TUGAS AKHIR – TM 141585

STUDI EKSPERIMEN PENGARUH VARIASI KECEPATAN PUTAR KOMPRESOR DAN BEBAN PENDINGINAN PADA SISTEM REFRIGERASI CASCADE

ILMAN
NRP. 2113106012

Dosen Pembimbing
Ary Bachtiar K. P., 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 COMPRESSOR ROTATIONAL SPEED AND COOLING LOADS IN CASCADE REFRIGERATION SYSTEM

ILMAN
NRP. 2113106012

Academic Supervisor
Ary Bachtiar K. P., ST., MT., Ph.D.

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

STUDI EKSPERIMEN PENGARUH VARIASI KECEPATAN PUTAR KOMPRESOR DAN BEBAN PENDINGINAN PADA SISTEM REFRIGERASI CASCADE.

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 :

ILMAN

NRP. 2113 106 012

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir:

1. AryBachtiar KP., ST., MT., Ph.D .....(Pembimbing)
   (NIP. 197105241997021001)

2. Bb. Arip Dwiyantoro, ST, M.Eng, PhD .....(Penguji I)
   (NIP. 197804012002121001)

3. Ir. kadarisman .....(Penguji II)
   (NIP. 194901091974121001)

4. Prof. Dr. Ir. Djatmiko Ichsani, M.Eng. .....(Penguji III)
   (NIP. 195310191979031002)

SURABAYA
AGUSTUS, 2016

STUDI EKSPERIMEN PENGARUH VARIASI KECEPATAN PUTAR KOMPRESOR DAN BEBAN PENDINGINAN PADA SISTEM REFRIGERASI CASCADE

Nama	**: ILMAN**
NRP	**: 2113 106 012**
Jurusan	**: Teknik Mesin FTI-ITS**
Dosen Pembimbing	**: Ary Bachtiar K. P., ST., MT., Ph.D.**

ABSTRAK

Semakin meningkatnya kebutuhan energi masyarakat yang dibarengi dengan semakin menipisnya persediaan energi, membuat sekolompok manusia melakukan berbagai penelitian dalam merancang suatu proses maupun sistem yang memiliki tingkat efisiensi yang maksimum dengan kualitas produk yang lebih baik. Salah satu teknologi yang berkembang adalah sistem pendingin yang mampu menurunkan temperatur jauh di bawah 0℃ seperti yang diaplikasikan pada cold storage, blast freezer, dll. Sistem tersebut banyak diaplikasikan di dunia industri dengan aplikasi nyata seperti penyimpanan makanan yang memberikan beban yang berbeda-beda. Hal tersebut menyebabkan adanya pengaruh beban terhadap sistem. Selain itu, kecepatan putar kompresor yang berbeda menjadi salah satu faktor yang mempengaruhi performa sistem, sehingga dilakukan penelitian untuk meningkatkan performa sistem refrigersi cascade dengan memvariasikan kecepatan putar kompresor, dan beban pendinginan. Sehingga didapatkan kecepatan putar yang sesuai dengan besar beban pendinginan yang diterima oleh sistem cascade.

Pengujian Sisem Refrigerasi Cadcase ini menggunakan refrigeran Musicool-22 pada High Stage dan R-407F pada Low Stage dengan 8 titik pengukuran temperatur dan tekanan. Saat

pengukuran dilakukan, sistem diberikan beban pendinginan berupa kalor yang dihasilkan oleh electric heater dimana beban tersebut terpasang di dalam kabin sehingga kalor yang dihasilkan oleh electric heater dapat diserap oleh evaporator Low Stage. Beban yang divariasikan dari electric heater tersebut adalah 0 (tanpa beban), 28,8; 86,4; dan 158,4 Watt. Selain itu, frekuensi listrik yang masuk ke kompresor juga divariasikan. Besar frekuensi yang divariasikan yaitu 30, 35,40,45, dan 50 Hz. Pengukuran dan pengambilan data dilakukan sebanyak 5 kali.

Hasil yang didapatkan dari eksperimen ini yaitu kecepatan putar yang paling sesuai dengan beban yang diberikan terhadap sistem cascade. Pada beban 0 Watt kecepatan putar yang sesuai adalah 1800 rpm dengan COP sebesar 1,397, temperature kabin senilai -31,12 ^{o}C dan daya yang dibutuhkan 0,554 kW. Pada beban 28,8 Watt kecepatan putar yang sesuai adalah 1800 rpm dengan COP sebesar 1,405, temperature kabin senilai -29,78 ^{o}C dan daya yang dibutuhkan 0,605 kW. Pada beban 86,4 Watt kecepatan putar yang sesuai adalah 2100 rpm dengan COP sebesar 1,329, temperature kabin senilai -28,88 ^{o}C dan daya yang dibutuhkan 0,564 kW. Sedangkan Pada beban 158,4 Watt kecepatan putar yang sesuai adalah 3000 rpm dengan COP sebesar 0,976, temperature kabin senilai -28,1 ^{o}C dan daya yang dibutuhkan 0,722 kW.

Kata kunci: Sistem refrigerasi, Cascade, COPcascade, Kecepatan putar, Frekuensi, Cold storage.

AN EXPERIMENTAL STUDY OF THE EFFECT OF COMPRESSOR ROTATIONAL SPEED AND COOLING LOADS IN CASCADE REFRIGERATION SYSTEM

Name : ILMAN
NRP : 2113 106 012
Department : Mechanical Enginering FTI-ITS
Academic Supervisor : Ary Bachtiar K. P., ST., MT., Ph.D.

ABSTRACT

The increasing energy needs of society coupled with the depletion of energy supply causes a group of people to do research to devise a process and a system that has the maximum level of efficiency with better product quality. One of the growing technology is capable of cooling system that lowers the temperature far below 0 ℃ as applied to cold storage, blast freezers, etc. These systems are often applied in the industrial world, with real applications such as storage of foods that provide different loads. This causes the influence of the load on the system. In addition, the rotational speed of the compressor different, being one of the factors that influence the performance of the system so that research to improve system performance refrigersi cascade by varying the rotational speed compressor and cooling loads to obtain the rotational speed corresponding to the large cooling load received by cascade system.

Testing sisem Cadcase Refrigeration uses refrigerants Musicool-22 on High Stage and R-407F at Low Stage with 8 points temperature and pressure measurements. When the measurement is being done, the system is given the cooling load in the form of the heat produced by the electric heater where the load is attached inside the cabin so that the heat produced by the electric heater can be absorbed by the evaporator Low Stage. The load varied from the electric heater is 0 (no load), 28.8; 86.4; and 15.4 Watt. In addition, the frequency of incoming electricity into

the compressor is also varied. Large varied frequencies, namely 30; 35; 40; 45; and 50 Hz. Measurement and data retrieval performed 5 times.

The results obtained from these experiments that the most appropriate rotational speed to the load placed on the system cascade. On Load 0 Watt corresponding rotational speed is 1800 rpm with a COP of 1.397, valued at -31.12 ° C cabin temperature and power needed 0.554 kW. At 28.8 Watt load corresponding rotational speed is 1800 rpm with COP of 1.405, cabin temperature valued at -29.78 ° C and 0.605 kW power needed. At a load of 86.4 Watt corresponding rotational speed is 2100 rpm with a COP of 1.329, valued at -28.88 ° C cabin temperature and power required 0.564 kW. While At 158.4 Watt load corresponding rotational speed is 3000 rpm with COP of 0,976, cabin temperature valued at -28.1 ° C and 0.722 kW power needed.

Keyword: Refrigeration system, Cascade, COPcascade, Rotational speed, Frequency, Cold storage.

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL
HALAMAN PENGESAHAN
ABSTRAK..... v
KATA PENGANTAR..... ix
DAFTAR ISI..... xi
DAFTAR GAMBAR..... xv
DAFTAR TABEL.....xvii
BAB I PENDAHULUAN
1.1. Latar Belakang Masalah 1
1.2. Perumusan Masalah 2
1.3. Batasan Masalah 3
1.4. Tujuan Penelitian 3
1.5. Manfaat Hasil Penelitian..... 4

BAB II TINJAUAN PUSTKA DAN DASAR TEORI
2.1. Tinjauan Pustaka 5
2.1.1. Ruben Indurain Pinnata (2015) 5
2.2.2. Ragil Heri Nurambyah (2011)..... 6
2.2. Sistem Refrigerasi 7
2.2.1. Sistem Refrigerasi Kompresi Uap Ideal..... 8
2.2.2. Sistem Refrigerasi Kompresi Uap Aktual 10
2.3. Kompresor 11
2.3.1. Kompresor Torak (reciprocating)..... 11
2.3.2. Karakterisrik Kompresor Reciprocating 12
2.3.3 Kompresor Hermatik..... 13
2.4. expansion Device 14
2.4.1. Thermostatic Expansion Valve (TXV)..... 15
2.5 Evaporator 15
2.6 Kondensor 16
2.7 Zat Pendingin (Rafrigerant)..... 16
2.7.1 Musicool-22 (MC-22) 17
2.7.2 R-407F dan R-404A 18

2.8 Intermediate 19
2.9 Sistem Refrigerasi Cascade 20
2.10 Persamaan Mencari Laju Aliran Massa Refrigeran..... 23
2.10.1 Laju Aliran Massa Refrigeran Pada Low Stage 23
2.10.2 Laju Aliran Massa Refrigeran Pada High Stage 23
2.11 Persamaan Yang Digunakan Pada Sistem Refrigerasi Cascade 24
2.11.1 Persamaan Kerja Kompresi 25
2.11.2 Persamaan Panas Yang Dilepaskan Oleh Kondensor Ke Udara Sekitar Kondensor High Stage..... 26
2.11.3 Persamaan Kapasitas Pendinginan Pada Evaporator Low Stage 26
2.11.4 Persamaan COP Sistem Refrigerasi Cascade 26
2.11.5 Persamaan Rasio Pelepasan Kalor Heat Rejection Ratio (HRR) Sistem Refrigerasi Cascade 27
2.11.6 Menghitung kecepatan Putaran Kompresor (rpm) 29
BAB III METODE PENELITIAN
3.1. Langkah Penelitian 31
3.1.1. Perumusan Masalah..... 33
3.1.2. Studi Literatur..... 33
3.1.3.Perencanaan Dan Perancangan Peralatan 33
3.1.4. Pengambilan Data..... 42
3.1.5. Pengolahan Data..... 42
3.1.6. Menganalisa Dan Mengamati Hasil Perhitungan 43
3.1.7. Pengambilan Kesimpulan..... 43
3.2. Prosedur Pengujian..... 43
3.2.1. Langkah Persiapan..... 43
3.2.2. Langkah Pengujian 44
3.2.3. Diagram Alir (Flowchart) Pengambilan Data Dan Perhitungan 45
BAB IV ANALISIS DATA DAN PEMBAHASAN
4.1. Data Hasil Percobaan 49
4.2. Contoh Perhitungan 49
4.2.1. Perhitungan Laju Aliran Massa Refrigeran..... 50
4.2.2. Perhitungan Kerja Kompresi 50

4.2.3. Perhitungan Konsumsi listrik 51
4.2.4. Perhitungan Q Kondensor *High Stage* 51
4.2.5. Perhitungan Q Evaporator *Low Stage* 51
4.2.6. Perhitungan *Coefficient of Performance* (COP) *Cascade* 52
4.2.7. Perhitungan *Heat Rejection Ratio* (HRR) *Cascade* ... 49
4.3. Analisis Grafik 52
4.3.1. Grafik Temperatur Evaporator LS dan Kabin= f (Kecepatan putar Kompresor LS) 53
4.3.2. Grafik Laju Aliran Massa Refrigeran HS dan LS = f (Kecepatan Putar Kompressor LS) 55
4.3.3. Grafik Kerja Kompresi =f(Kecepatan Putar Kompresor LS) 58
4.3.4. Grafik Konsumsi Listrik =f(Kecepatan Putar Kompresor LS) 61
4.3.5. Grafik Kapasitas Pendinginan = f (Kecepatan Putar Kompresor LS) 63
4.3.6. Grafik Heat Rejection Ratio = f (Kecepatan Putar Kompresor LS) 65
4.3.7. Grafik COP = f (Kecepatan Putar Kompresor LS) 67
4.4. Analisis Diagram P-h 70
4.4.1. Diagram P-h Sistem *High Stage* 70
4.4.2. Diagram P-h Sistem *Low Stage* 72
BAB V KESIMPULAN DAN SARAN
5.1. Kesimpulan 75
5.2. Saran 76

DAFTAR PUSTAKA 77
LAMPIRAN A
LAMPIRAN B
LAMPIRAN C
LAMPIRAN D

Halaman ini sengaja dikosongkan

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1 Sifat Fisika & Thermodinamika Musicool-22 (MC-22) 18
Tabel 2.2 Perbandingan Sifat Fisika & Thermodinamika R407F & R404A 19
Tabel 4.1 Data Hasil Pengukuran dengan Beban Nol 49
Tabel 4.2 Hasil Analisa kecepatan putar kompresor terhadap beban pendinginan 70

Halaman ini sengaja dikosongkan

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 Grafik Hasil Penelitian Ruben Indurain Pinnata (2015) 5
Gambar 2.2 Grafik Hasil Penelitian Ragil Heri Nurambyah (2011) 6
Gambar 2.3 Komponen-komponen Dari Sistem Refrigerasi Uap Standard Ideal 8
Gambar 2.4 Diagram P-h dan T-s Siklus RefrigerasiSederhana 9
Gambar 2.5 Diagram P-h Siklus Refrigerasi Aktual 10
Gambar 2.6 prinsip kerja kompresor torak/reciprocating dan skema diagram P-v kompresor torak/reciprocating..... 11
Gambar 2.7 Efisiensi volumetrik ruang sisa dan efisiensi volumetrik nyata dari suatu kompresor 13
Gambar 2.8 Kontruksi Thermostatic Expansion Valve (TXV) 15
Gambar 2.9 Evaporator 16
Gambar 2.10 Kondensor..... 16
Gambar 2.11 PHE yang Digunakan 20
Gambar 2.12 Rangkaian Komponen Sistem Refrigerasi Cascade 21
Gambar 2.13 Penggambaran Konsep Siklus Refrigerasi Cascade pada Diagram P-h..... 22
Gambar 2.14 Skema Arah Aliran dan Titik-titik Pengukuran pada Intermediate 24
Gambar 2.15 Skema Diagram P-h Sistem Refrigerasi Cascade 24
Gambar 3.1 Diagram Alir Penelitian..... 32
Gambar 3.2 Skema Alat Uji Sistem Refrigerasi Cascade.... 34
Gambar 3.3 (a) Kompresor High Stage,
(b) Kompresor Low Stage 35
Gambar 3.4 Kondensor High Stage..... 36
Gambar 3.5 Plate Heat Exchanger..... 36

Gambar 3.6 Dimensi Plate Heat Exchanger 36
Gambar 3.7 Evaporator Low Stage 37
Gambar 3.8 Valve TXV 37
Gambar 3.9 (a) Liquid Receiver High Stage
(b) Liquid Receiver Low Stage 38
Gambar 3.10 Filter Dryer High Stage dan Low Stage 38
Gambar 3.11 Gate Valve 39
Gambar 3.12 Electric Heater 39
Gambar 3.13 Voltage Regulator..... 40
Gambar 3.14 Dimmer..... 40
Gambar 3.15 Kabin Sistem..... 41
Gambar 3.16 Diagram Alir Pengambilan Data 46
Gambar 3.17 Diagram Alir Perhitungan..... 47
Gambar 4.1 Grafik Temperatur Evaporator LS = f (Kecepatan Putar Kompressor LS 53
Gambar 4.2 Grafik Temperatur Kabin = f (Kecepatan Putar Kompressor LS) 53
Gambar 4.3 Grafik Laju Aliran Massa Refrigeran LS = f (Kecepatan Putar Kompressor LS)..... 55
Gambar 4.4 Grafik Laju Aliran Massa Refrigeran HS = f (Kecepatan Putar Kompressor LS)..... 56
Gambar 4.5 Grafik Kerja Kompresi LS = f (Kecepatan Putar Kompressor LS) 58
Gambar 4.6 Grafik Kerja Kompresi LS = f (Kecepatan Putar Kompressor LS) 59
Gambar 4.7 Grafik Total Kerja Kompresi = f (Kecepatan Putar Kompressor LS) 59
Gambar 4.8 Grafik Konsumsi Listrik Kompresor LS = f (Kecepatan Putar Kompressor LS)..... 61
Gambar 4.9 Grafik Konsumsi Listrik Kompresor HS = f (Kecepatan Putar Kompressor LS)..... 61
Gambar 4.10 Grafik Total Konsumsi Listrik Kompresor = f (Kecepatan Putar Kompressor LS 62
Gambar 4.11 Grafik Kapasitas Pendinginan = f (Kecepatan Putar Kompressor LS)..... 63

Gambar 4.12 Grafik Heat Rejection Ratio High stage = f (Kecepatan Putar Kompressor LS)..... 65
Gambar 4.13 Grafik COP Thermodinamik = f (Kecepatan Putar Kompressor LS)..... 67
Gambar 4.14 Grafik COP elektrik = f (Kecepatan Putar Kompressor LS) 67
Gambar 4.15 Pemilihan Kecepatan Putar Kompresor Yang paling Sesuai Dengan Beban Pendinginan..... 69
Gambar 4.16 Hasil Plot Kurva Kerja Sistem Low stage Tanpa Beban dengan variasi kecepatan putar kompresor LS Dengan Software coolpack..... 70
Gambar 4.17 Hasil Plot Kurva Kerja Sistem High stage Tanpa Beban dengan variasi kecepatan putar kompresor LS Dengan Software coolpack..... 72

Halaman ini sengaja dikosongkan

BAB I

PENDAHULUAN

1.1. Latar Belakang

Pada saat ini peningkatan efisiensi energi menjadi perhatian sekelompok manusia. Hal ini dilakukan untuk memenuhi kebutuhan hidup yang semakin meningkat dengan konsumsi energi seminimal mungkin serta memiliki kualitas yang lebih baik. Hal ini berlaku untuk di setiap sektor, salah satu sektor adalah sistem pendinginan. Peningkatan di sektor tersebut menyababkan evolusi teknologi pendingin yang semakin canggih. Salah satu perubahan yang baik yang dapat dirasakan adalah sistem pendingin yang dapat mencapai temperatur yang jauh di bawah 0℃ dengan sistem yang hemat energi.

Salah satu tujuan penggunaan alat pendingin yaitu untuk mencegah pembusukan makanan lebih cepat. Alat pendingin yang sering kita jumpai yaitu *cascade* atau *freezer* karena mampu mencapai suhu pendinginan hingga dibawah 0 ºC. Sistem ini minimal terdiri dari dua sistem refrigerasi kompresi uap (*Vapor Refrigeration System*) yang menggunakan 2 kompresor untuk mengalirkan 2 jenis refrigeran yang berbeda. Kalor yang dilepaskan kondensor di sistem temperatur rendah (*Low Stage*) diserap oleh evaporator dari sistem temperatur tinggi (*High Stage*) dengan bantuan penukar kalor yang disebut dengan Intermediet. Sistem refrigerasi *cascade* merupakan cara yang terbaik untuk mendapatkan penghematan daya dan peningkatan performa unjuk kerja (COP). Pada industri besar penghematan daya juga seringkali akan menentukan biaya peralatan ekstra. Selain digunakan dalam bidang pengawetan makanan, sistem refrigerasi *cascade* umumnya diaplikasikan juga untuk bidang-bidang seperti biomedis, farmasi, kimia, *blast freezing*, pencairan gas, penerbangan (*aeronautics*) dan lain-lain. Dengan meningkatnya penggunaan *freezer* di masyarakat, tentu membuat masyarakat berpikir untuk mendapatkan kinerja *freezer* yang lebih hemat energi dan ramah lingkungan, dengan mengacu pada

nilai ODP (*ozone depletion potential*) dan GWP (*global warming potential*) dari refrigeran yang digunakan pada *freezer*.

Pada Penelitian Ruben (2015) mengenai Sistem Refrigerasi *Cascade* menggunakan refrigeran hidrokarbon Musicool-22 pada *High Stage*, R-407F pada *Low Stage* dan *intermediate* yang digunakan adalah jenis PHE (*Plate Heat Exchanger*) dengan memvariasikan beban pendinginan pada evaporator di *low stage*. Namun dalam penelitian tersebut didapatkan COP terendah pada beban terendah. Hal ini dikarenakan kompresor pada sistem memiliki daya minimum, sehingga pemberian beban yang terlalu kecil menimbulkan perbedaan beban pendinginan dan daya minimum kompresor yang sangat signifikan, sehingga didapatkan penurunan COP yang besar pula.

Oleh sebab itu salah satu cara untuk mendapatkan performansi yang maksimal adalah melakukan variasi perubahan kecepatan putar kompresor. Hal ini berdampak pada perubahan daya kompresor, sehingga laju aliran refrigeran yang dialirkan sesuai dengan kebutuhan pendinginan beban yang diberikan.

Untuk mengubah putaran kompresor ini dapat dilakukan dengan cara menambahkan *inverter* sebagai pengubah frekuensi listrik pada kompresor. Dengan pemberikan variasi putaran kompresor maka laju aliran refrigeran yang mengalir pada sistem juga akan bervariasi. Dengan perubahan tersebut maka kita bisa mengetahui frekuensi yang sesuai dengan besaran beban pendinginan yang dibebankan pada sistem.

1.2. Perumusan Masalah

Studi eksperimental ini mengkaji unjuk kerja perangkat sistem pendinginan *cascade* dengan refrigeran R-407F sebagai refrigeran di *low stage* dan MC-22 pada *high stage*, dengan memvariasikan kecepatan putar motor kompresor pada sisi low stage dan beban pendinginan sehingga didapatkan daya kebutuhan kompresor yang sesuai dengan tujuan meningkatkan nilai *performance* pada sistem.

1.3. Batasan Masalah

Untuk pembahasan permasalahan dalam penelitian ini lebih spesifik, maka dibatasai pada hal-hal berikut:

1. Energi Kinetik dan Potensial diabaikan
2. Kompressor yang digunakan adalah jenis hermatic reciprocating pada Low Stage dan hermatic rotary pada high stage dengan daya masing-masing adalah 1 PK.
3. Alat ekspansi yang dipilih adalah TXV baik pada high stage maupun low stage
4. Refrigeran yang digunakan adalah jenis hydrocarbon dengan merek dagang musicool22 (R-290) pada high stage dan R-407F pada low stage.
5. Properties refrigeran R-407F menggunakan properties refrigerant R-407A karena keterbatasan data yang tersedi dan kedua refrigerant memiliki komposisi yang sama hanya berbeda produsen dimana R-407a oleh Dupont sementara R-407F oleh Honeywell.
6. Pengukuran dilakukan saat sistem bekerja pada kondisi steady state.
7. Penelitian dilakukan di laboratorium pendingin dan pengkondisian udara jurusan Teknik Mesin Institut Teknologi Sepuluh Nopember.

