

**PENGARUH VARIASI PUTARAN *EXTRA FAN* KONDENSOR  
TERHADAP UNJUK KERJA AC MOBIL**

**SKRIPSI  
KONSENTRASI TEKNIK KONVERSI ENERGI**

Diajukan untuk memenuhi persyaratan  
memperoleh gelar Sarjana Teknik

UNIVERSITAS BRAWIJAYA



Disusun Oleh:

**SATRIO AGUNG WIJONARKO  
NIM. 0510623064-62**

**DEPARTEMEN PENDIDIKAN NASIONAL  
UNIVERSITAS BRAWIJAYA  
FAKULTAS TEKNIK  
MALANG  
2009**

**LEMBAR PERSETUJUAN**

**PENGARUH VARIASI PUTARAN *EXTRA FAN* KONDENSOR  
TERHADAP UNJUK KERJA AC MOBIL**

**SKRIPSI  
KONSENTRASI TEKNIK KONVERSI ENERGI**

Diajukan untuk memenuhi persyaratan  
memperoleh gelar Sarjana Teknik

UNIVERSITAS BRAWIJAYA



Disusun Oleh:

**SATRIO AGUNG WIJONARKO**  
NIM. 0510623064-62

Telah diperiksa dan disetujui oleh :

**Dosen Pembimbing I**

**Dosen Pembimbing II**

**Ir. Djoko Sutikno, M.Eng**  
NIP. 19541009 198303 1 002

**Ir. Suharto, MT**  
NIP. 19531030 198212 1 001

**LEMBAR PENGESAHAN**

**PENGARUH VARIASI PUTARAN *EXTRA FAN* KONDENSOR  
TERHADAP UNJUK KERJA AC MOBIL**

**SKRIPSI  
KONSENTRASI TEKNIK KONVERSI ENERGI**

Diajukan untuk memenuhi persyaratan  
memperoleh gelar Sarjana Teknik

Disusun oleh:

**SATRIO AGUNG WIJONARKO**  
**NIM. 0510623064-62**

Skripsi ini telah diuji dan dinyatakan lulus pada  
Tanggal 23 Desember 2009

Skripsi 1

Skripsi 2

Ir. Saifuddin Baedowie  
NIP. 19460703 197009 1 001

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

Komprehensif

Ir. Abdul Hadi Djaelani  
NIP. 19450728 197412 1 001

Mengetahui,  
Ketua Jurusan Teknik Mesin

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

## KATA PENGANTAR

Puji dan syukur kepada Tuhan Yang Maha Esa atas rahmat dan karunia-Nya sehingga penulis dapat menyelesaikan skripsi yang berjudul “**Pengaruh Variasi Putaran *Extra Fan* Kondensor Terhadap Unjuk Kerja AC Mobil**”.

Skripsi ini disusun sebagai salah satu syarat bagi mahasiswa jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik Universitas Brawijaya Malang untuk memperoleh gelar Sarjana Teknik.

Selama proses pelaksanaan, pengambilan data dan penulisan skripsi ini penulis telah banyak mendapat bantuan dari berbagai pihak, maka dari itu pada kesempatan ini penulis mengucapkan banyak terima kasih kepada :

1. Bapak Dr. Slamet Wahyudi, ST, MT. selaku Ketua Jurusan Teknik Mesin.
2. Bapak Dr.Eng. Anindito Purnowidodo, ST., M.Eng. selaku Sekretaris Jurusan Teknik Mesin dan Dosen Wali.
3. Bapak Ir. I Made Gunadiarta, MT. selaku Ketua Kelompok Konsentrasi Teknik Konversi Energi Jurusan Teknik Mesin.
4. Bapak Ir. Djoko Sutikno, M.Eng. selaku Pembimbing I Skripsi atas bantuan, saran dan nasihat dalam mendampingi penulis hingga terselesaikannya skripsi ini.
5. Bapak Ir. Suharto, MT, selaku Pembimbing II Skripsi atas bantuan, saran dan nasihat dalam mendampingi penulis hingga terselesaikannya skripsi ini.
6. Bapak Ponco selaku laboran Laboratorium Mesin-Mesin Fluida.
7. Seluruh Staf Pengajar dan Administrasi Jurusan Teknik Mesin.
8. Kedua orangtuaku, Bapak Stefanus Tatag dan Ibu Valentina Dwi serta adikku Kristian yang selalu mendukung dan memberikan doa kepada penulis.
9. Rekan dan sahabat seperjuangan, senasib, dan sepenanggungan penulisan skripsi saudara Ferry Dwi Cahya Nugraha dan saudara Tanoto Nugroho atas keakraban, obrolan, informasi, dan kerjasamanya dalam penulisan skripsi ini.
10. Sahabatku R.Sendy Risma O atas segala bantuan dalam penyelesaian skripsi ini.
11. Sahabat-sahabat KMK Teknik UB dan RELIEF atas segala doa dan dukungannya selama penulisan skripsi.

12. Rekan-rekan Laboratorium Mesin-Mesin Fluida, Laboratorium Mesin Pendingin, dan Laboratorium Komputer.
13. Rekan-rekan Mahasiswa Jurusan Teknik Mesin khususnya angkatan 2005 yang secara langsung maupun tidak langsung ikut membantu penulis dalam menyelesaikan skripsi ini.

Penulis menyadari bahwa masih banyak kekurangan dalam skripsi ini karena keterbatasan kemampuan penulis. Oleh karena itu, segala saran dan kritik yang sifatnya membangun sangat diharapkan. Semoga laporan ini dapat bermanfaat bagi pihak yang memerlukannya.

Malang, Desember 2009

Penulis



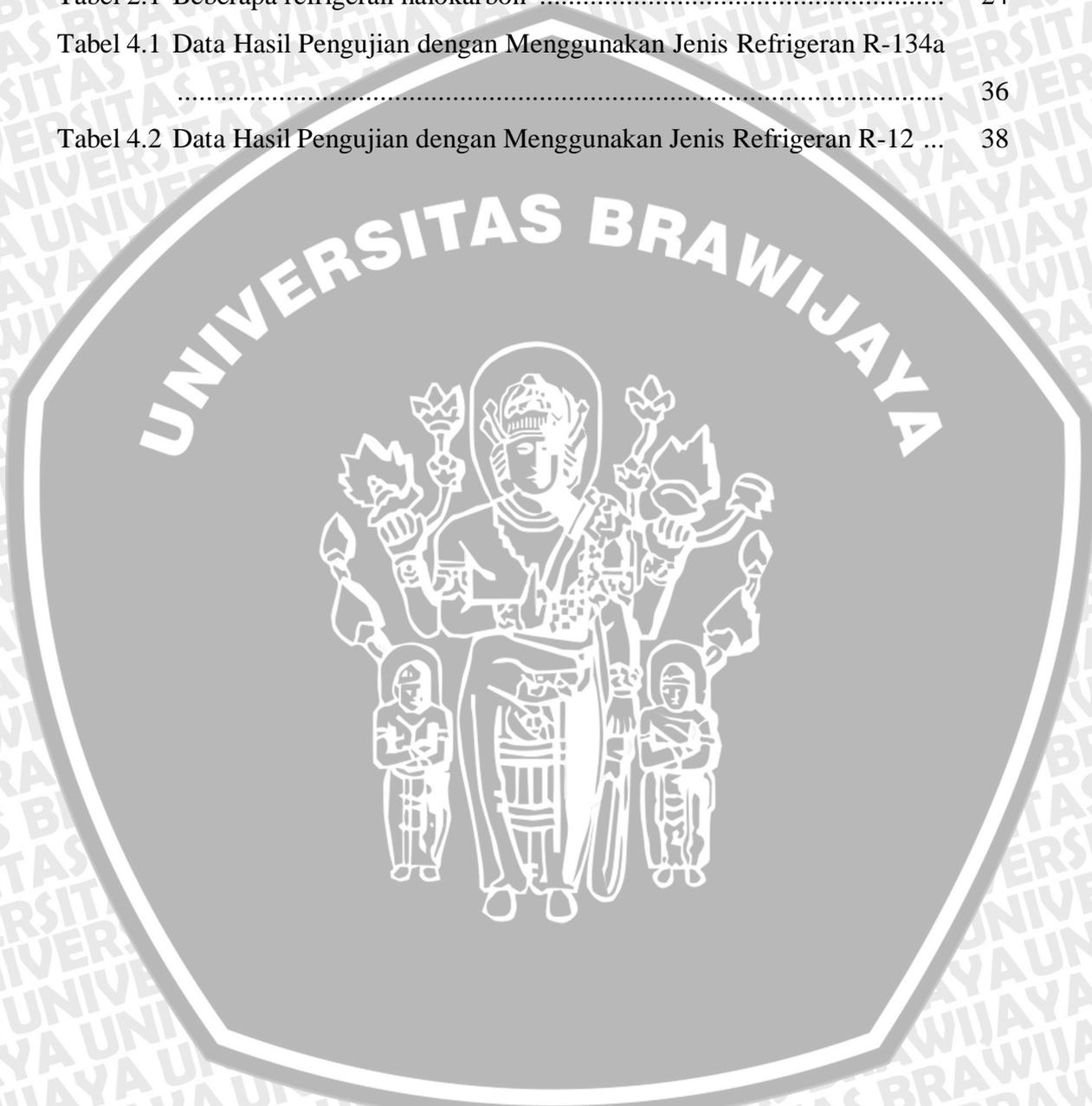
**DAFTAR ISI**

	halaman
<b>PENGANTAR</b> .....	i
<b>DAFTAR ISI</b> .....	iii
<b>DAFTAR TABEL</b> .....	v
<b>DAFTAR GAMBAR</b> .....	vi
<b>DAFTAR LAMPIRAN</b> .....	vii
<b>RINGKASAN</b> .....	viii
<b>BAB I PENDAHULUAN</b> .....	1
1.1 Latar Belakang .....	1
1.2 Rumusan Masalah .....	2
1.3 Batasan Masalah .....	2
1.4 Tujuan Penelitian .....	3
1.5 Manfaat Penelitian .....	3
<b>BAB II TINJAUAN PUSTAKA</b> .....	4
2.1 Penelitian-penelitian Sebelumnya .....	4
2.2 Dasar - Dasar tentang Refrigerasi .....	4
2.3 Sifat Termodinamika .....	6
2.4 Psikrometri .....	7
2.4.1 Parameter – parameter Psikrometri .....	8
2.5 Persamaan Energi Aliran Mantap .....	10
2.5.1 Sistem Refrigerasi Daur Kompresi Uap .....	11
2.6 Sistem Operasi AC Mobil .....	23
2.7 Refrigeran .....	24
2.7.1 Refrigeran R-134a (CH <sub>2</sub> FCF <sub>3</sub> ) .....	25
2.7.2 Refrigeran R-12 (CCl <sub>2</sub> F <sub>2</sub> ) .....	25
2.7.3 Dasar Pemilihan Refrigeran .....	26
2.8 Pengisian refrigeran pada AC mobil .....	27
2.9 Hipotesa .....	28

<b>BAB III METODOLOGI PENELITIAN</b> .....	29
3.1 Metodologi Penelitian .....	29
3.2 Variabel Penelitian .....	29
3.3 Alat-Alat yang Digunakan .....	30
3.4 Gambar Instalasi Penelitian .....	32
3.5 Prosedur Pelaksanaan Penelitian .....	33
3.6 Diagram Alir .....	35
<b>BAB IV DATA DAN PEMBAHASAN</b> .....	36
4.1 Data .....	36
4.1.1 Data Hasil Penelitian .....	36
4.1.2 Perhitungan Data .....	40
4.1.3 Data Hasil Perhitungan .....	46
4.2 Analisis dan Pembahasan .....	47
4.2.1 Pengaruh Putaran Extra Fan terhadap Kapasitas Pendinginan untuk Jenis Refrigeran R-134a dan R-12 .....	47
4.2.2 Pengaruh Putaran Extra Fan terhadap Pemakaian Daya Kompresor untuk Jenis Refrigeran R-134a dan R-12 .....	50
4.2.3 Pengaruh Putaran Extra Fan terhadap COP untuk Jenis Refrigeran R-134a dan R-12 .....	52
<b>BAB V PENUTUP</b> .....	54
5.1 Kesimpulan .....	54
5.2 Saran .....	54
<b>DAFTAR PUSTAKA</b>	
<b>LAMPIRAN</b>	

### DAFTAR TABEL

No.	Judul	
Halaman		
Tabel 2.1	Beberapa refrigeran halokarbon .....	24
Tabel 4.1	Data Hasil Pengujian dengan Menggunakan Jenis Refrigeran R-134a .....	36
Tabel 4.2	Data Hasil Pengujian dengan Menggunakan Jenis Refrigeran R-12 ....	38



## DAFTAR GAMBAR

No.	Judul	Halaman
Gambar 2.1	Diagram alir mesin pendingin carnot .....	5
Gambar 2.2	Keseimbangan energi pada sebuah volume atur yang sedang mengalami laju aliran mantap .....	10
Gambar 2.3	Diagram tekanan-entalpi (P-h diagram) daur kompresi uap .....	11
Gambar 2.4	Diagram skematik komponen mesin pendingin siklus kompresi uap .....	13
Gambar 2.5	Kondensor .....	15
Gambar 2.6	Kondensor dan Kipas listrik .....	16
Gambar 2.7	Konstruksi kondensor .....	17
Gambar 2.8	Instalasi AC mobil .....	18
Gambar 2.9	Katup ekspansi dengan kontrol temperatur .....	21
Gambar 2.10	Katup ekspansi dengan kontrol tekan dan temperatur .....	22
Gambar 2.11	Katup ekspansi bentuk blok dengan kontrol tekan dan temperatur .....	23
Gambar 2.12	Refrigeran R-134a merk KLEA .....	25
Gambar 2.13	Refrigeran R-12 .....	26
Gambar 2.14	Pemasangan manifold gauge pada saat pemvakuman sistem AC mobil .....	27
Gambar 3.1	Instalasi penelitian .....	32
Gambar 3.2	Diagram alir penelitian .....	35
Gambar 4.1	Penampang vertikal pada duct B .....	41
Gambar 4.2	Grafik Hubungan Putaran <i>Extra Fan</i> Kondensor terhadap Kapasitas Pendinginan untuk Jenis Refrigeran R-134a dan R-12 ..	47
Gambar 4.3	Grafik Hubungan Putaran <i>Extra Fan</i> Kondensor terhadap Pemakaian Daya Kompresor untuk Jenis Refrigeran R-134a dan R-12 .....	50
Gambar 4.4	Grafik Hubungan Putaran <i>Extra Fan</i> Kondensor terhadap COP untuk Refrigeran Jenis R-134a dan R-12 .....	52

## DAFTAR LAMPIRAN

No.	Judul
Lampiran 1.	Tabel data hasil perhitungan jenis refrigeran R-134a
Lampiran 2.	Tabel data hasil perhitungan jenis refrigeran R-12
Lampiran 3.	Diagram P-h refrigeran jenis R-134a
Lampiran 4.	Diagram P-h refrigeran jenis R-12
Lampiran 5.	Siklus kompresi uap aktual refrigeran jenis R-134a untuk putaran <i>extra fan</i> 1090 rpm
Lampiran 6.	Siklus kompresi uap aktual refrigeran jenis R-134a untuk putaran <i>extra fan</i> 2150 rpm
Lampiran 7.	Siklus kompresi uap aktual refrigeran jenis R-12 untuk putaran <i>extra fan</i> 1090 rpm
Lampiran 8.	Siklus kompresi uap aktual refrigeran jenis R-12 untuk putaran <i>extra fan</i> 2150 rpm
Lampiran 9.	Diagram psikrometri
Lampiran 10.	Tabel sifat-sifat air (zat cair jenuh)



## RINGKASAN

**Satrio Agung Wijonarko**, Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik Universitas Brawijaya, Desember 2009. *Pengaruh Variasi Putaran Extra Fan Kondensor Terhadap Unjuk Kerja AC Mobil*, Dosen Pembimbing : Ir. Djoko Sutikno, M.Eng dan Ir. Suharto, MT.

Dalam kehidupan sehari-hari banyak dijumpai pemilik mobil ber-AC mengeluhkan kondisi ruangan AC mobil yang kurang dingin dan sejuk oleh karena performa AC mobil yang kurang maksimal. Oleh karena itu untuk mewujudkan kondisi yang dingin dan sejuk ini kita dapat melakukan berbagai modifikasi pada *Air Conditioner* tersebut. Diantaranya adalah dengan menaikkan putaran *extra fan* kondensor, sehingga putaran *extra fan* ini akan meningkatkan kecepatan aliran udara pendinginan pada kondensor, mempercepat terjadinya proses pelepasan kalor dan mempercepat perubahan fasa uap panas lanjut dari kompresor menjadi fasa cair jenuh yang menuju katup ekspansi. Tujuan dari penelitian ini adalah untuk mengetahui pengaruh dari variasi putaran *extra fan* kondensor terhadap unjuk kerja AC mobil untuk 2 macam jenis pemakaian refrigeran yang berbeda (R-12 dan R-134a).

Penelitian ini menggunakan metode eksperimental nyata yaitu dengan melakukan pengamatan secara langsung untuk memperoleh data melalui eksperimen. Penelitian ini menggunakan variasi putaran *extra fan* kondensor, yaitu: 1090 rpm, 1500 rpm, 1700 rpm, 1880 rpm, 2110 rpm dan 2150 rpm. Penelitian ini juga menggunakan putaran blower maksimum sebesar 3050 rpm.

Hasil penelitian menunjukkan dengan semakin tinggi putaran *extra fan* maka entalpi refrigeran masuk evaporator akan semakin berkurang sehingga kapasitas pendinginan yang dihasilkan oleh evaporator semakin besar untuk kedua jenis refrigeran (R-134a dan R-12), untuk putaran *extra fan* yang sama kapasitas pendinginan R-12 lebih besar dari R-134a. COP yang dihasilkan oleh *Air Conditioner* semakin besar untuk kedua jenis refrigeran (R-134a dan R-12), untuk putaran *extra fan* yang sama COP jenis refrigeran R-12 lebih besar dari R-134a.

Kata kunci: *extra fan*, AC mobil, refrigeran, kapasitas pendinginan, COP

## BAB I PENDAHULUAN

### 1.1 Latar Belakang

Dewasa ini banyak sekali cabang ilmu pengetahuan dan teknologi yang mengalami perkembangan secara pesat, perkembangan tersebut bertujuan untuk menghasilkan sesuatu yang inovatif dan aplikatif yang berguna untuk kehidupan. Salah satu cabang ilmu yang mengalami perkembangan adalah bidang *engineering* atau rekayasa yang memiliki beberapa cabang ilmu lagi, diantaranya adalah mesin pendingin dan pengkondisian udara.

Sistem refrigerasi saat ini telah banyak diterapkan pada perumahan, perkantoran dan terutama untuk kendaraan bermotor khususnya mobil, hal ini dapat dibuktikan dengan banyaknya pemakaian *Air Conditioner* (AC) pada perumahan, perkantoran, maupun mobil yang bertujuan untuk mengkondisikan dan menyegarkan udara ruangnya. Kemajuan industri otomotif sekarang telah diimbangi pula dengan peningkatan teknologi refrigerasi bagi pemakai produk otomotif, salah satunya adalah teknologi pengkondisian udara pada interior mobil. Dalam aplikasinya sistem pengkondisian udara (AC) pada mobil ini diharapkan mampu memberikan performa dari AC mobil yang handal.

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

Dalam kehidupan sehari-hari banyak dijumpai pemilik mobil ber-AC mengeluhkan kondisi ruangan AC mobil yang kurang dingin, dan sejuk oleh karena performa AC mobil yang kurang maksimal. Oleh karena itu untuk mewujudkan kondisi ruangan AC mobil yang dingin dan sejuk ini kita dapat

melakukan berbagai modifikasi pada *Air Conditioner* tersebut. Diantaranya adalah dengan menaikkan putaran *extra fan* kondensor. Fenomena ini sangat menarik untuk dikaji, apakah kenaikan putaran *extra fan* kondensor dapat meningkatkan koefisien prestasi dari *Air Conditioner* dan mencapai kondisi udara yang dingin dan sejuk secara maksimal sesuai dengan keinginan. Pada penelitian ini digunakan jenis mesin pendingin berupa *Air Conditioner* (AC) pada sebuah mobil Toyota.

### 1.2 Rumusan Masalah

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

Bagaimanakah pengaruh variasi putaran *extra fan* kondensor terhadap unjuk kerja AC mobil ?

