juga akan turun. Fungsi alat ekspansi adalah untuk mengatur refrijeran cair dari saluran liquid line ke evaporator pada jumlah yang tepat sesuai kapasitas evaporator dan untuk menjaga perbedaan tekanan antara tekanan kondensasi dan tekanan evaporasi tetap konstant, agar refrijeran cair yang diuapkan di evaporator selalu berada pada tekanan rendah sesuai yang diinginkan dan sekaligus menjaga tekanan tinggi di sisi kondensor.

Terdapat berbagai macam tipe dan jenis dari *expansion device*, beberapa diantaranya adalah :

- katup ekspansi manual
- katup ekspansi otomatis/tekanan konstan

- katup ekspansi termostatik
- pipa kapiler
- katup apung sisi tekanan rendah
- katup apung sisi tekanan tinggi
- katup ekspansi thermal elektrik
- katup ekspansi elektronik

2.4.4.1 Pipa Kapiler

Pada *air conditioner*, alat ekspansi yang digunakan adalah jenis pipa kapiler. Pipa kapiler merupakan pipa berdiameter kecil, pada umumnya pipa kapiler mempunyai panjang 1 hingga 6 m, dengan diameter 0,5 hingga 5mm. Pipa kapiler ditempatkan antara bagian sistem bertekanan tinggi dan bagian sistem bertekanan rendah. Fungsinya adalah untuk menurunkan tekanan refrigeran sehingga terjadi penurunan temperatur di evaporator. Cairan refrigeran akan masuk mengalir melalui pipa kecil ini. Karena ukuran diameternya yang lebih kecil dibandingkan pipa kondenser, hal ini akan menyebabkan penurunan tekanan akibat penyempitan aliran sehingga terjadi gesekan dan percepatan aliran refrigeran di dalam pipa kapiler ini. Penurunan tekanan yang tiba-tiba ini menyebabkan sejumlah cairan refrigeran yang mengalir di dalam pipa berubah menjadi uap.



Gambar 2.13 Pipa kapiler

Pipa kapiler biasanya digunakan pada sistem yang kecil, dimana beban pendinginannya tidak banyak berubah, seperti pada AC split. Pengisian refrigeran pada sistem ini dilakukan secara bertahap, apabila isi refrigeran tetap cukup, maka refrigeran pada

saat meninggalkan evaporator telah berubah menjadi uap jenuh. Hal ini ditandai dengan terbentuknya salju pada permukaan evaporator. Bila pembentukan salju terlalu jauh sampai mendekati kompresor maka berarti jumlah refrigeran didalam sistem terlalu sedikit dan bila tidak seluruh permukaan evaporator terliputi oleh salju berarti jumlah refrigeran didalam sistem terlalu banyak.

Jika ada refrigeran yang tidak terkondensasi (uap) memasuki pipa kapiler, aliran masa refrigeran dalam pipa tersebut akan berkurang yang disebabkan karena volume spesifik uap refrigeran yang tinggi dan refrigeran mengalami pendinginan lebih lama pada kondensor. Sebaliknya, jika sejumlah refrigeran meluap pada kondensor, maka temperatur dan tekanan kondensor menjadi naik, menyebabkan kenaikan beda tekanan antara kedua ujung pipa tersebut sehingga aliran refrigeran dalam pipa kapiler tersebut menjadi lebih banyak atau bertambah.

Untuk dapat memenuhi batasan-batasan yang diperlukan, pipa kapiler digunakan dalam berbagai macam panjang dan diameter. Kompresor dan pipa kapiler harus mampu mencapai kondisi operasi yang telah ditentukan, yang memungkinkan kompresor memompa refrigeran dari evaporator sama besarnya dengan yang dilewatkan oleh pipa kapiler tersebut. Kompresor dan pipa kapiler tidak memiliki kebebasan penuh dalam menetapkan tekanan hisap karena relasi-relasi perpindahan kalor juga harus dipenuhi. Bila perpindahan kalor pada evaporator tidak dipenuhi pada titik seimbang maka dapat melaparkan (*starved*) atau pengumpanan berlebih (*overfeed*).

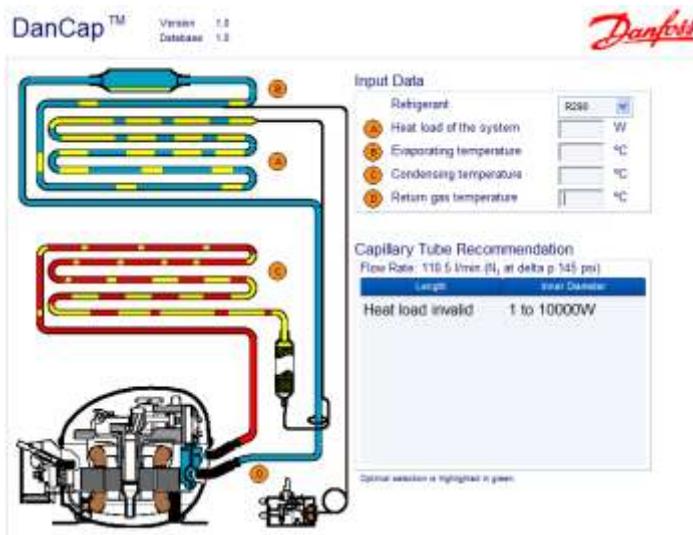
Proses ideal ekspansi berlangsung secara isoentalpi. Besarnya perubahan entalpi pada proses ekspansi adalah :

$$h_5 = h_7$$

Dimana : h_5 = Entalpi yang terkandung refrigeran masuk alat ekspansi (kJ/kg)
 h_7 = Entalpi yang terkandung refrigeran keluar alat ekspansi (kJ/kg)

2.4.4.2 Pemilihan Pipa Kapiler

Pemilihan pipa kapiler pada eksperimen kali ini penulis menggunakan *software* sebagai dasar acuan untuk menentukan diameter dan panjang pipa kapiler yang akan digunakan, *software* tersebut bernama DanCap yang dibuat oleh Danfoss *company*. Untuk dapat menghitung diameter dan panjang pipa kapiler yang akan digunakan maka terdapat parameter yang harus diketahui, parameter tersebut adalah jenis refrigeran, beban kalor di evaporator, temperatur evaporator dan temperatur kondensor, pada *software* ini ada 8 jenis refrigeran yaitu R12, R134a, R22, R290, R404A, R407C, R507, R600a. Berikut ini adalah tampilan dari *software* DanCap :



Gambar 2.14 Software DanCap

2.5 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).

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

2.5.1 Koefisien Unjuk Kerja/Prestasi (COP) *thermal*

Koefisien unjuk kerja/prestasi (COP) *thermal* adalah unjuk kerja teoritis yang dimiliki oleh sebuah sistem refrigerasi dimana energi yang digunakan sebagai kerja hanya yang dimasukkan oleh kompresor sedangkan proses kondensasi dan evaporasi terjadi secara natural (tanpa ada kerja berupa blower). Persamaan COP teoritis dapat dinyatakan seperti rumus di bawah ini:

$$COP_{thermal} = \frac{\dot{Q}_{e_{total}}}{\dot{W}_c} = \frac{\frac{\dot{m}}{2}(h_9 - h_7) + \frac{\dot{m}}{2}(h_{10} - h_8)}{\dot{m}(h_2 - h_1)} \dots\dots(2.13)$$

Dimana :

$COP_{thermal}$	= Coefficient of Performance aktual
$\dot{Q}_{e_{total}}$	= Total energi yang diserap oleh evap (Watt)
\dot{m}	= Laju aliran massa (kg/s)
h_1	= Entalpi masuk kompresor (kJ/kg)
h_2	= Entalpi keluar kompresor (kJ/kg)
h_7	= Entalpi keluar pipa kapiler 1 (kJ/kg)
h_8	= Entalpi keluar pipa kapiler 2 (kJ/kg)
h_9	= Entalpi keluar evaporator 1 (kJ/kg)
h_{10}	= Entalpi keluar evaporator 2 (kJ/kg)

COP ideal didapat dari mengasumsikan bahwa tidak ada kerja yang diberikan berupa energi listrik yang diberikan melalui blower saat kondensasi dan evaporasi.

2.5.2 Koefisien Unjuk Kerja/Prestasi (COP) *Elektrik*

Koefisien unjuk kerja/prestasi (COP) *elektrik* adalah unjuk kerja yang secara teoritis harus dimiliki oleh sebuah sistem refrigerasi. Untuk menghitung suatu prestasi aktual mesin refrigerasi dimana kapasitas evaporator total dibagi dengan daya

total yang masuk ke sistem, berikut ini adalah perumusan $COP_{elektrik}$:

$$COP_{elektrik} = \frac{\dot{Q}_{e_{total}}}{\dot{W}_{in,comp} + \dot{W}_{fan\ evap} + \dot{W}_{fan\ cond}} \dots\dots\dots(2.14)$$

Dimana :

- $COP_{elektrik}$ = Coefficient of Performance elektrik
 $\dot{Q}_{e_{total}}$ = Kapasitas total evaporator (watt)
 $\dot{W}_{in,comp}$ = Daya masuk ke kompresor (watt)
 $\dot{W}_{fan\ evap}$ = Daya masuk ke fan pada evaporator (watt)
 $\dot{W}_{fan\ cond}$ = Daya masuk ke fan pada kondensor (watt)

2.6 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.

$$HRR = \frac{\dot{Q}_{c_{total}}}{\dot{Q}_{e_{total}}} = \frac{\dot{m}(h_2 - h_3) + \dot{m}(h_3 - h_4)}{\frac{\dot{m}}{2}(h_9 - h_7) + \frac{\dot{m}}{2}(h_{10} - h_8)} \dots\dots\dots(2.15)$$

Dimana :

- HRR = Rasio pelepasan kalor
 \dot{Q}_c = Total energi panas yang dibuang oleh kondesor (Watt)
 $\dot{Q}_{e_{total}}$ = Total energi panas yang diserap oleh evaporator (Watt)
 \dot{m} = Laju aliran massa (kg/s)
 h_2 = Entalpi keluar kompresor (kJ/kg)
 h_3 = Entalpi keluar *precooling* (kJ/kg)
 h_4 = Entalpi keluar *air cooled condensor* (kJ/kg)
 h_7 = Entalpi keluar pipa kapiler 1 (kJ/kg)
 h_8 = Entalpi keluar pipa kapiler 2 (kJ/kg)
 h_9 = Entalpi keluar evaporator 1 (kJ/kg)
 h_{10} = Entalpi keluar evaporator 2 (kJ/kg)
 h_3 = Energi per satuan massa yang terkandung refrigeran setelah keluar kondesor (kJ/kg)

2.7 Heat Exchanger

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*.

2.7.1 Kesetimbangan Energi pada *Concentric Tube*

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

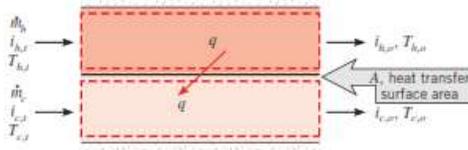
$$q_c = q_h \dots \dots \dots (2.16)$$

Dimana,

$$q_c = \dot{m}_c c_{p,c} (T_{c,o} - T_{c,i}) \text{ dan } q_h = \dot{m}_h c_{p,h} (T_{h,i} - T_{h,o}) \dots \dots (2.17)$$

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 ($^{\circ}$ C)
$T_{h.in}$	= Temperatur masuk fluida panas ($^{\circ}$ C)
$T_{c.out}$	= Temperatur keluar fluida dingin ($^{\circ}$ C)
$T_{h.out}$	= Temperatur keluar fluida dingin ($^{\circ}$ C)



Gambar 2.15 Kestimbangan perpindahan panas antara fluida panas dan dingin

(Sumber : Heat and Mass Transfer 7th edition – Incorpera and Dewit p.711)

Karena dalam *heat exchanger* terdapat variasi ΔT maka persamaan dapat ditulis sebagai berikut:

$$q = UA\Delta T_M$$

Dimana :

- q = Kapasitas *heat exchanger* (Watt)
- U = *Overall heat transfer coefficient* (Watt/m².K)
- A = Luasan (m²)
- T_m = Temperatur rata-rata (K)

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

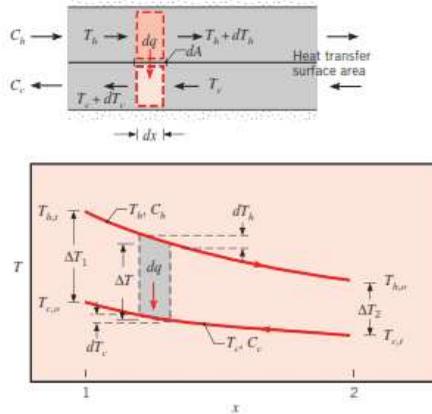
$$UA = \frac{1}{\frac{1}{h_o \cdot A_o} + \frac{1}{h_i \cdot A_i}} \dots \dots \dots (2.18)$$

Keterangan :

- U = koefisien perpindahan panas menyeluruh (W/m².K)
- h_o = koefisien perpindahan panas konveksi sisi luar pipa (W/m².K)
- h_i = koefisien perpindahan panas konveksi sisi dalam pipa (W/m².K)
- k = koefisien perpindahan panas konduksi pipa (W/m.K)
- A_o = Luas permukaan pipa sisi luar (m²)
- A_i = Luas permukaan pipa sisi dalam (m²)

2.7.2 Counterflow Heat Exchanger

Counterflow heat exchanger adalah alat penukar panas yang aliran fluida berlawanan antara fluida panas dan fluida dingin.



Gambar 2.16 Distribusi temperatur *concentric heat exchanger* (Sumber : Heat and Mass Transfer 7th edition – Incorpera and Dewit p.714)

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

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

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

Dimana :

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

2.7.3 Perpindahan Panas 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 :

$$Re_D = \frac{4\dot{m}}{\pi D \mu} \dots\dots\dots(2.19)$$

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

$$Nu_D = 0,023 Re_D^{4/5} Pr^n \dots\dots\dots(2.20)$$

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 ($T_s < T_m$)

$$h_{refrigeran} = \frac{Nu_D \cdot K}{D_i} \dots\dots\dots(2.21)$$

Dimana :

- Re_D = Reynolds number sisi *internal tube*
- h_i = Koefisien konveksi sisi *internal tube* (W/m²K)
- Nu_D = Nusselt number sisi *internal tube*
- μ = Viskositas fluida sisi *internal tube* (N. s/m²)
- K = Konduktifitas thermal (W/K)
- Pr = Prandalt number sisi *internal tube*
- D_i = Diameter dalam tube (m)

2.7.4 Concentric Tube 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:

$$q_i'' = h_i(T_{s,i} - T_m)$$

$$q_o'' = h_o(T_{s,o} - T_m)$$

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:

$$Nu_i \equiv \frac{h_o D_h}{k} \dots \dots \dots (2.22)$$

Dimana D_h adalah diameter hidrolis dari *concentric tube annulus*.

