



UNIVERSITAS INDONESIA

**ANALISIS PERFORMA SISTEM TATA UDARA UNTUK
PENGEMBANGAN AC PRESISI DUA KONDENSER
PARALEL DENGAN VARIASI KECEPATAN PUTARAN
KOMPRESOR**

SKRIPSI

**DIAJUKAN SEBAGAI SALAH SATU SYARAT
MEMPEROLEH GELAR SARJANA TEKNIK**

**KURNIAWAN RICHAK KAMAJAYA
04 05 02 044 8**

**FAKULTAS TEKNIK
PROGRAM STUDI TEKNIK MESIN
DEPOK
JULI 2009**

PERNYATAAN KEASLIAN TUGAS AKHIR

Kami menyatakan dengan sesungguhnya bahwa skripsi dengan judul :

ANALISIS PERFORMA SISTEM TATA UDARA UNTUK PENGEMBANGAN AC PRESISI DUA KONDENSER PARALEL DENGAN VARIASI KECEPATAN PUTARAN KOMPRESOR

yang dibuat untuk melengkapi sebagian persyaratan menjadi Sarjana Teknik pada Program Studi Teknik Mesin Departemen Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Indonesia, sejauh yang kami ketahui bukan merupakan tiruan atau duplikasi dari skripsi yang sudah dipublikasikan dan atau pernah dipakai untuk mendapatkan gelar kesarjanaan di lingkungan Universitas Indonesia maupun di Perguruan Tinggi atau Instansi manapun, kecuali bagian yang sumber informasinya dicantumkan sebagaimana mestinya. Tugas Akhir ini dikerjakan bersama rekan saya yang bernama Wira Yudha Bhakti (NPM : 0405020685) dengan penelitian tugas akhirnya yang berjudul "**Analisis Performa Sistem Tata Udara Untuk Pengembangan AC Presisi Dua Kondenser Paralel Dengan Variasi Buka-an Katup Kondenser *Re-Heat* pada Kecepatan Kompresor 3100 RPM**" sehingga terdapat kata-kata atau kalimat yang sama.

Depok, 6 JULI 2009

KURNIAWAN RICHAK KAMAJAYA

NPM : 0405020448

HALAMAN PENGESAHAN

Skripsi ini diajukan oleh :

Nama : Kurniawan Richak Kamajaya

NPM : 0405020448

Program Studi : Teknik Mesin S-1 Reguler

Judul Skripsi :

ANALISIS PERFORMA SISTEM TATA UDARA UNTUK PENGEMBANGAN AC PRESISI DUA KONDENSER PARALEL DENGAN VARIASI KECEPATAN PUTARAN KOMPRESOR

Telah berhasil dipertahankan di hadapan Dewan Penguji dan diterima sebagai bagian persyaratan yang diperlukan untuk memperoleh gelar Sarjana Teknik pada Departemen Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Indonesia

DEWAN PENGUJI

Pembimbing : Dr. -Ing Nasruddin, M.Eng ()

Penguji : Dr. Ir. M. Idrus Alhamid ()

Penguji : M. Taufik, Dipl. Ing., MM. ()

Penguji : Ir. Aries Subiantoro, MSc. ()

Ditetapkan di : Depok

Tanggal : 6 Juli 2009

**HALAMAN PERNYATAAN PERSETUJUAN PUBLIKASI
TUGAS AKHIR UNTUK KEPENTINGAN AKADEMIS**

Sebagai sivitas akademik Universitas Indonesia, saya yang bertanda tangan di bawah ini:

Nama : Kurniawan Richak Kamajaya
NPM : 0405020448
Program Studi : Teknik Mesin S-1 Reguler
Departemen : Teknik Mesin
Fakultas : Teknik
Jenis karya : Skripsi

demi pengembangan ilmu pengetahuan, menyetujui untuk memberikan kepada Universitas Indonesia **Hak Bebas Royalti Noneksklusif (*Non-exclusive Royalty Free Right*)** atas karya ilmiah saya yang berjudul :

**ANALISIS PERFORMA SISTEM TATA UDARA UNTUK
PENGEMBANGAN AC PRESISI DUA KONDENSER PARALEL
DENGAN VARIASI KECEPATAN PUTARAN KOMPRESOR**

beserta perangkat yang ada (jika diperlukan). Dengan Hak Bebas Royalti Noneksklusif ini Universitas Indonesia berhak menyimpan, mengalihmedia/formatkan, mengelola dalam bentuk pangkalan data (*database*), merawat, dan memublikasikan tugas akhir saya selama tetap mencantumkan nama saya sebagai penulis/pencipta dan sebagai pemilik Hak Cipta.

Demikian pernyataan ini saya buat dengan sebenarnya.

Dibuat di : Depok
Pada tanggal : 6 Juli 2009

Yang menyatakan

(Kurniawan Richak Kamajaya)

KATA PENGANTAR

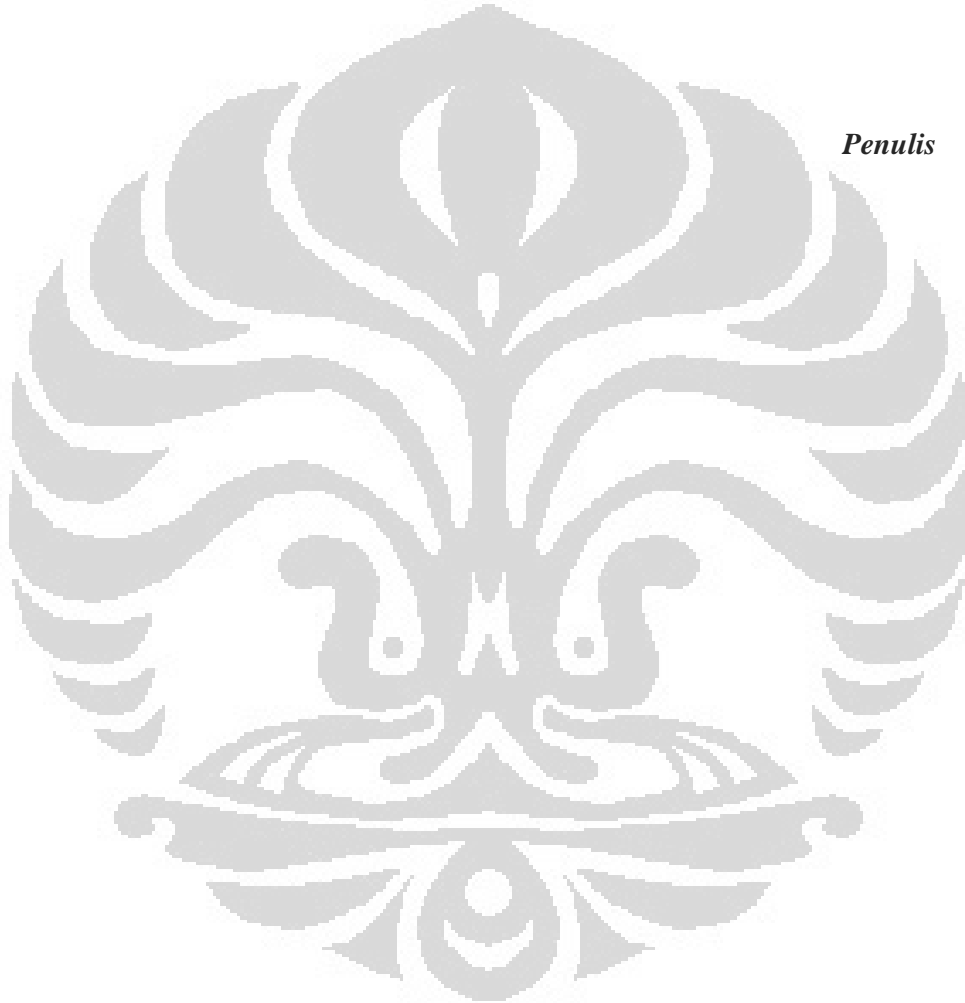
Puji syukur saya panjatkan kepada Allah SWT, karena atas berkat dan rahmat-Nya, saya dapat menyelesaikan skripsi ini. Penulisan skripsi ini dilakukan dalam rangka memenuhi salah satu syarat untuk mencapai gelar Sarjana Teknik Jurusan Mesin pada Fakultas Teknik Universitas Indonesia. Saya menyadari bahwa, tanpa bantuan dan bimbingan dari berbagai pihak, dari masa perkuliahan sampai pada penyusunan skripsi ini, sangatlah sulit bagi saya untuk menyelesaikan skripsi ini. Oleh karena itu, saya mengucapkan terima kasih kepada:

- (1) Dr. -Ing Nasruddin, M.Eng , selaku dosen pembimbing yang telah menyediakan waktu, tenaga, dan pikiran untuk mengarahkan saya dalam penyusunan skripsi ini;
- (2) Orang tua dan keluarga yang telah memberikan bantuan dukungan material dan moral, serta doa mereka yang selalu menyertai saya;
- (3) Semua karyawan DTM yang telah banyak membantu kami serta memberi masukan bagi kemajuan kami seperti Mas Udiyono, Mas syarif, Mas Yasin, Mas Hasan, Mas Awang, Mas Nurul, dll, saya ucapkan maaf karena selalu merepotkan;
- (4) Mahasiswa S3, Pak Darwin dan Pak Awal, yang selalu saya ganggu dengan berbagai macam pertanyaan.
- (5) Mahasiswa S2, bang Abrar dan Pak Nana yang selalu semangat mengerjakan Tesisnya,
- (6) Sahabat saya Wira Yudha yang telah banyak membantu saya dalam menyelesaikan skripsi ini. dan sahabat satu Lab, Imam, Magribi, Lasman yang membuat suasana menjadi tidak membosankan.
- (7) Teman-teman Ekstensi, Fadil, Riyadh, Cetra, jadikanlah pertemuan singkat ini menjadi awal persahabatan kita untuk menjadi insan yang senantiasa mengingatkan. Zona, Nico sesungguhnya menikah itu lebih menjaga pandangan dan hati.

Akhir kata, saya berharap kepada Alloh SWT berkenan membalas segala kebaikan semua pihak yang telah banyak membantu. Semoga skripsi ini membawa manfaat bagi pengembangan ilmu.

Depok, 6 Juli 2009

Penulis



ABSTRAK

Nama : Kurniawan Richak Kamajaya

Program Studi : Teknik Mesin

Judul :

ANALISIS PERFORMA SISTEM TATA UDARA UNTUK PENGEMBANGAN AC PRESISI DUA KONDENSER PARALEL DENGAN VARIASI KECEPATAN PUTARAN KOMPRESOR

Pada sebuah kabinet ruangan data center, panas diproduksi dari pemakaian energi listrik yang dikonsumsi oleh peralatan IT. Jika panas ini tidak tersirkulasikan dengan benar maka akan menimbulkan kerusakan pada sistem kabinet data center. Sebuah sistem AC tunggal/sentral masih dianggap belum mampu untuk mengatasi permasalahan ini dikarenakan area beban pendinginan yang dicakup masih terlalu luas. Maka muncullah sebuah ide untuk menggunakan sebuah AC Presisi portable. Yaitu AC yang penggunaannya dengan cara digantungkan pada masing-masing kabinet data center.

AC Presisi ini memiliki prinsip kerja yang sama dengan siklus kompresi uap pada umumnya tetapi memiliki dua kondenser yang bekerja secara paralel, dimana kondenser yang satunya lagi berfungsi sebagai kondenser re-heat. Fungsi kondenser re-heat ini adalah memanaskan kembali udara yang keluar dari evaporator sehingga didapatkan udara yang lebih kering dalam hal kelembapannya. Besarnya aliran refrigeran yang masuk ke kondenser re-heat ini diatur oleh mekanisme bukaan katup. Hal yang akan diujikan dalam eksperimen ini adalah pengaruh Kecepatan putaran kompresor terhadap temperatur dan RH output AC presisi serta COP yang dihasilkan pada masing-masing kondisi Kecepatan putaran. Hasilnya adalah temperatur akan menurun dan RH yang dihasilkan tidak ada perbedaan yang significant dengan kecepatan putaran yang semakin besar. Serta COP sistem juga akan semakin menurun dengan kecepatan putaran kompresor yang diperbesar. AC Presisi Portable ini menggunakan Refrigeran R134a ($C_2H_2F_4$ / Tetrafloretan) sebagai media pendinginnya, serta menggunakan kompresor DC 12 V branded Danfoos.

Kata Kunci : Kompresor DC, Refrigeran R134a, Sistem dua kondenser paralel.

ABSTRACT

Name : Kurniawan Richak Kamajaya

Study program : Mechanical Engineering

Title :

AIR CONDITIONING SYSTEM PERFORMANCE ANALYSIS FOR DEVELOPMENT TWO PARALLEL CONDENSER AC PRECISION WITH VARIATION OF COMPRESSOR SPEED

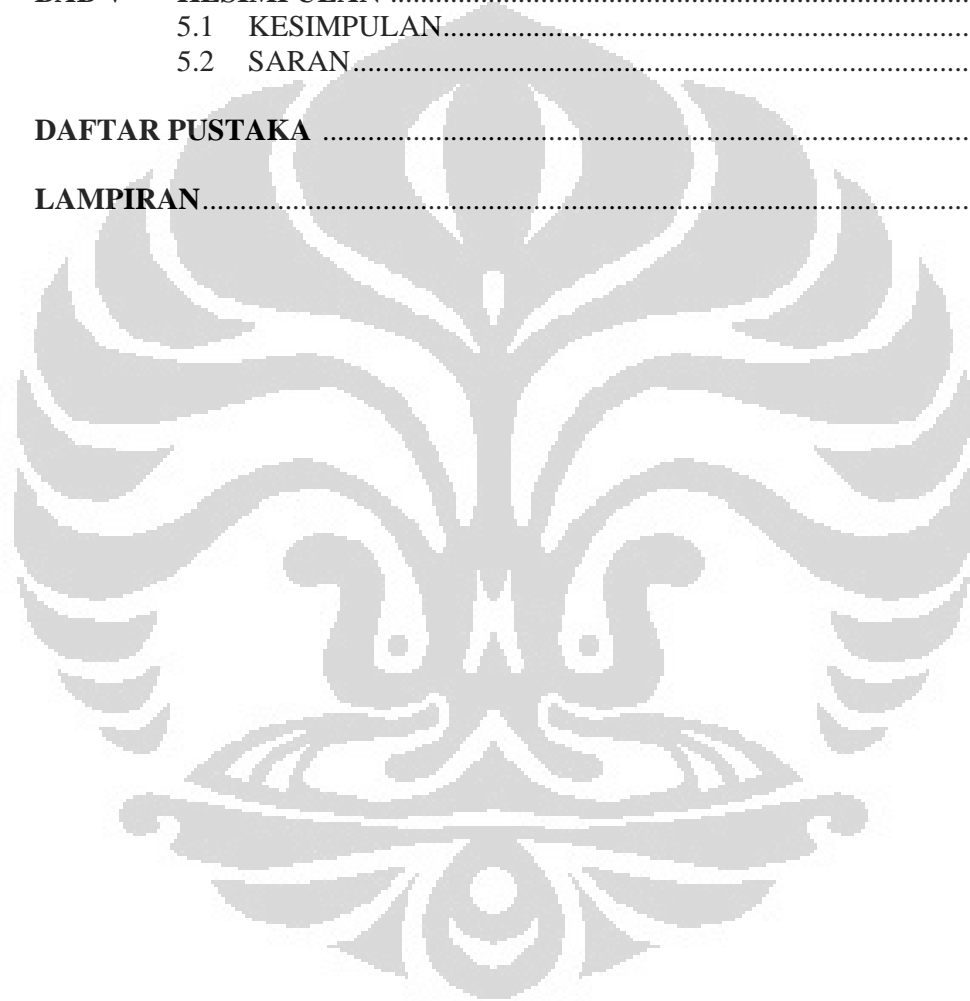
In a data center cabinet room, the heat produced from electricity consumed by IT equipment. If this heat did not circulate correctly it will cause damage to the system. A single system AC / central still considered not yet able to overcome this problem because the burden of cooling the area covered is too large. So an idea to use a portable AC Precision has been established. This AC Precision has the same principles work with the vapor compression cycle in general, but has two condenser with work in parallel, where the one condenser works as condenser re-heat. The function of condenser re-heat is to heating again the air back out of the evaporator so that the air will more dry in relative humidity (RH). The amount of flow refrigerant into condenser re-heat is regulated by the mechanism of the valve openings. There are several cases will be tested in this experiment, one of them is the influence of change of velocity and RH output from AC precision and COP values which produced in each condition of the valve. The result is increasing in temperature and RH will be more dry as the velocity of the larger valve. COP system also will be increasing if the valve openings enlarged. This AC Precision Portable uses Refrigerant R134a ($C_2H_2F_4$ / Tetrafloretan) as the refrigerant, and use the compressor 12 V DC branded Danfoos..