### 1.3 Batasan Masalah

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

1. Refrigeran yang digunakan adalah R-134a dan R-12.
2. *Air Conditioner* yang digunakan bermerk Denso Toyota Kijang HFC 134a.
3. Unjuk kerja didefinisikan sebagai kapasitas pendinginan dan koefisien prestasi.
4. Ruang sekat pada kondisi *steady state* (tetap/tidak berubah terhadap waktu).
5. Udara di lingkungan sekitar diasumsikan memiliki kelembaban dan temperatur yang konstan.
6. Putaran *blower* evaporator dikondisikan maksimum.
7. Pengujian unjuk kerja mesin AC mobil dilakukan dalam keadaan diam (stasioner).
8. Pengujian dilakukan dengan alat peraga AC Mobil.
9. Variasi putaran adalah putaran *extra fan* kondensor.

#### 1.4 Tujuan Penelitian

Tujuan dari penelitian ini adalah untuk mengetahui pengaruh dari variasi putaran *extra fan* kondensor terhadap unjuk kerja AC mobil untuk 2 macam jenis pemakaian refrigeran yang berbeda (R-12 dan R-134a).

#### 1.5 Manfaat Penelitian

Adapun manfaat yang dapat diperoleh dari penelitian ini adalah :

1. Sebagai bahan referensi penelitian selanjutnya, terutama mengenai mesin pendingin dan pengkondisian udara.
2. Mampu mengaplikasikan teori yang telah didapat selama perkuliahan tentang mesin pendingin dan pengkondisian udara.
3. Sebagai tambahan referensi dalam pengembangan refrigerasi otomotif.
4. Mengetahui komponen dan teknologi AC mobil.
5. Mengetahui perbedaan unjuk kerja AC mobil dengan refrigeran R-12 dan R-134a.



## BAB II TINJAUAN PUSTAKA

### 2.1 Penelitian – penelitian sebelumnya

Sistem refrigerasi yang paling sederhana memiliki komponen utama yaitu kompresor, kondensor, katup ekspansi, dan evaporator (Arismunandar, 2002). Untuk mendapatkan suhu udara yang sesuai dengan yang diinginkan banyak alternatif yang dapat diterapkan, diantaranya adalah dengan menaikkan koefisien perpindahan kalor kondensasi (Yawara, 2003). Dengan menambahkan kecepatan udara pendingin pada kondensor sehingga akan diperoleh harga koefisien prestasi yang lebih besar (Kusnanto, 2004). 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.

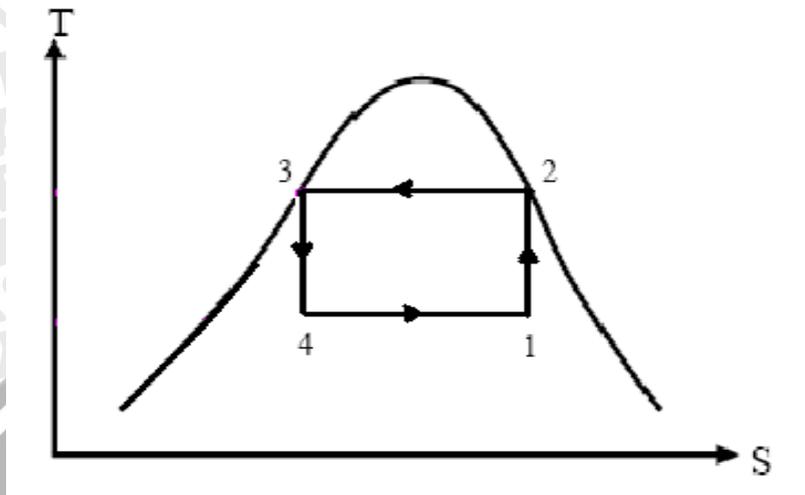
Menurut penelitian dari Asep.B (2007), bahwa penambahan putaran blower akan meningkatkan koefisien prestasi dan mempengaruhi perpindahan panas sisi udara pada deret pipa-pipa evaporator. Pada instalasi AC, fenomena demikian akan merubah kapasitas pendinginan, sehingga menyebabkan prestasi instalasi yang dinyatakan COP juga ikut berubah.

### 2.2 Dasar - Dasar tentang Refrigerasi

Dalam dunia keteknikan suatu sistem refrigerasi adalah merupakan suatu proses pengkondisian dimana menjaga suatu sistem pada temperatur yang lebih rendah dari pada temperatur yang ada pada lingkungan sekelilingnya. Pada refrigerasi ini terjadi pemindahan kalor secara terus menerus dari ruangan ke lingkungan. Sedangkan media yang digunakan untuk memindahkan kalor digunakan refrigeran yang bersirkulasi secara tertutup dalam sistem refrigerasi tersebut.

Siklus refrigerasi ini menggunakan siklus yang merupakan kebalikan dari siklus pada mesin Carnot atau Siklus Carnot dimana pada siklus ini terjadi penyerapan kalor dari reservoir suhu rendah dan pelepasan kalor pada reservoir

suhu tinggi. Pada gambar 2.1 tampak suatu gambaran mengenai siklus daur Refrigerasi Carnot.



Gambar 2.1 Diagram alir mesin pendingin carnot  
Sumber : Nainggolan (1994: 109)

Dari diagram alir diatas dapat dibuat hubungan sebagai berikut:

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

dengan:

$Q_1$ : panas yang diserap dari reservoir dingin (*low temperature region*)

$Q_2$ : panas yang diberikan ke reservoir panas (*high temperature region*)

$W$  : kerja dari luar

Untuk menjaga agar proses ini berjalan maka diperlukan kerja untuk memindahkan kalor dari reservoir dingin ke reservoir panas. Dari hukum Termodinamika I untuk sistem tertutup diperoleh hubungan bahwa kerja tidak dapat dihasilkan dari suatu siklus tanpa adanya kalor yang diberikan sistem. Dengan sistem siklus tersebut juga diperoleh hubungan bahwa jumlah kalor yang diserap dari reservoir suhu rendah ditambah jumlah kerja yang dibutuhkan oleh sistem.

Siklus yang digambarkan tersebut merupakan siklus kompresi mekanik atau sering disebut sebagai siklus mesin refrigerasi daur kompresi uap. Rasio dari unjuk kerja mesin refrigerasi pada sistem ini tidak ditunjukkan dari efisiensi kerja mesin tetapi ditunjukkan oleh nilai koefisien prestasi atau COP (*coefficient of performance*) dimana nilai ini merupakan definisi dari perbandingan antara jumlah

kalor yang diserap dengan selisih antara kalor yang diserap dengan kalor yang dilepaskan atau kerja bersihnya dan kapasitas pendinginan yang didefinisikan sebagai jumlah kalor yang diserap oleh refrigeran dalam evaporator dalam selang waktu satu detik yang dihitung dengan mengalikan aliran massa refrigeran dan efek refrigerasi. Nilai COP dan kapasitas pendinginan ini juga dapat dijadikan suatu indikator dari kerja efektif sistem AC.

### 2.3 Sifat Termodinamika

Suatu sifat termodinamika ialah setiap karakteristik atau ciri dari bahan yang diijakki 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 yang diukur dari nol tekanan pengukuran yang sama dengan tekanan 1 atmosfer absolut. Satuannya ialah Newton per luasan meter kuadrat atau  $\text{N.m}^{-2}$  yang setara dengan 1 Pascal (Pa) sedangkan 1 atmosfer = 101325 Pa.
3. **Rapat massa dan volume spesifik.** Rapat massa ( $\rho$ ) ialah massa zat yang mengisi satu satuan volume sedangkan volume spesifik ( $v$ ) ialah volume yang diisi oleh satu satuan massa zat. Untuk udara dengan tekanan 1 atmosfer dan suhu  $25^{\circ}\text{C}$  memiliki rapat massa  $1,2 \text{ kg.m}^{-3}$ .
4. **Kalor spesifik.** Kalor spesifik (C) dari suatu bahan adalah jumlah energi yang diperlukan untuk mengubah suhu tiap satu satuan massa bahan tersebut sebesar  $1^{\circ}\text{Kelvin}$ . 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 :

$$C_p = \left\{ \begin{array}{lll} 1,0 & \text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} & \text{udara kering} \\ 4,179 & \text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} & \text{air} \\ 1,88 & \text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} & \text{uap air} \end{array} \right\}$$

5. **Entalpi.** Adalah energi kalor yang dimiliki oleh tiap kilogram suatu zat pada suatu temperatur dan tekanan tertentu, sedangkan perubahan entalpi  $\Delta h$  dalam kJ/kg suatu bahan ialah jumlah kalor yang ditambahkan atau diambil per-satuan massa melalui proses tekanan konstan bahan tersebut.
6. **Kalor Laten.** Adalah sejumlah panas yang diambil atau diberikan kepada suatu zat dimana akan menyebabkan perubahan fase/wujud dari zat yang bersangkutan tanpa mengalami perubahan temperatur. Sifat entalpi dapat juga menyatakan laju pemindahan kalor untuk proses penguapan dan pengembunan. Dan persamaan dari hal tersebut ialah :

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

7. **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 penambahan atau pelepasan kalor, maka entropi 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 Psikrometri

Psikrometri merupakan kajian tentang sifat – sifat campuran udara dan uap air. Psikrometri mempunyai arti penting dalam bidang teknik pengkondisian udara, karena udara atmosfer tidak kering betul melainkan merupakan campuran antara udara dan uap air.

### 2.4.1 Parameter – parameter Psikrometri

Terdapat beberapa parameter yang digunakan untuk menjelaskan sifat – sifat campuran udara dan uap air. Parameter – parameter tersebut antara lain sebagai berikut:

#### 1. Kelembaban relatif ( $\phi$ )

Kelembaban relatif  $\phi$  didefinisikan sebagai perbandingan fraksi molekul uap air di dalam udara basah terhadap fraksi molekul uap air jenuh pada suhu dan tekanan yang sama. Dari hubungan – hubungan untuk gas ideal,  $\phi$  dapat dinyatakan dengan:

$$\phi = \frac{P_s}{P_w} \quad (\text{Stoecker, 1996:40}) \quad (2-3)$$

dengan:

$\phi$  = kelembaban relatif, (%)

$P_w$  = tekanan jenuh air murni pada suhu yang sama, (kPa)

$P_s$  = tekanan uap air parsial, (kPa)

#### 2. Rasio kelembaban

Rasio kelembaban  $W$  adalah berat atau massa air yang terkandung dalam setiap kilogram udara kering. Dalam teknik pengkondisian udara, untuk menghitung rasio kelembaban dapat digunakan persamaan gas ideal. Sehingga dari persamaan gas ideal diperoleh rasio kelembaban sebagai berikut:

$$W = 0,622 \times \frac{P_s}{P_{atm} - P_s} \quad (\text{Stoecker, 1996:41}) \quad (2-4)$$

dengan :

$W$  = rasio kelembaban, (kg uap air/kg udara kering)

$P_{atm}$  = tekanan atmosfer =  $p_a + p_s$ , (kPa)

$P_s$  = tekanan parsial uap air dalam keadaan jenuh, (kPa)

#### 3. Entalpi

Entalpi campuran udara kering dan uap air adalah jumlah dari entalpi udara kering dan entalpi uap air.

$$h = c_p \times t + W \times h_g \quad (\text{Stoecker, 1996:42}) \quad (2-5)$$

dengan :

$h$  = entalpi campuran udara kering dan uap air, (kJ.kg<sup>-1</sup>)

$c_p$  = kalor spesifik udara kering pada tekanan konstan = 1,0 (kJ.kg<sup>-1</sup>.K<sup>-1</sup>)

$t$  = suhu campuran udara dan uap, (K)

$h_g$  = entalpi uap air jenuh pada suhu campuran udara dan uap, (kJ.kg<sup>-1</sup>)

#### 4. Volume spesifik

Volume spesifik adalah volume udara campuran dengan satuan meter kubik per kilogram udara kering. Dapat juga dikatakan sebagai meter kubik udara kering atau meter kubik campuran per kilogram udara kering, karena volume yang diisi oleh masing – masing substansi sama. Dari persamaan gas ideal, volume spesifik  $v$  adalah

$$v = \frac{R_a \times T}{P_{atm} - P_s} \quad (\text{Stoecker, 1996:43}) \quad (2-6)$$

dengan :

$v$  = volume spesifik (m<sup>3</sup>.kg<sup>-1</sup>)

$R_a$  = tetapan gas untuk udara kering = 287 (J.kg<sup>-1</sup>.K<sup>-1</sup>)

$P_{atm}$  = tekanan atmosfer (Pa)

$P_s$  = tekanan uap air parsial dalam keadaan jenuh (Pa)

#### 5. Temperatur

Pada psikrometri ada tiga istilah untuk besaran temperatur, yaitu temperatur bola kering (*dry bulb*), temperatur bola basah (*wet bulb*), dan *dew point*. Temperatur bola kering adalah temperatur dari termometer yang bola sensornya terbuka ke atmosfer, temperatur bola basah adalah temperatur dari termometer yang bola sensornya dibungkus dengan kain basah. Sedangkan temperatur *dew point* adalah temperatur saat uap air di atmosfer mulai mengembun.

### 2.5 Persamaan Energi Aliran Mantap

Pada sistem refrigerasi laju aliran massa cenderung tetap sehingga laju aliran dapat dianggap mantap dalam gambar 2.2 keseimbangan energi dapat dinyatakan sebagai berikut :

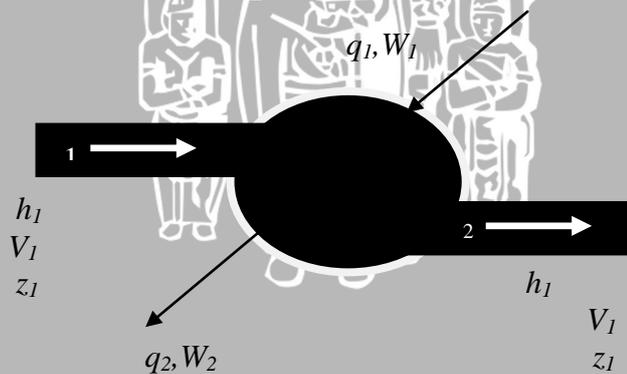
”Besarnya energi yang masuk bersama aliran dititik 1 ditambah dengan besarnya energi yang ditambahkan berupa kalor yang dikurangi dengan besarnya energi dalam bentuk kerja dan dikurangi dengan energi yang meninggalkan sistem pada titik 2 sama dengan besarnya perubahan energi di dalam volume kendali”

Dalam pengertian ini ungkapan matematiknyalah :

$$\dot{m} \times \left[ \frac{h_1 + V_1^2 + g \times z_1}{2} \right] + q - \dot{m} \times \left[ \frac{h_2 + V_2^2 + g \times z_2}{2} \right] - W = \frac{dE}{d\theta} \quad (\text{Stoecker, 1996:20}) \quad (2-7)$$

Oleh karena perhatian dibatasi pada masalah proses aliran mantap, maka tak ada perubahan harga E terhadap waktu ; karena itu  $dE/d\theta = 0$ , dan persamaan energi aliran mantap menjadi :

$$\dot{m} \times \left[ \frac{h_1 + V_1^2 + g \times z_1}{2} \right] + q = \dot{m} \times \left[ \frac{h_2 + V_2^2 + g \times z_2}{2} \right] + W \quad (\text{Stoecker, 1996:21}) \quad (2-8)$$



Gambar 2.2 Keseimbangan energi pada sebuah volume atur yang sedang mengalami laju aliran mantap.

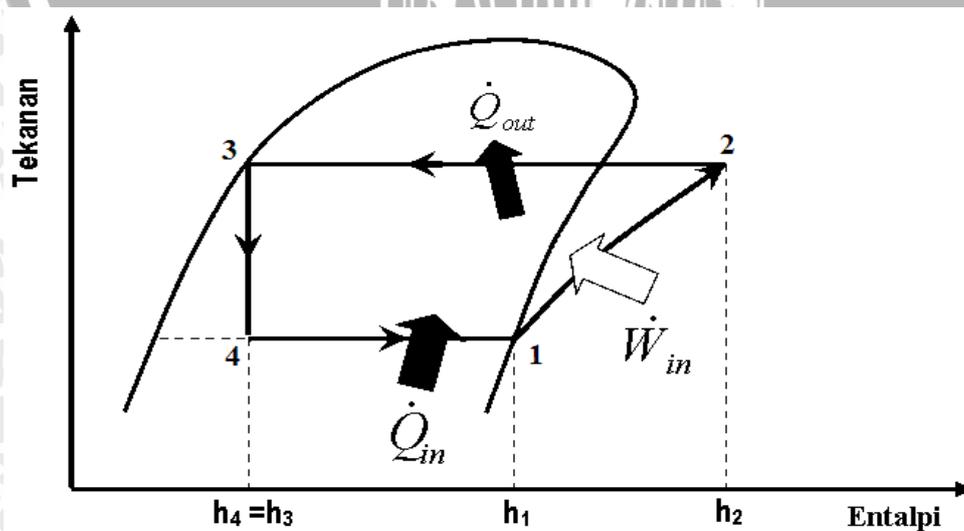
Sumber : W.F Stoecker, (1996 : 20)

dengan :

- $\dot{m}$  = laju aliran massa, (kg.det<sup>-1</sup>)
- $h$  = entalpi, (J.kg<sup>-1</sup>)
- $v$  = kecepatan, (m.det<sup>-1</sup>)
- $z$  = ketinggian, (m)
- $g$  = percepatan gravitasi = 9,81 (m.det<sup>-2</sup>)
- $q$  = laju aliran energi dalam bentuk kalor, (W)
- $W$  = laju aliran energi dalam bentuk kerja, (J.det<sup>-1</sup>)
- $E$  = energi di dalam sistem, (J)

### 2.5.1 Sistem Refrigerasi Daur Kompresi Uap

Mesin daur kompresi uap merupakan mesin yang banyak dipakai untuk aplikasi mesin pendingin bahan makanan, sistem pengkondisian udara, pabrik pembuat es batu dan pada bidang proses produksi. Pada mesin ini terjadi proses dimana uap dikompresikan kemudian dikondensasikan menjadi cair dalam satu siklus. Kemudian cairan yang terbentuk tadi diturunkan tekanannya hingga mencapai tekanan dibawah tekanan uapnya sehingga terjadi penguapan kembali dan terbentuk uap dalam satu siklus tadi. Daur ini disebut daur yang dioperasikan dengan kerja karena kenaikan tekanan refrigerasi dilakukan kompresor yang memerlukan kerja dari luar. Pada gambar 2.3 dapat dijelaskan proses siklus yang terjadi pada daur kompresi.