D_h dapat ditulis sebagai berikut:

$$D_h = \frac{4(\pi/4)(D_o^2 - D_i^2)}{\pi D_o + \pi D_i} = D_o - D_i \dots \dots \dots (2.23)$$

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

Tabel 2.4 Nilai Nusselt Number's

(Sumber : Heat and Mass Transfer 7th edition – 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
≈1.00	4.86	4.86

2.7.5 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,

$$q_{max} = C_c(T_{h,i} - T_{c,i}) \dots \dots \dots (2.24)$$

Untuk nilai $C_h < C_c$, maka,

$$q_{max} = C_h(T_{h,i} - T_{c,i}) \dots \dots \dots (2.25)$$

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

Dari persamaan (2.24) dan (2.25) dapat disimpulkan bahwa nilai q_{max} dapat diperoleh dengan persamaan berikut [2]:

$$q_{max} = C_{min}(T_{h,i} - T_{c,i}) \dots \dots \dots (2.26)$$

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

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

$$\epsilon = \frac{q}{q_{max}} \dots \dots \dots (2.27)$$

$$\epsilon = \frac{C_h(T_{h,i} - T_{h,o})}{C_{min}(T_{h,i} - T_{c,i})} \dots \dots \dots (2.28)$$

Atau

$$\epsilon = \frac{C_c(T_{c,o} - T_{c,i})}{C_{min}(T_{h,i} - T_{c,i})} \dots \dots \dots (2.29)$$

dimana :

ϵ = *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* $0 \leq \epsilon \leq 1$. Jika ϵ , $T_{h,i}$, dan $T_{c,i}$ diketahui maka nilai perpindahan panas aktual dapat dirumuskan sebagai berikut :

$$q = \epsilon C_{min}(T_{h,i} - T_{c,i}) \dots \dots \dots (2.30)$$

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

$$\varepsilon = f\left(NTU, \frac{C_{min}}{C_{max}}\right) \dots \dots \dots (2.31)$$

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 [3]:

$$NTU = \frac{UA}{C_{min}} \dots \dots \dots (2.32)$$

dimana:

NTU = *Number of Transfer Units*

U = *Overall heat transfer coefisien*, dalam W/m^2K

A = Luas bidang perpindahan panas, dalam m^2

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 :

$$NTU = \frac{1}{C_r - 1} \ln\left(\frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon C_r - 1}\right), \text{ untuk } (C_r < 1) \dots \dots \dots (2.33)$$

atau

$$NTU = \frac{\varepsilon}{1 - \varepsilon}, \text{ untuk } (C_r = 1) \dots \dots \dots (2.34)$$

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB III

METODOLOGI PENELITIAN

3.1 Langkah-langkah Penelitian

Berdasarkan tujuan penelitian, maka langkah-langkah analisa yang digunakan dalam penelitian ini adalah sebagai berikut :

3.1.1 Perumusan Masalah

Langkah pertama dari langkah analisa penelitian adalah perumusan masalah. Perumusan adalah penjelasan dari dari identifikasi masalah, selain itu perumusan masalah diperlukan untuk membentuk kerangka berfikir dalam menyusun rencana penyelesaian percobaan termasuk merancang metode atau teknik pendekatan yang tepat untuk digunakan sebagai langkah-langkah dalam penelitian yang selanjutnya ditentukan tujuan dari penelitian ini.

3.1.2 Studi Literatur

Setelah merumuskan masalah kemudian dilakukan pencarian literatur yang mendukung seperti prinsip-prinsip dasar tentang sistem refrigerasi serta penelitian-penelitian terdahulu yang ada kaitannya dengan tugas akhir penulis. Semua hasil literatur yang didapatkan akan digunakan dalam penyusunan dasar teori untuk penelitian. Setelah literatur yang dibutuhkan diperoleh kemudian dilanjutkan dengan menentukan langkah-langkah yang akan dilakukan dalam penyusunan dan pengujian peralatan.

3.1.3 Perancangan Peralatan

Untuk memulai percobaan terlebih dahulu dilakukan persiapan peralatan pengujian, yaitu merencanakan lalu merancang peralatan-peralatan alat-lat yang akan digunakan dalam pengujian. Hal tersebut dilakukan untuk memastikan bahwa alat yang akan digunakan sesuai dengan pengujian yang akan dilakukan.

3.1.4 Pengambilan Data

Pengambilan data dilakukan untuk mendapatkan informasi yang dibutuhkan untuk menyelesaikan permasalahan yang ada. Data yang didapatkan pada pengujian ini adalah berupa temperatur, tekanan pada setiap *pressure gauge*, arus listrik, dan faktor daya yang digunakan oleh kompresor. Pengujian dilakukan bergantian untuk tiap variasi panjang pipa kapiler.

3.1.5 Pengolahan Data Perhitungan

Setelah mendapatkan data dari hasil percobaan, maka data akan diolah dengan menggunakan rumus yang ada pada dasar teori. Perhitungan yang dilakukan antara lain adalah menghitung kapasitas pendinginan di evaporator, menghitung kerja isentropis dan aktual kompresor, menghitung kebutuhan daya kompresor, menghitung koefisien prestasi (COP), menghitung rasio pelepasan kalor, menghitung efisiensi kompresor (η_c).

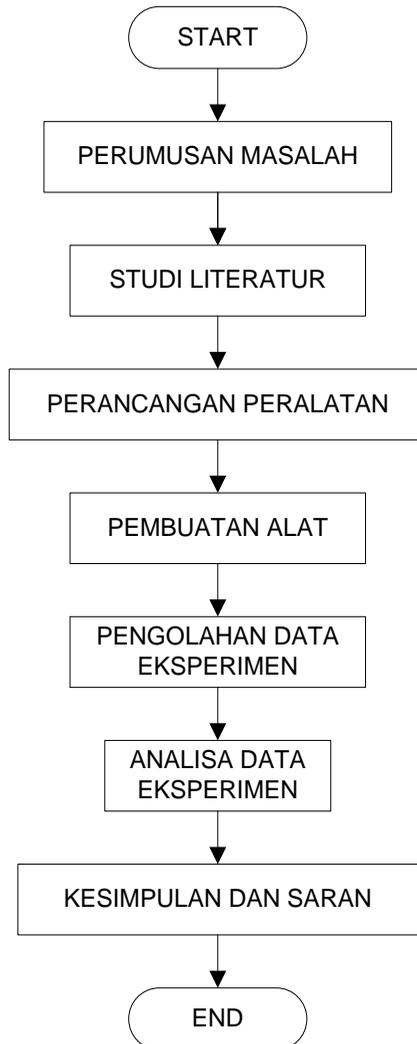
3.1.6 Analisa Data Perhitungan

Dari hasil perhitungan diatas diamati dan dianalisa karakteristik sistem modifikasi AC split setelah itu dibuat grafik-grafik hasil pengolahan data yang nantinya akan mempermudah penulis dalam melakukan analisa terhadap data hasil perhitungan tersebut.

3.1.7 Pengambilan Kesimpulan

Dari hasil penelitian ini dapat diambil kesimpulan berdasarkan hasil perhitungan karakteristik sistem modifikasi AC split dengan variasi panjang pipa kapiler. Kemudian data ini dapat dijadikan sebagai acuan untuk pengembangan sistem modifikasi AC split selanjutnya.

3.1.8 Diagram Alir Penelitian

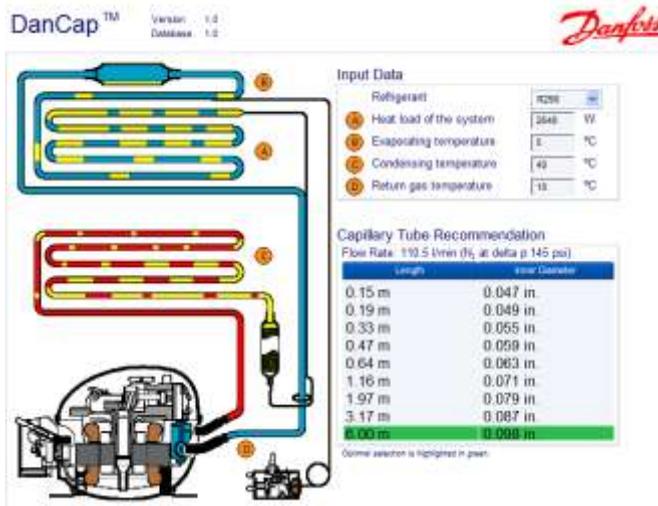


Gambar 3.1 Diagram alir penelitian

3.2 Pemilihan Pipa Kapiler

Pada eksperimen modifikasi *split air conditioning* kali ini akan digunakan 2 buah kapiler yang panjangnya sama pada 2 buah evaporator, hal ini dikarenakan *cooling capacity* pada masing-masing evaporator adalah sama yaitu 2,64 kW, pada sistem kali ini juga mengganti jenis refrigeran yang digunakan dari R-22 menjadi MC-22 maka dari itu untuk mengetahui berapa panjang dan diameter pipa kapiler pada sistem yang telah dimodifikasi menggunakan *software DanCap*. Untuk mengetahui ukuran panjang dan diameter pipa kapiler ada beberapa parameter yang harus diketahui yaitu kapasitas pendinginan, temperatur evaporasi dan temperatur kondensasi.

Sebelumnya sudah diketahui kapasitas pendinginan 2,64 kW, temperatur evaporasi 5°C dan temperatur kondensasi 40°C



Gambar 3.2 Pemilihan Pipa Kapiler menggunakan *Software DanCap*

Dengan menggunakan *software DanCap* maka dipilih panjang pipa kapiler ukuran standar yaitu diameter dalam 0,054 in dengan panjang pipa kapiler 35 cm. Sedangkan pada eksperimen

kali ini akan digunakan 3 variasi panjang pipa kapiler sebagai berikut :

Tabel 3.1 Variasi panjang pipa kapiler yang digunakan

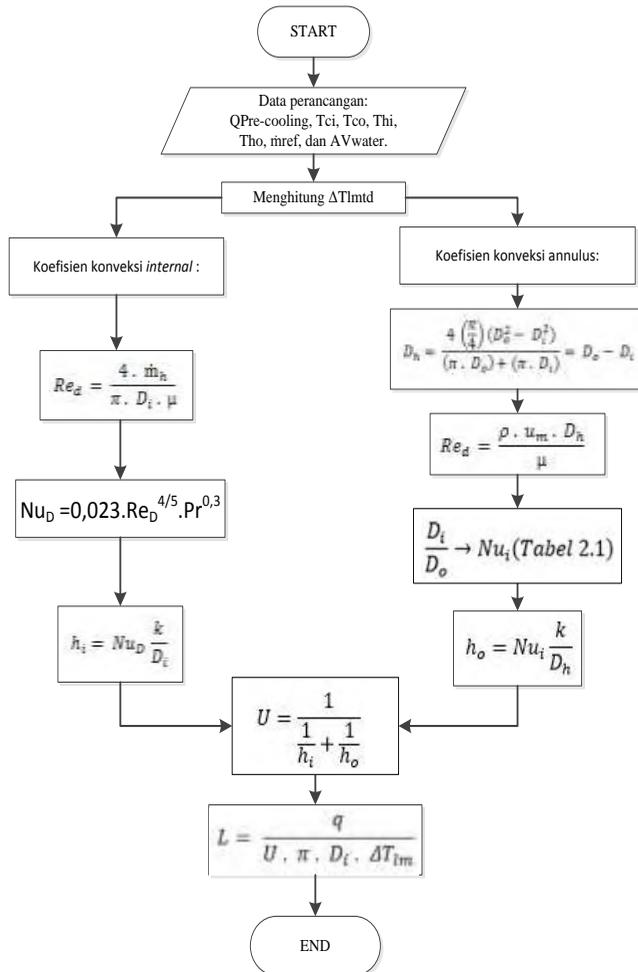
No	Jumlah Pipa Kapiler	Diameter Dalam (in)	Panjang Pipa (cm)
1	2	0,054	35
2	2	0,054	65
3	2	0,054	95

3.3 Pre-cooling

Langkah-langkah dalam perancangan sebagai berikut:

- a) Menentukan kapasitas dari precooling, temperatur masuk refrigeran, temperatur keluar refrigeran, temperatur masuk air, temperatur keluar air, diameter dalam, diameter luar.
- b) Menghitung ΔT_{lm} .
- c) Menghitung bilangan reynold refrigeran dan menghitung diameter hidrolis pipa annulus.
- d) Menghitung bilangan nusselt refrigeran dan bilangan reynold air.
- e) Menghitung nilai koefisien konveksi refrigen dan nilai koefisien konveksi air.
- f) Menghitung nilai *overall heat transfer*.
- g) Menghitung panjang pipa yang dibutuhkan untuk alat penukar panas tipe *concentric*.

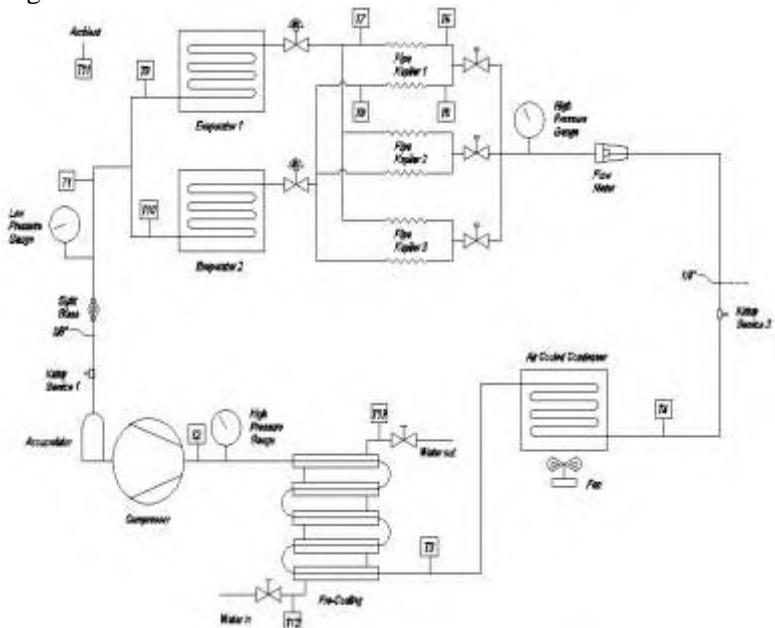
3.3.1 Diagram Alir Perhitungan *Pre-cooling*



Gambar 3.3 Diagram alir perhitungan *pre-cooling*

3.4 Skema Dan Peralatan Uji Sistem Pengkondisian Udara

Sistem modifikasi AC split yang akan digunakan adalah sebagai berikut :



Gambar 3.4 Skema alat uji sistem pengkondisian udara

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 *in* pipa kapiler 2 ($^{\circ}\text{C}$)
- T7 = Temperatur *out* pipa kapiler 1 ($^{\circ}\text{C}$)
- T8 = Temperatur *out* pipa kapiler 2 ($^{\circ}\text{C}$)
- T9 = Temperatur *out* evaporator 1 ($^{\circ}\text{C}$)

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

3.4.1 Komponen Peraratan pengujian Sistem Modifikasi AC Split

1. Unit Indoor

Spesifikasi Indoor :

Evaporator 1



Gambar 3.5 Evaporator daikin

Merk	: Daikin
Model	: FT25DVM4
Tipe	: <i>Tubes & fins air cooled</i>
<i>Cooling capacity</i>	: 2,62 kW
Input	: 35 Watt
Current	: 0,17 Ampere

Evaporator 2



Gambar 3.6 Evaporator sharp

Merk : SHARP
 Model : AH-A9HEV
 Tipe : *Tubes & fins air cooled*
 Cooling capacity : 2,64 kW
 Input : 35 Watt
 Current : 0,17 Ampere