Keywords : DC Compressor, R134a Refrigerant, two parallel condenser systems.

DAFTAR ISI

	halaman
HALAMAN JUDUL	i
PERNYATAAN KEASLIAN TUGAS AKHIR	ii
HALAMAN PENGESAHAN.....	iii
HALAMAN PERNYATAAN PERSETUJUAN PUBLIKASI TUGAS AKHIR UNTUK KEPENTINGAN AKADEMIS	iv
KATA PENGANTAR	v
ABSTRAK	vi
DAFTAR ISI.....	viii
DAFTAR GAMBAR	x
DAFTAR TABEL.....	xi
DAFTAR GRAFIK	xii
BAB I PENDAHULUAN.....	1
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Perumusan Masalah	2
1.3 Tujuan	2
1.4 Batasan Masalah	2
1.5 Sistematika Penulisan	3
BAB II LANDASAN TEORI.....	5
2.1 Siklus Refrigerasi Kompresi Uap	5
2.1.1 Siklus Refrigerasi Kompresi Uap Ideal	5
2.1.2 Analisis Termodinamik Sistem Pendinginan Melalui Diagram T-S dan Diagram P-H	7
2.2 Komponen Utama Sistem Pendingin.....	12
2.2.1 Kompresor	13
2.2.2 Kondenser	13
2.2.3 Alat ekspansi.....	14
2.2.4 Evaporator.....	14
2.3 Refrigeran	15
2.3.1 Jenis Refrigeran	17
2.4 <i>Psychometric Chart</i>	20
BAB III DESKRIPSI ALAT DAN METODE PENGUJIAN	23
3.1 AC Presisi	23
3.1.1 Deskripsi AC Presisi.....	23
3.1.2 Prinsip Kerja Alat	23
3.1.3 Spesifikasi Komponen-Komponen AC Presisi.....	25
3.2 Persiapan Alat Uji.....	29
3.3 Prosedur Pengujian.....	35
3.3.1 Tahap Pemvakuman sistem	35
3.3.2 Tahap Pengisian Refrigeran	36
3.3.3 Tahap Menjalankan Alat Uji	36
3.3.4 Tahap Pengambilan Data	37

BAB IV	HASIL DAN ANALISA	38
4.1	Analisa Perubahan Temperatur Fan Output	38
4.2	Analisa Perubahan Temperatur di Evaporator	40
4.3	Analisa Perubahan Temperatur pada Discharge Kompresor.....	41
4.4	Analisa Pemakaian Daya Listrik Kompresor.....	42
4.5	Analisa COP Sistem	42
4.6	Analisa Kualitas Udara Melalui Diagram <i>Psychometric Chart</i> ...	49
4.7	Simulasi Pengkondisian Udara pada Kabinet Data Center.....	52
BAB V	KESIMPULAN	58
5.1	KESIMPULAN.....	58
5.2	SARAN.....	59
DAFTAR PUSTAKA		60
LAMPIRAN.....		61

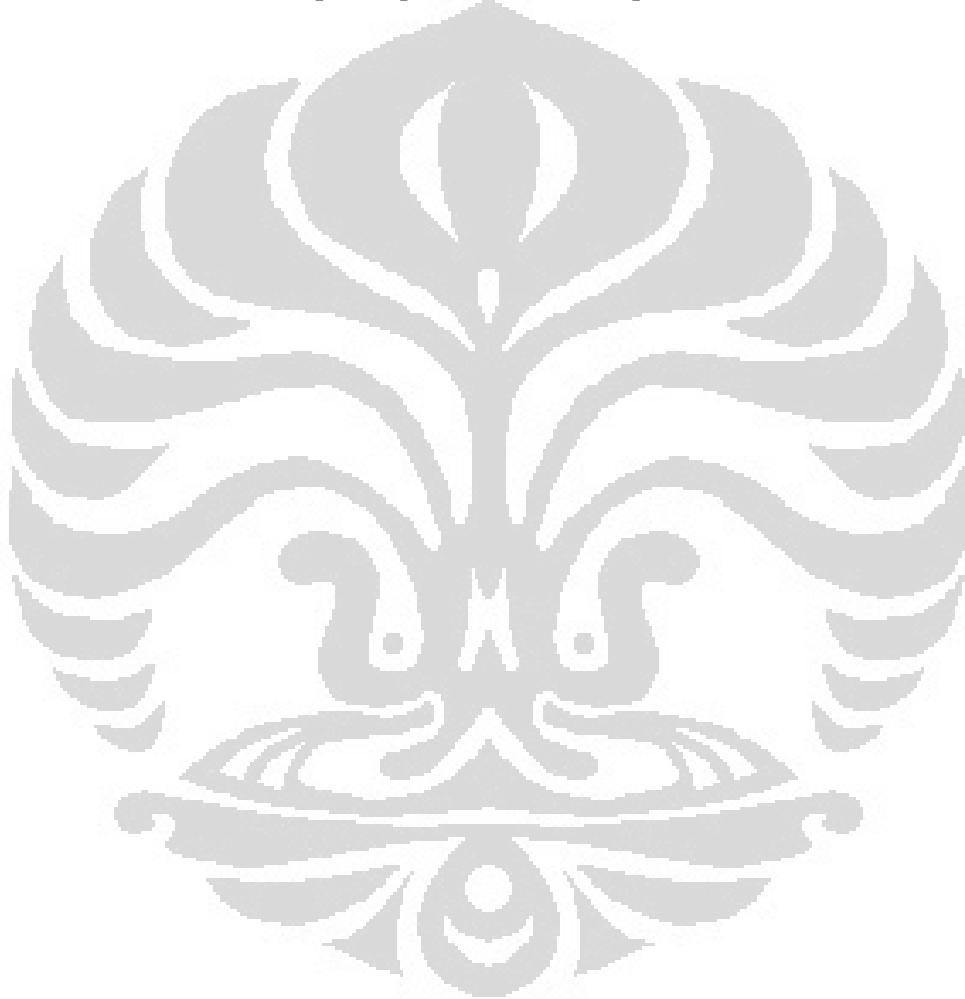


DAFTAR GAMBAR

	Halaman
Gambar 1.1 Sebuah Sistem AC Sentral	2
Gambar 1.2 Sistem AC Portable	2
Gambar 2.1 Siklus refrigerasi kompresi uap	5
Gambar 2.2 Diagram T-S siklus refrigerasi	7
Gambar 2.3 Diagram P-H untuk R-12	9
Gambar 2.4 Diagram P-H siklus kompresi uap ideal	10
Gambar 2.5 Diagram P-H	11
Gambar 2.6 Garis <i>Dry-Bulb</i> temperatur pada Psikometrik Chart	20
Gambar 2.7 Garis <i>Wet-Bulb</i> temperatur pada Psikometrik Chart	21
Gambar 2.8 Garis <i>Dew-Point</i> temperatur pada Psikometrik Chart	21
Gambar 2.9 Garis <i>Relative Humidity</i> pada Psikometrik Chart	22
Gambar 3.1 AC Presisi Portable	23
Gambar 3.2 Diagram Pemipaan AC Presisi Portable	24
Gambar 3.3 Kompresor DC <i>Danfoss type</i> BD250GH	26
Gambar 3.4 Pemasangan Potensiometer pada ECU kompresor	27
Gambar 3.5 Kipas DC	28
Gambar 3.6 Diagram Kelistrikan Alat Uji	29
Gambar 3.7 Digital Power Meter	30
Gambar 3.8 DC Power Supply 12V/25A	30
Gambar 3.9 DC Power Supply 9-24V/3A	31
Gambar 3.10 Data Akusisi	32
Gambar 3.11 Tampilan Program Visidaq Builder	33
Gambar 3.12 Hygro-thermometer	34
Gambar 3.13 Potensiometer	34
Gambar 3.14 Keseluruhan Sistem Alat Uji AC PRESISI	35
Gambar 4.1 Diagram P-H Kecepatan Putaran Kompresor 2500 rpm	43
Gambar 4.2 Cycle Info Kecepatan Putaran Kompresor 2500 rpm	43
Gambar 4.3 Diagram P-H Kecepatan Putaran Kompresor 3100 rpm.....	45
Gambar 4.4 Cycle Info Kecepatan Putaran Kompresor 3100 rpm.....	46
Gambar 4.5 Diagram P-H kecepatan Putaran kompresor 3800 rpm	47
Gambar 4.6 Cycle Info Kecepatan Putaran Kompresor 3800 rpm.....	48
Gambar 4.7 Diagram Psikometrik Chart AC Presisi	51
Gambar 4.8 Jendela <i>Project Manager</i>	52
Gambar 4.9 Jendela <i>Drawing Board</i>	53
Gambar 4.10 Jendela <i>Visual Editor</i>	53
Gambar 4.11 Gambar Sistem AC Presisi dengan Kabinet Data Center.....	55
Gambar 4.12 Hasil Simulasi.....	56

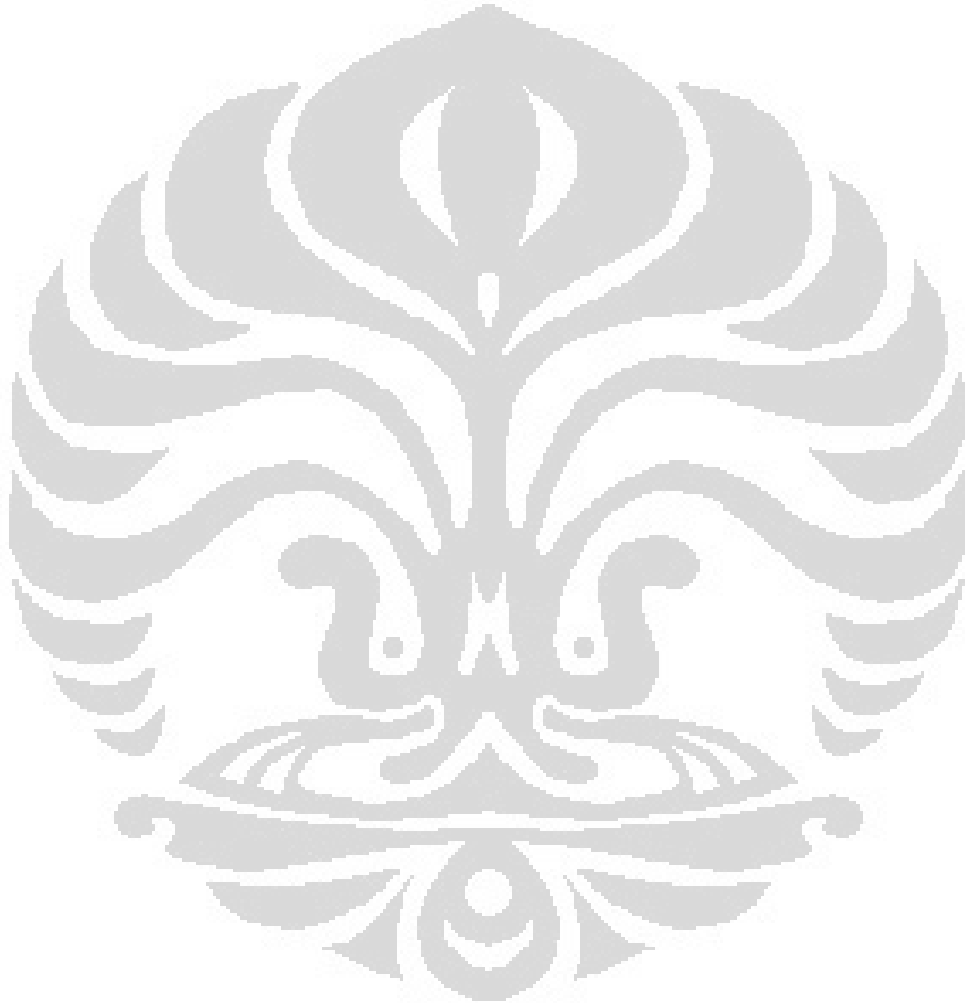
DAFTAR TABEL

	halaman
Tabel 2.1 Jenis refrigeran halocarbon	17
Tabel 3.1 BD250GH <i>compressor speed</i>	26
Tabel 4.1 Nilai RH pada Kecepatan Kompresor 3100 RPM	40
Tabel 4.2 Nilai Tekanan Discharge Kompresor	41
Tabel 4.3 Nilai Pemakaian Daya Listrik Kompresor.....	42
Tabel 4.4 COP Terhadap Kecepatan Putaran Kompresor	49



DAFTAR GRAFIK

Grafik 4.1 Temperatur Fan Output Gabungan	38
Grafik 4.2 Temperatur Ambient	39
Grafik 4.3 Temperatur Evaporator	40
Grafik 4.4 Temperatur Pada Discharge Kompresor	41



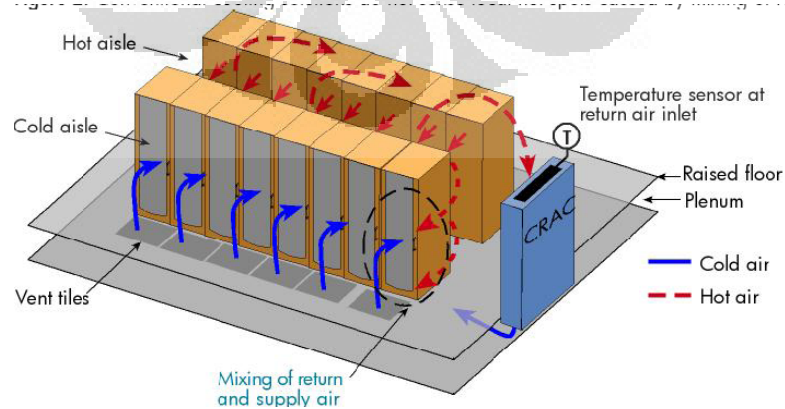
BAB 1

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

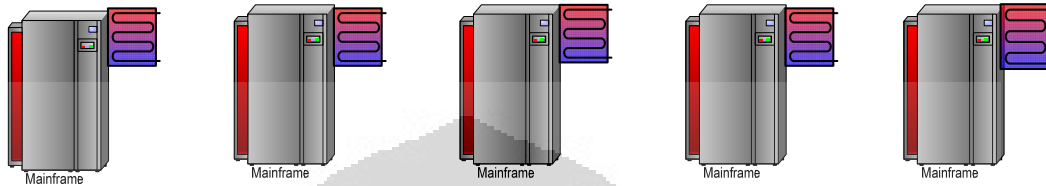
Ketika energi listrik digunakan pada sebuah ruangan IT atau data center, maka konsekuensinya akan ada panas yang dihasilkan dan harus dibuang ke lingkungan luar. Penukaran panas di dalam sebuah ruangan data center menjadi salah satu hal yang harus di perhatikan. Pendinginan yang tidak mencukupi atau berlebihan akan mengurangi umur dari peralatan IT tersebut. Pada sebuah kabinet ruangan data center, panas diproduksi dari pemakaian energi listrik yang dikonsumsi oleh peralatan IT. Sekitar 90 % energi listrik yang digunakan untuk menyalakan peralatan IT akan di konversikan menjadi panas. Jika panas ini tidak tersirkulasikan dengan benar maka akan menimbulkan kerusakan pada sistem kabinet data centernya. Jumlah energi panas yang dapat dihasilkan oleh satu server dapat mencapai 4 Kilowatts, output panas ini sebanding dengan panas yang dihasilkan oleh 40 buah lampu pijar 100 watt. Bayangkan saja berapa besar panas yang dihasilkan di dalam satu ruangan data center. Jika 1 ruangan data center mempunyai 10 kabinet saja, maka total panas yang dihasilkan dari kabinet data center mencapai 40 KW. Sebuah angka yang cukup besar, dan merupakan jumlah panas yang harus dibuang ke lingkungan.