Gambar 2.3 Diagram tekanan-entalpi (P-h diagram) daur kompresi uap  
 Sumber : W.F.Stoecker, (1996 : 187)

Keterangan :

- Proses 1-2 : adalah merupakan kompresi adiabatik dan reversibel dari uap jenuh menuju tekanan kondensor. Daya kompresor adalah kerja kompresor per satuan waktu. Apabila perubahan energi kinetik dan energi potensial diabaikan, maka daya kompresor adalah :

$$W_{in} = \dot{m}_{ref} \cdot (h_2 - h_1) \quad (\text{Stoecker, 1996:186}) \quad (2-9)$$

- Proses 2-3 adalah proses pelepasan kalor reversibel pada tekanan konstan, menyebabkan penurunan panas lanjut (*desuperheating*) dan pengembunan refrigeran. Kapasitas laju aliran kalor kondensasi (kapasitas pemanasan) adalah kemampuan mesin pendingin untuk melepaskan kalor per satuan waktu, besarnya adalah:

$$Q_{out} = \dot{m}_{ref} \cdot (h_2 - h_3) \quad (\text{Stoecker, 1996:186}) \quad (2-10)$$

- Proses 3-4 ialah proses ekspansi tidak reversibel pada entalpi konstan, dari cairan jenuh menuju tekanan evaporator. Proses pengecilan (*throttling process*) pada sistem pendingin terjadi di dalam pipa kapiler atau katup ekspansi. Proses di sini berlangsung pada proses adiabatik, sehingga

$$h_4 = h_3 \quad (\text{Stoecker, 1996:186}) \quad (2-11)$$

- Proses 4-1 merupakan penambahan kalor reversibel pada tekanan tetap, yang menyebabkan penguapan menuju uap jenuh. Kapasitas laju aliran kalor evaporasi (kapasitas pendinginan) yaitu kemampuan mesin pendingin untuk menyerap kalor per satuan waktu, dirumuskan :

$$Q_{in} = \dot{m}_{ref} \cdot (h_1 - h_4) \quad (\text{Stoecker, 1996:186}) \quad (2-12)$$

Istilah prestasi di dalam siklus refrigerasi disebut dengan *Coefficient of Performance* atau COP yang didefinisikan sebagai :

$$COP = \frac{Q_{in}}{W_{in}} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (\text{Stoecker, 1996:178}) \quad (2-13)$$

dengan :

$h_1$  = entalpi keluar evaporator, (kJ.kg<sup>-1</sup>)

$h_2$  = entalpi masuk kondensor, (kJ.kg<sup>-1</sup>)

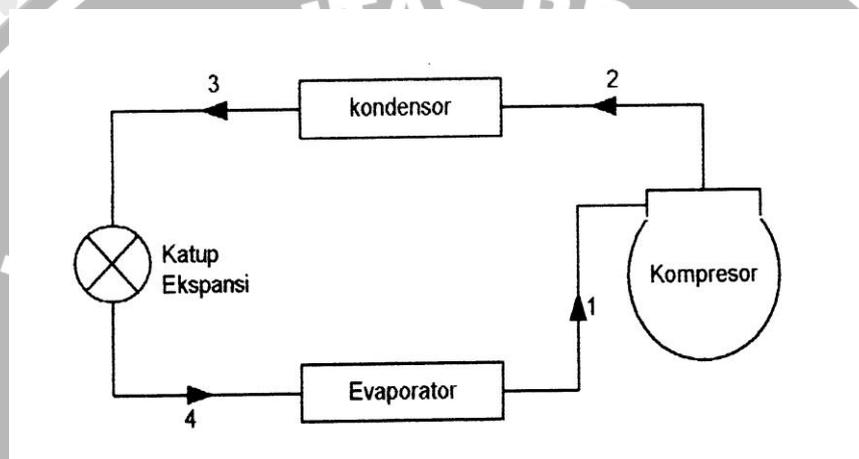
$h_3$  = entalpi keluar kondensor, (kJ.kg<sup>-1</sup>)

$h_4$  = entalpi masuk evaporator, (kJ.kg<sup>-1</sup>)

$\dot{m}_{ref}$  = laju aliran massa refrigeran, (kJ.kg<sup>-1</sup>)

❖ Proses termodinamika pada siklus kompresi uap

Pada siklus ini penyerapan panas dilakukan dalam evaporator dengan temperatur dan tekanan rendah. Pada gambar 2.4 dijelaskan secara skematik bahwa 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.



Gambar 2.4 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, entropi konstan
- ❖ Perubahan fase dari uap jenuh menjadi uap panas lanjut

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

Diagram alir dari siklus mesin ini dapat dijelaskan pada gambar 2.4 dimana proses dimulai dari kompresor dimana terjadi kompresi cairan refrigeran dan dalam waktu yang bersamaan terbentuk pula penurunan tekanan pada saluran masuk refrigeran ke kompresor. Selanjutnya terjadi daur kompresi dan tercipta proses penguapan pada evaporator dan pengembunan pada kondensor. Dengan kata lain proses 1-2 adalah kompresi isentropik di sepanjang garis entropi konstan, mulai dari uap jenuh hingga tekanan pengembunan. Proses 2-3 merupakan penurunan panas lanjut dan pengembunan dengan tekanan tetap, yang merupakan garis lurus mendatar pada diagram tekanan entalpi. Proses throttel 3-4, berlangsung pada entalpi yang tetap, karena tegak lurus pada bagan. Proses 4-1 merupakan garis lurus mendatar karena aliran refrigeran melalui evaporator dianggap memiliki tekanan yang tetap. Dalam mesin refrigerasi daur kompresi uap ini terdapat empat komponen mesin utama yang merupakan penunjang bekerjanya sistem refrigerasi yaitu :

#### 1. Kompresor

Kompresor berguna untuk mengubah uap tekanan rendah dari evaporator menjadi uap tekanan tinggi pada kondensor dengan sistem kompresi. Untuk menggerakkan kompresor dipakai tenaga motor dari mobil itu sendiri atau memakai motor penggerak tersendiri.

Efisiensi kompresor dapat didefinisikan sebagai perbandingan antara daya kompresi teoritik dengan daya kompresi sebenarnya. Daya kompresi teoritik ialah selisih antara entalpi sisi keluar dan sisi masuk refrigeran dikali dengan laju aliran

massa refrigeran sedangkan daya aktual dapat dilihat pada mesin. Efisiensi kompresi pada umumnya mengalami penurunan dari keadaan idealnya hal ini dikarenakan adanya gesekan pada permukaan yang bersentuhan dengan bagian-bagian yang bergerak dan penurunan tekanan melalui katup-katupnya. Kerja kompresi dari kompresor adalah kerja yang dilakukan kompresor untuk meningkatkan refrigeran dari tekanan evaporator ( $p_1$ ) menuju tekanan kondensor ( $p_2$ ), besarnya mempunyai selisih entalpi antara sisi keluar kompresor ( $h_2$ ) dan entalpi sisi masuknya ( $h_1$ ). Karena proses berjalan secara adiabatik maka  $q$  bernilai nol, maka hal tersebut dapat dilihat pada persamaan berikut :

$$w = (h_2 - h_1) (\text{kJ.kg}^{-1}) \quad (\text{Stoecker, 1996 : 186}) \quad (2-14)$$

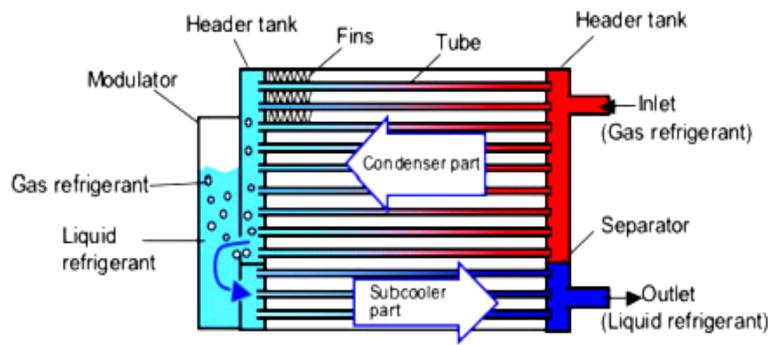
dengan:

$h_1$  = entalpi refrigeran pada daerah saturasi uap, ( $\text{kJ.kg}^{-1}$ )

$h_2$  = entalpi refrigerasi pada daerah panas lanjut, ( $\text{kJ.kg}^{-1}$ )

## 2. Kondensor

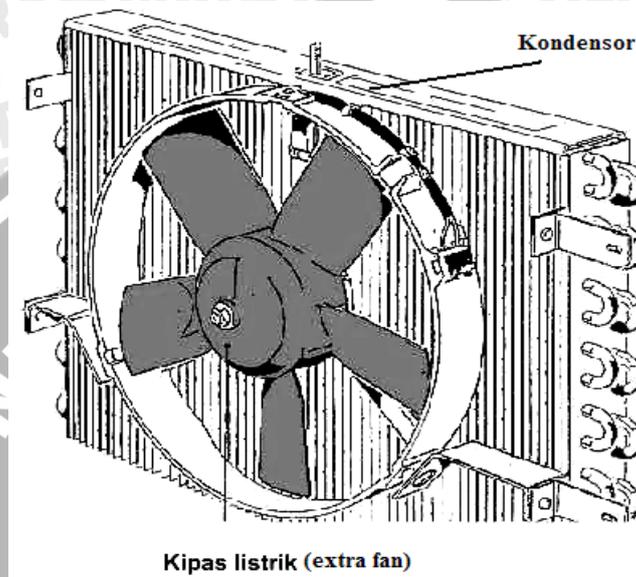
Suatu komponen sistem refrigerasi yang dapat menyerap kalor yang dikandung oleh bahan pendingin refrigeran sehingga bahan pendingin yang mula-mula berbentuk uap akan menjadi cair. Bagian-bagian kondensor serta fase refrigeran saat keluar maupun masuk kondensor dapat dilihat pada gambar 2.5 berikut.



Gambar 2.5 Kondensor

Sumber : [www.COP.com/SEUhtmlDOCS/SEU15\\_files/partofcondenser.jpg](http://www.COP.com/SEUhtmlDOCS/SEU15_files/partofcondenser.jpg)

Untuk meningkatkan jumlah kalor yang dilepas maka dilakukan bantuan hembusan udara dengan menggunakan kipas atau blower. Dalam kondensator dibutuhkan pelepasan kalor untuk mencairkan refrigeran yang bertekanan dan bertemperatur tinggi setelah keluar dari kompresor. Instalasi dan pemasangan kipas dapat dilihat pada gambar 2.6 berikut.



Gambar 2.6 Kondensator dan Kipas listrik  
Sumber : Daryanto (2006: 34)

Jumlah kalor yang dilepaskan oleh uap refrigeran kepada hembusan udara di dalam kondensator, sama dengan selisih entalpi refrigeran sisi masuk dan pada sisi keluar kondensator dikali dengan laju aliran massanya. Pelepasan kalor dalam kilo-joule per-kilogram adalah perpindahan kalor dari refrigeran pada proses 2-3, pada proses ini tidak dilakukan kerja, sesuai persamaan berikut :

$$q_{cond} = (h_2 - h_3) \quad (\text{kJ.kg}^{-1}) \quad (\text{Stoecker, 1996 : 187}) \quad (2-15)$$

dengan :

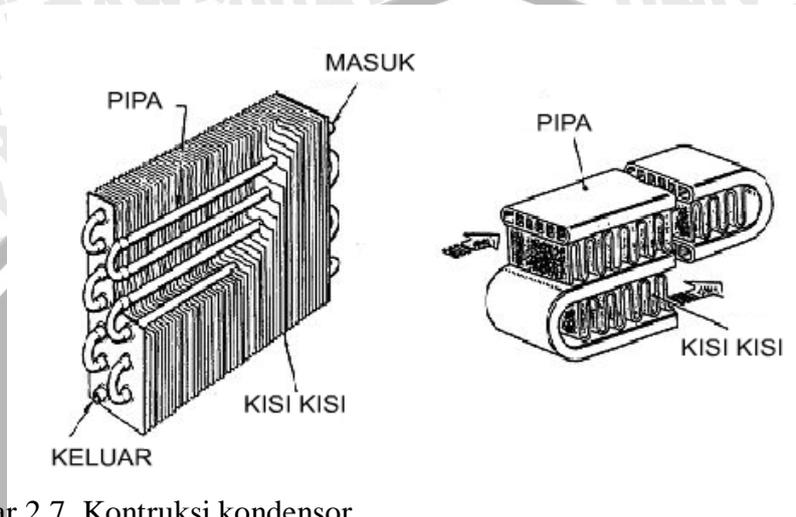
$q_{cond}$  = pelepasan kalor terjadi dari kondensator ( $\text{kJ.kg}^{-1}$ )

$h_3$  = entalpi refrigeran pada daerah saturasi cair ( $\text{kJ.kg}^{-1}$ )

Konstruksi

Pipa – pipa kondensor ada yang dibuat bulat dan ada juga yang dibuat dengan banyak lubang aliran zat pendingin seperti yang ditunjukkan pada gambar 2.7.

Pipa itu dilengkungkan secara paralel dari awal sampai keluarnya zat pendingin menuju saringan.



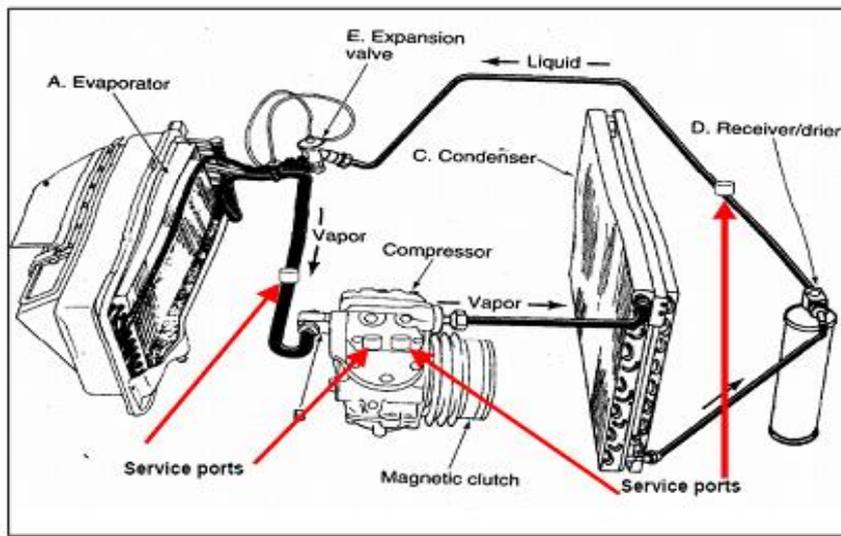
Gambar 2.7 Kontruksi kondensor

Sumber : [www.acmobilindonesia.com](http://www.acmobilindonesia.com)

Untuk memperluas permukaan pendingin diantara pipa yang dilengkungkan itu diberi kisi – kisi pendingin supaya pendinginan lebih sempurna (panas diserap oleh kisi pendingin). Sehingga kondensasi dan perubahan bentuk zat pendinginan dari gas menjadi cair akan terjadi.

### 3. Evaporator

Merupakan komponen yang berfungsi menguapkan bahan pendingin atau refrigeran dimana terjadi penyerapan panas dari media yang dikondisikan. Pada evaporator biasanya digunakan sirip-sirip untuk memudahkan terjadinya perpindahan panas dari udara luar (media yang dikondisikan) ke refrigeran, sehingga refrigeran akan berubah fase menjadi uap. Bentuk dan konstruksi evaporator tidak berbeda dari kondensor, tapi fungsi keduanya berlainan. Pemasangan evaporator pada instalasi AC mobil dapat dilihat pada gambar 2.8 berikut ini.



Gambar 2.8 Instalasi AC mobil  
 Sumber : Daryanto (2006: 40)

Pada kondensor panas zat pendingin harus dikeluarkan, agar terjadi perubahan bentuk zat pendingin dari gas ke cair. Prinsip ini berlaku sebaliknya pada evaporator, zat pendingin cair dari kondensor harus dirubah kembali menjadi gas dalam evaporator, dengan demikian evaporator harus menyerap panas, agar penyerapan panas ini dapat berlangsung dengan sempurna, pipa – pipa evaporator juga diperluas permukaannya dengan memberi kisi – kisi (elemen) dan kipas listrik (*blower*), supaya udara dingin juga dapat dihembus ke dalam ruangan.

Pada rumah evaporator bagian bawah dibuat saluran/pipa untuk keluarnya air yang mengumpul disekitar evaporator akibat udara yang lembab. Air ini juga akan membersihkan kotoran – kotoran yang menempel pada kisi – kisi evaporator, karena kotoran itu akan turun bersama air.

Pada evaporator besar nilai kalor yang diserap oleh refrigeran merupakan selisih entalpi refrigeran sisi keluar evaporator dan sisi masuk evaporator. Hal tersebut dapat dilihat pada persamaan aliran energi yang mantap, dimana energi kinetik, energi potensial, dan kerja diabaikan sehingga tampak sebagai berikut:

$$q_e = h_1 - h_4 \quad (\text{kJ.kg}^{-1}) \quad (\text{Stoecker, 1996 : 187}) \quad (2-16)$$

dengan :

- $q_e$  = penyerapan kalor oleh refrigeran dalam evaporator ( $\text{kJ.kg}^{-1}$ )
- $h_1$  = entalpi refrigeran pada daerah saturasi uap ( $\text{kJ.kg}^{-1}$ )
- $h_4$  = entalpi refrigeran pada daerah campuran ( $\text{kJ.kg}^{-1}$ )

Pada evaporator terjadi penyerapan kalor di udara oleh refrigeran, sehingga semakin besar kalor di udara yang diserap oleh refrigeran di dalam evaporator maka entalpi refrigeran setelah melewati evaporator juga akan semakin bertambah. Dengan memakai prinsip kesetimbangan energi untuk fluida kondisi *steady* melewati evaporator, maka didapat rumus :

$$\dot{m}_A \times h_A = \dot{m}_B \times h_B + \dot{m}_{CON} \times h_{CON} + Q_{Ref} \quad (\text{Stoecker, 1996:21}) \quad (2-17)$$

Sehingga besarnya kapasitas pendinginan, yaitu :

$$Q_{Ref} = \dot{m}_A \times h_A - \left[ \dot{m}_B \times h_B + \dot{m}_{CON} \times h_{CON} \right] \left[ \frac{\text{kg}}{\text{s}} \right] \quad (\text{Stoecker, 1996:21}) \quad (2-18)$$

Dimana telah dijelaskan sebelumnya bahwa  $Q_{ref} = \dot{m}_{ref} \cdot (h_1 - h_4)$

Sehingga kesetimbangan energi pada evaporator menjadi:

$$\dot{m}_{ref} \cdot (h_1 - h_4) = \dot{m}_A \times h_A - \left[ \dot{m}_B \times h_B + \dot{m}_{CON} \times h_{CON} \right] \quad (\text{Stoecker, 1996:21}) \quad (2-19)$$

dengan:

- $\dot{m}_A$  = massa alir udara sebelum melewati evaporator (kg/s)
- $\dot{m}_B$  = massa alir udara setelah melewati evaporator (kg/s)
- $\dot{m}_{CON}$  = massa aliran yang keluar dari evaporator pada air kondensasi atau massa alir air kondensat (kg/s)
- $h_A$  = entalpi udara sebelum melewati evaporator (kJ/kg)
- $h_B$  = entalpi udara setelah melewati evaporator (kJ/kg)
- $h_{CON}$  = entalpi air kondensat yang terbentuk dalam gelas ukur (kJ/kg)

Untuk mencari massa alir udara setelah melewati evaporator ( $\dot{m}_B$ ), maka perlu dicari besarnya nilai kecepatan aliran udara setelah melewati evaporator ( $V_B$ ) yang didapatkan dari hasil pengukuran perbedaan tekanan rata-rata yang diukur oleh tabung pitot dengan mengambil pengukuran pada sejumlah titik pada seluruh bagian melintang saluran. Untuk fluida kompresibel maka besarnya kecepatan aliran udara setelah melewati evaporator ( $V_B$ ), adalah sebagai berikut:

$$\begin{aligned} \diamond V_B &= c \times \sqrt{2 \times g \times h} \\ &= c \times \sqrt{2 \times g \times \frac{\Delta P}{\gamma}} \\ &= c \times \sqrt{2 \times g \times \frac{\rho_{MINYAK} \times g \times h}{g \times \rho_{udara}}} \end{aligned}$$

$$= c \times \sqrt{2 \times g \times \frac{\rho_{air} \times SG_{MINYAK} \times (z \times \sin 3,75/1000)}{\rho_{udara}}}$$

(SNI, 2005:4) (2-20)

dengan:

$c$  = konstanta dari tabung pitot, yaitu sebesar 0,85

$\Delta P$  = perbedaan tekanan rata-rata yang diukur oleh tabung pitot dengan mengambil pengukuran pada sejumlah titik pada seluruh bagian melintang saluran (Pascal)

$\gamma$  = berat jenis udara atau gas pada kondisi pengujian ( $N/m^3$ )

$\rho_{minyak}$  = massa jenis minyak pengisi *inclined manometer* ( $kg/m^3$ )

$\rho_{udara}$  = massa jenis udara yang mengalir pada duct ( $kg/m^3$ )

$\rho_{air}$  = massa jenis air pada kondisi tekanan atmosfer ( $kg/m^3$ )

$S.G_{minyak}$  = *specific gravity* minyak pengisi *inclined manometer*, yaitu sebesar 0,826

$Z$  = ketinggian cairan yang ditunjukkan *manometer* (mm kolom minyak)

Di dalam evaporator perbedaan temperatur rata-rata digunakan untuk menghitung perpindahan kalor dimana makin besar perbedaan temperatur rata-rata makin kecil ukuran permukaan luas perpindahan kalor. Namun dalam hal tersebut temperatur penguapan menjadi semakin rendah, sehingga kemampuan kompresor akan berkurang. Oleh karena itu perbedaan temperatur rata-rata ditetapkan dengan memperhatikan pertimbangan faktor penukar kalor. Pada evaporator terjadi dampak pendinginan yang dikalikan dengan laju aliran masa refrigeran akan merupakan nilai dari kapasitas refrigerasi atau pendinginan untuk AC.

#### 4. Katup ekspansi

Alat ini memiliki kegunaan menurunkan tekanan refrigeran cair dan mengatur aliran refrigeran ke evaporator. Tekanan zat pendingin yang berbentuk cair dari kondensor, saringan harus diturunkan supaya zat pendingin menguap, dengan demikian penyerapan panas dan perubahan bentuk zat pendingin dari cair menjadi gas akan berlangsung dengan sempurna sebelum keluar evaporator.