2. Unit Outdoor



Gambar 3.7 Unit outdoor

Spesifikasi outdoor :

Merk : Daikin
 Model : R25DV14
 Tipe Kompresor: Rotari Hermetik
 Horse Power : 1
 Voltage/Hz : 220/50
 Rated input power : 0,815 kW
 Rated current : 3,94 A
 Refrigeran : R-22

3. Kondensor

➤ *Air cooled condensor*



Gambar 3.8 *Air cooled condensor*

Jenis : *Tube and fins air cooled condenser*
Tipe : *Compact heat exchanger*
Material : *Pipa tembaga*

➤ *Concentric tube*



Gambar 3.9 *Concentric tube*

Spesifikasi

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

4. Pipa kapiler



Gambar 3.10 Pipa kapiler

Variasi pipa kapiler yang akan digunakan adalah sebagai berikut :

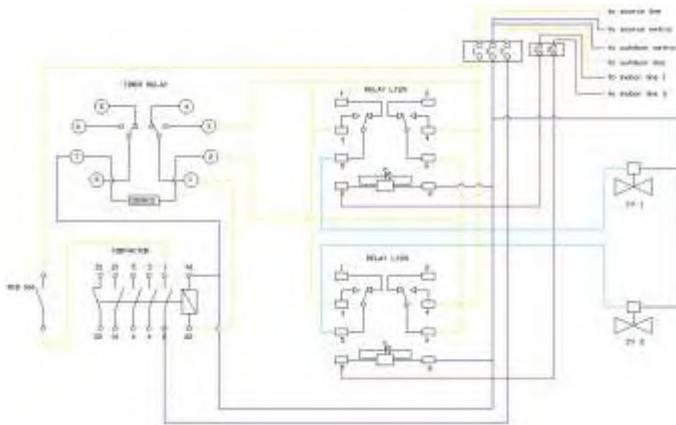
Tabel 3.2 Variasi panjang pipa kapiler yang digunakan

No	Jumlah Pipa Kapiler	Diameter Dalam (in)	Panjang Pipa (cm)
1	2	0,054	35
2	2	0,054	65
3	2	0,054	95

3.4.2 Diagram Kelistrikan dan komponen pada *Controller Box*



Gambar 3.11 Foto *controller box*



Gambar 3.12 Diagram kelistrikan *controller box*

Sistem kelistrikan pada *controller box* ini memiliki diagram kelistrikan yang sederhana seperti ditunjukkan pada Gambar 3.13 Masing-masing unit indoor akan memberikan sinyal kepada masing-masing relay, kemudian sinyal tersebut akan mengalirkan listrik kedalam coil sehingga mempunyai gaya elektromagnetis yang berfungsi untuk menghubungkan jalur *normally close* (NO) menjadi terhubung, pada relay tipe LY2N terdapat 2 terminal, terminal 1 akan langsung mengalirkan arus pada SV sehingga katup SV akan terbuka, kemudian terminal 2 akan mengalirkan arus kedalam timer yang akan memicu kontak NO pada timer menjadi terhubung setelah *delay time* pada timer telah mencapai waktu yang telah ditentukan, setelah arus terhubung pada timer relay maka arusnya akan mengalir dan mengaktifkan coil pada komponen yang terakhir yaitu kontaktor, prinsip kontaktor pada hampir sama dengan relay hanya saja kontaktor digunakan untuk arus yang lebih besar dimana pada rangkaian ini kontaktor akan menghubungkan jalur pada motor kompresor sehingga kompresor dapat bekerja.

3.4.2.1 Komponen-komponen pada *Controller Box*

Tabel 3.3 Tabel spesifikasi alat

No	Nama komponen	Merk /Tipe	Foto	Spesifikasi
1	Relay	OMRON/ LY2N		<ul style="list-style-type: none"> ➤ <i>Coil ratings</i> : 220 VAC 4.8 mA (50 Hz) / 220 VAC 4.2 mA (60 Hz) / 240 VAC 5.3 mA (50 Hz) / 240 VAC 4.6 mA (60 Hz) ➤ <i>Coil resistance</i> : 18790 Ω ➤ <i>Operate voltage</i> : 80 % max ➤ <i>Release voltage</i> : 30 % Min ➤ <i>Max. Voltage</i> : 110 % (of rated voltage) ➤ <i>Power consumption</i> : 0.9 to 1.1 VA (60 Hz)
2	Analog Timer Relay	OMRON/ AT8N		<ul style="list-style-type: none"> ➤ <i>Time setting range</i> : 0,05 sec to 100 hour (Max. Time) ➤ <i>Power supply</i> : 24-240 VAC (50/60Hz) ➤ <i>Allowable voltage range</i> : 90 to 110% of rated voltage ➤ <i>Power consumption</i> : 24-240VAC : Approx. 3,3VA

3	Kontaktor	Schneider/ LC1 D09		
4	MCB	Schneider/ C6		➤ Maximum load : 6 Ampere
5	Solenoid valve	Castel/ 1020/2		<ul style="list-style-type: none"> ➤ Connection type : 1/4" flare ➤ MOPD : 21 AC ➤ Max./Min. Allowable temperature : - 35°C / +105°C ➤ Maximum allowable pressure : 45 bar

3.5 Alat Ukur Pengujian

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.



Gambar 3.13 *High pressure gauge refco*

Spesifikasi

Merk	: REFCO
Tipe	: Classe 1,6
Range Pengukuran	: -30 psi – 500 psi -1 bar – 35 bar
Tingkat Ketelitian	: 10 psi, 1 bar

High pressure gauge 2

Gambar 3.14 *High pressure gauge starmec*

Spesifikasi

Merk	: STARMEC
Range Pengukuran	: 0 psi – 500 psi 0 kgf/cm ² – 35 kgf/cm ²
Tingkat Ketelitian	: 5 psi 0.2 kgf/cm ²

- *Low Pressure Gauge* berfungsi untuk mengukur tekanan kerja di sisi tekanan rendah (*suction*) pada mesin refrigerasi. Gambar 3.3 merupakan gambar dari alat *high low pressure gauge*.



Gambar 3.15 *Low pressure gauge refco*

Low pressure gauge

Merk	: REFCO
Tipe	: Classe 1,6
Range Pengukuran	: -30 psi – 150 psi -1 bar – 10 bar
Tingkat Ketelitian	: 2 psi, 0.2 bar

2. Flowmeter

Flow meter adalah alat yang digunakan untuk mengetahui adanya suatu aliran material (liquid, dan gas) dalam suatu jalur aliran, pada eksperimen kali ini flow meter yang digunakan hanya satu buah saja.



Gambar 3.16 Flow meter

Spesifikasi

Merk : ROTA
 Range Pengukuran : 0 – 0.07 Liter/second

3. Clamp-on Ammeter Digital

Clamp-on Ammeter merupakan alat yang berfungsi untuk mengukur tegangan dan arus listrik yang mengalir pada sistem.



Gambar 3.17 *Clamp-On Ammeter Digital*

Spesifikasi

Merk : Sanwa
 Tipe : DCM 60I
 Range Pengukuran : 0 – 600 Ampere, 0 – 600 Volt,
 0 – 200 ohm

4. Thermocouple

Merupakan alat ukur yang digunakan untuk mengukur temperatur pada titik-titik pengukuran yang telah ditentukan pada sistem, jenis *thermocouple* yang digunakan adalah tipe K.



Gambar 3.18 *Thermocouple tipe K*

Spesifikasi

Merk	:
Tipe	: <i>Thermocouple</i> tipe K
Bahan sisi positif	: Nikel dan kromium
Bahan sisi negatif	: Nikel dan aluminium
<i>Range</i> Pengukuran	: 0 – 1100 °C

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 3.19 Unit data akuisisi Yokogawa MX100

Spesifikasi

Merk	: YOKOGAWA
Tipe	: MX100
Language	: English
Supply voltage	: 100VAC-240VAC

3.6 Langkah Pengujian

Pengujian pada sistem modifikasi AC split ini menggunakan refrigeran MC-22 dengan tiga variasi panjang pipa kapiler. Pengambilan data akan dilakukan setelah kondisi sistem *steady state*. Jika temperatur di dalam sistem sudah konstan (*steady*) maka pengambilan data dapat dilakukan. Prosedur dalam pengujian ini terdiri dari dua langkah, yaitu langkah persiapan dan langkah pengujian.

1. Langkah Persiapan

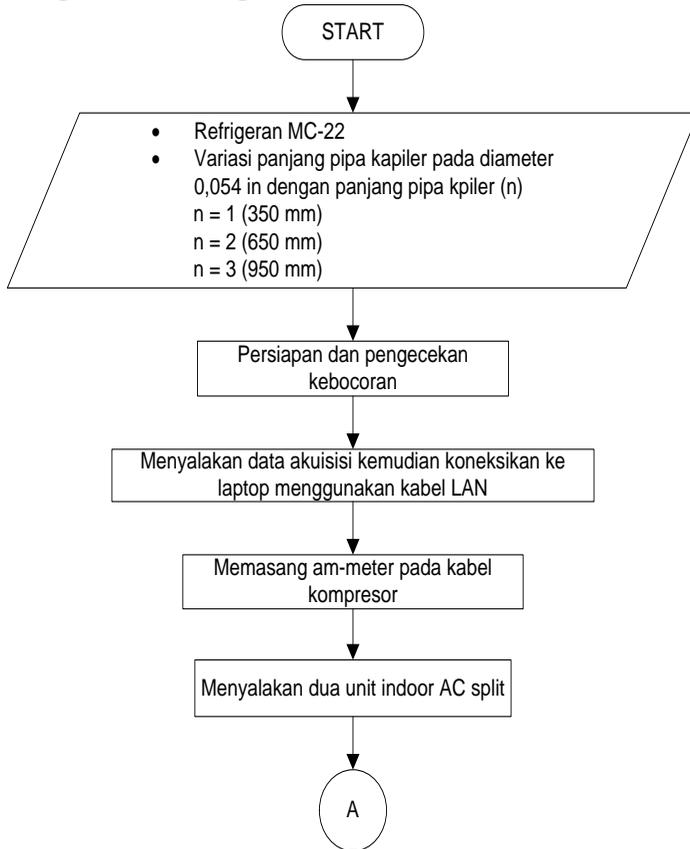
- a) Memastikan kondisi lingkungan sekitar aman dan tidak ada yang berpotensi untuk mengganggu kinerja alat.
- b) Memastikan peralatan uji dalam keadaan bersih dan berfungsi sebagaimana mestinya.
- c) Memastikan semua kondisi kelistrikan dalam keadaan siap dan terpasang dengan baik.
- d) Memastikan kontak (colokan) yang terpasang ke sumber (PLN) tidak terbalik antara phase dan netralnya.
- e) Memastikan *globe valve* dan katup service pada *discharge* dan *suction* telah terbuka agar refrigeran dapat mengalir.
- f) Memvakum sistem menggunakan pompa vakum untuk mengeluarkan uap air yang ada dalam sistem hingga tekanan di sistem -30 psia.
- g) Melakukan cek kebocoran dengan melihat *pressure gauge* apakah tekanan vakum bertambah atau tidak.
- h) Jika sistem tidak bocor maka langkah selanjutnya adalah mengisi sistem dengan refrigeran MC-22

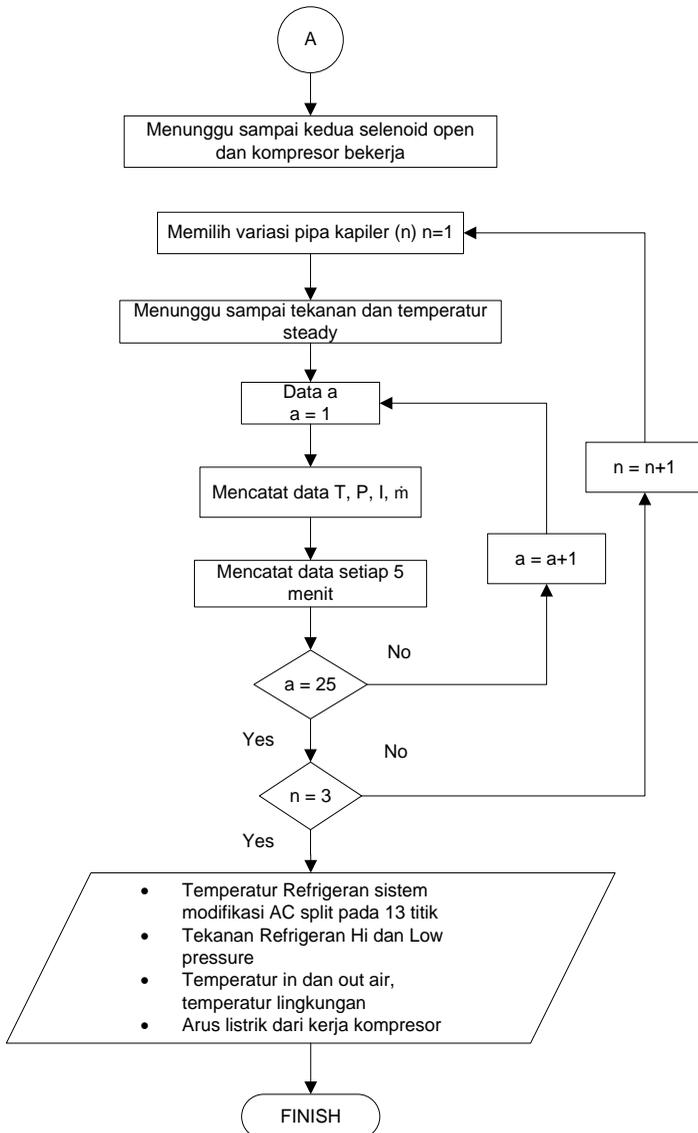
2. Langkah Pengujian

- a) Menyalakan data akuisisi.
- b) Koneksikan laptop dengan data akuisis menggunakan kabel LAN.

- c) Menyalakan ammeter kemudian memasangkannya pada kabel kompresor untuk mengetahui arus listrik yang mengalir pada kompresor.
- d) Menyalakan *fan* pada kedua evaporator menggunakan masing-masing *remote control*.
- e) Menunggu indoor mengirimkan sinyal ke relay pada *box controller*.
- f) Mengecek apakah selenoid valve telah terbuka.
- g) Mengamati tekanan pada *pressure gauge*, apakah sudah sesuai dengan tekanan kerjanya atau belum. Jika belum maka tunggu sampai sesuai.
- h) Mengamati temperatur pada semua titik pada laptop yang diukur menggunakan *thermocouple* melalui data akuisisi.
- i) Menunggu sistem berjalan sampai *steady*, dimana *properties* seperti temperatur dan tekanan pada semua titik sudah tidak berubah-ubah lagi atau berubah tapi besarnya tidak terlalu signifikan.
- j) Setelah kondisi sistem *steady*, catat data tekanan dari *low* dan *high pressure*, *mass flow rate* dari *flow meter*, arus listrik yang mengalir dari ammeter dan khusus untuk temperatur data sudah tercatat pada laptop sesuai dengan interval waktu yang telah ditentukan pada data akuisisi.
- k) Memvariasikan panjang pipa kapiler dengan cara membuka *globe valve* pada aliran pipa kapiler yang akan digunakan, kemudian tutup *globe valve* pada aliran pipa kapiler yang telah digunakan.
- l) Setelah pengambilan data selesai maka matikan sistem dengan menekan tombol *off* pada masing-masing *remote* dengan demikian kompresor akan berhenti dan selenoid valve akan menutup, kemudian cabut steker dari sumber listrik.

