

**PENGARUH VARIASI DEBIT DAN KELEMBABAN UDARA
TERHADAP UNJUK KERJA MESIN PENDINGIN DENGAN
REFRIGERAN LPG**

SKRIPSI

KONSENTRASI KONVERSI ENERGI

Diajukan untuk memenuhi persyaratan
memperoleh gelar Sarjana Teknik



Disusun oleh:

**YOGA ADYATAMA
NIM. 0710623006-62**

**KEMENTERIAN PENDIDIKAN DAN KEBUDAYAAN
UNIVERSITAS BRAWIJAYA
FAKULTAS TEKNIK
MALANG
2014**

**PENGARUH VARIASI DEBIT DAN KELEMBABAN UDARA
TERHADAP UNJUK KERJA MESIN PENDINGIN DENGAN
REFRIGERAN LPG**

SKRIPSI

KONSENTRASI KONVERSI ENERGI

Diajukan untuk memenuhi persyaratan
memperoleh gelar Sarjana Teknik



Disusun oleh :

YOGA ADYATAMA
NIM. 0710623006-62

Telah Diperiksa dan Disetujui oleh :

Dosen Pembimbing I

Dosen Pembimbing II

Dr. Eng. Mega Nur Sasongko, ST., MT.
NIP. 19740930 200012 1 001

Dr. Slamet Wahyudi, ST., MT.
NIP. 19720903 199702 1 001

**PENGARUH VARIASI DEBIT DAN KELEMBABAN UDARA TERHADAP
UNJUK KERJA MESIN PENDINGIN DENGAN REFRIGERAN LPG**

**SKRIPSI
KONSENTRASI KONVERSI ENERGI**

Diajukan untuk memenuhi persyaratan
memperoleh gelar Sarjana Teknik

Disusun oleh :

**YOGA ADYATAMA
NIM. 0710623006-62**

Skripsi ini telah diuji dan dinyatakan lulus pada
Tanggal 7 Agustus 2014

Penguji Skripsi I

Penguji Skripsi II

Dr. Eng. Nurkholis Hamidi, ST., M.Eng.
NIP. 19740121 199903 1 001

Ir. Endi Sutikno, MT.
NIP. 19590411 198710 1 001

Penguji Komprehensif

Dr. Eng. Widya Wijayanti, ST., MT.
NIP. 19750802 199903 2 002
199903 1 004

Mengetahui,
Ketua Jurusan Teknik Mesin

Dr. Eng. Nurkholis Hamidi, ST., M.Eng.
NIP. 19740121 199903 1 001

KATA PENGANTAR

Assalamualaikum wr.wb. Puji syukur *Alhamdulillah* penulis panjatkan kehadiran Allah SWT atas segala limpahan nikmat, rahmat, hidayah dan karunia yang telah diberikan, juga sholawat dan salam penulis tunjukkan kepada Nabi Besar Muhammad SAW sehingga penulis dapat menyelesaikan skripsi yang berjudul “**Pengaruh Variasi Debit Dan Kelembaban Udara Terhadap Unjuk Kerja Mesin Pendingin Dengan Refrigeran LPG**”

Penyusun dan Penyelesaian skripsi ini tidak lepas dari keterlibatan dan bantuan berbagai pihak. Oleh karena itu, dalam kesempatan ini penulis menyampaikan ucapan terimakasih dan penghargaan kepada:

1. Ibu Susilawati dan Alm. Adrisman tercinta, sebagai dua orang yang menjadi orang tua terbaik di dunia yang telah memberikan segalanya kepada baik berupa moril maupun materiil serta memberikan semangat yang seakan tidak pernah ada habisnya. Terimakasih kepada Ibu dan Bapak terbaik yang pernah ada di muka bumi. Adik saya tercinta, Yessy Astarti yang selalu ada buat saya dan terus memberikan semangat untuk segera menyelesaikan skripsi ini.
2. Dr.Eng Nurkholis Hamidi, ST. M.Eng., selaku Ketua Jurusan Teknik Mesin Universitas Brawijaya.
3. Purnami ST.,MT., selaku Sekertaris Jurusan Teknik Mesin Universitas Brawijaya.
4. Dr.EngWidya Wijayanti, ST.,MT., selaku Ketua Kelompok Pengajar Konsentrasi Konversi Energi Jurusan Teknik Mesin
5. Dr.Eng Mega Nur Sasongko, ST., MT. Selaku dosen pembimbing yang telah banyak memberikan masukan, pengetahuan dan telah banyak meluangkan waktu untuk berdiskusi dengan penulis selama penyusunan skripsi ini dan telah memberikan bimbingan selama masa kuliah.
6. Ir. Suharto, MT. Selaku dosen Wali

7. Seluruh Dosen pengajar Jurusan Teknik Mesin, seluruh staf administrasi Jurusan Teknik Mesin serta Fakultas Teknik Mesin serta Fakultas Teknik Mesin Universitas Brawijaya
8. Sahara Pricilia Aninda yang selalu memberi kasih sayang, perhatian dan motivasi selama penulis menempuh kuliah hingga sampai menyelesaikan skripsi ini. Semoga ke depannya kita semakin kompak.
9. Teman-teman seperantauan yang berjuang bersama di brawijaya Malang: Lendy, Erfan, Tunkpey, Eki, Fahri, Pitoy, Ryan, Rendy, Satria, Deva, Shaka, Adolf, Wahyu, Dian, Arvid, Wahyu P. Dan teman-teman lainnya yang tidak bisa saya sebutkan satu persatu. Terimakasih banyak atas segala pertemanan yang erat selama ini, semoga pertemanan kita ini berlanjut sampai kita tua nanti.
10. Seluruh teman-teman di angkatan 2007 Mesin Brawijaya, terimakasih atas kekompakan dan seluruh bantuannya dalam menyelesaikan masalah-masalah yang saya hadapi baik di perkuliahan, praktikum, dan hal-hal lain selama empat tahun terakhir ini yang tidak mungkin dapat saya lupakan.
11. Seluruh pihak secara langsung maupun tidak langsung dengan saya, sehingga saya mampu menyelesaikan skripsi ini, terimakasih atas segala bentuk bantuannya yang telah diberikan kepada saya.

Penulis menyadari bahwa ilmu yang dimiliki masih jauh dari kesempurnaan, untuk itu penulis mengharapkan kritik dan saran yang bersifat membangun demi kesempurnaan skripsi ini, semoga skripsi ini dapat memberikan manfaat bagi kita semua, amin.

Wassalamualaikum wr.wb

Malang, Juli 2014

Penulis

DAFTAR ISI

	Halaman
KATA PENGANTAR	i
DAFTAR ISI	iii
DAFTAR TABEL	v
DAFTAR GAMBAR	vi
DAFTAR LAMPIRAN	viii
RINGKASAN	ix
 BAB I PENDAHULUAN	
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Rumusan Masalah	2
1.3 Batasan Masalah	2
1.4 Tujuan Penelitian	2
1.5 Manfaat Penelitian	2
 BAB II TINJAUAN PUSTAKA	
2.1 Penelitian Sebelumnya	4
2.2 Pengertian Mesin Pendingin	4
2.3 Sifat-Sifat Termodinamika	5
2.4 Mesin Pendingin	7
2.4.1 Mesin Pendingin Dengan Siklus Kompresi Uap	7
2.4.2 Mesin Pendingin Dengan Siklus Absorpsi	12
2.5 Refrigeran	13
2.5.1 Klasifikasi Refrigeran	13
2.5.2 Dasar Pemilihan Refrigeran	16
2.5.3 <i>Liquefied Petroleum Gas (LPG)</i>	17
2.6 Hipotesa	17
 BAB III METODOLOGI PENELITIAN	
3.1 Metodologi Penelitian	18
3.2 Variabel Penelitian	18
3.3 Instalasi Penelitian	19

3.4 Alat-Alat Yang Digunakan	20
3.5 Tempat Penelitian	26
3.6 Prosedur Pelaksanaan Penelitian	26
3.7 Rencana Pengambilan Data	27
3.8 Diagram Alir Proses Penelitian	29

BAB IV HASIL DAN PEMBAHASAN

4.1 Analisa Data	30
4.1.1 Data Hasil Penelitian	30
4.1.2 Perhitungan Data	31
4.1.3 Data Hasil Perhitungan	41
4.2 Hasil Dan Pembahasan	41
4.2.1 Pengaruh Variasi Debit Udara Terhadap Efek Refrigerasi	45
4.2.2 Pengaruh Variasi Debit Udara Terhadap Kerja Kompresi	46
4.2.3 Pengaruh Variasi Debit Udara Terhadap COP	47
4.2.4 Pengaruh Variasi Kelembaban Udara Terhadap Efek Refrigerasi	49
4.2.5 Pengaruh Variasi Kelembaban Udara Terhadap Kerja Kompresi	50
4.2.6 Pengaruh Variasi Kelembaban Udara Terhadap COP	52

BAB V KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan	54
5.2 Saran	54

DAFTAR PUSTAKA

LAMPIRAN



BAB I PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Pada dewasa ini perkembangan sistem pengondisian udara telah berkembang secara pesat ini dikarenakan manusia membutuhkan suatu kondisi udara yang nyaman. Ini dibuktikan dengan adanya banyak industri, perkantoran, perumahan maupun kendaraan yang dilengkapi dengan *Air Conditioner* (AC) yang bertujuan untuk mengkondisikan dan menyegarkan udara ruangnya.

Mesin pendingin merupakan mesin yang dipakai untuk memindahkan panas dari temperatur rendah ke temperatur tinggi dengan cara menambahkan kerja dari luar. Jelasnya mesin pendingin merupakan peralatan yang digunakan dalam proses pendinginan suatu fluida sehingga mencapai temperature dan kelembaban yang diinginkan, dengan jalan menyerap panas dari suatu reservoir dingin dan diberikan ke suatu reservoir panas. Komponen utama mesin pendingin terdiri dari empat bagian yaitu: evaporator, kompresor, kondensor, dan alat ekspansi (Arismunandar dan Saito, 1980: 1).

Dalam sistem pengondisian udara salah satu hal yang perlu diperhatikan adalah Refrigeran. Refrigeran adalah media pembawa kalor yang mudah berubah bentuk dari cair ke gas atau sebaliknya dengan menyerap atau melepas kalor yang digunakan dalam siklus mesin pendingin.

Salah satu refrigerant yaitu jenis CFC (*ChloroFluoro - Carbon*) memegang peranan penting dalam sistem refrigerasi, sejak ditemukan pada tahun 1930. Hal ini dikarenakan CFC memiliki properti fisika dan termal yang baik sebagai refrigeran, stabil, tidak mudah terbakar, tidak beracun. CFC (R-12) dan HCFC (R-22) termasuk dalam *Ozone Depleting Substance* (ODS) yaitu zat yang dapat menyebabkan kerusakan ozon. Tetapi R-134a merupakan salah satu refrigeran yang memiliki beberapa sifat yang baik, tidak beracun, tidak mudah terbakar dan relatif stabil. Tetapi R-134a juga memiliki kelemahan di antaranya, relative mahal, dan masih memiliki potensi sebagai zat yang dapat menyebabkan efek pemanasan global karena memiliki *Global Warming Potential* (GWP) yang signifikan.

Hidrokarbon sebagai refrigeran dalam sistem refrigerasi telah dikenal sejak tahun 1920-an, sebelum refrigeran sintetik dikenal. Ilmuwan yang tercatat sebagai promotor hidrokarbon sebagai refrigeran antara lain Linde (1916) dan Ilmuwan Dunia

Albert Einstein (1920). Hidrokarbon kembali diperhitungkan sebagai alternatif pengganti CFC, setelah aspek lingkungan mengemuka, dan timbulnya permasalahan dalam peralihan dari CFC ke HFC. Oleh karena itu diperlukan refrigeran alternatif dari jenis Hidrocarbon.

1.2 Rumusan Masalah

Dengan berdasarkan latar belakang di atas, maka dapat dirumuskan permasalahan sebagai berikut :

- ▶ Pengaruh variasi debit dan kelembaban udara terhadap unjuk kerja mesin pendingin dengan campuran gas LPG sebagai refrigerant alternatif?

1.3 Batasan Masalah

Agar permasalahan yang dibahas dalam skripsi ini lebih terfokus, maka penulis mengambil beberapa batasan masalah seperti dibawah ini :

1. Penelitian menggunakan mesin A.C. Bench, P.A. Hilton. Ltd. Serial No. A573/41154.
2. Mesin dianggap proporsional dalam pengambilan data.
3. Udara di lingkungan sekitar diasumsikan memiliki kelembaban dan temperatur yang konstan.
4. Kondisi *steady state* pada ruang sekat.
5. *LPG* yang divariasikan yaitu 10:90; 15:85; 20:80%
6. Tidak membahas kerugian kalor pada instalasi *air conditioner*.
7. Kerja luar yang diperhitungkan hanya kerja kompresor saja
8. Unjuk kerja didefinisikan sebagai kapasitas pendinginan dan koefisien prestasi.

1.4 Tujuan Penelitian

Tujuan penelitian ini adalah mengetahui pengaruh variasi debit dan kelembaban udara terhadap unjuk kerja mesin pendingin dengan campuran gas LPG sebagai refrigerant alternatif.

1.5 Manfaat Penelitian

Manfaat dari penelitian ini adalah sebagai berikut:

1. Dapat digunakan sebagai sarana pengembangan analisis dan praktis di bidang pengkondisian udara sebagai upaya mendapatkan refrigeran alternatif.
2. Sebagai bahan referensi penelitian selanjutnya, terutama mengenai mesin pendingin dan pengkondisian udara.
3. Mampu mengaplikasikan teori yang telah didapat selama perkuliahan tentang mesin pendingin dan pengkondisian udara.



BAB II

TINJAUAN PUSTAKA

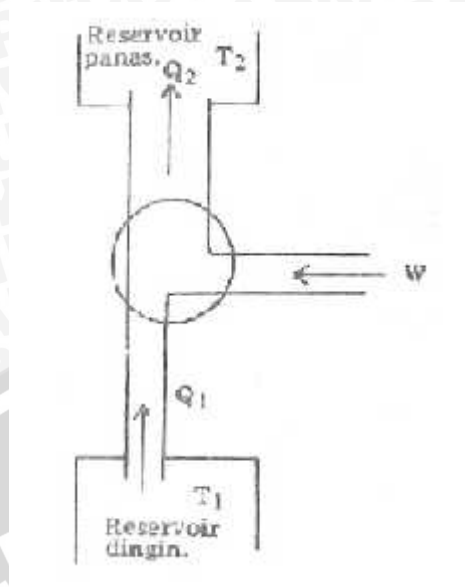
2.1 Penelitian – penelitian sebelumnya

Arismunandar (2002), sistem refrigerasi yang paling sederhana memiliki komponen utama yaitu kompresor, kondensor, katup ekspansi, dan evaporator. Yawara, (2003), untuk mendapatkan suhu udara yang sesuai dengan yang diinginkan banyak alternatif yang dapat diterapkan, diantaranya adalah dengan menaikkan koefisien perpindahan kalor kondensasi. Kusnanto, (2004), Dengan menambahkan kecepatan udara pendingin pada kondensor sehingga akan diperoleh harga koefisien prestasi yang lebih besar Lebih lanjut Kusnanto mengatakan bahwa dengan menambahkan kecepatan udara pendingin pada kondensor maka laju aliran massa akan menurun sehingga menyebabkan daya kompresor juga mengalami penurunan. Namun demikian fenomena ini perlu dikaji lebih jauh.

I Made Gunadiarta (2006), melakukan penelitian tentang “Pengaruh Kondisi Mula Udara Atmosfer Terhadap Prestasi Instalasi AC. Bagian utama dari penelitian ini adalah kecepatan aliran beserta kelembaban sebagai parameter kondisi mula udara atmosfer akan mempengaruhi perpindahan panas sisi udara pada deret pipa-pipa evaporator. Pada instalasi AC, fenomena demikian akan merubah kapasitas pendinginan, sehingga menyebabkan prestasi instalasi yang dinyatakan COP juga ikut berubah.

2.2 Pengertian Mesin Pendingin

Mesin pendingin adalah mesin konversi energi yang menyerap panas (Q_1) dari reservoir dingin (*low temperature region*) dan memberikan panas (Q_2) ke reservoir panas (*high temperature region*) dengan menambah kerja dari luar. Jelasnya mesin pendingin merupakan peralatan yang digunakan dalam proses pendinginan suatu materi sehingga mencapai temperatur dan kelembaban yang diinginkan, dengan jalan menyerap kalor dari materi yang akan dikondisikan.



Gambar 2.1 Diagram alir mesin pendingin carnot

Sumber: Nainggolan (1994: 109)

Dari diagram alir diatas dapat dibuat hubungan sebagai berikut:

$$W = Q_2 - Q_1 \quad (2-1)$$

keterangan:

Q_1 : panas yang diserap dari Reservoir Dingin (*Low temperature region*)

Q_2 : panas yang diberikan ke Reservoir Panas (*High temperature region*)

W : kerja dari luar

2.3 Sifat Termodinamika

Suatu sifat termodinamika ialah setiap karakteristik atau ciri dari bahan yang diijaki secara kuantitatif, seperti suhu, tekanan, dan rapat massa. Sifat-sifat termodinamika yang utama dan penting dalam penelitian ini ialah :

1. **Suhu.** Suhu dari suatu bahan menyatakan keadaan termal dan kemampuannya untuk bertukar energi dengan bahan lain yang bersentuhan dengannya. Dengan kata lain bahan yang bersuhu tinggi dapat memberikan energinya kepada bahan lain yang bersuhu rendah. Suhu absolut (T) yaitu derajat diatas nol absolut yang dinyatakan dengan Kelvin (K), dimana $T = t^{\circ}\text{C} + 273$.

2. **Tekanan** . Tekanan (p) adalah gaya normal yang diberikan oleh suatu fluida persatuan luas permukaan benda yang terkena gaya tersebut. Tekanan absolut ialah ukuran tekanan diatas nol absolut. Sedangkan tekanan pengukuran adalah tekanan diukur dari nol tekanan pengukuran yang sama dengan tekanan 1 atmosfer absolut. Satuannya ialah Newton per luasan meter kuadrat atau $N.m^{-2}$ yang setara dengan 1 Pascal (Pa) sedangkan 1 atmosfer = 101.325 Pa.
3. **Rapat massa dan volume spesifik**. Rapat massa (ρ) ialah massa yang mengisi satu satuan volume sedangkan volume spesifik (v) ialah avolume yang diisi oleh satu satuan massa. Untuk massa udara dengan tekanan 1 atmosfer dan suhu $25^{\circ}C$ memiliki rapat massa $1,2 kg.m^{-3}$.
4. **Kalor spesifik**. Kalor spesifik (c) dari suatu bahan adalah jumlah energi yang diperlukan untuk menaikkan suhu tiap satu satuan berat bahan tersebut sebesar $1^{\circ}Kelvin$. Dua besaran yang berkaitan pada kalor spesifik ialah c_p yaitu pada tekanan tetap dan c_v kalor spesifik pada volume tetap. Pada sistem refrigerasi kalor spesifik pada tekanan tetap banyak digunakan pada proses pemanasan dan pendinginan. Nilai pendekatan dari kalor spesifik dari beberapa bahan yang penting ialah sebagai berikut :

$$C_p = \left\{ \begin{array}{lll} 1.0 & kJ.kg^{-1}.K^{-1} & udara\ kering \\ 4.19 & kJ.kg^{-1}.K^{-1} & air \\ 1.88 & kJ.kg^{-1}.K^{-1} & uap\ air \end{array} \right\}$$

5. **Entalpi**. Suatu perubahan entalpi h dalam kJ/kg suatu bahan ialah jumlah kalor yang ditambahkan atau diambil per-satuan massa melalui proses tekanan konstan bahan tersebut. Sifat entalpi dapat juga menyatakan laju peminahan kalor untuk proses penguapan dan pengembunan. Dan persamaan dari hal tersebut ialah :

$$h = C_p \cdot T$$

$$q = (h) \cdot \dot{m} \quad (\text{Stoecker, 1996:16}) \quad (2-2)$$

6. **Entropi**. Entropi memiliki sifat yang hanya digunakan dalam hal khusus dan terbatas. Sifat dalam entropi dapat diterangkan berikut :
 - Jika suatu gas atau uap ditekan atau diekspansikan tanpa gesekan dan tanpa bahan tersebut tetap.