Untuk itulah pada saluran masuk evaporator dipasang katup ekspansi. Bekerjanya katup ekspansi diatur sedemikian rupa agar membuka dan menutupnya katup sesuai dengan temperatur evaporator atau tekanan di dalam sistem.

Macam – macam konstruksi dan cara kerja :

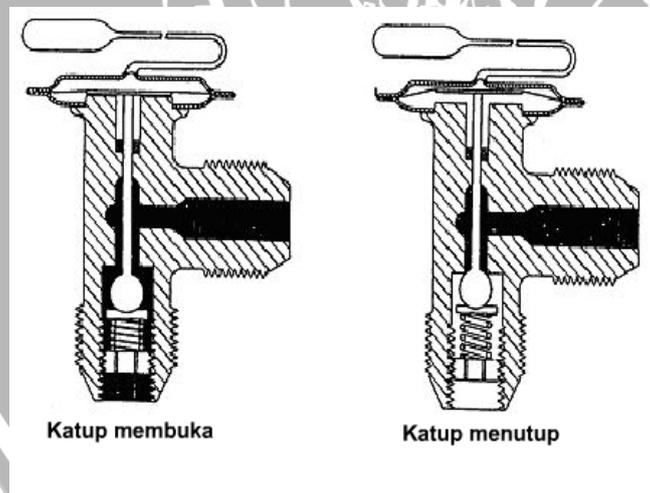
1. Katup ekspansi bentuk siku

- Katup ekspansi dengan kontrol temperatur

Tabung kontrol, pipa kapiler dan ruangan di atas membran diisi dengan cairan khusus yang sensitif terhadap perubahan temperatur, tabung kontrol dan pipa kapiler ini didempetkan dengan pipa keluar evaporator.

Bila temperatur evaporator rendah, tekanan cairan di atas membran tidak mampu melawan tekanan pegas, katup jarum menutup saluran masuk ke evaporator, penguapan zat pendingin terhenti , temperatur evaporator naik kembali.

Sebaliknya pada saat temperatur evaporator naik, tekanan cairan di atas membran akan naik pula, sampai melebihi tekanan pegas, katup terdorong ke bawah, saluran terbuka. Suhu evaporator turun kembali, demikian seterusnya. Proses membuka dan menutup katup dapat dilihat pada gambar 2.9 berikut.

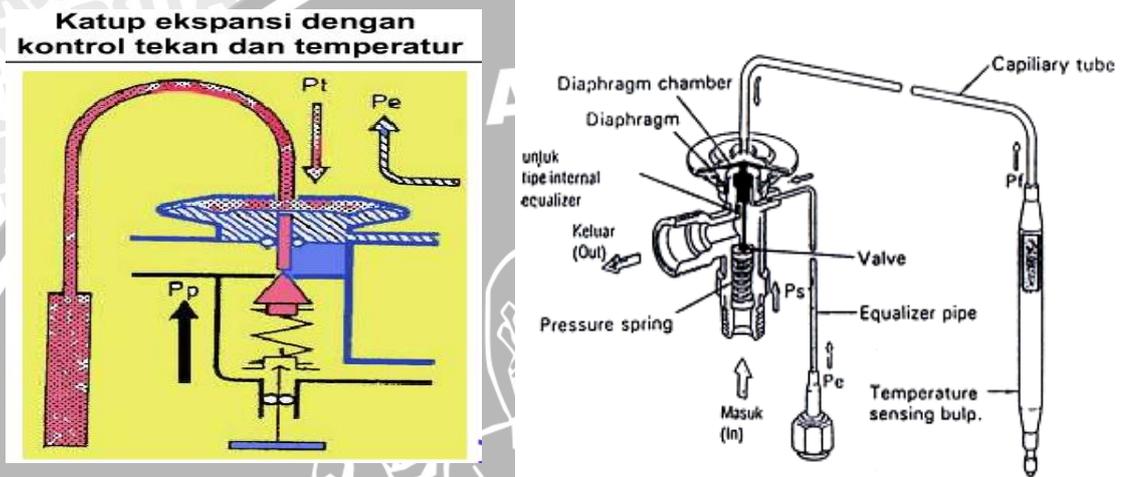


Gambar 2.9 Katup ekspansi dengan kontrol temperatur

Sumber : [www.acmobilindonesia.com](http://www.acmobilindonesia.com)

- Katup ekspansi dengan kontrol tekan dan temperatur

Kontrol temperatur tetap seperti sebelumnya, tekanan di atas membran tergantung dari suhu pipa keluar evaporator. Pada waktu tekanan pipa keluar evaporator turun, tekanan di atas membran akan mendorong batang dan katup sampai membuka saluran. Bagian-bagian katup ekspansi serta ilustrasi gaya tekan yang bekerja pada katup ekspansi dengan kontrol tekan dan temperatur dapat dilihat pada gambar 2.10 berikut.



Gambar 2.10 Katup ekspansi dengan kontrol tekan dan temperatur  
 Sumber : [www.acmobilindonesia.com](http://www.acmobilindonesia.com),  
[www.COP.com/SEUhtmlDOCS/SEU18\\_files/expansionvalve.jpg](http://www.COP.com/SEUhtmlDOCS/SEU18_files/expansionvalve.jpg)

- $P_t$  = Tekanan cairan di atas membran
- $P_p$  = Tekanan pegas
- $P_e$  = Tekanan zat pendingin yang keluar dari evaporator

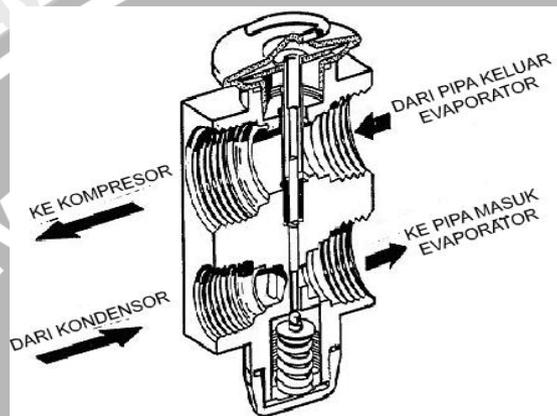
Supaya pengaturan menutup dan membuka disesuaikan dengan tekanan yang ada, maka dapat ditulis persamaan :

$$P_t = P_p + P_e$$

Zat pendingin mengalir ke evaporator, bila tekanan evaporator naik,  $P_e$  juga naik,  $P_t$  turun (lihat persamaan),  $P_p$  akan mendorong katup ke atas kembali sampai menutup saluran. Zat pendingin tidak mengalir ke evaporator. Suhu evaporator naik kembali dan tekanannya akan turun katup akan bekerja seperti semula, demikian seterusnya. Katup membuka dan menutup sesuai/tergantung dari suhu dan tekanan pada pipa keluar evaporator.

## 2. Katup ekspansi bentuk blok (dengan kontrol temperatur dan tekanan)

Pada gambar 2.11 diilustrasikan bahwa bagian di atas membran adalah cairan yang mengontrol dengan temperatur pipa keluar evaporator. Di bawah membran pengontrolan dengan tekanan zat pendingin pada pipa keluar evaporator. Membuka dan menutupnya katup diatur oleh tekanan pegas, tekanan diatas dan dibawah membran miring tanpa garis bawah.



Gambar 2.11 Katup ekspansi bentuk blok dengan kontrol tekan dan temperatur  
Sumber : Daryanto (2006: 46)

## 2.6 Sistem Operasi AC Mobil

Gas refrigeran yang menuju kompresor berasal dari evaporator. Kemudian dipompakan oleh kompresor menuju kondensor dalam kondisi tekanan tinggi. Gas bertekanan tinggi ini juga memiliki temperatur yang tinggi sebagaimana hasil dari gas yang dikompresikan. Ketika gas ini melewati kondensor pada tekanan tinggi, gas bertemperatur tinggi ini membuang panasnya ke udara luar selama proses yang terjadi pada kondensor. Pendinginan gas uap refrigeran menyebabkan refrigeran fasa gas akan mengembun menjadi fasa cair. Sedangkan refrigeran cair yang terbentuk masih dalam tekanan tinggi mengalir melewati bagian bawah kondensor menuju *dehidrator* yang berfungsi menyaring partikel dan uap air yang ikut dalam refrigeran dan untuk selanjutnya refrigeran mengalir menuju katup ekspansi thermostatik. Katup ini mengekspansikan cairan refrigeran bertekanan tinggi menuju evaporator selama tekanan pada evaporator relatif rendah, refrigeran segera mulai mendidih. Selama refrigeran melewati evaporator, refrigeran ini akan terus mendidih dan hal ini menyebabkan

terjadinya penyerapan panas dari permukaan pipa-pipa evaporator. Hal ini terjadi karena aliran udara yang melewati evaporator masih lebih panas relatif bila dibandingkan dengan temperatur dari evaporator itu sendiri.

## 2.7 Refrigeran

Refrigeran adalah fluida kerja dari mesin pendingin yang disirkulasikan untuk memindahkan panas dari media yang diinginkan kepada media penyerap panas. Untuk refrigerasi sistem kompresi uap refrigeran menyerap di dalam evaporator pada temperatur dan tekanan rendah serta melepaskan panas pada kondensor pada tekanan serta temperatur tinggi. Kedua Refrigeran yang dipergunakan dalam penelitian ini adalah Refrigeran Halokarbon.

Pada tabel 2.1 diberikan beberapa jenis refrigeran Halokarbon beserta nama kimia dan rumus kimianya. 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 penomoran	Nama kimia	Rumus kimia
11	Trikloromonofluorometana	$\text{CCl}_3\text{F}$
12	Diklorodifluorometana	$\text{CCl}_2\text{F}_2$
13	Monoklorotrifluorometana	$\text{CClF}_3$
22	Monoklorodifluorometana	$\text{CHClF}_2$
40	Metil klorida	$\text{CH}_3\text{Cl}$
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.

### 2.7.1 Refrigeran R-134a ( $\text{CH}_2\text{FCF}_3$ )

R-134a tergolong dalam *Hydrofluorocarbons* (HFCs). Refrigeran ini merupakan salah satu alternatif memiliki beberapa properti yang baik, tidak beracun, tidak mudah terbakar dan relatif stabil R-134a juga memiliki kelemahan di antaranya, tidak bisa dijadikan pengganti R-12 secara langsung tanpa melakukan modifikasi sistem refrigerasi (*drop in substitute*), relatif mahal, dan masih memiliki potensi sebagai zat yang dapat menyebabkan efek pemanasan global karena memiliki *Global Warming Potential* (GWP) yang signifikan. Selain itu R-134a sangat bergantung kepada pelumas sintetik yang sering menyebabkan masalah dengan sifatnya yang higroskopis. Bentuk refrigeran jenis R-134a yang beredar di pasaran dapat dilihat pada gambar 2.12



Gambar 2.12 Refrigeran R-134a merk KLEA  
Sumber : Laboratorium Fluida, Universitas Brawijaya, Malang

### 2.7.2 Refrigeran R-12 ( $\text{CCl}_2\text{F}_2$ )

Diklorodiflorometana (R-12) mempunyai rumus kimia  $\text{CCl}_2\text{F}_2$ , dikenal dengan nama freon 12. R-12 dapat mengembun di bawah tekanan atmosfer dan memiliki temperatur didih  $-29,80^\circ\text{C}$  pada tekanan atmosfer. R-12 diklasifikasikan kedalam *Chlorofluorocarbon* (CFC) karena refrigeran ini terdiri dari atom *chlorine*, *fluorine*, dan *carbon*. R-12 ini terutama digunakan untuk melayani refrigerasi rumah tangga dan di dalam pengkondisian udara kendaraan otomotif. R-12 masih memiliki potensi sebagai zat yang dapat menyebabkan efek pemanasan global dengan nilai *Global Warming Potential* (GWP) sebesar 8500 kg  $\text{CO}_2$ / kg refrigeran. R-12 termasuk pada senyawa halokarbon yang merupakan bahan sintesis, yaitu bahan yang dibuat oleh manusia atau tidak ditemukan di alam. R-12 mempunyai sifat tidak beracun dan tidak mudah terbakar. Bentuk refrigeran jenis R-12 yang beredar di pasaran dapat dilihat pada gambar 2.13



Gambar 2.13 Refrigeran R-12

Sumber : Laboratorium Fluida, Universitas Brawijaya, Malang

### 2.7.3 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.

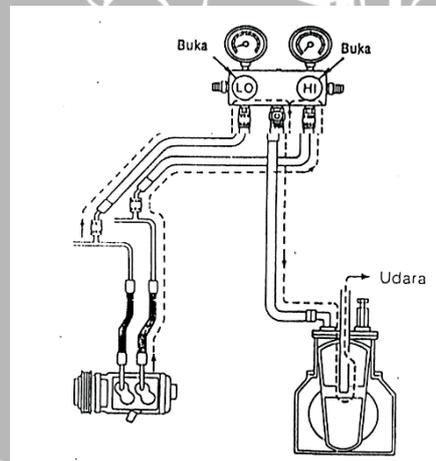
4. Konduktivitas termal yang tinggi

Konduktivitas termal sangat penting untuk menentukan karakteristik perpindahan panas refrigeran.

5. Viskositas yang rendah dalam fase cair maupun fase gas  
Dengan viskositas yang rendah akan mengakibatkan turunnya tahanan aliran refrigeran dalam pipa sehingga 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

### 2.8 Pengisian refrigeran pada AC mobil

Pada saat pengisian refrigeran R-134a atau R-12 pada AC mobil terlebih dahulu sistem divakum hal ini bertujuan untuk menghilangkan dan menghisap uap air yang terkandung dalam sistem AC. Lama proses vakum ini berjalan kurang lebih 15 menit. Proses pemvakuman yaitu dengan membuka kran tekanan tinggi, sehingga udara dan uap air dapat dikeluarkan dari dalam sistem oleh pompa vakum tampak pada gambar 2.14. Pemvakuman ini dilakukan karena gas yang mengandung uap air akan mempercepat proses pembekuan zat refrigeran, hal ini tentunya akan menyebabkan saluran akan tersumbat oleh es yang terbentuk dan mengganggu jalannya aliran refrigeran dalam sistem.



Gambar 2.14 Pemasangan *manifold gauge* pada saat pemvakuman sistem AC mobil

Sumber : Nippondenso manual book (187)

## 2.9 Hipotesa

Kenaikan putaran *extra fan* kondensor akan meningkatkan kecepatan aliran udara pendingin, maka temperatur refrigeran keluar kondensor akan semakin turun dan entalpi refrigeran masuk evaporator akan semakin berkurang, selanjutnya kapasitas pendinginan serta kerja pendinginan pada evaporator akan meningkat, sehingga nilai COP juga akan cenderung meningkat.



## BAB III

### METODOLOGI PENELITIAN

#### 3.1 Metodologi Penelitian

Penelitian ini menggunakan metode penelitian eksperimental nyata (*true experimental research*) 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 variasi putaran *extra fan* kondensor terhadap unjuk kerja AC mobil. Penelitian dilaksanakan di Laboratorium Fluida, Jurusan Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Brawijaya.

#### 3.2 Variabel Penelitian

Variabel-variabel yang digunakan dalam penelitian ini antara lain adalah :

1. Variabel bebas (*independent variable*) adalah variabel yang besarnya ditentukan oleh peneliti dan harganya dapat diubah-ubah dengan metode tertentu untuk mendapatkan nilai variabel terikat dari obyek penelitian, sehingga dapat diperoleh hubungan antara keduanya. Variabel bebas dalam penelitian ini adalah variasi putaran dari *extra fan* kondensor dengan satuan (rpm). Adapun kecepatan *extra fan* kondensor yang digunakan adalah : 1090, 1500, 1700, 1880, 2110, dan 2150 rpm
2. Variabel terikat (*dependent variable*) adalah variabel yang nilainya tergantung dari variabel bebas dan diketahui setelah penelitian dilakukan. Variabel terikat yang diamati dalam penelitian ini adalah kapasitas pendinginan dan COP (*Coeffisient of Performance*) dari AC mobil.
3. Variabel terkontrol (*control variable*) adalah variabel yang telah ditentukan nilainya sebelum penelitian dan variabel yang nilainya ditetapkan. Dalam penelitian ini variabel kontrol yang digunakan adalah refrigeran R134a dan R12 sebagai pembandingnya.

### 3.3. Alat-alat yang digunakan :

1. 1 set AC mobil merk Denso HFC-134a
  - a. Kompresor AC mobil merk denso HFC-134a.  
Kompresor digunakan untuk mengkompresikan refrigeran.
  - b. Kondensor.  
Kondesor berfungsi untuk melepas kalor refrigeran kelingkuangan.
  - c. Katup Ekspansi.  
Katup ekspansi digunakan untuk menurunkan tekanan dari kompresor hingga mencapai tekanan evaporator.
  - d. Evaporator  
Evaporator berfungsi untuk menyerap panas atau untuk proses evaporasi.
  - e. *Filter Dryer*  
Digunakan untuk menyaring kotoran halus agar tidak menyumbat katup ekspansi.
  - f. Kipas Udara Pendingin  
Kipas yang digunakan digerakkan oleh listrik dari aki.
2. Ruang Uji Berpenyekat (*Test Suction*).  
Agar waktu yang dibutuhkan untuk pendingin ruangan lebih cepat maka perlunya ruangan terbatas. Ruang dibuat dari triplek dan diberi sekat. Dimensi sebesar 64 cm x 31,7 cm x 9,3 cm.
3. Motor Listrik  
Motor listrik yang digunakan adalah motor 3 fase dengan daya 3 HP. Motor listrik sebagai penggerak kompresor.
4. Mesin Vakum Refrigeran  
Berfungsi untuk mengisikan refrigeran ke dalam sistem mesin pendingin.
5. Refrigeran R-134a dan R-12
6. Alat Ukur sebagai berikut :
  - a. Pengukur tekanan (*pressure gauge*)  
Untuk mengukur tekanan refrigeran pada instalasi AC mobil.
  - b. Termometer  
Termometer digunakan untuk mengukur suhu *duct* dan suhu refrigeran pada operasi mesin AC. Merk yang dipakai ada dua yaitu Arthermo dengan sistem penunjuk fluida, jangkauan pengukuran -40°C sampai

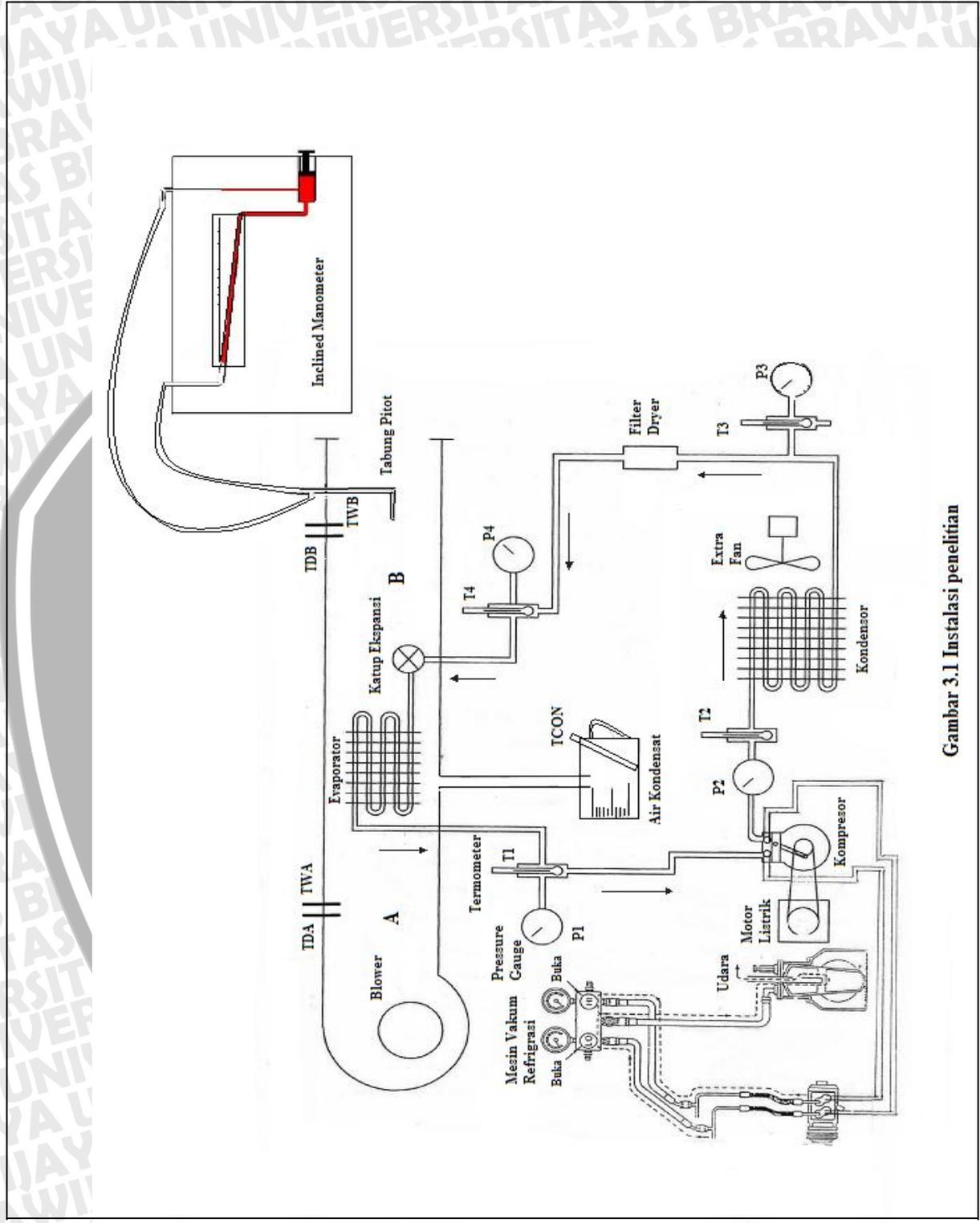
dengan 100°C serta yang kedua ialah merk Yenako, dengan sistem penunjuk fluida, dengan jangkauan pengukuran -20°C sampai dengan 50°C.