1.4. Tujuan Penelitian

Adapun tujuan dari tugas akhir ini yaitu:

1. Mengetahui pengaruh variasi putaran kompresor terhadap *performance* sistem pendinginan *cascade* menggunakan refrigeran R-407F.
2. Mengetahui kecepatan putar kompresor yang sesuai untuk mendapatkan *performance* maksimum sistem pendinginan *cascade* berdasarkan beban pendinginan yang diberikan.

1.5. Manfaat Penelitian

Adapun Manfaat yang didapatkan dari penelitian ini yaitu:

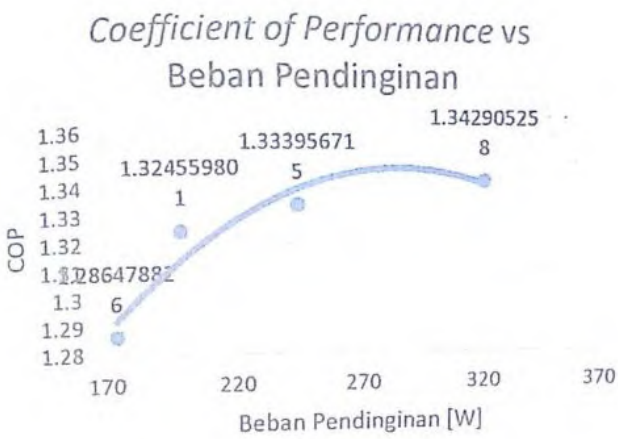
1. Memberikan informasi perbedaan unjuk kerja yang terjadi akibat variasi kecepatan putar motor kompresor.
2. Mendapatkan sistem refrigerasi cascade dengan refrigeran baru yang ramah lingkungan serta nilai performance yang lebih tinggi tanpa perlu mengganti sistem refrigerasi yang telah ada.
3. Menumbuhkan minat bereksperimen untuk mencari alternatif sebagai solusi memecahkan masalah yang berkaitan dengan energy dan lingkungan.

BAB II
TINJAUAN PUSTAKA DAN DASAR TEORI

2.1 Tinjauan Pustaka

Telah dilakukan beberapa penelitian tentang performansi sistem refrigerasi R-407F pada sisi *low stage* dan MC-22 pada sisi *high stage* yang dilakukan oleh Ruben (2015) dan penelitian yang ilakukan oleh ragil pada tahun 2011 tentang pengaruh kecepatan putar kompresor terhadap sistem refrigerasi pendingin ruangan (*air conditioner*) yang diuraikan secara singkat pada subBab berikut:

2.1.1 Ruben Indurain Pinnata (2015)

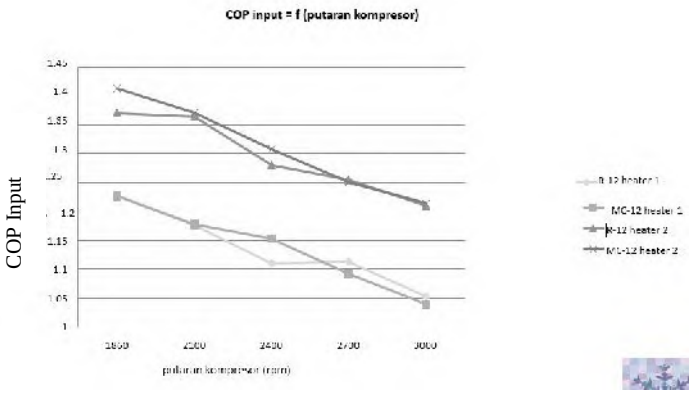


Gambar 2.1 Grafik Hasil Penelitian Ruben Indurain Pinnata (2015)

Ruben melakukan penelitian dengan mengamati COP dari sister refrigerasi *cascade* menggunakan refrigeran R-407F pada sisi *low stage* dan MC-22 pada sisi *high stage.* dengan melakukan variasi beban pada sisi *low stage* dimana kompresor dalam keadaan *constant speed.*

Dari gambar diatas dapat dilihat hasil dari penelitian ruben yaitu peningkatan nilai COP seiring dengan penambahan beban pendinginan sistem refrigerasi cascade.

2.1.2 Ragil Heri Nurambyah (2011)



Gambar 2.2 Grafik Hasil Penelitian Ragil Heri Nurambyah (2011)

Gambar diatas menunjukkan hasil penelitian Ragil Heri Nurambyah yang melakukan penelitian dengan merubah kecepatan putan kompresor pada sistem pendingin ruangangan (*air Conditioner)* dengan mengatur frekuensi listrik kompresor. Dalam penelitian ragil membandingkan 2 refrigeran sebagi fluida kerja pada sistem refrigerasi.

Dari hasil penelitian dapat dilihan bahwa peninggkatan nilai COP berbanding terbalik dengan peninggkatan kecepatan putar. Dimana COP akan semakin besar seiring dengan menurunnya kecepatan putar motor kompresor. Sebaliknya, penambahan beban pada sistem meningkatkan nilai COP dari sistem refrigerasi.

2.2 Sistem Refrigerasi

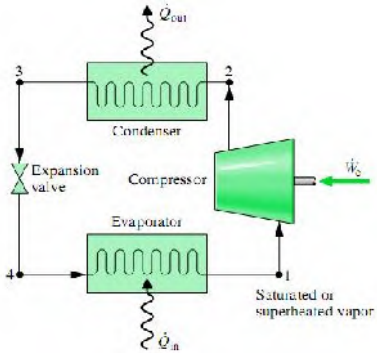
Pada dasarnya refrigerasi merupakan proses penyerapan kalor dari ruangan bertemperatur tinggi dan memindahkan kalor tersebut ke suatu medium tertentu yang memiliki temperatur lebih rendah serta menjaga kondisi tersebut sesuai dengan yang dibutuhkan. Pada sistem ini sebuah kompresor akan mengkompresi refrigeran sehingga tekanan dan temperaturnya meningkat. Refrigeran yang telah terkompresi kemudian dikondensasikan dengan kondensor menjadi cairan dengan melepaskan kalor latennya. Setelah itu refrigeran memasuki alat ekspansi, cairan tersebut diturunkan tekanannya sehingga temperaturnya menurun dan kemudian dilanjutkan ke dalam evaporator yang akan menghasilkan efek refrigerasi dengan menyerap kalor dari suatu ruangan.

Sistem refrigerasi adalah kombinasi komponen, peralatan, dan perpipaan yang dihubungkan dalam suatu 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 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.

2.2.1 Sistem Refrigerasi Kompresi Uap Ideal

Siklus kompresi uap adalah sistem dimana fluida kerja mengalami proses penguapan dan pengembunan, serta proses kompresi dan ekspansi secara terus-menerus. Siklus kompresi uap standar yang diaplikasikan pada sistem pendinginan udara standar terdiri dari empat komponen utama, komponen-komponen tersebut bekerja secara bersama-sama membentuk suatu proses yang berulang (siklus) dengan refrigeran sebagai media yang digerakkan. Siklus kompresi uap standar pada sistem pendinginan udara standar bisa digambarkan sebagai berikut:



Gambar 2.3 Komponen-komponen Dari Sistem Refrigerasi Uap Standard Ideal

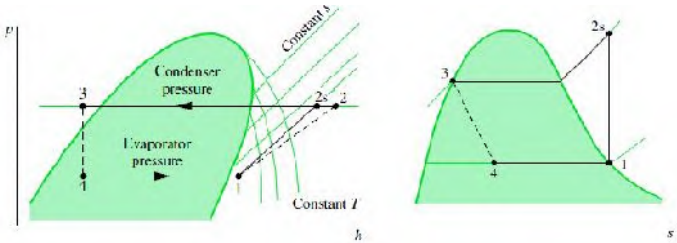
Proses-proses yang membentuk daur kompresi uap standard adalah sebagai berikut:

Proses 1-2: Kompresi adiabatik dan reversibel, dari uap jenuh menuju tekanan kondensor.

Proses 2-3 : Pelepasan kalor reversibel pada tekanan konstan, menyebabkan penurunan panas lanjut (*desuperheating*) dan pengembunan refrigeran.

Proses 3-4 :Ekspansi tidak reversibel pada entalpi konstan, dari cairan jenuh menuju tekanan evaporator.

Proses 4-1 :Penambahan kalor reversibel pada tekanan tetap, yang menyebabkan penguapan menuju uap jenuh.



Gambar 2.4 Diagram P-h dan T-s Siklus Refrigerasi Sederhana

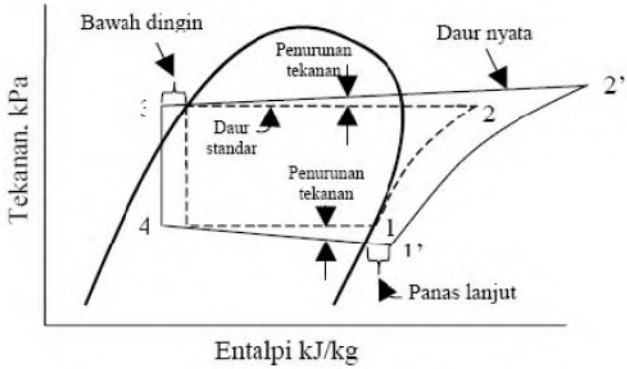
- Proses Kompresi (1-2s dan 1-2)
  Proses ini merupakan proses penekanan refrigeran bertekanan rendah menjadi refrigeran bertekanan tinggi. Dengan naiknya tekanan tersebut maka temperatur pun akan mengalami kenaikan. Proses 1-2s merupakan kompresi secara isentropis dan 1-2 merupakan kompesi secara aktual.

- Proses Kondensasi (2s-3 dan 2-3)
  Proses kondensasi merupakan proses pelepaasan kalor dari refrigeran yang mengalir di dalam sistem ke lingkungan. Selama proses tersebut berlangsung maka akan terjadi perubahan fasa refrigeran dari gas menjadi cair.

- Proses Ekspansi (3-4)
  Proses ekspansi beratri adanya proses penurunan tekanan refrigeran dari tekanan tinggi ke tekanan rendah. Refrigeran tersebut berasal dari kondensor yang akan mengalir ke evaporator namun terlebih dahulu melewati alat ekspansi.

- Proses Evaporasi (4-1)
  Proses evaporasi merupakan proses penguapan refrigeran kembali dari refrigeran dengan fasa cair bertekanan dan bertemperatur rendah menjadi uap yang kemudian akan dikompresi kembali oleh kompresor. Perubahan fasa yang terjadi diakibatkan oleh adanya penyerapan kalor dari produk yang didinginkan oleh refrigeran.

2.2.2 Sistem Refrigerasi Kompresi Uap Aktual



Gambar 2.5 Diagram P-h Siklus Refrigerasi Aktual

Pada dasarnya konsep Sistem Refrigerasi Kompresi Uap ideal dan aktual memiliki proses berulang (siklus) yang sama yaitu proses kompresi, kondensasi, eksapansi dan evaporasi. Perbedaan yang timbul antara keduanya adalah adanya perubahan tekanan pada kondensor dan evaporator sehingga terjadi penurunan performa dari sistrem tersebut. Pada kondensor tekanan akan mengalami penurunan seiring dengan terjadinya proses kondensasi sehingga menyebabkan timbulnya refrigeran dengan fasa cair lanjut (subcooled). Sementara pada evaporator tekanan yang mengalami penurunan akan mengakibatkan panas lanjut (superheated). Penurunan dari performa sistem yang sering disebut dengan COP (Coefficient Of Performance) terjadi karena adanya

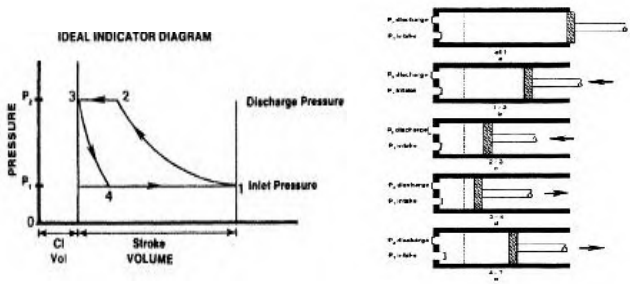
penurunan tekanan pada kedua heat exchanger (kondensor dan evaporator) sehingga mengakibatkan kerja kompresor menjadi lebih berat karena memerlukan banyak daya untuk proses kompresi.

2.3 Kompresor

Kompresor berfungsi untuk mengkompresi refrigeran uap agar mempunyai tekanan yang tinggi untuk memasuki kondensor. Komponen ini bekerja sebagai isentropic, yaitu kompresor bekerja tanpa ada energi panas yang keluar ataupun energi panas masuk.

2.3.1. Kompresor Torak (reciprocating)

Cara kerja kompresor torak / reciprocating adalah sebagai berikut ketika torak bergerak ke bawah, tekanan di dalam silinder di bawah torak menjadi negatif (lebih kecil dari tekanan atmosfir) sehingga udara akan masuk melalui celah katup hisap yang terpasang pada ujung torak terbuat dari bahan yang elastis, berfungsi sebagai perapat torak. Kemudian torak ditekan ke atas sehingga volume udara menjadi kecil dan tekanannya naik. Katup hisap akan tertutup dengan merapatkan celah antara torak dan dinding silinder. Jika torak ditekan terus volume akan semakin kecil dan tekanan didalam silinder akan naik dan udara bertekanan tinggi akan keluar melalui katup buang.



Gambar 2.6 prinsip kerja kompresor torak/reciprocating dan skema diagram P-v kompresor torak/reciprocating.

2.3.2. Karakteristik Kompresor reciprocating

Karakteristik dari kompresor reciprocating merupakan hubungan antara tekanan yang dibangkitkan (head) dan kecepatan aliran volum (kapasitas). Kecepatan putar kompresor mempengaruhi besarnya aliran volum dari suatu kompresor *reciprocating* hal tersebul dapat dilihat dari persamaan dibawh ini:

$$D = \frac{\pi}{4} \times d^2 \times L \times N \quad \text{.....(2.1)}$$

Keterangan:

D = kapasitas teoritis kompresor; (l/s)

d =diameter piston, (m)

L =Langkah kompresi, (m)

N =*crankshaft speed, (rpm)*

Sedangkan kapasitas teoritis kompresor mempengaruhi nilai volumetrik efisiensi kompresor berdasarkan persamaan berikut:

$$\eta_v = \frac{Q}{D} \quad \text{.....(2.2)}$$

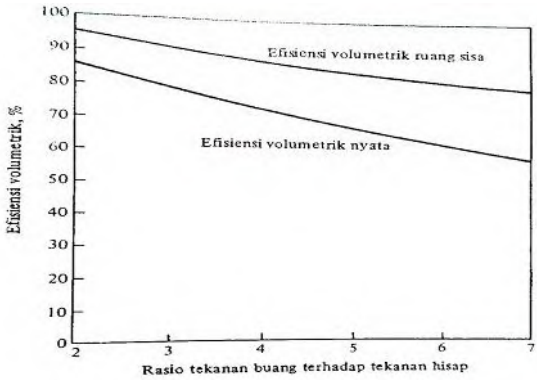
Keterangan:

η_v = volumetrik efisiensi

Q = kapasitas hasil pengukuran kompresor (l/s)

Dari persamaan diatas dapat dilihat bahwa semakin besar nilai D maka volumetrik efisiensi akan semakin kecil, itu artinya kecepatan putar kompresor juga semakin besar pula.

Besarnya volumetrik efisiensi kompresor mempengaruhi rasio tekanan *suction* terhadap tekanan *discharge.* Hal tersebut dapat dilihat pada grafik dibawah ini: lorena 270



Gambar 2.7 efisiensi volumetrik ruang sisa dan efisiensi volumetrik nyata dari suatu kompresor putaran tinggi dengan refgerant 22, volume ruang sisa 4,5 persen

Dari grafik dapat dilihat bahwa semakin kecil efisiensi volumetrik maka ratio tekanan akan semakin besar itu artinya semakin tinggi kecepatan putar kompresor maka semakin besar rasio tekanan kompresor.

Peningkatan kecepatan putar mempengaruhi peningkatan kebutuhan daya dari kompresor *reciprocating* sehingga semakin besar kecepatan putar dari kompresor maka semakin besar kebutuhan daya dari kompresor. Hal ini berdasarkan persamaan dibawah ini.

$$W = \tau \times n \qquad (2.3)$$

Keterangan:

W= Daya

τ= Torsi

2.3.3. Kompresor Hermetik

Kompresor hermetik adalah sebuah kompresor dimana semua komponen-komponennya berada dalam satu rumah (selongsong), sambungan yang digunakan adalah sambungan las sehingga kedap udara,rumah kompresor terbuat dari baja

dengan pengerjaan las sehingga baik kompresor maupun penyambunganya tidak dapat dibuka maka hubungan kerumah kompresor hannya sambungan pipa hisap, sambungan pipa buang serta terminal-terminal listrik, oleh karena itu sebelum pengisian refrigerant perlu dilakukan dehidrasi yaitu pembebasan air karena dapat merusak motor. Kompresor jenis ini banyak digunakan pada kulkas, freezer, serta pengkondisian udara rumah tinggal.

Karena kompresor yang digunakan adalah jenis kompresor hermatik sehingga tidak dapat dilakukan pengukuran kecepatan putar kompresor secara langsung karna kompresor diselubungi cangkang yang hubungkan menggunakan pengelasan maka kecepatan putar kompresor hanya dapat diketahui secara teoritis mengunakan persamaan dibawah ini.

$$Nc = 120\,\frac{f}{p} \quad \text{.....(2.4)}$$

Keterangan:
Nc=kecepatan putar kompresor, rpm
f = frequensi listrik , Hz
p = jumlah kutub motor induksi.(p=2)

2.4 *Expansion Device*

Expansion device menjadi komponen penentu dalam sistem pendinginan udara. Komponen ini fungsinya menurunkan tekanan serta mengatur laju aliran massa refrigeran. Terdapat berbagai macam tipe dan jenis dari *expansion device*. Dalam penelitian ini alat ekspansi yang digunakan yaitu *Thermostatic Expansion Valve* (TXV).

2.4.1. *Thermostatic Expansion Valve (TXV)*

Katub TXV adalah suatu alat yang secara otomatis mengukur jumlah aliran refrigeran cair yang masuk ke evaporator, dengan mempertahankan gas panas lanjut pada

akhir evaporator seperti yang telah direncanakan. Karena tekanan di evaporator rendah, maka sebagian refrigerant cair ketika melalui keran ekspansi masuk ke dalam evaporator fasanya berubah dari cair menjadi gas dingin. Kapasitas TXV harus tepat dikarenakan apabila kapasitas terlalu besar maka dapat menyebabkan kontrol yang tidak menentu. Kapasitas yang terlalu kecil dapat menjadikan kapasitas dari sistem berkurang.

Gambar 2.8 Kontruksi *Thermostatic Expansion Valve* (TXV)

2.5 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 entalpi refrigeran akan meningkat. Semakin banyak kenaikan entalpi pada refrigeran selama di evaporator maka semakin baik pula kinerja perangkat pendinginan udara yang terpasang.

Gambar 2.9 Evaporator

2.6 Kondensor

Kondensor merupakan alat penukar kalor yang berada pada daerah tekanan tinggi dari sistem refrigerasi. 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).

Gambar 2.10 Kondensor

2.7 Zat Pendingin (*Refrigerant*)

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.

Pada penelitian kali ini digunakan refrigerant Musicool-22 (MC-22) pada sisi High stage dan refrigerant R-407F pada sisi low stage, hal ini dikarenakan refrigeran Musicool-22 memiliki titik didih lebih tinggi yaitu sebesar -42,05 oC (tekanan 1 Atm) dibandingkan R-407F yang memiliki titik didih sebesar -45,5oC (tekanan 1 Atm). Sehingga R-407F mampu mencapai temperature evaporator yang lebih rendah sesuai dengan fungsinya untuk mendinginkan beban pendinginan di kabin sedangkan sisi high stage hanya bertugas untuk mendinginkan kondensor sisi low stage.

2.7.1. 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 memliki potensi merusak alam.

Berikut ini adalah data spesifikasi refrigeran hidrocarbon produk dari Pertamina dengan merek dagang Musicool-22 (MC-22) dalam tabel 2.1 sebagai berikut:

Tabel 2.1 Sifat Fisika & Thermodinamika Musicool-22 (MC-22)

NO	PARAMETER	MC-22
1	Panas Jenis Cairan Jenuh pd 37,8^o C, Kj/Kg	2,909
2	Panas Jenis Uap Jenuh pd 37,8^o C, Kj/Kg	2,238
3	Konduktivitas Termal Cairan Jenuh pd 37,8^o C, w/m	0,0868
4	Konduktivitas Termal Uap Jenuh pd 37,8^o C, w/m	0,0211
5	Kerapatan Cairan Jenuh pd 37,8^o C, (kg/m^3)	471,30
6	Kerapatan Cairan Jenuh pd 37,8^o C, (kg/m^3)	28,53
7	Kerapatan Uap Jenuh pd 37,8^o C, (kg/m^3)	2,412
8	Viskositas Cairan Jenuh pd 37,8^o C, (uPa-s)	84,58
9	Viskositas Uap Jenuh pd 37,8^o C, (uPa-s)	9,263
10	Titik didih (Tekanan 1 Atm)	-42,05

2.7.2. R-407F dan R-404A

Sedangkan pada bagian low stage menggunakan Kompresor dengan spesifikasi refrigeran R-404A namun pada penelitian sebelumnya, dengan mempertimbangkan pengaruh refrigeran terhadap lingkungan maka refrijan diganti dengan refrigeran R-407F. fluida kerja R407F yang memiliki sifat thermodinamika seperti titik didih, titik beku, sifat kimia, tigkat bahaya dan sifat fisika seperti viskositas yang menyerupai R404A. Dapat dilihat

pada tabel 2.2 perbandingan sifat antara R407F dan R404A sebagai berikut :

Tabel 2.2 Perbandingan Sifat Fisika & Thermodinamika R407F & R404A

NO	PARAMETER	R407F	R404A
1	Panas Jenis Cairan Jenuh pd 25°C, Kj/Kg	1,57	1,54
2	Panas Jenis Uap Jenuh pd 25°C, Kj/Kg	1,18	0,9736
3	Konduktivitas Termal Cairan Jenuh pd 25°C, w/m	0,0897	0,0649
4	Konduktivitas Termal Uap Jenuh pd 25°C, w/m	0,01451	0,0180
5	Kerapatan Cairan Jenuh pd 25°C, (kg/m^3)	1117	1044
6	Kerapatan Uap Jenuh pd 25°C, (kg/m^3)	4,465	5,48
7	Kekentalan Cairan Jenuh pd 25°C, (uPa-s)	143,99	129,3
8	Kekentalan Cairan Jenuh pd 25°C, (uPa-s)	13,20	14,41
9	Titik didih (Tekanan 1 Atm); (^{o}C)	-45,5	-46,6

2.8 Intermediate

Intermediate merupakan sebutan untuk *heat exchanger* yang digunakan pada Sistem Refrigerasi *Cascade* yang menghubungkan antara evaporator *High Stage* dengan kondensor *Low Stage*. *Intermediate* yang digunakan pada penelitian ini adalah jenis *Plate*

Heat Exchanger (PHE) dengan jenis aliran *counter flow* dimana pada *intermediate* tersebut terdapat berlapis-lapis piringan (*plate*) yang dapat menukarkan kalor dengan kemampuan yang sangan baik. Kemampuan suatu *heat exchanger* tersebut akan menunjukkan performa dari sistem yang dinamakan dengan *Effectiveness*. Berikut adalah gambar model dari *Heat Exchanger* yang digunakan.