- Dalam proses diatas, perubahan entalpi menyatakan jumlah kerja persatuan massa yang diperlukan oleh proses penekanan atau yang dilepaskan oleh proses ekspansi tersebut.

2.4 Mesin Pendingin

Menurut cara kerjanya mesin pendingin dapat dibedakan menjadi 2, yaitu:

2.4.1 Mesin pendingin dengan siklus kompresi uap

Mesin pendingin dengan siklus kompresi uap merupakan mesin yang banyak dipakai untuk aplikasi mesin pendingin. Pada siklus ini penyerapan panas dilakukan dalam evaporator dengan temperatur dan tekanan rendah. Didalam evaporator, refrigeran berubah dari fase cair menjadi fase gas, lalu masuk ke kompresor. Karena kerja kompresor, refrigeran menjadi gas yang bertemperatur dan bertekanan tinggi. Untuk melepaskan panas yang diserap oleh evaporator, refrigeran diembunkan didalam kondensor sehingga refrigeran menjadi cair. Sebelum refrigeran memasuki evaporator, refrigeran diekspansikan melalui katup ekspansi terlebih dahulu.

Pertimbangan pemilihan mesin pendingin siklus kompresi uap adalah:

- Konstruksinya sederhana
- Pengoperasiannya mudah dan tahan lama
- Bila terjadi kerusakan mudah diperbaiki

2.4.1.1 Bagian-bagian utama mesin pendingin kompresi uap

1. Unit Kompresor

Unit kompresor terdiri dari motor penggerak dan kompresor. Kompresor merupakan alat yang digunakan untuk memampatkan udara atau gas. Kompresor berperan untuk menghisap dan menekan refrigeran, sehingga refrigeran beredar dalam unit mesin refrigerasi. Untuk mengkompresikan dan memampatkan refrigeran yang berwujud uap jenuh kering dari evaporator menuju ke kondensor sehingga pada saat memasuki kondensor refrigeran tersebut berwujud uap panas lanjut. Proses ini berlangsung secara *adiabatic reversible* dalam istilah lainnya disebut *isentropic*. Sedangkan motor penggerak berfungsi memutar kompresor itu sendiri.



Gambar 2.2 Kompresor

Sumber : Laboratorium Mesin Pendingin Universitas Brawijaya

2. Kondensor

Pada siklus refrigerasi, kondensor berfungsi melepaskan panas dari refrigeran yang dihisap pada evaporator secara *isobarik*. Pada kondensor terjadi perubahan fase refrigeran dari uap panas lanjut menjadi fase cair. Kondensor adalah satu dari dua buah alat pada sistem mesin pendingin yang merupakan sebuah *heat exchanger* (alat penukar kalor). Kondensor yang paling banyak digunakan adalah tipe tabung dan pipa (*shell and tube*).



Gambar 2.3 Kondensor

Sumber : Laboratorium Mesin Pendingin Universitas Brawijaya

3. Evaporator

Evaporator adalah alat penukar kalor yang memegang peranan penting pada sistem refrigerasi, yaitu mendinginkan media sekitarnya dengan cara menyerap

kalor secara *isobarik*. Pada kebanyakan evaporator, refrigeran mendidih di dalam pipa-pipa dan mendinginkan fluida yang lewat di luar pipa tersebut.



Gambar 2.4 Evaporator

Sumber : Laboratorium Mesin Pendingin Universitas Brawijaya

4. Alat Ekspansi

Elemen dasar yang terakhir dalam daur refrigerasi kompresi uap yaitu alat ekspansi. Alat ekspansi ini memiliki dua kegunaan yaitu menurunkan tekanan refrigeran cair dan mengatur aliran refrigeran ke evaporator agar dapat menguap semua pada proses evaporasi. Selain itu terjadi penurunan suhu refrigeran dan kenaikan entropi refrigeran secara *isoenthalpi*. Dan terjadi perubahan fase refrigeran dari fase cair menjadi uap jenuh.

Jenis alat ekspansi yang paling populer untuk sistem refrigerasi berukuran sedang adalah katup ekspansi thermo-statik. Namun pengendaliannya tidak digerakkan oleh suhu didalam evaporator tetapi oleh besarnya panas lanjut gas hisap yang meninggalkan evaporator. Katup ekspansi panas lanjut mengatur laju aliran refrigeran cair yang besarnya sebanding dengan laju penguapan di dalam evaporator.

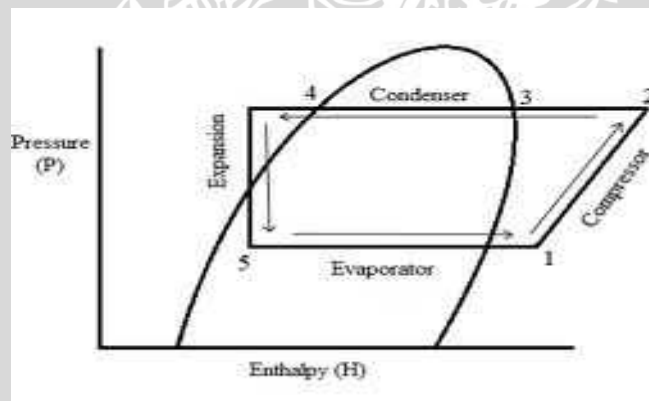


Gambar 2.5 Katup ekspansi

Sumber : Laboratorium Mesin Pendingin Universitas Brawijaya

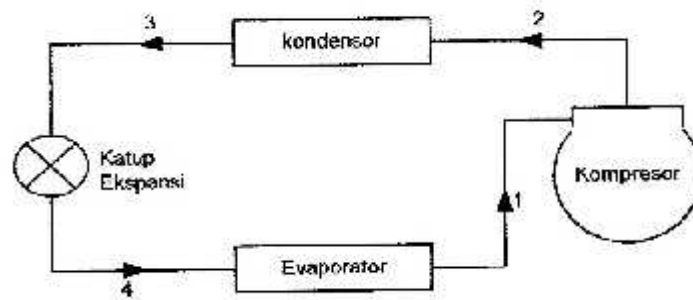
2.4.1.2 Siklus pada mesin pendingin kompresi uap

Siklus kompresi uap pada diagram tekanan-entalpi (p-h diagram) dan diagram skematik komponen mesin pendingin siklus kompresi uap dapat digambarkan sebagai berikut:



Gambar 2.6 tekanan-entalpi (p-h diagram)

Sumber: Stoecker dan Jones (1987: 187)



Gambar 2.7 diagram skematik komponen mesin pendingin siklus kompresi uap
Sumber: Stoecker dan Jones (1987: 187)

keterangan gambar:

- 1 – 2 : kompresi secara isentropik pada kompresor
- 2 – 3 : pelepasan kalor dan pengembunan secara isobarik pada kondensor
- 3 – 4 : ekspansi secara isoentalpi pada katup ekspansi
- 4 – 1 : penyerapan kalor dan penguapan secara isobarik pada evaporator

pada proses itu terjadi perubahan-perubahan, yaitu:

- a. Pada kompresor (1 – 2)
 - ❖ Tekanan, temperatur, dan entalpi naik
 - ❖ Perubahan fase dari uap jenuh kering menjadi uap panas lanjut
 - b. Pada kondensor (2 – 3)
 - ❖ Tekanan konstan, temperatur dan entalpi turun
 - ❖ Terjadi perubahan fase dari uap panas lanjut menjadi cair
 - c. Pada katup ekspansi (3 – 4)
 - ❖ Entalpi konstan, tekanan dan temperatur turun
 - ❖ Terjadi perubahan fase dari cair menjadi uap jenuh
 - d. Pada evaporator (4 – 1)
 - ❖ Tekanan konstan, temperatur dan entalpi naik
 - ❖ Terjadi perubahan fase dari uap jenuh menjadi uap jenuh kering
- Kapasitas pendinginan

Kapasitas pendinginan adalah kemampuan mesin pendingin untuk menyerap kalor per satuan waktu, besarnya kapasitas pendinginan adalah:

$$Q_1 = \dot{m}_{ref} (h_1 - h_4) \quad (2-2)$$

➤ Daya kompresor

Daya kompresor adalah kerja kompresor per satuan waktu, besarnya daya kompresor adalah:

$$W = \dot{m}_{ref} (h_2 - h_1) \quad (2-3)$$

➤ Kapasitas pemanasan

Kapasitas pemanasan adalah kemampuan mesin pendingin untuk melepaskan kalor per satuan waktu, besarnya kapasitas pemanasan adalah:

$$Q_2 = \dot{m}_{ref} (h_2 - h_3) \quad (2-4)$$

➤ Koefisien Prestasi

Koefisien prestasi adalah ukuran efisiensi dari mesin pendingin yang dinyatakan sebagai berikut:

$$KP = \frac{Q_1}{W} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (2-5)$$

dimana:

h_1 = entalpi keluar evaporator [kJ/kg]

h_2 = entalpi masuk kondensor [kJ/kg]

h_3 = entalpi keluar kondensor [kJ/kg]

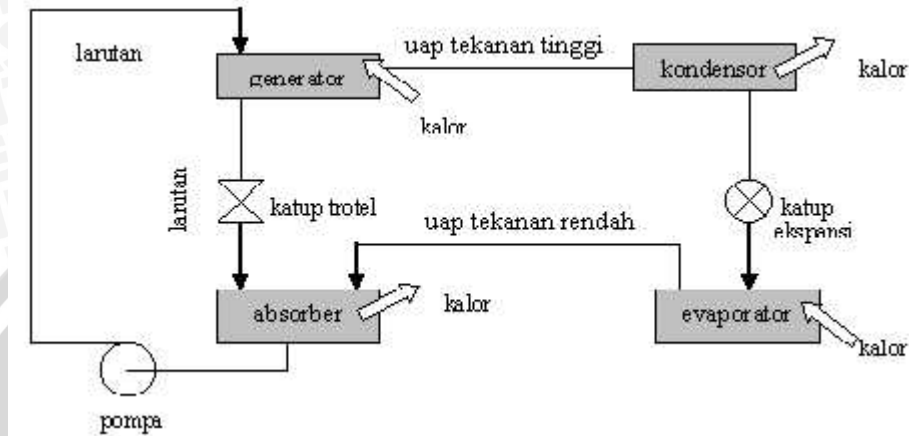
h_4 = entalpi masuk evaporator [kJ/kg]

\dot{m}_{ref} = laju aliran massa refrigeran [kg/det]

2.4.2 Mesin pendingin dengan siklus absorpsi

Dalam beberapa hal siklus absorpsi hampir sama dengan siklus kompresi uap. Uap tekanan rendah dari evaporator dapat ditransformasikan menjadi uap tekanan tinggi dan dialirkan ke kondensor. Pada siklus kompresi uap menggunakan kompresor untuk keperluan tersebut, sedangkan pada siklus absorpsi menggunakan

absorber, pompa, katup trolol dan generator untuk keperluan tersebut. Mesin pendingin absorpsi disebut juga sebagai mesin pendingin yang dioperasikan oleh kalor (*heat operated cycle*). Skema mesin pendingin absorpsi adalah sebagai berikut:



Gambar 2.8 diagram skematik komponen mesin pendingin siklus absorpsi

Sumber: Stoecker dan Jones (1987: 309)

2.5 Refrigeran

Refrigeran adalah fluida kerja dari mesin pendingin yang disirkulasikan untuk memindahkan panas dari media yang didinginkan kepada media penyerap panas. Untuk mesin pendingin siklus kompresi uap, refrigeran menyerap panas didalam evaporator pada temperatur dan tekanan rendah serta melepaskan panas pada kondensor pada tekanan dan temperatur tinggi.

Untuk setiap mesin pendingin, refrigeran yang digunakan berbeda-beda tergantung penggunaannya (kapasitas refrigerasi) ataupun jenis kompresornya.

Kadang-kadang satu tipe refrigeran cocok untuk digunakan beberapa penggunaan.

- Domestic refrigerator : R-12, R-22
- Domestic food freezer : R-12, R-22, R-502
- Automobile air conditioning : R-12
- Home air conditioning : R-22, R-500

- Ship board air conditioning : R-11, R-12, R-22
- Frozen food delivery service : R-22
- Industrial process : R-11
- Public building air conditioning
 - Kapasitas rendah : R-12, R-22
 - Kapasitas medium : R-11, R-12, R-22
 - Kapasitas tinggi : R-11, R-12

Pemilihan jenis refrigeran yang digunakan pada mesin pendingin sudah ditentukan oleh pabrik dengan beberapa pertimbangan. Selain pertimbangan mengenai penggunaan atau kapasitas refrigerasi seperti yang telah dijelaskan diatas, juga harus dipertimbangkan jenis kompresor yang dipakai.

2.5.1 Klasifikasi refrigeran

Secara umum refrigeran dibedakan menjadi dua, yaitu:

1. Refrigeran primer

Merupakan fluida kerja yang utama, yaitu media pemindah panas yang disirkulasikan secara langsung melalui komponen-komponen utama mesin pendingin.

2. Refrigeran sekunder

Merupakan fluida kerja perantara, yaitu media pemindah panas dari refrigeran primer ke media lain atau lingkungan. Refrigeran sekunder yang umum digunakan adalah air dan brine.

Sedangkan refrigeran primer yang biasa digunakan dapat digolongkan menjadi:

a. Refrigeran halokarbon

Refrigeran halokarbon adalah refrigeran yang termasuk dalam kelompok yang mempunyai satu atau lebih dari salah satu atom halogen, yaitu: klorin, flourin, dan bromin. Sistem penomoran dalam kelompok halokarbon mengikuti pola berikut:

- Angka pertama dari kanan adalah jumlah atom flourin dalam ikatan.
- Angka kedua dari kanan adalah jumlah atom hidrogen ditambah angka satu.
- Angka ketiga dari kanan adalah jumlah atom karbon dikurangi satu, bila angka ketiga berharga nol diperbolehkan.

Tabel 2.1 Beberapa refrigeran halokarbon

Ketentuan penomeran	Nama kimia	Rumus kimia
11	Trikloromonofluorometana	CCl_3F
12	Diklorodifluorometana	CCl_2F_2
13	Monoklorotrifluorometana	CClF_3
22	Monoklorodifluorometana	CHClF_2
40	Metil klorida	CH_3Cl
113	Triklorotrifluoroetana	$\text{CCl}_2\text{FCClF}_2$
114	Diklorotetrafluoroetana	$\text{CClF}_2\text{CClF}_2$

Sumber: Stoecker dan Jones (1987: 279)

Refrigeran halokarbon ini dalam perdagangan biasa disebut dengan nama freon, genetron, isotron dan lain-lain yang merupakan merk dari perusahaan yang membuatnya.

b. Refrigeran anorganik

Senyawa anorganik banyak dipakai sebagai refrigeran sebelum ditemukannya refrigeran halokarbon. Namun sampai saat ini masih dipergunakan meskipun dalam jumlah yang terbatas bila dibandingkan dengan pemakaian jenis freon.

Sistem penomeran refrigeran dalam kelompok ini mengikuti pola:

- Angka pertama dari kiri merupakan kode dari senyawa anorganik yaitu angka 7.
- Dua angka terakhir dari kiri menyatakan berat molekulnya.

Tabel 2.2 Beberapa refrigeran anorganik

Ketentuan penomeran	Nama kimia	Rumus kimia
717	Amonia	NH ₃
718	Air	H ₂ O
729	Udara	
744	Karbon dioksida	CO ₂
764	Sulfur dioksida	SO ₂

Sumber: Stoecker dan Jones (1987: 280)

c. Refrigeran hidrokarbon

Banyak senyawa hidrokarbon yang cocok digunakan sebagai refrigeran. Pemakaian refrigeran hidrokarbon ini yang paling banyak adalah untuk industri perminyakan dan industri kimia. Sistem penomeran kelompok refrigeran ini mengikuti pola yang sama pada kelompok refrigeran halokarbon.

Tabel 2.3 Beberapa refrigeran hidrokarbon

Ketentuan penomeran	Nama kimia	Rumus kimia
50	Metana	CH ₄
170	Etana	C ₂ H ₆
290	Propana	C ₃ H ₈

Sumber: Stoecker dan Jones (1987: 280)

d. Azeotop

Azeotrop adalah campuran dari beberapa refrigeran yang tidak dapat dipisahkan secara destilasi dan memiliki sifat yang berbeda dengan senyawa pembentuknya. Azeotrop menguap dan mengembun sebagai senyawa tunggal. Azeotrop yang banyak dikenal adalah refrigeran 502, yang merupakan campuran 48,8 % R-22 dan 51,2 % R-115.

2.5.2 Dasar Pemilihan Refrigeran

Didalam menentukan refrigeran yang akan digunakan, maka harus dilakukan pertimbangan terhadap beberapa sifat refrigeran, yaitu:

1. Tekanan penguapan harus cukup tinggi

Sebaiknya refrigeran menguap pada tekanan sedikit lebih tinggi dari tekanan atmosfer. Dengan demikian dapat dicegah terjadinya kebocoran udara luar masuk sistem refrigeran karena kemungkinan adanya vakum pada sisi masuk kompresor (bagian tekanan rendah).

2. Tekanan pengembunan yang tidak terlampau tinggi

Apabila tekanan pengembunannya rendah, maka perbandingan kompresinya menjadi lebih rendah sehingga penurunan prestasi kompresor dapat dihindarkan. Selain itu dengan tekanan kerja yang lebih rendah, mesin dapat bekerja lebih aman karena kemungkinan terjadinya kebocoran, ledakan, dan sebagainya menjadi lebih kecil.

3. Kalor laten penguapan harus tinggi

Refrigeran yang memiliki kalor laten penguapan yang tinggi lebih menguntungkan karena untuk kapasitas refrigerasi yang sama, jumlah refrigeran yang bersirkulasi menjadi lebih kecil.

Kalor laten penguapan adalah jumlah energi yang dibutuhkan untuk menguapkan satu kilogram cairan jenuh pada temperatur atau tekanan tertentu.

4. Konduktivitas termal yang tinggi

Konduktivitas termal sangat penting untuk menentukan karakteristik perpindahan panas refrigeran.

5. Viskositas yang rendah dalam fase cair maupun fase gas

Dengan turunnya tahanan aliran refrigeran dalam pipa, kerugian tekanannya akan berkurang.

6. Refrigeran hendaknya tidak bereaksi dengan material yang dipakai

7. Refrigeran tidak boleh beracun dan berbau merangsang

8. Refrigeran tidak boleh mudah terbakar dan meledak

9. Harganya tidak mahal dan mudah diperoleh

2.5.3 *Liquefied Petroleum Gas (LPG)*

LPG adalah salah satu jenis refrigeran hidrokarbon yang merupakan campuran dari propana dan butana. LPG yang dijual di Indonesia memiliki konsentrasi 50% propana dan 50% butana. Sebagai refrigeran hidrokarbon maka LPG tidak mempunyai *Ozone Depleting Substance* (ODS) yaitu zat yang dapat menyebabkan kerusakan ozon. Dan juga tidak mempunyai potensi sebagai zat yang dapat menyebabkan efek pemanasan global karena tidak memiliki *Global Warming Potential* (GWP). Komponen LPG didominasi propana (C_3H_8) dan butana (C_4H_{10}). LPG juga mengandung hidrokarbon ringan lain dalam jumlah kecil, misalnya etana (C_2H_6) dan pentana (C_5H_{12}).

2.6 Hipotesa

Semakin besar debit dan kelembaban yang mengalir maka akan semakin besar beban pendinginan, sehingga COP akan meningkat.