7. Aki Mobil

Aki yang digunakan merk GS Astra 12 V 45 AH.



### 3.4 Instalasi Penelitian



Gambar 3.1 Instalasi penelitian

Instalasi penelitian bekerja sebagai berikut :

- Proses penvakuman : diawali dengan pelaksanaan program yaitu : menghubungkan setiap selang, membuka katup tekanan rendah dan tinggi, memeriksa sistem tidak sedang dalam tekanan, menghidupkan pompa vakum, membuka katup vakum lalu tekan tombol start pada mesin vakum refrigerasi dan proses pengosongan pun dimulai dan dilanjutkan dengan proses tes kebocoran dan pengisian refrigeran.
- Siklus refrigerasi : gas refrigeran yang masuk dikompresi dengan tekanan tinggi oleh kompresor yang menyebabkan temperatur gas menjadi tinggi, sehingga katup tekan terbuka dan katup hisap tertutup kemudian masuk ke dalam kondensor, saat memasuki pipa kondensor panasnya dilepas oleh udara yang dihembuskan oleh *extra fan*, udara yang melalui sela-sela pipa ini akan mengubah gas yang bersuhu tinggi menjadi cairan bertekanan tinggi. Pada kondensor temperatur akan turun dan tekanan tetap tinggi. Peredaran cairan tersebut dari kondensor menuju ke *filter dryer* dimana kotoran akan disaring dan menyerap uap air kemudian menuju katup ekspansi yang menyebabkan tekanan menjadi rendah berubah menjadi uap. Di evaporator uap diserap menjadi gas dan kembali ke kompresor sehingga terjadi sirkulasi.
- Siklus pengkondisian udara : udara yang dihasilkan pada blower dialirkan menuju evaporator kemudian ke lingkungan.

### 3.5 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 pengambilan data.

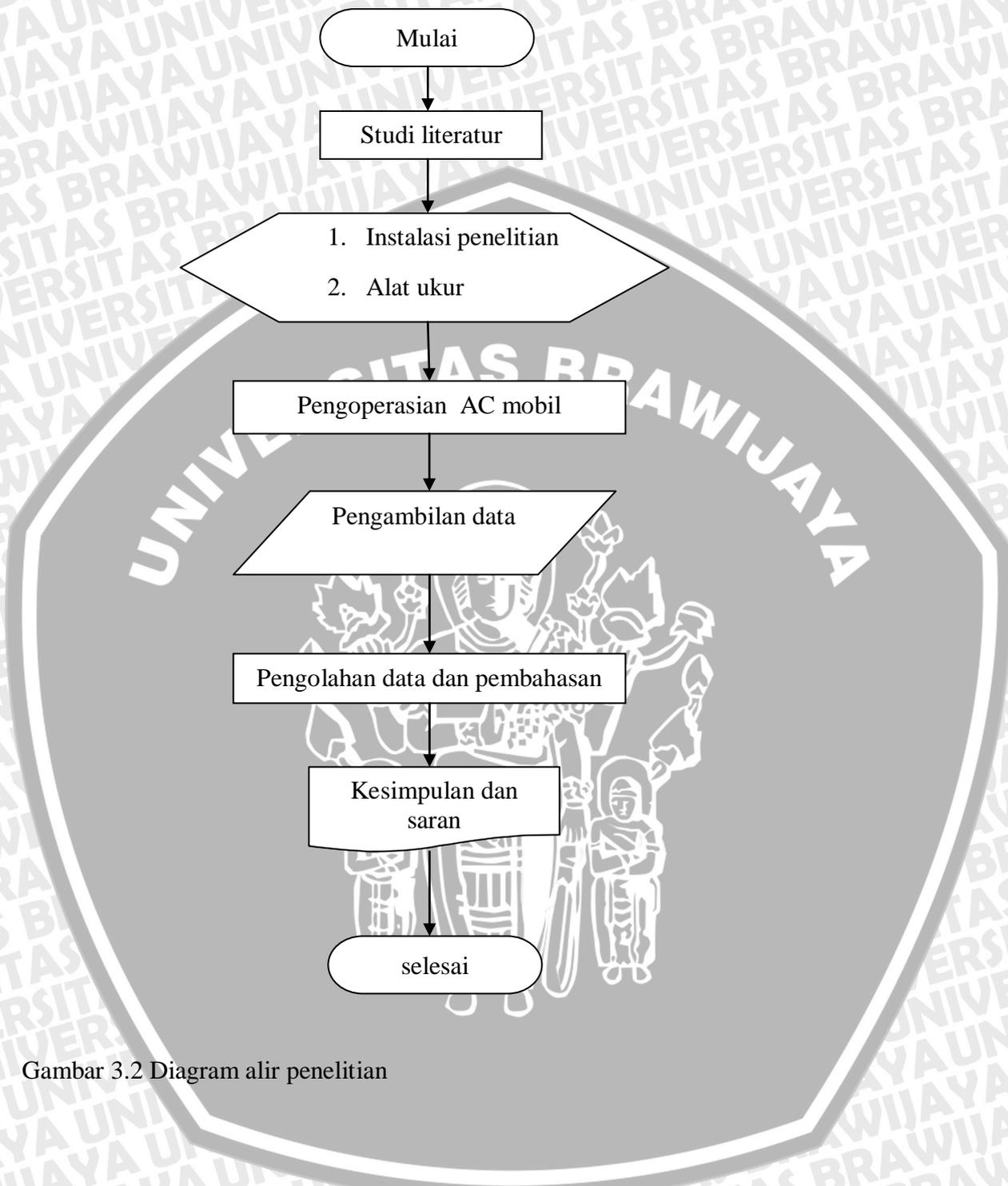
#### 2. Menjalankan instalasi :

- a. *Switch* pengatur putaran *extra fan* diatur supaya ada aliran udara melalui kondensor, dengan mengatur posisi *switch* sesuai variasi data.
- b. *Switch* pengatur blower diatur supaya ada aliran udara melalui evaporator, putaran blower diatur maksimum.

- c. Kompresor dijalankan sehingga terjadi siklus refrigeran. Instalasi dibiarkan beroperasi sampai terbentuk air kondensasi pada evaporator, kemudian ditampung di dalam gelas pengukur dengan termometer.
3. Pengambilan data meliputi :  
Mencatat tunjukkan dari termometer gabungan  $T_1$  ;  $T_2$  ;  $T_3$  ;  $T_4$  ; tekanan manometer (z) pada pitot serta debit kondensasi yang terbentuk di gelas penampung air kondensat tiap 5 menit. Ini dilaksanakan pada posisi putaran *extra fan* yang telah ditentukan nilai variasinya sebesar 1090, 1500, 1700, 1880, 2110, dan 2150 rpm dan putaran blower maksimum 3050 rpm.
4. Menghentikan operasi :
  - a. Kompresor dimatikan
  - b. *Switch* pengatur putaran *extra fan* kondensor diturunkan posisinya secara steady sampai posisi 0
  - c. Matikan saklar induk
  - d. Cabut steaker dari *power supply*.



### 3.6 Diagram Alir Proses Penelitian



Gambar 3.2 Diagram alir penelitian

## BAB IV DATA DAN PEMBAHASAN

### 4.1 Data

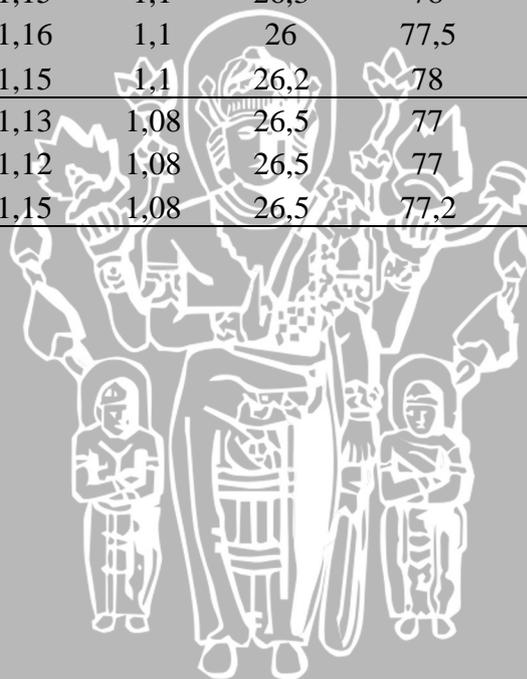
#### 4.1.1 Data Hasil Penelitian

Data diambil untuk 2 jenis refrigeran R-12 dan R-134a dengan variasi putaran *extra fan* 1090, 1500, 1700, 1880, 2110 dan 2150 rpm.

Tabel 4.1 Data Hasil Pengujian dengan Menggunakan Jenis Refrigeran R-134a

Putaran Fan (rpm)	T <sub>DA</sub> (°C)	T <sub>WA</sub> (°C)	T <sub>DB</sub> (°C)	T <sub>WB</sub> (°C)	T <sub>CON</sub> (°C)	Q <sub>CON</sub> (ml/5men)	z/sinα (mm)	P <sub>motor</sub> (kW)
1090	27,8	22	18	17,2	21	50	4,5	2,2
	28	22	18,5	17,5	21	50	4,5	2,2
	27,8	22	18,5	17,5	21	55	5	2,2
1500	28,3	22	17,8	17,2	20,5	45	5	2,1
	28,3	22	17,8	17,2	20,5	45	5	2,1
	28,3	22	18	17,2	20,5	50	5	2,1
1700	28,5	22	17,8	17,2	20,5	44	5,2	2,05
	28,5	22	17,8	17,2	20,5	45	5,2	2,05
	28,7	22	18,3	17,2	20,5	50	5,2	2,05
1880	29	23	18,2	17,8	20,5	60	5,5	2
	28,8	23	18,2	17,8	20,5	63	5,5	2
	28,9	23	18,2	17,8	20,5	65	5,5	2
2110	29	23	18,5	17,8	20,5	60	6	1,98
	29	23	18,2	18	20,5	60	6	1,98
	29	23	18,5	18	20,8	61	6	1,98
2150	29,5	23	18,5	18	21	55	6,1	1,95
	29	23	18,5	18	21	55	6,1	1,95
	29,3	23	18,5	18	21	55	6,1	1,95

Putaran Fan (rpm)	P <sub>1</sub> (MPa)	P <sub>2</sub> (MPa)	P <sub>3</sub> (MPa)	T <sub>1</sub> (°C)	T <sub>2</sub> (°C)	T <sub>3</sub> (°C)	T <sub>4</sub> (°C)
1090	0,135	1,4	1,32	25	100	35	4,5
	0,135	1,36	1,3	25	99	34,5	4,5
	0,135	1,38	1,32	25,3	99	34,8	4,5
1500	0,125	1,23	1,18	25,5	98	32,8	3,4
	0,125	1,23	1,18	25,5	98	32,5	3,3
	0,125	1,22	1,18	25,5	99	32,5	3
1700	0,12	1,2	1,15	25,7	97,8	32,5	2,9
	0,119	1,19	1,15	25,5	97,5	32,2	2,8
	0,12	1,19	1,15	25,8	97,5	32,2	2,8
1880	0,117	1,17	1,12	26	95,5	32	2,8
	0,119	1,17	1,12	26	95,5	31,8	2,8
	0,12	1,19	1,12	26	94,5	32	2,9
2110	0,118	1,15	1,1	26,3	78	32	2,8
	0,118	1,16	1,1	26	77,5	31,8	2,8
	0,118	1,15	1,1	26,2	78	31,8	2,8
2150	0,115	1,13	1,08	26,5	77	31,8	2,7
	0,115	1,12	1,08	26,5	77	31,8	2,6
	0,115	1,15	1,08	26,5	77,2	31,8	2,8



Tabel 4.2 Data Hasil Pengujian dengan Menggunakan Jenis Refrigeran R-12

Putaran Fan (rpm)	T <sub>DA</sub> (°C)	T <sub>WA</sub> (°C)	T <sub>DB</sub> (°C)	T <sub>WB</sub> (°C)	T <sub>CON</sub> (°C)	Q <sub>CON</sub> (ml/5men)	z/sin $\alpha$ (mm)	P <sub>motor</sub> (kW)
1090	26,8	23,8	18,8	17,2	22	125	4,5	2,18
	26,8	23,8	19	17,5	22	130	4,5	2,18
	27	24	19	17,5	22,5	130	5	2,18
1500	27	24	18,5	17,2	22,5	125	5	2,05
	27	23,8	18	17,2	22,5	125	5	2,05
	27	23,8	18,5	17,2	22,5	125	5	2,05
1700	27,5	24	18,5	17,2	23	125	5,2	2
	27,2	24	18	17,2	22,5	125	5,2	2
	27,5	24	18,2	17,2	22,5	125	5,2	2
1880	27,7	24	18	17,3	22,5	115	5,5	1,99
	27,5	24	18	17,3	22,5	120	5,5	1,99
	27,8	24	18	17,3	22,5	120	5,5	1,99
2110	28	24	18,2	17,5	22,5	118	6	1,98
	28	24	18	17,3	22,5	120	6	1,98
	28,2	24	18,3	17,4	22,8	120	6	1,98
2150	28,5	23,6	18	17,3	22	110	6,1	1,92
	28,5	23,6	18,5	17,3	22	115	6,1	1,92
	26,5	23,6	18,3	17,3	22,5	115	6,1	1,92

Putaran Fan (rpm)	P <sub>1</sub> (MPa)	P <sub>2</sub> (MPa)	P <sub>3</sub> (MPa)	T <sub>1</sub> (°C)	T <sub>2</sub> (°C)	T <sub>3</sub> (°C)	T <sub>4</sub> (°C)
1090	0,121	1,3	1,22	27	81	43	12
	0,121	1,3	1,22	27	81	43	11,5
	0,121	1,32	1,23	27	81	43	11,5
1500	0,12	1,2	1,1	27,5	76	40	12,5
	0,12	1,2	1,1	27,8	76	40,2	11,5
	0,12	1,2	1,12	27,8	77	40	10,8
1700	0,119	1,17	1,06	28	75	39	8,5
	0,119	1,16	1,06	28	75	39,5	7,9
	0,119	1,16	1,07	28	75	39	7,5
1880	0,116	1,11	1,03	28	73,5	38,5	6,5
	0,116	1,11	1,02	28,3	73,2	38,5	6,5
	0,116	1,12	1,04	28,5	73,5	39	6,2
2110	0,113	1,1	1	29	72	38,2	6
	0,113	1,1	1	28,5	72	38,5	6
	0,113	1,09	1	29	72,2	38,5	6
2150	0,11	1,05	0,96	29,5	70	36	5,8
	0,11	1,06	0,96	29,8	70	36	5,5
	0,11	1,05	0,95	29,5	70	36	5,5

dengan :

$rpm$  = kecepatan putar *extra fan* kondensor, (rpm)

$T_{DA}$  = temperatur udara kering sebelum evaporator, (°C)

$T_{WA}$  = temperatur udara basah sebelum evaporator, (°C)

$T_{DB}$  = temperatur udara kering setelah evaporator, (°C)

$T_{WB}$  = temperatur udara basah setelah evaporator, (°C)

$T_{CON}$  = temperatur air hasil pengembunan dari evaporator (temperatur air kondensat), (°C)

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

$T_2$  = temperatur refrigeran sebelum masuk ke kondensor, (°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, (Mpa)

$P_2$  = tekanan refrigeran sebelum masuk ke kondensor, (Mpa)

$P_3$  = tekanan refrigeran setelah keluar dari kondensor, (Mpa)

$Q_{CON}$  = kondensat yang terbentuk, (ml/5 menit)

$Z/\sin\alpha$  = beda tekanan yang terjadi saat udara mengalir lewat tabung pitot, yang ditunjukkan oleh ketinggian pada *manometer* kolom minyak, (mm minyak)

R-134a = jenis refrigeran yang dipergunakan

R-12 = jenis refrigeran yang dipergunakan

#### 4.1.2. Perhitungan Data

Perhitungan data dilakukan untuk mencari nilai besaran-besaran yang diperlukan untuk menentukan karakteristik COP. Disini akan ditunjukkan perhitungan data dari hasil eksperimen dengan kecepatan putar *extra fan* 1090 rpm untuk jenis refrigeran R-134a :

- Temperatur udara kering sebelum evaporator,  $T_{DA}$  : 28,862°C
- Temperatur udara basah sebelum evaporator,  $T_{WA}$  : 22,786°C
- Temperatur udara kering sesudah evaporator,  $T_{DB}$  : 19,754°C
- Temperatur udara basah sesudah evaporator,  $T_{WB}$  : 18,649°C
- Kondensat yang terbentuk,  $Q_{CON} = 51,7$  mL/5 menit
- Temperatur air kondensat hasil pengembunan dari evaporator,  $T_{CON} = 22,437$ °C
- Ketinggian cairan yang ditunjukkan *inclined manometer*,  $z/\sin\alpha = 4,6$  mm minyak

Perhitungan :

1. Mencari kelembaban, entalpi, dan volume spesifik

Dari data hasil pengamatan serta data olahan, maka dengan bantuan tabel psikometri, dapat ditentukan besaran-besaran yang terdiri dari :

1. Kelembaban relatif udara sebelum ke evaporator  $\phi_A$ , (%)
2. Kelembaban relatif udara setelah melewati evaporator  $\phi_B$ , (%)
3. Entalpi udara sebelum dan sesudah evaporator,  $h_A$  dan  $h_B$ , (kJ/kg)
4. Volume spesifik udara  $v_A$  ; dicari dari diagram psikometri berdasarkan nilai dari  $T_{DA}$  dan  $T_{WA}$ , ( $m^3/kg$ )

A dan B memperlihatkan sektor/bagian pengamatan

Besaran yang didapat dari diagram psikometri, untuk putaran 1090 rpm jenis refrigeran R-134a yaitu :

$$\phi_A = 59,8 \%$$

$$\phi_B = 90,2 \%$$

$$h_A = 67,176 \text{ kJ/kg}$$

$$h_B = 52,898 \text{ kJ/kg}$$

$$v_A = 0,8754 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$v_B = 0,8398 \text{ m}^3/\text{kg}$$

2. Perhitungan massa alir udara yang keluar dari evaporator pada ujung *air duct*.

Untuk menghitung massa alir udara lewat alat ukur digunakan rumus kontinuitas, yaitu :

$$m_B = \rho_{udara\ B} \times A_B \times V_B \quad \left[ \frac{\text{kg}}{\text{s}} \right]$$

Diketahui :

$$\rho_{udara\ B} = \frac{P_{B\ Abs}}{R \times (273 + T_{DB}^{\circ}\text{C})} \quad \left[ \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right]$$

Sehingga rumus menjadi :

$$m_B = \frac{P_{B\ Abs}}{R \times (273 + T_{DB}^{\circ}\text{C})} \times A_B \times V_B \quad \left[ \frac{\text{kg}}{\text{s}} \right]$$

dengan :

$P_{B\ Abs}$  = tekanan udara absolut pada titik B ( $\text{N/m}^2$ )