Gambar 2.11 PHE yang Digunakan

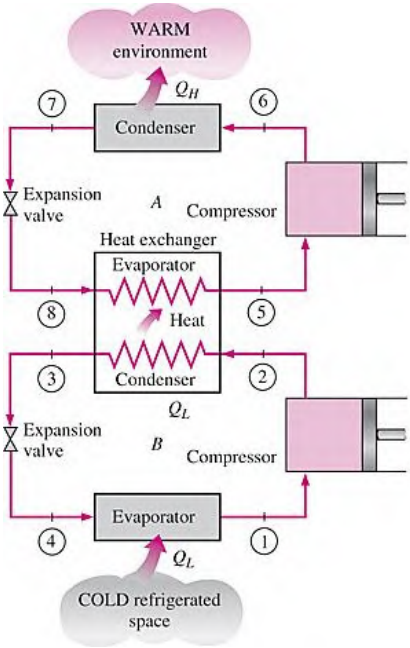
2.9 Sistem Refrigerasi *Cascade*

Sistem Refigerasi *Cascade* merupakan salah satu *improvement* dari teknologi Sistem Refrigerasi Kompresi Uap. Proses yang terjadi pada sistem refrigerasi tersebut pun identik hanya saja sistem tersebut menggunakan kombinasi dari dua Sistem Refrigerasi Kompresi Uap. Kedua sistem tersebut difungsikan untuk pencapaian temperatur yang sangat rendah seperti penggunaan *cold storage* untuk daging (*carcas*).

Sistem tersebut dibagi menjadi dua stage yaitu *High Stage* dan *Low Stage*, dimana kalor yang dilepas oleh kondensor pada sisi rendah (*Low Stage*) akan diserap oleh evaporator pada sisi tinggi (*High Stage*), sehingga kalor pada kondensor pada sisi *low stage* harus lebih tinggi dari pada kalor evaporator pada sisi *high stage*, dari persyaratan tersebut maka disarankan untuk tidak menurunkan kecepatan putar kompresor pada sisi high stage karena dihawatirkan evaporator pada sisi *high stage* tidak dapat mencapai temperatur dibawah temperatur kondensor sisi *low stage* yang mengakibatkan perpindahan kalor ke arah sebaliknya. Oleh karena itu pada penelitian kali ini perubahan (penurunan) kecepatan putar

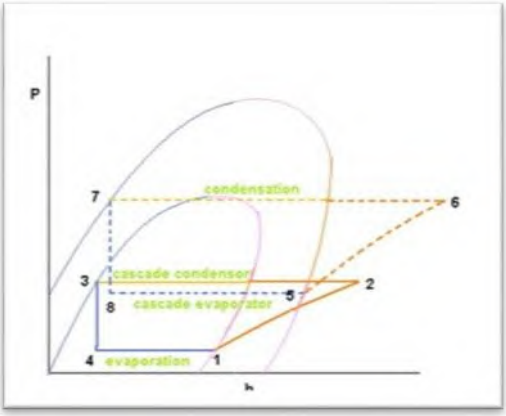
kompresor hanya dilakukkan pada sisi *low stage* sehingga peruban suhu kondensor pada sisi *low stage* meningkat dan evaporator pada sisi *high stage* tetap berada pada suhu terendah.

Secara teori, sistem ini digunakan guna menghemat daya *input* (*supply power*) kompresor dan mendapatkan kapasitas refrigerasi yang lebih tinggi dibandingkan dengan Sistem Refrigerasi Kompresi Uap biasa.



Gambar 2.12 Rangkaian Komponen Sistem Refrigerasi *Cascade*

Pada gambar 2.12 di atas ditunjukkan suatu skema dari Sistem Refrigerasi *Cascade*, dimana setiap komponen memiliki jumlah *double* dan membaginya menjadi dua *stage* (*high* dan *low*). Pada sistem tersebut menggunakan *intercooler* sebagai *Cascade*-nya dimana *intercooler* tersebut memiliki fungsi yang sama seperti *heat exchanget* pada umumnya.



Gambar 2.13 Penggambaran Konsep Siklus Refrigerasi *Cascade* pada Diagram P-h.

Gambar 2.13 di atas merupakan ilustrasi jika Sistem Refrigerasi Cascade dianalisis dalam satu diagram P-h (kenyataannya tidak bisa). Dari gambar diagram P-h di atas dapat diketahui bahwa sistem refrigerasi tersebut merupakan gabungan dari dua sistem refrigerasi kompresi uap. 1-2- 3-4 merupakan sistem refrigerasi *Low Stage* sementara 5-6-7-8 merupakan sistem refrigerasi *High Stage*. Dalam analisis secara aktualnya, diagram P-h yang digunakan pada kedua sistem berbeda sesuai dengan refrigeran yang digunakan. Beberapa aplikasi dari Sistem refrigerasi *Cascade* adalah pencairan pada industri minyak, pencairan pada industri gas, Industri pembuatan es kering, proses pembekuan produk, dll.

Keuntungan dari sistem refrigerasi *Cascade* di antaranya adalah sebagai berikut.

1. Dari segi *safety*, sistem ini lebih aman karena refrigeran yang diguakan merupakan refrigeran yang berbeda antara refrigeran pada sisi tinggi dan refrigeran pada sisi tengah sehingga dapat ditentukan tekanan kerja yang optimal sesuai

properties dari masing-masing refrigeran. Selain itu tekanan sistem yang terlalu tinggi dan terlalu rendah dapat dihindari.

2. Dari segi daya, sistem ini lebih hemat karena dapat menghemat konsumsi daya yang dikonsumsi oleh kompresor secara keseluruhan walau pun kompresor yang digunakan lebih dari satu.
3. Perpindahan oli pelumas dari kompresor dapat dijaga dan tidak akan tercampur karena sistem kerja dari sistem ini terpisah antara High Stage dan Low Stage.
4. Pencapaian temperatur yang sangat rendah dapat dicapai karena panas yang dibuang (heat rejected) oleh kondensor pada sisi rendah akan diserap oleh evaporator pada sisi tinggi sehingga pembuangan kalor pada sisi rendah akan lebih optimal.

2.10 Persamaan Mencari Laju Aliran Massa Refrigeran

2.10.1. Laju Aliran Massa Refrigeran Pada Low Stage

Perhitungan laju aliran massa refrigeran untuk sistem *High Stage* berdasarkan hasil pengukuran menggunakan *flow meter* yang terdapat di sisi *High Stage*, untuk mengetahui laju aliran masanya maka harus dikalikan dengan massa jenis dari refrijeran, jadi besar laju aliran massa pada sisi *High Stage* yaitu:

$$\dot{m}_{ref_HS} = \rho \; x \; \upsilon \quad \text{.....(2.5)}$$

Keterangan:

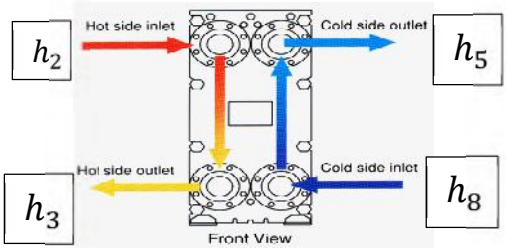
$\dot{m}_{ref_HS}$ = laju aliran massa sisi *high stage* (kg/s)

ρ =massa jenis refrigeran ($\frac{kg}{m^3}$)

υ = laju aliran volum (l/s)

2.10.2. Laju Aliran Massa Refrigeran Pada *High Stage*

Dengan mempertimbangkan perpindahan panas pada *heat exchanger* seperti pada gambar 2.16, maka perhitungan nilai laju aliran massa refrigeran *High Stage* didasarkan pada kesetimbangan energi pada *heat exchanger*. Dengan mengasumsikan tidak adanya *heat loss*.



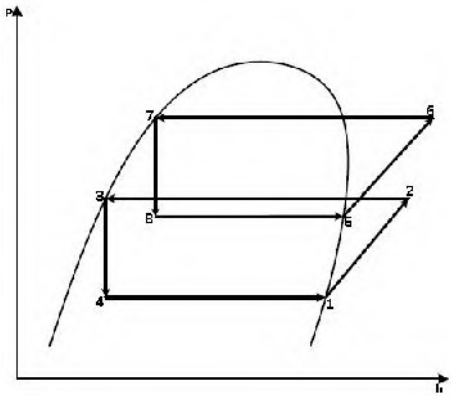
Gambar 2.14 Skema Arah Aliran dan Titik-titik Pengukuran pada *Intermediate*

$$\dot{Q}_{Cond\ LS} = \dot{Q}_{Evap\ HS} \quad \text{.....(2.6)}$$

$$\dot{m}_{LS}(h_2 - h_3) = \dot{m}_{HS}(h_5 - h_8) \quad \text{.....(2.7)}$$

$$\dot{m}_{LS} = \frac{\dot{m}_{HS}(h_5 - h_8)}{(h_2 - h_3)} \left[\frac{kg}{s}\right] \quad \text{.....(2.8)}$$

2.11 Persamaan Yang Digunakan Pada Sistem Refrigerasi *Cascade*



Gambar 2.15 Skema Diagram P-h Sistem Refrigerasi *Cascade*

2.11.1. Persamaan Kerja Kompresi

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 :

$$\dot{W}c = \dot{m}(h_2 - h_1) \quad \text{.....(2.9)}$$

Keterangan:

$\dot{W}c$ = kerja kompresor (kj/s)
$\dot{m}$ = laju aliran massa refrigeran (kg/s)
h_1 = entalpi refrigeran masuk kompresor (kj/kg)
h_2 = entalpi refrigeran keluar kompresor (kj/kg)

kerja kompresor juga dapat diketahui dari daya listrik yang kita berikan ke kompresor, dengan rumus:

$$\dot{W}in = V \times l \times cos\varphi \quad \text{.....(2.10)}$$

Keterangan:

$\dot{W}in$ = kerja yang dibutuhkan kompresor (watt)
I = kuat arus saat semua alat bekerja (Amper)
V = tegangan listrik saat semua alat bekerja (Volt)
Cos φ = faktor daya (asumsi=0,8)

- Pada *High Stage* :

$$\dot{W}_{c_HS} = V_{HS} \times I_{HS} \times cos\varphi \; [kW] \quad \text{.....(2.11)}$$

- Pada *Low Stage* :

$$\dot{W}_{c_LS} = V_{LS} \times I_{LS} \times cos\varphi \; [kW] \quad \text{.....(2.12)}$$

Pada sistem refrigerasi *cascade*, besarnya kerja kompresor total didapatkan dengan menjumlahkan kerja kompresor pada sistem HS dan LS.

$$\dot{W}_{total} = \dot{W}_{c_HS} + \dot{W}_{c_LS} \quad \text{.....(2.13)}$$

2.11.2. Persamaan Panas Yang Dilepaskan Oleh Kondensor Ke Udara Sekitar Kondensor *High Stage*

Besarnya panas yang berhasil dikeluarkan oleh refrigeran melalui kondensor dapat dinyatakan dengan rumus sebagai berikut :

$$\dot{Q}_c = \dot{m} \times (h_{in} - h_{out})$$

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_{HS} \times (h_6 - h_7) \quad \text{.....(2.14)}$$

Keterangan :

$\dot{Q}_c$ = Panas yang dilepaskan oleh kondensor *High Stage* (Watt)

$\dot{m}_{HS}$= Laju aliran massa refrijeran pada *High Stage* $\left(\frac{kg}{s}\right)$

h_6 = Entalpi refrigeran masuk kondensor $\left(\frac{kJ}{kg}\right)$

h_7 = Entalpi refrigeran keluar kondensor $\left(\frac{kJ}{kg}\right)$

2.11.3. Persamaan Kapasitas Pendinginan Pada Evaporator *Low Stage*

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 :

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m} \times (h_{in} - h_{out})$$

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}_{LS} \times (h_1 - h_4) \quad \text{.....(2.15)}$$

Keterangan :

$\dot{Q}_{evap}$ = Kapasitas pendinginan evaporator *Low Stage* (Watt)

$\dot{m}_{LS}$= Laju aliran massa refrijeran pada *Low Stage* $\left(\frac{kg}{s}\right)$

h_1 = Entalpi refrigeran masuk evaporator $\left(\frac{kJ}{kg}\right)$

h_4 = Entalpi refrigeran keluar evaporator $\left(\frac{kJ}{kg}\right)$

2.11.4. Persamaan COP Sistem Refrigerasi *Cascade*

COP atau *Coeffiecient of Performance* dari sebuah sistem refrigerasi merupakan efisiensi sistem atau rasio ketetapan dari perbandingan kalor yang diserap sebagai energi

yang termanfaatkan dengan energi yang digunakan sebagai kerja, atau berdasarkan teori sederhananya dapat ditulis sebagai berikut :

$$COP_{cascade} = \frac{\dot{Q}_{evap\,LS}}{\dot{W}_{c_HS} + \dot{W}_{c_LS}}$$

$$COP_{cascade} = \frac{\dot{m}_{LS}(h_1 - h_4)}{\dot{m}_{HS}(h_6 - h_5) + \dot{m}_{LS}(h_2 - h_1)} \quad \text{.....(2.16)}$$

Keterangan :

$COP_{cascade}$ = COP pada sistem refrigerasi *cascade*

$\dot{Q}_{evap}$ = Kapasitas pendinginan evaporator *Low Stage* (kW)

$\dot{W}_{c_HS}$ = Kerja nyata kompresor pada *High Stage* (kW)

$\dot{W}_{c_LS}$ = Kerja nyata kompresor pada *Low Stage* (kW)

$\dot{m}_{HS}$ = Laju aliran massa refrijeran pada *High Stage* $\left(\frac{kg}{s}\right)$

$\dot{m}_{LS}$ = Laju aliran massa refrijeran pada *Low Stage* $\left(\frac{kg}{s}\right)$

h_5 = Entalpi refrigeran masuk kompresor pada *High Stage* $\left(\frac{kJ}{kg}\right)$

h_6 = Entalpi refrigeran keluar kompresor pada *High Stage* $\left(\frac{kJ}{kg}\right)$

h_1 = Entalpi refrigeran masuk kompresor pada *Low Stage* $\left(\frac{kJ}{kg}\right)$

h_2 = Entalpi refrigeran keluar kompresor pada *Low Stage* $\left(\frac{kJ}{kg}\right)$

2.11.5. Persamaan Rasio Pelepasan Kalor *Heat Rejection Ratio* (HRR) Sistem Refrigerasi *Cascade*

Rasio Pelepasan Kalor atau juga *Heat Rejection Ratio* (HRR) merupakan laju perpindahan panas pada kondensor dalam kaitannya dengan kapasitas pendinginan.

$$HRR = \frac{\dot{Q}_{cond_HS}}{\dot{Q}_{evap_LS}} \times 100\%$$

$$HRR = \frac{Laju\ pelepasan\ kalor\ di\ kondensor}{Laju\ penyerapan\ kalor\ di\ evaporator} \times 100\%$$

$$HRR = \frac{\dot{m}(h_{in\ cond} - h_{out\ cond})}{\dot{m}\,(h_{out\ evap} - h_{in\ evap})} \times 100\% \quad \text{.....(2.17)}$$

Keterangan :

$\dot{Q}_{cond}$ = Laju pelepasan kalor pada kondensor di *High* atau *Low Stage* (kW)

$\dot{Q}_{evap}$ = Laju penyerapan kalor pada evaporator di *High* atau *Low Stage* (kW)

- **Untuk *High Stage* :**

$$HRR = \frac{\dot{m}_{HS}(h_6 - h_7)}{\dot{m}_{HS}(h_5 - h_8)} \times 100\% \quad \text{.....(2.18)}$$

Keterangan :

$\dot{m}_{HS}$ = Laju aliran massa refrijeran Musicool-22 pada *High* Stage$\left(\frac{kg}{s}\right)$

$(h_{in\ cond} - h_{out\ cond})$ = Selisih entalpi refrigeran pada *inlet* dan *outlet* kondensor $(h_6 - h_7)$ $\left(\frac{kJ}{kg}\right)$

$(h_{out\ evap} - h_{in\ evap})$ = Selisih entalpi refrigeran pada *inlet* dan *outlet* evaporator $(h_5 - h_8)$ $\left(\frac{kJ}{kg}\right)$

- **Untuk *Low Stage* :**

$$HRR = \frac{\dot{m}_{LS}(h_2 - h_3)}{\dot{m}_{LS}(h_1 - h_4)} \times 100\% \quad \text{.....(2.19)}$$

Keterangan :

$\dot{m}_{LS}$ = Laju aliran massa refrijeran R-407F pada *Low Stage* $\left(\frac{kg}{s}\right)$

$(h_{in\ cond} - h_{out\ cond})$ = Selisih entalpi refrigeran pada *inlet* dan *outlet*

kondensor $(h_2 - h_3)\left(\frac{kJ}{kg}\right)$

$(h_{out\ evap} - h_{in\ evap})$ = Selisih entalpi refrigeran pada *inlet* dan *outlet* evaporator $(h_1 - h_4)\left(\frac{kJ}{kg}\right)$

2.11.6. Menghitung kecepatan Putaran Kompresor (rpm)

Putaran kompresor dapat diketahui dari frequrensi listrik yang terhubung dengan compressor, adapun persamaan yang digunakan adalah sebagai berikut:

$$Nc = 120\ \frac{f}{p} \quad \text{.....(2.20)}$$

Keterangan:

Nc=kecepatan putar kompresor, rpm

f = frequensi listrik , Hz

p = jumlah kutub motor induksi.(p=2)

Halaman ini sengaja dikosongkan

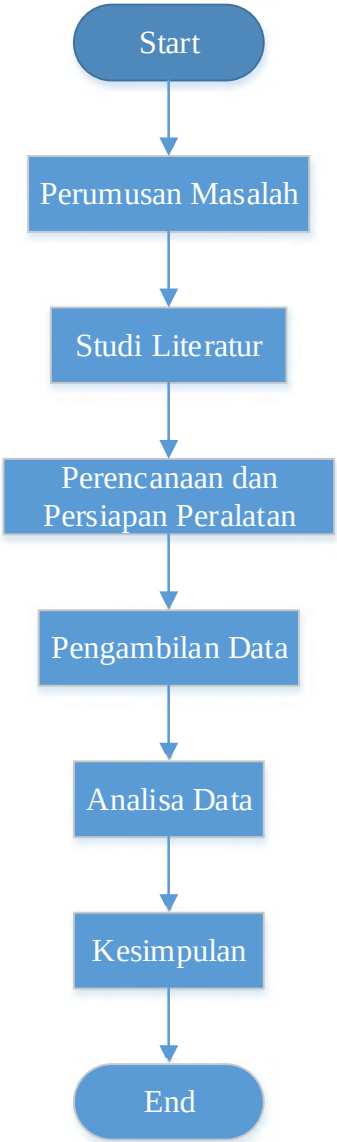
BAB III
METODE PENELITIAN

3.1. Langkah Penelitian

pada dasarnya tahapan-tahapan dalam penelitian ini dilakukan berdasarkan tujuan dari penelitian. Adapun langkah-langkah yang dilakukan pada penelitian ini adalah:

1.Perumusan masalah
2. Studi literatur
3.Perencanaan dan perancangan peralatan
4. Pengambilan data
5. Pengolahan data
6. Analisa hasil perhitungan dari hasil pengamatan

Untuk lebih jelasnya, berikut langkah-langkah analisis diatas diuraikan lebih rinci seperti gambar 3.1



Gambar 3.1 Diagram Alir Penelitian

3.1.1. Perumusan Masalah

Dalam memulai penelitian ini, langkah pertama adalah melakukan perumusan masalah. Perumusan masalah merupakan penjabaran dari identifikasi masalah dan pembatasan masalah. Hal tersebut diperlukan untuk membentuk kerangka dalam menyusun rencana penyelesaian, termasuk merancang metode atau teknik pendekatan yang tepat untuk digunakan sebagai langkah-langkah dalam penelitian yang selanjutnya ditentukan tujuan dari penelitian ini.

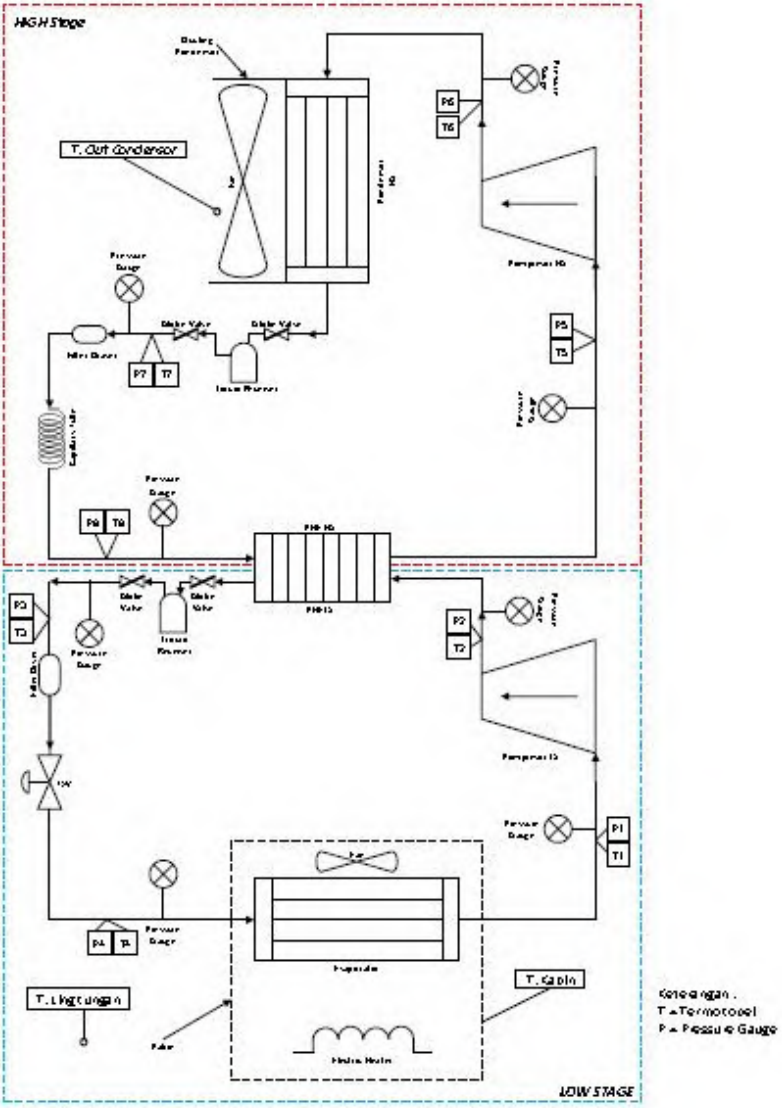
3.1.2. Studi Literatur

Langkah selanjutnya yang harus dilakukan setelah melakukan perumusan masalah yaitu studi literatur dalam sebuah penelitian untuk mendapatkan gambaran yang menyeluruh tentang apa yang sudah dilakukan orang lain dan bagimana orang mengerjakannya, kemudian seberapa berbeda penelitian yang akan kita lakukan.