Sebuah sistem AC tunggal/sentral masih dianggap belum mampu untuk mengatasi permasalahan ini dikarenakan area beban pendinginan yang dicakup masih terlalu luas.



Gambar 1.1 Sebuah Sistem AC Sentral

Maka muncullah sebuah ide untuk menggunakan sebuah AC portable. Yaitu AC yang penggunaannya dengan cara digantungkan pada masing-masing kabinet data centernya. Ilustrasinya bisa dilihat pada gambar di bawah ini :



Gambar 1.2 Sistem AC Portable

Diharapkan dengan adanya sistem AC Portable seperti di atas maka kebutuhan pendinginan di tiap-tiap kabinet data centernya dapat terpenuhi. Dimana performa dari alat ini akan diujikan melalui eksperimen lebih lanjut.

1.2 Perumusan Masalah

Unjuk kerja suatu sistem pendinginan yang menggunakan siklus kompresi uap sebagai dasar prinsip kerjanya adalah COP (*Coeffisien Of Performance*). Nilai dari COP akan menentukan unjuk kerja dari sistem yang telah dibuat. Untuk itulah pada AC Presisi Portable ini akan diujikan performanya melalui standard pengujian yang telah ditetapkan.

1.3 Tujuan

Adapun tujuan dalam penulisan tugas akhir ini adalah:

1. Menguji performa sistem AC Presisi Portable yang telah dibangun.
2. Menguji pengaruh dari variasi kecepatan putaran kompresor terhadap suhu dan RH outputnya.

1.4 Batasan Masalah

Batasan masalah pada penelitian ini yaitu :

1. Pada tugas akhir ini hanya menggunakan sumber energi DC 12 V yang berasal dari konverter AC ke DC (*power supply* 220 V AC / 12 V DC)
2. Refrigeran yang digunakan R134a.
3. Pengujian performa sistem dilakukan pada kondisi bukaan katup *re-heat* tertutup penuh dengan kecepatan putaran kompresor 2500 rpm, 3100 rpm, 3800 rpm.

1.5 Sistematika Penulisan

Penulisan tugas akhir ini mengikuti sistematika penulisan sebagai berikut:

BAB I PENDAHULUAN

Bab ini membahas tentang latar belakang, perumusan masalah, tujuan penulisan, pembatasan masalah, dan sistematika penulisan.

BAB II LANDASAN TEORI

Bab ini membahas tentang konsep-konsep yang menjadi dasar teori dalam penelitian ini, seperti komponen sistem refrigerasi, siklus kompresi uap dan refrigeran ramah lingkungan.

BAB III DESKRIPSI ALAT DAN METODE PENGUJIAN

Bab ini membahas mengenai instalasi sistem refrigerasi, sistem kelistrikan, tes kebocoran, pemvakuman dan pengisian refrigeran. Berikut dengan metode pengujian dan pengambilan datanya.

BAB IV HASIL DAN ANALISA

Bab ini membahas hasil pengujian yang dianalisa dari data yang berupa tabel dan grafik.

BAB VI KESIMPULAN DAN SARAN

Bab ini membahas kesimpulan dari hasil pengujian dan memberikan saran untuk pengembangan desain berikutnya.

BAB 2

LANDASAN TEORI

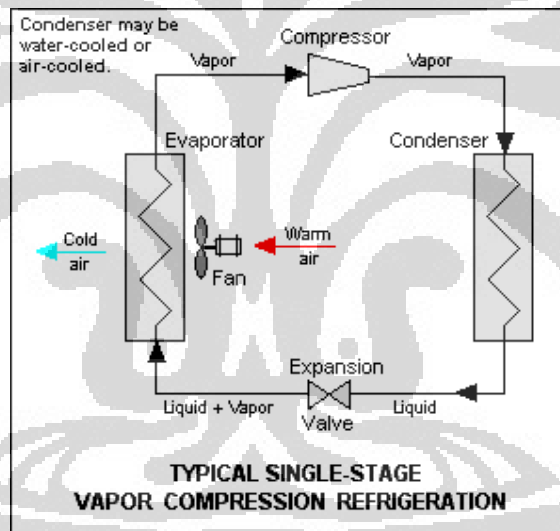
2.1 Siklus Refrigerasi Kompresi Uap

2.1.1 Siklus Refrigerasi Kompresi Uap Ideal

Sistim pendinginan kompresi uap minimal tersusun dari empat buah komponen utama yaitu :

- Kompresor
- Kondenser
- Alat ekspansi
- Evaporator

Sistimnya ditunjukkan pada Gambar 2.1. dibawah ini :



Gambar 2.1 Siklus refrigerasi kompresi uap

Sumber : (<http://en.wikipedia.org/wiki/File:Refrigeration.png>)

Proses-proses singkatnya dijelaskan dibawah ini :

- 1-2 adalah kompresi uap, dilakukan oleh kompresor
- 2-3 adalah kondensasi, kondenser membuang kalor dari refrigerant ke lingkungan
- 3-4 adalah ekspansi, proses penurunan tekanan refrigerant dilakukan oleh alat ekspansi (*expansion device*).

- 4-1 adalah evaporasi, evaporator menyerap kalor dari ruangan yang akan didinginkan.

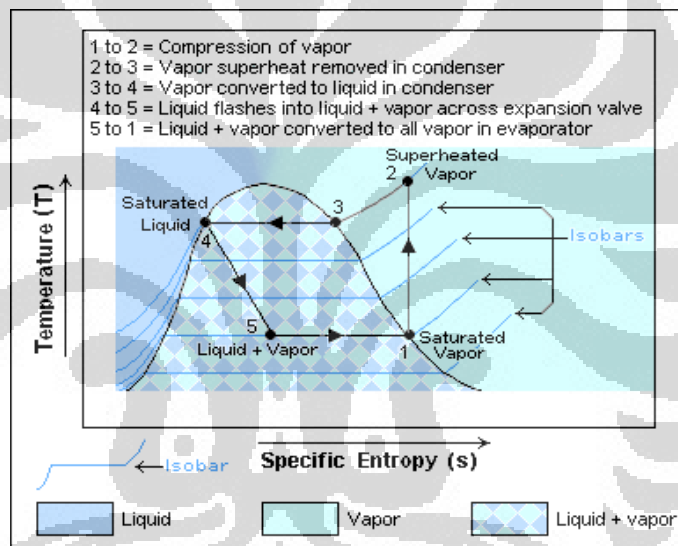
Sistem pendinginan kompresi uap menggunakan cairan refrigeran yang bersirkulasi di dalam sistem tertutup. Refrigeran ini berguna sebagai media penyerap panas dari tempat/ruangan yang akan didinginkan dan membuang panas tersebut ke lingkungan. Gambar 2.1 menggambarkan sistem kompresi uap satu tingkat, minimal terdiri dari empat komponen utama yaitu : kompresor, kondenser, alat ekspansi dan evaporator.

Prosesnya dapat dijelaskan secara lebih detail berikut ini :

- Refrigeran yang telah bersirkulasi satu siklus penuh masuk ke kompresor dalam keadaan uap jenuh (*saturated vapor*) dan akan ditekan di dalam kompresor ke tekanan yang lebih tinggi, menghasilkan tekanan dan temperatur refrigerant yang tinggi.
- Uap yang keluar dari kompresor dalam keadaan temperatur tinggi, di kenal dengan uap panas tingkat lanjut (*superheated vapor*) kemudian akan menuju ke kondenser dimana di kondenser ini refrigeran akan didinginkan dan dikondensasikan menjadi cairan dengan cara melewatkannya melalui *tube* bersirip, proses pendinginan di kondenser terdapat 2 cara yaitu : dengan udara yang dihasilkan dari fan/blower atau dengan media cairan pendingin (contoh : air). Pada kondenser terjadi peristiwa pembuangan kalor dari refrigeran/sistem ke lingkungan.
- Refrigeran yang telah terkondensasi menjadi cairan, dikenal dengan cairan jenuh (*saturated liquid*) kemudian akan menuju alat ekspansi dimana tekanannya akan diturunkan. Penurunan tekanan ini akan menghasilkan campuran x % liquid dan y % uap, yang kuantitasnya dapat dilihat di diagram mollier. y % uap inilah yang disebut sebagai *flash gas* yang akan mendinginkan sisa refrigeran yang masih berbentuk cairan ke temperatur yang lebih rendah dari temperatur ruangan yang akan didinginkan.
- Campuran uap dan cairan refrigeran yang bertemperatur dan bertekanan rendah kemudian akan memasuki evaporator. Fan akan mensirkulasikan udara yang tentunya lebih hangat dari temperatur campuran cairan dan uap refrigeran. Udara yang lebih hangat inilah yang akan membuat refrigeran

cair berevaporasi seluruhnya sampai ke kondisi uap jenuh (*saturated vapor*). Pada waktu yang sama pula, udara hangat akan menjadi dingin setelah melewati evaporator (karena terjadi proses perpindahan panas), udara yang dingin keluar dari evaporator akan mendinginkan ruangan sampai ke temperatur yang diinginkan. Untuk menyelesaikan satu siklus refrigerasi penuh maka 100 % uap dari evaporator akan kembali menuju ke kompresor.

2.1.2 ANALISIS TERMODINAMIK SISTEM PENDINGINAN MELALUI DIAGRAM T-S DAN DIAGRAM P-H



Gambar 2.2 Diagram T-S siklus refrigerasi

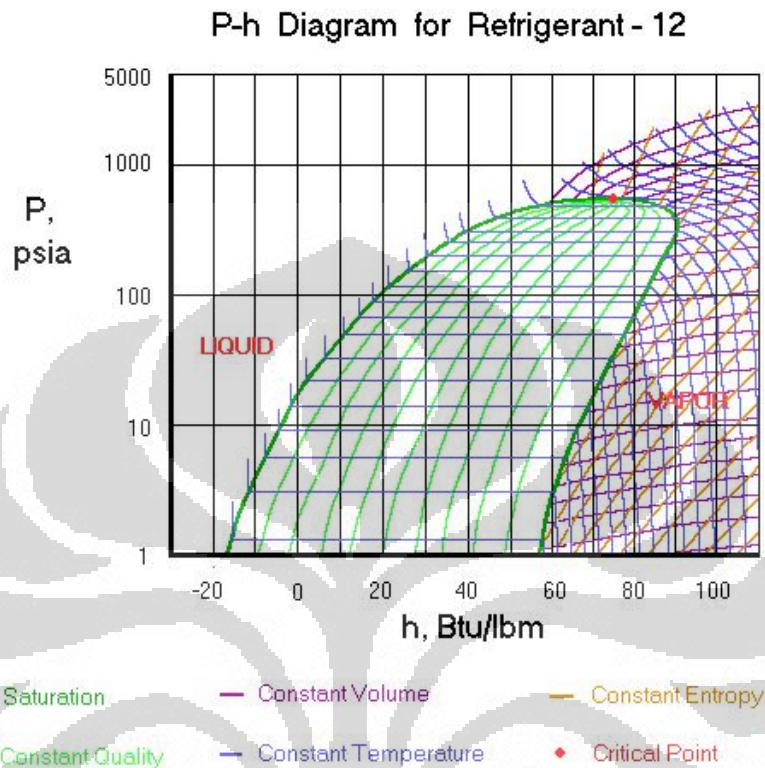
Sumber : (<http://en.wikipedia.org/wiki/File:RefrigerationTS.png>)

Gambar di atas adalah diagram temperatur vs entropi untuk siklus refrigerasi.

- Pada titik 1, refrigerant memasuki kompresor sebagai uap jenuh (*saturated vapor*).
- Dari titik 1 ke titik 2, uap mengalami kompresi isentropik (kompresi pada nilai entropi yang tetap, $S_1 = S_2$) dan keluar dari kompresor sebagai uap panas tingkat lanjut (*superheated vapor*).

- Kemudian dari titik 2 ke titik 3, uap panas tingkat lanjut melalui sebagian kondenser yang akan memindahkan panas dari panas tingkat lanjut. Antara titik 3 dan 4, uap akan melalui bagian tengah hingga akhir dari tube kondenser dan akan mulai berkondensasi menjadi cairan jenuh (*saturated liquid*). Proses kondensasi terjadi pada tekanan konstan ($P_2 = P_3$).
- Antara titik 4 dan 5, *saturated liquid refrigerant* akan melewati *expansion device*. Prosesnya adalah *isenthalpic* karena terjadi pada nilai enthalpy yang konstan ($H_4 = H_5$).
- Antara titik 5 dan 1, campuran cairan dan uap refrigeran akan melalui koil evaporator dimana semua cairan refrigeran yang masih tersisa akan seluruhnya menguap sampai ke titik *saturated vapor*. Proses di evaporator juga terjadi pada temperatur yang konstan ($P_5 = P_1$). Kemudian *saturated refrigerant vapor* akan kembali ke kompresor untuk melengkapi 1 siklus termodinamika.

Selain itu, proses siklus refrigerasi juga dapat diamati dan dianalisis melalui diagram P-H (*Pressure vs Enthalpy Diagrams*), karena jika kita ingin mengetahui perubahan tekanan dan entalpi refrigeran pada saat melalui berbagai komponen mesin pendingin. Sebagai contoh, pada evaporator dan kondensor, entalpi berubah sementara tekanan tetap (*isobarik*). sedangkan pada kompresor terjadi perubahan entalpi bersama-sama dengan perubahan tekanan, kemudian pada katup ekspansi terjadi perubahan tekanan dengan entalpi tetap (*isenthalpic*). Berdasarkan sifat-sifat di atas itulah, maka dikembangkan suatu diagram tekanan-entalpi (diagram molier) yang dapat digunakan untuk analisa sistem pendinginan kompresi uap, Diagram mollier diberikan pada gambar di bawah, gambar di bawah adalah sebuah contoh dari diagram P-H untuk Refrigeran R-12.



Gambar 2.3 Diagram P-H untuk R-12

Sumber :

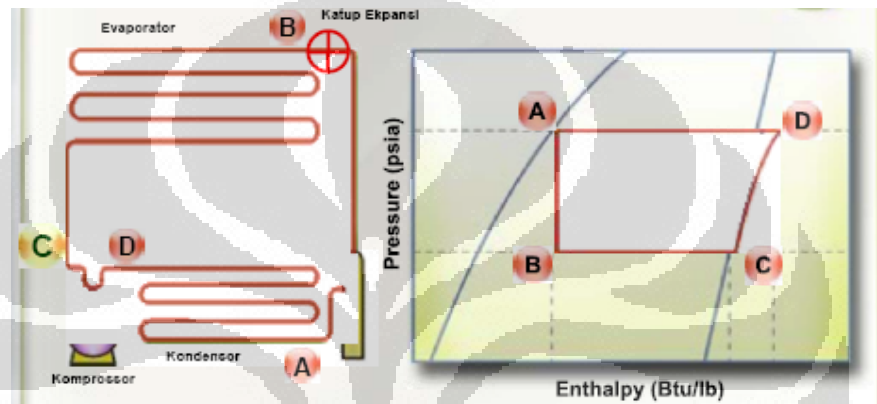
(<http://tep.fateta.ipb.ac.id/elearning/media/Teknik%20Pendinginan/images/Gambar%203-8.jpg>)

Sumbu mendatar adalah entalpi sedangkan sumbu tegak adalah tekanan, sehingga garis-garis mendatar menunjukkan tekanan konstan sedangkan garis-garis tegak menunjukkan entalpi konstan. Garis melengkung dari kiri bawah ke kanan atas hingga titik kritis adalah garis cair jenuh (*saturated liquid line*).