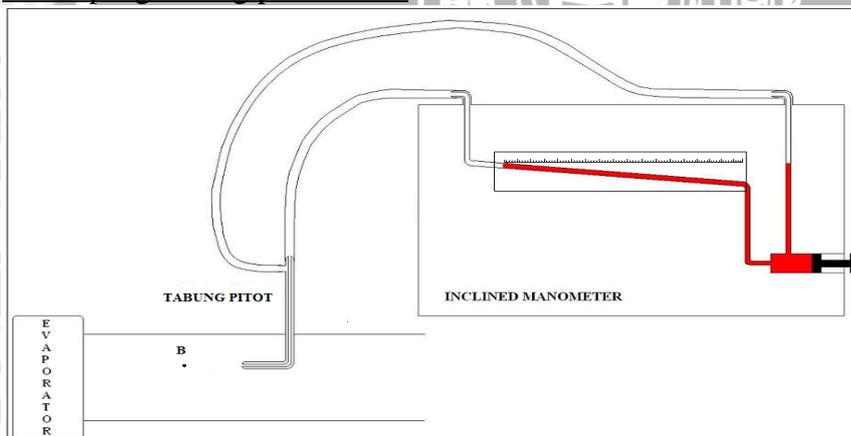
$R$  = konstanta tetapan gas ( $\text{J/kg.K}$ )

$T_{DB}$  = temperatur udara kering pada titik B (K)

$A_B$  = luas penampang lintang pada titik B ( $\text{m}^2$ )

$V_B$  = kecepatan aliran udara pada titik B ( $\text{m/s}$ )

Penampang lintang pada titik B



Gambar 4.1 Penampang melintang pada duct B

Diketahui:

Pada titik B

$$P_{B \text{ Abs}} = 101325 \left[ \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \right]$$

$$\begin{aligned} T_{DB} &= 19,754^\circ\text{C} \\ &= (273 + T_{DB}) \\ &= (273 + 19,754^\circ\text{C}) \\ &= 292,754 \text{ (K)} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \diamond \rho_{\text{udara B}} &= \frac{P_{B \text{ Abs}}}{R \times (273 + T_{DB}^\circ\text{C})} \\ &= \frac{101325 \text{ (N/m}^2\text{)}}{287 \text{ (J/kg.K)} \times 292,754 \text{ (K)}} \\ &= 1,206 \left[ \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right] \end{aligned}$$

$$\diamond A_B = 9,3 \text{ (cm)} \times 31,7 \text{ (cm)} = 294,81 \text{ cm}^2 = 0,0295 \text{ m}^2$$

Untuk fluida *kompresibel* maka besarnya kecepatan aliran udara titik B ( $V_B$ ), adalah sebagai berikut:

$$\diamond V_B = c \times \sqrt{2 \times g \times \frac{\rho_{\text{air}} \times SG_{\text{MINYAK}} \times (z \times \sin 3,75/1000)}{\rho_{\text{udara}}}}$$

Dari rumus di atas maka didapatkan nilai kecepatan udara di titik B sebagai berikut :

$$\diamond V_B = 0,85 \times \sqrt{2 \times 9,81 \times \frac{1000 \times 0,826 \times (4,6 \times \sin 3,75/1000)}{1,206}}$$

$$V_B = 1,718 \text{ (m/s)}$$

Sehingga didapat besarnya massa alir udara pada titik B, yaitu:

$$\bullet m_B = \rho_{\text{udara B}} \times A_B \times V_B$$

$$\bullet m_B = 1,206 \text{ (kg/m}^3\text{)} \times 0,0295 \text{ (m}^2\text{)} \times 1,718 \text{ (m/s)}$$

$$\bullet m_B = 0,06108 \left[ \frac{\text{kg}}{\text{s}} \right]$$

### 3. Perhitungan massa alir air kondensat

Untuk menghitung massa alir air kondensat yang terbentuk dalam gelas ukur, yaitu dengan menggunakan rumus :

$$\bullet m_{\text{CON}} = \rho_{\text{air}} \times Q_{\text{CON}} \left[ \frac{\text{kg}}{\text{s}} \right]$$

Diketahui :

$$Q_{CON} = 51,7 \text{ (mL/5 menit)}$$

$$T_{CON} = 22,437 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\rho_{air} = 1000 \text{ (kg/ m}^3\text{)}$$

dengan :

$\dot{m}_{CON}$  = massa aliran yang keluar dari evaporator pada air kondensasi atau massa alir air kondensat,  $\left[ \frac{\text{kg}}{\text{s}} \right]$

$Q_{CON}$  = debit air kondensasi, volume tiap detiknya,  $\left[ \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \right]$

Didapatkan besarnya massa alir air kondensasi, sebagai berikut :

$$\dot{m}_{CON} = 1000 \left[ \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right] \times 51,7 \left[ \frac{1}{1.10^6} \text{ m}^3 \right] \times 1 \left[ \frac{1}{300 \text{ s}} \right]$$

$$\dot{m}_{CON} = 0,0001723 \left[ \frac{\text{kg}}{\text{s}} \right]$$

#### 4. Perhitungan massa alir udara sebelum ke evaporator

Untuk menghitung massa alir udara sebelum ke evaporator, digunakan hukum persamaan kontinuitas yang menyatakan bahwa massa didalam suatu sistem adalah tetap atau konstan terhadap waktu, yaitu :

Persamaan kontinuitas yang diterapkan pada evaporator dalam keadaan aliran *steady*.

Sehingga rumus yang digunakan :

$$\dot{m}_A = \dot{m}_B + \dot{m}_{CON} \left[ \frac{\text{kg}}{\text{s}} \right]$$

$$\dot{m}_A = 0,06108 \text{ (kg/s)} + 0,0001723 \text{ (kg/s)}$$

$$\dot{m}_A = 0,06125 \left[ \frac{\text{kg}}{\text{s}} \right]$$

#### 5. Perhitungan entalpi air kondensat

Untuk menghitung entalpi air kondensasi yang terbentuk dalam gelas ukur digunakan rumus:

$$h_{CON} = c_p \times T_{CON}$$

Dari tabel A-9 (Holman) dengan nilai  $T_{CON} = 22,437 \text{ }^\circ\text{C}$  didapatkan nilai  $c_p = 4,179 \text{ kJ/kg.}^\circ\text{C}$ .

$$h_{CON} = c_p \times T_{CON}$$

$$\begin{aligned}
 &= 4,179 \text{ (kJ/kg} \cdot \text{°C)} \times 22,437 \text{ (°C)} \\
 &= 94,161 \text{ (kJ/kg)}
 \end{aligned}$$

#### 6. Kondisi refrigeran di setiap titik.

Dari penelitian diperoleh data sebagai berikut:

$$\begin{array}{ll}
 P_1 = 0,135 \text{ (Mpa)} & T_1 = 27,248 \text{ °C} \\
 P_2 = 1,380 \text{ (Mpa)} & T_2 = 102,359 \text{ °C} \\
 P_3 = 1,313 \text{ (Mpa)} & T_3 = 35,008 \text{ °C} \\
 & T_4 = 4,5 \text{ °C}
 \end{array}$$

Dari data di atas sebagai acuan dan dengan bantuan P-h diagram R-134a, diperoleh entalpi refrigeran pada masing-masing titik.

$$\begin{aligned}
 h_1 &= 425,626 \text{ (kJ/kg)} \\
 h_2 &= 482 \text{ (kJ/kg)} \\
 h_3 &= 248,677 \text{ (kJ/kg)} \\
 h_4 &= 248,677 \text{ (kJ/kg)}
 \end{aligned}$$

#### 7. Perhitungan kapasitas pendinginan

Dengan kesetimbangan energi untuk fluida kondisi *steady* melewati evaporator,

$$\text{didapat rumus : } \dot{m}_A \times h_A = \dot{m}_B \times h_B + \dot{m}_{\text{CON}} \times h_{\text{CON}} + Q_{\text{Ref}}$$

Sehingga besarnya kapasitas pendinginan, yaitu :

$$\begin{aligned}
 Q_{\text{Ref}} &= \dot{m}_A \times h_A - \left[ \dot{m}_B \times h_B + \dot{m}_{\text{CON}} \times h_{\text{CON}} \right] \left[ \frac{\text{kJ}}{\text{s}} \right] \\
 Q_{\text{Ref}} &= \left[ 0,06125 \text{ (kg/s)} \times 67,176 \text{ (kJ/kg)} \right] - \left[ 0,06108 \text{ (kg/s)} \times 52,898 \text{ (kJ/kg)} + \right. \\
 &\quad \left. 0,0001723 \text{ (kg/s)} \times 94,161 \text{ (kJ/kg)} \right] \\
 Q_{\text{Ref}} &= 0,867 \left[ \frac{\text{kJ}}{\text{s}} \right] = 0,867 \text{ [kW]}
 \end{aligned}$$

#### 8. Perhitungan massa alir refrigeran

$$\dot{m}_{\text{ref}} = \frac{Q_{\text{ref}}}{h_1 - h_4} \left[ \frac{\text{kg}}{\text{s}} \right]$$

Dari hasil perhitungan kapasitas pendinginan sebelumnya, maka massa alir refrigeran dapat dihitung sebagai berikut:

$$\dot{m}_{\text{ref}} = \frac{Q_{\text{ref}}}{h_1 - h_4}$$

$$= \frac{0,867 \text{ (kW)}}{425,626 \text{ (kJ/kg)} - 248,677 \text{ (kJ/kg)}}$$

$$= 0,004902 \left[ \frac{\text{kg}}{\text{s}} \right]$$

9. Perhitungan daya internal kompresor

$$P_{\text{kompresor}} = \dot{m}_{\text{ref}} \times (h_2 - h_1) \quad \text{[kW]}$$

Dari hasil perhitungan massa alir refrigeran sebelumnya, maka daya internal kompresor dapat dihitung sebagai berikut:

$$P_{\text{kompresor}} = \dot{m}_{\text{ref}} \times (h_2 - h_1)$$

$$= 0,004902 \text{ (kg/s)} \times (482 \text{ (kJ/kg)} - 425,626 \text{ (kJ/kg)})$$

$$= 0,276 \text{ [kW]}$$

10. Perhitungan COP

Setelah menghitung laju perpindahan kalor yang diserap evaporator, maka dapat dihitung nilai COP<sub>aktual</sub>. Nilai COP<sub>aktual</sub> ini dihitung dengan 2 macam cara, yaitu perhitungan COP<sub>aktual</sub> berdasarkan daya internal kompresor dan perhitungan COP<sub>aktual</sub> berdasarkan entalpi refrigeran. Dengan menggunakan rumus :

$$\text{COP}_{\text{aktual}} \text{ (daya internal komp)} = \frac{Q_{\text{Ref pengkondisian udara}}}{P_{\text{kompresor.}}}$$

$$= \frac{\dot{m}_A \times h_A - (\dot{m}_B \times h_B + \dot{m}_{\text{CON}} \times h_{\text{CON}})}{\dot{m}_{\text{Ref}} \times (h_2 - h_1)}$$

Dengan  $\dot{m}_{\text{Ref}} = Q_{\text{Ref}} / (h_1 - h_4)$

$$\text{COP}_{\text{aktual}} \text{ (entalpi refrigeran)} = \frac{q_{\text{Ref}}}{W_{\text{kompresor.}}}$$

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

dengan :

$Q_{\text{Ref}}$  = laju perpindahan kalor yang terjadi pada evaporator (kapasitas pendinginan),  $\left[ \frac{\text{kJ}}{\text{s}} \right]$

$P_{\text{komp.}}$  = daya internal dari kompresor,  $\left[ \frac{\text{kJ}}{\text{s}} \right]$

$h_1$  = entalpi refrigeran setelah keluar evaporator didapat dari tabel,  $\left[ \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$

$h_2$  = entalpi refrigeran sebelum masuk kondensor didapat dari tabel,  $\left[ \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$

$h_4$  = entalpi refrigeran sebelum masuk evaporator didapat dari tabel,  $\left[ \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$

- $h_A$  = entalpi udara sebelum masuk evaporator didapat dari psikrometri,  
 $\left[ \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$  udara kering  
 $h_B$  = entalpi udara sesudah evaporator didapat dari psikrometri,  
 $\left[ \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$  udara kering  
 $h_{CON}$  = entalpi air kondensat didapat dari psikrometri,  $\left[ \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$   
 $\dot{m}_{Ref}$  = massa alir refrigeran,  $\left[ \frac{\text{kg}}{\text{s}} \right]$   
 $COP_{aktual}$  = nilai indeks prestasi mesin pengkondisian udara

Sehingga didapatkan nilai :

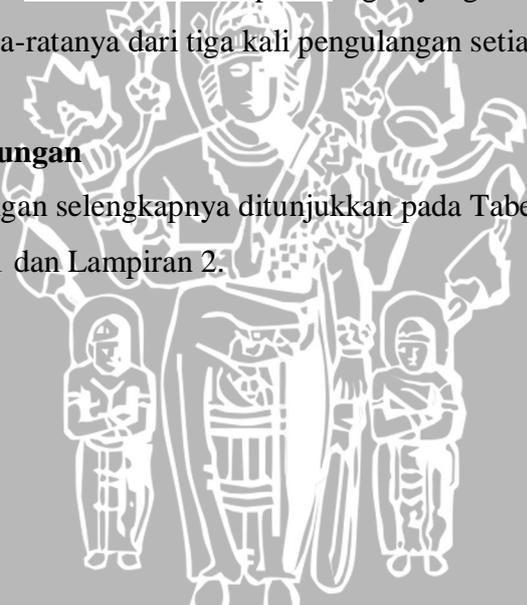
$$COP_{aktual} \text{ (daya internal komp)} = \frac{0,867 \text{ (kJ/s)}}{0,276 \text{ (kJ/s)}} = 3,139$$

$$COP_{aktual} \text{ (entalpi refrigeran)} = \frac{176,949 \text{ (kJ/kg)}}{56,3738 \text{ (kJ/kg)}} = 3,139$$

Data di atas merupakan data dari hasil perhitungan yang dimasukkan ke dalam tabel, lalu diambil nilai rata-ratanya dari tiga kali pengulangan setiap 5 menit.

#### 4.1.3 Data Hasil Perhitungan

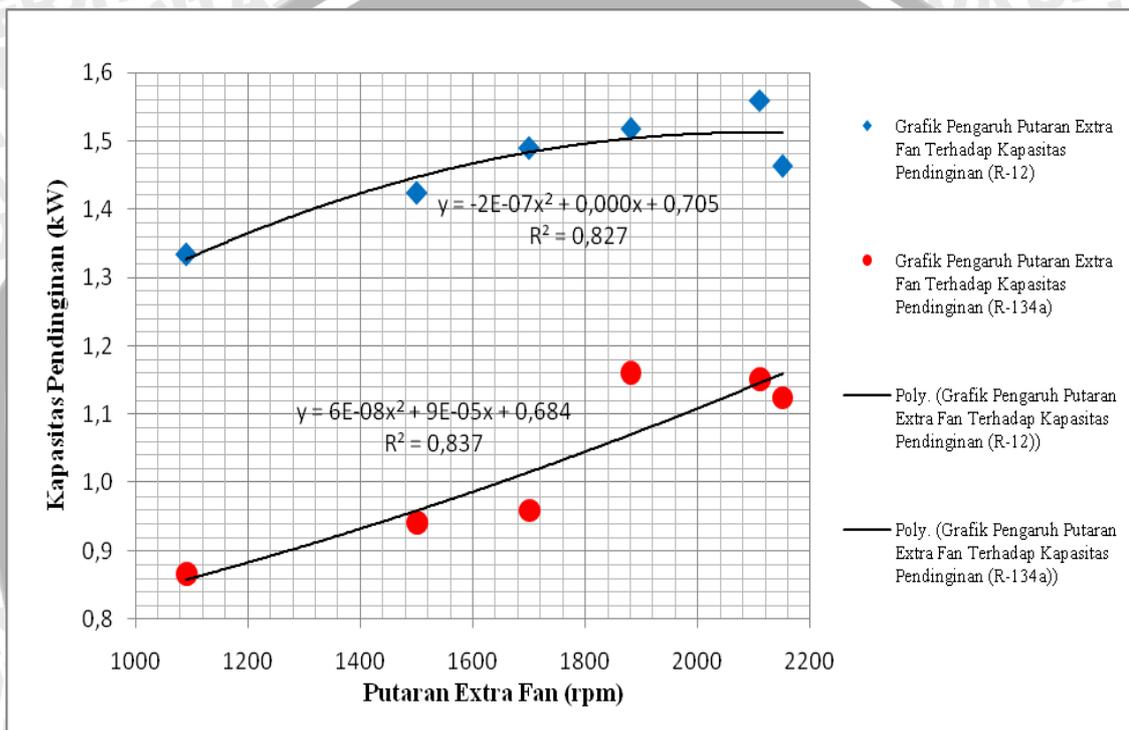
Data hasil perhitungan selengkapnya ditunjukkan pada Tabel Data Hasil Perhitungan di Lampiran 1 dan Lampiran 2.



## 4.2 Analisis dan Pembahasan

Dari hasil perhitungan, kita dapat mengetahui perubahan kapasitas pendinginan maupun COP dari *Air Conditioner* ini. Untuk mempermudah analisa maka hasil penelitian tersebut digambarkan dalam bentuk grafik pada pada gambar 4.2 hingga gambar 4.4.

### 4.2.1 Pengaruh Putaran *Extra Fan* Kondensor terhadap Kapasitas Pendinginan untuk Jenis Refrigeran R-134a dan R-12



Gambar 4.2 Grafik Hubungan Putaran *Extra Fan* Kondensor terhadap Kapasitas Pendinginan untuk Jenis Refrigeran R-134a dan R-12

Grafik pada gambar 4.2 di atas menunjukkan adanya pengaruh putaran *extra fan* terhadap kapasitas pendinginan. Pada grafik tersebut nampak bahwa semakin tinggi putaran *extra fan* maka kapasitas pendinginan pada evaporator untuk jenis refrigeran R-134a dan R-12 akan cenderung terus meningkat. Pertambahan putaran *extra fan* disini akan menyebabkan meningkatnya massa alir udara pendinginan kondensor, sehingga akan meningkatkan pula kecepatan aliran udara pendinginan kondensor. Berdasarkan persamaan bilangan *Reynold*, untuk nilai panjang karakteristik geometri dan viskositas kinematik yang sama didapatkan bahwa meningkatnya kecepatan aliran akan meningkatkan bilangan *Reynold*. Semakin besar bilangan *Reynold* maka semakin besar pula bilangan *Nusselt*. Dengan semakin besarnya bilangan *Nusselt* maka koefisien

perpindahan panas konveksi pada permukaan pipa bagian luar kondensor akan semakin besar.

Dalam kajian ilmu perpindahan panas pada alat penukar kalor (kondensor) didapatkan fakta bahwa nilai koefisien perpindahan panas menyeluruh sangat dipengaruhi oleh koefisien perpindahan panas konveksi pada permukaan pipa bagian luar kondensor. Semakin besar koefisien perpindahan panas konveksi maka semakin besar pula nilai  $U$  (koefisien perpindahan panas menyeluruh). Akhirnya dengan semakin besar  $U$ , maka laju perpindahan panas pada alat penukar kalor semakin meningkat. Dengan meningkatnya laju perpindahan panas pada kondensor ini, maka pertukaran kalor dari refrigeran ke udara pada kondensor akan menjadi lebih cepat, sehingga temperatur refrigeran setelah keluar dari kondensor akan semakin berkurang dan selanjutnya entalpi masuk refrigeran pada evaporator ( $h_4$ ) juga akan berkurang. Pengurangan nilai entalpi refrigeran ini akan meningkatkan kemampuan refrigeran di dalam evaporator untuk menyerap kalor yang dikandung udara saat melewati evaporator, efeknya temperatur udara saat keluar setelah melewati evaporator akan turun dibanding temperatur udara sebelum evaporator sehingga entalpi udara setelah keluar evaporator juga akan menurun. Penurunan nilai entalpi udara inilah yang kemudian akan meningkatkan nilai kapasitas pendinginan pada evaporator. Selanjutnya, kalor dari udara yang telah diserap oleh refrigeran di dalam evaporator ini akan menyebabkan temperatur refrigeran keluar evaporator akan meningkat. Peningkatan nilai temperatur ini selanjutnya akan meningkatkan nilai entalpi refrigeran saat keluar dari evaporator ( $h_1$ ). Dengan semakin meningkatnya nilai entalpi refrigeran saat keluar dari evaporator ( $h_1$ ) dan semakin berkurangnya entalpi masuk refrigeran pada evaporator ( $h_4$ ), maka kerja pendinginan ( $h_1-h_4$ ) akan semakin meningkat pula. Dengan peningkatan nilai kapasitas pendinginan dan efek pendinginan, maka massa alir refrigeran akan cenderung pula untuk meningkat.