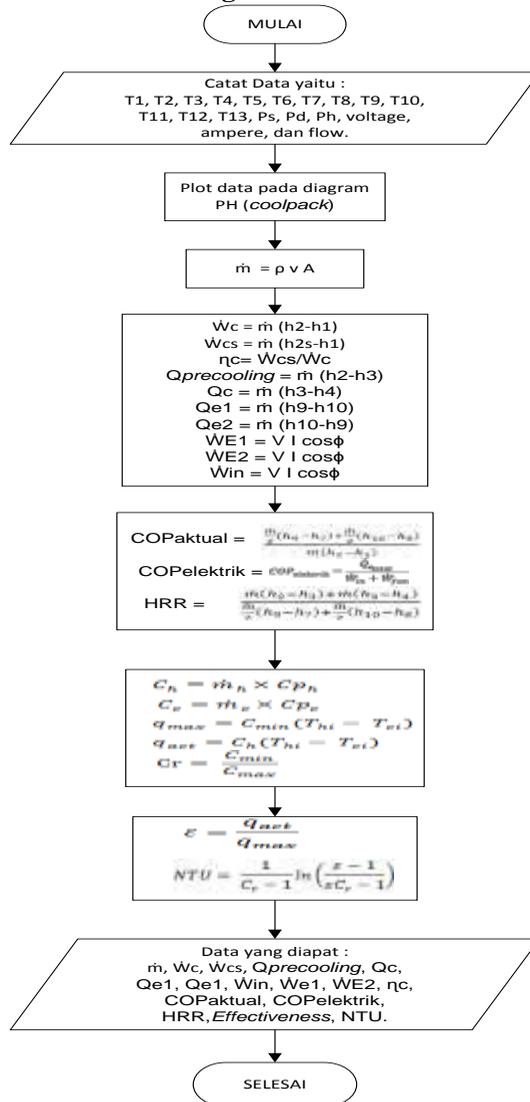
3.7 Diagram Alir Pengambilan Data





Gambar 3.20 Diagram alir pengambilan data

3.8 Diagram Alir Perhitungan



Gambar 3.21 Diagram alir perhitungan

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB IV PERHITUNGAN DAN ANALISA DATA

4.1 Data Hasil Percobaan Tanpa HE

Data percobaan tanpa menggunakan *heat exchanger* adalah data awal yang akan digunakan sebagai dasar perancangan dari *heat exchanger* itu sendiri. Kapiler yang digunakan adalah kapiler berukuran 35 cm dan menggunakan refrigeran Musicool-22. Data hasil pengujian dapat dilihat pada lampiran.

4.1.1 Contoh Perhitungan Data Tanpa HE

Data yang digunakan sebagai data analisa adalah data pada saat sistem telah steady, kemudian data tersebut dirata-rata untuk mewakili data pada kondisi steady pada satu variasi data, berikut ini adalah data hasil rata-rata dari percobaan tanpa menggunakan *heat exchanger* dengan panjang pipa kapiler 35 cm :

Tabel 4.1 Data Pengukuran Tanpa HE

Temperatur <i>suction</i>	T1	23,47°C
Temperatur <i>discharge</i>	T2	68,40°C
Temperatur <i>out air cooled condenser</i>	T4	34,23°C
Temperatur <i>in</i> pipa kapiler 1	T5	30,60°C
Temperatur <i>in</i> pipa kapiler 2	T6	30,20°C
Temperatur <i>out</i> pipa kapiler 1	T7	6,93°C
Temperatur <i>out</i> pipa kapiler 2	T8	6,93°C
Temperatur <i>out</i> evaporator 1	T9	22,50°C
Temperatur <i>out</i> evaporator 2	T10	23,70°C
Temperatur lingkungan	T13	28,10°C
Tekanan <i>suction</i>	P1	60 Psig
Tekanan <i>discharge</i>	P2	165 Psig
Tekanan setelah <i>air cooled condenser</i>	P4	164 Psig
Laju aliran volume	VA	0,014 l/s
Arus listrik	A	2,1 Ampere
Tegangan listrik	V	220 Volt
Cos ϕ		0,953

4.1.2 Konversi Satuan Tekanan Tanpa HE

Konversi satuan tekanan dilakukan untuk memudahkan dalam mencari *properties* refrigeran dan menggambar P-h diagram pada *Software Coolpack*. Konversi satuan tekanan dilakukan dengan cara mengubah tekanan *gauge* menjadi *absolute* dengan cara menambahkannya dengan angka 14.69595 sehingga satuan tekanannya menjadi Psia, kemudian mengkonversi satuan Psia menjadi bar dengan cara mengalikan tekanan tersebut dengan angka 0,06894 sehingga satuan tekanannya menjadi bar. Berikut adalah konversi satuan tekanan dari data yang telah didapatkan :

- Tekanan *suction* (P1) = $(60+14,69595) \times 0,06894$
= 5,15 bar
- Tekanan *discharge* (P2) = $(165+14,69595) \times 0,06894$
= 12,39 bar
- Tekanan *out condenser* (P4) = $(164+14,69595) \times 0,06894$
= 12,32

4.1.3 Perhitungan Pada Sisi Refrigeran

4.1.3.1 *Properties* Refrigeran Tanpa HE

Pada penelitian kali ini untuk mencari *properties* dari refrigeran digunakan *software* REFPROP, *properties* yang digunakan adalah R-290 hal ini dikarenakan 99,7 % komposisi dari Musicool-22 adalah propana, maka perhitungan Musicool-22 dapat juga dilakukan pendekatan dengan *propane* atau R-290. Dengan menggunakan *software* tersebut maka didapatkan nilai entalpi sebagai berikut :

- | | | | |
|------------|----------------|------------|----------------|
| • h_1 | = 614,72 kJ/kg | • h_6 | = 280,48 kJ/kg |
| • h_2 | = 679,87 kJ/kg | • h_7 | = 281,87 kJ/kg |
| • h_{2s} | = 660,39 kJ/kg | • h_8 | = 280,48 kJ/kg |
| • h_4 | = 290,65 kJ/kg | • h_9 | = 612,98 kJ/kg |
| • h_5 | = 281,87 kJ/kg | • h_{10} | = 615,13 kJ/kg |

4.1.3.2 Hasil Analisa Perhitungan Sistem Tanpa Menggunakan *Heat Exchanger*

Berikut ini adalah hasil analisa dari perhitungan sistem tanpa menggunakan *heat exchanger*, perumusan yang digunakan sesuai dengan teori pada BAB II, hasil data tersebut diplotkan pada *software coolpack* dan dapat dilihat pada lampiran, gambar P-h diagram tersebut digunakan sebagai dasar untuk menentukan kapasitas *pre-cooling*, berikut ini adalah hasil perhitungan dari sistem tanpa menggunakan *heat exchanger* :

- Massa jenis refrigeran (ρ) : 477,54 kg/m³
- Laju aliran massa (\dot{m}) : 0,0067 kg/s
- Daya input kompresor (W_{in}) : 0,4403 kW
- Kerja isentropis kompresor (W_{cs}) : 0,3073 kW
- Kerja aktual kompresor (W_c) : 0,4373 kW
- Effisiensi kompresor (η_c) : 0,4373 kW
- Total daya input fan evaporator (W_{evap}): 0,07 kW
- Kapasitas kondensor (Q_c) : 2,6022 kW
- Kapasitas evaporator 1 (Q_c) : 1,1068 kW
- Kapasitas evaporator 2 (Q_c) : 1,1187 kW
- *Coefficient of Performance* (COP) : 5,08

4.2 Perhitungan HE tipe *concentric tube*

Setelah melakukan analisa dari percobaan sistem modifikasi pengkondisian udara tersebut maka didapatkan kapasitas *heat exchanger* atau proses *pre-cooling* sebesar 350 Watt. Berikut ini adalah data yang diperlukan untuk perancangan *heat exchanger* tipe *concentric tube* :

- $T_{c_{in}}$: 28 °C
- $T_{c_{out}}$: 45 °C
- $T_{h_{in}}$: 68,4 °C
- D_{out} : 0,0233 m
- D_{in} : 0,0131 m
- \dot{m}_{ref} : 0,007 kg/s
- Q : 350 W

4.2.1 Menghitung D_h

D_h adalah diameter hidrolis dari *concentric tube annulus*.

D_h dapat dicari sesuai dengan perumusan 2.23 sebagai berikut :

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

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

$$D_h = 0,0092$$

4.2.2 Mencari 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 :

$$\bar{T}_h = \frac{28^\circ\text{C} + 45^\circ\text{C}}{2} = 36,5^\circ\text{C}$$

$$C_p = 4,1792 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

$$\mu = 0,0007 \text{ Pa} \cdot \text{s}$$

$$k = 0,6255 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$$

$$\rho = 993,51 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$P_r = 4,6637$$

• Properties Refrigeran

Untuk mencari properties refrigeran R-290 pada perhitungan *heat exchanger*, *software* yang digunakan adalah *REFPROP* dengan tekanan *discharge* kompresor refrigeran pada titik 2 yaitu 12,39 bar maka *properties* yang didapat adalah sebagai berikut :

$$\bar{T}_h \approx 63,4^\circ\text{C}$$

$$C_p = 2,101 \frac{kJ}{kg.K}$$

$$\mu = 0,000095442 Pa.s$$

$$k = 0,024423 \frac{W}{m.K}$$

$$\rho = 22,442 \frac{kg}{m^3}$$

$$P_r = 0,82105$$

4.2.3 Menghitung Temperatur Refrigeran Keluaran HE (Th_{out})

Dengan menggunakan persamaan *energy balance* maka dapat ditentukan Th_{out} sesuai dengan persamaan 2.17 sebagai berikut :

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

Maka

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

$$Th_{out} = 68,4^\circ C - \left(\frac{0,350 kW}{0,007 \frac{kg}{s} \times 2,101 \frac{kJ}{kg.K}} \right)$$

$$Th_{out} = 44,6^\circ C$$

4.2.4 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 2.17 sebagai berikut :

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

Maka

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

$$\dot{m}_c = \frac{0,350 \text{ kW}}{4,1792 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \times (45^\circ\text{C} - 28^\circ\text{C})}$$

$$\dot{m}_c = 0,00493 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

4.2.5 Menghitung ΔT_{lm}

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

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

$$\Delta T_{lm} = \frac{(68,4^\circ\text{C} - 45^\circ\text{C}) - (44,6^\circ\text{C} - 28^\circ\text{C})}{\ln \left[\frac{(68,4^\circ\text{C} - 45^\circ\text{C})}{(44,6^\circ\text{C} - 28^\circ\text{C})} \right]}$$

$$\Delta T_{lm} = 19,80^\circ\text{C}$$

4.2.6 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

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

$$Re_D = \frac{993,51 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times (0,0233 \text{ m} - 0,0131 \text{ m}) \times 0,00493 \frac{\text{kg}}{\text{s}}}{0,0007 \text{ Pa} \cdot \text{s} \times 993,51 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times \pi(0,0233 \text{ m}^2 - 0,0131 \text{ m}^2)/4}$$

$$Re_D = 253,817$$

- 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 2.3 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})

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

$$h_{out} = \frac{5,586 \times 0,6255 \frac{W}{m \cdot K}}{0,0092 \text{ m}}$$

$$h_{out} = 379,837 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

4.2.7 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

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

$$Re_D = \frac{4 \times 0,007 \frac{\text{kg}}{\text{s}}}{\pi \times 0,0131 \text{ m} \times 9,5442 \times 10^{-6} \text{ Pa} \cdot \text{s}}$$

$$Re_D = 71284,86$$

- Mencari nilai Nusselt (Nu_D)

Untuk menghitung *nusselt number* di dalam *tube* pada kondisi *superheated* dengan kondisi fluida dalam tube mengalami proses pendinginan maka nilai $n = 0,3$ seperti perumusan 2.20 sebagai berikut :

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

$$Nu_D = 0,023 \times 71284,86^{0,8} \times 0,82105^{0,3}$$

$$Nu_D = 165,362$$

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

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

$$h_{in} = \frac{165,362 \times 0,024423 \frac{W}{m \cdot K}}{0,0131 \text{ m}}$$

$$h_{in} = 308,293 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

4.2.8 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 2.18 sebagai berikut :

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

$$U = \frac{1}{\frac{1}{308,293 \frac{W}{m^2 \cdot K}} + \frac{1}{379,837 \frac{W}{m^2 \cdot K}}}$$

$$U = 170,173 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

4.2.9 Menghitung Panjang Pipa *Heat Exchanger*

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

$$L = \frac{350 W}{170,173 \frac{W}{m^2 \cdot K} \times \pi \times 0,0131 m \times 19,80^\circ C}$$

$$L = 2,532 m$$

4.3 Data Hasil Percobaan Dengan HE

Setelah menganalisa data percobaan tanpa heat exchanger, menentukan kapasitas *heat exchanger* dan menentukan panjang *heat exchanger* barulah dilakukan percobaan menggunakan *heat exchanger* dengan memvariasikan panjang pipa kapiler. Pada percobaan kali ini kapiler yang digunakan adalah kapiler dengan diameter 0,054 in dan dengan variasi panjang pipa kapiler 35 cm, 65 cm dan 95 cm. Refrigeran yang digunakan adalah Musicool-22. Data hasil pengujian dapat dilihat pada lampiran dan data yang didapatkan akan diubah dalam bentuk grafik yang akan dijelaskan dibawah ini.