3.1.3. Perencanaan Dan Perancangan Peralatan

Pada dasarnya untuk melakukan percobaan ini, terlebih dahulu dilakukan persiapan peralatan yaitu merencanakan lalu merancang peralatan-peralatan yang akan digunakan dalam pengujian guna memastikan peralatan yang digunakan sudah sesuai digunakan dalam pengambilan data.

Pengujian Sistem Refrigerasi *Cascade* ini menggunakan fluida kerja *Musicool*-22 pada sisi tekanan tinggi (*High stage*) dan R-407F pada sisi tekanan rendah (*Low stage*). *High* dan *Low stage* digabungkan dengan bantuan *intermediate* jenis *plate* atau *Plate Heat Exchanger* (PHE) serta pemberian variasi frekuensi listrik pada masukan listrik kompresor berdasarkan beban pendinginan yang diberikan pada evaporator *Low stage*. Adapun skema sistem *cascade* dalam penelitian ini adalah sebagai berikut:



Gambar 3.2 Skema Alat Uji Sistem Refrigerasi *Cascade*

1. **Kompresor**

Untuk *High stage*

Jenis/Merk : *Hermetic Rotary*/Toshiba
Voltage/Hz : 220 – 240 V/50 Hz
Ampere : 2 - 3,6 Ampere
Daya : 1 PK
Refrigeran : R-22
Lubricant : *Alkylbenzene*

Untuk *Low stage*

Jenis/Merk : Hermetic Reciprocating/Tecumseh
Kode : CAJ 2446.Z
Voltage/Hz : 220 – 240 V/50 Hz
Ampere : 3,5 – 4,8 Ampere
Daya : 1 PK
Refrigeran : R-407F
Lubricant : *Alkylbenzene*

(a)

(b)

Gambar 3.3 (a) Kompresor *High stage*, (b) Kompresor *Low stage*

2. **Kondensor *High stage***

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

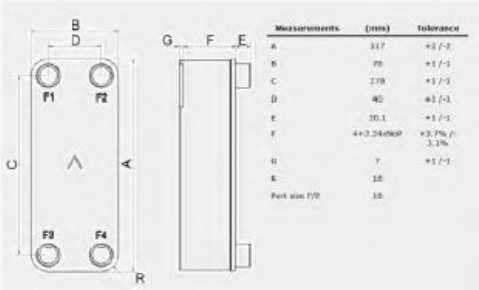
Material : Pipa tembaga
Fan : 400 rpm-0,5 Ampere
Dimensi : Panjang 41 cm, lebar 7 cm, dan tinggi 34 cm

Gambar 3.4 Kondensor *High stage*

3. *Intermediate*

Tipe : *Brazed Plate Heat Exchanger*
Material : AISI 316
Braze : *Pure Copper*

Gambar 3.5 *Plate Heat Exchanger*



Gambar 3.6 Dimensi *Plate Heat Exchanger*

4. Evaporator *Low stage*

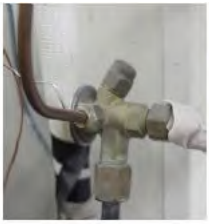
Jenis : *Finned Tube* Evaporator
Tipe : *Compact heat exchanger*
Fan : 400 rpm-0,5 Ampere
Dimensi : Panjang 34 cm, lebar 4 cm, dan tinggi 26 cm

Gambar 3.7 Evaporator *Low stage*

5. Alat Ekspansi

Alat ekspansi yang digunakan adalah *valve* TXV baik di LS maupun di HS.

Tipe : TXV
Merk : Danffos



Gambar 3.8 *Valve* TXV

6. *Liquid Receiver*

Liquid Receiver berfungsi untuk menampung refrigeran cair yang berasal dari kondensor sehingga refrigeran yang masuk ke alat ekspansi benar-benar cair sepenuhnya.

Untuk *High stage*

Merk : HUB
Tipe : *Vertical mount*

Dimensi : Diameter 8 cm, tinggi 19 cm
Refrigeran : R-12, R-22, R-500, R-502

Untuk *Low stage*
Merk : San Xin
Tipe : *Vertical mount*
Dimensi : Diameter 14 cm, tinggi 22 cm

(a)

(b)

Gambar 3.9 (a) *Liquid Receiver High stage* (b) *Liquid Receiver Low stage*

7. *Filter Dryer*

Filter dryer merupakan alat penyaring aliran dari uap air dan partikel-partikel yang terbawa oleh refrigeran seperti serpihan logam, debu, dll.

Merk : Emerson
Dimensi : Diameter 5,5 cm, panjang 5,5 cm

Gambar 3.10 *Filter Dryer High stage* dan *Low stage*

8. *Gate Valve*

Gate Valve merupakan katup manual yang dipasang pada *intel* dan *outlet liquid receiver* dengan tujuan mencegah keluar dan masuknya refrigeran cair yang tertampung pada *liquid receiver* selama sistem dalam kondisi tidak bekerja (*off*).

Merk : *Starmec*
Jenis : *Globe valve*

Gambar 3.11 *Gate Valve*

9. *Electric Heater*

Electric Heater berfungsi sebagai beban pendinginan pada evaporator *Low stage*.

Daya : 300 Watt

Gambar 3.12 *Electric Heater*

10. Voltage regulator

Voltage regulator berfungsi untuk mengatur tegangan *heater* sesuain variasi beban yang diinginkankan.

Merk: Matsunaga
Input: 110 V -220 V (50-60 Hz)
Output: 0 – 240 V

Gambar 3.13 *Voltage Regulator*

11. *Inverter*

Inverter berfungsi sebagai perubah frekuensi listrik yang digunakan Kompresor.

Merk: Siemens

Input: 110 V -220 V (50-60 Hz)

Output: 240 V (0-100 Hz)

Gambar 3.14 *Inverter*

12. Kabin

Gambar 3.15 Kabin Sistem

13. Alat Ukur

Berikut merupakan alat ukur yang digunakan dalam eksperimen ini:.

1. *Pressure Gauge*, adalah alat yang diguanakan untuk mengukur tekanan pada titik-titik tertentu pada sisi *low stage* maupun *high stage*.
2. *Flowmeter* digunakan untuk mengukur besar debit aliran dari refrigeran, namun flow meter hanya terdapat pada sisi *high stage.*
3. *Thermocouple*, merupakan alat ukur yang digunakan untuk mengukur temperatur pada titik-titik pengukuran yang telah ditentukan pada sistem *high* dan *low stage*.
4. *Thermometer Selector*, yaitu alat yang digunakan untuk menentukan menentukan termokopel yang bekerja pada sistem.

5. *Digital Thermometer*, yaitu alat yang digunakan untu menampilkan temperature yang diukur pada titik pengukuran tertentu oleh termokopel.
6. *Voltmeter dan Amperemeter*, yaitu alat ukur yang berfungsi mengukur tegangan dan arus listrik yang mengalir pada sistem.
7. *Volt Regulator*, yaitu alat yang digunakan untuk mengatur arus dan tegangan listrik pada saat *electric heater* dihidupkan.

3.1.4. Pengambilan Data

Pengambilan data dilakukan pada sistem refrigerasi *cascade* yang mengggunakan Musicool-22 pada *high stage* dan R-407F pada *low stage*. Beban pendinginan atau heater disiapkan dan dinyalakan dengan 4 daya keluaran yaitu 0, 28.8, 86.4, dan 158.4 [Watt] dan masing-masing beban diberikan variasi frequensi sebesar 30, 35, 40, 45 dan 50 [Hz]. Pada tiap variasi dilakukan pencatatan tekanan (P), temperatur (T), debit ($\dot{m}$), tegangan, dan arus dengan waktu tunggu steady state 5 menit. Selain data yang diambil pada tiap stage, temperatur udara yang masuk dan keluar evaporator dan temperatur *refrigerator box* juga diukur.

3.1.5. Pengolahan Data

Pengolahan data dilakukan dengan cara menghitung kebutuhan daya kompresor, menghitung kapasitas pendinginan, menghitung laju aliran massa refrigeran ($\dot{m}$ref). Menghitung kerja nyata dan efisiensi kompresor, menghitung koefisien prestasi (COP), menghitung rasio pengeluaran kalor (HRR).

Hasil dari pengolahan data disajikan dalam bentuk grafik-grafik, diantaranya sebagai betikut:

1. Laju Aliran massa refrigerant =f(Putaran kompresor)
2. $\dot{Q}_{evaporator}$ = f(putaran kompresor)
3. $Temperatur\ evap$ = f(putaran kompresor)
4. Temperatur kabin =f(putaran kompresor)

5. $\dot{W}_{input\ kompresor}$ = f(putaran kompresor)
6. COP = f(putaran kompresor)
7. HRR = f(putaran kompresor)

3.1.6. Menganalisa Dan Mengamati Hasil Perhitungan

dari hasil pengolahan data, maka dapat dilakukan analisa dan pengamatan karakteristik dari sistem refrigerasi *cascade* ,dan kerja dari evaporator *low stage* yang digunakan dalam sistem.

3.1.7. Pengambilan Kesimpulan

Hasil dari penelitian ini dapat ditarik sebuah kesimpulan berdasarkan hasil unjuk kerja evaporator *low stage* pada sistem refrigerasi *cascade* sehingga diharapkan hasil dari penelitian ini dapat dijadikan sebagai acuan untuk pengembangan sistem refrigerasi *cascade* selanjutnya.

3.2. Prosedur Pengujian

Dalam pengujian ini terdiri dari dua langkah, laituh langkah persiapan dan langkah pengujian.

3.2.1. Langkah Persiapan

Berikut ini adalah langkah-langkah persiapan yang dilakukan saat melakukan ekperimen.

a. Memastikan Sistem Refrigerasi *Cascade* berada pada kondisi baik, bersih, dan berada pada posisi yang mudah dijangkau.
b. Memastikan semua kondisi kelistrikan dalam keadaan siap.
c. Memastikan semua *gate valve* terbuka penuh.
d. Mengecek kondisi setiap alat ukur seperti *pressure gauge*, termokopel, dll berfungsi dengan baik.
e. Melakukan tes kobocoran dengan mengisikan nitrogen pada sistem. Jika terjadi kebocoran (jarum *pressure gauge* turun) maka cek dengan menggunakan air sabun.
f. Mengeluarkan nitrogen jika sistem tidak mengalami kebocoran (jarum pressure gauge tidak turun) dan

kemudian melakuakan pemvakuman dengan menggunakan pompa vakum sehingga uap air dan sisa nitrogen yang ada di dalam sistem benar-benar bersih.

g. Mengisi refrigeran *Musicool*-22 di *High stage* dan refrigeran R-407-F *di Low stage.*

h. Persiapkan dan cek *heater* untuk mengatur variasi pembebanan dengan *voltage regulator*

i. Persiapkan dan cek *Inverter* dalam kondisi baik.

j. Memastikan kabin dalam kondisi bersih dan pipa telah diisolasi dengan *isolator*.

3.2.2. Langkah Pengujian

a. Hidupkan kompresor HS dan LS sampai kondisi *steady satate*.

b. Lakukan pengabilan data pertama tanpa beban

c. Nyalakan *heater* 1 dan atur hingga bertegangan 120 volt, dan kecepatan putar kompresor dengan mengatur frekuensi listrik kompresor sebesar 30,35,45,40,dan 50 hz, Setelah pengambilan data selesai, lakukan hal yang sama dengan 180 dan 240 volt.

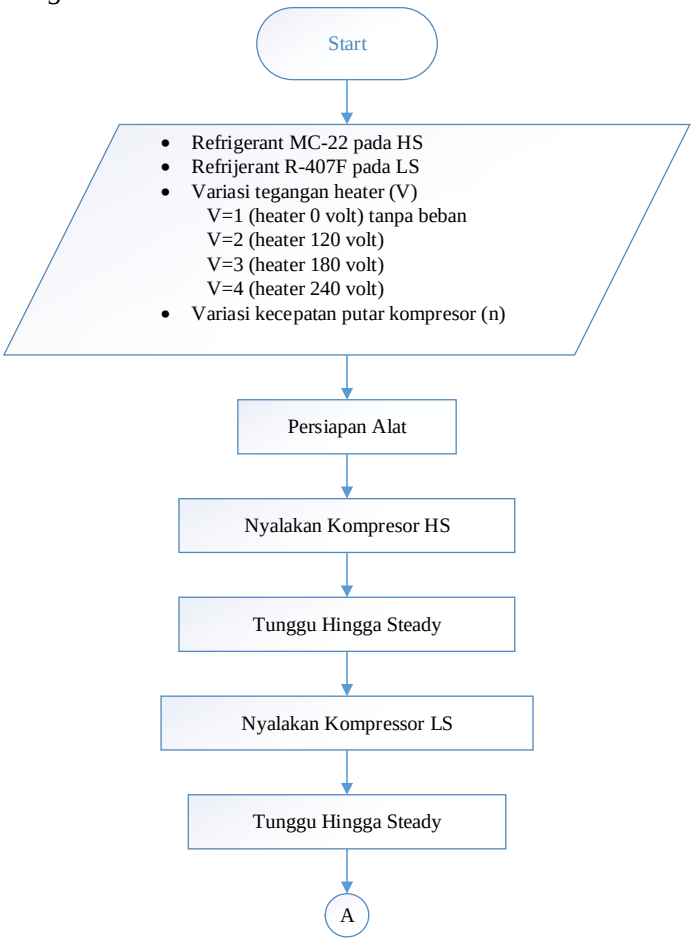
d. Pengambilan data dilakukan sampai sistem dalam keadaan stabil (*steady state)* dalam 5 menit. Stabililitas sistem tercapai apabila laju laju aliran refrigeran dan bacaan setiap alat ukur telah stabil.

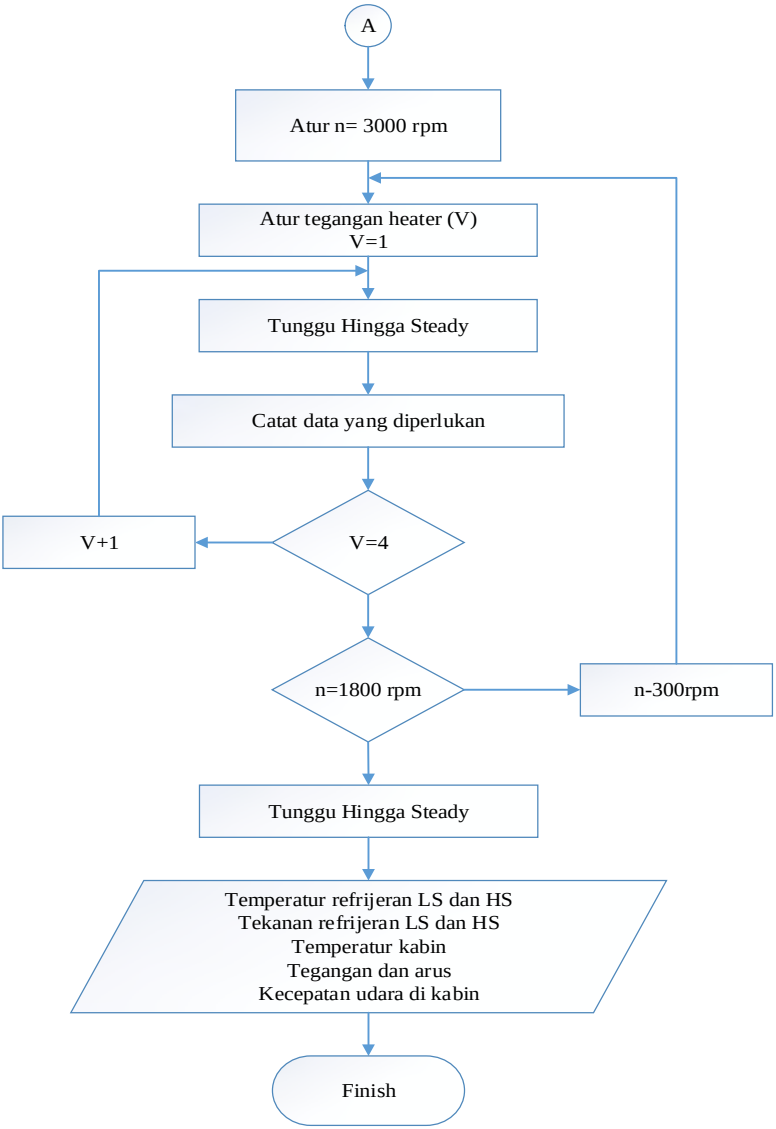
e. Amati dan catat semua bacaan alat ukur. P1-P8, T1-T8, f (frekuensi), V, dan I kompresor dan heater, T *refrigerator box*, T lingkungan dan *flow rate*

f. Jika pengambilan data sudah selesai maka matikan *electric heater*, *Voltage Regulator*, kompresor *High stage*, kompresor *Low stage*, *fan* kondensor, *fan* evaporator, *digital display*, saklar utama dan cabut steker dari sumber arus listrik.

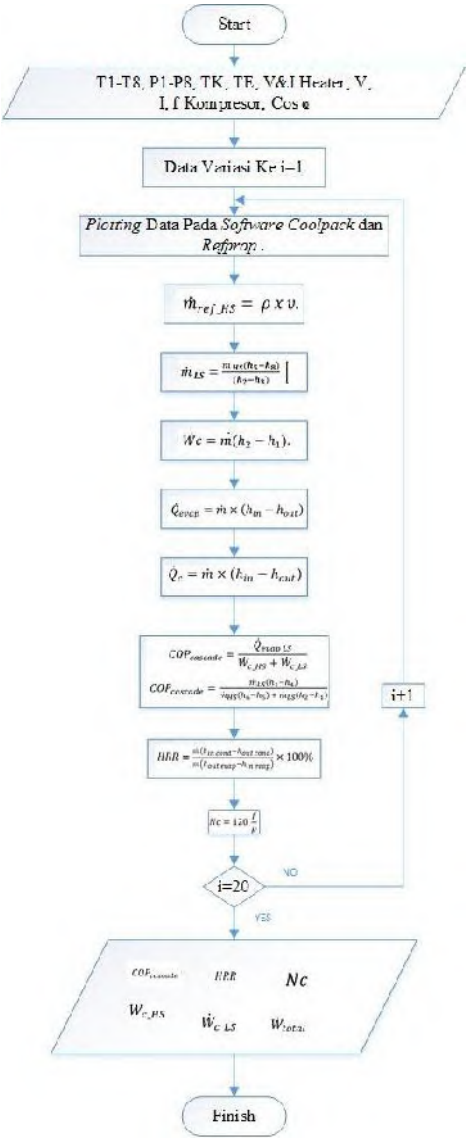
3.2.3. Diagram Alir (*Flowchart*) Pengambilan Data Dan Perhitungan

Berikut ini adalah diagram alir pengambilan data dan perhitungan untuk Sistem Refrigerasi *Cascade* dengan variasi beban pendinginan menggunakan *electric heater* di evaporator *Low stage* dan kecepatan putar kompresor *low stage.*





Gambar 3.16 Diagram Alir Pengambilan Data



Gambar 3.17 Diagram Alir Perhitungan

Halaman ini sengaja dikosongkan

BAB IV
ANALISIS DATA DAN PEMBAHASAN

4.1 Data Hasil Percobaan

Pengambilan data pada eksperimen ini dilakukan dengan cara memvariasikan daya pada *electric heater* sebagai beban pendinginan di dalam kabin (*cooling box*) yaitu di bawah evaporator *Low stage* serta memvariasikan kecepatan putar kompresor *Low stage*. Adapu data hasil pengujian dapat dilihat pada lembar lampiran.

4.2 Contoh Perhitungan

Berdasarkan skema alat uji pada gambar 3.2, diperoleh data hasil pengujian dengan variasi beban pendinginan dari heater 0 Watt (tanpa beban/*Electric Heater Off*) dan kecepatan putar kompresor yaitu 3000 RPM. Data tersebut akan digunakan untuk contoh perhitungan dalam mengevaluasi sistem refrigerasi *cascade* sebagai berikut.

Tabel 4.1 Data Hasil Pengukuran dengan Beban Nol

Titik Pengukuran	***Low stage***	***High stage***
Temp. keluar evaporator	-34,44°C	0,9°C
Temp. masuk kondensor	92,1°C	72,9°C
Temp. keluar kondensor	0,66°C	35,6°C
Temp. masuk evaporator	-42°C	-2,9°C
Tekanan keluar evaporator	2 psi	47,4 psig
Tekanan masuk kondensor	87,5 psig	198,6 psig
Tekanan keluar kondensor	78,75 psig	186,8 psig
Tekanan masuk evaporator	4 psi	49,2 psi
Arus Listrik	2,2 A	1,82 A
Tegangan Listrik	210 Volt	210 Volt
Temp. kabin	-35,04°C	
Temp. lingkungan	30,2°C	
Flow Rate		0,005 l/s

4.2.1. Perhitungan Laju Aliran Massa Refrigeran

Perhitungan laju aliran massa refrigeran untuk sistem *High stage* berdasarkan hasil pengukuran menggunakan *flow meter* yang terdapat di sisi *High stage*, untuk mengetahui laju aliran massanya maka harus dikalikan dengan massa jenis dari refrigeran yaitu sebesar 475,69 kg/m^3 (P= 186,8 psig ; T=35,6 °C) jadi besar laju aliran massa pada sisi *High stage* yaitu:

$$\dot{m}_{ref_HS} = \rho \, x \, v$$

$$\dot{m}_{ref_HS} = 475{,}69 \frac{kg}{m^3} \times \frac{0{,}005 \frac{l}{s}}{1000 \frac{m^3}{s}} = 0{,}0023785 \frac{kg}{s}$$

Sedangkan untuk menghitung besarnya laju aliran massa untuk sistem *Low stage*, digunakan teori kesetimbangan energi pada *cascade heat exchanger* antara sistem *High stage* dan sistem *Low stage* dengan menggunakan persamaan 2.8 sebagai berikut:

$$Q_{e_HS} = Q_{c_LS}$$

$$\dot{m}_{ref_{HS}} \times (h_5 - h_8) = \dot{m}_{ref_LS} \times (h_2 - h_3)$$

$$\dot{m}_{ref_{LS}} = \frac{\dot{m}_{ref_{_HS}} \times (h_5 - h_8)}{(h_2 - h_3)}$$

$$\dot{m}_{ref_LS} = \frac{0{,}0023785 \times (578{,}41 - 294{,}48)\, {}^{kJ}/_{kg}}{(479{,}16 - 200{,}93)\, {}^{kJ}/_{kg}}$$

$$\dot{m}_{ref_LS} = 0{,}0024272\, {}^{kg}/_{s}$$

4.2.2. Perhitungan Kerja Kompresi

Sementara itu kondisi aktual atau kondisi nyata dari kompresor dapat dihitung dengan mengalikan laju aliran massa refrigeran dengan nilai selisih entalpi keluar dan masuk kompresor seperti persamaan 2.9 sebagai berikut.