Di sebelah kiri garis cair jenuh refrigeran berada pada keadaan *cair super-dingin* atau cair terkondensasi. Pada garis cair jenuh refrigeran berada pada keadaan keseimbangan dengan nilai mutu uap 0 (nol), artinya seluruh refrigeran berada pada keadaan cair. Semakin ke kanan garis cair jenuh nilai mutu uap refrigeran semakin besar hingga mencapai nilai 1 (satu) pada garis uap jenuh (*saturated vapour line*), yaitu garis melengkung dari kanan bawah ke kiri atas mencapai titik kritis.

Di sebelah kanan garis uap jenuh, refrigeran berada pada keadaan *uap super-panas*. Garis suhu konstan ditunjukkan dengan pola khusus seperti pada penggalan garis di keterangan gambar, sedangkan garis volume jenis konstan dan garis entropi konstan ditunjukkan seperti pada gambar di atas.

Keseluruhan siklus yang terjadi pada pendingin kompresi uap, mencakup kompresi, kondensasi, ekspansi, dan evaporasi dapat digambarkan secara mudah pada diagram tersebut.



Gambar 2.4 Diagram P-H siklus kompresi uap ideal

Sumber :

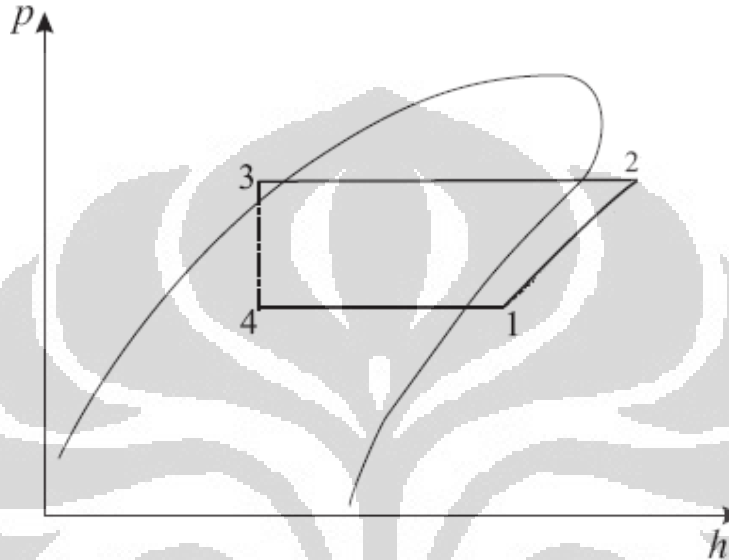
(<http://tep.fateta.ipb.ac.id/elearning/media/Teknik%20Pendinginan/images/Gambar%203-9.jpg>)

Gambar 2.4 menunjukkan siklus pendinginan kompresi uap yang bekerja secara ideal dengan suhu evaporasi T_e dan suhu kondensasi T_k . Peletakan siklus di dalam diagram dilakukan dengan memperhatikan sifat tiap proses yang membentuk siklus tersebut. Proses kompresi (C-D) digambarkan bekerja secara isentropik, sehingga berada pada garis entropi sama (s).

Proses pengembunan (D-A) bekerja pada keadaan tekanan tetap pada suhu kondensasi, sehingga berada pada garis mendatar. Pengekikan (A-B) bekerja pada keadaan isentalpik sehingga merupakan garis tegak lurus entalpi sama, dalam hal ini $h_A = h_B$.

Proses penguapan kembali bekerja pada tekanan tetap tapi pada suhu evaporasi yang merupakan perpotongan antara garis pengembunan dengan garis cair jenuh.

Setiap proses yang terjadi sepanjang siklus dinyatakan dalam besaran-besaran yang dapat ditentukan secara matematik. Pada Bab Termodinamika Pendinginan telah ditunjukkan bahwa untuk proses tekanan tetap, seperti terjadi pada proses evaporasi dan kondensasi dalam mesin pendingin kompresi uap, $dQ = dh$.



Gambar 2.5 Diagram P-H

Dengan demikian, panas yang diserap dan digunakan untuk menguapkan refrigeran adalah :

$$Q_{\text{evaporator}} = h_1 - h_4 \quad \dots\dots\dots 2.1$$

dan panas yang di lepas untuk kondensasi refrigeran adalah,

$$Q_{\text{kondenser}} = h_2 - h_3 \quad \dots\dots\dots 2.2$$

Juga telah diketahui bahwa pada proses pencekikan (ekspansi) tidak dilakukan kerja, sehingga entalpi refrigeran yang masuk dan keluar dari katup ekspansi adalah sama ($h_3 = h_4$) $\dots\dots\dots 2.3$

Kerja spesifik dari kompresor di hitung dengan persamaan :

$$W_{\text{kompresor}} = h_1 - h_2 \quad \dots\dots\dots 2.4$$

Sesuai dengan kaidah kekekalan energi, panas yang dilepas pada kondensor harus sama dengan panas yang diserap pada evaporator ditambah dengan ekivalen panas dari kerja kompresi, yaitu :

$$Q_{\text{kondenser}} = Q_{\text{evaporator}} + W_{\text{kompresor}} \quad \dots\dots\dots 2.5$$

Maka COP (*Coefficient of Performance*) dari mesin pendingin dapat dihitung dengan persamaan :

$$COP_R = \frac{q_{in}}{|w_c|} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1}$$

Pada akhirnya semua persamaan diatas adalah siklus refrigerasi dianggap ideal, pada realisasinya siklus kompresi uap nyata mempunyai beberapa perbedaan dengan siklus kompresi uap teoritis/ideal, seperti :

- Proses 1-2 (kompresi), sering dianggap berlangsung secara isentropik, akan tetapi dapat berlangsung tidak isentropik dan tidak juga politropik. Meskipun berlangsung secara isentropik, dimana dianggap tidak terjadi pertukaran panas antara refrigeran dengan dinding kompresor, pada kenyataannya suhu dinding silinder kompresor bisa lebih tinggi dari suhu gas refrigeran yang masuk dan lebih rendah dari suhu gas yang keluar dari kompresor sehingga menyebabkan perpindahan panas antara dinding kompresor dengan gas refrigeran.
- Selama proses 2-3, refrigeran cair mengalami pendinginan lanjut (*subcooling*) sebelum memasuki katup ekspansi.
- Pada proses 4-1, uap refrigeran yang meninggalkan evaporator mengalami pemanasan lanjut (*superheat*) sebelum memasuki kompresor. Pemanasan lanjut tersebut dapat disebabkan oleh jenis pengendali katup ekspansi yang digunakan, dimana penyerapan panas dapat terjadi pada jalur antara evaporator dan kompresor.
- Terjadi kehilangan tekanan sepanjang pipa tempat mengalirnya refrigeran.

2.2 KOMPONEN UTAMA SISTEM PENDINGIN

Komponen-komponen utama sistem pendingin biasanya terdiri dari sebagai berikut :

1. Kompresor
2. Kondenser
3. Alat ekspansi (Pipa Kapiler)
4. Evaporator

Komponen-komponen tersebut dihubungkan dengan pipa dari tembaga sehingga membentuk suatu sistem tertutup.

2.2.1 Kompresor

Kompresor merupakan jantung dari sistem refrigerasi kompresi uap. Kompresor akan menekan uap refrigeran yang berasal dari *suction line* hingga menaikkan temperatur dan tekanan uap refrigeran tersebut yang selanjutnya dialirkan ke kondenser melalui *discharge line*.

Berdasarkan cara kerjanya, kompresor dibagi menjadi lima jenis, yaitu :

1. Kompresor torak (*reciprocating*)
2. Kompresor putar (*rotary*)
3. Kompresor sentrifugal (*centrifugal*)
4. Kompresor heliks atau sekrup (*helix/screw*)
5. Kompresor *scroll*

Sedangkan berdasarkan penempatan motornya kompresor ini terbagi menjadi 3 macam, yaitu :

1. Kompresor hermetik
2. Kompresor semihmetik
3. Kompresor *open type*

Masing-masing kompresor diatas mempunyai keunggulan tersendiri tergantung dari pemakaiannya. Secara umum pemakaian jenis-jenis kompresor tersebut ditentukan oleh besarnya kapasitas, penggunaannya, instalasinya, dan jenis refrigeran yang digunakan.

2.2.2 Kondenser

Kondenser adalah suatu alat yang digunakan untuk proses perpindahan panas. Pada kondenser akan terjadi proses kondensasi, dimana refrigeran akan berubah fasa dari uap menjadi cair. Proses kondensasi di kondenser terjadi karena uap refrigeran yang bertekanan dan bertemperatur tinggi (lebih tinggi dari temperatur lingkungan) akan melepas kalor ke lingkungan.

Berdasarkan cara pendinginannya, kondenser dibagi menjadi tiga, yaitu :

1. Kondenser berpendingin udara (*air cooled condenser*)

2. Kondenser berpendingin air (*water cooled condenser*)
3. Kondenser berpendingin air dan udara (*evaporative condenser*)

Pada dasarnya media sistem pendinginan kondenser tersebut mempunyai fungsi yang sama, yaitu untuk meningkatkan laju pengembunan sehingga mempercepat terjadinya proses kondensasi.

2.2.3 Alat ekspansi

Pada sistem refrigerasi kompresi uap, alat ini berfungsi untuk mengatur laju aliran refrigeran dari kondenser menuju ke evaporator dan juga berfungsi untuk menurunkan tekanan refrigeran cair, sehingga temperatur refrigeran di evaporator lebih rendah dari temperatur lingkungan dan akan menyebabkan perpindahan kalor dari lingkungan ke refrigeran cair di evaporator.

2.3.1.4 Evaporator

Evaporator adalah suatu alat dimana refrigeran akan menguap sehingga berubah fasa dari cair menjadi uap. Penguapan ini terjadi karena adanya perpindahan panas dimana refrigeran yang bertemperatur lebih rendah dari lingkungan yang berada dalam *evaporator* akan menyerap panas dari dalam ruangan, sehingga temperatur dalam ruangan akan turun.

Menurut konstruksinya *evaporator* dapat dibedakan menjadi beberapa tipe diantaranya yaitu :

1. Pipa dengan rusuk-rusuk (*finned*)
2. Pipa telanjang (*bare tube*)
3. Permukaan pelat (*plate surface*)
4. Tabung dengan pipa (*shell and tube*)

Sedangkan menurut cara kerjanya evaporator dibagi menjadi dua yaitu :

1. *Evaporator* kering (*dry or direct evaporator*)
2. *Evaporator* banjir (*flooded evaporator*)

Selain itu evaporator juga dapat dibagi berdasarkan pemakaiannya, yaitu :

1. Ekspansi langsung (*direct expansion*)
2. Ekspansi tidak langsung (*indirect expansion*)

2.3 REFRIGERAN

Refrigeran adalah fluida kerja yang bersirkulasi dalam siklus refrigerasi. Refrigeran merupakan komponen terpenting siklus refrigerasi karena refrigeran yang menimbulkan efek pendinginan dan pemanasan pada mesin refrigerasi. ASHRAE (2005) mendefinisikan refrigeran sebagai fluida kerja di dalam mesin refrigerasi, pengkondisian udara, dan sistem pompa kalor. Refrigeran menyerap panas dari satu lokasi dan membuangnya ke lokasi yang lain, biasanya melalui mekanisme evaporasi dan kondensasi.

Calm (2002) membagi perkembangan refrigeran dalam 3 periode:

- Periode pertama, 1830-an hingga 1930-an, dengan kriteria refrigeran "apa pun yang bekerja di dalam mesin refrigerasi". Refrigeran yang digunakan dalam periode ini adalah ether, CO₂, NH₃, SO₂, hidrokarbon, H₂O, CCl₄, CHCs.
- Periode ke-dua, 1930-an hingga 1990-an menggunakan kriteria refrigeran: aman dan tahan lama (*durable*). Refrigeran pada periode ini adalah CFCs (*Chloro Fluoro Carbons*), HCFCs (*Hydro Chloro Fluoro Carbons*), HFCs (*Hydro Fluoro Carbons*), NH₃, H₂O.
- Periode ke-tiga, setelah 1990-an, dengan kriteria refrigeran "ramah lingkungan". Refrigeran pada periode ini adalah HCFCs, NH₃, HFCs, H₂O, CO₂.

Perkembangan mutakhir di bidang refrigeran utamanya didorong oleh dua masalah lingkungan, yakni lubang ozon dan pemanasan global. Sifat merusak ozon yang dimiliki oleh refrigeran utama yang digunakan pada periode ke-dua, yakni CFCs, dikemukakan oleh Molina dan Rowland (1974) yang kemudian didukung oleh data pengukuran lapangan oleh Farman dkk. (1985). Setelah keberadaan lubang ozon di lapisan atmosfer diverifikasi secara saintifik, perjanjian internasional untuk mengatur dan melarang penggunaan zat-zat perusak ozon disepakati pada 1987 yang terkenal dengan sebutan Protokol Montreal. CFCs dan HCFCs merupakan dua refrigeran utama yang dijadwalkan untuk dihapuskan masing-masing pada tahun 1996 dan 2030 untuk negara-negara maju (*United Nation Environment Programme, 2000*).

Sedangkan untuk negara-negara berkembang, kedua refrigeran utama tersebut masing-masing dijadwalkan untuk dihapus (*phased-out*) pada tahun 2010 (CFCs) dan 2040 (HCFCs) (Powell, 2002). Pada tahun 1997, Protokol Kyoto mengatur pembatasan dan pengurangan gas-gas penyebab rumah kaca, termasuk HFCs (*United Nation Framework Convention on Climate Change*, 2005).

Untuk itulah, saat ini sedang digencarkan refrigerant pengganti. Sehingga Powell (2002) menerangkan beberapa syarat yang harus dimiliki oleh refrigeran pengganti, yakni:

- Memiliki sifat-sifat termodinamika yang berdekatan dengan refrigeran yang hendak digantikannya, utamanya pada tekanan maksimum operasi refrigeran baru yang diharapkan tidak terlalu jauh berbeda dibandingkan dengan tekanan refrigeran lama yang ber-klorin.
- Tidak mudah terbakar.
- Tidak beracun.
- Bisa bercampur (*miscible*) dengan pelumas yang umum digunakan dalam mesin refrigerasi.
- Setiap refrigeran CFC hendaknya digantikan oleh satu jenis refrigeran ramah lingkungan.

Selain itu refrigeran yang baik harus memenuhi syarat-syarat sebagai berikut :

1. Tidak beracun dan tidak berbau dalam semua keadaan.
2. Tidak berwarna.
3. Tidak dapat terbakar atau meledak sendiri, juga bercampur dengan udara, minyak pelumas, dan bahan lainnya.
4. Tidak mempunyai daya korosi terhadap logam yang dipakai dalam sistem refrigerasi dan tata udara.
5. Dapat bercampur dengan minyak pelumas kompresor, tetapi tidak merusak atau mempengaruhi minyak pelumas tersebut.
6. Mempunyai struktur kimia yang stabil, tidak boleh terurai setiap kali dimampatkan (kompresi), diembunkan (kondensasi), dan diuapkan (evaporasi).