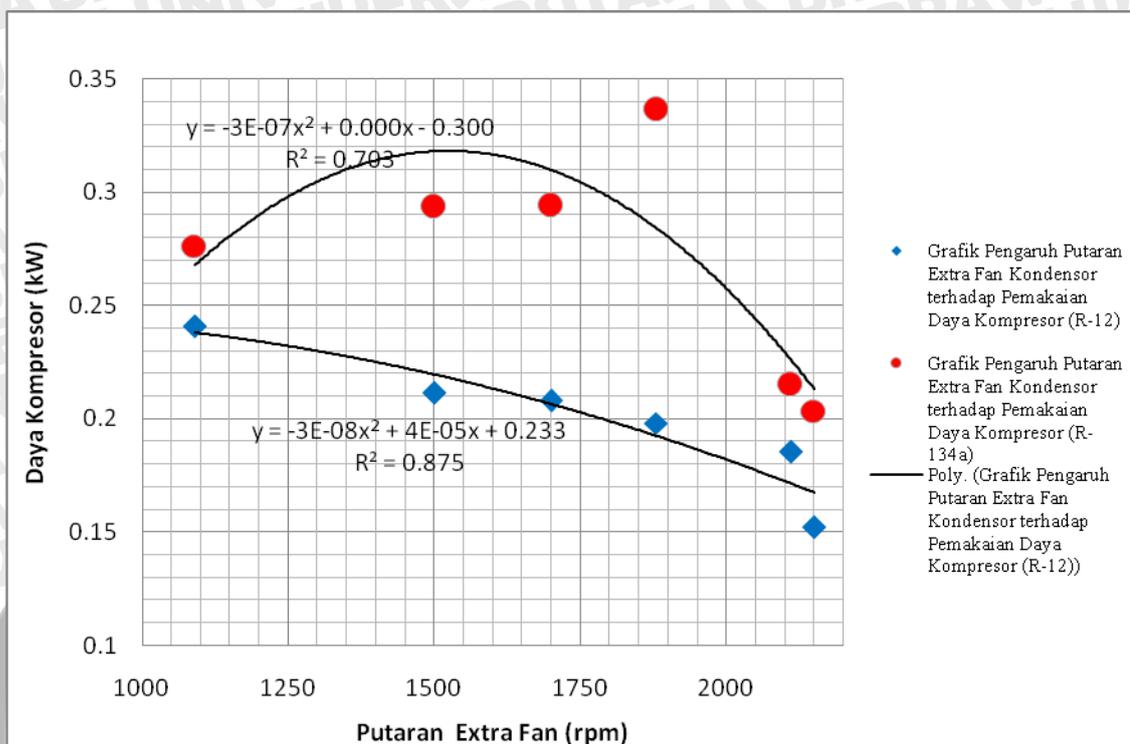
Menurut grafik pada gambar 4.2 dapat dinyatakan bahwa untuk putaran *extra fan* yang sama kapasitas pendinginan yang dimiliki oleh jenis refrigeran R-12 bernilai lebih tinggi dibandingkan dengan jenis refrigeran R-134a, hal ini berhubungan dengan sifat termodinamika refrigeran yang didapatkan dari p-h diagram untuk masing-masing jenis refrigeran tersebut, dimana kalor laten penguapan ( $h_1-h_4$ ) pada evaporator untuk jenis refrigeran R-134a nilainya lebih besar dari R-12, sedangkan nilai massa alir refrigeran jenis R-12 nilainya jauh lebih besar dari refrigeran jenis R-134a. Meskipun nilai kalor laten penguapan jenis refrigeran R-134a lebih besar dibandingkan dengan

jenis R-12 namun dari hasil perkalian dengan massa alir refrigerannya, dimana nilai massa alir refrigeran jenis R-12 nilainya jauh lebih besar dari refrigeran jenis R-134a akan tetap didapatkan bahwa nilai kapasitas pendinginan refrigeran jenis R-12 nilainya lebih besar dibandingkan refrigeran jenis R-134a. Hal ini sesuai dengan rumus

$$Q_{ref} = \dot{m}_{ref} (q_1 - h_4)$$



#### 4.2.2 Pengaruh Putaran *Extra Fan* Kondensor terhadap Pemakaian Daya Kompresor untuk Jenis Refrigeran R-134a dan R-12



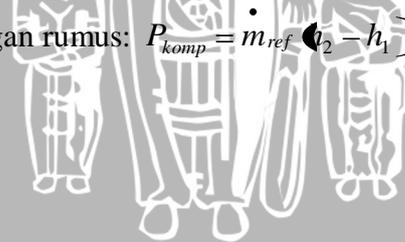
Gambar 4.3 Grafik Hubungan Putaran *Extra Fan* Kondensor terhadap Pemakaian Daya Kompresor untuk Jenis Refrigeran R-134a dan R-12

Grafik pada gambar 4.3 di atas menunjukkan adanya pengaruh putaran *extra fan* terhadap pemakaian daya kompresor yang digunakan untuk mengkompresikan refrigeran di dalam sistem. Pada grafik tersebut nampak bahwa semakin tinggi putaran *extra fan* maka nilai kemampuan kompresi pada kompresor untuk jenis refrigeran R-12 akan cenderung terus menurun, sehingga pemakaian daya kompresor juga semakin menurun. Sedangkan nilai kemampuan kompresi pada kompresor untuk jenis refrigeran R-134a akan semakin tinggi nilainya untuk putaran *extra fan* 1090 rpm hingga 1880 rpm kemudian kemampuan kompresi ini akan menurun nilainya hingga putaran *extra fan* mencapai nilai maksimum 2150 rpm.

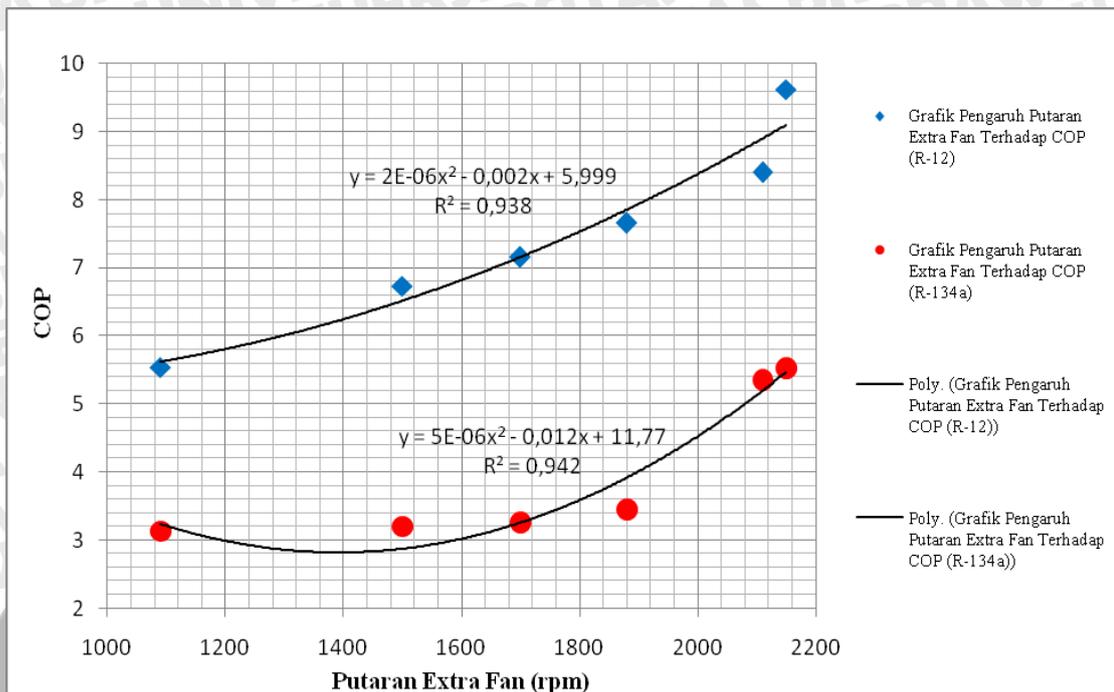
Perubahan nilai kemampuan kompresi yang semakin tinggi untuk jenis refrigeran R-134a pada putaran *extra fan* 1090 hingga 1880 rpm disebabkan karena pada kondisi ini kapasitas pendinginan meningkat dan kerja pendinginan meningkat, maka massa alir refrigeran akan meningkat pula, sehingga nilai kemampuan kompresi akan semakin tinggi dan pemakaian daya kompresor juga akan semakin tinggi. Sedangkan kemampuan kompresi yang menurun untuk jenis refrigeran R-134a pada

putaran 2110 dan 2150 rpm disebabkan karena pada kondisi ini kapasitas pendinginan menurun dan kerja pendinginan meningkat, maka massa alir refrigeran akan menjadi menurun, akibatnya kemampuan kompresinya juga akan mengalami penurunan, sehingga bisa dikatakan pemakaian daya kompresor juga mengalami penurunan. Sedangkan untuk jenis refrigeran R-12 kemampuan kompresi cenderung terus menurun, hal ini dikarenakan kapasitas pendinginan dan kerja pendinginan dari evaporator yang cenderung meningkat nilainya, sehingga massa alir refrigeran juga akan cenderung meningkat, namun kerja kompresinya menurun sehingga dari hasil perkalian antara nilai massa alir refrigeran dan kerja kompresi akan didapatkan nilai pemakaian daya kompresor yang semakin menurun.

Pada grafik gambar 4.3 dapat dilihat bahwa untuk putaran *extra fan* yang sama pemakaian daya kompresor dengan refrigeran jenis R-134a lebih besar dibandingkan dengan pemakaian daya kompresor untuk jenis refrigeran R-12, hal ini sesuai dengan sifat termodinamika refrigeran yang didapatkan dari p-h diagram untuk masing-masing jenis refrigeran tersebut, dimana kalor sensibel kompresi ( $h_2-h_1$ ) pada kompresor untuk refrigeran jenis R-134a nilainya lebih besar dibanding refrigeran jenis R-12. Meskipun massa alir refrigeran jenis R-134a nilainya lebih kecil dari refrigeran jenis R-12, namun dengan nilai kerja kompresi jenis refrigeran R-134a yang jauh lebih besar dibandingkan dengan jenis R-12, maka dari hasil perkaliannya akan tetap didapatkan nilai bahwa pemakaian daya kompresor refrigeran jenis R-134a nilainya lebih besar dari refrigeran jenis R-12. Hal ini sesuai dengan rumus:  $P_{komp} = \dot{m}_{ref} (h_2 - h_1)$



### 4.2.3 Pengaruh Putaran *Extra Fan* Kondensator terhadap COP untuk Refrigeran Jenis R-134a dan R-12



Grafik 4.4 Grafik Hubungan Putaran *Extra Fan* Kondensator terhadap COP untuk Refrigeran Jenis R-134a dan R-12

Grafik pada gambar 4.4 merupakan grafik pengaruh putaran *extra fan* terhadap *Coefficient of Performance* (COP). Pada grafik nampak bahwa semakin tinggi putaran *extra fan* maka nilai COP untuk jenis refrigeran R-134a dan R-12 akan cenderung terus meningkat. Pada putaran *extra fan* yang sama dapat dilihat bahwa COP dari refrigeran jenis R-12 bernilai lebih tinggi dibandingkan dengan refrigeran jenis R-134a. Pembahasan sebelumnya menyatakan bahwa kapasitas pendinginan dari refrigeran jenis R-12 nilainya lebih tinggi dibandingkan dengan refrigeran jenis R-134a dan pemakaian daya kompresor dari refrigeran jenis R-134a nilainya lebih tinggi dibandingkan dengan refrigeran jenis R-12, sehingga dari hasil pembagian kapasitas pendinginan dan pemakaian daya kompresor, maka akan didapatkan nilai COP untuk jenis refrigeran R-12 lebih besar dibanding R-134a, hal ini sangat sesuai dengan rumus COP, yaitu :

$$\frac{Q_{Ref \text{ pengkondisian udara}}}{P_{kompresor}} = \frac{m_A \cdot h_A - m_B \cdot h_B + m_{CON} \cdot h_{CON}}{\dot{m}_{Ref} \cdot (h_2 - h_1)}$$

Kerja pendinginan dan kerja kompresor dari refrigeran jenis R-134a nilainya lebih tinggi dibandingkan dengan refrigeran jenis R-12, meskipun demikian dari hasil pembagiannya akan tetap didapatkan nilai COP untuk jenis refrigeran R-12 lebih besar

dibanding R-134a karena kerja kompresor jenis refrigeran R-12 nilainya jauh lebih kecil

daripada kerja pendinginannya, hal ini sesuai dengan rumus  $COP = \frac{q_{ref}}{W_{komp}} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1}$ .



## BAB V KESIMPULAN DAN SARAN

### 5.1 Kesimpulan

Dari penelitian ini dapat diambil kesimpulan sebagai berikut :

Perubahan kecepatan *extra fan* pada kondensor mempengaruhi unjuk kerja AC Mobil, hal ini dapat dilihat dari :

- Unjuk Kerja berupa kapasitas pendinginan yang dihasilkan oleh evaporator semakin besar untuk kedua jenis refrigeran (R-134a dan R-12), untuk putaran *extra fan* yang sama kapasitas pendinginan R-12 lebih besar dari R-134a. Unjuk kerja berupa COP yang dihasilkan oleh *Air Conditioner* semakin besar untuk kedua jenis refrigeran (R-134a dan R-12), untuk putaran *extra fan* yang sama COP jenis refrigeran R-12 lebih besar dari R-134a.

### 5.2 Saran

1. Sebaiknya menggunakan daya motor yang lebih besar sebagai penggerak kompresor.
2. Sebelum melakukan penelitian hendaknya dilakukan pengecekan kebocoran instalasi dan kalibrasi alat ukur agar hasil penelitian lebih akurat.
3. Untuk mengatasi nilai kelembaban relatif yang terlalu tinggi dapat digunakan heater sebagai tambahan.
4. Sebaiknya digunakan jenis refrigeran selain R-12 dan R-134a yang lebih ramah lingkungan.
5. Sebaiknya digunakan alat ukur *flowmeter* atau ADC agar pengukuran nilai massa alir refrigeran lebih akurat.

Lampiran 1. Tabel Data Hasil Perhitungan Jenis Refrigeran R-134a

Putaran Fan (rpm)	TDA (°C)	TWA (°C)	TDB (°C)	TWB (°C)	TCON (°C)	P1 (MPa)	P2 (MPa)	P3 (MPa)	T1 (°C)	T2 (°C)	T3 (°C)	T4 (°C)	QCON (ml/5men)	z/sina (mm)	P motor (kW)
1090	28,862	22,786	19,754	18,649	22,437	0,135	1,380	1,313	27,248	102,359	35,008	4,500	51,7	4,6	2,20
1500	29,311	22,786	19,251	18,435	21,903	0,125	1,227	1,180	27,682	101,328	32,826	3,233	46,8	5,0	2,10
1700	29,587	22,786	19,359	18,435	21,903	0,120	1,193	1,150	27,863	100,573	32,524	2,833	46,3	5,2	2,05
1880	29,932	23,821	19,610	19,078	21,903	0,119	1,177	1,120	28,225	98,065	32,155	2,833	62,3	5,5	2,00
2110	30,036	23,821	19,826	19,221	22,009	0,118	1,153	1,100	28,406	80,204	32,088	2,800	60,3	6,0	1,98
2150	30,312	23,821	19,934	19,293	22,437	0,115	1,133	1,080	28,767	79,414	32,021	2,700	55,0	6,1	1,95

Putaran Fan (rpm)	$\varphi_A$ (%)	$\varphi_B$ (%)	$h_A$ (kJ/kg uk)	$h_B$ (kJ/kg uk)	$h_{CON}$ (kJ/kg uk)	$h_1$ (kJ/kg)	$h_2$ (kJ/kg)	$h_3$ (kJ/kg)	$h_4$ (kJ/kg)	$\rho_{udara}$ (kg/m <sup>3</sup> )	$\dot{m}_A$ (kg/det)	$\dot{m}_B$ (kg/det)	$\dot{m}_{CON}$ (kg/det)	Qref (kW)	$\dot{m}_{ref}$ (kg/det)	P komp. (kW)	KPakt
1090	59,8	90,2	67,176	52,898	94,161	425,626	482,000	248,677	248,677	1,206	0,06125	0,061080	0,0001723	0,86745	0,004902	0,27636	3,139
1500	57,5	92,6	67,158	52,223	91,926	426,274	482,552	245,769	245,769	1,208	0,06346	0,063299	0,0001560	0,94151	0,005216	0,29354	3,207
1700	56,2	91,7	67,147	52,219	91,926	426,579	482,115	245,366	245,366	1,208	0,06470	0,064545	0,0001544	0,95970	0,005296	0,29412	3,263
1880	60,4	93,3	71,195	53,604	91,926	426,914	479,653	244,873	244,873	1,207	0,06648	0,066275	0,0002077	1,16154	0,006381	0,33651	3,452
2110	59,9	94,0	71,190	54,538	92,372	427,087	461,125	244,784	244,784	1,206	0,06958	0,069389	0,0001957	1,15131	0,006315	0,21496	5,356
2150	58,5	94,3	71,179	55,010	94,161	427,481	460,551	244,694	244,694	1,205	0,07002	0,069840	0,0001833	1,12504	0,006155	0,20354	5,527

Entalpi Refrigeran

qref (kJ/kg)	W komp. (kJ/kg)	KPakt
176,949	56,3738	3,139
180,506	56,278	3,207
181,213	55,536	3,263
182,041	52,7389	3,452
182,303	34,0378	5,356
182,787	33,0699	5,527

Lampiran 2. Tabel Data Hasil Perhitungan Jenis Refrigeran R-12

Putaran Fan (rpm)	TDA (°C)	TWA (°C)	TDB (°C)	TWB (°C)	TCON (°C)	P1 (MPa)	P2 (MPa)	P3 (MPa)	T1 (°C)	T2 (°C)	T3 (°C)	T4 (°C)	QCON (ml/5men)	z/sina (mm)	P motor (kW)
1090	27,826	24,719	20,401	18,649	23,683	0,121	1,307	1,223	29,310	83,467	43,299	11,667	128	4,6	2,18
1500	27,964	24,719	19,754	18,435	24,039	0,120	1,200	1,107	30,070	78,658	40,345	11,600	125	5,0	2,05
1700	28,379	24,857	19,646	18,435	24,218	0,119	1,163	1,063	30,396	77,284	39,439	7,967	125	5,2	2,00
1880	28,655	24,857	19,395	18,507	24,039	0,116	1,113	1,030	30,685	75,636	38,935	6,400	118	5,5	1,99
2110	29,069	24,857	19,574	18,614	24,146	0,113	1,097	1,000	31,300	74,262	38,667	6,000	119	6,0	1,98
2150	28,827	24,443	19,682	18,578	23,683	0,110	1,053	0,957	32,133	72,132	36,250	5,600	113	6,1	1,92