- ***Low stage***

$$\dot{W}_{ref} = \dot{m}_{ref_LS}(h_2 - h_1)$$

$$\dot{W}_{ref} = 0{,}0024272\, {}^{kg}/_{s} \times (479{,}16 - 378{,}25)\, {}^{kJ}/_{kg}$$

$$\dot{W}_{ref} = 0{,}2449\ kW$$

- ***High stage***

$$\dot{W}_{ref} = \dot{m}_{ref_HS}(h_6 - h_5)$$

$$\dot{W}_{ref} = 0{,}0023785\ {}^{kg}/_{s} \times (682{,}87 - 578{,}41)\ {}^{kJ}/_{kg}$$

$$\dot{W}_{ref} = 0{,}2485\ kW$$

4.2.3. Perhitungan Konsumsi listrik

- Pada *High Stage* :

$$\dot{W}_{c_HS} = 210\ V \times 2{,}2\ A\ \times 0{,}8\ \div 1000 =\ 0{,}3696\ [kW]$$

- Pada *Low Stage* :

$$\dot{W}_{c_LS} = 210\ V \times 1{,}82\ A\ \times 0{,}8\ \div 1000 =\ 0{,}3058\ [kW]$$

4.2.4. Perhitungan Q Kondensor *High stage*

Besarnya kalor yang dibuang oleh kondensor adalah hasil dari perkalian antara laju aliran massa refrigeran yang mengalir di dalam sistem refrigerasi *High stage*, dengan selisih entalpi keluar dan masuk kondensor. Berikut adalah persamaan 2.14 yang digunakan untuk menghitung besarnya kalor yang dilepas oleh kondensor.

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_{ref_HS}(h_6 - h_7)$$

$$\dot{Q}_c =\ 0{,}0023785\ {}^{kg}/_{s} \times (682{,}87 - 294{,}48)\ {}^{kJ}/_{kg}$$

$$\dot{Q}_c =\ 0{,}9237662\ kW$$

4.2.5. Perhitungan Q Evaporator *Low stage*

Kapasitas evaporator adalah besarnya kemampuan evaporator untuk menyerap kalor dari sistem yang didinginkan/dikondisikan. Untuk mengetahui besarnya nilai kalor yang diserap oleh evaporator maka perlu dilakukan perkalian antara laju aliran massa refrigeran pada sistem *Refrigerasi Cascade Low stage* dengan selisih entalpi dari keluaran dan masukan evaporator. Berikut adalah perumusan 2.15 yang dapat digunakan untuk menghitung kapasitas pendinginan.

$$\dot{Q}_e = \dot{m}_{ref_LS}(h_1 - h_4)$$
$$\dot{Q}_e = 0{,}0024272\ {}^{kg}/_{s} \times (378{,}25 - 200{,}93)\ {}^{kJ}/_{kg}$$
$$\dot{Q}_e = 0{,}4304\ kW$$

4.2.6. Perhitungan Coefficient Of Performance (COP) Cascade

Sistem refrigerasi memiliki nilai efisiensi yang biasa disebut dengan COP (*Coefficient of Performance*). Untuk menghitung besarnya COP dari Sistem Refrigerasi *Cascade* dapat menggunakan perbandingan antara kapasitas pendinginan pada evaporator *Low stage* dengan masing-masing kerja kompresor aktual di setiap *stage*-nya. Berikut adalah perumusan 2.16 yang digunakan untuk menghitung besarnya nilai COP Sistem Refrigerasi *Cascade*.

$$COP_{thermo} = \frac{\dot{Q}_{e_LS}}{W_{ref_HS} + W_{ref_LS}}$$
$$COP_{thermo} = \frac{0{,}4304\ kW}{0{,}2449\ kW + 0{,}2485\ kW} = 0{,}872$$

$$\mathrm{COP_{elektik}} = \frac{0.4304\ \mathrm{kW}}{0{,}3696\ \mathrm{kW} + 0{,}3058\ \mathrm{kW}} = 0{,}6373$$

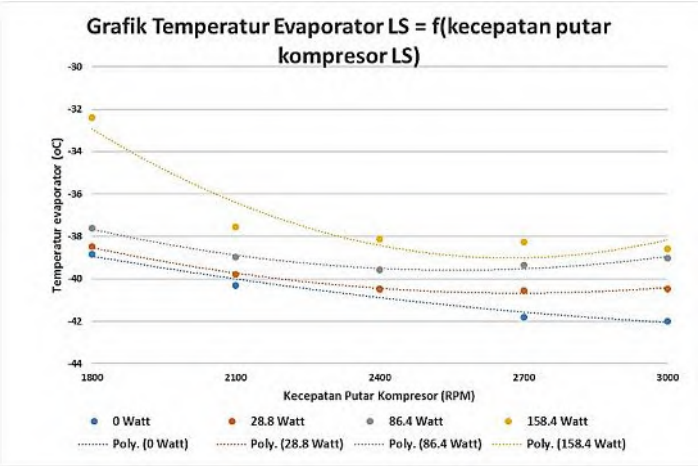
4.2.7. Perhitungan Heat Rejection Ratio (HRR) Cascade

Heat Rejection Ratio pada Sistem Refrigerasi *Cascade* adalah perbandingan antara kalor yang dibuang oleh sistem *High stage* dengan kalor yang diserap oleh sistem *Low stage* sehingga dapat dihitung dengan menggunakan persamaan 2.17 sebagai berikut.

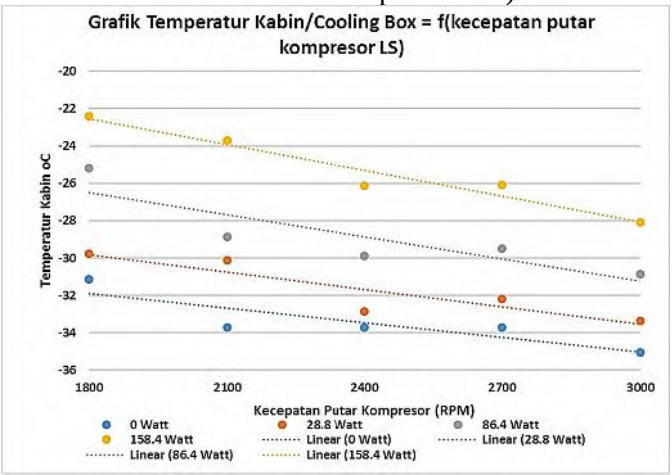
$$HRR = \frac{\dot{Q}_c}{\dot{Q}_e} = \frac{\dot{m}_{ref_HS}(h_6 - h_7)}{\dot{m}_{ref_LS}(h_1 - h_4)}$$
$$HRR = \frac{0{,}9238\ kW}{0{,}4304\ kW}$$
$$HRR = 2{,}146$$

4.3 Analisis Grafik

4.3.1. Grafik Temperatur Evaporator LS dan Kabin= f (Kecepatan putar Kompresor LS)



Gambar 4.1 Grafik Temperatur Evaporator LS = f (Kecepatan Putar Kompressor LS)



Gambar 4.2 Grafik Temperatur Kabin = f (Kecepatan Putar Kompressor LS)

Gambar di atas merupakan gambar grafik hubungan antara temperatur evaporator LS dan kabin dengan memvariasikan kecepatan putar kompresor LS serta kenaikan beban pendinginan yang diberikan oleh *electric heater*. Dari gambar grafik di atas, *trend line* grafik mengalami penurunan seiring dengan meningkatnya kecepatan putar kompresor dan berkurangnya beban (*electric heater*) yang terpasang pada kabin (*cooling box*). Dengan kata lain, nilai temperatur evaporator *Low stage* akan megalami kenaikan dengan adanya penambahan nilai daya pada *electric heater*. namun temperature evaporator mengalami penurunan seiring dengan adanya penambahan kecepatan putar kompresor. Pada putaran konstan 3000 rpm dengan beban 0 (*electric heater off)* temperatur evaporator *Low stage* mencapai -42°C dan terus mengalami peningkatan hingga -38,58°C seiring meningkatnya beban dari *electric heater* hingga mencapai beban maksimal (158,4 Watt). Namun pada beban konstan yaitu 0 Watt (*electric heater off)* dengan kecepatan kompresor 1800 rpm, temperatur evaporator *Low stage* mencapai -38,84°C dan terus mengalami peningkatan hingga -42°C seiring meningkatnya kecepatan putar kompresor hingga mencapai kecepatan maksimal (3000 rpm). Dengan adanya kenaikan temperatur pada evaporator LS maka hal tersebut mempengaruhi nilai temperatur kabin, dimana kenaikan yang terjadi berbanding lurus dengan kenaikan temperatur pada evaporator LS. Nilai temperatur kabin terendah yaitu sebesar -35,04°C, pada saat beban heater paling rendah (0 Watt) dan kecepatan putar kompresor maksimum (3000rpm), dan tertinggi -22,4°C pada saat beban heater maksimal (158,4 Watt) dan kecepatan putar kompresor terkecil (1800 rpm).

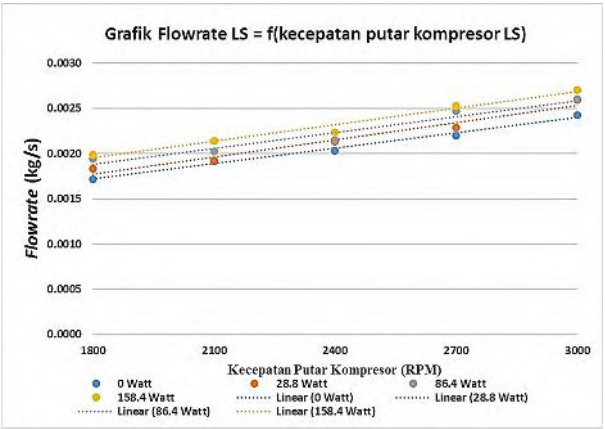
Naiknya tempeartur evaporator *Low stage* seiring bertambahnya beban heater disebabkan semakin banyak kalor yang masuk melalui evaporator. Hal ini

mengakibatkan naiknya temperatur permukaan evaporator yang kemudian berdampak ke ikut naiknya temperatur refrijeran.

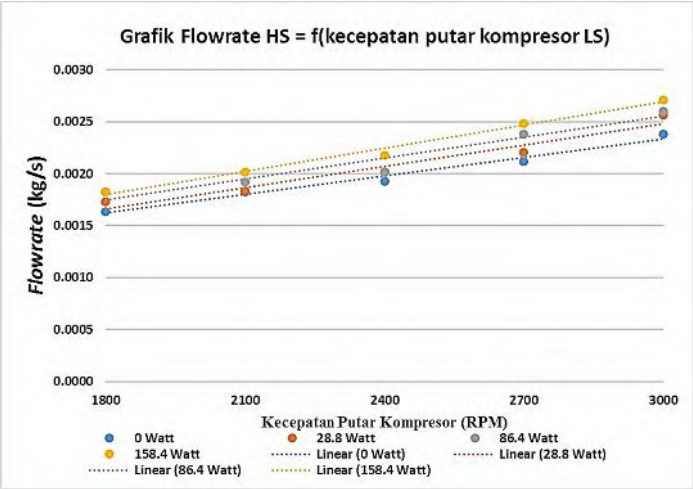
Sedangkan penjelasan tentang penurunan temperatur evaporator seiring penambahan kecepatan putar kompresor yaitu dikarenakan semakin cepat putaran kompresor maka aliran masa yang masuk ke *orifice* TXV semakin banyak yang mengakibatkan pressur drop pada proses ekspansi semakin besar dan mengakibatkan tekanan refrigeran yang masuk ke evaporator semakin rendah, sehingga temperatur evaporator semakin rendah.

Penurunan temperatur evaporator berbanding lurus dengan penurunan temperatur kabin, hal ini dikarenakan evaporator diletakkan didalam kabin yang berfungsi untuk menyerap kalor yang ada didalam kabin, semakin dingin temperatur evaporator maka kalor yang diserap didalam kabin akan semakin banyak sehinga temperatur kabin juga akan semakin dingin.

4.3.2. Grafik Laju Aliran Massa Refrigeran HS dan LS = f (Kecepatan Putar Kompressor LS)



Gambar 4.3 Grafik Laju Aliran Massa Refrigeran LS = f (Kecepatan Putar Kompressor LS)



Gambar 4.4 Grafik Laju Aliran Massa Refrigeran HS = f (Kecepatan Putar Kompressor LS)

Gambar di atas merupakan gambar grafik laju aliran massa refrigeran pada sistem *Low stage* dan *High stage*. Dari pengolahan data yang didapatkan pada saat eksperimen, didapatkan bahwa laju aliran massa baik pada *High stage* atau *Low stage* terus mengalami peningkatan seiring meningkatnya kecepatan putar kompresor dan bertambahnya beban pendinginan yang dihasilkan oleh *electric heater*. Nilai laju aliran massa terendah sisi *low stage* pada saat beban heater minimum (0 Watt) dan kecepatan putar kompresor minimum (1800 rpm) yaitu sebesar 0,001717 $\frac{kg}{s}$ dan tertinggi sebesar 0,002701 $\frac{kg}{s}$ pada saat beban heater maksimum (158,4 Watt) dan kecepatan putar kompresor maksimum (1800 rpm). Sedangkan untuk nilai laju aliran massa terendah sisi *high stage* pada saat beban heater minimum (0 Watt) dan kecepatan putar kompresor minimum (1800 rpm) yaitu sebesar 0,0016 $\frac{kg}{s}$

dan tertinggi 0,0027 $\frac{kg}{s}$ pada saat beban heater maksimum (158,4 Watt) dan kecepatan putar kompresor maksimum (1800 rpm). Pada perhitungan didapatkan bahwa laju aliran massa pada sisi *low stage* lebih tinggi daripada laju aliran massa sisi *high stage* diman keduanya diatur oleh katup ekspansi yang sama yaitu jenis *thermal expansion valve (TXV).*

Nilai laju aliran massa pada sisi *low stage* meningkat seiring penambahan beban pendinginan. Hal ini disebabkan karena, Jika beban bertambah maka cairan refrigran di evaporator akan lebih banyak menguap, sehingga besarnya suhu panas lanjut dievaporator akan meningkat. Pada akhir evaporator diletakkan tabung sensor suhu (sensing bulb) dari TXV tersebut. Peningkatan suhu dari evaporator akan menyebabkan uap atau cairan yang terdapat ditabung sensor suhu tersebut akan menguap (terjadi pemuaian) sehingga tekanannya meningkat. Peningkatan tekanan tersebut akan menekan diafragma ke bawah dan membuka katup lebih lebar. Hal ini menyebabkan cairan refrigeran yang berasal dari kondensor akan lebih banyak masuk ke evaporator.

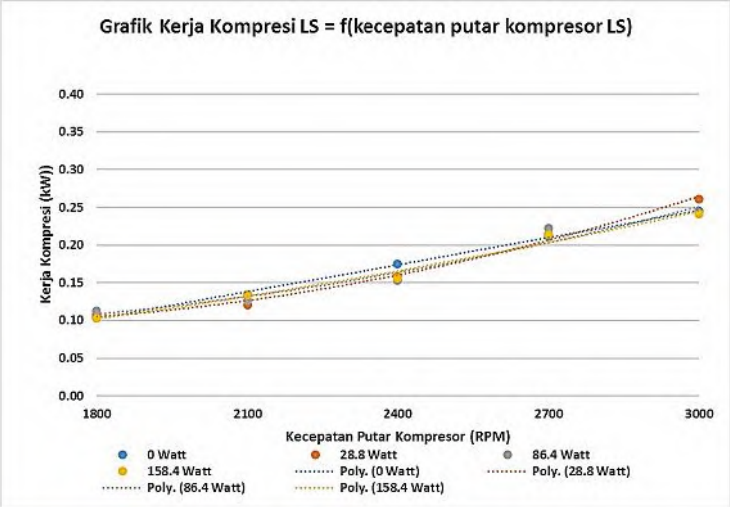
Sedangkan peningkatan laju aliran massa pada sisi LS yang disebabkan peningkatan kecepatan putar kompresor dikarenakan semakin cepat kompresor berputar, maka semakin cepat pula pergerakan piston melakukan kompresi refrigeran, hal ini berdasarkan persamaan perhitungan debit teoritis kompresor torak sebagai berikut:

$$Q = \frac{\pi}{4} \times d^2 \times L \times N$$

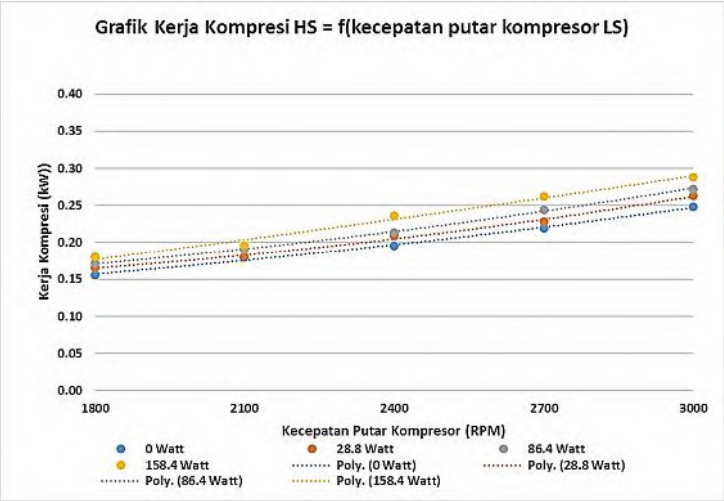
Dimana semakin besar nilai kecepatan putar (N) maka semakin besar debit komresor tersebut. Semakin meningkatnya kecepatan putar kompresor maka tekanan rasio dari kompresor akan meningkat, yang berakibat pula pada penigkatan temperature keluaran kompresor. Sehingga Q_{con-LS} yang merupakan beban pendinginan sisi *high stage* secara lansung akan meningkan, sehingga laju aliran massa

pada sisi *high stage* pun ikut meningkat. Berdasarkan teori diatas maka grafik hasil eksperimen telah sesuai.

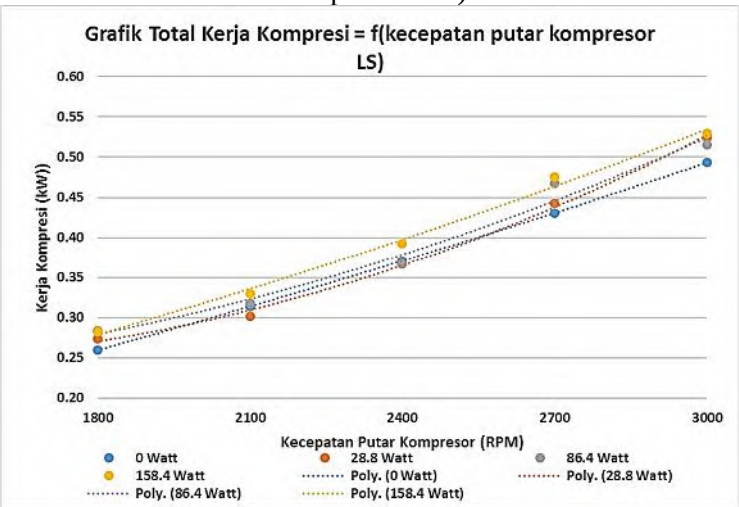
4.3.3. Grafik Kerja Kompresi =f(Kecepatan Putar Kompresor LS)



Gambar 4.5 Grafik Kerja Kompresi LS = f (Kecepatan Putar Kompressor LS)



Gambar 4.6 Grafik Kerja Kompresi HS = f (Kecepatan Putar Kompressor LS)



Gambar 4.7 Grafik Total Kerja Kompresi = f (Kecepatan Putar Kompressor LS)

Gambar di atas menunjukkan bahwa kerja kompresor pada sistem *Low stage* dan pada sistem *High stage* terhadap varisi beban pendinginan yang diberikan pada sistem dan kecepatan putar kompresor LS. Grafik tersebut menunjukkan *trend line* grafik yang naik baik untuk sistem *Low stage* maupun *sistem high stage.*

Besarnya nilai dari kerja kompresi dari kedua sistem tersebut dipengaruhi oleh nilai laju aliran massa refrigeran dan alat ekspansi yang digunakan pada masing-masing sistem. Berikut persamaan yang digunakan untuk menghitung nilai kerja kompresi.