BAB II

TINJAUAN PUSTAKA

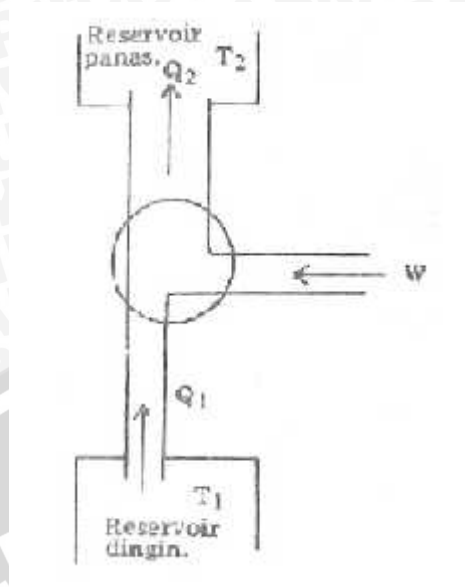
2.6 Penelitian – penelitian sebelumnya

Arismunandar (2002), sistem refrigerasi yang paling sederhana memiliki komponen utama yaitu kompresor, kondensor, katup ekspansi, dan evaporator. Yawara, (2003), untuk mendapatkan suhu udara yang sesuai dengan yang diinginkan banyak alternatif yang dapat diterapkan, diantaranya adalah dengan menaikkan koefisien perpindahan kalor kondensasi. Kusnanto, (2004), Dengan menambahkan kecepatan udara pendingin pada kondensor sehingga akan diperoleh harga koefisien prestasi yang lebih besar Lebih lanjut Kusnanto mengatakan bahwa dengan menambahkan kecepatan udara pendingin pada kondensor maka laju aliran massa akan menurun sehingga menyebabkan daya kompresor juga mengalami penurunan. Namun demikian fenomena ini perlu dikaji lebih jauh.

I Made Gunadiarta (2006), melakukan penelitian tentang “Pengaruh Kondisi Mula Udara Atmosfer Terhadap Prestasi Instalasi AC. Bagian utama dari penelitian ini adalah kecepatan aliran beserta kelembaban sebagai parameter kondisi mula udara atmosfer akan mempengaruhi perpindahan panas sisi udara pada deret pipa-pipa evaporator. Pada instalasi AC, fenomena demikian akan merubah kapasitas pendinginan, sehingga menyebabkan prestasi instalasi yang dinyatakan COP juga ikut berubah.

2.7 Pengertian Mesin Pendingin

Mesin pendingin adalah mesin konversi energi yang menyerap panas (Q_1) dari reservoir dingin (*low temperature region*) dan memberikan panas (Q_2) ke reservoir panas (*high temperature region*) dengan menambah kerja dari luar. Jelasnya mesin pendingin merupakan peralatan yang digunakan dalam proses pendinginan suatu materi sehingga mencapai temperatur dan kelembaban yang diinginkan, dengan jalan menyerap kalor dari materi yang akan dikondisikan.



Gambar 2.1 Diagram alir mesin pendingin carnot

Sumber: Nainggolan (1994: 109)

Dari diagram alir diatas dapat dibuat hubungan sebagai berikut:

$$W = Q_2 - Q_1 \quad (2-1)$$

keterangan:

Q_1 : panas yang diserap dari Reservoir Dingin (*Low temperature region*)

Q_2 : panas yang diberikan ke Reservoir Panas (*High temperature region*)

W : kerja dari luar

2.8 Sifat Termodinamika

Suatu sifat termodinamika ialah setiap karakteristik atau ciri dari bahan yang diijaki secara kuantitatif, seperti suhu, tekanan, dan rapat massa. Sifat-sifat termodinamika yang utama dan penting dalam penelitian ini ialah :

7. **Suhu.** Suhu dari suatu bahan menyatakan keadaan termal dan kemampuannya untuk bertukar energi dengan bahan lain yang bersentuhan dengannya. Dengan kata lain bahan yang bersuhu tinggi dapat memberikan energinya kepada bahan lain yang bersuhu rendah. Suhu absolut (T) yaitu derajat diatas nol absolut yang dinyatakan dengan Kelvin (K), dimana $T = t^{\circ}\text{C} + 273$.

8. **Tekanan** . Tekanan (p) adalah gaya normal yang diberikan oleh suatu fluida persatuan luas permukaan benda yang terkena gaya tersebut. Tekanan absolut ialah ukuran tekanan diatas nol absolut. Sedangkan tekanan pengukuran adalah tekanan diukur dari nol tekanan pengukuran yang sama dengan tekanan 1 atmosfer absolut. Satuannya ialah Newton per luasan meter kuadrat atau $N.m^{-2}$ yang setara dengan 1 Pascal (Pa) sedangkan 1 atmosfer = 101.325 Pa.
9. **Rapat massa dan volume spesifik**. Rapat massa (ρ) ialah massa yang mengisi satu satuan volume sedangkan volume spesifik (v) ialah avolume yang diisi oleh satu satuan massa. Ntuk massa udara dengan tekanan 1 atmosfer dan suhu $25^{\circ}C$ memiliki rapat massa $1,2 kg.m^{-3}$.
10. **Kalor spesifik**. Kalor spesifik (c) dari suatu bahan adalah jumlah energi yang diperlukan untuk menaikkan suhu tiap satu satuan berat bahan tersebut sebesar $1^{\circ}Kelvin$. Dua besaran yang berkaitan pada kalor spesifik ialah c_p yaitu pada tekanan tetap dan c_v kalor spesifik pada volume tetap. Pada sistem refrigerasi kalor spesifik pada tekanan tetap banyak digunakan pada proses pemanasan dan pendinginan. Nilai pendekatan dari kalor spesifik dari beberapa bahan yang penting ialah sebagai berikut :

$$C_p = \left\{ \begin{array}{lll} 1.0 & kJ.kg^{-1}.K^{-1} & udara\ kering \\ 4.19 & kJ.kg^{-1}.K^{-1} & air \\ 1.88 & kJ.kg^{-1}.K^{-1} & uap\ air \end{array} \right\}$$

11. **Entalpi**. Suatu perubahan entalpi h dalam kJ/kg suatu bahan ialah jumlah kalor yang ditambahkan atau diambil per-satuan massa melalui proses tekanan konstan bahan tersebut. Sifat entalpi dapat juga menyatakan laju peminahan kalor untuk proses penguapan dan pengembunan. Dan persamaan dari hal tersebut ialah :

$$h = C_p \cdot T$$

$$q = (h) \cdot \dot{m} \quad (\text{Stoecker, 1996:16}) \quad (2-2)$$

12. **Entropi**. Entropi memiliki sifat yang hanya digunakan dalam hal khusus dan terbatas. Sifat dalam entropi dapat diterangkan berikut :

- Jika suatu gas atau uap ditekan atau diekspansikan tanpa gesekan dan tanpa bahan tersebut tetap.

- Dalam proses diatas, perubahan entalpi menyatakan jumlah kerja persatuan massa yang diperlukan oleh proses penekanan atau yang dilepaskan oleh proses ekspansi tersebut.

2.9 Mesin Pendingin

Menurut cara kerjanya mesin pendingin dapat dibedakan menjadi 2, yaitu:

2.4.3 Mesin pendingin dengan siklus kompresi uap

Mesin pendingin dengan siklus kompresi uap merupakan mesin yang banyak dipakai untuk aplikasi mesin pendingin. Pada siklus ini penyerapan panas dilakukan dalam evaporator dengan temperatur dan tekanan rendah. Didalam evaporator, refrigeran berubah dari fase cair menjadi fase gas, lalu masuk ke kompresor. Karena kerja kompresor, refrigeran menjadi gas yang bertemperatur dan bertekanan tinggi. Untuk melepaskan panas yang diserap oleh evaporator, refrigeran diembunkan didalam kondensor sehingga refrigeran menjadi cair. Sebelum refrigeran memasuki evaporator, refrigeran diekspansikan melalui katup ekspansi terlebih dahulu.

Pertimbangan pemilihan mesin pendingin siklus kompresi uap adalah:

- Konstruksinya sederhana
- Pengoperasiannya mudah dan tahan lama
- Bila terjadi kerusakan mudah diperbaiki

2.4.1.1 Bagian-bagian utama mesin pendingin kompresi uap

1. Unit Kompresor

Unit kompresor terdiri dari motor penggerak dan kompresor. Kompresor merupakan alat yang digunakan untuk memampatkan udara atau gas. Kompresor berperan untuk menghisap dan menekan refrigeran, sehingga refrigeran beredar dalam unit mesin refrigerasi. Untuk mengkompresikan dan memampatkan refrigeran yang berwujud uap jenuh kering dari evaporator menuju ke kondensor sehingga pada saat memasuki kondensor refrigeran tersebut berwujud uap panas lanjut. Proses ini berlangsung secara *adiabatic reversible* dalam istilah lainya disebut *isentropic*. Sedangkan motor penggerak berfungsi memutar kompresor itu sendiri.



Gambar 2.2 Kompresor

Sumber : Laboratorium Mesin Pendingin Universitas Brawijaya

2. Kondensor

Pada siklus refrigerasi, kondensor berfungsi melepaskan panas dari refrigeran yang dihisap pada evaporator secara *isobarik*. Pada kondensor terjadi perubahan fase refrigeran dari uap panas lanjut menjadi fase cair. Kondensor adalah satu dari dua buah alat pada sistem mesin pendingin yang merupakan sebuah *heat exchanger* (alat penukar kalor). Kondensor yang paling banyak digunakan adalah tipe tabung dan pipa (*shell and tube*).



Gambar 2.3 Kondensor

Sumber : Laboratorium Mesin Pendingin Universitas Brawijaya

3. Evaporator

Evaporator adalah alat penukar kalor yang memegang peranan penting pada sistem refrigerasi, yaitu mendinginkan media sekitarnya dengan cara menyerap kalor secara *isobarik*. Pada kebanyakan evaporator, refrigeran mendidih di dalam pipa-pipa dan mendinginkan fluida yang lewat di luar pipa tersebut.



Gambar 2.4 Evaporator

Sumber : Laboratorium Mesin Pendingin Universitas Brawijaya

4. Alat Ekspansi

Elemen dasar yang terakhir dalam daur refrigerasi kompresi uap yaitu alat ekspansi. Alat ekspansi ini memiliki dua kegunaan yaitu menurunkan tekanan refrigeran cair dan mengatur aliran refrigeran ke evaporator agar dapat menguap semua pada proses evaporasi. Selain itu terjadi penurunan suhu refrigeran dan kenaikan entropi refrigeran secara *isoenthalpi*. Dan terjadi perubahan fase refrigeran dari fase cair menjadi uap jenuh.

Jenis alat ekspansi yang paling populer untuk sistem refrigerasi berukuran sedang adalah katup ekspansi thermo-statik. Namun pengendaliannya tidak digerakkan oleh suhu didalam evaporator tetapi oleh besarnya panas lanjut gas hisap yang meninggalkan evaporator. Katup ekspansi panas lanjut mengatur laju aliran refrigeran cair yang besarnya sebanding dengan laju penguapan di dalam evaporator.

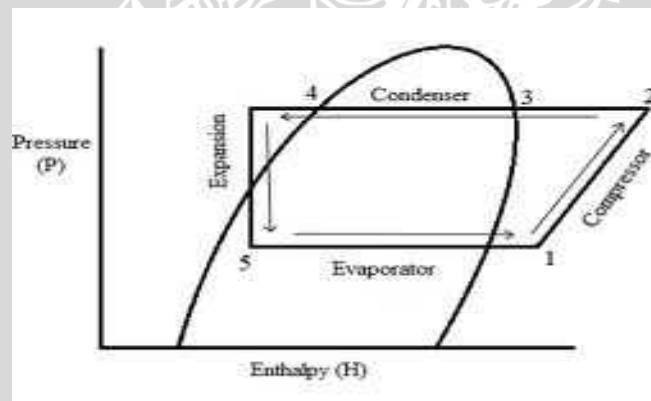


Gambar 2.5 Katup ekspansi

Sumber : Laboratorium Mesin Pendingin Universitas Brawijaya

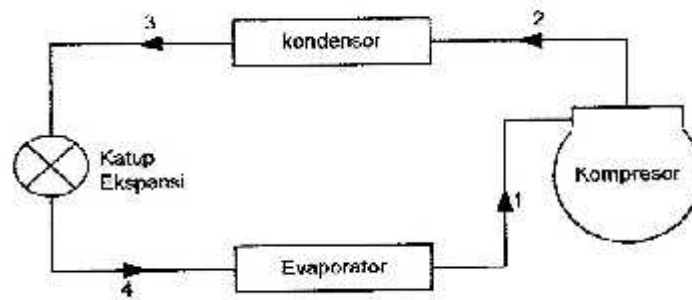
2.4.1.2 Siklus pada mesin pendingin kompresi uap

Siklus kompresi uap pada diagram tekanan-entalpi (p-h diagram) dan diagram skematik komponen mesin pendingin siklus kompresi uap dapat digambarkan sebagai berikut:



Gambar 2.6 tekanan-entalpi (p-h diagram)

Sumber: Stoecker dan Jones (1987: 187)



Gambar 2.7 diagram skematik komponen mesin pendingin siklus kompresi uap

Sumber: Stoecker dan Jones (1987: 187)

keterangan gambar:

- 1 – 2 : kompresi secara isentropik pada kompresor
- 2 – 3 : pelepasan kalor dan pengembunan secara isobarik pada kondensor
- 3 – 4 : ekspansi secara isoentalpi pada katup ekspansi
- 4 – 1 : penyerapan kalor dan penguapan secara isobarik pada evaporator

pada proses itu terjadi perubahan-perubahan, yaitu:

- a. Pada kompresor (1 – 2)
 - ❖ Tekanan, temperatur, dan entalpi naik
 - ❖ Perubahan fase dari uap jenuh kering menjadi uap panas lanjut
- b. Pada kondensor (2 – 3)
 - ❖ Tekanan konstan, temperatur dan entalpi turun
 - ❖ Terjadi perubahan fase dari uap panas lanjut menjadi cair
- c. Pada katup ekspansi (3 – 4)
 - ❖ Entalpi konstan, tekanan dan temperatur turun
 - ❖ Terjadi perubahan fase dari cair menjadi uap jenuh
- d. Pada evaporator (4 – 1)
 - ❖ Tekanan konstan, temperatur dan entalpi naik
 - ❖ Terjadi perubahan fase dari uap jenuh menjadi uap jenuh kering

➤ Kapasitas pendinginan

Kapasitas pendinginan adalah kemampuan mesin pendingin untuk menyerap kalor per satuan waktu, besarnya kapasitas pendinginan adalah:

$$Q_1 = \dot{m}_{ref} (h_1 - h_4) \quad (2-2)$$

➤ Daya kompresor

Daya kompresor adalah kerja kompresor per satuan waktu, besarnya daya kompresor adalah:

$$W = \dot{m}_{ref} (h_2 - h_1) \quad (2-3)$$

➤ Kapasitas pemanasan

Kapasitas pemanasan adalah kemampuan mesin pendingin untuk melepaskan kalor per satuan waktu, besarnya kapasitas pemanasan adalah:

$$Q_2 = \dot{m}_{ref} (h_2 - h_3) \quad (2-4)$$

➤ Koefisien Prestasi

Koefisien prestasi adalah ukuran efisiensi dari mesin pendingin yang dinyatakan sebagai berikut:

$$KP = \frac{Q_1}{W} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (2-5)$$

dimana:

h_1 = entalpi keluar evaporator [kJ/kg]

h_2 = entalpi masuk kondensor [kJ/kg]

h_3 = entalpi keluar kondensor [kJ/kg]

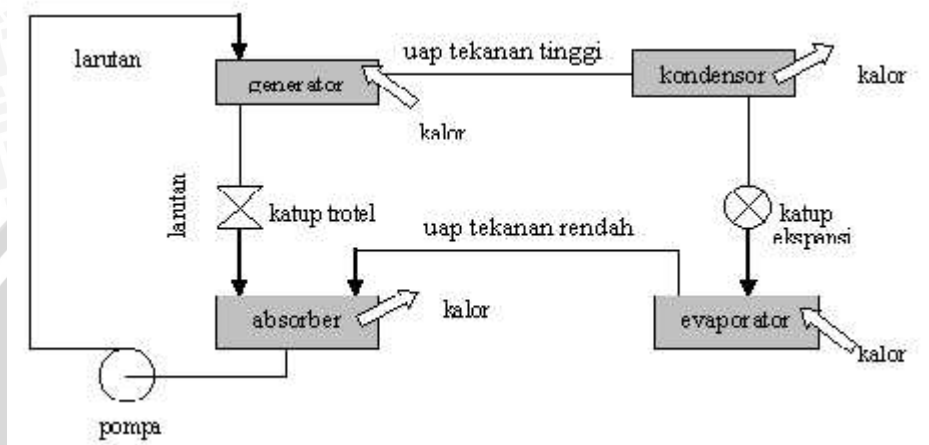
h_4 = entalpi masuk evaporator [kJ/kg]

\dot{m}_{ref} = laju aliran massa refrigeran [kg/det]

2.4.4 Mesin pendingin dengan siklus absorpsi

Dalam beberapa hal siklus absorpsi hampir sama dengan siklus kompresi uap. Uap tekanan rendah dari evaporator dapat ditransformasikan menjadi uap tekanan tinggi dan dialirkan ke kondensor. Pada siklus kompresi uap menggunakan

kompresor untuk keperluan tersebut, sedangkan pada siklus absorpsi menggunakan absorber, pompa, katup trotel dan generator untuk keperluan tersebut. Mesin pendingin absorpsi disebut juga sebagai mesin pendingin yang dioperasikan oleh kalor (*heat operated cycle*). Skema mesin pendingin absorpsi adalah sebagai berikut:



Gambar 2.8 diagram skematik komponen mesin pendingin siklus absorpsi

Sumber: Stoecker dan Jones (1987: 309)

2.10 Refrigeran

Refrigeran adalah fluida kerja dari mesin pendingin yang disirkulasikan untuk memindahkan panas dari media yang didinginkan kepada media penyerap panas. Untuk mesin pendingin siklus kompresi uap, refrigeran menyerap panas didalam evaporator pada temperatur dan tekanan rendah serta melepaskan panas pada kondensor pada tekanan dan temperatur tinggi.

Untuk setiap mesin pendingin, refrigeran yang digunakan berbeda-beda tergantung penggunaannya (kapasitas refrigerasi) ataupun jenis kompresornya. Kadang-kadang satu tipe refrigeran cocok untuk digunakan beberapa penggunaan.

- Domestic refrigerator : R-12, R-22
- Domestic food freezer : R-12, R-22, R-502

- Automobile air conditioning : R-12
- Home air conditioning : R-22, R-500
- Ship board air conditioning : R-11, R-12, R-22
- Frozen food delivery service : R-22
- Industrial process : R-11
- Public building air conditioning
 - Kapasitas rendah : R-12, R-22
 - Kapasitas medium : R-11, R-12, R-22
 - Kapasitas tinggi : R-11, R-12

Pemilihan jenis refrigeran yang digunakan pada mesin pendingin sudah ditentukan oleh pabrik dengan beberapa pertimbangan. Selain pertimbangan mengenai penggunaan atau kapasitas refrigerasi seperti yang telah dijelaskan diatas, juga harus dipertimbangkan jenis kompresor yang dipakai.

2.5.4 Klasifikasi refrigeran

Secara umum refrigeran dibedakan menjadi dua, yaitu:

3. Refrigeran primer

Merupakan fluida kerja yang utama, yaitu media pemindah panas yang disirkulasikan secara langsung melalui komponen-komponen utama mesin pendingin.

4. Refrigeran sekunder

Merupakan fluida kerja perantara, yaitu media pemindah panas dari refrigeran primer ke media lain atau lingkungan. Refrigeran sekunder yang umum digunakan adalah air dan brine.

Sedangkan refrigeran primer yang biasa digunakan dapat digolongkan menjadi:

e. Refrigeran halokarbon

Refrigeran halokarbon adalah refrigeran yang termasuk dalam kelompok yang mempunyai satu atau lebih dari salah satu atom halogen, yaitu: klorin, flourin,

dan bromin. Sistem penomoran dalam kelompok halokarbon mengikuti pola berikut:

- Angka pertama dari kanan adalah jumlah atom flourin dalam ikatan.
- Angka kedua dari kanan adalah jumlah atom hidrogen ditambah angka satu.
- Angka ketiga dari kanan adalah jumlah atom karbon dikurangi satu, bila angka ketiga berharga nol diperbolehkan.

Tabel 2.1 Beberapa refrigeran halokarbon

Ketentuan penomeran	Nama kimia	Rumus kimia
11	Trikloromonofluorometana	CCl_3F
12	Diklorodifluorometana	CCl_2F_2
13	Monoklorotrifluorometana	CClF_3
22	Monoklorodifluorometana	CHClF_2
40	Metil klorida	CH_3Cl
113	Triklorotrifluoroetana	$\text{CCl}_2\text{FCClF}_2$
114	Diklorotetrafluoroetana	$\text{CClF}_2\text{CClF}_2$

Sumber: Stoecker dan Jones (1987: 279)

Refrigeran halokarbon ini dalam perdagangan biasa disebut dengan nama freon, genetron, isotron dan lain-lain yang merupakan merk dari perusahaan yang membuatnya.

f. Refrigeran anorganik

Senyawa anorganik banyak dipakai sebagai refrigeran sebelum ditemukannya refrigeran halokarbon. Namun sampai saat ini masih dipergunakan meskipun dalam jumlah yang terbatas bila dibandingkan dengan pemakaian jenis freon.