7. Mempunyai titik penguapan atau titik didih (*boilling point*) yang rendah, dan harus lebih rendah dari temperatur evaporator yang direncanakan.
8. Mempunyai tekanan kondensasi yang tidak terlalu tinggi, karena dengan tekanan kondensasi yang tinggi memerlukan kompresor yang besar dan kuat, juga pipa-pipa harus kuat dan kemungkinan bocor besar.
9. Mempunyai tekanan evaporasi yang sedikit lebih tinggi dari tekanan atmosfer, sehingga apabila terjadi kebocoran udara luar tidak masuk kedalam sistem.
10. Mempunyai kalor laten penguapan yang besar, sehingga panas yang diambil oleh refrigeran di *evaporator* pun besar.
11. Mudah dideteksi apabila sistem mengalami kebocoran.
12. Mempunyai volume spesifik uap yang cukup kecil.
13. Tidak merusak lapisan ozon dan tidak menyebabkan efek pemanasan global.
14. Harga murah dan mudah diperoleh.

2.3.1 Jenis Refrigeran

a. Golongan Halokarbon

Refrigeran golongan halokarbon adalah jenis refrigeran yang umum digunakan. Refrigeran jenis ini meliputi refrigeran yang terdiri dari satu atau lebih dari tiga jenis ion golongan halogen (klorin, fluorin, dan bromin). Beberapa jenis refrigeran halokarbon yang umum digunakan disajikan pada Tabel 1.

Tabel 2.1 Jenis refrigeran halokarbon

Nomor refrigeran	Nama kimia	Rumus kimia
11	Trikloromonofluorometan	CCl ₃ F
12	Diklorodifluorometan	CCl ₂ F ₂
13	Monoklorotrifluorometan	CClF ₃
22	Monoklorodifluorometan	CHClF ₂
40	Metil klorida	CH ₃ Cl
113	Triklorotrifluoroetan	CCl ₂ FCFCF ₂
115	Diklorotetrafluoroetan	CClF ₂ CCF ₂

Sistem penomoran golongan halokarbon adalah sebagai berikut:

- Nomor pertama dari sebelah kanan menunjukkan jumlah atom fluorin pada senyawa.
- Nomor kedua dari kanan menunjukkan satu nilai lebih banyak dari jumlah atom hidrogen pada senyawa.
- Tiga digit dari kanan menunjukkan satu nilai lebih sedikit dari jumlah atom karbon.

b. Senyawa Inorganik

Awalnya, saat pendinginan hanya digunakan untuk tujuan khusus, hanya amoniak dan karbon dioksida yang dapat digunakan sebagai refrigeran. Saat pendinginan mulai dikenalkan pada masyarakat, sulfur dioksida, metil klorida dan metilen klorida digunakan karena sesuai dengan kompresor sentrifugal. Metil klorida dan karbon dioksida, karena faktor keamanannya digunakan untuk sistem pengkondisian udara (AC). Semua refrigeran ini, selain amonia, tidak digunakan lagi, kecuali pada sistem yang lama. Amonia mempunyai sifat termal yang baik, dan masih digunakan pada lapangan es skating.

c. Senyawa Hidrokarbon

Banyak senyawa hidrokarbon yang digunakan sebagai refrigeran, umumnya digunakan pada industri minyak bumi, seperti metana, etana, propana, etilen, dan isobutilen. Kesemuanya *flammable* dan eksplosif. Digolongkan sedikit beracun karena mengandung efek bius pada tingkat tertentu. Etana, metana, dan etilen digunakan pada pendinginan suhu ekstra rendah.

Hidrokarbon sebagai refrigerant dalam sistem refrigerasi telah dikenal sejak tahun 1920-an, sebelum refrigerant sintetis dikenal. Ilmuwan yang tercatat sebagai promotor hidrokarbon sebagai refrigerant antara lain Linde (1916) dan Ilmuwan Dunia Albert Einstein (1920). Hidrokarbon kembali diperhitungkan sebagai alternatif pengganti CFC, setelah aspek lingkungan mengemuka, dan timbulnya permasalahan dalam peralihan dari CFC ke HFC, dikarenakan perlu adanya penyesuaian perangkat keras, pelumas, serta perlakuan khusus dalam operasional penggunaan bahan HFC : R-134a ini.

Demikian sulitnya perlakuan R-134a sebagai pengganti R-12 serta masih memiliki dampak Global Warming Potential (GWP), bahkan Greenpeace suatu LSM di Jerman yang sebelumnya gencar mendorong peralihan R-12 ke R-134a, kemudian beralih mempermosikan penggunaan hidrokarbon sebagai refrigeran, seperti GTZ-Technology yang telah populer di daratan Eropa. Penggunaan refrigeran hidrokarbon terus meluas ke berbagai negara di kawasan Asia Pasific, dan dewasa ini telah banyak dikenal berbagai merek refrigerant yang dihasilkan oleh berbagai negara, seperti yang berasal dari negara : Inggris, Perancis, Jerman, Belanda, Kanada, Australia, Amerika, Korea, dan lain-lain, termasuk Indonesia.

d. Azeotrop

Senyawa azeotrop adalah suatu campuran yang tak dapat dipisahkan menjadi senyawa penyusunnya dengan cara distilasi. Senyawa ini menguap dan mengembun sebagai satu zat, tidak seperti campuran lainnya. Azeotrop yang paling dikenal adalah R502 yang merupakan campuran 48.8% R22 dan 51.2% R115. Azeotrop lainnya adalah R-500, campuran dari 73.8% R-12 dan 26.2% R-152a.

Atribut lingkungan suatu refrigeran dihubungkan dengan reaksi refrigeran saat terlepas di atmosfer. Pada refrigeran halokarbon, atom klorin pada refrigeran akan berikatan dengan ozon di atmosfer, sehingga menyebabkan terjadinya penipisan ozon yang menyebabkan pemanasan global. Terdapat tiga jenis atribut lingkungan yang umum dikenal, GWP, ODP, dan tahun atmosferik.

GWP (Global Warming Potential) adalah ukuran seberapa banyak jumlah gas rumah kaca yang diperkirakan akan mempengaruhi pemanasan global. GWP merupakan suatu ukuran relatif yang membandingkan gas yang ingin diketahui nilainya dengan gas CO₂ dalam jumlah yang sama. GWP juga harus diukur dalam waktu yang sama, umumnya diukur dalam waktu 100 tahun.

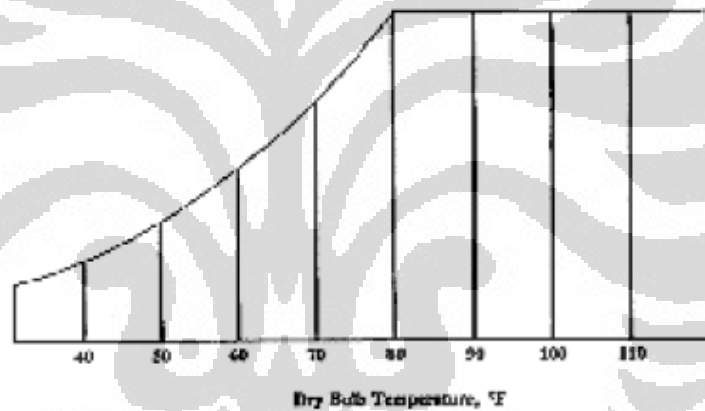
ODP (Ozone Depletion Pottential) merupakan parameter yang menyatakan kemampuan suatu refrigeran untuk berikatan dengan ozon di stratosfer. Umumnya, makin banyak ion klorin dalam suatu refrigeran maka makin tinggi ODPnya.

Siklus hidup menentukan lamanya suatu gas terurai di atmosfer.

2.4 Psychrometric Chart (Diagram Psikometrik)

Psikometrik adalah ilmu yang mempelajari properties atau sifat-sifat dari udara berikut dengan komposisinya. Willis Carrier membuat *Psychrometrics* pada tahun 1911, dan *tool* nya dinamakan *Psychrometric Chart*. Diagram ini merepresentasikan sifat-sifat/ properties dari udara dan moisture-nya. Properties-properties tersebut adalah :

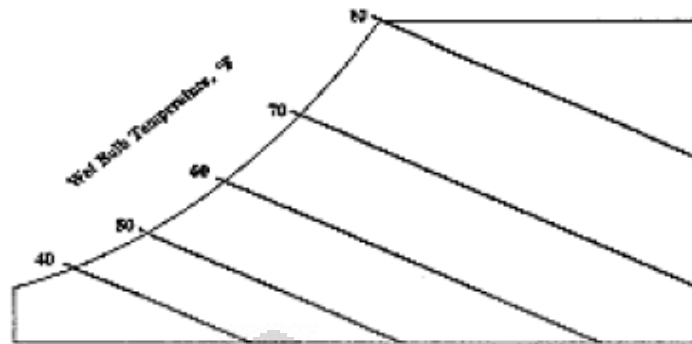
- Temperatur bola kering (*The Dry-Bulb Temperature*) adalah temperatur yang sebenarnya yang terlihat di thermometer standar. Temperatur ini ditunjukkan di sepanjang garis sumbu x pada diagram psikometrik dengan garis vertikal ke atas yang diperpanjang hingga ke atas sejajar sumbu y. Garis ini adalah garis temperatur konstan.



Gambar 2.6 Garis *Dry-Bulb* temperatur pada Psikometrik Chart

Sumber : (<http://www.plm.com/PSY-Chart.pdf>)

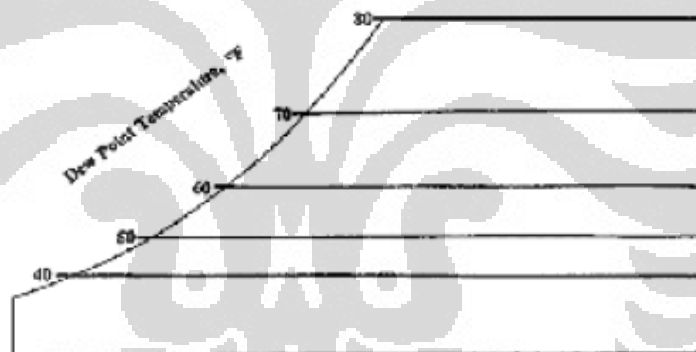
- Temperatur bola basah (*The Wet-Bulb Temperature*) adalah temperatur yang diindikasikan oleh thermometer yang ujungnya diselubungi semacam *wick*/sumbu yang akan menyerap kandungan air di dalam udara. Pada diagram psikometrik, garis *wet-bulb* ditunjukkan dengan garis lurus yang dimulai dari ujung sebelah kanan diagram menuju ke kiri sampai ke garis kurva saturasinya.



Gambar 2.7 Garis *Wet-Bulb* temperatur pada Psikometrik Chart

Sumber : (<http://www.plm.com/PSY-Chart.pdf>)

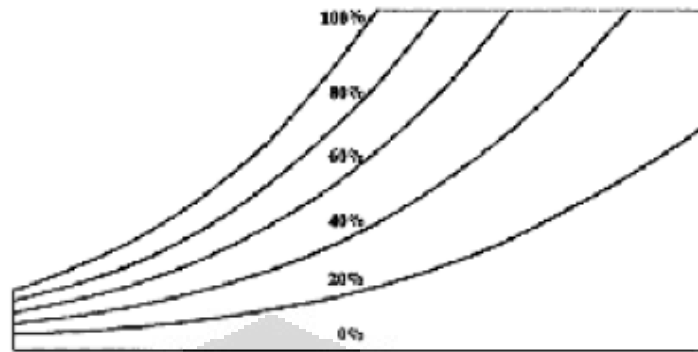
- Temperatur titik embun adalah titik dimana jika ada penurunan temperatur sedikit saja, maka akan menyebabkan terjadinya kondensasi.



Gambar 2.8 Garis *Dew-Point* temperatur pada Psikometrik Chart

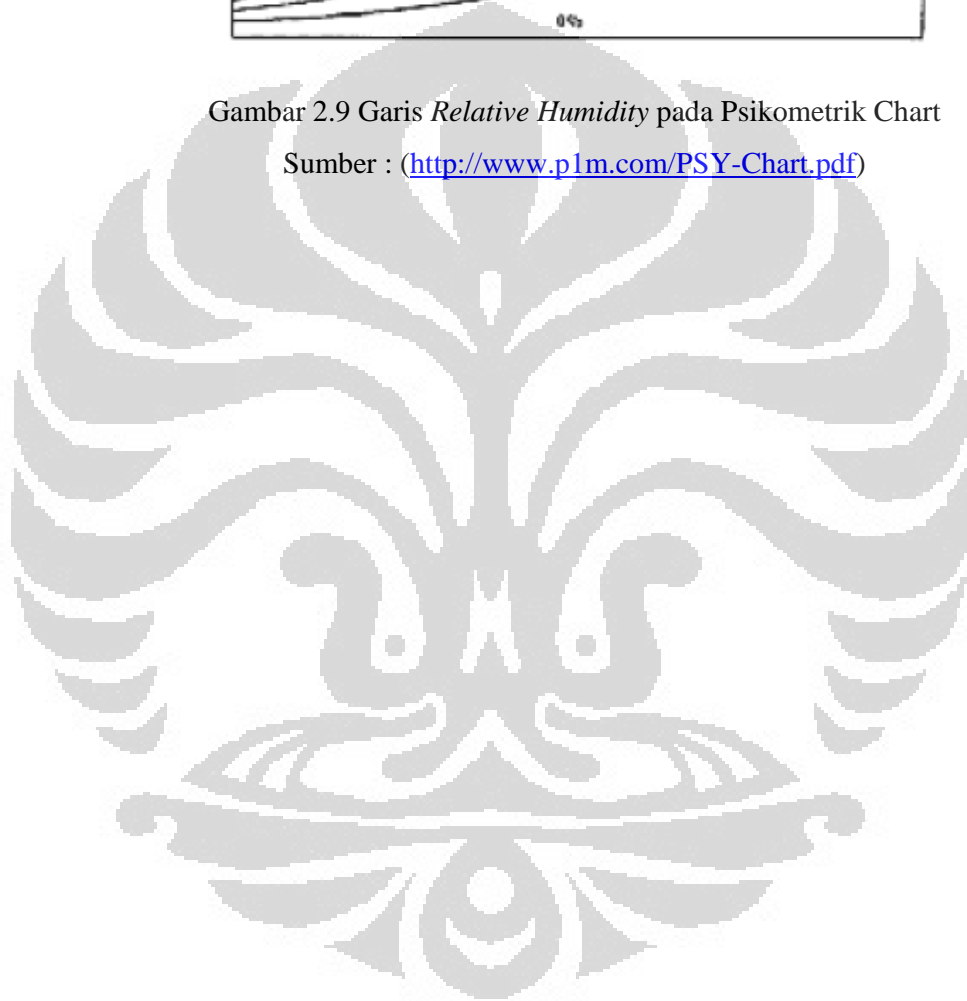
Sumber : (<http://www.plm.com/PSY-Chart.pdf>)

- Kelembapan relatif (*Relative Humidity-RH*) adalah perbandingan dari jumlah dari moisture di dalam udara dengan jumlah yang dapat ditahan pada kondisi yang diberikan. RH diekspresikan dengan persen. Udara kering mempunyai 0% RH, sementara udara pada titik embunnya (*saturated*) mempunyai 100% RH.