Low stage

$$\dot{W}_{ref} = \dot{m}_{ref_LS}(h_2 - h_1)$$

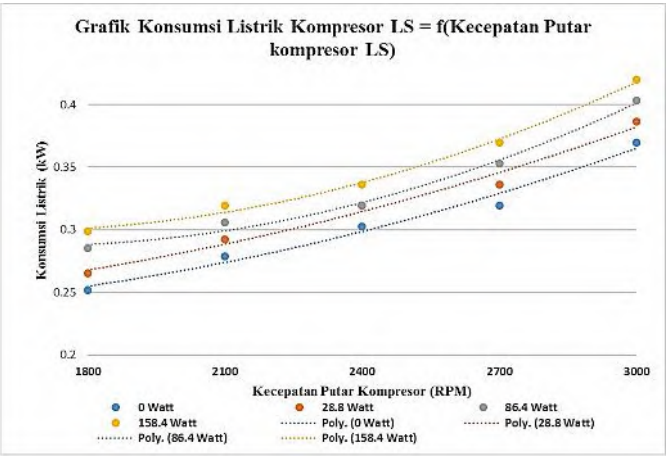
High stage

$$\dot{W}_{ref} = \dot{m}_{ref_HS}(h_6 - h_5)$$

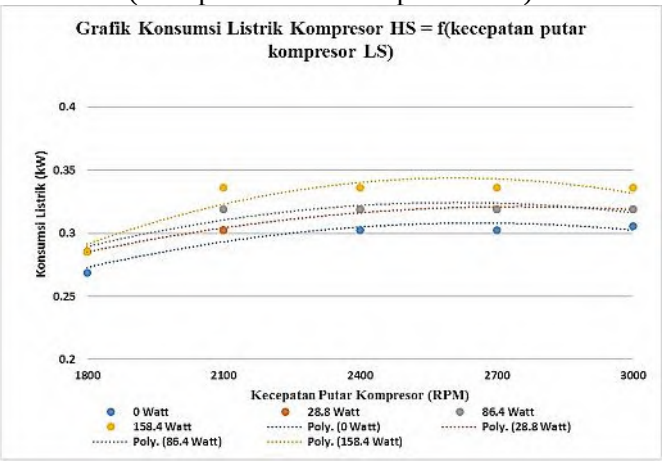
Dari persamaan diatas dapat dilihat bahwa daya yang dihasilkan kompresor bergantung pada perubahan entalpi keluaran dan masukan kompresor, dan laju massa refrigeran yang melaluinya. Total kerja kompresi merupakan penjumlahan dari kedua kerja kompresi kompresor sisi *low stage* dan *high stage.*

Pada gambar 4.3 dan gambar 4.4 dapat dilihat bahwa semakin bertambahnya beban pendinginan dan kecepatan putar kompresor menyebabkan bertambahnya laju massa yang melewati evaporator *low stage* dan *high stage*. Semakin bertambahnya laju massa pada evaporator menyebabkan semakin bertambahnya laju aliran massa yang akan memasuki kompresor, semakin besar laju massa yang memasuki kompresor maka semakin besar pula kerja yang dibutuhkan kompresor untuk memindahkan refrigeran. Dari teori tersebut maka grafik diatas telah sesuai.

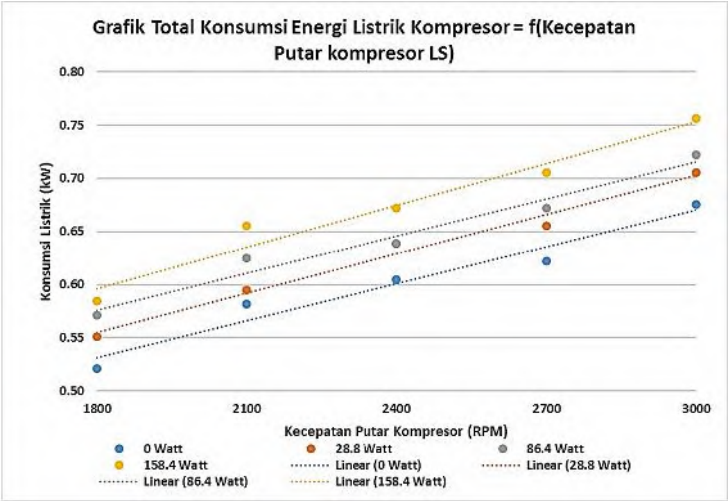
4.3.4. Grafik Konsumsi Listrik =f(Kecepatan Putar Kompresor LS)



Gambar 4.8 Grafik Konsumsi Listrik Kompresor LS = f (Kecepatan Putar Kompressor LS)



Gambar 4.9 Grafik Konsumsi Listrik Kompresor HS = f (Kecepatan Putar Kompressor LS)



Gambar 4.10 Grafik Total Konsumsi Listrik Kompresor = f (Kecepatan Putar Kompressor LS)

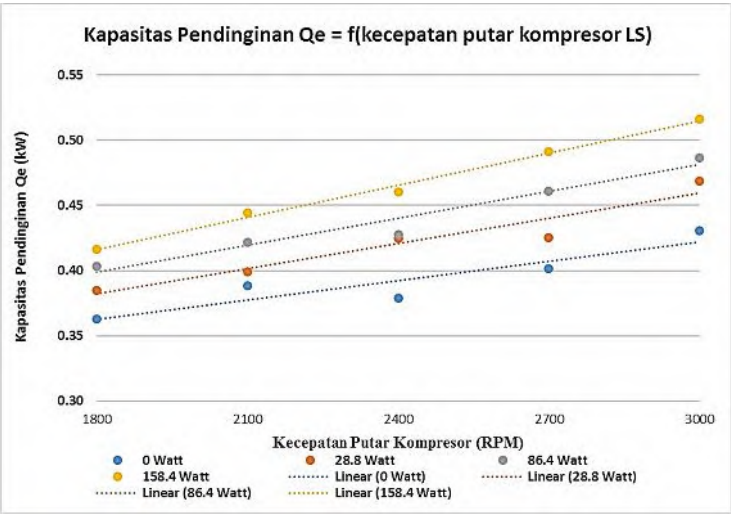
Gambar di atas menunjukkan pengaruh konsumsi listrik kompresor pada sistem *Low stage* dan pada sistem *High stage* terhadap varisi beban pendinginan yang diberikan pada sistem dan kecepatan putar kompresor LS. Grafik tersebut menunjukkan *trend line* grafik yang naik baik untuk sistem *Low stage* maupun *sistem high stage*, namun pada sisi *low stage* lebih siknifikan daripada sisi *high stage*, hal ini dikarenakan pada sisi *low satage* diberi pengatur kecepatan dengan merubah frekuensi listrik yang berdampak pada perubahan besaran kuat arus listrik yang masuk ke kompresor *low stage*.

Total konsumsi listrik kompresor merupakan penjumlahan konsumsi listrik kompresor *high stage* dan *low stage*, sedangkan konsumsi listrik tiap kompresor didapatkan dari perhitungan menggunakan persamaan sebagai berikut:

- Pada *High Stage* :
  $\dot{W}_{c_HS} = V_{HS} \times I_{HS} \times cos\varphi \; [kW]$
- Pada *Low Stage* :
  $\dot{W}_{c_LS} = V_{LS} \times I_{LS} \times cos\varphi \; [kW]$

Kompresor membutuhkan energy listrik untuk melakukan kerja kompresi. Namun pada kenyataannya tidak semua energy listrik berubah menjadi kerja kompresi melainkan sebahagian dari energy tersebut berubah menjadi energy panas yang disebabkan gesekan antar komponen-komponen kompresor yang bergerak. Oleh karena itu konsumsi listrik selalu lebih besar dari kerja kompresi yang dilakukan.

4.3.5. Grafik Kapasitas Pendinginan = f (Kecepatan Putar Kompresor LS)



Gambar 4.11 Grafik Kapasitas Pendinginan = f (Kecepatan Putar Kompressor LS)

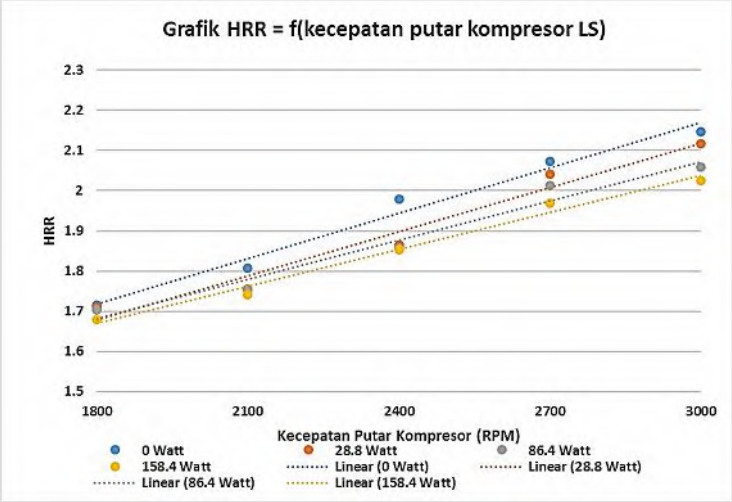
Gambar di atas menunjukkan grafik kapasitas pendinginan (Q_{evap}) *Low stage* fungsi dari beban

pendinginan dan kecepatan putar kompresor *low stage*. Grafik tersebut memiliki *trend line* yang mengalami kenaikan secara linear seiring bertambahnya beban pendinginan dan kecepatan putar kompresor, dimana hal tersebut dikarenakan semakin meningkatnya beban pendinginan, maka temperatur evaporator akan semakin meningkat, hal ini mengakibatkan temperatur keluaran evaporator juga akan semakin meningkat, karena sistem pendinginan menggunakan katup ekspansi TXV makan aliran refrigeran akan semakin bertambah sehingga meningkatkan kapasitas pendinginan yang memiliki persamaan sebagai berikut.

$$\dot{Q}_e = \dot{m}_{ref_LS}(h_1 - h_4)$$

Hal yang sama juga terjadi pada kenaikan kecepatan putar kompresor, dimana semakin meningkatnya kecepatan putar kompresor, maka aliran refrigeran juga semakin meningkat sesuai dengan **Gambar 4.3.** berdasarkan teori diatas maka gambar grafik hasil penelitian telah sesuai.

4.3.6. Grafik Heat Rejection Ratio = f (Kecepatan Putar Kompresor LS)



Gambar 4.12 Grafik *Heat Rejection Ratio*= f (Kecepatan Putar Kompressor LS)

Gambar di atas menunjukkan adanya pengaruh beban pendinginan (*electric heater*) dan kecepatan putar kompresor pada nilai pelepasan kalor di kondensor *High stage* terhadap nilai HRR (*Heat Rejection Ratio*). Grafik di atas memiliki *trend line* yang cenderung mengalami peningkatan, dimana nilai HRR terendah pada saat beban heater maksimum (158.4 Watt) dan kecepatan putar kompresor minimum (1800 rpm) yaitu sebesar 1,68, dan tertinggi pada saat beban heater minimum (0 Watt) dan kecepatan putar kompresor maksimal (3000 rpm) yaitu sebesar 2,146. Dalam perhitungan, nilai HRR didapatkan melalui persamaan:

$$HRR = \frac{Q_C HS}{Q_e LS}$$

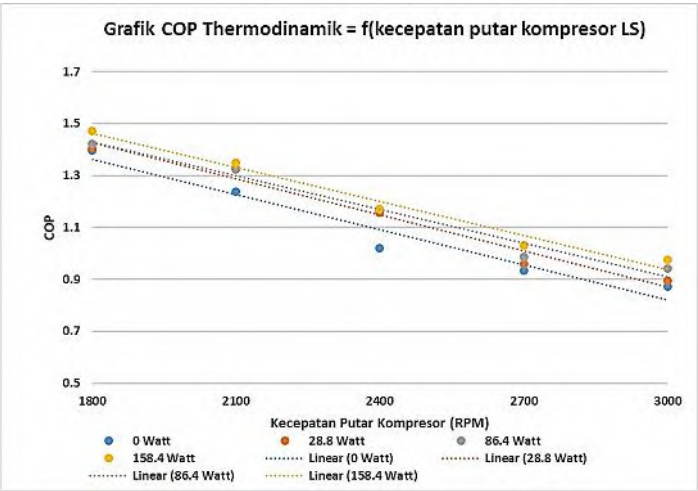
Dari persamaan diatas, disimpulkan bahwa nilai HRR bergantung dari perbandingan kapasitas pembuangan panas dari sistem ke lingkungan dan kapasitas refrigersi. Pada siklus cascade kapasitas pembuangan panas kelingkungan terjadi di kondensor *high stage* sementara kapasitas refrigerasi terjadi di evaporator *low stage.*

Secara teori, nilai HRR akan semakin baik jika mendekati nilai 1. Semakin mendekatnya nilai HRR ke nilai 1 menunjukkan bahwa semakin bagusnya jumlah kalor yang diserap kesistem mampu dibuang kelingkungan, dan bahwa semakin sedikit kalor tambahan yang masuk kesistem selain dari evaporator. Kalor tambahan yang masuk kesistem dapat disebabkan oleh insulasi yang kurang baik, atau disebabkan kerja kompresor yang terlalu berat sehingga gaya menimbulkan gesek mekanis yang semakin besar, sehingga perbandingan antara kalor yang dibuang dan yang diserap semakin besar. Nilai HRR selalu berbanding terbalik dengan nilai COP hal ini dikarenakan peningkatan nilai Q_{evap} akan meningkatkan nilai COP berdasarkan persamaan COP yaitu:

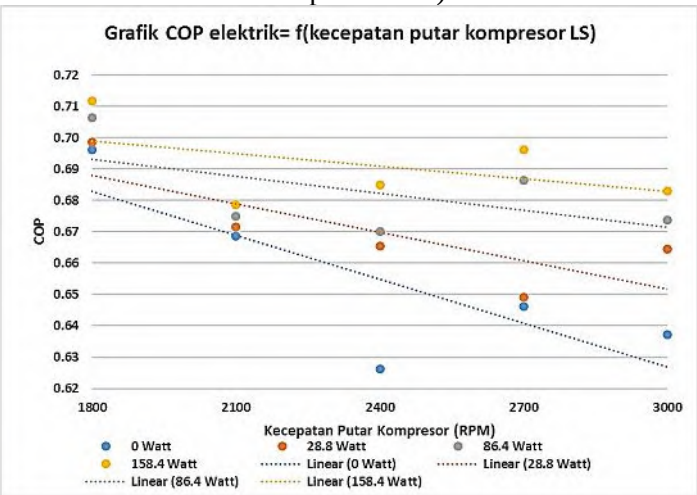
$$COP_{cascade} = \frac{\dot{Q}_{e_LS}}{W_{ref_HS} + W_{ref_LS}}$$

namun disisi lain menurun kan nilai HRR. Berdasakan teori tersebut maka grafik hasil eksperimen diatas telah sesuai.

4.3.7. Grafik COP = f (Kecepatan Putar Kompresor LS)



Gambar 4.13 Grafik COP Thermodinamik = f (Kecepatan Putar Kompressor LS)



Gambar 4.14 Grafik COP elektrik = f (Kecepatan Putar Kompressor LS)

Gambar di atas menunjukan grafik COP dan temperature kabin terhadap pengaruh perubahan kecepatan kompresor *low stage* dan pengaruh beban pendinginan. Dari gambar grafik di atas, *trend line* grafik mengalami penurunan seiring dengan meningkatnya kecepatan putar kompresor dan berkurangnya beban (*electric heater*) yang terpasang pada kabin (*cooling box*). Dimana nilai laju COP terendah pada saat beban *heater* minimum (0 Watt) dan kecepatan putar kompresor maksimum (3000 rpm), dan tertinggi pada saat beban heater maksimum (158,4 Watt) dan kecepatan putar kompresor minimum (1800 rpm).

COP merupakan istilah efisiensi yang biasa digunakan pada sistem pendingin. Cara menghitungnya adalah dengan membagi kapasitas pendinginan yang didapat dengan nilai kerja kompresi. Sementara itu Sistem Refrigerasi *Cascade* menggunakan dua buah kompresor untuk menjalankan sistemnya, maka persamaannya akan berubah menjadi kapasitas evaporator sistem *Low stage* dibagi dengan penjumlahan nilai kerja kompresi pada masing-masing sistem seperti persamaan berikut:

$$COP_{Thermo} = \frac{\dot{Q}_{e_LS}}{W_{ref_HS} + W_{ref_LS}}$$

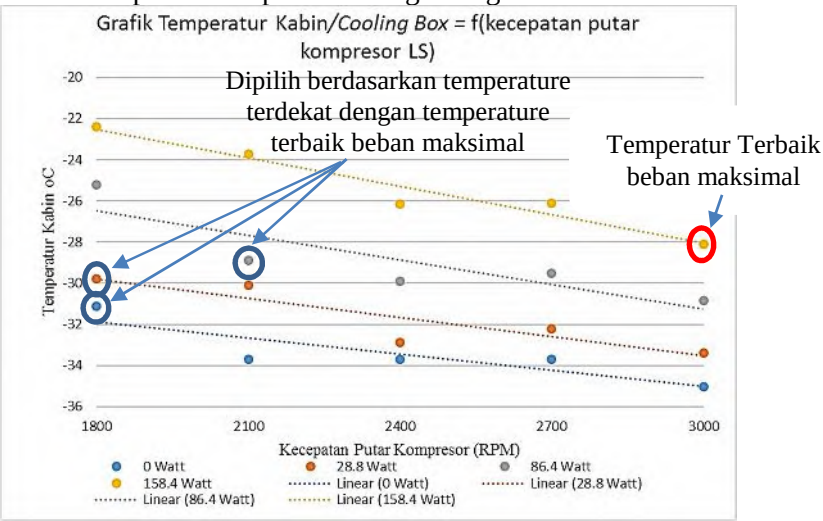
Sedangkan untuk mencari efisiensi penggunaan listrik terhadap kapasitas pendinginan yang dihasilkan maka perlu dilakukan perhitungan COP elektrik dengan menggunakan persamaan berikut:

$$COP_{elektrik} = \frac{\dot{Q}_{e_LS}}{W_{elec_HS} + W_{elec_LS}}$$

Semakin besarnya nilai COP seiring dengan bertambahnya nilai beban dikarenakan nilai kapasitas pendinginan semakin besar namun nilai kerja kompresinya tetap pada nilai yang cenderung konstan. Selain itu COP juga berpengaruh terhadap kecepatan putar kompresor

karena semakin lambat kecepatan putar kompresor maka daya kompresor akan semakin kecil pula.

Dari grafik COP (gambar 4.6) menggambarkan bahwa nilai COP tertingi terdapat pada putaran terendah, dan hal tersebut berlaku pada semua variasi beban yang diberikan, namun perlu juga diperhatikan bahwa semakin tinggi COP semakin tinggi pula temperature kabin, sehingga penentuan kecepatan kompresor juga harus memperhatikan temperatur kabin yang menjadi tujuan sistem *cascade* untuk mendapatkan temperature sangat dingin.



Gambar 4.15 Pemilihan Kecepatan Putar Kompresor Yang paling Sesuai Dengan Beban Pendinginan

Sehingga dari Gambar 4.15 di tentukan limit nilai temperature kabin terendah ketika di berikan beban paling besar yaitu 158.4 Watt, dengan temperature kabin sebesar -28,1 ^{o}C dimana kecepatan putar kompresor 3000 rpm (50Hz). Selanjutnya dapat ditentukan kecepatan putar kompresor pada masing-masing beban dengan memperhatikan suhu kabin yang paling sedikit dibawah temperature -28,1 ^{o}C, sehingga didapatkan kecepatan putar

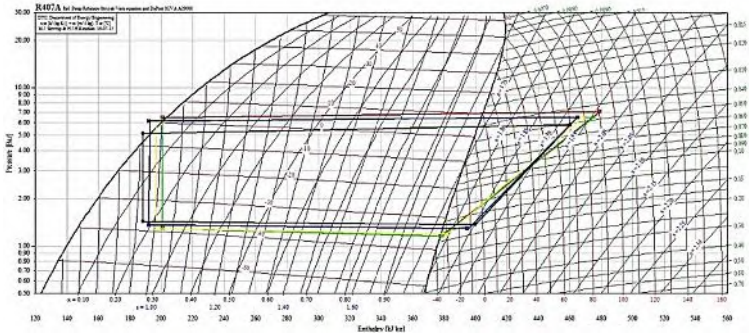
kompresor yang sesuai dengan beban pendinginan sebagai berikut:

Tabel 4.2 Hasil Analisa kecepatan putar kompresor terhadap beban pendinginan.

Beban	N	temperatur kabin	Kerja Kompresi	Konsumsi listrik	COP Thermo	COP elektrik
Watt	rpm	oC	kW	kW		
0	1800	-31,12	0,2595	0,5208	1,397	0,6962
28.8	1800	-29,78	0,2739	0,551	1,405	0,6986
86.4	2100	-28,88	0,3178	0,625	1,327	0,6749
158.4	3000	-28,1	0,5293	0,756	1,032	0,683

4.4 Analisa Diagram P-h

4.4.1. Diagram P-h Sistem *Low stage*



Gambar 4.16 Hasil Plot Kurva Kerja Sistem *Low stage* Tanpa Beban dengan variasi kecepatan putar kompresor LS Dengan *Software coolpack*

Gambar di atas merupakan gambar dari kurva siklus Refrigerasi *Cascade* untuk sistem *low stage* dimana sistem tersebut menggunakan refrigeran R-407F. Namun karena propertis refrigeran tersebut belum tersedia, maka digunakan propertis refrigeran yang memilki propertis yang hampir sama yaitu R-407A (hanya berbeda produsen saja).

Gambar diatas merupakan salah satu grafik p-h diagram hasil eksperimen, dimana keadaan sistem tanpa beban pendinginan dari heater dan kecepatan putar kompresor yang divariasikan yaitu sebesar 1800 rpm (Hitam); 2100 rpm (Biru); 2400 rpm (kuning); 2700 rpm (Hijau); dan 3000 rpm (Merah).

Dari grafik diatas dapat dilihat bahwa semakin kecil kecepatan putar kompresor maka semakin kecil pula rasio kompresi kompresor. Hal ini dikarenakan kecepatan putar mempengaruhi efisiensi volumetric kompresor yang memiliki persamaan.

$$\eta_v = \frac{Q}{D}$$

Dimana Q merupakan kapasitas kompresor yang diukur secara langsung dan D merupakan kapasitas kompresor berdasarkan perhitungan teori menggunakan persamaan berikut:

$$D = v \times N$$

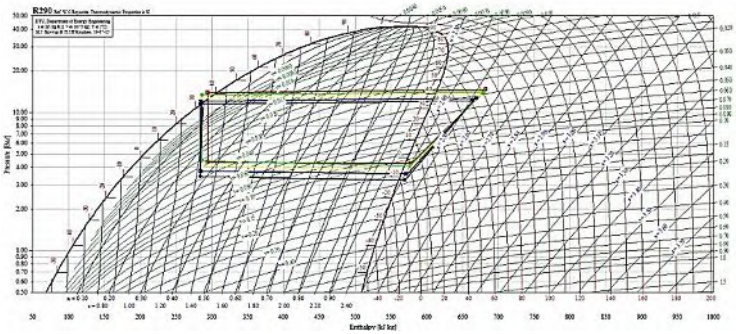
Dimana v merupakan volume dari ruang kompresi dan N merupakan kecepatan putar kompresor. Sehingga semakain besar nilai N maka semakin kecil nilai η_v. Sedangkan dari Gambar 2.7 menyatakan bahwa semakin besar nila η_v maka semakin kecil rasio kompresi kompresor.

Pada sisi *super heat* beberapa titik memiliki nilai yang sama, hal ini dikarenakan sistem ini menggunak katup ekspansi TXV yang menjaga suhu *super heat* dengan mengatur laju aliran massa refrigeran, namun pada kecepatan putar kompresor 2100 dan 1800 rpm mengalami perubahan yang lebih signifikan, hal ini dapat disebabkan karena katup TXV telah terbuka secara penuh untuk meminta kekurangan refrigeran tapi kompresor tidak dapat memenuhi kekurangan tersebut karena putaran kompresor yang terlalu lambat.