Sistem penomeran refrigeran dalam kelompok ini mengikuti pola:

- Angka pertama dari kiri merupakan kode dari senyawa anorganik yaitu angka 7.
- Dua angka terakhir dari kiri menyatakan berat molekulnya.

Tabel 2.2 Beberapa refrigeran anorganik

Ketentuan penomeran	Nama kimia	Rumus kimia
717	Amonia	NH ₃
718	Air	H ₂ O
729	Udara	
744	Karbon dioksida	CO ₂
764	Sulfur dioksida	SO ₂

Sumber: Stoecker dan Jones (1987: 280)

g. Refrigeran hidrokarbon

Banyak senyawa hidrokarbon yang cocok digunakan sebagai refrigeran. Pemakaian refrigeran hidrokarbon ini yang paling banyak adalah untuk industri perminyakan dan industri kimia. Sistem penomeran kelompok refrigeran ini mengikuti pola yang sama pada kelompok refrigeran halokarbon.

Tabel 2.3 Beberapa refrigeran hidrokarbon

Ketentuan penomeran	Nama kimia	Rumus kimia
50	Metana	CH ₄
170	Etana	C ₂ H ₆
290	Propana	C ₃ H ₈

Sumber: Stoecker dan Jones (1987: 280)

h. Azeotop

Azeotrop adalah campuran dari beberapa refrigeran yang tidak dapat dipisahkan secara destilasi dan memiliki sifat yang berbeda dengan senyawa pembentuknya. Azeotrop menguap dan mengembun sebagai senyawa tunggal. Azeotrop yang banyak dikenal adalah refrigeran 502, yang merupakan campuran 48,8 % R-22 dan 51,2 % R-115.

2.5.5 Dasar Pemilihan Refrigeran

Didalam menentukan refrigeran yang akan digunakan, maka harus dilakukan pertimbangan terhadap beberapa sifat refrigeran, yaitu:

10. Tekanan penguapan harus cukup tinggi

Sebaiknya refrigeran menguap pada tekanan sedikit lebih tinggi dari tekanan atmosfer. Dengan demikian dapat dicegah terjadinya kebocoran udara luar masuk sistem refrigeran karena kemungkinan adanya vakum pada sisi masuk kompresor (bagian tekanan rendah).

11. Tekanan pengembunan yang tidak terlampaui tinggi

Apabila tekanan pengembunannya rendah, maka perbandingan kompresinya menjadi lebih rendah sehingga penurunan prestasi kompresor dapat dihindarkan. Selain itu dengan tekanan kerja yang lebih rendah, mesin dapat bekerja lebih aman karena kemungkinan terjadinya kebocoran, ledakan, dan sebagainya menjadi lebih kecil.

12. Kalor laten penguapan harus tinggi

Refrigeran yang memiliki kalor laten penguapan yang tinggi lebih menguntungkan karena untuk kapasitas refrigerasi yang sama, jumlah refrigeran yang bersirkulasi menjadi lebih kecil.

Kalor laten penguapan adalah jumlah energi yang dibutuhkan untuk menguapkan satu kilogram cairan jenuh pada temperatur atau tekanan tertentu.

13. Konduktivitas termal yang tinggi

Konduktivitas termal sangat penting untuk menentukan karakteristik perpindahan panas refrigeran.

14. Viskositas yang rendah dalam fase cair maupun fase gas

Dengan turunnya tahanan aliran refrigeran dalam pipa, kerugian tekanannya akan berkurang.

15. Refrigeran hendaknya tidak bereaksi dengan material yang dipakai

16. Refrigeran tidak boleh beracun dan berbau merangsang

17. Refrigeran tidak boleh mudah terbakar dan meledak

18. Harganya tidak mahal dan mudah diperoleh

2.5.6 *Liquefied Petroleum Gas (LPG)*

LPG adalah salah satu jenis refrigeran hidrokarbon yang merupakan campuran dari propana dan butana. LPG yang dijual di Indonesia memiliki konsentrasi 50% propana dan 50% butana. Sebagai refrigeran hidrokarbon maka LPG tidak mempunyai *Ozone Depleting Substance* (ODS) yaitu zat yang dapat menyebabkan kerusakan ozon. Dan juga tidak mempunyai potensi sebagai zat yang dapat menyebabkan efek pemanasan global karena tidak memiliki *Global Warming Potential* (GWP). Komponen LPG didominasi propana (C_3H_8) dan butana (C_4H_{10}). LPG juga mengandung hidrokarbon ringan lain dalam jumlah kecil, misalnya etana (C_2H_6) dan pentana (C_5H_{12}).

2.6 Hipotesa

Semakin besar debit dan kelembaban yang mengalir maka akan semakin besar beban pendinginan, sehingga COP akan meningkat.



BAB III METODOLOGI PENELITIAN

3.1. Metodologi Penelitian

Penelitian ini menggunakan metode eksperimental yaitu dengan melakukan pengamatan secara langsung untuk memperoleh data sebab akibat melalui eksperimen guna mendapatkan data empiris. Dalam hal ini obyek penelitian yang diamati adalah pengaruh gas *LPG* sebagai refrigerant alternatif terhadap unjuk kerja AC. Penelitian ini dilaksanakan di Laboratorium Mesin Pendingin, Jurusan Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Brawijaya.

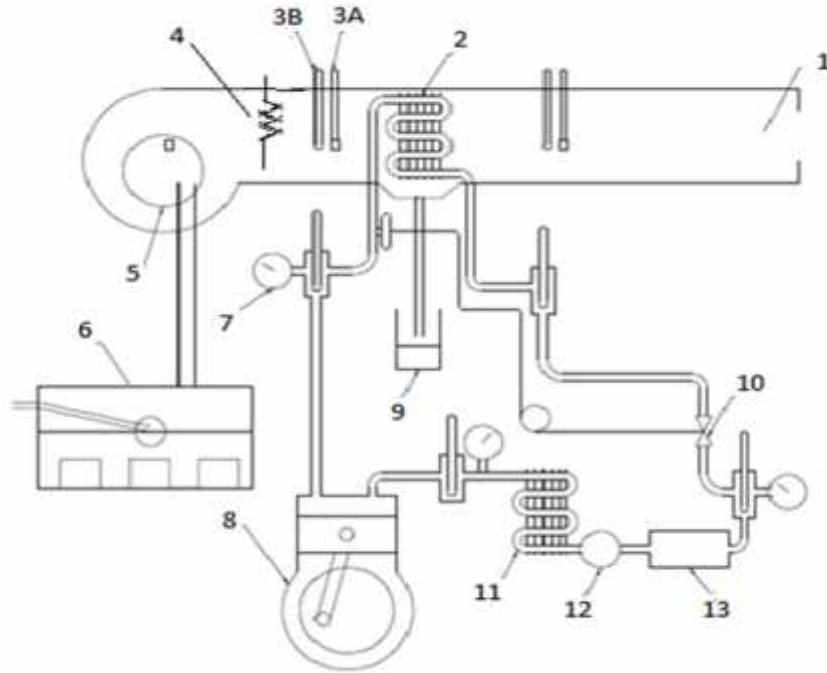
3.2 Variabel Penelitian

Variabel-variabel yang digunakan dalam penelitian ini antara lain:

1. Variabel bebas (*independent variabel*) adalah variabel yang besarnya ditentukan oleh peneliti dan harganya diubah-ubah dengan metode tertentu untuk mendapatkan nilai variabel terikat dari obyek penelitian sehingga diperoleh hubungan antara keduanya. Variabel bebas dalam penelitian ini adalah variasi kecepatan putaran blower pada evaporator dan variasi kelembaban. Adapun debit udara yang digunakan sebesar 3444 ; 3780 ; 4074 Liter/menit dan kelembaban udara sebesar 73 ; 77 ; 81%.
2. Variabel terikat (*dependent variabel*) adalah variabel yang nilainya tergantung dari variabel bebas dan diketahui setelah penelitian dilakukan. Variabel terikat yang diamati dalam penelitian ini adalah *COP* (*coeffisient of performance*) AC.

3.3 Instalasi alat penelitian

Dibawah ini merupakan instalasi alat yang digunakan pada penelitian yang ditunjukkan pada gambar 3.1 berikut:



Gambar 3.1. Skema instalasi penelitian

Keterangan:

- | | |
|-------------------|--------------------|
| 1. Duct | 8. Kompresor |
| 2. Evaporator | 9. Gelas ukur |
| 3. Termometer | 10. Katup ekspansi |
| 4. Heater | 11. Kondensor |
| 5. Blower | 12. Sight glass |
| 6. Boiler | 13. Filter drier |
| 7. Pressure gauge | |

Rangkaian dari instalasi AC terdiri dari empat komponen pokok, yaitu kompresor, kondensor, katup ekspansi dan evaporator. Refrigeran bersikulasi pada komponen tersebut akibat kerja yang diberikan pada kompresor. Pada evaporator refrigeran menguap pada temperatur rendah sehingga mampu menyerap kalor dari massa udara yang mengalir pada bagian tersebut.

Kecepatan alir massa udara bisa divariasikan dengan mengatur kecepatan dari *blower*, sehingga variasinya dapat dibaca (sesuai dengan tekanan) pada manometer dari alat ukur jenis *orifice*. Debit air kondensasi yang terbentuk di evaporator akan diukur dengan gelas ukur. Sedangkan temperatur diukur menggunakan termometer.

3.4 Alat-Alat yang Digunakan

1. AC mobil merk Kijang HFC-134a

a. Kompresor arus AC

Kompresor berfungsi untuk mengkompresikan refrigeran pada system pendingin, seperti pada gambar di bawah :

PANASONIC 2K 32S 225AUB

1120 WATT; 220 VOLT; 50 Hz



Gambar 3.2 Kompresor

Sumber : Laboratorium Mesin Pendingin Universitas Brawijaya

b. Kondensor

Kondensor berfungsi untuk melepas kalor refrigeran ke lingkungan.

Dimensi kondensor adalah 60cm x 30cm x 3cm, seperti pada gambar :



Gambar 3.3 Kondensor

Sumber : Laboratorium Mesin Pendingin Universitas Brawijaya

c. Katup Ekspansi

Katup ekspansi berfungsi untuk menurunkan tekanan dari kompresor hingga mencapai tekanan evaporasi. Katup ekspansi yang digunakan adalah katup ekspansi otomatis refrigeran R-22, seperti pada gambar :



Gambar 3.4 Katup ekspansi

Sumber : Laboratorium Mesin Pendingin Universitas Brawijaya

d. Evaporator

Evaporator berfungsi untuk menyerap panas atau untuk proses evaporasi. Dimensinya adalah 41cm x 10cm x 12cm, seperti pada gambar :



Gambar 3.5 Evaporator

Sumber : Laboratorium Mesin Pendingin Universitas Brawijaya

e. *Filter Drier*

Filter drier berfungsi untuk menyaring kotoran agar tidak menyumbat katup ekspansi seperti pada gambar :



Gambar 3.6 *Filter drier*

Sumber : Laboratorium Mesin Pendingin Universitas Brawijaya

f. *Blower*

Blower berfungsi untuk menghembuskan udara di dalam *duct*. Kecepatan yang digunakan 1000rpm dan dimensi tempat *blower* adalah 32cm x 14cm x 16cm, seperti pada gambar :



Gambar 3.7 *Blower*

Sumber : Laboratorium Mesin Pendingin Universitas Brawijaya

2. Ruang penyekat (*duct*)

Agar waktu yang dibutuhkan untuk pendingin ruangan lebih cepat maka perlunya ruangan terbatas. Ruang dibuat dari *acrylic* tebal 5mm.

Dimensi *duct* adalah 80cm x 34cm x 12cm, seperti pada gambar :



Gambar 3.8 Ruang penyekat

Sumber : Laboratorium Mesin Pendingin Universitas Brawijaya

3. Mesin vakum refrigeran

Berfungsi untuk mengkosongkan refrigeran yang berada dalam sistem mesin pendingin.



Gambar 3.9 Mesin vakum refrigeran

Sumber : Laboratorium Mesin Pendingin Universitas Brawijaya

4. *Manifold*

Berfungsi untuk mengetahui tekanan rendah dan tinggi dalam pengisian refrigeran.



Gambar 3.10 *Manifold*

Sumber : Laboratorium Mesin Pendingin Universitas Brawijaya

5. Timbangan refrigeran

Berfungsi untuk mengetahui massa gas yang diisikan ke dalam instalasi.

Type : 9010A *Simline Electronic Scale*

Range : 0,000 kg to 55,000 kg

Accuracy : +/- 0,5% of reading +/- 1 digit

Weight : 2,79 kg

Dimension : 38,7 x 26,7 x 6,35 cm



Gambar 3.11 Timbangan refrigeran

Sumber : Laboratorium Mesin Pendingin Universitas Brawijaya

6. *Regulator high pressure*

Berfungsi untuk mengalirkan gas dari tabung LPG.



Gambar 3.12 *Regulator high pressure*

Sumber : Laboratorium Mesin Pendingin Universitas Brawijaya

7. Tabung LPG 12 kg



Gambar 3.13 LPG 12kg

Sumber : Laboratorium Mesin Pendingin Universitas Brawijaya

8. Alat ukur sebagai berikut :

a. Pengukur tekanan (*pressure gauge*)

Pengukur tekanan berfungsi untuk mengukur tekanan refrigeran pada instalasi AC mobil, seperti pada gambar :



Gambar 3.14 *Pressure gauge*

Sumber : Laboratorium Mesin Pendingin Universitas Brawijaya

b. Termometer

Termometer berfungsi untuk mengukur suhu pada *duct* dan suhu refrigeran pada operasi mesin AC, seperti pada gambar :



Gambar 3.15 Termometer

Sumber : Laboratorium Mesin Pendingin Universitas Brawijaya

c. *Stopwatch*

Stopwatch berfungsi untuk menghitung waktu pada saat pengambilan data, seperti pada gambar :



Gambar 3.16 *Stopwatch*

Sumber : Laboratorium Mesin Pendingin Universitas Brawijaya

3.5 Tempat Penelitian

Pengambilan data akan dilakukan di Laboratorium Mesin Pendingin Jurusan Mesin Fakultas Teknik universitas Brawijaya.

3.6 Prosedur Pelaksanaan Penelitian

Prosedur pelaksanaan dibagi menjadi 4 tahap untuk mendapatkan data yang akurat dan logis. Adapun tahapannya sebagai berikut :

1. Persiapan :

Instalasi dan seluruh alat ukur telah dipersiapkan untuk melaksanakan percobaan dan pengambilan data.

2. Menjalankan instalasi :

- Saklar induk dipasang pada posisi (I) dengan *regavolt* pada posisi 0%.
- Regavolt* diatur supaya ada aliran udara melalui evaporator dengan tujuan membebani dengan mengatur posisi *regavolt* sesuai variasi data.
- Saklar kompresor dinyalakan sehingga instalasi berjalan dan terjadi siklus refrigeran. Instalasi dibiarkan beroperasi sampai terbentuk air pada evaporator yang ditampung dalam gelas ukur.

- d. Atur pembebanan *air flow duct* dengan menggunakan saklar dari semua komponen pelengkap (*boiler, preheater dan regavolt*). Posisinya disesuaikan dengan kombinasi dari variasi data yang ditentukan.
3. Pengambilan data meliputi :
 - 4 Mencatat tunjukkan dari termometer gabungan $T_1 ; T_2 ; T_3 ; T_4$; tekanan manometer (P_d) pada *orifice* serta debit kondensasi yang terbentuk di gelas penampungair kondensat. Ini dilaksanakan pada posisi *regavolt* yang divariasikan: 45, 50, 55, 60, 65 RV serta *LPG* yang digunakan adalah 10:90; 15:85; 20:80 %.
 4. Menghentikan operasi :
 - a. Semua saklar dari komponen-komponen pelengkap dimatikan.
 - b. Kompresor dimatikan
 - c. *Regavolt* diturunkan posisinya secara steady sampai posisi 0%
 - d. Matikan saklar induk
 - e. Cabut steaker dari power supply

3.7 Rencana Pengambilan Data

Dalam penelitian ini akan dilakukan pengambilan data empirik, yaitu pengukuran temperatur udara basah dan kering yang masuk ke evaporator. Serta temperatur udara basah dan kering yang keluar dari evaporator. Menghitung debit air kondensat yang tertampung dalam gelas ukur. Serta mengukur tekanan yang ditimbulkan dengan manometer. Semua pengukuran tersebut dilakukan untuk tiap-tiap variasi kecepatan putar blower dalam satuan RV sebagai variabel bebasnya dan juga variasi *LPG* sebagai variabel terkontrolnya.

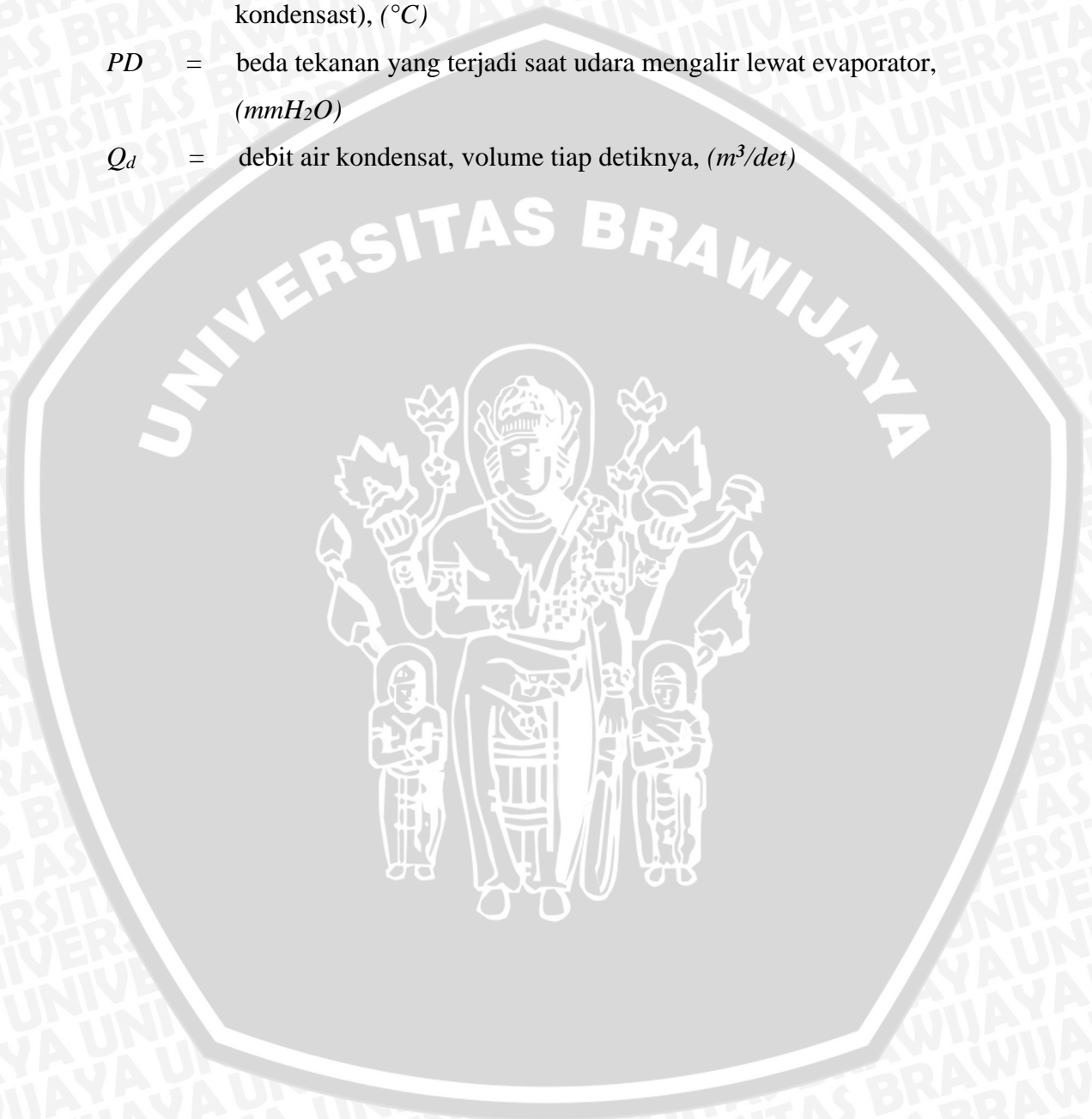
Tabel 3.1 Contoh data empirik dengan 5 variasi putaran blower dan 3 variasi perubahan panjang katup ekspansi (x)