4.3.1 Contoh Perhitungan Data Dengan HE

Data yang digunakan sebagai data analisa adalah data pada saat sistem telah steady, kemudahan data tersebut dirata-rata untuk mewakili data pada kondisi steady pada satu variasi data, berikut ini adalah data hasil rata-rata dari panjang pipa kapiler 35 cm :

Tabel 4.2 Data Pengukuran Dengan HE

Temperatur <i>suction</i>	T1	23,90°C
Temperatur <i>discharge</i>	T2	69,20°C
Temperatur <i>out water cooled condenser</i>	T3	39,54°C
Temperatur <i>out air cooled condenser</i>	T4	34,20°C
Temperatur <i>in</i> pipa kapiler 1	T5	29,78°C
Temperatur <i>in</i> pipa kapiler 2	T6	30,54°C
Temperatur <i>out</i> pipa kapiler 1	T7	7,26°C
Temperatur <i>out</i> pipa kapiler 2	T8	7,14°C
Temperatur <i>out</i> evaporator 1	T9	23,84°C
Temperatur <i>out</i> evaporator 2	T10	24,90°C
Temperatur <i>in</i> water	T11	29,00°C
Temperatur <i>out</i> water	T12	45,80°C
Temperatur lingkungan	T13	29,02°C
Tekanan <i>suction</i>	P1	60 Psig
Tekanan <i>discharge</i>	P2	172 Psig
Tekanan setelah <i>air cooled condenser</i>	P4	161,2 Psig
Laju aliran volume	VA	0,01 l/s
Arus listrik	A	2,1 Ampere
Tegangan listrik	V	220 Volt
Cos ϕ		0,953

4.3.2 Konversi Satuan Tekanan

Konversi satuan tekanan dilakukan untuk memudahkan dalam mencari *properties* refrigeran dan menggambar P-h diagram pada *Software Coolpack*. Konversi satuan tekanan dilakukan dengan cara mengubah tekanan *gauge* menjadi *absolute* dengan cara menambahkannya dengan angka 14.69595 sehingga satuan tekanannya menjadi Psia, kemudian mengkonversi satuan Psia menjadi bar dengan cara mengalikan tekanan tersebut dengan angka 0,06894 sehingga satuan tekanannya menjadi bar. Berikut adalah konversi satuan tekanan dari data yang telah didapatkan :

- Tekanan *suction* (P1) = $(60+14,69595) \times 0,06894$
= 5,15 bar
- Tekanan *discharge* (P2) = $(172+14,69595) \times 0,06894$
= 12,87 bar
- Tekanan *out condenser* (P4) = $(161,2+14,69595) \times 0,06894$
= 12,13 bar

4.3.3 Menghitung Kapasitas *Pre-cooling*

Air yang melewati *heat exchanger* pada proses *pre-cooling* akan menyerap panas yang dibawa oleh refrigeran, dari data pengukuran diketahui selisih temperatur air *inlet* dan *outlet heat exchanger*, massa jenis air, kalor spesifik air dan laju aliran massa air maka besarnya panas yang dapat diserap oleh air melalui *heat exchanger* dapat diitung sebagai berikut :

- Temperatur mean :

$$T_{avg} = \frac{29^{\circ}\text{C} + 45,8^{\circ}\text{C}}{2} = 37,4^{\circ}\text{C}$$

Maka didapatkan properties $\rho = 993,18 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$ dan $Cp_{avg} = 4,1793 \frac{\text{kJ}}{\text{kg.K}}$

- Laju aliran massa air :

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

$$\dot{m} = 993,18 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 4,9585 \times 10^{-6} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

$$\dot{m} = 0,00492 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

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

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

$$\dot{Q}_{precooling} = 0,00492 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \times 4,1793 \frac{\text{kJ}}{\text{kg.K}} \times (318,80 - 302)\text{K}$$

$$\dot{Q}_{precooling} = 0,3457\text{kW}$$

4.3.4 Perhitungan Pada Sisi Refrigeran

4.3.4.1 Mencari Laju Aliran Massa Refrigeran Dengan HE

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.

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

$$\dot{m} = 477,52 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 0,014 \frac{\text{l}}{\text{s}} \times \frac{1}{1000} \frac{\text{m}^3}{\text{l}}$$

$$\dot{m} = 0,00669 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

4.3.4.2 *Properties* Refrigeran Dengan HE

Pada penelitian kali ini untuk mencari *properties* dari refrigeran digunakan *software* REFPROP, *properties* yang digunakan adalah R-290 hal ini dikarenakan 99,7 % komposisi dari Musicool-22 adalah propana, maka perhitungan Musicool-22 dapat juga dilakukan pendekatan dengan *propane* atau R-290. Dengan menggunakan *software* tersebut maka didapatkan nilai entalpi sebagai berikut :

- | | | | |
|------------|----------------|------------|----------------|
| • h_1 | = 615,49 kJ/kg | • h_6 | = 280,31 kJ/kg |
| • h_2 | = 680,2 kJ/kg | • h_7 | = 278,2 kJ/kg |
| • h_{2s} | = 663,26 kJ/kg | • h_8 | = 280,31 kJ/kg |
| • h_4 | = 290,57 kJ/kg | • h_9 | = 615,59 kJ/kg |
| • h_5 | = 278,2 kJ/kg | • h_{10} | = 617,29 kJ/kg |

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

$$\dot{Q}_{ref} = \dot{Q}_{pre-cooling}$$

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

$$h_3 = h_2 - \left(\frac{\dot{Q}_{precooling}}{\dot{m}_{ref}} \right)$$

$$h_3 = 680,20 \frac{kJ}{kg} - \left(\frac{0,3457 \frac{kJ}{s}}{0,00669 \frac{kg}{s}} \right)$$

$$h_3 = 680,20 \frac{kJ}{kg} - 70,212 \frac{kJ}{kg}$$

$$h_3 = 628,48 \frac{kJ}{kg}$$

4.3.4.3 Menghitung Daya Input Kompresor Dengan HE

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 :

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

$$\dot{W}_{in} = 220V \times 2,1A \times 0,953$$

$$\dot{W}_{in} = 440,29W = 0,44029 kW$$

4.3.4.4 Menghitung Kerja Isentropis Kompresor Dengan HE

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:

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

$$\dot{W}_{cs} = 0,00669 \frac{kg}{s} \times (663,26 - 615,49) \frac{kJ}{kg}$$

$$\dot{W}_{cs} = 0,319 kW$$

4.3.4.5 Menghitung Kerja Nyata Kompresor Dengan HE

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:

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

$$\dot{W}_c = 0,00669 \frac{kg}{s} \times (680,20 - 615,49) \frac{kJ}{kg}$$

$$\dot{W}_c = 0,433 kW$$

4.3.4.6 Menghitung Efisiensi Kompresor Dengan HE

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:

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

$$\eta_c = \frac{0,319 kW}{0,433 kW}$$

$$\eta_c = 0,738$$

4.3.4.7 Menghitung Kapasitas Kondensor Dengan HE

Besarnya panas yang dikeluarkan/dibuang oleh *pre-cooling* dan *air cooled condensor* 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:

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

$$\dot{Q}_{precooling} = 0,00669 \frac{kg}{s} \times (680,20 - 628,48) \frac{kJ}{kg}$$

$$\dot{Q}_{precooling} = 0,3457 kW$$

- Menghitung kapasitas *air cooled condensor* sesuai dengan perumusan 2.6 sebagai berikut:

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

$$\dot{Q}_c = 0,00669 \frac{kg}{s} \times (628,48 - 290,57) \frac{kJ}{kg}$$

$$\dot{Q}_c = 2,26 kW$$

- Menghitung kapasitas kondensor total sebagai berikut:

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

$$\dot{Q}_c Total = 0,3457kW + 2,26 kW$$

$$\dot{Q}_c Total = 2,605kW$$

4.3.4.8 Menghitung Kapasitas Evaporator Dengan HE

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 2.7 sebagai berikut:

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

$$\dot{Q}_{e_1} = \frac{0,00669 \frac{kg}{s}}{2} \times (615,59 - 278,20) \frac{kJ}{kg}$$

$$\dot{Q}_{e_1} = 1,128kW$$

- Menghitung kapasitas evaporator 2 sesuai dengan perumusan 2.8 sebagai berikut:

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

$$\dot{Q}_{e_2} = \frac{0,00669 \frac{kg}{s}}{2} \times (617,29 - 280,31) \frac{kJ}{kg}$$

$$\dot{Q}_{e_2} = 1,126kW$$

- Menghitung kapasitas evaporator total sesuai dengan perumusan 2.9 :

$$\dot{Q}_e Total = 1,128kW + 1,126kW$$

$$\dot{Q}_e Total = 2,254kW$$

4.3.4.9 Menghitung Nilai COP Sistem Pengkondisian Udara Dengan HE

Nilai $COP_{thermal}$ 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 2.13 sebagai berikut:

$$COP_{thermal} = \frac{\dot{Q}_{e_{total}}}{W_c}$$

$$COP_{thermal} = \frac{2,254kW}{0,433 kW}$$

$$COP_{thermal} = 5,211$$

4.3.4.10 Menghitung Daya Input Blower pada Evaporator

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

$$\dot{W}_{fan\ evap\ 1} = 0,035kW$$

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

$$\dot{W}_{fan\ evap\ 2} = 0,035kW$$

• Menghitung daya input *fan* evaporator total sesuai dengan perumusan 2.12 sebagai berikut:

$$\dot{W}_{fan\ evap} = \dot{W}_{fan\ evap\ 1} + \dot{W}_{fan\ evap\ 2}$$

$$\dot{W}_{fan\ evap} = 0,035kW + 0,035kW$$

$$\dot{W}_{fan\ evap} = 0,07kW$$

4.3.4.11 Menghitung Nilai COP Elektrik Sistem Pengkondisian Udara Dengan HE

Nilai COP elektrik sistem pengkondisian udara yang dihitung pada penelitian ini adalah COP elektirk yang diperoleh dengan membagi panas total yang diserap oleh refrigeran pada kedua evaporator (Q evaporator) dengan total daya input elektrik, dimana daya input kompresor dan daya input kondensor diukur pada 1 *wiring* yang sama sehingga hasil pengukuran adalah total dari daya input tersebut, kemudian ditambahkan juga dengan daya input *fan* evaporator, maka sesuai dengan perumusan 2.14 $COP_{elektrik}$ adalah sebagai berikut:

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

$$COP_{elektrik} = \frac{2,254kW}{0,44029\ kW + 0,07kW}$$

$$COP_{elektrik} = 4,417$$

4.3.4.12 Menghitung Rasio Pelepasan Kalor (HRR) Dengan HE

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:

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

$$HRR = \frac{2,605kW}{2,254kW}$$

$$HRR = 1,156$$

4.4 Menghitung Nilai *Effectiveness* (ϵ) & NTU Dari *Heat Exchanger*

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*) : *Musicool-22*
2. Fluida dingin (*cold*) : *Water*

Untuk mencari properties dari masing-masing fluida tersebut digunakan software REFPROP. Untuk refrigeran *Musicool-22 properties* yang digunakan adalah R-290 karena

99,7 % komposisi dari *Musicool-22* adalah propana(R-290), sedangkan untuk *water properties* yang digunakan adalah *pure water*.

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

$$T_{hi} = 69,20 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$T_{ho} = 39,54 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$T_{ci} = 29,00 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$T_{co} = 45,80 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

4.4.1 Menghitung C_h (MC-22)

Data pengukuran dari sisi refrigeran yang mengalir melalui *concentric tube* dengan *inlet* $69,20 \text{ }^{\circ}\text{C}$ dan *outlet* $39,54 \text{ }^{\circ}\text{C}$ dengan tekanan *discharge* $12,87 \text{ Bar}$, maka $\bar{T}_h = 54,37^{\circ}\text{C}$ sehingga didapatkan $Cp_h = 2,1263 \frac{\text{kJ}}{\text{kg.K}}$:

$$C_h = \dot{m}_h \times Cp_h$$

$$C_h = 0,00669 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \times 2,1263 \frac{\text{kJ}}{\text{kg.K}}$$

$$C_h = 0,0142 \frac{\text{kJ}}{\text{s.K}}$$

4.4.2 Menghitung C_c (water)

Data pengukuran pada fluida pendingin (water) yang mengalir melalui *concentric tube* dengan *inlet* $29,00 \text{ }^{\circ}\text{C}$ dan *outlet* $45,80 \text{ }^{\circ}\text{C}$ dengan tekanan 1 atm yaitu 1.01325 Bar , maka $\bar{T}_c = 37,4^{\circ}\text{C}$ sehingga didapatkan $Cp_c = 4,1793 \frac{\text{kJ}}{\text{kg.K}}$

$$C_c = \dot{m}_c \times Cp_c$$

$$C_c = 0,00669 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \times 4,1793 \frac{\text{kJ}}{\text{kg.K}}$$

$$C_c = 0,02058 \frac{\text{kJ}}{\text{s.K}}$$

4.4.3 Menentukan nilai C_{min} dan C_{max}

Dari hasil perhitungan di atas dapat dilihat nilai $C_c > C_h$ atau $0,02058 > 0,0142$ Sehingga $C_h = C_{min}$ dan $C_c = C_{max}$

4.4.4 Menentukan *Effectiveness* (ϵ)

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

$$q_{max} = 0,0142 \frac{kJ}{s.K} \times (69,20 - 29)^\circ C$$

$$q_{max} = 0,57144 kW$$

dan

$$q_{act} = C_c(T_{co} - T_{ci})$$

$$q_{act} = 0,0205 \frac{kJ}{s.K} \times (45,80 - 29,00)^\circ C$$

$$q_{act} = 0,3457 kW$$

Maka didapatkan,

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

$$\epsilon = \frac{0,3457 kW}{0,5714 kW}$$

$$\epsilon = 0,6051$$

4.4.5 Menentukan *Heat Capacity Ratio* (Cr)

$$Cr = \frac{C_{min}}{C_{max}} = \frac{0,0142 \frac{kJ}{s.K}}{0,0205 \frac{kJ}{s.K}} = 0,6906$$

4.4.6 Menentukan nilai NTU untuk *Concentric Tube Heat Exchanger*

Berdasarkan persamaan 2.33 maka untuk nilai NTU sebagai fungsi *Effectiveness* (ϵ) untuk *heat exchanger* tipe *concentric tube* untuk nilai $Cr < 1$ adalah sebagai berikut:

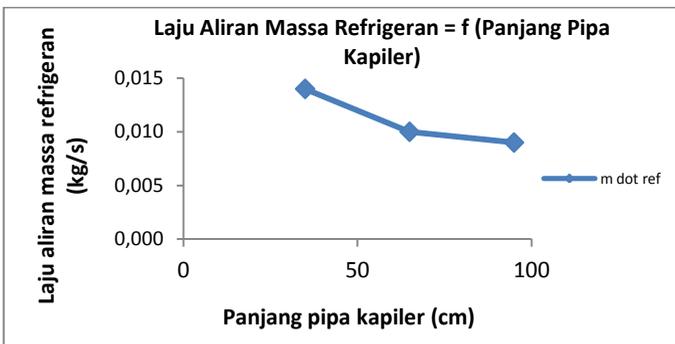
$$NTU = \frac{1}{C_r - 1} \ln \left(\frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon C_r - 1} \right)$$

$$NTU = \frac{1}{0,6906 - 1} \ln \left(\frac{0,6051 - 1}{0,6051 \times 0,6906 - 1} \right)$$

$$NTU = 1,2541$$

4.5 Analisa Grafik

4.5.1 Grafik Laju Aliran Massa Refrigeran = f (Panjang Pipa Kapiler)



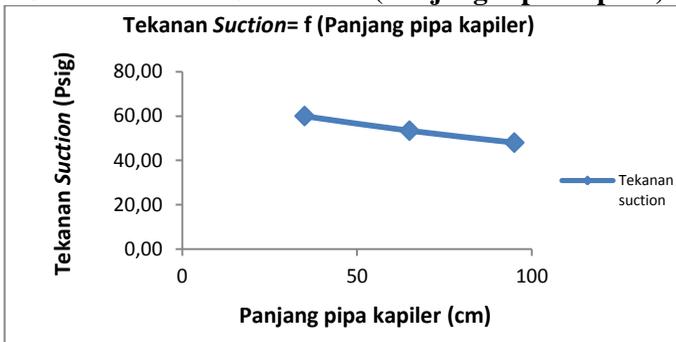
Gambar 4.1 Grafik Laju Aliran Massa Refrigeran = f (Panjang Pipa Kapiler)

Gambar 4.1 menunjukkan grafik laju aliran massa (*mass flow rate*) refrigeran sebagai fungsi dari panjang pipa kapiler pada sistem pengkondisian udara. Grafik tersebut menunjukkan *trendline* yang turun seiring dengan bertambahnya panjang pipa kapiler. Pada panjang pipa kapiler 35 cm laju aliran massa refrigeran bernilai $0,0067 \frac{kg}{s}$, panjang pipa kapiler 65 cm memiliki laju aliran massa $0,0057 \frac{kg}{s}$ dan terus turun hingga $0,00431 \frac{kg}{s}$ pada panjang pipa kapiler terpanjang yaitu 95 cm.