Gambar 2.9 Garis *Relative Humidity* pada Psikometrik Chart

Sumber : (<http://www.plm.com/PSY-Chart.pdf>)



BAB 3

DESKRIPSI ALAT DAN METODE PENGUJIAN

3.1 AC PRESISI

3.1.1 Deskripsi AC Presisi

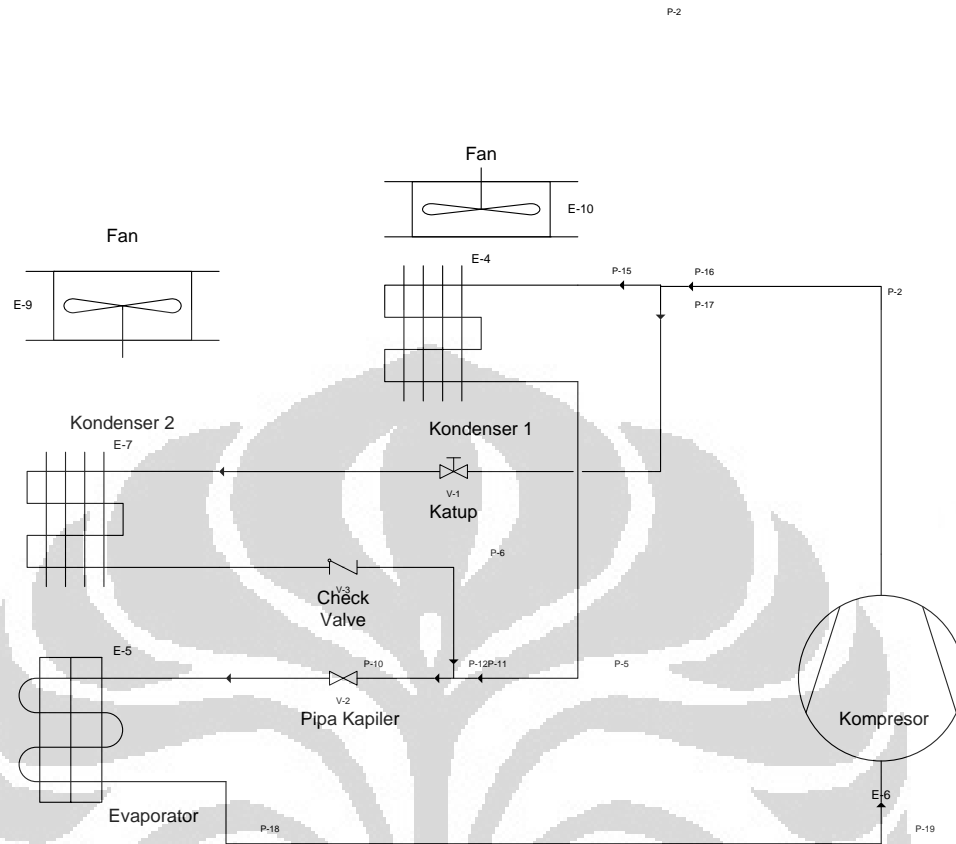
Alat ini adalah alat pendingin udara yang dipergunakan untuk keperluan pendinginan pada sistem server komputer tepatnya pada kabinet *data centre*-nya. Dinamakan AC Presisi karena kemampuannya dalam menghasilkan output temperatur udara dan kelembapan relatif yang dapat dikontrol nilainya. Untuk mendapatkan berapa nilai temperatur dan kelembapan relatif yang dapat dihasilkan oleh alat ini, maka perlu dilakukan suatu pengujian performa dari sistem alat ini.



Gambar 3.1 AC Presisi Portable

3.1.2 Prinsip kerja alat

Untuk menjelaskan prinsip kerja dari alat ini, maka diberikan sebuah diagram pemipaan untuk menjelaskan secara lebih detail.



Gambar 3.2 Diagram Pemipaan AC Presisi Portable

Komponen-komponen dari sistem ini antara lain adalah :

Komponen	jumlah
Kompresor	1
Kondenser	2
evaporator	1
<i>screw-valve</i>	1
<i>check valve</i>	1
fan	2
Pipa Kapiler	1
High pressure gage	1
Low pressure gage	1

Prinsip kerjanya secara garis besar sama dengan siklus kompresi uap pada umumnya, hanya bedanya alat ini memiliki satu kondenser tambahan yang

fungsinya akan dijelaskan kemudian. Sistem ini secara fisik terbagi menjadi dua tingkat.

Tingkat pertama berisikan komponen evaporator, kondenser ke dua, fan, *check-valve* dan pipa kapiler. Tiga komponen yang disebut pertama tersusun secara berurutan. Sedangkan tingkat ke dua berisikan kompresor, kondenser pertama, *screw valve* dan fan.

Prinsip kerjanya, pertama kompresor menaikkan tekanan refrigerant kemudian mengalirkannya ke kondenser pertama. Di kondenser pertama ini sejumlah panas dari refrigeran akan dibuang ke lingkungan melalui konveksi alamiah serta konveksi paksa dari fan. Di tingkat pertama ini ada komponen *screw valve* yang berfungsi mengatur jumlah aliran refrigeran yang masuk ke kondenser ke dua. Sistem ini menggunakan dua kondenser dengan tujuan untuk pemanasan kembali udara yang melewati evaporator. Karena jika pada kondisi bukaan katup tertutup penuh, udara yang dihasilkan mempunyai temperatur rendah serta kelembapan yang tinggi maka diharapkan dengan adanya pengaturan bukaan katup maka didapatkan temperatur yang ideal serta RH yang ideal. Ukuran ideal untuk sebuah kabinet data center adalah temperatur 22°C dan kelembapan 45-55 %.

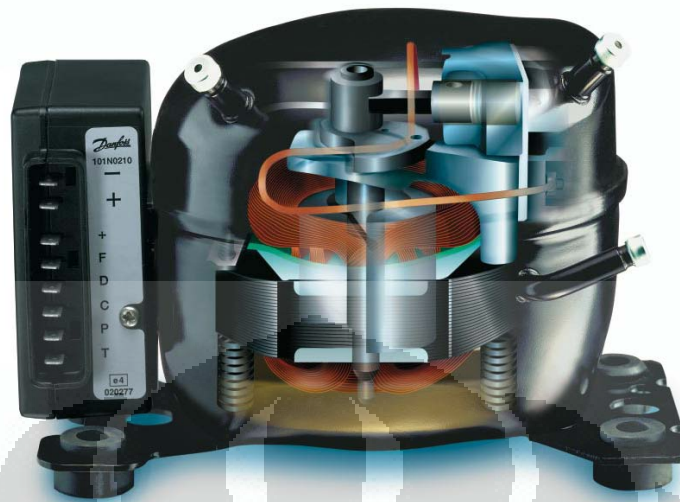
Jadi fungsi kondenser ke dua (*re-heat*) ini hanya untuk mengatur temperatur dan RH yang melewati evaporator. Sebuah *check valve* dipasang antara jalur percabangan dari kondenser pertama menuju ke pipa kapiler, *check valve* dipasang agar refrigeran dari kondenser pertama tidak masuk ke kondenser ke dua.

Alat ini menggunakan refrigeran R134a sebagai fluida kerjanya.

3.1.3 Spesifikasi komponen-komponen AC presisi

3.1.3.1 Kompresor

Pada AC presisi ini menggunakan kompresor DC type *hermetic reciprocating* (*Branded Danfoss*) dengan menggunakan tegangan 12 – 24 V DC.



Gambar 3.3 Kompresor DC *Danfoss* type BD250GH

Sumber :

http://de.refrignet.danfoss.com/TechnicalInfo/Literature/Manuals/06/bd250gh_r134a_12-24vdc_05-2005_ed100c102.pdf

Kompresor BD35K ini khusus aplikasi yang dapat digunakan untuk sumber DC. Kompresor ini memiliki *electronic unit* yang dapat mengontrol kecepatan kompresor.

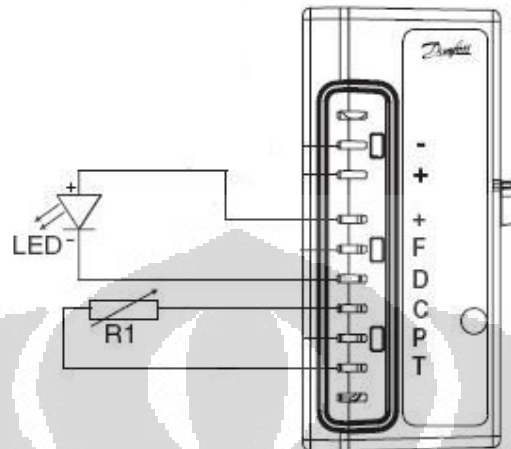
Tabel 3.1 BD250GH *compressor speed*

Compressor speed			
Electronit unit Code number	Resistor (R1) [Ω]	Motor speed [rpm]	Control circuit current [mA]
101N0280 with AEO	0	AEO	6
	203	2,500	5
	451	3,100	4
	867	3,800	3
	1700	4,400	2

Sumber :

http://de.refrignet.danfoss.com/TechnicalInfo/Literature/Manuals/06/bd250gh_r134a_12-24vdc_05-2005_ed100c102.pdf

Kecepatan kompresor dapat diatur dengan memberikan sebuah potensiometer (R1), seperti terlihat pada gambar di bawah ini.



Gambar 3.4 Pemasangan Potensiometer pada ECU kompresor

Sumber :

http://de.refrignet.danfoss.com/TechnicalInfo/Literature/Manuals/06/bd250gh_r134a_12-24vdc_05-2005_ed100c102.pdf

Electronic unit ini memiliki sebuah fitur *AEO (Adaptive Energy Optimizing)*, AEO akan beroperasi jika kita memberikan hambatan sebesar 0 ohm pada koneksi C-T. AEO berarti kerja kompresor akan selalu beradaptasi kecepatan motornya sesuai dengan kebutuhan beban aktual.

3.1.3.2 Kondenser

Kondenser yang digunakan bertipe *air-cooled* - berpendingin udara.

Dengan kipas DC. Spesifikasinya adalah sebagai berikut :

Kapasitas : 0.49 KW

Luas Permukaan : 1.2 m²

Volume tube : 0.3 L

Dimensi kondenser : 265 x 187 x 110 mm

Dimensi *fin* : 150 x 100 mm

Material : Alumunium

3.1.3.3 Evaporator

Evaporator yang digunakan adalah tipe *finned tube* dan tipe *dry / direct evaporator*. Spesifikasinya adalah sebagai berikut :

Kapasitas : 0.39 KW

Luas Permukaan : 0.5 m²

Volume tube : 0.2 L

Dimensi evaporator : 250 x 143 x 110 mm

Dimensi *fin* : 150 x 100 mm

Material : Alumunium

3.1.3.4 Check Valve & Screw Valve

Check valve berfungsi untuk menyearahkan aliran refrigeran. Pada sistem ini berfungsi agar tidak ada refrigeran dari kondenser pertama masuk ke kondenser ke dua. Sedangkan *Screw Valve* berfungsi untuk mengatur jumlah aliran refrigeran yang masuk ke kondenser dua.

3.1.3.5 Alat ekspansi

Pada sistem refrigerasi kompresi uap, alat ini berfungsi untuk menurunkan tekanan refrigeran cair, sehingga temperatur refrigeran di evaporator lebih rendah dari temperatur lingkungan dan akan menyebabkan perpindahan kalor dari lingkungan ke refrigeran cair di evaporator. Adapun alat ekspansi yang digunakan pada sistem refrigerasi AC Presisi ini adalah pipa kapiler. Panjang pipa kapiler adalah 4 meter dengan diameter dalam sebesar 1.25 mm.

3.1.3.6 Kipas DC

Kipas ini berfungsi sebagai media konveksi paksa.

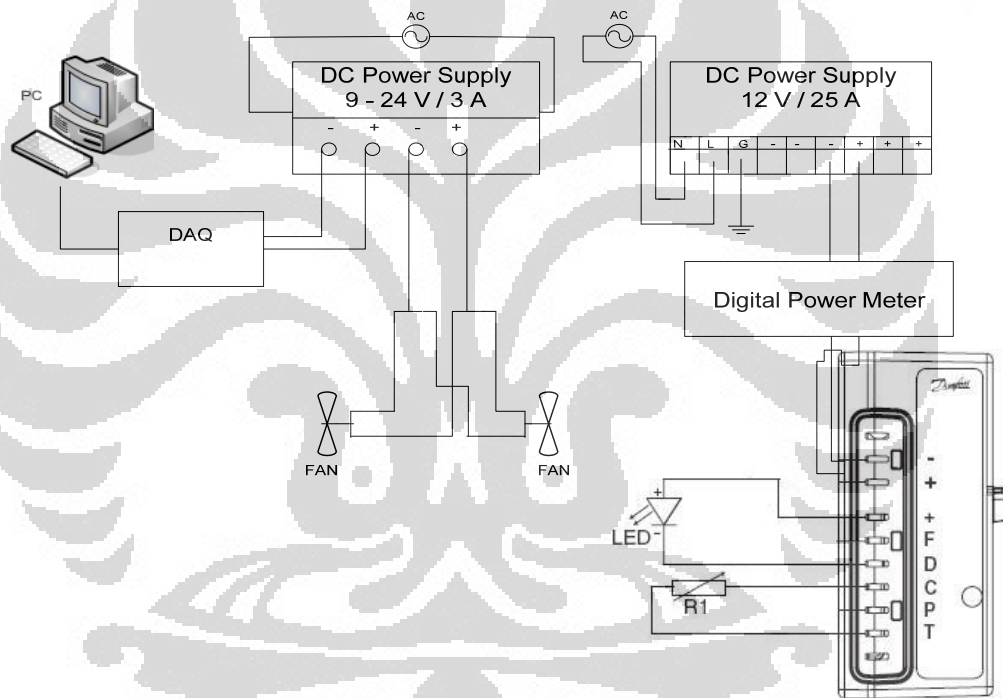


Gambar 3.5 Kipas DC

Kipas yang digunakan bersumber tenaga DC 48 Volts, dengan daya max 6,5 Watt. *Airflow* yang dihasilkan sebesar 100 CFM (*Cubic Feet per Minute*). Dimensinya adalah 119 x 119 x 25 mm.

3.2 Persiapan Alat Uji

Untuk menjalankan dan menguji performa dari sistem ac presisi ini maka dibutuhkan beberapa alat tambahan yang akan dipasang pada sistem. Alat tambahan tersebut dapat dilihat pada diagram kelistrikan di bawah ini :



Gambar 3.6 Diagram Kelistrikan Alat Uji

Alat-alat tambahan itu antara lain adalah :

Digital Power Meter

Digital Power Meter berfungsi untuk membaca voltase, ampere serta daya yang dibutuhkan sistem untuk bekerja. Digital Power Meter dipasang antara DC power supply 12V/25A dengan ECU kompresor.

Digital power meter yang digunakan bermerk Yokogawa seri WT 1010.



Gambar 3.7 Digital Power Meter

DC Power Supply 12V/25A

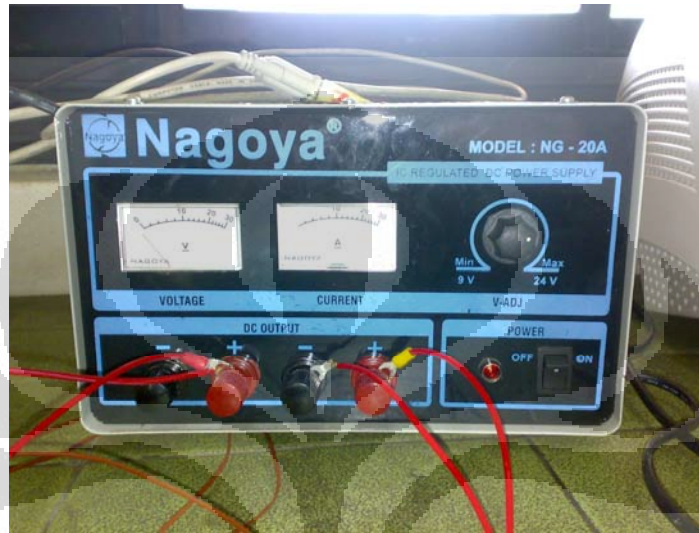
Power supply sumber DC ini digunakan untuk menyalakan kompresor. Sumber listrik DC power supply ini sendiri mengambil listrik dari arus AC PLN 220V. Power supply ini bermerk LDG Seri S-300-12



Gambar 3.8 DC Power Supply 12V/25A

DC Power Supply 9-24V/3A

DC power supply ini digunakan untuk sumber tegangan data akusisi dan kedua *fan* pada ac presisi.