Debit Udara (RV)	T_{DB} (°C)	T_{WB} (°C)	T_{DC} (°C)	T_{WC} (°C)	T_{CON} (°C)	PD (mmH ₂ O)	Q_d (m ³ /det)
30							
35							
40							
45							

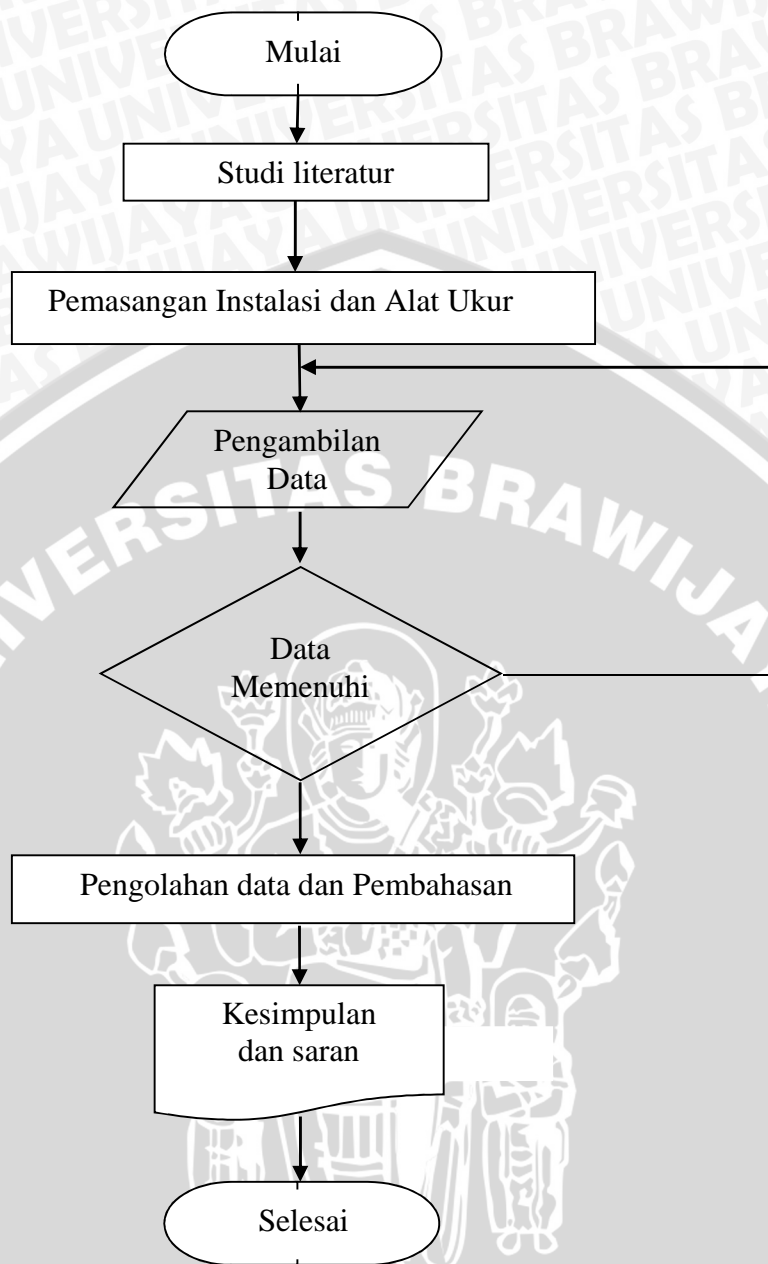
Dimana :

RV = Satuan kecepatan blower yang dihasilkan oleh alat penelitian (RV)

- T_{DB} = temperatur udara kering sebelum ke evaporator, ($^{\circ}C$)
- T_{WB} = temperatur udara basah sebelum ke evaporator, ($^{\circ}C$)
- T_{DC} = temperatur udara kering setelah dari evaporator, ($^{\circ}C$)
- T_{WC} = temperatur udara basah setelah dari evaporator, ($^{\circ}C$)
- T_{CON} = temperatur air hasil pengembunan dari evaporator (temperatur air kondensast), ($^{\circ}C$)
- PD = beda tekanan yang terjadi saat udara mengalir lewat evaporator, (mmH_2O)
- Q_d = debit air kondensat, volume tiap detiknya, (m^3/det)



3.8 Diagram Alir Proses Penelitian



Gambar 3.17 Diagram Alir Penelitian

BAB IV

HASIL DAN PEMBAHASAN

4.1. Analisa Data

4.1.1 Data Hasil Penelitian

Pada saat melakukan pengambilan data, tekanan atmosfer sebesar 96,392 kPa. Adapun variasi yang digunakan saat pengambilan data adalah variasi debit udara sebelum memasuki evaporator sebesar 3444 ; 3780 ; 4074 liter/menit dan variasi kelembaban udara sebelum memasuki evaporator sebesar 73 ; 77 ; 81 %. Dan data-data yang diperoleh adalah sebagai berikut :

Tabel 4.1 Data hasil pengujian dengan variasi debit udara

Debit Udara (liter/menit)	Waktu (menit)	T_{DA} (°C)	T_{WA} (°C)	T_{DB} (°C)	T_{WB} (°C)	T_1 (°C)	T_2 (°C)	T_3 (°C)	T_4 (°C)	P_1 (kPa)	P_3 (kPa)
3444	5	27	26,5	13	12	8,45	47,75	35,55	6,5	340	900
3780	5	28	27	16,5	14,5	13,8	54,5	38,8	11	425	1150
4074	5	28,5	27,5	19,5	17,5	17,25	61,05	41,85	13,6	470	1500

Tabel 4.2 Data hasil pengujian dengan variasi kelembaban udara

Kelembaban Udara (%)	Waktu (menit)	T_{DA} (°C)	T_{WA} (°C)	T_{DB} (°C)	T_{WB} (°C)	T_1 (°C)	T_2 (°C)	T_3 (°C)	T_4 (°C)	P_1 (kPa)	P_3 (kPa)
73	5	35,5	32	20,5	19,5	16,45	51,75	42	13,85	470	1155
77	5	36	33	21	20	18,65	59,9	43,45	15,45	505	1195
81	5	36,5	34	25	23,5	22	67,25	44,75	18,4	535	1237,5

dimana :

T_{DA} = temperatur udara kering sebelum masuk ke evaporator (°C)

T_{WA} = temperatur udara basah sebelum masuk ke evaporator (°C)

T_{DB} = temperatur udara kering setelah keluar dari evaporator (°C)

T_{WB} = temperatur udara basah setelah keluar dari evaporator (°C)

T_1 = temperatur refrigeran setelah keluar dari evaporator (°C)

T_2 = temperatur refrigeran setelah keluar dari kompresor (°C)

T_3 = temperatur refrigeran setelah keluar dari kondensor (°C)

T_4 = temperatur refrigeran sebelum masuk ke evaporator (°C)

P_1 = tekanan refrigeran setelah keluar dari evaporator (kPa)

P_3 = tekanan refrigeran setelah keluar dari kondensor (kPa)

4.1.2 Perhitungan Data

Perhitungan data dilakukan untuk mencari nilai dari besaran-besaran yang diperlukan guna menentukan unjuk kerja dari mesin pendingin. Pada perhitungan data ini akan ditunjukkan data dari hasil penelitian dengan variasi debit 3444 liter/menit, dimana data yang dicantumkan merupakan hasil rata-rata dari 2 kali pengambilan data.

- a. Temperatur udara kering sebelum masuk ke evaporator, $T_{DA} = 27^{\circ}\text{C}$
- b. Temperatur udara basah sebelum masuk ke evaporator, $T_{WA} = 26,5^{\circ}\text{C}$
- c. Temperatur udara kering setelah keluar dari evaporator, $T_{DB} = 13^{\circ}\text{C}$
- d. Temperatur udara basah setelah keluar dari evaporator, $T_{WB} = 12^{\circ}\text{C}$
- e. Temperatur refrigeran setelah keluar dari evaporator, $T_1 = 8,45^{\circ}\text{C}$
- f. Temperatur refrigeran setelah keluar dari kompresor, $T_2 = 47,75^{\circ}\text{C}$
- g. Temperatur refrigeran setelah keluar dari kondensor, $T_3 = 35,5^{\circ}\text{C}$
- h. Temperatur refrigeran sebelum masuk ke evaporator, $T_4 = 6,5^{\circ}\text{C}$
- i. Tekanan refrigeran setelah keluar dari evaporator, $P_1 = 340 \text{ kPa}$
- j. Tekanan refrigeran setelah keluar dari kondensor, $P_3 = 900 \text{ kPa}$
- k. Tekanan atmosfer saat pengambilan data, $P_{am} = 96,392 \text{ kPa}$

Proses perhitungan :

1. Perhitungan entalpi udara

diketahui :

$$T_{DA} = 27^{\circ}\text{C}$$

$$T_{WA} = 26,5^{\circ}\text{C}$$

$$T_{DB} = 13^{\circ}\text{C}$$

$$T_{WB} = 12^{\circ}\text{C}$$



Entalpi udara dapat dicari dengan menggunakan diagram psikrometri dengan menggunakan termometer bola basah dan termometer bola kering, sehingga didapatkan entalpi udara :

$$h_A = 101,56 \text{ kJ/kg}$$

$$h_B = 52,335 \text{ kJ/kg}$$

$$\begin{aligned} q_{1(\text{udara})} &= 101,56 \text{ kJ/kg} - 52,335 \text{ kJ/kg} \\ &= 49,225 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

dengan :

$$h_A = \text{entalpi udara sebelum masuk ke evaporator (kJ/kg)}$$

$$h_B = \text{entalpi udara setelah keluar dari evaporator (kJ/kg)}$$

$$q_{1(\text{udara})} = \text{entalpi udara yang diserap oleh refrigeran (kJ/kg)}$$

Tabel 4.3 Entalpi udara dari hasil pengujian dengan variasi debit udara

Debit Udara (liter/menit)	h _A (kJ/kg)	h _B (kJ/kg)	q _{1(udara)} (kJ/kg)
3444	101,56	52,335	49,225
3780	103,212	58,15	45,062
4074	105,19	66,291	38,899

Tabel 4.4 Entalpi udara dari hasil pengujian dengan variasi kelembaban udara

Kelembaban Udara (%)	h _A (kJ/kg)	h _B (kJ/kg)	q _{1(udara)} (kJ/kg)
73	129,159	74,432	54,727
77	130,441	75,8276	54,6134
81	138,3988	88,388	50,0108

- Perhitungan massa alir udara setelah keluar dari evaporator (\dot{m}_B).

Untuk menghitung laju alir massa yang mengalir di *duct* digunakan persamaan berikut :

$$\dot{m}_B = \frac{A \cdot v}{V_B}$$

dengan :

- \dot{m}_B = massa alir udara setelah keluar dari evaporator (kg/s)
- A = luas penampang *duct* (m²)
- v = kecepatan udara yang mengalir di *duct* (m/s)
- V_B = volume spesifik udara setelah keluar dari evaporator (m³/kg)

diketahui :

$$A = 0,00502 \text{ m}^2$$

$$v = 11,43 \text{ m/s}$$

$V_B = 0,822827 \text{ m}^3/\text{kg}$, didapat dari diagram psikrometri udara dengan T_{DB} dan T_{WB} sebagai acuan

maka :

$$B = \frac{0,0 \times 1,4}{0,8}$$

$$= 0,069739 \text{ kg/s}$$

3. Perhitungan massa alir air kondensasi (\dot{m}_{con})

Untuk menghitung massa alir dari air kondensasi digunakan persamaan berikut:

$$\dot{m}_{con} = \frac{Q_{con}}{V_{con}}$$

dengan :

\dot{m}_{con} = massa alir air kondensasi (kg/s)

Q_{con} = debit air kondensasi (m^3/s)

V_{con} = volume spesifik air kondensasi (m^3/kg)

diketahui :

$$T_{con} = 24^\circ\text{C}$$

$$Q_{con} = 65 \text{ ml/menit}$$

$V_{con} = 0,0010028 \text{ m}^3/\text{kg}$, didapat dari tabel properti H_2O dengan T_{con} sebagai acuan

maka :

$$\dot{m}_{con} = \frac{0,065 \text{ m}^3/\text{s}}{0,0010028 \text{ m}^3/\text{kg}}$$

$$= 0,000216062 \text{ kg/s}$$

4. Perhitungan massa alir udara sebelum memasuki evaporator (A).

Untuk menghitung massa alir udara sebelum memasuki evaporator digunakan persamaan berikut :

$$A = B + \dot{m}_{con}$$

dengan :

A = massa alir udara sebelum memasuki evaporator (kg/s)

B = massa alir udara setelah keluar dari evaporator (kg/s)

con = massa alir air kondensasi (kg/s)

diketahui :

B = 0,069739 kg/s

con = 0,000216062 kg/s

maka :

A = 0,069739 + 0,000216062

= 0,06696 kg/s

Tabel 4.5 Massa alir udara pada pengujian dengan variasi debit udara

Debit Udara (liter/menit)	A (kg/s)	B (kg/s)	con (kg/s)
3444	0,069955	0,069739	0,000216062
3780	0,076039	0,075706	0,000332369
4074	0,080824	0,080441	0,000382111

Tabel 4.6 Massa alir udara pada pengujian dengan variasi kelembaban udara

Kelembaban Udara (%)	A (kg/s)	B (kg/s)	con (kg/s)
73	0,077342	0,077059	0,000282401
77	0,077143	0,076777	0,000365461
81	0,075991	0,075559	0,000431779

5. Perhitungan entalpi campuran

Refrigeran LPG merupakan campuran dari dua komponen, yaitu propana dan butana. Karena itu, untuk menentukan nilai entalpi dari refrigeran LPG digunakan rumus entalpi campuran, seperti pada persamaan berikut :

$$h_m = \sum_{i=1}^K m_i h_i \quad (\text{kJ/kg})$$

dengan :

- h_m = entalpi refrigeran campuran (kJ/kg)
 h_i = entalpi zat yang dicampur (kJ/kg)
 m_i = fraksi massa campuran

a. Nilai mol dari masing-masing komponen LPG

Diketahui :

Massa refrigeran LPG = 300 gram

LPG memiliki kandungan propana-butana (50:50%)

Untuk mencari nilai mol dari suatu komponen digunakan persamaan berikut:

$$M = \frac{m}{M}$$

dengan :

m = massa komponen (gram)

M_r = molekul relatif komponen

- Propana (C_3H_8) = 50% ; $M_r = 44$; massa = 150 gram

$$\text{Mol propana} = \frac{1}{4} = 3,409$$

- Butana (C_4H_{10}) = 50% ; $M_r = 58$; massa = 150 gram

$$\text{Mol butana} = \frac{1}{5} = 2,586$$

- Mol campuran

$$\text{Mol campuran} = 3,409 + 2,586 = 5,995$$

b. Tekanan absolut (P_{absolut})

Tekanan atmosfer saat pengambilan data = 96,392 kPa

- $P_{1(\text{absolut})} = P_1 + P_{\text{atmosfer}}$

$$= 340 \text{ kPa} + 96,392 \text{ kPa}$$

$$= 436,392 \text{ kPa}$$

- $P_{3(\text{absolut})} = P_3 + P_{\text{atmosfer}}$

$$= 900 \text{ kPa} + 96,392 \text{ kPa}$$

$$= 996,392 \text{ kPa}$$

c. Tekanan parsial refrigeran setelah keluar dari evaporator ($P_{1(\text{parsial})}$)

Untuk menentukan nilai dari tekanan parsial dari suatu komponen digunakan persamaan sebagai berikut :

$$\frac{P_p}{P_{\text{total}}} = \frac{m \cdot k_i}{m \cdot c_i}$$

dengan :

P_{parsial} = tekanan parsial suatu komponen (kPa)

P_{absolut} = tekanan absolut (kPa)

- Tekanan parsial propana

$$P_{1(\text{parsial})} = \frac{3,4}{5,9} \times 436,392 = 248,132 \text{ kPa}$$

- Tekanan parsial butana

$$P_{1(\text{parsial})} = \frac{2,5}{5,9} \times 436,392 = 188,260 \text{ kPa}$$

d. Tekanan parsial refrigeran setelah keluar dari kondensor ($P_{3(\text{parsial})}$)

- Tekanan parsial propana

$$P_{3(\text{parsial})} = \frac{3,4}{5,9} \times 996,392 = 566,548 \text{ kPa}$$

- Tekanan parsial butana

$$P_{3(\text{parsial})} = \frac{2,5}{5,9} \times 996,392 = 429,844 \text{ kPa}$$

Tabel 4.7 Tekanan parsial komponen LPG pada pengujian dengan variasi debit udara

Debit Udara (liter/menit)	Tekanan Refrigeran (kPa)			
	Propana		Butana	
	P1(parsial)	P3(parsial)	P1(parsial)	P3(parsial)
3444	248,132	566,548	188,260	429,844
3780	296,463	708,698	224,929	537,694
4074	322,050	907,708	244,342	688,684

Tabel 4.8 Tekanan parsial komponen LPG pada pengujian dengan variasi kelembaban udara

Kelembaban Udara (%)	Tekanan Refrigeran (kPa)			
	Propana		Butana	
	P ₁ (parsial)	P ₃ (parsial)	P ₁ (parsial)	P ₃ (parsial)
73	322,050	711,541	244,342	539,851
77	341,951	734,285	259,441	557,107
81	359,009	758,451	272,383	575,441

e. Nilai entalpi campuran

Dengan memasukkan nilai tekanan parsial disetiap titik ke dalam diagram tekanan-entalpi (P-h) dari masing-masing komponen, maka didapatkan nilai entalpi sebagai berikut :

- Di titik 1 (setelah keluar dari evaporator)

$$h_{\text{propana}} = 595 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{\text{butana}} = 603 \text{ kJ/kg}$$

- Di titik 2 (setelah keluar dari kompresor)

$$h_{\text{propana}} = 660 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{\text{butana}} = 650 \text{ kJ/kg}$$

- Di titik 3 (setelah keluar dari kondensor)

$$h_{\text{propana}} = 212 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{\text{butana}} = 310 \text{ kJ/kg}$$

- Di titik 4 (setelah keluar dari katup ekspansi)

Pada katup ekspansi terjadi penurunan tekanan dan temperatur secara isoentalpi, sehingga besarnya nilai entalpi pada titik 3 dan 4 adalah sama.

$$h_3 = h_4$$

Tabel 4.9 Entalpi propana dan butana pada pengujian dengan variasi debit udara

Debit Udara (liter/menit)	Entalpi Refrigeran (kJ/kg)							
	Propana				Butana			
	h1	h2	h3	h4	h1	h2	h3	h4
3444	595	660	212	212	603	650	310	310
3780	610	678	237	237	612	664	330	330
4074	613	684	258	258	618	677	358	358

Tabel 4.10 Entalpi propana dan butana pada pengujian dengan variasi kelembaban udara

Kelembaban Udara (%)	Entalpi Refrigeran (kJ/kg)							
	Propana				Butana			
	h ₁	h ₂	h ₃	h ₄	h ₁	h ₂	h ₃	h ₄
73	609	655	228	228	615	650	325	325
77	612	675	233	233	618	669	330	330
81	618	685	244	244	620	682	335	335

Dengan menggunakan persamaan 4-1, nilai entalpi LPG dapat dihitung seperti berikut :

$$h_{1(LPG)} = (0,5 \times 595) + (0,5 \times 603) = 599 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{2(LPG)} = (0,5 \times 660) + (0,5 \times 650) = 655 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{3(LPG)} = (0,5 \times 212) + (0,5 \times 310) = 261 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{4(LPG)} = 261 \text{ kJ/kg}$$