Pada sisi *subcool* semakin menurunnya kecepatan putar kompresor maka titik keluaran kondensor akan

bergerak semakin kekiri, hal ini dapat dikerenakan berkurangnya laju aliran massa, sedangkan pada sisi *high stage* yang memiliki kapasitas pendinginan yang tetap karena beroperasi pada kecepatan konstan, sehingga secara otomatis Δh yang harus meningkat, sehingga suhu keluaran kondensor *low stage* semakin kecil.

4.4.2. Diagram P-h Sistem High stage



Gambar 4.17 Hasil Plot Kurva Kerja Sistem *High stage* Tanpa Beban dengan variasi kecepatan putar kompresor LS Dengan *Software coolpack*

Gambar di atas merupakan gambar dari kurva siklus Refrigerasi *Cascade* untuk sistem *High stage* dimana sistem tersebut menggunakan refrigeran MC-22 yang berasal dari senyawa *propane* sehingga untuk menganalisisnya dapat dilakukan dengan menggunakan diagram P-h R-290 (*Propane*). Gambar diatas merupakan salah satu grafik p-h diagram hasil eksperimen, dimana keadaan sistem tanpa beban pendinginan dari heater, dan kecepatan putar kompresor *low stage* yang divariasikan yaitu sebesar 1800 rpm (Hitam); 2100 rpm (Biru); 2400 rpm (kuning); 2700 rpm (Hijau); dan 3000 rpm (Merah).

Berbeda dengan sisi *low stage,* kompresor sisi *high stage* bekerja dengan konstan *speed* sehingga rasio tekanan *suction* terhadap tekanan *discharge* tetap.

Tekanan evaporator meningkat seiring dengan bertambahnya kecepatan putar kompresor *low stage,* hal ini dikarenakan meningkatnya temperature, tekanan dan laju aliran massa pada keluaran kompresor *low stage*, sehingga meningkatkan Q_{con-LS} yang merupakan beban pendinginan sisi *high stage*. sehingga temperatur dan tekanan evaporator juga ikut meningkat. Karena rasio tekanan *suction* terhadap tekanan *discharge* tetap maka tekanan kondensor juga ikut meningkat.

Pada sisi keluaran evaporator dapat dilihat bahwa temperatur *super heat* hampir sama hal ini menunjukkan bahawa katup expansi TXV bekerja dengan baik dalam menjaga temperatur *super heat.*

Halaman ini sengaja dikosongkan

LAMPIRAN A

A1. Tabel Data Pada 3000 rpm

LOW STAGE																	
Beban	Temperatur						Tekanan (psig)								Kompresor		Cos ϕ
	T1	T2	T3	T4	TK	TL	P1		P2		P3		P4		Volt	Arus (A)	
Watt	oC	oC	oC	oC	oC	oC	(psig)	(psia)	(psig)	(psia)	(psig)	(psia)	(psig)	(psia)			
0	-34.44	92.1	0.66	-42	-35.04	30.2	2	16.7	87.5	102.2	78.75	93.5	4	18.7	210	2.2	0.8
28.8	-27.52	97.14	1.62	-40.46	-33.38	30.2	4	18.7	90	104.7	85	99.7	5	19.7	210	2.3	0.8
86.4	-18.12	98.16	2.3	-39.02	-30.84	30.2	4	18.7	100	114.7	90	104.7	6	20.7	210	2.4	0.8
158.4	-11.22	99.26	3.5	-38.58	-28.1	30.2	4	18.7	100	114.7	95	109.7	6	20.7	210	2.5	0.8

HIGH STAGE																	
Beban	Temperatur				Tekanan (psig)								flowrate (l/s)	Mass flow rate (kg/s)	Kompresor		Cos ϕ
	T5	T6	T7	T8	P5		P6		P7		P8				Volt	Arus (A)	
Watt	oC	oC	oC	oC	(psig)	(psia)	(psig)	(psia)	(psig)	(psia)	(psig)	(psia)					
0	0.9	72.9	35.6	-2.9	47.4	62.1	198.6	213.3	186.8	201.5	49.2	63.9	0.005	0.0023785	210	1.82	0.8
28.8	3.3	73.8	36.4	0.8	50.4	65.1	200.6	215.3	191.0	205.7	51.6	66.3	0.0054	0.0025615	210	1.9	0.8
86.4	3.2	74.5	37.5	1.2	53.0	67.7	202.0	216.7	194.0	208.7	55.0	69.7	0.0055	0.0025984	210	1.9	0.8
158.4	3.6	75.3	38.0	2.1	56.0	70.7	205.0	219.7	200.0	214.7	58.0	72.7	0.00575	0.0027122	210	2	0.8

A2. Tabel Data dan properties Pada 2700 rpm

LOW STAGE																	
Beban	Temperatur						Tekanan (psig)								Kompresor		Cos ϕ
	T1	T2	T3	T4	TK	TL	P1		P2		P3		P4		Volt	Arus (A)	
Watt	oC	oC	oC	oC	oC	oC	(psig)	(psia)	(psig)	(psia)	(psig)	(psia)	(psig)	(psia)			
0	-33.375	87.625	-2.8	-41.8	-33.7	30.3	2	16.7	80	94.7	75	89.7	4	18.7	210	1.9	0.8
28.8	-26.66	91.04	-1.66	-40.54	-32.2	30.3	4	18.7	90	104.7	77	91.7	6	20.7	210	2	0.8
86.4	-17.54	94.24	2.78	-39.34	-29.5	30.3	5	19.7	90	104.7	85	99.7	6.25	21.0	210	2.1	0.8
158.4	-9.1	95.68	2.38	-38.26	-26.1	30.3	5	19.7	95	109.7	90	104.7	7	21.7	210	2.2	0.8

HIGH STAGE																	
Beban	Temperatur				Tekanan (psig)								flow rate (l/s)	Mass flow rate (kg/s)	Kompresor		Cos ϕ
	T5	T6	T7	T8	P5		P6		P7		P8				Volt	Arus (A)	
Watt	oC	oC	oC	oC	(psig)	(psia)	(psig)	(psia)	(psig)	(psia)	(psig)	(psia)					
0	-0.6	70.9	32.8	-3.1	45.0	59.7	190.0	204.7	180.0	194.7	50.0	64.7	0.0044	0.0021141	210	1.8	0.8
28.8	1.2	72.3	33.5	-1.2	47.5	62.2	195.0	209.7	182.5	197.2	49.0	63.7	0.0046	0.0022049	210	1.9	0.8
86.4	2.7	73.1	35.3	0.5	50.0	64.7	197.5	212.2	185.0	199.7	55.0	69.7	0.005	0.002381	210	1.9	0.8
158.4	4.4	75.4	37.1	1.0	54.0	68.7	200.0	214.7	190.0	204.7	57.5	72.2	0.00525	0.0024836	210	2	0.8

A3. Tabel Data dan properties Pada 2400 rpm

LOW STAGE																	
Beban	Temperatur						Tekanan (psig)								Kompresor		Cos ϕ
	T1	T2	T3	T4	TK	TL	P1		P2		P3		P4		Volt	Arus (A)	
Watt	oC	oC	oC	oC	oC	oC	(psig)	(psia)	(psig)	(psia)	(psig)	(psia)	(psig)	(psia)			
0	-29.34	80.56	-3.32	-40.48	-33.7	30.1	2.5	17.2	80	94.7	75	89.7	4	18.7	210	1.8	0.8
28.8	-11.4	82.14	-2.52	-40.5	-32.86	30.1	4.2	18.9	80	94.7	75	89.7	7	21.7	210	1.9	0.8
86.4	-6.38	83.16	0.24	-39.58	-29.9	30.2	5	19.7	80	94.7	75	89.7	6.5	21.2	210	1.9	0.8
158.4	-3.42	84.72	-2.74	-38.12	-26.14	30.2	6	20.7	90	104.7	80	94.7	7	21.7	210	2	0.8

HIGH STAGE																	
Beban	Temperatur				Tekanan (psig)								flow rate (l/s)	Mass flow rate (kg/s)	Kompresor		Cos ϕ
	T5	T6	T7	T8	P5		P6		P7		P8				Volt	Arus (A)	
Watt	oC	oC	oC	oC	(psig)	(psia)	(psig)	(psia)	(psig)	(psia)	(psig)	(psia)					
0	-3.7	67.4	32.2	-3.8	40.0	54.7	182.5	197.2	170.0	184.7	45.0	59.7	0.004	0.0019251	210	1.8	0.8
28.8	-1.6	69.6	32.6	-3.2	45.0	59.7	185.0	199.7	170.0	184.7	50.0	64.7	0.0042	0.0020184	210	1.9	0.8
86.4	0.2	72.3	33.5	-2.8	47.5	62.2	190.0	204.7	175.0	189.7	50.0	64.7	0.0042	0.0020123	210	1.9	0.8
158.4	2.5	75.4	36.6	-1.9	50.0	64.7	195.0	209.7	175.0	189.7	55.0	69.7	0.0046	0.0021783	210	2	0.8

A4. Tabel Data dan properties Pada 2100 rpm

LOW STAGE																	
Beban	Temperatur						Tekanan (psig)								Kompresor		Cos ϕ
	T1	T2	T3	T4	TK	TL	P1		P2		P3		P4		Volt	Arus (A)	
Watt	oC	oC	oC	oC	oC	oC	(psig)	(psia)	(psig)	(psia)	(psig)	(psia)	(psig)	(psia)			
0	-13.26	76.46	-5.82	-40.3	-33.7	30.2	4	18.7	80	94.7	75	89.7	5	19.7	210	1.66	0.8
28.8	-3.9	76.875	-5.26	-39.78	-30.1	30.2	4.6	19.3	80	94.7	75	89.7	7	21.7	210	1.74	0.8
86.4	-2.38	77.56	-4.32	-38.96	-28.88	30.2	6	20.7	80	94.7	75	89.7	8	22.7	210	1.82	0.8
158.4	-2.76	78.02	-4.1	-37.54	-23.72	30.2	7	21.7	90	104.7	80	94.7	8	22.7	210	1.9	0.8

HIGH STAGE																
Beban	Temperatur				Tekanan (psig)								flow rate (l/s)	Mass flow rate (kg/s)	Kompresor	Cos ϕ
	T5	T6	T7	T8	P5		P6		P7		P8				Volt	
Watt	oC	oC	oC	oC	(psig)	(psia)	(psig)	(psia)	(psig)	(psia)	(psig)	(psia)				
0	-5.5	63.5	32.0	-6.0	37.5	52.2	170.0	184.7	160.0	174.7	40.0	54.7	0.0038	0.0018292	210	0.8
28.8	-5.0	64.4	32.5	-6.0	40.0	54.7	175.0	189.7	165.0	179.7	45.0	59.7	0.0038	0.0018264	210	0.8
86.4	-3.7	65.4	32.5	-5.2	45.0	59.7	180.0	194.7	165.0	179.7	47.0	61.7	0.004	0.0019225	210	0.8
158.4	-2.0	66.2	32.7	-5.5	47.5	62.2	190.0	204.7	170.0	184.7	50.0	64.7	0.0042	0.0020177	210	0.8

A5. Tabel Data dan properties Pada 1800 rpm

LOW STAGE																	
Beban	Temperatur						Tekanan (psig)								Kompresor		Cos ϕ
	T1	T2	T3	T4	TK	TL	P1		P2		P3		P4		Volt	Arus (A)	
Watt	oC	oC	oC	oC	oC	oC	(psig)	(psia)	(psig)	(psia)	(psig)	(psia)	(psig)	(psia)			
0	-6.58	70.86	-8.4	-38.84	-31.12	30.2	5	19.7	70	84.7	60	74.7	6	20.7	210	1.5	0.8
28.8	-4.44	71.14	-6.38	-38.48	-29.78	30.2	5	19.7	70	84.7	65	79.7	8	22.7	210	1.58	0.8
86.4	-3.74	71.24	-4.38	-37.6	-25.2	30.2	6	20.7	80	94.7	75	89.7	8	22.7	210	1.7	0.8
158.4	-1.3	66.42	-4.46	-32.4	-22.4	30.2	7.5	22.2	80	94.7	75	89.7	8	22.7	210	1.78	0.8

HIGH STAGE																	
Beban	Temperatur				Tekanan (psig)								flow rate (l/s)	Mass flow rate (kg/s)	Kompresor		Cos ϕ
	T5	T6	T7	T8	P5		P6		P7		P8				Volt	Arus (A)	
Watt	oC	oC	oC	oC	(psig)	(psia)	(psig)	(psia)	(psig)	(psia)	(psig)	(psia)					
0	-7.2	60.7	31.9	-8.1	32.5	47.2	162.5	177.2	152.5	167.2	35.3	50.0	0.0034	0.0016366	210	1.6	0.8
28.8	-6.4	61.5	32.2	-8.1	35.0	49.7	165.0	179.7	160.0	174.7	35.0	49.7	0.0036	0.0017317	210	1.7	0.8
86.4	-5.4	61.3	32.9	-6.6	40.0	54.7	170.0	184.7	165.0	179.7	42.5	57.2	0.0038	0.0018237	210	1.7	0.8
158.4	-5.0	63.5	32.5	-6.6	42.5	57.2	170.0	184.7	165.0	179.7	40.0	54.7	0.0038	0.0018264	210	1.7	0.8

LAMPIRAN B
Tabel Hasil Analisa Dan Perhitungan

Temperatur Kabin

Beban (KW)	Kecepatan putar (RPM)				
	3000	2700	2400	2100	1800
0	-35,04	-33,7	-33,7	-33,7	-31,12
28,8	-33,38	-32,2	-32,86	-30,1	-29,78
86,4	-30,84	-29,5	-29,9	-28,88	-25,2
158,4	-28,1	-26,1	-26,14	-23,72	-22,4

Temperatur Evaporator LS

Beban (KW)	Kecepatan putar (RPM)				
	3000	2700	2400	2100	1800
0	-42,00	-41,80	-40,48	-40,30	-38,84
28,8	-40,46	-40,54	-40,50	-39,78	-38,48
86,4	-39,02	-39,34	-39,58	-38,96	-37,60
158,4	-38,58	-38,26	-38,12	-37,54	-32,40

COP thermodinamik

Beban (KW)	Kecepatan putar (RPM)				
	3000	2700	2400	2100	1800
0	0,872	0,933	1,021	1,237	1,397
28,8	0,895	0,960	1,157	1,325	1,405
86,4	0,944	0,987	1,167	1,327	1,421
158,4	0,976	1,032	1,172	1,348	1,471

COP Electrical

Beban (KW)	**Kecepatan putar (RPM)**				
	3000	**2700**	**2400**	**2100**	**1800**
0	**0,6373**	**0,6462**	**0,6262**	**0,6686**	**0,6962**
28,8	**0,6646**	**0,6490**	**0,6655**	**0,6715**	**0,6986**
86,4	**0,6737**	**0,6863**	**0,6702**	**0,6749**	**0,7064**
158,4	**0,6830**	**0,6960**	**0,6850**	**0,6785**	**0,7118**

Kapasitas Pendinginan

Beban (KW)	Kecepatan putar (RPM)				
	3000	2700	2400	2100	1800
0	0,4304	0,4017	0,3787	0,3886	0,3626
28,8	0,4689	0,4252	0,4248	0,3994	0,3849
86,4	0,4867	0,4612	0,4278	0,4218	0,4035
158,4	0,5164	0,4911	0,4603	0,4446	0,4162

Kerja Kompresi LS

Beban (KW)	Kecepatan putar (RPM)				
	3000	2700	2400	2100	1800
0	0,2449	0,2113	0,1754	0,1347	0,1039
28,8	0,2609	0,2149	0,1581	0,1208	0,1082
86,4	0,2432	0,2224	0,1530	0,1270	0,1126
158,4	0,2411	0,2138	0,1563	0,1347	0,1026

Kerja Kompresi HS

Beban (KW)	Kecepatan putar (RPM)				
	3000	2700	2400	2100	1800
0	0,2485	0,2193	0,1954	0,1794	0,1556
28,8	0,2632	0,2280	0,2092	0,1805	0,1657
86,4	0,2726	0,2447	0,2135	0,1908	0,1714
158,4	0,2882	0,2620	0,2366	0,1951	0,1803

Total Kerja Kompresi

Beban (KW)	Kecepatan putar (RPM)				
	3000	2700	2400	2100	1800
0	0,4934	0,4306	0,3708	0,3141	0,2595
28,8	0,5241	0,4429	0,3672	0,3013	0,2739
86,4	0,5158	0,4671	0,3665	0,3178	0,2840
158,4	0,5293	0,4757	0,3928	0,3298	0,2829

Konsumsi Listrik Kompresor LS

Beban (KW)	Kecepatan putar (RPM)				
	3000	2700	2400	2100	1800
0 Watt	0,3696	0,3192	0,3024	0,27888	0,252
28,8 Watt	0,3864	0,336	0,3192	0,29232	0,26544
86,4 Watt	0,4032	0,3528	0,3192	0,30576	0,2856
158,4 Watt	0,42	0,3696	0,336	0,3192	0,29904

Konsumsi listrik kompresor HS

Beban (KW)	Kecepatan putar (RPM)				
	3000	2700	2400	2100	1800
0	0,30576	0,3024	0,3024	0,3024	0,2688
28,8	0,3192	0,3192	0,3192	0,3024	0,2856
86,4	0,3192	0,3192	0,3192	0,3192	0,2856
158,4	0,336	0,336	0,336	0,336	0,2856

Total Konsumsi listrik kompresor

Beban (KW)	Kecepatan putar (RPM)				
	3000	2700	2400	2100	1800
0	0,6754	0,6216	0,6048	0,5813	0,5208
28,8	0,7056	0,6552	0,6384	0,5947	0,5510
86,4	0,7224	0,6720	0,6384	0,6250	0,5712
158,4	0,7560	0,7056	0,6720	0,6552	0,5846

FlowRate LS

Beban (KW)	Kecepatan putar (RPM)				
	3000	2700	2400	2100	1800
0	0,00243	0,00220	0,00203	0,00192	0,00172
28,8	0,00259	0,00228	0,00213	0,00191	0,00183
86,4	0,00260	0,00247	0,00215	0,00202	0,00194
158,4	0,00270	0,00253	0,00224	0,00214	0,00199

FlowRate HS

Beban (KW)	Kecepatan putar (RPM)				
	3000	2700	2400	2100	1800
0	0,00238	0,00211	0,00193	0,00183	0,00164
28,8	0,00256	0,00220	0,00202	0,00183	0,00173
86,4	0,00260	0,00238	0,00201	0,00192	0,00182
158,4	0,00271	0,00248	0,00218	0,00202	0,00183

HRR

Beban (KW)	Kecepatan putar (RPM)				
	3000	2700	2400	2100	1800
0	2,14636	2,07208	1,97897	1,80826	1,71581
28,8	2,11777	2,04150	1,86442	1,75447	1,71151
86,4	2,05985	2,01290	1,85658	1,75351	1,70392
158,4	2,02500	1,96866	1,85342	1,74186	1,67985

LAMPIRAN C
Tabel Peropertis Tiap Kondisi

Propertis 3000 Rpm

Beban	Low Stage				High Stage				Densiti
	h1	h2	h3	h4	h5	h6	h7	h8	rho 7
Watt	kJ/kg								kg/m3
0	378,25	479,16	200,93	200,93	578,41	682,87	294,48	294,48	475,69
120	383,21	483,9	202,27	202,27	581,68	684,43	296,75	296,75	474,36
180	390,62	484,25	203,23	203,23	580,76	685,68	299,89	299,89	472,44
220	396,08	485,33	204,92	204,92	580,58	686,84	301,3	301,3	471,69

Propertis 2700 Rpm

Beban	Low Stage				High Stage				Densiti
	h1	h2	h3	h4	h5	h6	h7	h8	rho 7
Watt	kJ/kg								kg/m3
0	379,08	475,35	196,11	196,11	576,54	680,26	286,59	286,59	480,48
120	383,88	477,97	197,7	197,7	578,89	682,29	288,56	288,56	479,32
180	390,89	481,08	203,9	203,9	580,76	683,53	293,64	293,64	476,19
220	397,6	482,15	203,34	203,34	582,56	688,04	298,75	298,75	473,06

Propertis 2400 Rpm

Beban	Low Stage				High Stage				Densiti
	h1	h2	h3	h4	h5	h6	h7	h8	rho 7
Watt	kJ/kg								kg/m3
0	382,12	468,58	195,4	195,4	572,76	674,26	284,93	284,93	481,28
120	395,9	470,09	196,5	196,5	574,84	678,47	286,05	286,05	480,58
180	399,77	471,07	200,34	200,34	577,18	683,28	288,57	288,57	479,13
220	401,99	471,85	196,2	196,2	580,41	689,01	297,37	297,37	473,55

Propertis 2100 Rpm

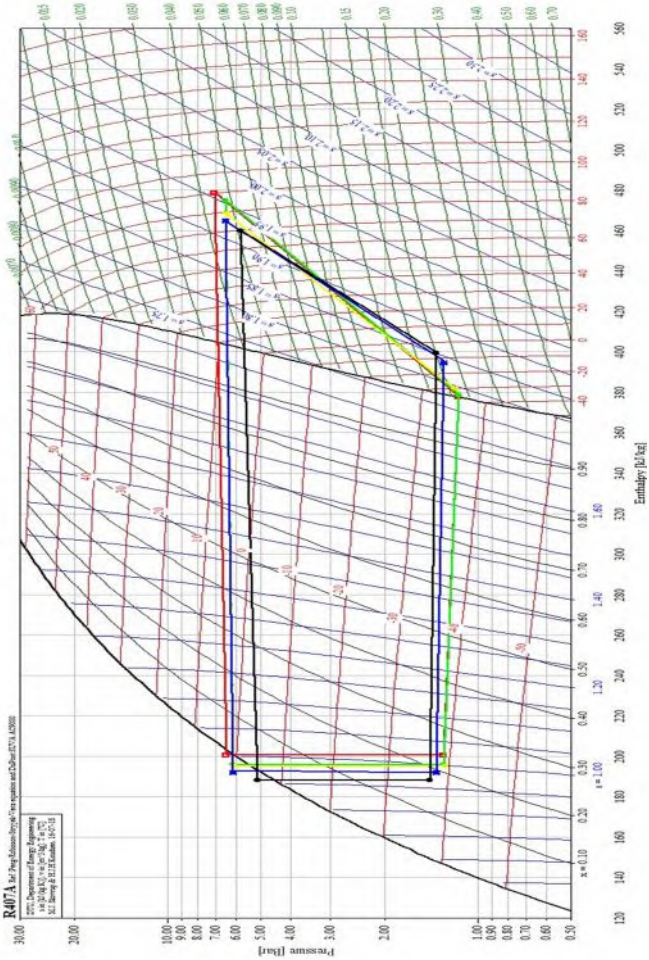
Beban	Low Stage				High Stage				Densiti
	h1	h2	h3	h4	h5	h6	h7	h8	rho 7
Watt	kJ/kg								kg/m3
0	394,46	464,67	191,95	191,95	570,49	668,55	284,38	284,38	481,38
120	401,82	465,07	192,72	192,72	570,58	669,41	285,78	285,78	480,63
180	402,83	465,72	194,02	194,02	571,26	670,5	285,78	285,78	480,63
220	402,37	465,4	194,33	194,33	573,41	670,11	286,33	286,33	480,41