Turunya laju aliran massa refrigeran seiring dengan bertambah panjangnya pipa kapiler disebabkan karena

pertambahan panjang pipa kapiler akan mengakibatkan *pressure drop* semakin besar. Hal ini akan mengakibatkan *head* kompresor semakin besar juga sesuai dengan karakteristik kompresor maka kondisi ini akan mengakibatkan laju aliran massa pada kompresor turun.

4.5.2 Grafik Tekanan *Suction* = f (Panjang Pipa Kapiler)

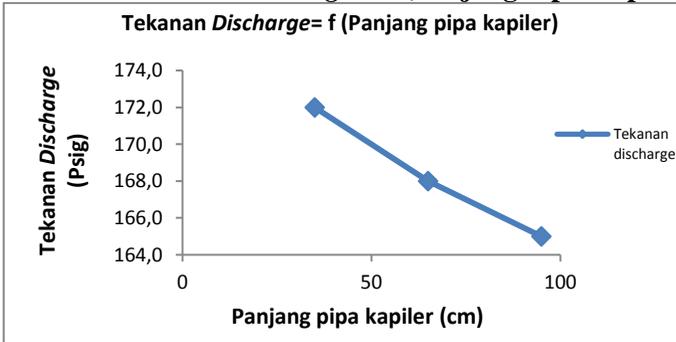


Gambar 4.2 Grafik Tekanan *Suction* = f (Panjang Pipa Kapiler)

Gambar 4.2 menunjukkan grafik tekanan *suction* (tekanan masuk kompresor) pada sistem. Grafik tersebut menunjukkan *trendline* yang turun seiring dengan bertambahnya panjang pipa kapiler. Dari gambar grafik terlihat panjang pipa kapiler terpendek memiliki tekanan lebih tinggi dari panjang pipa kapiler terpanjang. Pada panjang pipa kapiler terpendek 35 cm tekanan *suction* bernilai 60 Psig, panjang pipa kapiler 65 cm tekanan *suction* bernilai 53,4 Psig dan pada panjang pipa kapiler terpanjang 95 cm tekanan *suction* bernilai 48 Psig.

Turunya tekanan *suction* kompresor seiring dengan bertambahnya panjang pipa kapiler disebabkan karena semakin panjang pipa kapiler memiliki *pressure drop* yang lebih besar sehingga mengakibatkan tekanan *suction* semakin rendah.

4.5.3 Grafik Tekanan *Discharge* = f (Panjang Pipa Kapiler)

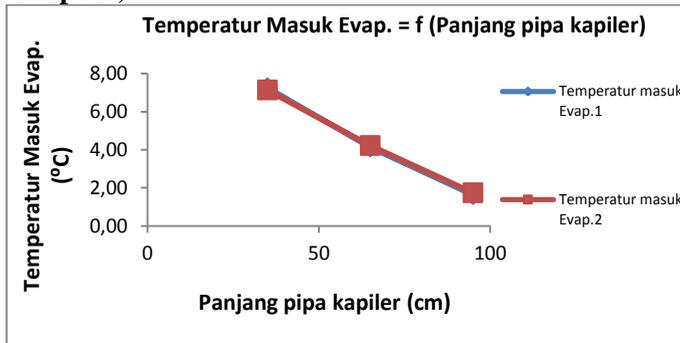


Gambar 4.3 Grafik Tekanan *Discharge* = f (Panjang Pipa Kapiler)

Gambar 4.3 menunjukkan grafik tekanan *Discharge* (tekanan keluar kompresor) pada sistem. Grafik tersebut menunjukkan *trendline* yang turun seiring dengan bertambahnya panjang pipa kapiler. Dari gambar grafik terlihat panjang pipa kapiler terpendek memiliki tekanan lebih tinggi dari panjang pipa kapiler terpanjang. Pada panjang pipa kapiler terpendek 35 cm tekanan *discharge* bernilai 172 Psig, panjang pipa kapiler 65 cm tekanan *discharge* bernilai 168 Psig dan pada panjang pipa kapiler terpanjang 95 cm tekanan *discharge* bernilai 165 Psig.

Turunnya tekanan *discharge* kompresor seiring dengan bertambahnya panjang pipa kapiler disebabkan karena semakin panjang pipa kapiler memiliki *pressure drop* yang lebih besar, hal ini akan membuat tekanan *suction* kompresor semakin rendah, rendahnya tekanan *suction* kompresor akan membuat tekanan *discharge* juga ikut turun yang diakibatkan *pressure ratio* yang relatif sama.

4.5.4 Grafik Temperatur Masuk Evaporator = f (Panjang Pipa Kapiler)

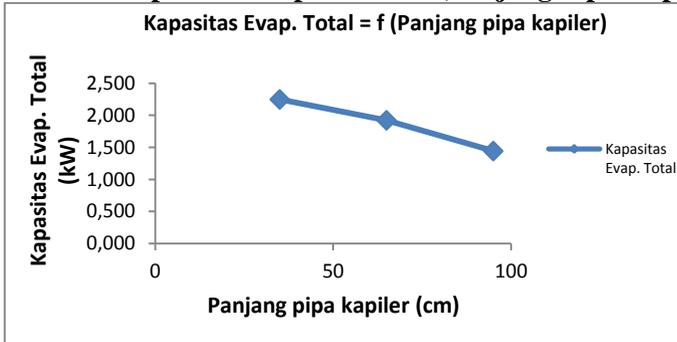


Gambar 4.4 Grafik Temperatur Masuk Evaporator = f (Panjang Pipa Kapiler)

Gambar 4.4 menunjukkan grafik temperatur masuk evaporator 1 dan temperatur masuk evaporator 2 sebagai fungsi dari panjang pipa kapiler. Grafik tersebut menunjukkan *trendline* grafik yang turun seiring dengan bertambahnya panjang pipa kapiler pada kedua temperatur masuk evaporator. Dari gambar grafik terlihat panjang pipa kapiler terpendek memiliki tekanan lebih tinggi dari panjang pipa kapiler terpanjang. Pada panjang pipa kapiler terpendek 35 cm temperatur masuk evap 1 bernilai 7,26 °C dan evap 2 bernilai 7,14 °C, panjang pipa kapiler 65 cm temperatur masuk evap 1 bernilai 4,14 °C dan evap 2 bernilai 4,22 °C dan pada panjang pipa kapiler terpanjang 95 cm temperatur masuk evap 1 bernilai 1,64 °C dan evap 2 bernilai 1,74 °C.

Turunya temperatur masuk evaporator seiring dengan bertambahnya panjang pipa kapiler disebabkan karena semakin panjang pipa kapiler akan mengakibatkan tekanan *suction* yang semakin kecil hal ini juga akan mengakibatkan temperatur masuk evaporator semakin rendah.

4.5.5 Grafik Kapasitas Evaporator = f (Panjang Pipa Kapiler)

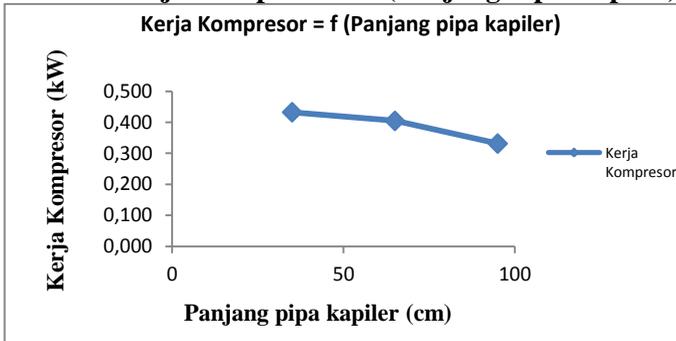


Gambar 4.5 Grafik Kapasitas Evaporator = f (Panjang Pipa Kapiler)

Gambar 4.5 menunjukkan grafik kapasitas evaporator total hasil penjumlahan antara evaporator 1 dan evaporator 2. Grafik tersebut menunjukkan *trendline* yang turun seiring dengan bertambahnya panjang pipa kapiler. Dari gambar grafik terlihat panjang pipa kapiler terpendek memiliki kapasitas evaporator lebih tinggi dari panjang pipa kapiler terpanjang. Pada panjang pipa kapiler terpendek 35 cm memiliki nilai kapasitas evaporator sebesar 2,25 kW, panjang pipa kapiler 65 cm memiliki nilai kapasitas evaporator sebesar 1,92 kW dan pada panjang pipa kapiler terpanjang 95 cm memiliki nilai kapasitas evaporator sebesar 0,72 kW.

Turunnya kapasitas evaporator seiring dengan bertambahnya panjang pipa kapiler disebabkan karena semakin panjang pipa kapiler memiliki *mass flow rate* yang semakin kecil kondisi ini akan mempengaruhi kapasitas evaporator karena nilai pengali berupa *mass flow rate* akan semakin kecil sehingga kapasitasnya menjadi kecil.

4.5.6 Grafik Kerja Kompresor = f (Panjang Pipa Kapiler)

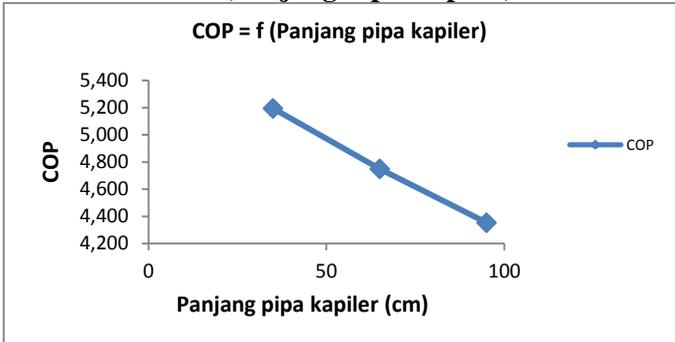


Gambar 4.6 Grafik Kerja Kompresor = f (Panjang Pipa Kapiler)

Gambar 4.6 menunjukkan grafik kerja kompresor fungsi panjang pipa kapiler. Grafik tersebut menunjukkan *trendline* yang turun seiring dengan bertambahnya panjang pipa kapiler. Dari gambar grafik terlihat panjang pipa kapiler terpendek memiliki kerja kompresor lebih tinggi. Pada panjang pipa kapiler terpendek 35 cm memiliki nilai kerja kompresor sebesar 0,433 kW, panjang pipa kapiler 65 cm memiliki nilai kerja kompresor sebesar 0,405 kW dan pada panjang pipa kapiler terpanjang 95 cm memiliki nilai kerja kompresor sebesar 0,332 kW.

Turunya kerja kompresor seiring dengan bertambahnya panjang pipa kapiler disebabkan karena semakin panjang pipa kapiler memiliki *mass flow rate* yang semakin kecil sehingga kerja kompresor untuk mengkompresi refrigeran akan semakin ringan, kondisi ini akan mengakibatkan nilai kerja kompresor akan turun.

4.5.7 Grafik COP = f (Panjang Pipa Kapiler)

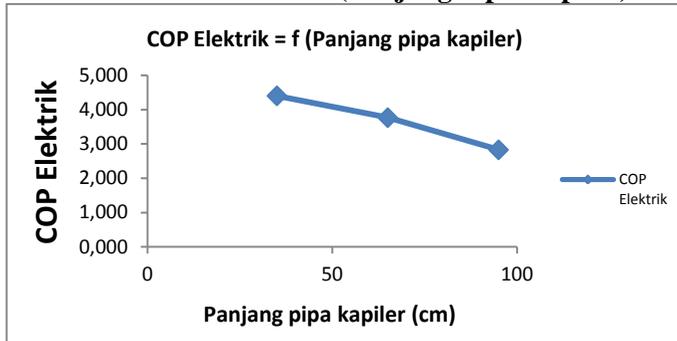


Gambar 4.7 Grafik COP = f (Panjang Pipa Kapiler)

Gambar 4.7 menunjukkan grafik COP dari sistem. Grafik tersebut menunjukkan *trendline* yang turun seiring dengan bertambahnya panjang pipa kapiler. Dari gambar grafik terlihat panjang pipa kapiler terpendek memiliki COP lebih tinggi dari panjang pipa kapiler terpanjang. Pada panjang pipa kapiler terpendek 35 cm memiliki nilai COP sebesar 5,21, panjang pipa kapiler 65 cm memiliki nilai COP sebesar 4,75 dan pada panjang pipa kapiler terpanjang 95 cm memiliki nilai COP sebesar 4,35.

Turunnya nilai COP sistem seiring dengan bertambahnya panjang pipa kapiler disebabkan karena semakin panjang pipa kapiler memiliki *mass flow rate* yang semakin kecil, kondisi ini akan mempengaruhi kapasitas evaporator dan daya kompresor pada sistem menjadi semakin kecil juga, tetapi penurunan kapasitas evaporator tidak sebanding dengan penurunan kerja kompresor maka hal ini akan mengakibatkan nilai COP semakin kecil.

4.5.8 Grafik COP Elektrik = f (Panjang Pipa Kapiler)

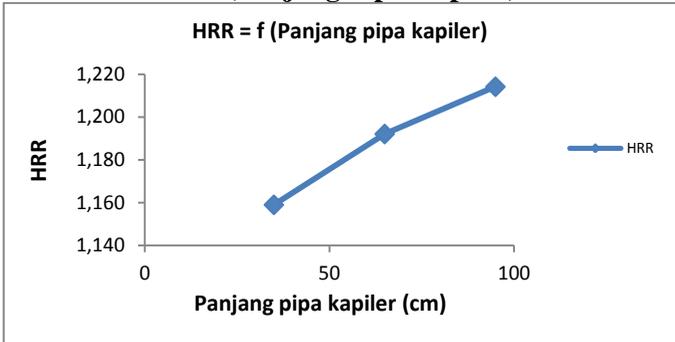


Gambar 4.8 Grafik COP Elektrik = f (Panjang Pipa Kapiler)

Gambar 4.8 menunjukkan grafik COP elektrik dari sistem. Grafik tersebut menunjukkan *trendline* yang turun seiring dengan bertambahnya panjang pipa kapiler. Dari gambar grafik terlihat panjang pipa kapiler terpendek memiliki COP elektrik lebih tinggi dari panjang pipa kapiler terpanjang. Pada panjang pipa kapiler terpendek 35 cm memiliki nilai COP elektrik sebesar 4,42, panjang pipa kapiler 65 cm memiliki nilai COP sebesar 3,77 dan pada panjang pipa kapiler terpanjang 95 cm memiliki nilai COP sebesar 2,83.

Turunnya nilai COP elektrik pada sistem seiring dengan bertambahnya panjang pipa kapiler disebabkan karena semakin panjang pipa kapiler memiliki *mass flow rate* yang semakin kecil, sehingga kapasitas evaporator akan semakin kecil, sedangkan daya input kompresor nilainya relatif sama pada semua variasi kapiler hal ini akan menyebabkan nilai COP elektrik menjadi semakin kecil pada panjang pipa kapiler terpanjang.