Tabel 4.11 Entalpi refrigeran LPG pada pengujian dengan variasi debit udara

Debit Udara (m ³ /detik)	Entalpi Campuran (kJ/kg)			
	h ₁	h ₂	h ₃	h ₄
0,0574	599	655	261	261
0,063	611	671	283,5	283,5
0,0679	615,5	680,5	308	308

Tabel 4.12 Entalpi refrigeran LPG pada pengujian dengan variasi kelembaban udara

Kelembaban Udara (%)	Entalpi Campuran (kJ/kg)			
	h ₁	h ₂	h ₃	h ₄
73	612	652,5	276,5	276,5
77	615	672	281,5	281,5
81	619	683,5	289,5	289,5

6. Perhitungan efek refrigerasi

$$q_1 = h_1 - h_4$$

dengan :

$$q_1 = \text{efek refrigerasi} \quad (\text{kJ/kg})$$

$$h_1 = \text{entalpi refrigeran setelah keluar evaporator} \quad (\text{kJ/kg})$$

$$h_4 = \text{entalpi refrigeran sebelum masuk evaporator} \quad (\text{kJ/kg})$$

diketahui :

$$h_1 = 599 \text{ kJ/kg}$$

$$h_4 = 261 \text{ kJ/kg}$$

sehingga efek refrigerasi :

$$q_1 = 599 \text{ kJ/kg} - 261 \text{ kJ/kg}$$

$$= 338 \text{ kJ/kg}$$

7. Perhitungan kerja kompresi

$$w = h_2 - h_1$$

dengan :

$$w = \text{kerja kompresi} \quad (\text{kJ/kg})$$

$$h_2 = \text{entalpi refrigeran setelah keluar kompresor} \quad (\text{kJ/kg})$$

$$h_1 = \text{entalpi refrigeran sebelum masuk kompresor} \quad (\text{kJ/kg})$$

diketahui :

$$h_2 = 655 \text{ kJ/kg}$$

$$h_1 = 599 \text{ kJ/kg}$$

sehingga kerja kompresi :

$$w = 655 \text{ kJ/kg} - 599 \text{ kJ/kg}$$

$$= 56 \text{ kJ/kg}$$

8. Perhitungan massa alir refrigeran (\dot{m}_{ref})

$$\dot{m}_{ref} = \frac{W_{cc}}{w}$$

dengan :

$$\dot{m}_{ref} = \text{massa alir refrigeran} \quad (\text{kg/s})$$

$$W_{comp} = \text{daya kompresor} \quad (\text{kW})$$

$$w = \text{kerja kompresi} \quad (\text{kJ/kg})$$

diketahui :

$$W_{comp} = 1,120 \text{ kW} \times 80\% = 0,896 \text{ kW}$$

$$w = 56 \text{ kJ/kg}$$

maka :

$$\begin{aligned}\dot{m}_r &= \frac{0,8}{5} \\ &= 0,016 \text{ kg/s}\end{aligned}$$

Tabel 4.13 Massa alir refrigeran pada pengujian dengan variasi debit udara

Debit Udara (liter/menit)	mref (kJ/kg)
3444	0,016
3780	0,014933
4074	0,013785

Tabel 4.14 Massa alir refrigeran pada pengujian dengan variasi kelembaban udara

Kelembaban Udara (%)	\dot{m}_{ref} (kg/s)
73	0,02212346
77	0,0157193
81	0,01389147

9. Perhitungan kapasitas refrigerasi teoritis ($Q_{ref\text{teoritis}}$)

Untuk menghitung $Q_{ref\text{teoritis}}$ digunakan persamaan berikut :

$$Q_{ref\text{teoritis}} = \dot{m}_r (h_1 - h_4)$$

dengan :

$Q_{ref\text{teoritis}}$ = kapasitas refrigerasi teoritis (kW)

\dot{m}_{ref} = massa alir refrigeran (kg/s)

h_1 = entalpi refrigeran setelah keluar evaporator (kJ/kg)

h_4 = entalpi refrigeran sebelum masuk evaporator (kJ/kg)

diketahui :

$$\dot{m}_{ref} = 0,016 \text{ kg/s}$$

$$h_1 = 599 \text{ kJ/kg}$$

$$h_4 = 261 \text{ kJ/kg}$$

maka :

$$\begin{aligned}Q_{ref\text{teoritis}} &= 0,016 \times (599 - 261) \\ &= 5,376 \text{ kW}\end{aligned}$$

10. Perhitungan koefisien prestasi ideal (COP_{ideal})

$$COP_{ideal} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \text{ atau } COP_{ideal} = \frac{q_1}{w}$$

diketahui :

$$q_1 = 338 \text{ kJ/kg}$$

$$w = 56 \text{ kJ/kg}$$

sehingga koefisien prestasi :

$$\begin{aligned} COP_{ideal} &= \frac{338}{56} \\ &= 6,03 \end{aligned}$$

11. Perhitungan kapasitas refrigerasi aktual ($Q_{refaktual}$)

Untuk menghitung $Q_{refaktual}$ digunakan persamaan berikut :

$$Q_{refaktual} = \dot{m}_A \cdot h_A - (\dot{m}_B \cdot h_B + \dot{m}_{con} \cdot h_{con})$$

dengan :

$Q_{refaktual}$ = kapasitas refrigerasi aktual (kW)

\dot{m}_A = massa alir udara sebelum memasuki evaporator (kg/s)

h_A = entalpi udara sebelum masuk ke evaporator (kJ/kg)

\dot{m}_B = massa alir udara setelah keluar dari evaporator (kg/s)

h_B = entalpi udara setelah keluar dari evaporator (kJ/kg)

\dot{m}_{con} = massa alir air kondensasi (kg/s)

h_{con} = entalpi air kondensasi (kJ/kg)

diketahui :

$$\dot{m}_A = 0,06996 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_B = 0,069739 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_{con} = 0,000216062 \text{ kg/s}$$

$$h_A = 101,56 \text{ kJ/kg}$$

$$h_B = 52,335 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{con} = 100,646 \text{ kJ/kg, didapat dari tabel properti H}_2\text{O dengan } T_{con} \text{ sebagai acuan}$$

maka :

$$Q_{refaktual} = 0,06996 \times 101,56 - ((0,069739 \times 52,335) + (0,000216062 \times 100,646))$$

$$= 3,433 \text{ kW}$$

12. Perhitungan koefisien prestasi aktual (COP_{aktual})

Untuk menghitung COP_{aktual} digunakan persamaan 4-8 berikut :

$$COP_{aktual} = \frac{Q_{ref}}{W_{comp}}$$

dengan :

Q_{ref} = beban pendinginan aktual (kW)

W_{comp} = daya kompresor (kW)

diketahui :

$$Q_{ref} = 3,433 \text{ kW}$$

$$W_{comp} = 1,120 \text{ kW} \times 80\% = 0,896 \text{ kW}$$

maka :

$$COP_{aktual} = \frac{3,4}{0,8}$$

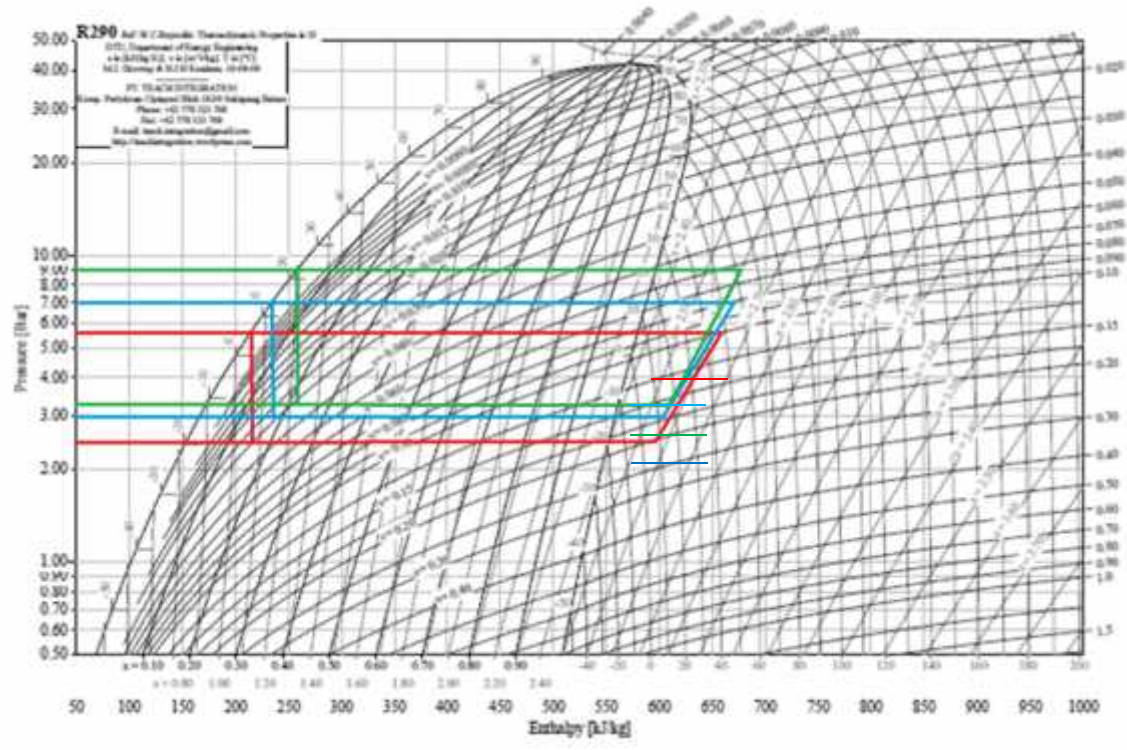
$$= 4,25$$

4.1.3 Data Hasil Perhitungan

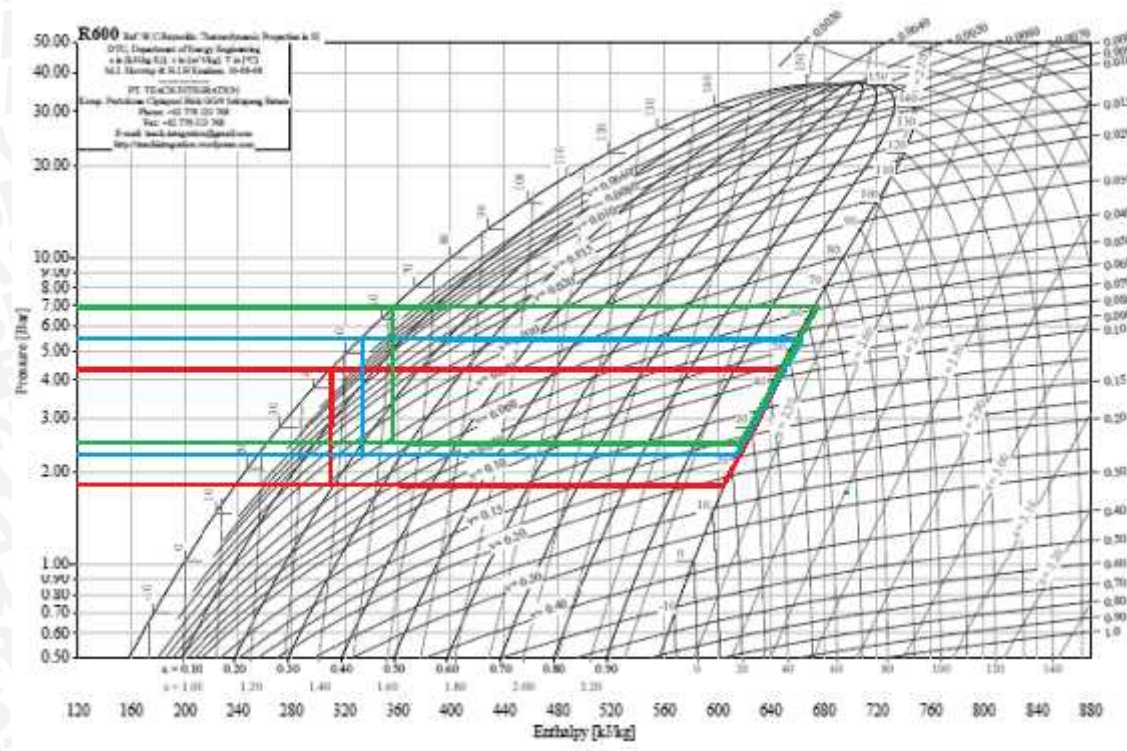
Data hasil perhitungan selengkapnya ditunjukkan pada tabel data hasil perhitungan di lampiran 1.

4.2. Hasil dan Pembahasan

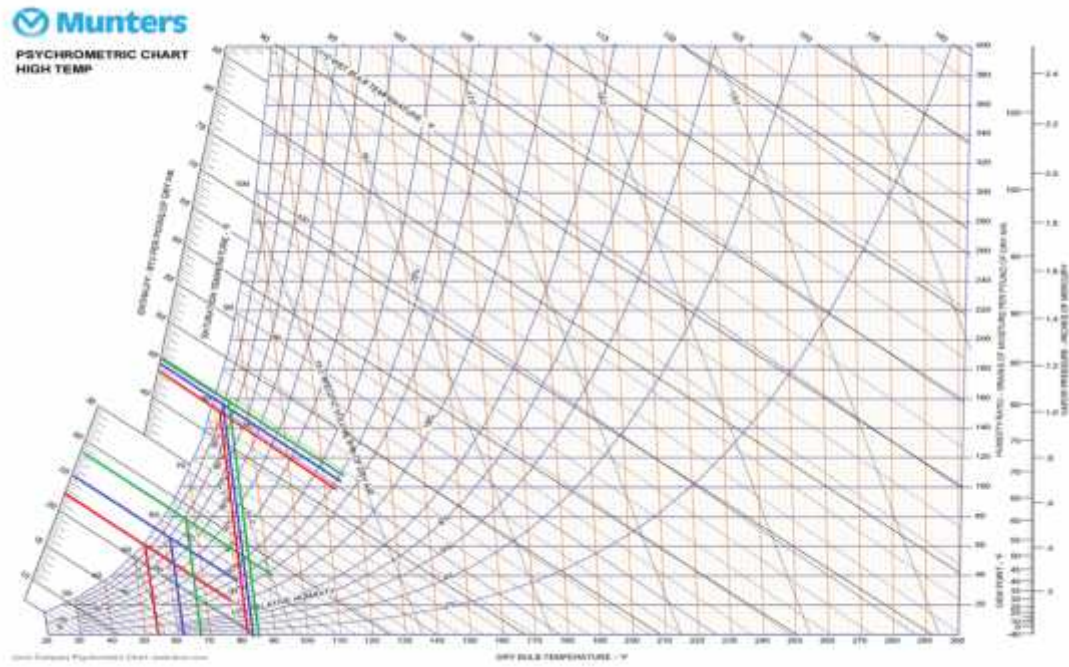
Variabel bebas yang digunakan dalam penelitian ini ada dua variabel, yang pertama adalah debit udara sebelum memasuki evaporator yang nilainya dapat divariasikan dengan mengatur daya putaran *blower* dengan tujuan memberikan efek perbedaan kecepatan aliran udara. Sedangkan variabel bebas yang kedua adalah kelembaban udara sebelum memasuki evaporator yang nilainya dapat divariasikan dengan mengatur daya dari *boiler* dengan tujuan supaya uap dari boiler bercampur dengan udara yang mengalir dari di dalam dalam *duct* sebelum memasuki evaporator. Dari data yang diperoleh, peneliti menggunakan diagram tekanan-entalpi (P-h) untuk mengetahui nilai entalpi dari setiap masing-masing gas dan diagram psikrometri untuk mengetahui nilai entalpi udara yang melewati evaporator. Berikut ini adalah gambar dari diagram P-h dan psikrometri :



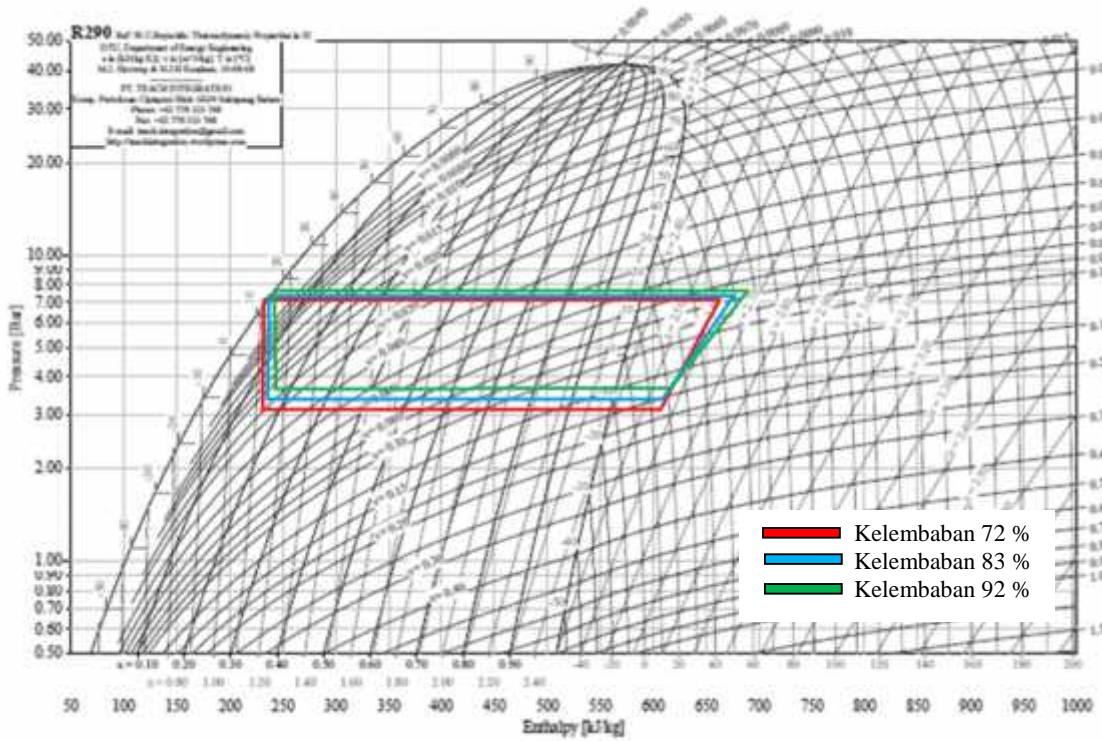
Gambar 4.1 Diagram P-h propana dengan variasi temperatur udara



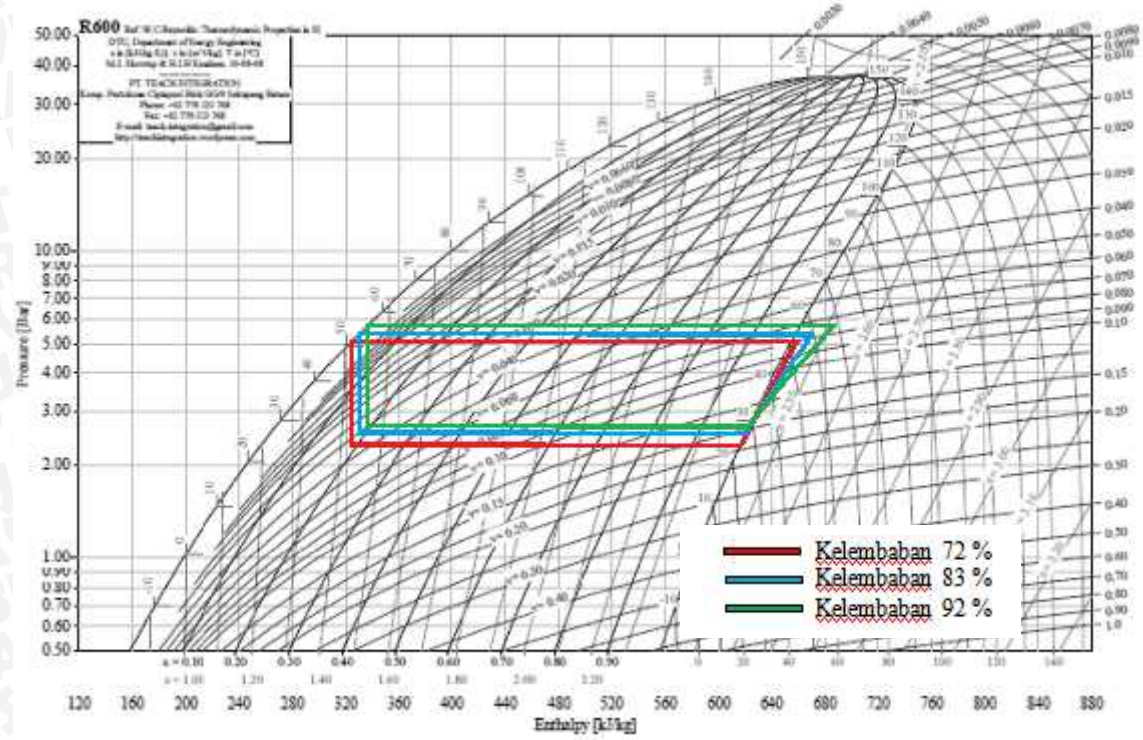
Gambar 4.2 Diagram P-h butana dengan variasi temperatur udara