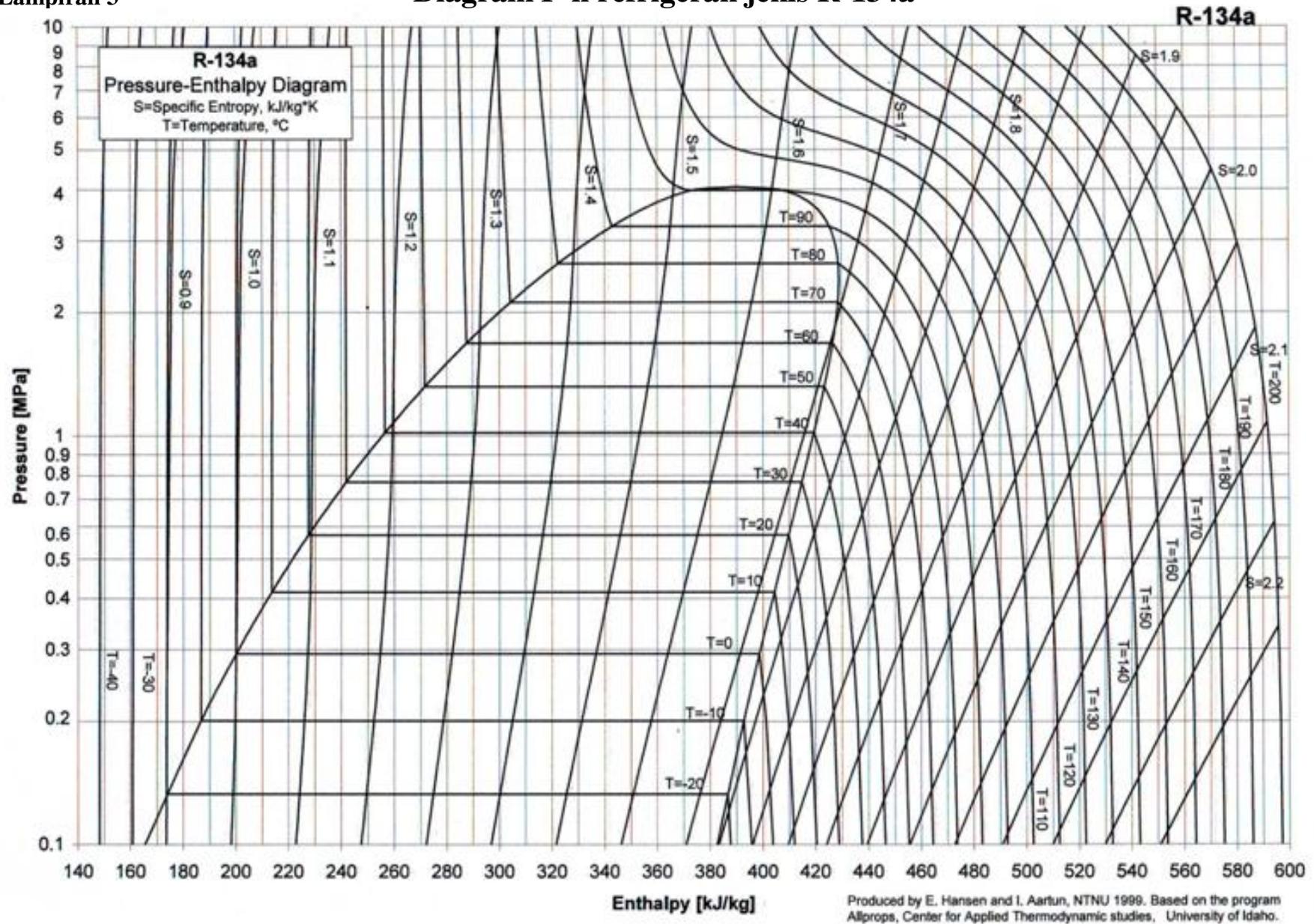
Putaran Fan (rpm)	$\phi_A$ (%)	$\phi_B$ (%)	$h_A$ (kJ/kg uk)	$h_B$ (kJ/kg uk)	$h_{CON}$ (kJ/kg uk)	$h_1$ (kJ/kg)	$h_2$ (kJ/kg)	$h_3$ (kJ/kg)	$h_4$ (kJ/kg)	$\rho_{udara}$ B (kg/m <sup>3</sup> )	$\dot{m}_A$ (kg/det)	$\dot{m}_B$ (kg/det)	$\dot{m}_{CON}$ (kg/det)	Qref (kW)	$\dot{m}_{ref}$ (kg/det)	P komp. (kW)	KPakt
1090	77,828	84,091	74,961	52,877	99,378	237,900	261,824	105,303	105,303	1,203	0,06129	0,06086	0,0004269	1,334	0,01006	0,241	5,542
1500	76,966	88,356	74,954	52,207	100,869	238,488	258,669	102,593	102,593	1,206	0,06352	0,06310	0,0004163	1,425	0,01048	0,212	6,734
1700	75,329	89,260	75,514	52,210	101,615	238,776	257,919	101,830	101,830	1,206	0,06478	0,06436	0,0004168	1,489	0,01087	0,208	7,154
1880	73,674	92,027	75,502	52,450	100,869	239,167	257,149	101,415	101,415	1,207	0,06665	0,06626	0,0003934	1,517	0,01102	0,198	7,661
2110	71,259	91,431	75,484	52,790	101,316	239,764	256,254	101,190	101,190	1,207	0,06957	0,06918	0,0003981	1,560	0,01125	0,186	8,403
2150	70,043	90,198	73,772	52,670	99,378	240,485	255,141	99,483	99,483	1,206	0,07017	0,06979	0,0003760	1,463	0,01038	0,152	9,621

## Entalpi Refrigeran

	W qref (kJ/kg)	W komp. (kJ/kg)	KPakt (kJ/kg)
	132,597	23,9241	5,542
	135,895	20,1812	6,734
	136,945	19,1435	7,154
	137,752	17,9817	7,661
	138,573	16,4906	8,403
	141,002	14,6561	9,621

Lampiran 3

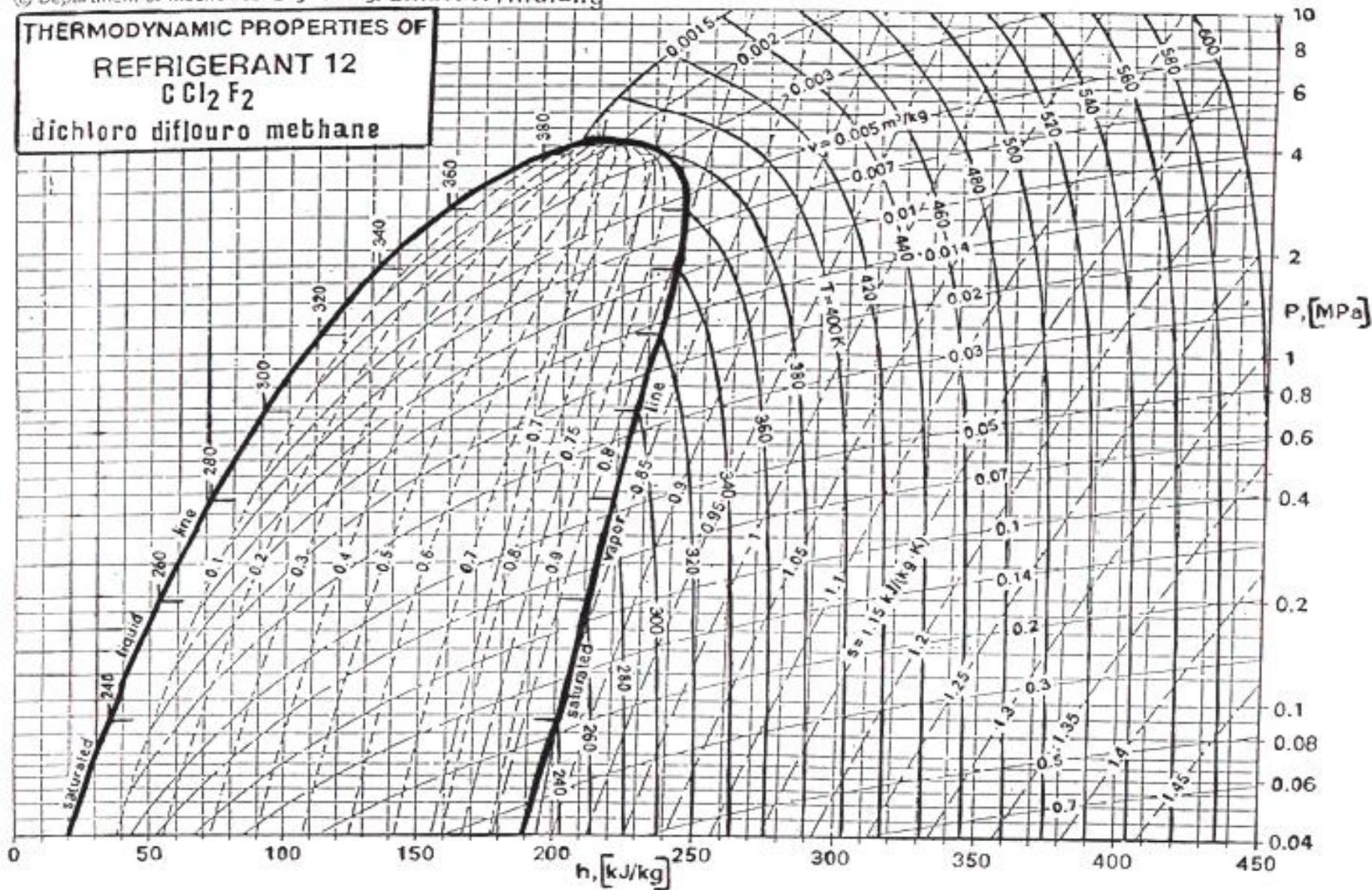
Diagram P-h refrigeran jenis R-134a



Lampiran 4

Diagram P-h refrigeran jenis R-12

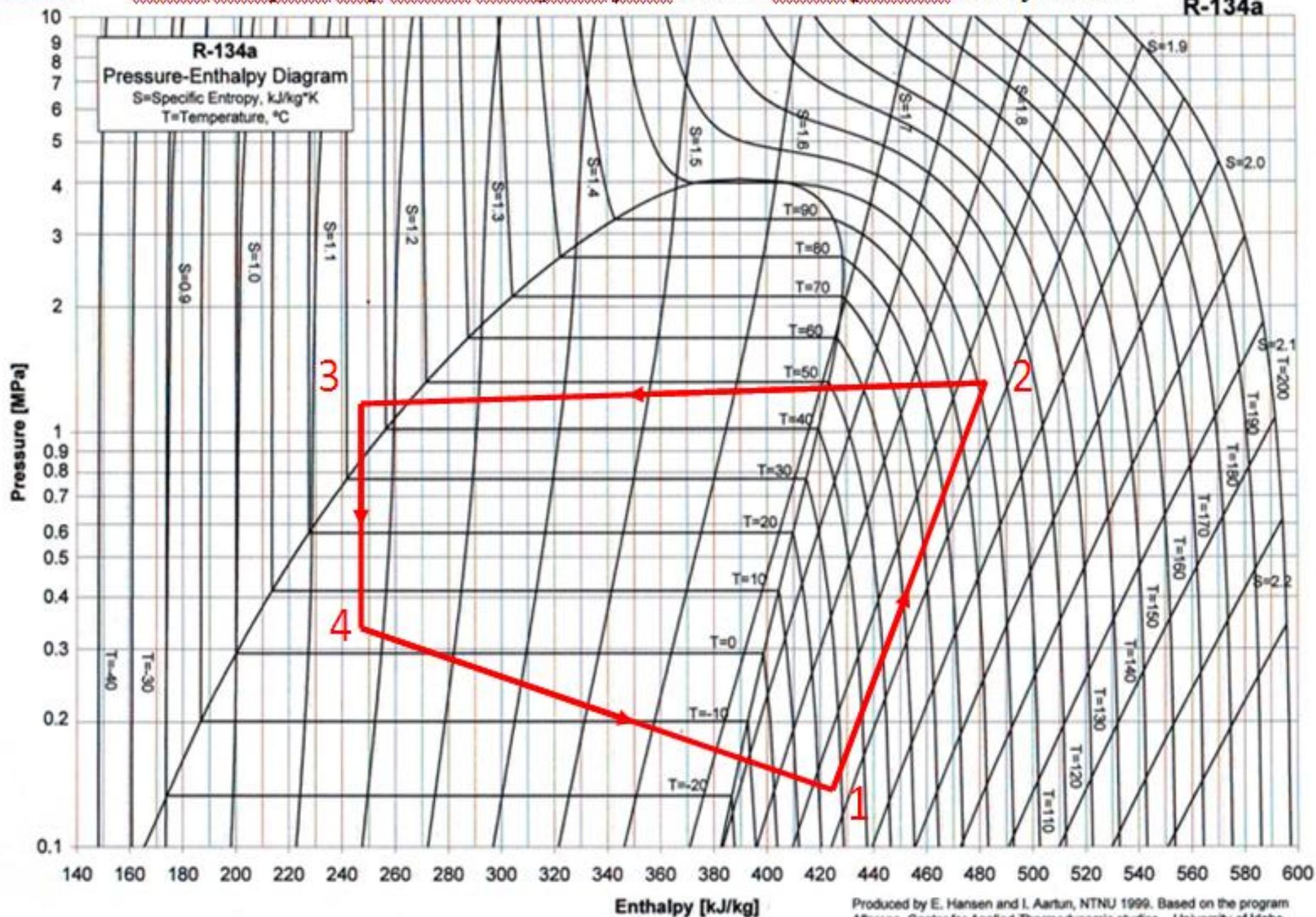
© Department of Mechanical Engineering, UNIBRAW, Malang



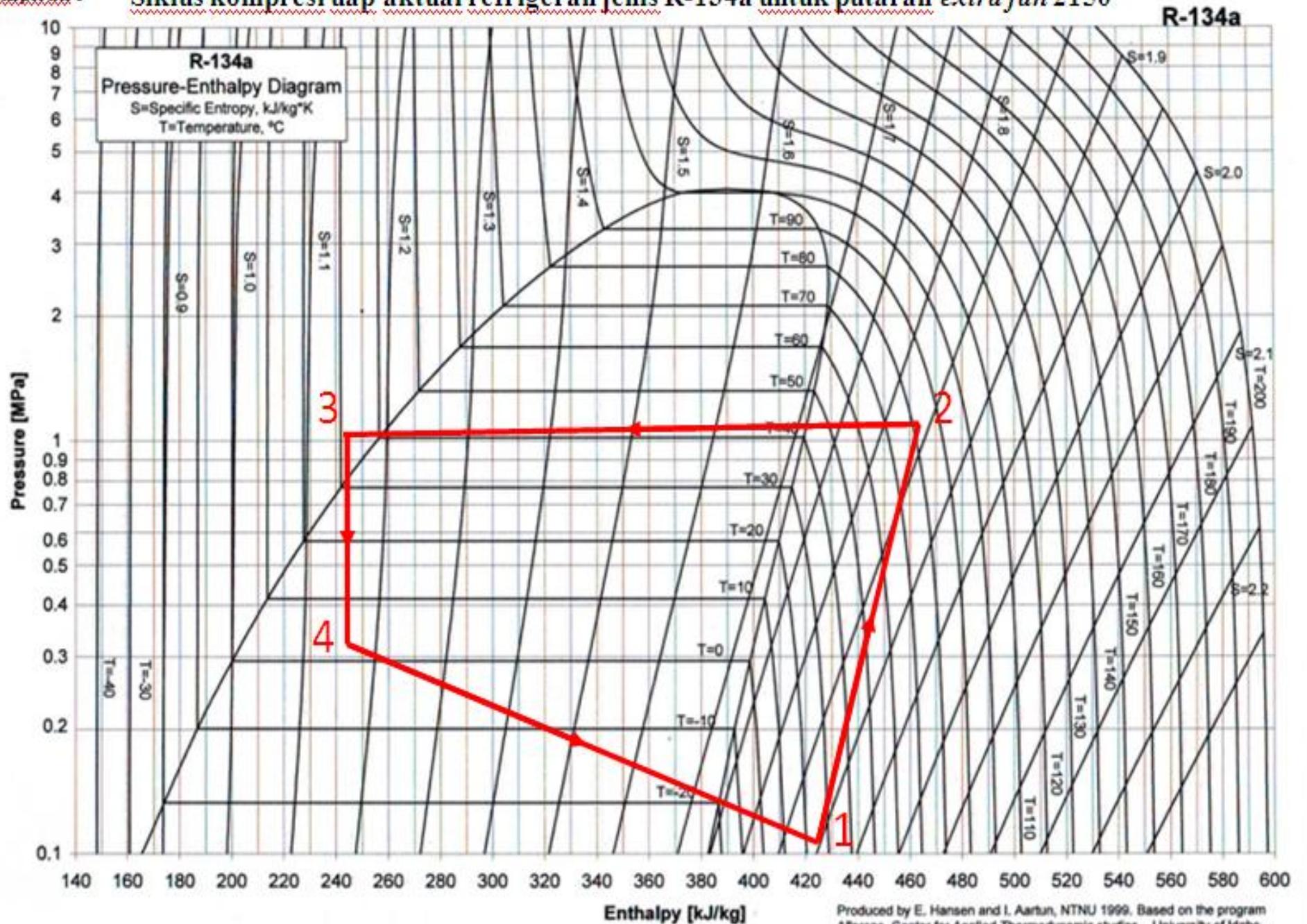
Lampiran 5

Siklus kompresi uap aktual refrigeran jenis R-134a untuk putaran *extra fan* 1090

R-134a

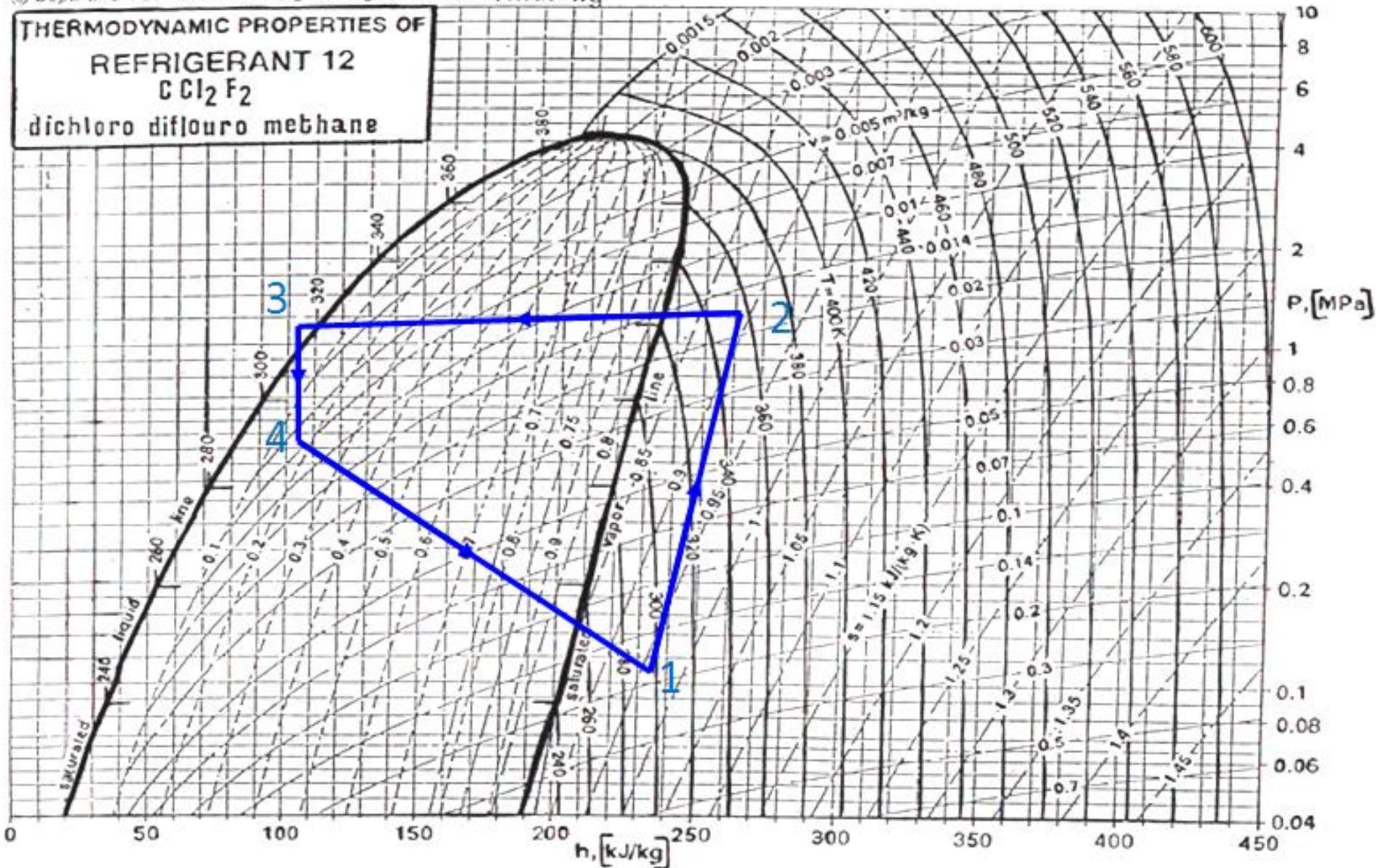


### Siklus kompresi uap aktual refrigeran jenis R-134a untuk putaran *extra fan* 2150



Lampiran 7 Siklus kompresi uap aktual refrigeran jenis R-12 untuk putaran extra fan 1090 rpm

© Department of Mechanical Engineering, unibraw, malang



Lampiran 8 Siklus kompresi uap actual refrigeran jenis R-12 untuk putaran extra fan 2150 rpm

© Department of Mechanical Engineering, unidraw, malang