Propertis 1800 Rpm

Beban	Low Stage				High Stage				Densiti
	h1	h2	h3	h4	h5	h6	h7	h8	rho 7
Watt	kJ/kg								kg/m3
0	399,61	460,15	188,4	188,4	569,16	664,24	284,12	284,12	481,36
120	401,33	460,42	191,17	191,17	569,73	665,39	284,94	284,94	481,03
180	401,73	459,72	193,93	193,93	569,9	663,9	286,9	286,9	479,93
220	403,47	455,16	193,82	193,82	569,82	668,55	285,78	285,78	480,63

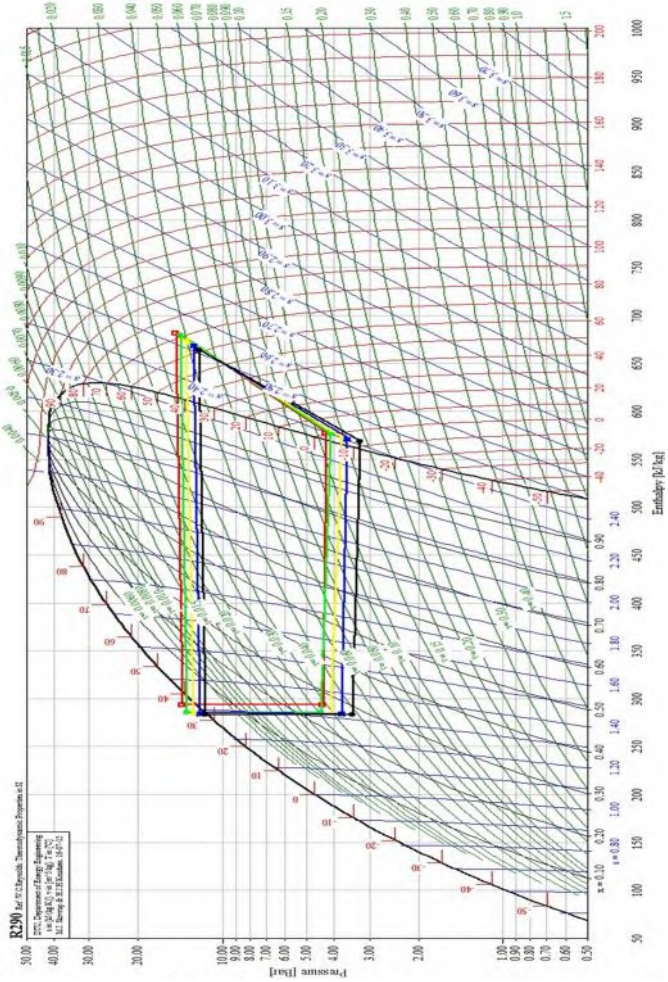
LAMPIRAN D

D1. P-h diagram Pada beban 0 Watt (tanpa beban) LS



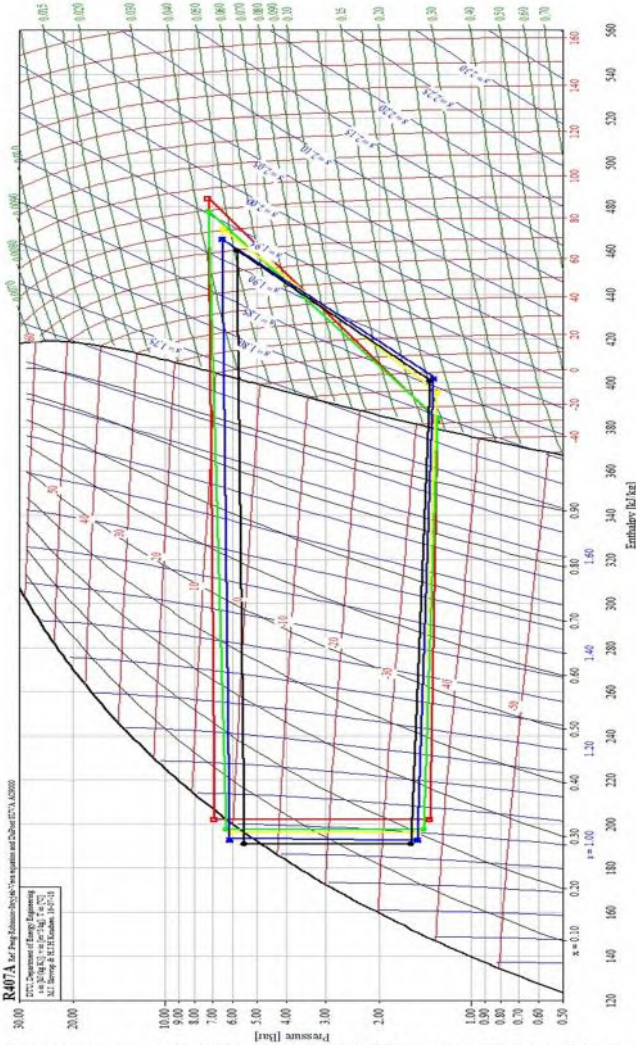
Keterangan: Merah : Data 3000 rpm; Hijau: Data 2700 rpm; Kuning: Data 2400 rpm; Biru: Data 2100 rpm; Hitam: Data 1800 rpm.

D2. P-h diagram Pada beban 0 Watt (tanpa beban) HS



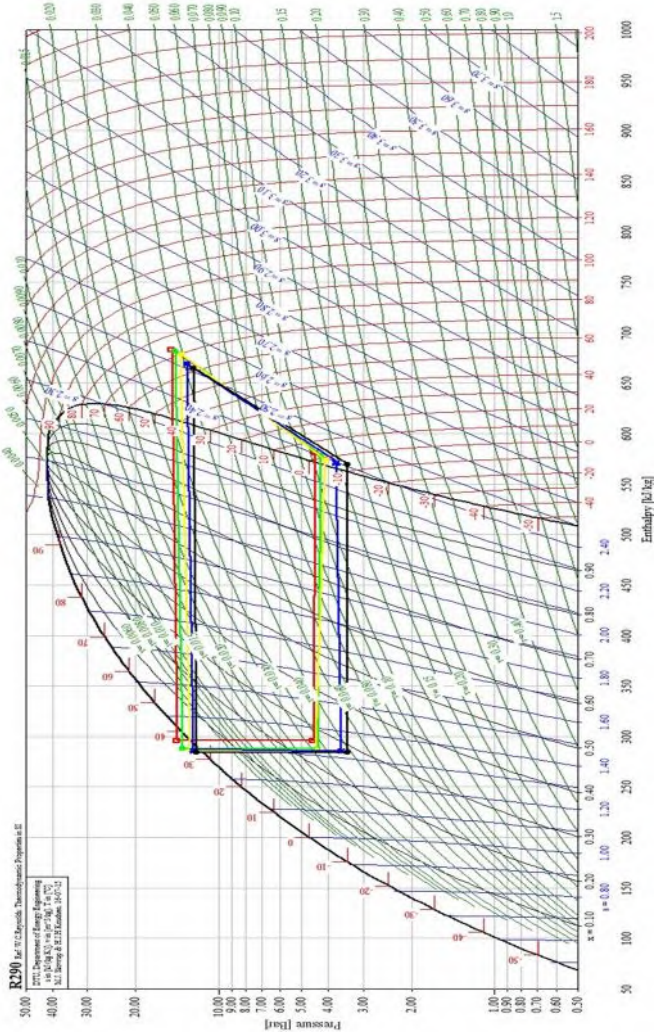
Keterangan: Merah : Data 3000 rpm; Hijau: Data 2700 rpm; Kuning: Data 2400 rpm; Biru: Data 2100 rpm; Hitam: Data 1800 rpm.

D3. P-h diagram Pada beban 28.8 Watt, LS



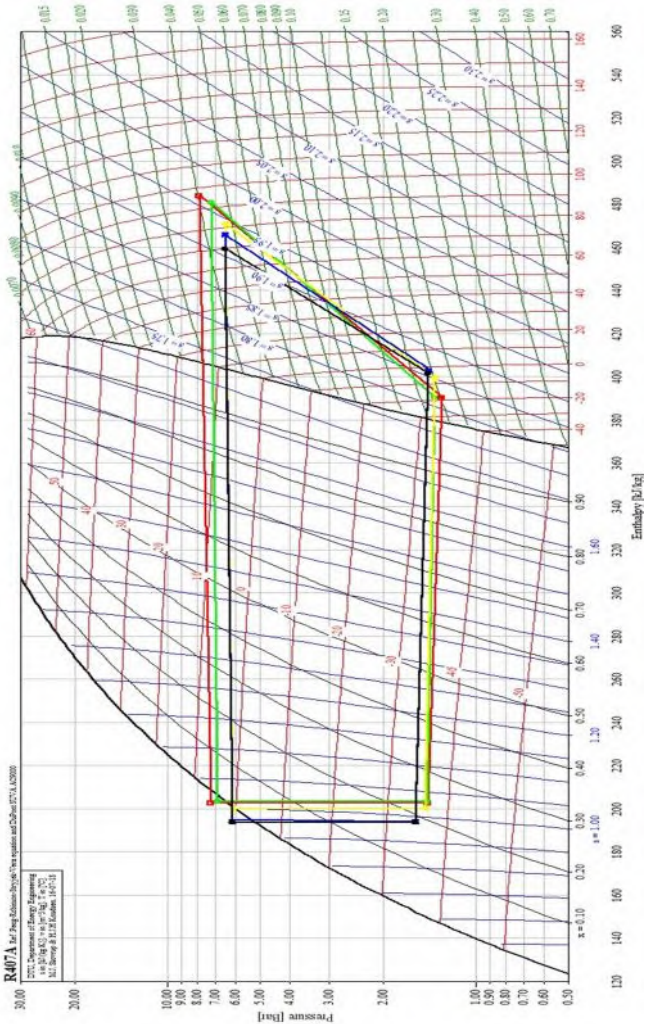
Keterangan: Merah : Data 3000 rpm; Hijau: Data 2700 rpm; Kuning: Data 2400 rpm; Biru: Data 2100 rpm; Hitam: Data 1800 rpm.

D4. P-h diagram Pada beban 28.8 Watt, HS



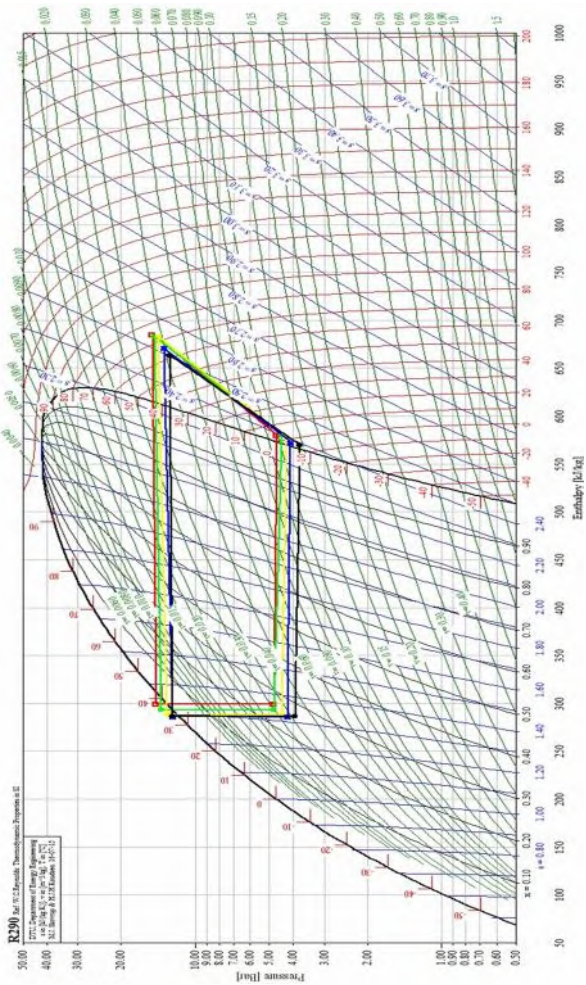
Keterangan: Merah : Data 3000 rpm; Hijau: Data 2700 rpm; Kuning: Data 2400 rpm; Biru: Data 2100 rpm; Hitam: Data 1800 rpm.

D5. P-h diagram Pada beban 86.4 Watt, LS



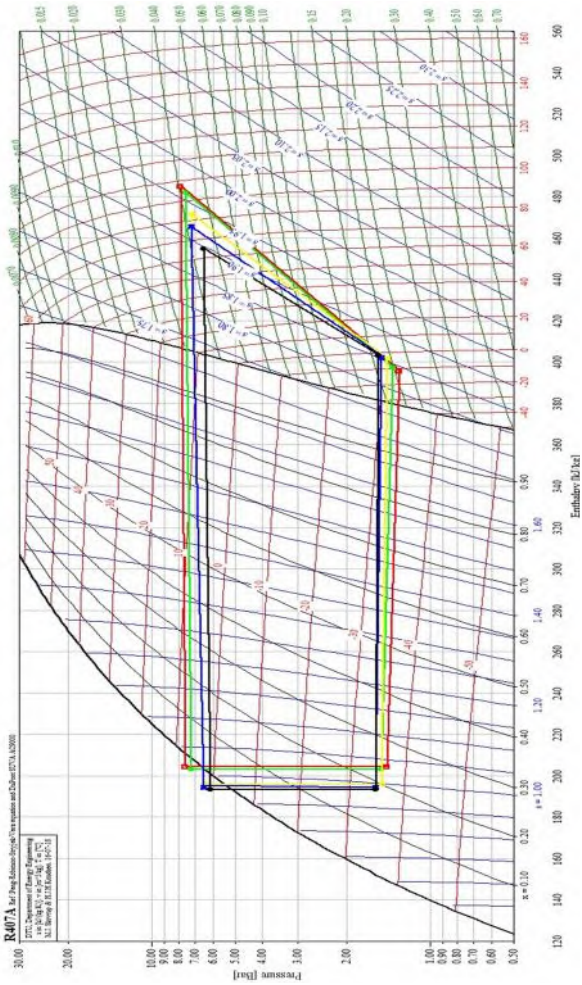
Keterangan: Merah : Data 3000 rpm; Hijau: Data 2700 rpm; Kuning: Data 2400 rpm; Biru: Data 2100 rpm; Hitam: Data 1800 rpm.

D6. P-h diagram Pada beban 86.4 Watt, HS



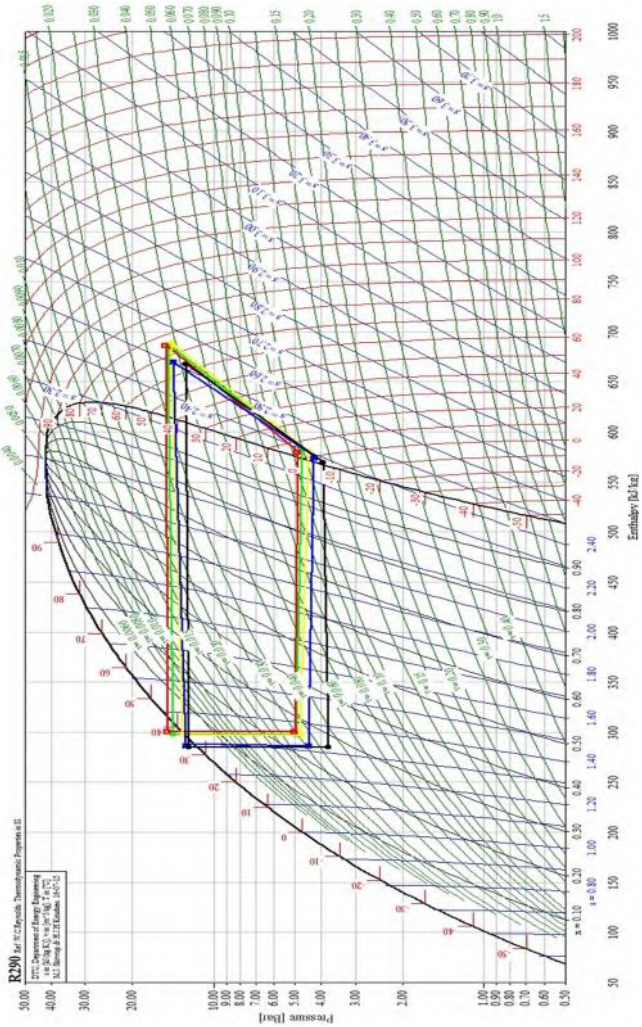
Keterangan: Merah : Data 3000 rpm; Hijau: Data 2700 rpm; Kuning: Data 2400 rpm; Biru: Data 2100 rpm; Hitam: Data 1800 rpm.

D7. P-h diagram Pada beban 158.4 Watt, LS



Keterangan: Merah : Data 3000 rpm; Hijau: Data 2700 rpm; Kuning: Data 2400 rpm; Biru: Data 2100 rpm; Hitam: Data 1800 rpm.

D8. P-h diagram Pada beban 158.4 Watt, HS



Keterangan: Merah : Data 3000 rpm; Hijau: Data 2700 rpm; Kuning: Data 2400 rpm; Biru: Data 2100 rpm; Hitam: Data 1800 rpm.

BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1. Kesimpulan

Hasil dari pengujian Sistem Refrigerasi Cascade dan pengolahan data yang telah dilakukan, maka penulis memperoleh beberapa kesimpulan sebagai berikut:

1. Pada pengujian didapatkan laju aliran massa yang semakin besar seiring dengan kenaikan putaran motor kompresor dan beban pendinginan, Dimana nilai laju aliran masa tertinggi sebesar 0.0027 $\frac{kg}{s}$ (Beban 158.4 Watt dan N = 3000 rpm).
2. Nilai COP cenderung menurun seiring meningkatnya kecepatan putar kompresor dan mengalami peningkatan seiring bertambahnya beban pendinginan. Dimana COP tertinggi sebesar 1.471 (Beban 158.4 Watt dan N = 1800 rpm).
3. Temperatur kabin cenderung menurun seiring meningkatnya kecepatan putar kompresor dan mengalami peningkatan seiring bertambahnya beban pendinginan. Dimana temperature kabin terendah sebesar -35.04 ^{o}C (Beban 0 Watt dan N = 3000 rpm).
4. Sistem Cascade mengalami peningkatan kerja kompresi baik pada sisi low stage maupun sisi high stage seiring peningkatan beban pendinginan dan kecepatan putar kompresor.
5. Nilai HRR (*Heat Rejection Ratio*) mengalami peningkatan kerja kompresi baik pada sisi low stage maupun sisi high stage seiring berkurangnya beban pendinginan dan meningkatnya kecepatan putar kompresor.
6. Bedarsarkan hasil analisa maka didapatkan kecepatan putar kompresor yang paling sesuai berdasarkan beban pendinginan yang diberikan, terlihat pada table 4.2.

5.2. Saran

Saran yang diberikan untuk studi eksperimen ini adalah:

1. Sebaiknya dilakukan penelitian penambahan *heat exchanger* pada keluaran evaporator LS dihubungkan terhadap keluaran kondensor HS.
2. Sebaiknya dilakukan penambahan oli pada kompresor *low stage*.
3. Sebaiknya *Thermo selector* diganti karena beberapa telah mengalami kerusakan.

DAFTAR PUSTAKA

Induran Pinnata, Ruben. 2015. TA: **Pengujian Karakteristik Kerja Pada Sisi Low Stage Sistem Refrigerasi Cascade Dengan Fluida Kerja R-407F Sebagai Alternatif Ramah Lingkungan Dari R-404A Dengan Variasi Beban Pendinginan**. Surabaya: ITS

Heri Nurambyah, Ragil. 2011. TA: **Studi Eksperimental Perbandingan Refrijeran R-12 Dengan Hydrocarbon MC-12 Pada Sistem Pendinginan Dengan Variasi Putaran Kompresor**. Surabaya: ITS

Hernawan Mitrakusuma, Windy. 2009. **Bahan Ajar Dasar Refrigerasi**. Bandung: Polban.

Incropera, Frank P, dkk. 2007. **Fundamental of Heat and Mass Transfer 6th Edition**. US : John Wiley & Sons Inc.

Moran, Michael J. Shapiro, Howard N. 2006. **Fundamentals of Eenginering Thermodynamics**, 5th. US : John & Wiley Inc.

Stoecker, Wilbert F. Jones, Jerold W. 1987. ***Refrigeration and Air Conditioning***, *2nd Edition*. Jakarta : Erlangga.

Royce N, Brown. 1997. ***Compressors Selection And Sizing***, *2nd edition. United State of America: Butterworth-Heinemann.*

BIODATA PENULIS

Penulis lahir di Tomoni pada tanggal 05 April 1991 dengan nama Ilman dan merupakan anak kelima dari enam bersaudara. Penulis telah menempuh sekolah dasar di SDN 242 Kuwarasan. Kemudian penulis melanjutkan sekolah menengah pertama pada tahun 2003 di MTs. Guppi Mangkutana. Tahun 2007 penulis melanjutkan studi di SMAN 1 Tomoni dan lulus pada tahun 2009. Pada tahun 2009 penulis melanjutkan di Akademi Teknik Sorowako (ATS) jurusan Teknik Mesin sampai dengan lulus D3. Dan pada 2012 penulis bekerja sebagai penanggung jawab alat di (ATS) kemudian pada tahun 2013 penulis memutuskan untuk kembali melanjutkan studi jenjang Strata-1 dan memilih ITS sebagai tempat melanjutkan studi tersebut. Pada bulan Februari tahun 2013 alhamdulillah penulis dinyatakan lulus seleksi LJ Teknik Mesin ITS. Di ITS penulis banyak belajar baik bersama teman reguler atau pun LJ tanpa pandang bulu dan status. Selama kuliah di ITS penulis juga banyak terlibat dalam proyek audit energi seperti di Pertamina EP Pendopo, dan Merancang Trigeneration di PT Djarum. Hingga akhirnya lulus sidang pada 26 Juli 2016.

Alamat email Penulis: gue_ilman@yahoo.com

“Halaman ini sengaja dikosongkan”