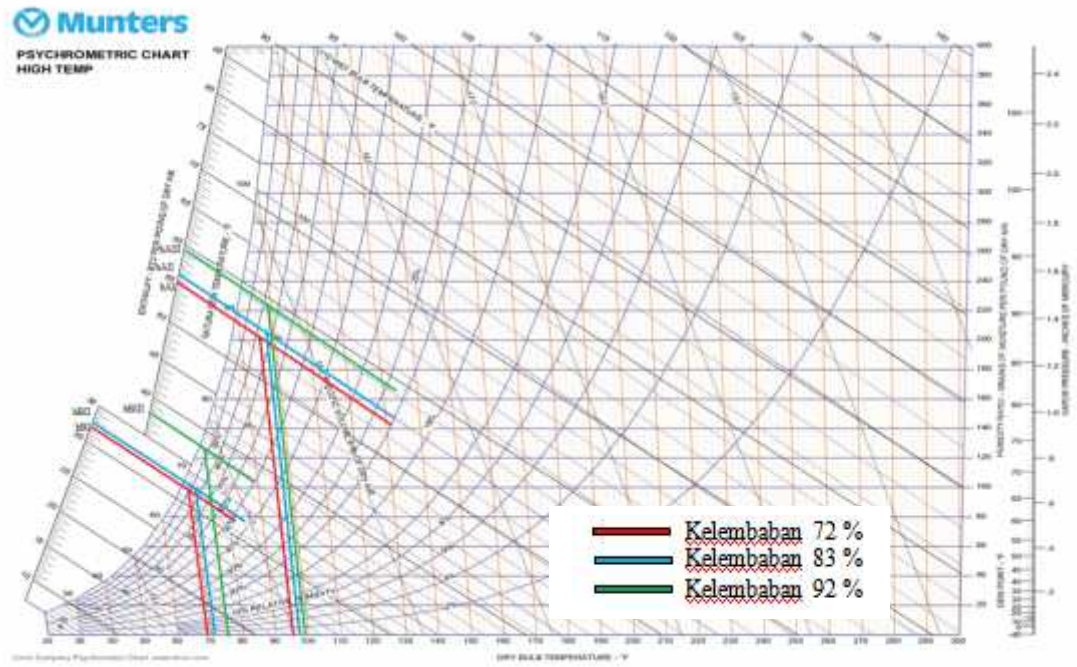
Gambar 4.3 Diagram psikrometri udara dengan variasi temperatur udara



Gambar 4.4 Diagram P-h propana dengan variasi kelembaban udara

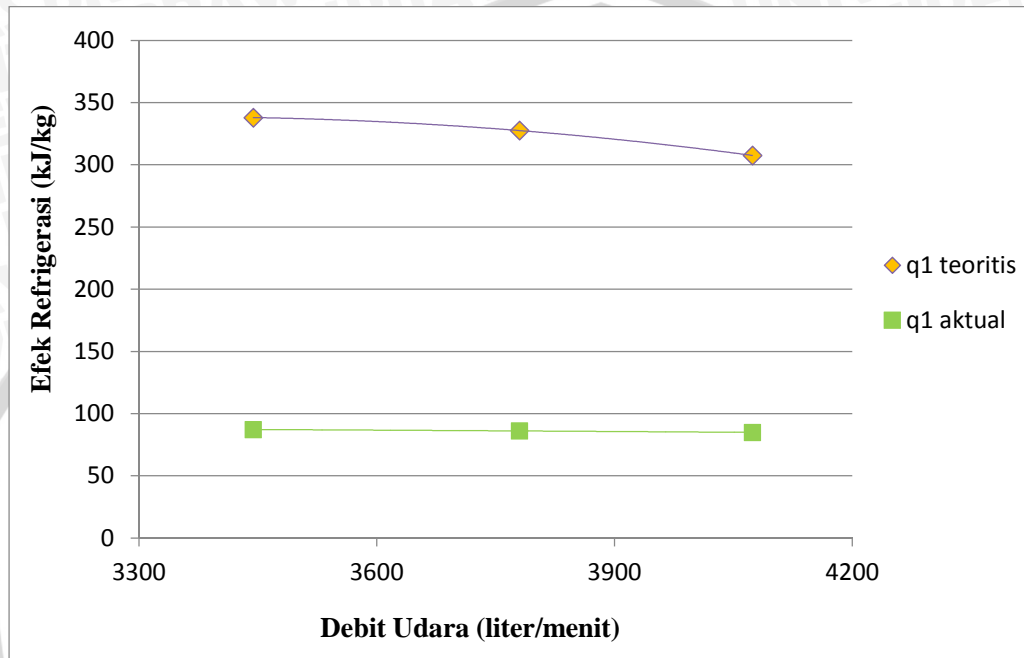


Gambar 4.5 Diagram P-h butana dengan variasi kelembaban udara



Gambar 4.6 Diagram psikrometri udara dengan variasi kelembaban udara

4.2.1 Pengaruh Variasi Debit Udara Terhadap Efek Refrigerasi



Gambar 4.7 Grafik pengaruh variasi debit udara terhadap efek refrigerasi

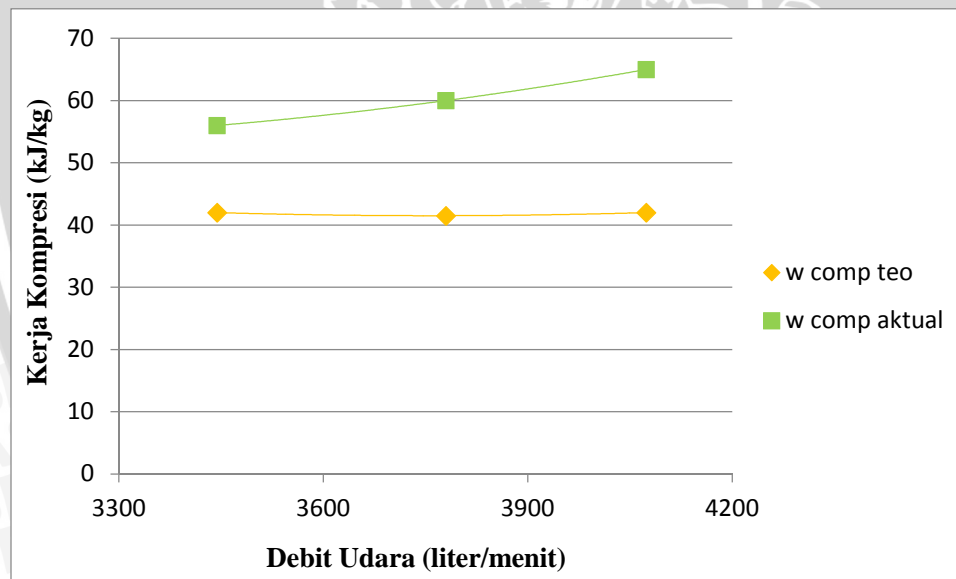
Pada gambar 4.7 menunjukkan adanya pengaruh variasi debit udara sebelum memasuki evaporator terhadap efek refrigerasi mesin pendingin teoritis maupun aktual, yang terjadi di evaporator. Pada grafik efek refrigerasi teoritis dapat dilihat bahwa dengan semakin meningkatnya debit udara sebelum masuk ke evaporator maka efek refrigerasi cenderung mengalami penurunan. Hal ini disebabkan karena dengan semakin meningkatnya debit udara sebelum masuk ke evaporator maka jumlah kalor yang diserap oleh refrigeran akan semakin kecil, Karena kemampuan evaporator untuk menyerap kalor semakin singkat sehingga efek refrigerasi semakin menurun. Peningkatan debit udara pada refrigeran akan berpengaruh pada nilai entalpi refrigeran, dimana beda entalpi yang terjadi di evaporator akan semakin kecil, seperti ditunjukkan pada rumus efek refrigerasi berikut :

$$q_1 = h_1 - h_4$$

Pada grafik efek refrigerasi aktual dapat dilihat bahwa efek refrigerasi juga cenderung mengalami penurunan seiring dengan semakin meningkatnya debit udara sebelum memasuki evaporator. Hal ini disebabkan karena pada kondisi aktual, dengan semakin meningkatnya debit udara sebelum memasuki evaporator maka beda temperatur antara udara sebelum masuk ke evaporator dan sesudah evaporator akan semakin mengecil sehingga perbedaan enthalpy akan semakin kecil.

Pada kondisi teoritis, pengujian dengan variasi debit udara 3444liter/menit memiliki nilai efek refrigerasi tertinggi yaitu sebesar 338 kJ/kg dan nilai efek refrigerasi terendah terjadi pada pengujian dengan variasi debit udara 4074 liter/menit yaitu sebesar 307,5 kJ/kg. Sedangkan pada kondisi aktual, pengujian dengan variasi debit udara 3444liter/menit memiliki nilai efek refrigerasi tertinggi yaitu sebesar 87,225 kJ/kg dan nilai efek refrigerasi terendah terjadi pada pengujian dengan variasi debit udara 4074 liter/menit yaitu sebesar 84,899 kJ/kg

4.2.2 Pengaruh Variasi Debit Udara Terhadap Kerja Kompresi



Gambar 4.8 Grafik pengaruh variasi debit udara terhadap kerja kompresi

Pada gambar 4.8 menunjukkan adanya pengaruh variasi debit udara sebelum memasuki evaporator terhadap kerja kompresi teoritis dan aktual dari mesin pendingin. Dari grafik kerja kompresi teoritis dapat dilihat bahwa seiring meningkatnya debit udara sebelum memasuki evaporator maka kerja kompresi cenderung konstan. Hal tersebut dikarenakan pada kondisi teoritis tekanan refrigeran saat masuk kompresor dan tekanan refrigeran saat keluar kompresor tetap sehingga beda entalpi refrigeran di sisi masuk dan sisi keluar kompresor juga tetap.

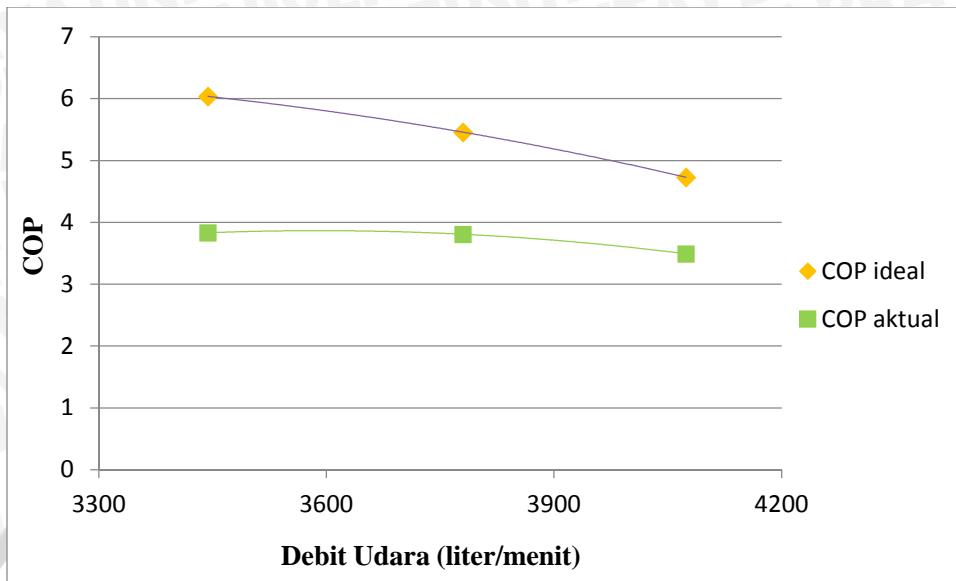
Pada grafik kerja kompresi aktual dapat dilihat bahwa seiring meningkatnya debit udara sebelum memasuki evaporator maka kerja kompresi cenderung mengalami peningkatan. Hal ini disebabkan karena dengan semakin meningkatnya debit udara maka kalor yang diserap oleh refrigeran akan semakin besar, dimana hal ini akan berpengaruh pada temperatur dan tekanan refrigeran yang akan juga ikut meningkat. Semakin tinggi tekanan dari refrigeran maka kerja dari kompresor juga akan semakin meningkat. Selain itu, beda entalpi yang terjadi pada saat refrigeran masuk dan keluar kompresor juga semakin besar, seperti ditunjukkan pada rumus kerja kompresi berikut :

$$w = (h_2 - h_1)$$

Dari gambar 5 terlihat adanya perbedaan antara nilai kerja kompresi aktual dan kerja kompresi teoritis, dimana nilai kerja kompresi aktual lebih tinggi bila dibandingkan kerja kompresi teoritis. Hal ini disebabkan karena pada kondisi aktual, proses kompresi refrigeran di dalam kompresor tidak berlangsung secara isentropik, sehingga menyebabkan selisih antara entalpi refrigeran setelah keluar kompresor (h_2) dan entalpi refrigeran sebelum masuk kompresor (h_1) semakin besar.

Pada hasil pengujian secara teoritis didapatkan nilai kerja kompresi cenderung konstan yaitu sebesar 42 kJ/kg. Sedangkan pada hasil pengujian aktual didapatkan nilai kerja kompresi terendah terjadi saat pengujian dengan variasi debit udara 3444 liter/menit yaitu sebesar 56 kJ/kg, dan nilai kerja kompresi tertinggi terjadi pada pengujian dengan variasi temperatur udara 4074 liter/menit yaitu sebesar 65 kJ/kg.

4.2.3 Pengaruh Variasi Debit Udara Terhadap COP



Gambar 4.9 Grafik pengaruh variasi debit udara terhadap COP

Pada gambar 4.9 menunjukkan adanya pengaruh variasi debit udara sebelum memasuki evaporator terhadap COP atau koefisien prestasi ideal dan aktual dari mesin pendingin. Pada grafik hasil pengujian ideal dapat dilihat bahwa dengan semakin meningkatnya temperatur udara sebelum masuk ke evaporator maka nilai COP cenderung mengalami penurunan. Hal ini disebabkan karena terjadinya penurunan nilai dari efek refrigerasi dari mesin pendingin serta peningkatan pada kerja kompresi. Hubungan antara COP ideal, efek refrigerasi dan kerja kompresi dapat dilihat pada persamaan berikut :

$$C = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} = \frac{q_1}{w} = \frac{(h_1 - h_4)}{(h_2 - h_1)}$$

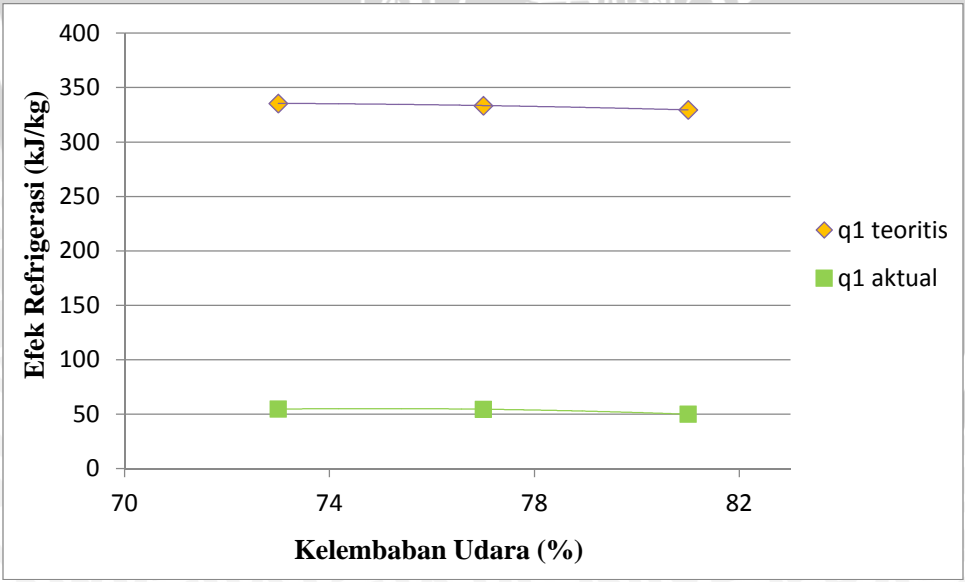
Pada hasil pengujian aktual juga dapat dilihat bahwa nilai COP aktual mengalami penurunan seiring dengan semakin meningkatnya debit udara sebelum memasuki evaporator. Hal ini dikarenakan nilai efek refrigerasi aktual yang semakin menurun akibat dari peningkatan debit udara sebelum masuk evaporator, yang menyebabkan perbedaan antara temperatur udara dan temperatur refrigeran semakin besar sehingga mengakibatkan proses penyerapan kalor oleh refrigeran tidak berlangsung secara optimal.

Pada gambar 4.9 menunjukkan adanya perbedaan nilai COP teoritis dan COP aktual, dimana nilai COP aktual lebih rendah bila dibandingkan dengan nilai COP teoritis. Hal ini dikarenakan pada perhitungan COP aktual digunakan efek refrigerasi aktual pada udara, yang

nilainya dipengaruhi beberapa faktor, seperti laju massa alir udara dan kemungkinan adanya *losses* yang terjadi di *duct*.

Dari grafik kondisi teoritis diketahui bahwa nilai COP tertinggi didapatkan pada pengujian dengan variasi debit udara 3444liter/menit yaitu sebesar 6,03, dan nilai COP terendah terjadi pada pengujian dengan variasi debit udara 4074liter/menit yaitu sebesar 4,73. Sedangkan pada grafik kondisi aktual diketahui bahwa nilai COP tertinggi didapatkan pada pengujian dengan variasi debit udara 3444liter/menit yaitu sebesar 3,83, dan nilai COP terendah terjadi pada pengujian dengan variasi debit udara 4074liter/menit yaitu sebesar 3,49.