4.5.9 Grafik HRR = f (Panjang Pipa Kapiler)



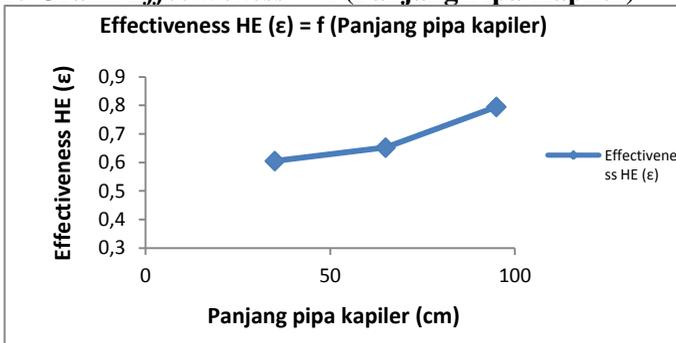
Gambar 4.9 Grafik HRR = f (Panjang Pipa Kapiler)

Gambar 4.9 menunjukkan grafik *Heat rejection Ratio* (HRR) dari sistem. Grafik tersebut menunjukkan *trendline* yang naik seiring dengan bertambahnya panjang pipa kapiler. Dari gambar grafik terlihat panjang pipa kapiler terpendek memiliki nilai HRR lebih rendah dari panjang pipa kapiler terpanjang. Pada panjang pipa kapiler terpendek 35 cm memiliki nilai HRR sebesar 1,16, panjang pipa kapiler 65 cm memiliki nilai HRR sebesar 1,19 dan pada panjang pipa kapiler terpanjang 95 cm memiliki nilai HRR sebesar 1,21.

Naiknya nilai HRR pada sistem seiring dengan bertambahnya panjang pipa kapiler disebabkan karena semakin panjang pipa kapiler memiliki *mass flow rate* yang semakin kecil, sehingga kapasitas evaporator dan kapasitas kondensor akan semakin kecil, tetapi pada pipa kapiler yang terpanjang memiliki temperatur yang lebih tinggi hal ini dikarenakan laju aliran massa yang lebih kecil akan membuat suhu refrigeran lebih tinggi dimana suhu yang makin tinggi akan membuat selisih entalpi semakin besar pada proses pelepasan kalor ke lingkungan sehingga penurunan laju aliran massa tidak sebanding dengan penurunan kapasitas kondensor total. Hal ini akan berdampak semakin tingginya perbandingan antara kapasitas kondensor

dengan kapasitas evaporator seiring dengan bertambah panjangnya pipa kapiler.

4.5.10 Grafik *Effectiveness* = f (Panjang Pipa Kapiler)

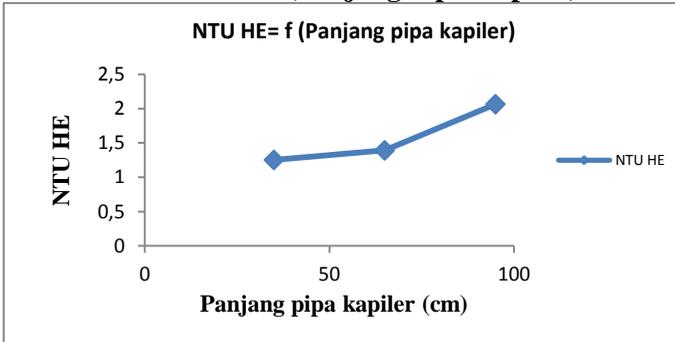


Gambar 4.10 Grafik *Effectiveness* = f (Panjang Pipa Kapiler)

Gambar 4.10 menunjukkan grafik *Effectiveness* (ϵ) *heat exchanger* dari sistem. Grafik tersebut menunjukkan *trendline* yang naik seiring dengan bertambahnya panjang pipa kapiler. Dari gambar grafik terlihat panjang pipa kapiler terpendek memiliki nilai *Effectiveness* lebih rendah dari panjang pipa kapiler terpanjang. Pada panjang pipa kapiler terpendek 35 cm memiliki nilai *Effectiveness* sebesar 0,605, panjang pipa kapiler 65 cm memiliki nilai *Effectiveness* sebesar 0,652 dan pada panjang pipa kapiler terpanjang 95 cm memiliki nilai *Effectiveness* sebesar 0,795.

Nilai *effectiveness heat exchanger* yang naik diakibatkan karena nilai q_{actual} relatif konstan. Sedangkan nilai q_{max} mengalami penurunan yang signifikan seiring dengan bertambah panjangnya pipa kapiler yang menyebabkan laju aliran massa refrigeran turun. Nilai q_{actual} yang relatif konstan dan q_{max} yang semakin menurun akan menyebabkan *effectiveness heat exchanger* semakin naik.

4.5.11 Grafik NTU HE = f (Panjang Pipa Kapiler)

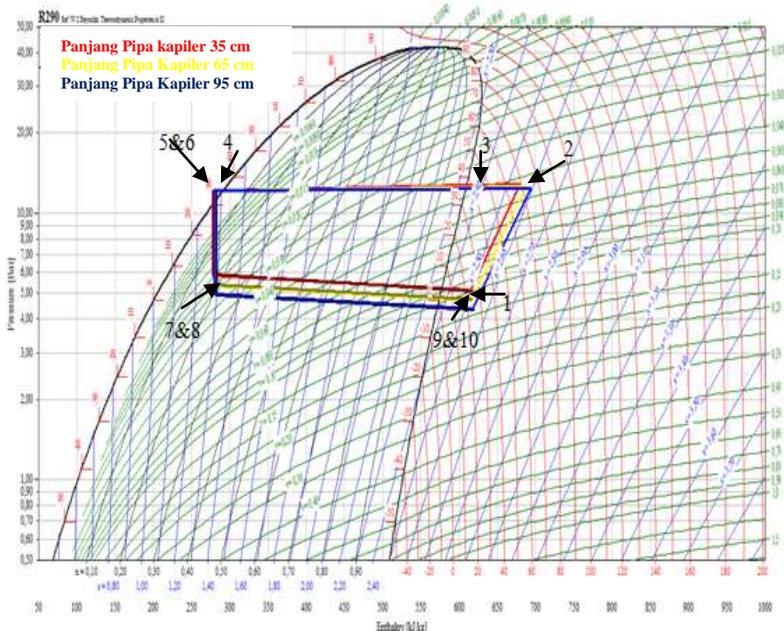


Gambar 4.11 Grafik NTU HE = f (Panjang Pipa Kapiler)

Gambar 4.11 menunjukkan grafik NTU *heat exchanger* dari sistem. NTU yang dimaksud adalah nilai tak berdimensi untuk menganalisa *heat exchanger* apakah performanya baik atau tidak jika dilakukan variasi panjang pipa kapiler pada sistem. Grafik tersebut menunjukkan *trendline* yang naik seiring dengan bertambahnya panjang pipa kapiler. Dari gambar grafik terlihat panjang pipa kapiler terpendek memiliki nilai NTU lebih rendah dari panjang pipa kapiler terpanjang. Pada panjang pipa kapiler terpendek 35 cm memiliki nilai NTU sebesar 1,254, panjang pipa kapiler 65 cm memiliki nilai NTU sebesar 1,393 dan pada panjang pipa kapiler terpanjang 95 cm memiliki nilai NTU sebesar 2,066.

Naiknya nilai NTU pada sistem seiring dengan bertambahnya panjang pipa kapiler disebabkan karena turunnya laju aliran massa seiring dengan bertambah panjangnya pipa kapiler akan membuat nilai C_{min} semakin turun, sedangkan nilai C_{max} relatif konstan hal ini akan membuat *heat capacity ratio* (C_r) semakin turun, turunya nilai (C_r) dan kenaikan nilai *effectiveness* yang tidak begitu signifikan akan membuat nilai NTU menjadi turun.

4.5.12 Analisa P-h Diagram Variasi Pipa Kapiler



Gambar 4.12 Hasil Plot Kurva Kerja Sistem Menggunakan HE dengan Variasi Panjang Pipa Kapiler dengan *Software CoolPack*

Pada 4.12 plot kurva P-h diagram diatas membandingkan perbedaan antara sistem menggunakan *heat exchanger* dengan variasi panjang pipa kapiler berukuran 35 cm, 65 cm dan 85 cm, garis warna merah menunjukkan kurva sistem dengan panjang pipa kapiler 35 cm, garis warna kuning menunjukkan sistem dengan panjang pipa kapiler 65 cm dan garis warna biru menunjukkan sistem dengan panjang pipa kapiler 95 cm.

Pada gambar plot terlihat semakin bertambah panjang garis kebawah dari proses ekspansi yang akan mengakibatkan tekanan dan temperatur pada masuk evaporator semakin rendah seiring dengan bertambah panjangnya pipa kapiler, pertambahan panjang pipa kapiler juga akan membuat laju aliran massa pada sistem

semakin menurun. Pada masukan kompresor terlihat bahwa garis tekanan *suction* mengalami penurunan, karena tekanan *suction* yang semakin rendah hal ini akan membuat tekanan *discharge* kompresor semakin turun karena karakteristik dari kompresor yaitu mempunyai rasio kompresi yang sama.

LAMPIRAN A

A1. Tabel Pengambilan Data Tanpa HE dan Dengan HE

Percobaan	TEMPERATUR (C°)												PRESSURE (psig)			FLOW RATE (l/s)	KOMPRESSOR			
	T1	T2	T3	T4	T5	T6	T7	T8	T9	T10	T11	T12	T13	P1	P2		P4	I	V	Cos phi
Tanpa HE	23,47	68,40	-	34,23	31,10	30,60	6,93	6,93	22,50	23,70	-	-	28,90	60,00	165,00	164,00	0,014	2,1	220	0,953
Kapiler 35 cm	23,90	69,20	39,54	34,20	29,78	30,54	7,26	7,14	23,84	24,90	29,00	45,80	29,02	60,00	172,0	161,2	0,014	2,1	220	0,953
Kapiler 65 cm	23,86	72,24	39,70	33,48	31,34	31,12	4,14	4,22	23,50	24,06	28,48	45,40	29,04	53,40	168,00	163,40	0,012	2,1	220	0,953
Kapiler 95 cm	23,46	75,30	39,84	33,26	30,68	32,36	1,64	1,74	21,94	25,18	29,00	45,30	28,80	48,00	165,00	162,00	0,009	2,1	220,0	0,953

A2. Tabel Konversi Tekanan Dari Psi gauge menjadi Bar absolute

Percobaan	PRESSURE (Psi gauge)			PRESSURE (Bar absolute)			PRESSUR E RATIO
	P1	P2	P4	P1	P2	P4	
Tanpa HE	60,00	165,00	164,00	5,15	12,39	12,32	2,75
Kapiler 35 cm	60,00	172,0	161,2	5,15	12,87	12,13	2,87
Kapiler 65 cm	53,40	168,00	163,40	4,70	12,60	12,28	3,15
Kapiler 95 cm	48,00	165,00	162,00	4,32	12,39	12,18	3,44

A3. Tabel Entalpi Dan Entropi Tanpa HE Dan Dengan HE

Percobaan	ENTALPI (kJ/kg)										ENTROPI (kJ/kg)		
	h1	h2	h2s	h3	h4	h5	h6	h7	h8	h9	h10	S1	S2
Tanpa HE	614,42	679,87	660,39	-	290,65	281,87	280,48	281,87	280,48	612,98	615,13	2,4984	2,5562
Kapiler 35 cm	615,49	680,20	663,26	628,48	290,57	278,20	280,31	278,20	280,31	615,59	617,29	2,5010	2,5511
Kapiler 65 cm	616,94	687,37	669,08	626,76	288,54	282,54	281,92	282,54	281,92	616,30	617,30	2,5217	2,5753
Kapiler 95 cm	617,50	694,39	673,74	617,04	287,92	280,70	285,11	280,70	285,11	614,82	620,54	2,5382	2,5983

A4. Tabel Hasil Perhitungan Tanpa HE dan Dengan HE

Percobaan	T _{mean} water (C°)	C _p (kJ/kg.K)	ρ water (kg/m ³)	VA water (cm ³ /s)	m dot water (kg/s)	Q _{water} (kW)	ρ ref (kg/m ³)	m dot ref (kg/s)	Win (kW)	W _{cs} (kW)	W _c (kW)	We 1&2 (kW)
Tanpa HE	-	-	-	-	-	-	477,54	0,006686	0,44	0,307	0,437	0,07
Kapiler 35 cm	37,40	4,179	993,18	4,959	0,00492	0,3458	477,52	0,0067	0,440	0,319	0,433	0,07
Kapiler 65 cm	36,94	4,179	993,35	4,959	0,00493	0,3483	478,86	0,0057	0,440	0,300	0,405	0,07
Kapiler 95 cm	37,15	4,179	993,33	4,930	0,00490	0,3336	479,21	0,0043	0,440	0,243	0,332	0,07

Percobaan	η _c	Q _c (kW)	Q _{e1} (kW)	Q _{e2} (kW)	Q _{e Total} (kW)	COP	COP electric	HRR
Tanpa HE	0,702	2,602	1,11	1,12	2,22	5,09	4,36	1,17
Kapiler 35 cm	0,738	2,605	1,13	1,13	2,25	5,21	4,42	1,16
Kapiler 65 cm	0,740	2,292	0,96	0,96	1,92	4,75	3,77	1,19
Kapiler 95 cm	0,731	1,753	0,72	0,72	1,44	4,35	2,83	1,21

A5. Tabel Hasil Perhitungan Perancangan *Heat Exchanger Tipe Concentric Tube*

T _{c,in}	T _{c,out}	T _{h,in}	Do	Din	Dh	m dot ref	Q
°c	°c	°c	m	m	m	kg/s	W
28	45	68,4	0,0223	0,0131	0,0092	0,007	350

Properties air						Properties refrigeran					
T mean	Cp	μ	k	ρ	Pr	T mean	Cp	μ	k	ρ	Pr
k	kJ/kg.k	Pa.s	w/m.k	kg/m ³		k	kJ/kg.k	Pa.s	w/m.k	kg/m ³	
36,5	4,1792	0,000698	0,62557	993,51	4,6637	63,4	2,101	9,5442E-06	0,024423	22,442	0,82105