Gambar 3.9 DC Power Supply 9-24V/3A

Data Akusisi

Data akusisi digunakan untuk menerima sinyal atau *analog output* dari alat ukur, yaitu *termocouples*. Data *analog* yang diterima data akusisi dari alat ukur diubah menjadi data digital, sehingga mampu dibaca dan disimpan komputer .

Data akusisi terdiri dari dua bagian yaitu *analog input module* dan *converter*. *Analog input module* merupakan alat yang menangkap sinyal dari alat ukur, sedangkan *converter* merupakan alat yang merima, mengubah sinyal dan menguatkan keluaran *analog input module* agar dapat diterima komputer melalui *communication port (RS-232)*.

Data akusisi yang digunakan pada alat uji memiliki spesifikasi, sebagai berikut :

	DA&C
Pabrikan	Advantech
Tipe <i>analog input module</i>	4018
Tipe <i>converter</i>	4520
<i>Converter connection</i>	RS232

<i>Input accepted :</i> Thermocouples : Milivolt :	J, K, T, E, R, S and B -
Volt :	-
Current input :	± 20 mA, 4~20 mA
Rata-rata sampel	1 sampel/ detik
Jumlah channel	8
<i>Accuracy</i>	$\pm 0.1\%$
<i>Power supply</i>	10-30 Vdc

Gambar data akusisi yang digunakan dalam pengujian alat uji , sebagai berikut :

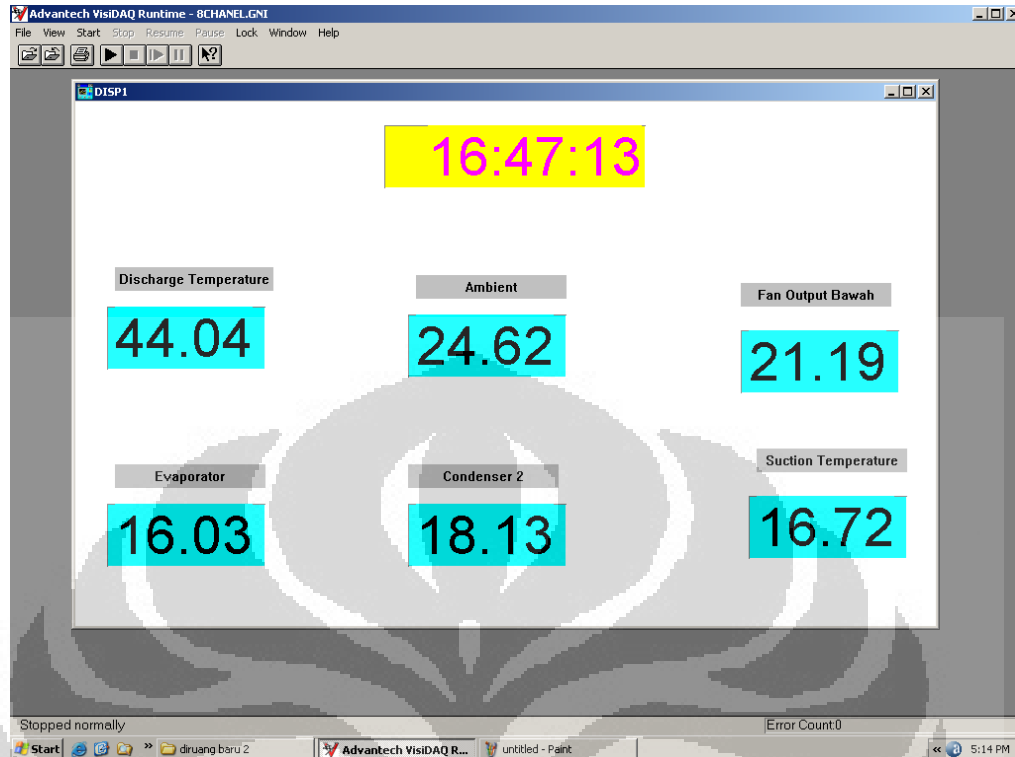


Gambar 3.10 Data Akusisi

Data akusisi yang digunakan ada 8 channel termokopel tetapi hanya 6 yang masih bisa digunakan 2 channel lagi dalam kondisi rusak. Ke 6 channel tersebut di pasang pada lokasi-lokasi sebagai berikut :

- channel 0 = Mengukur temperatur discharge kompresor
- channel 1 = Mengukur temperatur ambient
- channel 2 = Mengukur fan output evaporator
- channel 3 = Mengukur temperatur evaporator
- channel 4 = Mengukur temperatur output kondenser ke dua
- channel 5 = Mengukur temperatur suction kompresor

Sehingga tampilan pada program visidaq buildernya adalah sebagai berikut :



Gambar 3.11 Program Visidaq Builder

Komputer

Komputer pada alat uji digunakan sebagai alat penerima sinyal dari data akusisi dan penyimpanan data pengujian. Komputer yang digunakan memiliki port RS232 dan terinstal perangkat lunak konversi tegangan (visidaq).

Secara umum komputer yang digunakan pada alat uji memiliki spesifikasi, sebagai berikut :

Processor	: Intel Pentium III 498 MHz
Memory	: 256 MB of RAM
OS	: Microsoft XP service pack 2
Port	: 2 x RS232
Perangkat lunak	: Notepad, ADAM device manager dan Visidaq versi 3.11

Hygro Thermometer

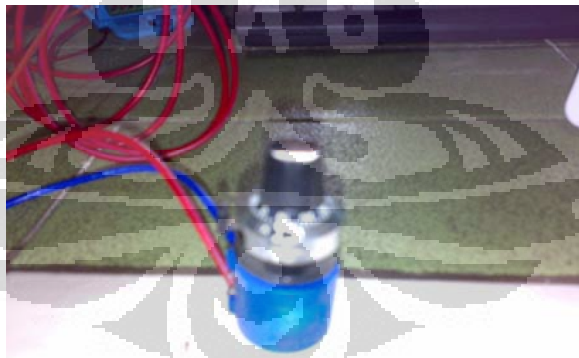
Termometer ini digunakan untuk mengukur RH yang dihasilkan pada fan output dari evaporator.



Gambar 3.12 Hygro-thermometer

Potensiometer

Potensiometer digunakan sebagai resistor variabel untuk mengatur kecepatan kompresor. Potensiometer dipasang pada koneksi port C-T pada ECU kompresor.



Gambar 3.13 Potensiometer

Kemudian semua alat tambahan tersebut dirangkai menjadi satu, sehingga keseluruhan sistemnya terlihat seperti pada gambar di bawah ini :



Gambar 3.14 Keseluruhan Sistem Alat Uji AC PRESISI

3.3 Prosedur Pengujian

Setelah alat pengujian selesai diinstalasi, maka langkah-langkah selanjutnya adalah :

- Tahap pemvakuman sistem
- Tahap pengisian refrigeran
- Tahap menjalankan alat uji
- Tahap pengambilan data

3.3.1 Tahap Pemvakuman sistem

Tahap pertama adalah pemvakuman sistem. Sistem harus divakum untuk memastikan tidak adanya udara dan uap air didalam sistem. Udara dan uap air

bisa menghambat perpindahan kalor. Jika uap air tidak bisa diambil dari sistem, uap air mungkin akan membeku di kontrol aliran refrigeran yang mana dapat menghambat aliran refrigeran. Cara memvakum sistem cukup mudah, setelah saluran pompa vakum dihubungkan ke sistem melalui katup servis, pompa vakum dinyalakan. Lalu biarkan hingga tekanan yang terbaca di gauges manifoldnya menunjukkan angka 0 absolut. Perlu diperhatikan juga, jika tekanan yang terbaca pada *manifold gauge* naik setelah divakum dan dibiarkan selama kurang lebih 24 jam, ini artinya sistem masih bocor dan harus diperbaiki kembali.

3.3.2 Tahap pengisian refrigeran

Hal yang penting diperhatikan dalam mengisi refrigeran yaitu :

- a. Selalu mengisi sistem ke dalam sisi rendah jika memungkinkan.
- b. Refrigeran yang diisi ke dalam sistem dianjurkan dalam bentuk uap. Refrigeran yang dimasukkan ke dalam sistem dalam bentuk cair berbahaya bagi kompresor.

Sistem pada *AC Presisi Portable* diisi tidak lebih dari 150 gram refrigeran R134a. Ketika pengisian dilakukan, saluran silinder refrigeran dihubungkan ke katup servis dan kompresor dinyalakan. Katup silinder refrigeran dibuka dengan bukaan yang kecil (*spray*) kurang lebih $\frac{3}{4}$ putaran sehingga hal ini menyebabkan refrigeran cair berubah fasa menjadi gas ketika refrigeran melalui katup silinder refrigeran. Mekanisme buka tutup katup silinder refrigeran harus dilakukan karena tepat pada saat sistem dioperasikan belum ada beda temperatur antara temperatur pengembunan dan temperatur media kondensasi. Hal yang perlu diperhatikan ketika menyambung saluran refrigeran ke katup servis, saluran harus ditiup dulu dengan sedikit uap refrigeran untuk mengeluarkan uap air yang terjebak didalam saluran (*flashing*).

3.3.3 Tahap menjalankan alat uji

Setelah refrigeran diisi ke sistem, maka langkah selanjutnya adalah menjalankan sistemnya. Sistem harus dijalankan beberapa saat sampai kondisi sistem dalam keadaan *steady-state*. Sistem akan steady setelah sistem dijalankan selama kurang lebih 1 jam. Sistem telah siap untuk diambil datanya, jika sudah tidak ada lagi perubahan yang mencolok yang terlihat pada bacaan alat ukur.

3.3.4 Tahap pengambilan data

Persiapan pengambilan data

1. Pastikan semua *instrument* penunjang telah siap dan semua sensor temperatur telah terpasang dengan baik sesuai dengan posisinya masing-masing.
2. Hubungkan steker dari DC Power Supply ke *socket* PLN, penghubungan steker ini akan langsung menghidupkan kompresor.
3. Putar kenop potensiometer hingga menunjukkan nilai tahanan sebesar 203, 451, 867 Ohm, nilai tahanan ini akan membuat kompresor bekerja pada putaran 2500 RPM, 3100 RPM, 3800 RPM.
4. Tunggu hingga sistem dalam kondisi steady-state.

Pengambilan Data

1. Pengambilan data dilakukan pada kecepatan kompresor 3100 RPM dengan 3 variasi pengujian yaitu :
 - Kecepatan putaran kompresor 2500 rpm
 - Kecepatan putaran kompresor 3100 rpm
 - Kecepatan putaran kompresor 3800 rpm
2. Mencatat kondisi awal sistem dan temperatur ruangan tempat pengambilan data.
3. Mencatat temperatur dan tekanan *discharge*, tekanan *suction*, temperatur *evaporator* dan temperatur fan output dan RH nya untuk masing-masing tahapan.
4. Mencatat daya yang dibutuhkan yang terbaca pada power meter.
5. Pengambilan data dilakukan setiap 30 detik, dimulai dari tercapainya kondisi steady-state.
6. Setiap selesai tahapan pengambilan data, dan menuju ke variasi selanjutnya maka sistem harus ditunggu agar mencapai kondisi steady-statenya terlebih dahulu baru bisa diambil datanya kembali.

BAB 4

HASIL DAN ANALISA

Tujuan dari pengujian ini adalah untuk menguji unjuk kerja sistem yang telah dibuat atau dengan kata lain melihat COP nya. Serta melihat pengaruh dari bukaan katup refrigeran ke kondenser *re-heat* terhadap perubahan suhu dan RH output yang dihasilkan.

Sehingga nantinya akan didapatkan perbandingan temperatur dari beberapa komponen seperti evaporator dan fan output serta RH fan outputnya dari berbagai macam variasi bukaan katup.

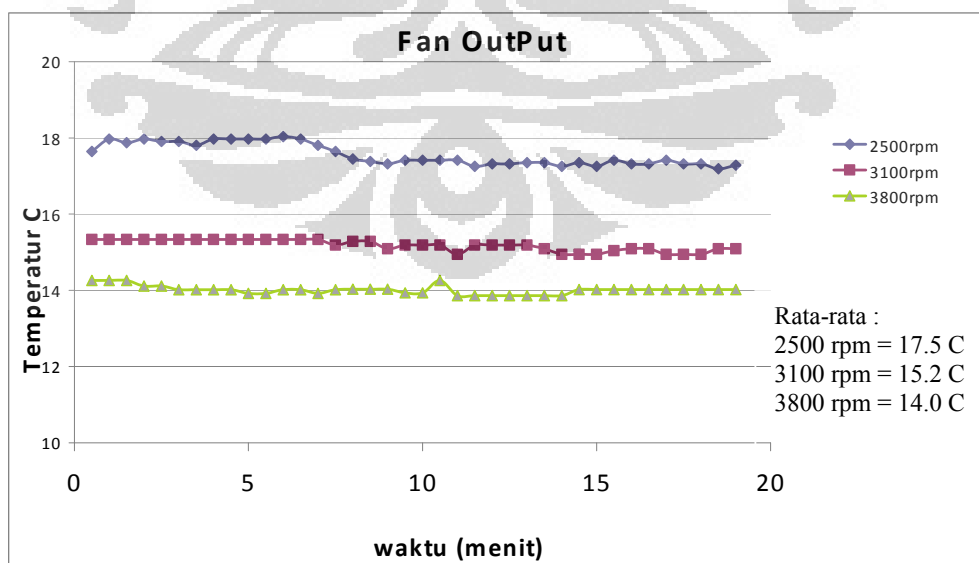
4.1 Analisa Perubahan Temperatur Fan Output

Ada 3 kondisi yang akan dilihat perubahan temperatur pada fan outputnya, yaitu pada kondisi :

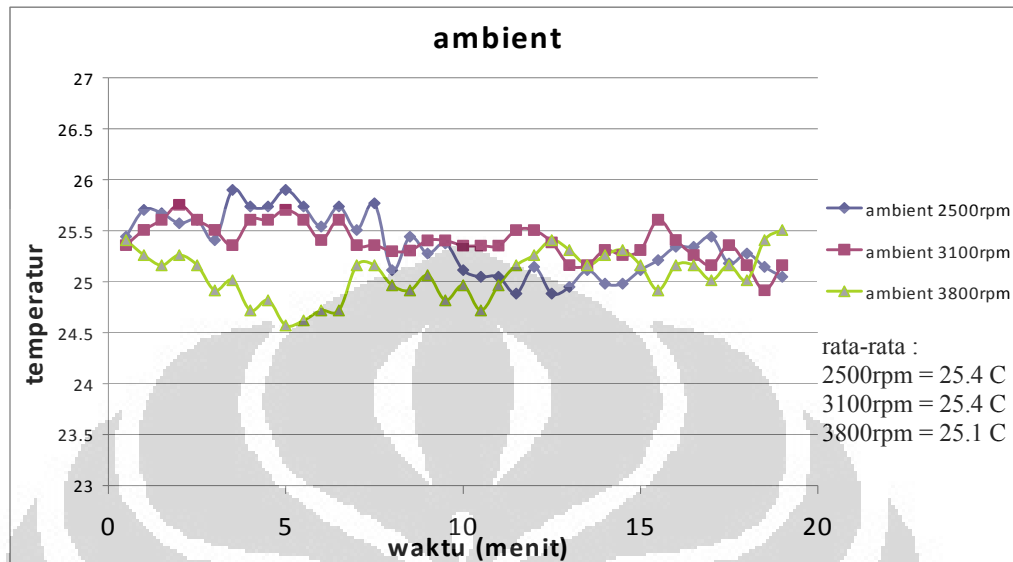
- Kecepatan putaran kompresor sebesar 2500 rpm
- Kecepatan putaran kompresor sebesar 3100 rpm
- Kecepatan putaran kompresor sebesar 3800 rpm

Nilai-nilai perubahan temperatur akan lebih mudah untuk dibandingkan dengan melihat grafik temperatur fan output gabungan dari 3 kondisi di atas pada grafik di bawah ini :

Grafik 4.1 Temperatur Fan Output Gabungan



Grafik 4.2 Temperatur Ambient



Dilihat pada grafik 4.1 diatas perubahan suhu fan output yang dihasilkan dari kecepatan putaran kompresor 2500 rpm, 3100 rpm, dan 3800 rpm. Sebesar 17.5 °C, 15.2 °C, dan 14.0 °C.. Ini menunjukkan bahwa semakin tinggi kecepatan putaran kompresor Menunjukkan grafik penurunan temperature di fan. Sedangkan grafik 4.2 adalah grafik temperatur ambient pada saat masing-masing kondisi pengambilan data.