4.2.4 Pengaruh Variasi Kelembaban Udara Terhadap Efek Refrigerasi



Gambar 4.10 Grafik pengaruh variasi kelembaban udara terhadap efek refrigerasi

Pada gambar 4.10 menunjukkan adanya pengaruh variasi kelembaban udara sebelum memasuki evaporator terhadap efek refrigerasi mesin pendingin teoritis maupun aktual, yang terjadi di evaporator. Pada grafik efek refrigerasi teoritis dapat dilihat bahwa dengan semakin meningkatnya kelembaban udara sebelum masuk ke evaporator maka efek refrigerasi cenderung mengalami penurunan. Peningkatan kelembaban udara sebelum masuk ke evaporator terjadi karena adanya penambahan uap panas dari *boiler*, yang akan berpengaruh pada kandungan kalor dan temperatur udara. Dengan semakin meningkatnya temperatur udara sebelum masuk ke evaporator maka jumlah kalor yang diserap oleh refrigeran akan semakin besar, yang akan mengakibatkan terjadinya peningkatan temperatur dan tekanan pada refrigeran. Peningkatan temperatur dan tekanan pada refrigeran akan berpengaruh pada nilai entalpi refrigeran, dimana beda entalpi yang terjadi di evaporator akan semakin kecil, seperti ditunjukkan pada rumus efek refrigerasi berikut :

$$q_1 = h_1 - h_4$$

Pada grafik efek refrigerasi aktual dapat dilihat bahwa efek refrigerasi juga cenderung mengalami penurunan seiring dengan semakin meningkatnya kelembaban udara sebelum memasuki evaporator. Hal ini disebabkan karena pada kondisi aktual, dengan semakin meningkatnya kelembaban udara sebelum memasuki evaporator maka akan menyebabkan proses penyerapan kalor oleh refrigeran tidak berlangsung optimal, dan jumlah kalor yang diserap oleh refrigeran akan semakin kecil, seperti dapat dilihat pada tabel 4.16 berikut :

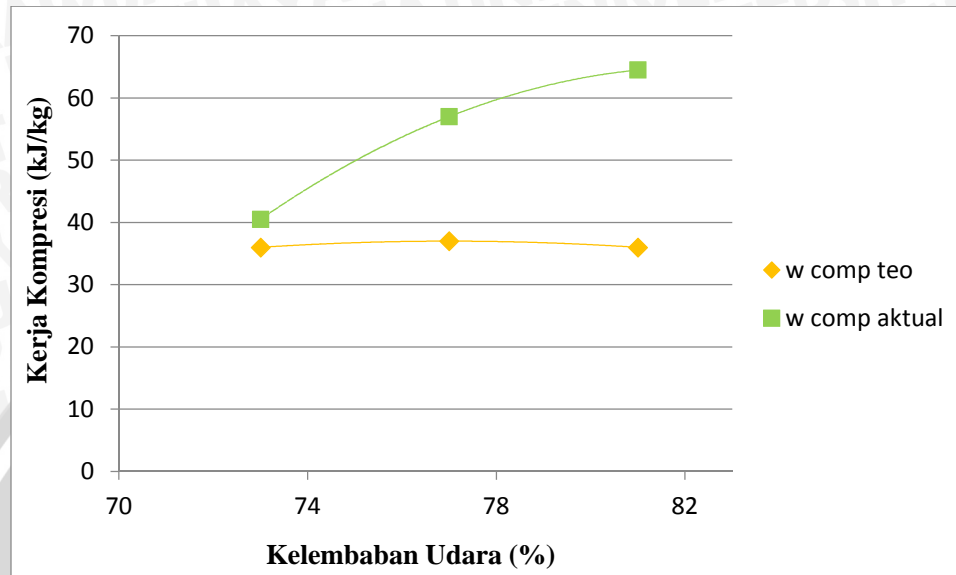
Tabel 4.16 Kalor yang diserap refrigeran pada pengujian dengan variasi kelembaban udara

Kelembaban Udara (%)	q1(udara) (kJ/kg)
73	54,727
77	54,6134
81	50,0108

Pada kondisi teoritis, pengujian dengan variasi kelembaban udara 73% memiliki nilai efek refrigerasi tertinggi yaitu sebesar 335,5 kJ/kg dan nilai efek refrigerasi terendah terjadi pada pengujian dengan variasi kelembaban udara 81% yaitu sebesar 329,5 kJ/kg. Sedangkan pada kondisi aktual, pengujian dengan variasi kelembaban udara 73% memiliki nilai efek refrigerasi

tertinggi yaitu sebesar 54,727 kJ/kg dan nilai efek refrigerasi terendah terjadi pada pengujian dengan variasi temperatur udara 81% yaitu sebesar 50,0108 kJ/kg.

4.2.5 Pengaruh Variasi Kelembaban Udara Terhadap Kerja Kompresi



Gambar 4.11 Grafik pengaruh variasi kelembaban udara terhadap kerja kompresi

Pada gambar 4.11 menunjukkan adanya pengaruh variasi kelembaban udara sebelum memasuki evaporator terhadap kerja kompresi dari mesin pendingin. Dari grafik kerja kompresi teoritis dapat dilihat bahwa seiring meningkatnya kelembaban udara sebelum memasuki evaporator maka kerja kompresi cenderung konstan. Hal tersebut dikarenakan pada kondisi teoritis tekanan refrigeran saat masuk kompresor dan tekanan refrigeran saat keluar kompresor tetap sehingga beda entalpi refrigeran di sisi masuk dan sisi keluar kompresor juga tetap.

Dari grafik kerja kompresi aktual dapat dilihat bahwa seiring meningkatnya kelembaban udara sebelum memasuki evaporator maka kerja kompresi cenderung mengalami peningkatan. Hal ini disebabkan karena dengan semakin meningkatnya kelembaban udara akan menyebabkan terjadinya peningkatan temperatur udara karena uap panas yang diberikan oleh *boiler*, dimana hal tersebut akan berpengaruh pada jumlah kalor yang diserap oleh refrigeran. Semakin besar jumlah kalor yang diserap oleh refrigeran maka temperatur dan tekanan refrigeran juga ikut meningkat, dan menyebabkan kerja dari kompresor juga akan semakin meningkat. Selain itu, beda entalpi yang terjadi pada saat refrigeran masuk dan keluar kompresor juga semakin besar, seperti ditunjukkan pada rumus kerja kompresi berikut :

$$w = (h_2 - h_1)$$

dengan :

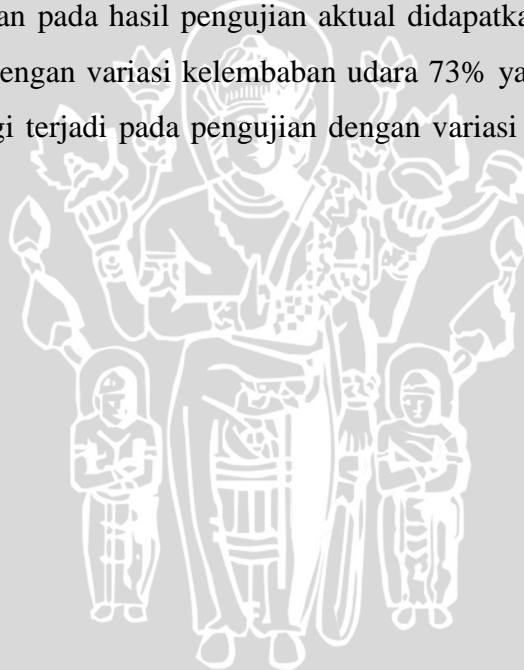
w = kerja kompresi (kJ/kg)

h_1 = entalpi refrigeran masuk kompresor (kJ/kg)

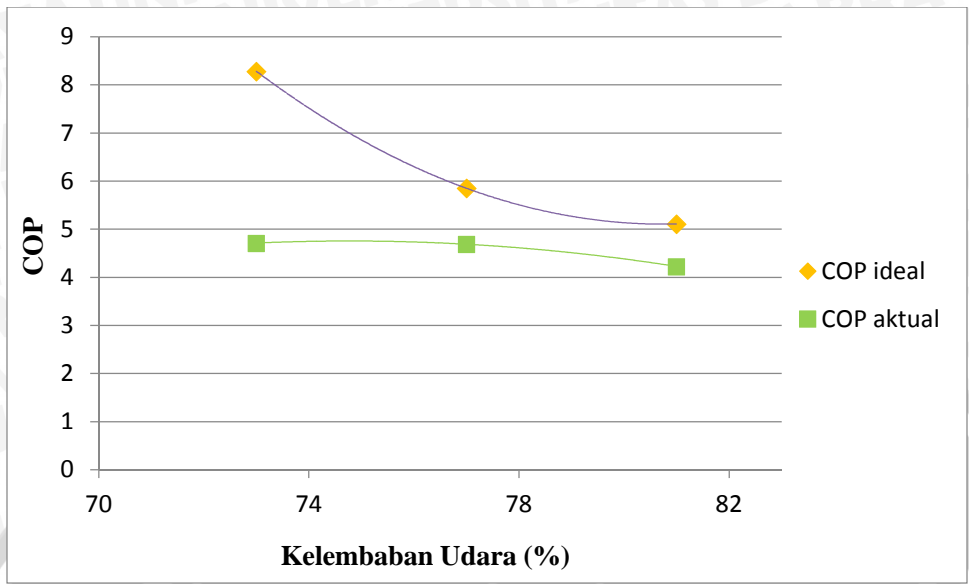
h_2 = entalpi refrigeran keluar kompresor (kJ/kg)

Dari gambar 4.11 terlihat adanya perbedaan antara nilai kerja kompresi aktual dan kerja kompresi teoritis, dimana nilai kerja kompresi aktual lebih tinggi bila dibandingkan kerja kompresi teoritis. Hal ini disebabkan karena pada kondisi aktual, proses kompresi refrigeran di dalam kompresor tidak berlangsung secara isentropik, sehingga menyebabkan selisih antara entalpi refrigeran setelah keluar kompresor (h_2) dan entalpi refrigeran sebelum masuk kompresor (h_1) semakin besar.

Pada hasil pengujian secara teoritis didapatkan nilai kerja kompresi cenderung konstan yaitu sebesar 36 kJ/kg. Sedangkan pada hasil pengujian aktual didapatkan nilai kerja kompresi terendah terjadi saat pengujian dengan variasi kelembaban udara 73% yaitu sebesar 40,5 kJ/kg, dan nilai kerja kompresi tertinggi terjadi pada pengujian dengan variasi temperatur udara 81% yaitu sebesar 64,5 kJ/kg.



4.2.6 Pengaruh Variasi Kelembaban Udara Terhadap COP



Gambar 4.12 Grafik pengaruh variasi kelembaban udara terhadap COP

Pada gambar 4.12 menunjukkan adanya pengaruh variasi kelembaban udara sebelum memasuki evaporator terhadap COP atau koefisien prestasi ideal dan aktual dari mesin pendingin. Pada grafik hasil pengujian ideal dapat dilihat bahwa dengan semakin meningkatnya kelembaban udara sebelum masuk ke evaporator maka nilai COP cenderung mengalami penurunan. Hal ini disebabkan karena terjadinya penurunan nilai dari efek refrigerasi dari mesin pendingin serta peningkatan pada kerja kompresi. Hubungan antara COP ideal, efek refrigerasi dan kerja kompresi dapat dilihat pada persamaan berikut :

$$C = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} = \frac{q_1}{w} = \frac{(h_1 - h_4)}{(h_2 - h_1)}$$

dengan :

q_1 = efek refrigerasi (kJ/kg)

w = kerja kompresi (kJ/kg)

h_1 = entalpi refrigeran keluar evaporator (kJ/kg)

h_2 = entalpi refrigeran keluar kompresor (kJ/kg)

h_4 = entalpi refrigeran masuk evaporator (kJ/kg)

Pada hasil pengujian aktual juga dapat dilihat bahwa nilai COP aktual mengalami penurunan seiring dengan semakin meningkatnya kelembaban udara sebelum memasuki evaporator. Hal ini dikarenakan nilai efek refrigerasi aktual yang semakin menurun akibat dari peningkatan kelembaban udara sebelum masuk evaporator, yang menyebabkan perbedaan antara

temperatur udara dan temperatur refrigeran semakin besar sehingga mengakibatkan proses penyerapan kalor oleh refrigeran tidak berlangsung secara optimal.

Pada gambar 4.12 menunjukkan adanya perbedaan nilai COP teoritis dan COP aktual, dimana nilai COP aktual lebih rendah bila dibandingkan dengan nilai COP teoritis. Hal ini dikarenakan pada perhitungan COP aktual digunakan efek refrigerasi aktual pada udara, yang nilainya dipengaruhi beberapa faktor, seperti laju massa alir udara dan kemungkinan adanya *losses* yang terjadi di *duct*.

Dari grafik kondisi teoritis diketahui bahwa nilai COP tertinggi didapatkan pada pengujian dengan variasi kelembaban udara 73% yaitu sebesar 8,28, dan nilai COP terendah terjadi pada pengujian dengan variasi kelembaban udara 83% yaitu sebesar 5,11. Sedangkan pada grafik kondisi aktual diketahui bahwa nilai COP tertinggi didapatkan pada pengujian dengan variasi kelembaban udara 73% yaitu sebesar 4,71, dan nilai COP terendah terjadi pada pengujian dengan variasi kelembaban udara 83% yaitu sebesar 4,23.



BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1. Kesimpulan

Dari penelitian tentang pengaruh variasi temperatur dan kelembaban udara terhadap unjuk kerja mesin pendingin dengan refrigeran LPG didapatkan kesimpulan sebagai berikut :

1. Peningkatan debit udara dan kelembaban udara sebelum memasuki evaporator menyebabkan terjadinya penurunan efek refrigerasi.
2. Peningkatan debit udara dan kelembaban udara sebelum memasuki evaporator menyebabkan terjadinya peningkatan kerja kompresi.
3. Peningkatan debit udara dan kelembaban udara sebelum memasuki evaporator menyebabkan terjadinya penurunan nilai koefisien prestasi atau COP dari mesin pendingin.
4. Pada pengujian dengan variasi debit udara didapatkan nilai COP terbesar pada pengujian dengan debit udara 3444liter/menit yaitu 6,03.
5. Pada pengujian dengan variasi kelembaban udara didapatkan nilai COP terbesar pada pengujian dengan kelembaban 73% yaitu 8,28.

5.2. Saran

Berdasarkan penelitian yang telah dilakukan, peneliti menyarankan untuk penelitian selanjutnya perlu dilakukan:

1. Penambahan *sight glass* disetiap titik pada instalasi mesin pendingin agar fase refrigeran yang melewati tiap komponen dapat terlihat.
2. Menggunakan regulator bertekanan lebih tinggi, agar lebih banyak massa refrigeran yang bisa masuk ke mesin pendingin.
3. Pemeriksaan kebocoran pipa harus dilakukan sebelum melakukan pengambilan data

DAFTAR PUSTAKA

- Arismunandar, W. & Saito, H.; 1986: *Penyegaran Udara*; P.T. Pradnya Paramita, Jakarta.
- Anonymous, 2008. Kompresor: *Mes market*: www.mesmarket.com/main/default.asp (diakses tanggal 27 Februari 2014).
- Anonymous, 2009. Katup ekspansi: *ekspansi thermostatic*: <http://bluekuthuq.blogspot.com/2009/06/ekspansi-thermostatic.html> (diakses tanggal 27 Februari 2014).
- Anonymous, 2009. Kondensor: <http://sekawan-servis-pendingin.blogspot.com> (diakses tanggal 27 Februari 2014).
- Anwar, Khairil.; 2010: *Efek Temperatur Pipa Kapiler Terhadap Kinerja Mesin Pendingin*. Makassar : Universitas Hasanuddin.
- Anwar, Khairil.; 2010: *Efek Beban Pendingin Terhadap Performa Sistem Mesin Pendingin*. Makassar : Universitas Hasanuddin.
- Cengel, Yunus A.; 1998: *Heat Transfer Practical Approach*; Mc. Grow Hill Ltd, New York.
- Dossat, Roy J.; 1981: *Principle of Refregeration*; Second edition, John Wiley & Sons, New York.
- Fatouh M., M. El Kafafy, Experimental evaluation of a domestic refrigerator working with LPG, El Seiver, Applied Thermal Engineering 26 (2006) 1593–1603.
- Hammad; M.A., M.A. Alsaad, 1999, The use of hydrocarbon mixtures as refrigerants in domestic refrigerators, J.Elseiver, Applied Thermal Engineering 19:1181-1189.
- Mohanraj M., et.all., Environment Friendly Alternative to Halogenated Refrigerants-A Review, www.elseiver.com/locate/ijggc, International Journal of Greenhouse Gas Control 3 (2009) 108-119.
- Pramana, Andi.; 2014: *Unjuk Kerja AC Mobil Dengan Refrigeran LPG-CO₂ Pada Berbagai Beban Pendinginan*. Malang : Universitas Brawijaya.
- Stoecker, W. F. & Jones, J. W.; 1992: *Refrigerasi dan Pengkondisian Udara*; Terj. Supratman Hara; Erlangga, Jakarta.
- Suwono Aryadi, 2008, Experience in Conversion of Various HCFC 22 System to Hydrocarbon, International Conference, Bangkok, Thailand.
- Yokoyama, 2005. Evaporator: *Denso global*: <http://www.densomediacycenter.com/photos/productimages.html> (19 September 2011).
- Yunianto.; 2005: *Pengaruh Perubahan Temperatur Evaporator Terhadap Prestasi Air Cooled Chiller, Pada Temperatur Kondensor Tetap*. Jakarta.

Lampiran 1. Data hasil penelitian

Data hasil penelitian dengan variasi debit udara

Debit Udara (m ³ /detik)	Waktu (menit)	HI (kW)	T _{DA} (°C)	T _{WA} (°C)	T _{DB} (°C)	T _{WB} (°C)	T _{CON} (°C)	Q _a (ml/menit)	T ₁ (°C)	T ₂ (°C)
I	5	0.5	27	26	13	12	24	50	8.4	47.7
	10		27	27	13	12	24	80	8.5	47.8
II	5	0.5	28	27	16	14	24	100	12.3	54.4
	10		28	27	17	15	25	100	15.3	54.6
III	5	0.5	28	27	19	17	26	100	17.2	60.6
	10		29	28	20	18	26	130	17.3	61.5

Data rata-rata

Debit Udara (liter/menit)	Waktu (menit)	HI (kW)	T _{DA} (°C)	T _{WA} (°C)	T _{DB} (°C)	T _{WB} (°C)	T _{CON} (°C)	Q _a (ml/menit)	T ₁ (°C)	T ₂ (°C)
3444	5	0.5	27	26.5	13	12	24	65	8.45	47.7
3780	5	0.5	28	27	16.5	14.5	24.5	100	13.8	54.5
4074	5	0.5	28.5	27.5	19.5	17.5	26	115	17.25	61.0

Data hasil penelitian dengan variasi kelembaban udara

Kelembaban Udara (%)	Waktu (menit)	T _{DA} (°C)	T _{WA} (°C)	T _{DB} (°C)	T _{WB} (°C)	T _{CON} (°C)	Q _d (ml/menit)	T ₁ (°C)	T ₂ (°C)	(°C)
73	5	35	31	21	19	27	80	16,5	51,4	4
	10	36	33	20	20	26	90	16,4	52,1	4
77	5	36	33	21	20	27	100	18,6	60	4
	10	36	33	21	20	26	120	18,7	59,8	4
81	5	36	34	25	23	28	120	20,6	67,1	4
	10	37	34	25	24	29	140	23,4	67,4	4

Data rata-rata

Kelembaban Udara (%)	Waktu (menit)	T _{DA} (°C)	T _{WA} (°C)	T _{DB} (°C)	T _{WB} (°C)	T _{CON} (°C)	Q _d (ml/menit)	T ₁ (°C)	T ₂ (°C)	(°C)
73	5	35,5	32	20,5	19,5	26,5	85	16,45	51,75	
77	5	36	33	21	20	26,5	110	18,65	59,9	4
81	5	36,5	34	25	23,5	28,5	130	22	67,25	4

Lampiran 2. Data hasil perhitungan

Data hasil perhitungan pada pengujian dengan variasi debit udara

Debit Udara (liter/menit)	Entalpi Campuran (kJ/kg)				q1 (kJ/kg)	w (kJ/kg)	COP
	h1	h2	h3	h4			
3444	599	655	261	261	338	56	6.04
3780	611	671	283.5	283.5	327.5	60	5.46
4074	615.5	680.5	308	308	307.5	65	4.73

Debit Udara (liter/menit)	TDB (°C)	TWB (°C)	TCON (°C)	Q d (ml/menit)	v (m/s)	VB (m3/kg)	Vcon (m3/kg)	mB (kg/s)	mcon (kg/s)	mA (kg/s)	hA (kJ/kg)
3444	13	12	24	65	11.431	0.82283	0.001	0.069739	0.00022	0.06995533	101.5
3780	16.5	14.5	24.5	100	12.522	0.83032	0.001	0.075706	0.00033	0.07603863	103.2
4074	19.5	17.5	26	115	13.5253	0.84405	0.001	0.080441	0.00038	0.0808236	105.1

Data hasil perhitungan pada pengujian dengan variasi kelembaban udara

Kelembaban Udara (%)	ref (kg/s)	Entalpi Campuran (kJ/kg)				q1 (kJ/kg)	w (kJ/kg)	Qref _{icoritis} (kW)	CO
		h1	h2	h3	h4				
73	0,022123	612	652,5	276,5	276,5	335,5	40,5	7,422419753	8
77	0,015719	615	672	281,5	281,5	333,5	57	5,242385965	5
81	0,013891	619	683,5	289,5	289,5	329,5	64,5	4,57724031	5

Kelembaban Udara (%)	v (m/s)	V_B (m ³ /kg)	V_{con} (m ³ /kg)	A (kg/s)	h_A (kJ/kg)	B (kg/s)	h_B (kJ/kg)	con (kg/s)
73	13,03329	0,849048	0,001003	0,077342	129,159	0,0770594	74,432	0,000282401
77	13,03329	0,85217	0,001003	0,077143	130,441	0,0767771	75,8276	0,000365461
81	13,03329	0,865904	0,001004	0,075991	138,3988	0,0755593	88,388	0,000431779