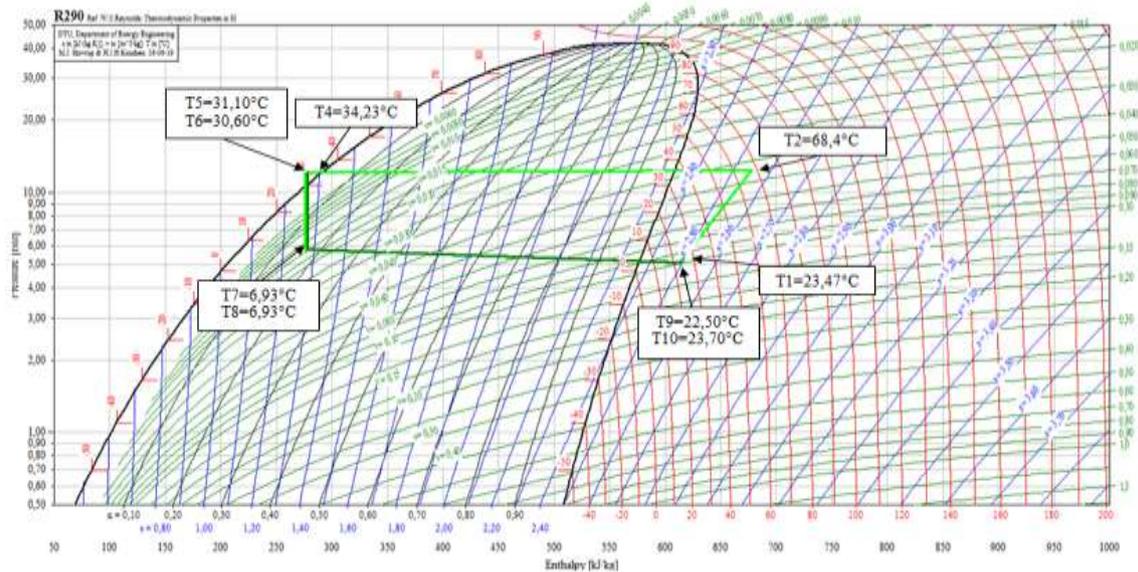
Th,out	m dot air	AV air	ΔTlm	Annulus flow				Internal flow			U	L	N
				Red	Di/Do	Nud	hout	Red	Nud	hin			
°c	kg/s	cm ³ /s	°c				W/m ² .k			W/m ² .k	W/m ² .k	m	
44,60181	0,004926	4,9585	19,80684	253,8174	0,587444	5,586106	379,837	71284,86501	165,3623	308,2934	170,173	2,523	6,308

A6. Tabel Evaluasi *Heat Exchanger Tipe Concentric Tube*

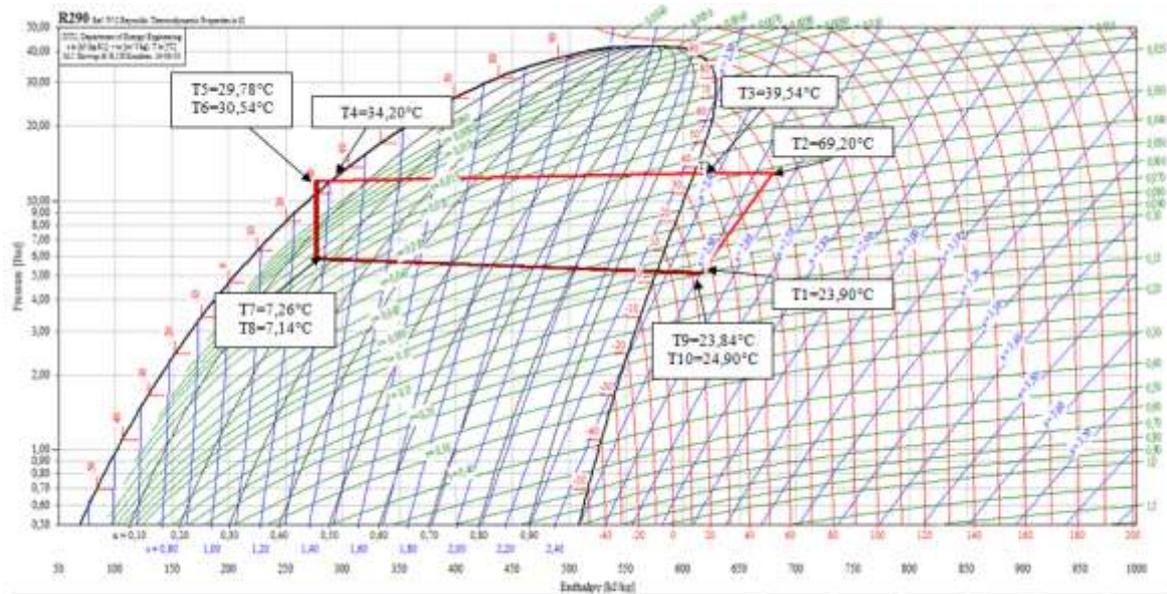
Panjang Kapiler (cm)	Hot Properties (MC-22)					Cold Properties (water)					q _{max} (kW)	q _{act} (kW)	ε	Cr	NTU
	Thot,in	Thot,out	Tavg	C _{ph}	Ch=C _{min}	Tcold,in	Tcold,out	Tavg	C _{pc}	Cc=C _{max}					
	(C°)	(C°)	(C°)	(kJ/kg.k)	(kJ/s.K)	(C°)	(C°)	(C°)	(kJ/kg.k)	(kJ/s.K)					
35	69,20	39,54	54,37	2,126	0,014	29,00	45,80	37,4	4,179	0,021	0,571	0,346	0,605	0,691	1,254
65	72,24	39,70	55,97	2,111	0,012	28,48	45,40	36,94	4,179	0,020	0,531	0,346	0,652	0,593	1,393
95	75,30	39,84	57,57	2,101	0,009	29,00	45,30	37,15	4,179	0,020	0,420	0,334	0,795	0,443	2,066

LAMPIRAN B

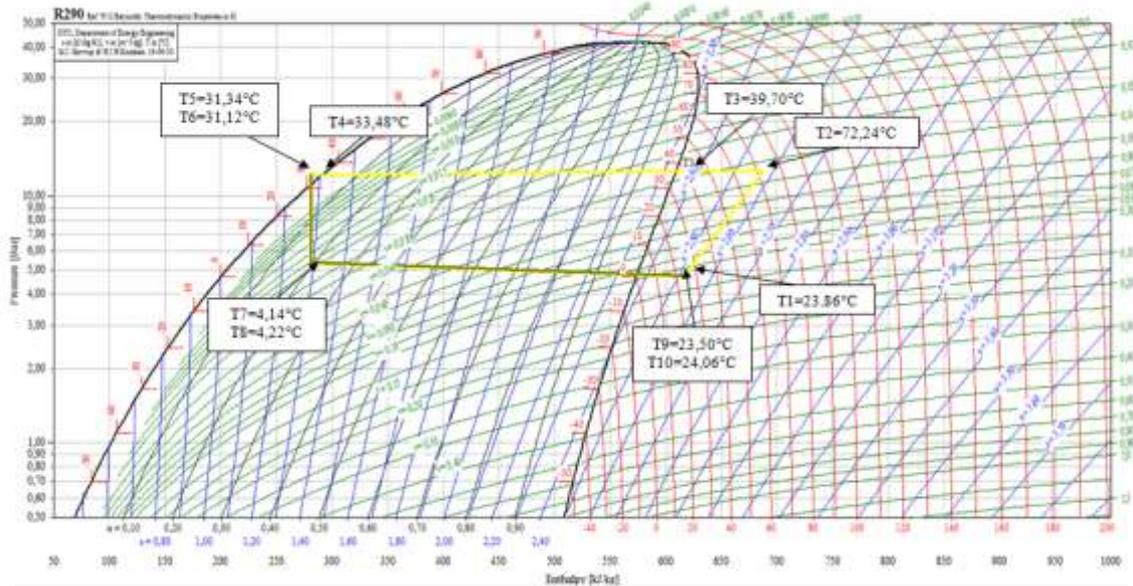
B1. Plot P-h Diagram Kondisi Tanpa Menggunakan *Heat Exchanger*



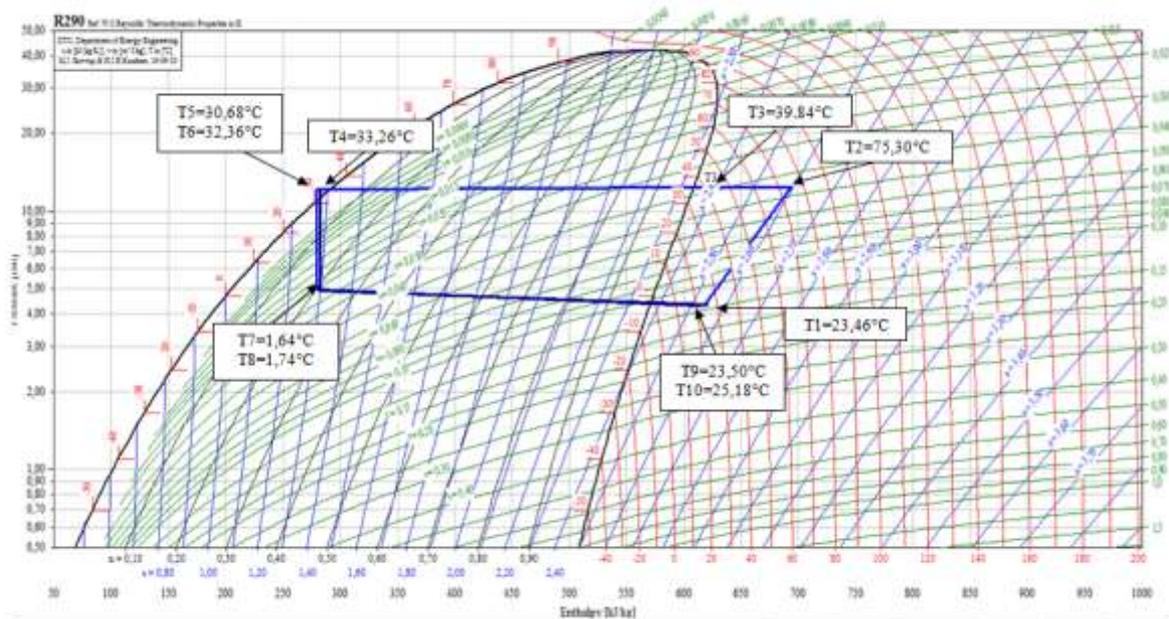
B2. Plot P-h Diagram Kondisi Menggunakan *Heat Exchanger* Dengan Panjang Pipa Kapiler 35 cm



B3. Plot P-h Diagram Kondisi Menggunakan *Heat Exchanger* Dengan Panjang Pipa Kapiler 65 cm



B4. Plot P-h Diagram Kondisi Menggunakan *Heat Exchanger* Dengan Panjang Pipa Kapiler 95 cm



BAB V

PENUTUP

5.1 Kesimpulan

Dari studi eksperimen yang telah dilakukan pada sistem pengkondisian udara yang telah dimodifikasi dengan satu unit kompresor, satu unit *pre-cooling*, dan dua unit evaporator dengan menggunakan refrigeran MC-22, maka diperoleh beberapa kesimpulan sebagai berikut :

1. Pada hasil analisa data nilai *Coefficient of Performance* (*CoP*) dan *Heat rejection Ratio* (*HRR*) dari sistem yang telah dimodifikasi adalah 5,21 dan 1,16.
2. Dengan melakukan variasi panjang pipa kapiler dapat disimpulkan sebagai berikut :
 - Laju aliran massa refrigeran terbesar pada variasi panjang pipa kapiler 35 cm yaitu 0,0067 kg/s.
 - Kerja kompresor terbesar pada variasi panjang pipa kapiler 35 cm yaitu 0,433 kW.
 - Kapasitas evaporator terbesar pada variasi panjang pipa kapiler 35 cm yaitu 2,24 kW.
 - Temperatur terendah yang dapat dicapai pada masukan evaporator adalah pada variasi panjang pipa kapiler 95 cm, temperatur masuk evaporator 1 adalah 1,64°C dan temperatur masukan evaporator 2 adalah 1,74°C.
 - Nilai COP terbesar pada variasi pipa kapiler 35 cm yaitu 5,21.
3. Performa dari *heat exchanger* tipe *concentric tube* pada proses *pre-cooling* dapat diketahui dari nilai *effectiveness* dan NTU. Nilai *effectiveness* dan NTU semakin naik seiring dengan bertambah panjangnya pipa kapiler, pada panjang pipa kapiler terpanjang yaitu 95 cm memiliki nilai *effectiveness* sebesar 0,795 dan NTU sebesar 2,066.

5.2 Saran

Setelah melakukan studi eksperimen maka ada beberapa saran yang dapat diberikan untuk penelitian yang sejenis adalah sebagai berikut :

1. Panjang pipa kapiler masih bisa diperpanjang untuk dapat lebih mengoptimalkan sistem tersebut.
2. Penyempurnaan isolasi pada sistem pada kedua sisi pipa, pada pipa bertemperatur tinggi agar tidak terjadi *heat loss* untuk mengoptimalkan *heat exchanger*, dan pada pipa bertemperatur rendah agar tidak terjadi *heat gain* untuk mengoptimalkan kapasitas dari evaporator.

DAFTAR PUSTAKA

- Firdaus**, Aneka., 2010, “Analisa Pengaruh Penggunaan Refrigeran Hidrokarbon Musicool-22 Pengganti Freon-22 Terhadap Kinerja Alat Air Conditionig”, Seminar Tahunan Teknik Mesin, ISBN, Sriwijaya University, Palembang-Indonesia.
- Hernadi**, 2012, “Analisa Pengaruh Panjang Pipa Kapiler 6m dan 3m Berdiameter 0,054 inch pada Mesin Pendingin Cascade Temperatur Rendah dengan Campuran Refrigeran Ethane dan CO₂”. Depok, Universitas Indonesia.
<http://refrigerationandairconditioning.danfoss.com/support-center/apps-and-software/dancap/>
<http://www.pertamina.com/our-business/hilir/pemasaran-dan-niaga/produk-dan-layanan/solusi-bisnis/gas-produk/musicool/musicool-22/>
- Moran, M.J and Howard N. Shapiro**, 2000, “Fundamental of Engineering Thermodynamics”. John Wiley & Sons Inc. Chicester.
- P.Incropera, Frank.,P.Dewitt, David.,L.Bergman, Theodore.,S.Lavine, Adrienne.**,”Fundamental of Heat and Mass Transfer Seventh Edition”,Asia, John Wiley & Sons (Asia) Pte Ltd.
- Prastowo, Adhi**, 1998, “Penguujian pengaruh panjang pipa kapiler terhadap koefisien prestasi pada lemari pendingin dengan refrijeran R134 A”. Depok, Universitas Indonesia.
- Rustadi, Rudi**, 2013, “Pemanfaatan Air Kondensat Dari Evaporator Yang Biasa Terbuang Untuk Meningkatkan Unjuk Kerja AC Split”. Politeknik Negeri Bandung.
- Stoeker, Wilbert F., and Jones, Jerold W.**,1982, “Refrigerasi dan Pengkondisian Udara edisi kedua”. Jakarta, Indonesia, Erlangga.

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

TENTANG PENULIS



Penulis dilahirkan di Jakarta pada tanggal 15 April 1990. Penulis merupakan anak pertama dari tiga bersaudara. Pendidikan formal yang telah ditempuhnya yaitu di SDN Depok Jaya 5, SLTP Negeri 5 Depok, SMA Sejahtera 1 Depok, kemudian melanjutkan studi D3 di Politeknik Manufaktur Negeri Jakarta dengan jurusan Teknik Manufaktur. Setelah lulus D3 penulis sempat bekerja dan kemudian penulis melanjutkan kuliah Lintas Jalur di Teknik Mesin FTI-ITS dengan NRP 2114105022.

PT Indonesia Chemical Alumina adalah tempat bekerja setelah penulis lulus D3, selama bekerja disana penulis banyak mendapatkan pelajaran yang berharga dan terus termotivasi untuk terus belajar. Karena latar belakang tersebut maka penulis pun memutuskan untuk melanjutkan kuliah S1 Lintas Jalur di Teknik Mesin FTI-ITS, kemudian penulis tertarik pada bida refrigerasi dan mengambil tema tersebut untuk tugas akhir. Jika ingin mengetahui tentang tugas akhir, silahkan menghubungi awan_satya90@yahoo.com