Dari variasi kecepatan putaran kompresor 2500rpm sampai 3800 rpm. Sudah masuk malah sudah melebihi dalam spesifikasi yang diharapkan, yaitu kurang lebih sebesar 22 °C.

Tetapi jika kita lihat dari RH atau kelembapan yang dihasilkan, hasilnya belum cukup bagus, artinya belum sesuai dengan spesifikasi yang diharapkan (RH = 45-55 %). Nilai RH bisa dilihat pada tabel dibawah ini :

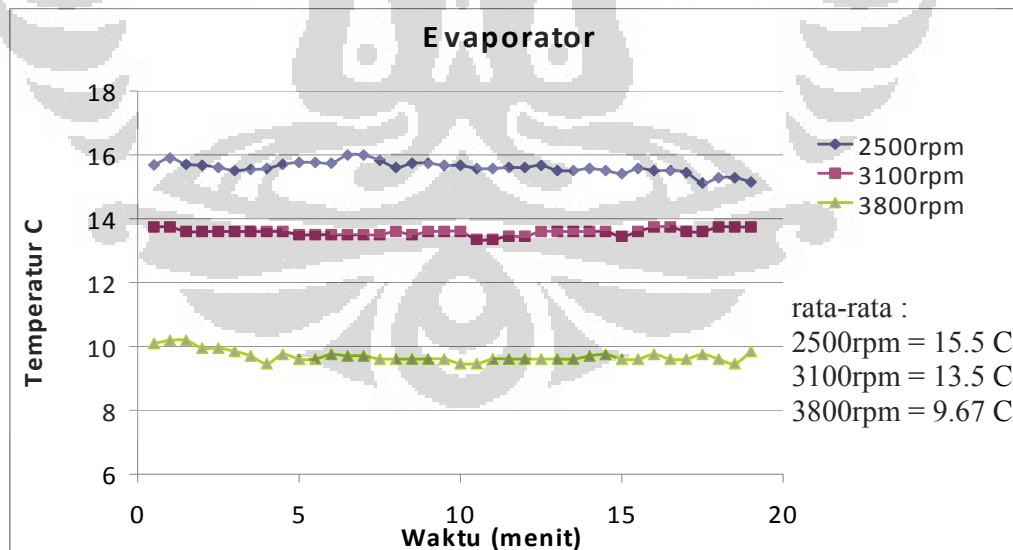
TABEL 4.1 Nilai RH dan Temperatur

Kecepatan putaran	RH Output	Temperatur Output
2500rpm	61%	17.5 C
3100rpm	67.5%	15.2 C
3800rpm	68.5%	14.0 C

Bisa dilihat pada tabel 4.1 di atas RH Fan output yang dihasilkan masih berada pada kisaran 61 – 68.5%. yaitu masih diluar spesifikasi yang diharapkan (RH = 45-55 %),

4.2 Analisa Perubahan Temperatur di Evaporator

Berikutnya hal yang akan di analisa adalah perubahan temperatur pada bagian evaporator. Agar lebih mudah untuk membandingkannya, maka diberikan grafik dibawah yang merupakan temperatur evaporator gabungan dari tiga kondisi kecepatan putaran kompresor, (2500 rpm, 3100 rpm, dan 3800 rpm)

Grafik 4.3 Temperatur Evaporator

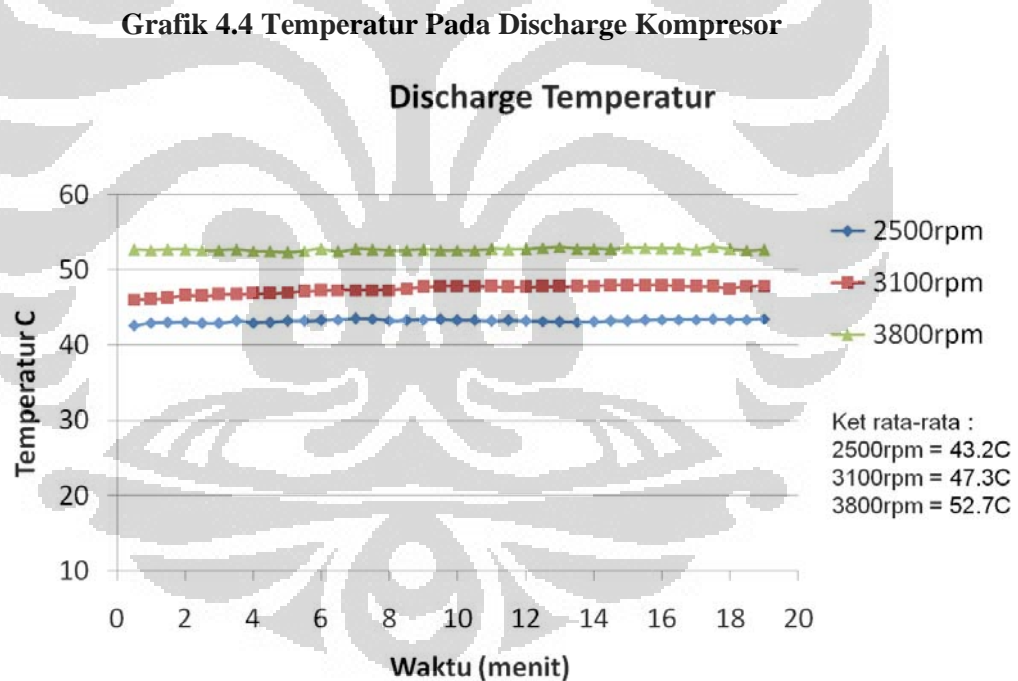
Jika kita lihat dari grafik diatas terlihat jelas perbedaannya. Semakin cepat putaran kompresor maka semakin rendah temperature di evaporator. Hal ini karena semakin cepat putaran kompresor maka aliran refrigerant semakin cepat

otomatis semakin bagus proses kompresasi refrigerant. Hal ini pula sesuai dengan pressure yang ada di sisi suction.

Selain itu kenaikan temperatur pada evaporator juga ikut dipengaruhi oleh kondisi temperatur ambient pada masing-masing kondisi kecepatan putaran kompresor. Grafik perubahan temperatur ambient bisa dilihat pada grafik 4.2

4.3 Analisa Perubahan Temperatur Pada Discharge Kompresor

Selanjutnya hal yang akan di analisa adalah perubahan temperatur pada bagian discharge kompresornya. Agar lebih mudah untuk membandingkannya, maka diberikan grafik dibawah yang merupakan temperatur discharge gabungan dari tiga kondisi kecepatan putaran kompresor (2500 rpm, 3100 rpm, 3800 rpm) :



Tabel 4.2 Nilai Tekanan Discharge Kompresor

kec. Putaran kompresor	discharge Pressure rata2
2500rpm	144 psig
3100rpm	155psig
3800rpm	167psig

Pada grafik diatas dapat dilihat discharge temperatur dari kondisi kecepatan 2500 rpm sampai kecepatan 3800 rpm mengalami kenaikan.hal ini dikarenakan semakin cepat putaran kompresor maka semakin besar pula tekanan yang dihasilkan di sisi discharge, sehingga dengan jelas semakin tinggi pula temperature discharge Kejadian ini sesuai jika dilihat dari data hasil percobaan mengenai perubahan discharge pressure yang terbaca pada *presuure gauges*, yang bisa dilihat pada tabel 4.2 diatas.

4.4 Analisa Pemakaian Daya Listrik Kompresor

Tabel 4.3 Nilai Pemakaian Daya Listrik kompresor

Kecepatan Putaran	Daya Listrik	Temperatur Output
2500rpm	84.7 watt	17.5 C
3100rpm	115.3 watt	15.2 C
3800rpm	151.6 watt	14.0 C

dari percobaan di atas dapat dilihat,pada kecepatan kompresor 2500 rpm daya yang dipakai adalah rata-rata 84.7 watt, pada kecepatan 3100 rpm daya yang digunakan rata-rata adalah 115.3 watt, sedangkan pada putaran kompresor 3800 rpm daya yang digunakan rata-rata adalah 151.6 watt. Jika kita ingin meningkatkan flow rate refrigeran maka salah satu caranya adalah dengan meningkatkan putaran kompresornya. Dari data diatas dapat dikatakan semakin tinggi putaran kompresor maka semakin besar pula daya yang diperlukan..

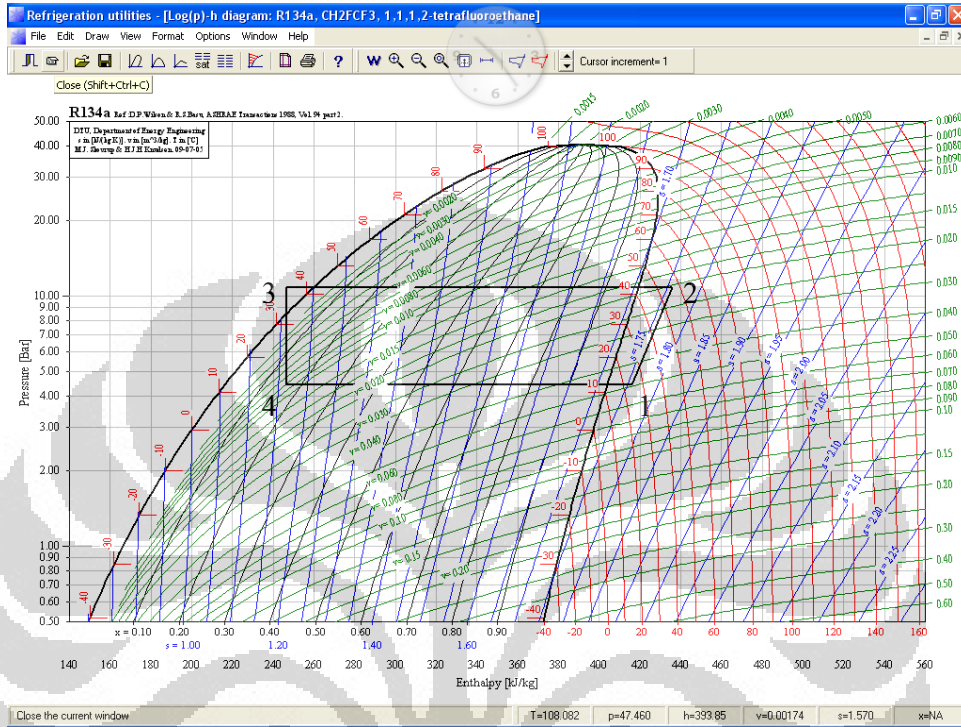
4.5 Analisa COP Sistem

COP atau *Coefficient of Performance* dari AC Presisi portable ini dapat di analisa melalui diagram P-H yang dibuat dengan software coolpack. Satu siklus refrigerasi dapat digambarkan dengan memplot data yang didapatkan pada hasil pengujian. Berikut ini adalah diagram P-H dari 3 kondisi kecepatan putaran kompresor yang diberikan :

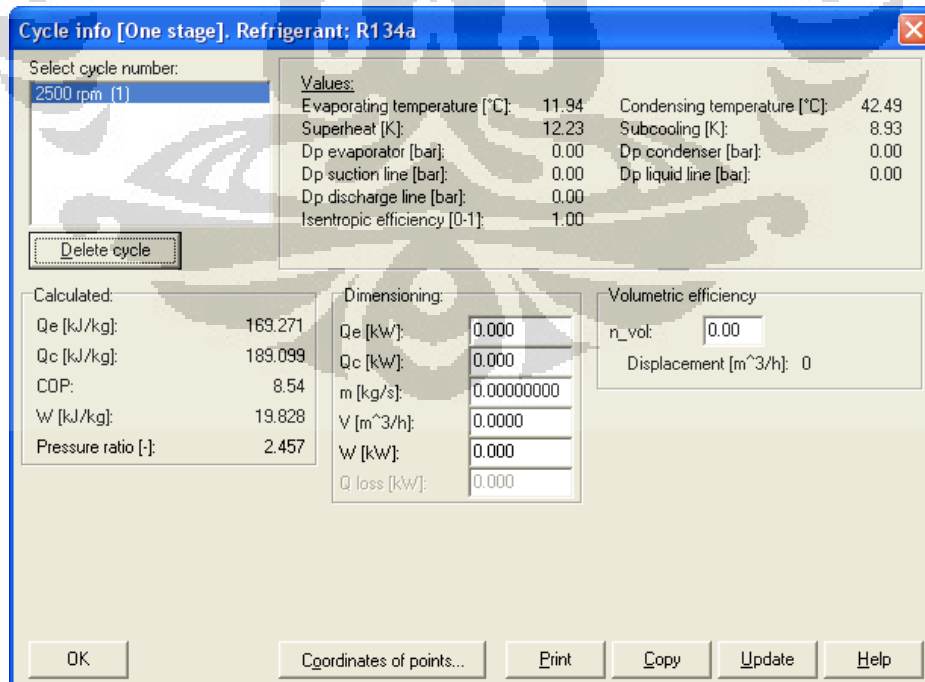
- Diagram P-H kecepatan putaran kompresor 2500 rpm
- Diagram P-H kecepatan putaran kompresor 3100 rpm
- Diagram P-H kecepatan putaran kompresor 3800 rpm

Serta diberikan sebuah perhitungan COP pada masing-masing kondisi di atas.

Gambar 4.1 Diagram P-H Kecepatan Putaran Kompresor 2500 rpm



Gambar 4.2 Cycle Info Kecepatan Putaran Kompresor 2500 rpm



Proses-proses yang terjadi pada diagram P-H diatas dijelaskan sebagai berikut :

Titik 1 ke 2 adalah proses kompresi isentropik oleh kompresor, asumsi proses di kompresor adalah isentropik, sehingga nilai $s_1=s_2$. Di sini refrigeran dalam kondisi uap panas tingkat lanjut. Tekanan discharge kompresor yang terbaca adalah 10,86 bar

Titik 2 ke 3 adalah proses pelepasan panas di sepanjang pemipaan keluaran dari kompresor hingga di kondenser (proses kondensasi), nilai temperatur kondensasi di kondenser adalah $42,49\text{ }^{\circ}\text{C}$, nilai subcooling atau pada titik 3 adalah $33,5\text{ }^{\circ}\text{C}$. Sehingga $\Delta T = 42,49^{\circ}\text{C} - 33,5^{\circ}\text{C} = 8,9\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Titik 3 ke 4 adalah proses ekspansi pada pipa kapiler, disini terjadi penurunan tekanan dari 10.86 bar ke 4,42 bar. Prosesnya disini dianggap *adiabatic* atau tidak terjadi pertukaran kalor selama proses ekspansi, artinya nilai enthalpi nya tetap $h_3 = h_4$.

Titik 4 ke 5 adalah proses penyerapan panas dari lingkungan ke sistem di evaporator, penyerapan panas terjadi karena pada kondisi ini temperatur lingkungan lebih rendah daripada sistem. Kemudian refrigeran dalam bentuk uap akan kembali masuk kompresor untuk mengulangi siklus.

Perhitungan nilai COP dapat dihitung dengan nilai kalor yang mampu diserap oleh evaporator di bagi dengan kerja kompresor, perhitungannya adalah sebagai berikut :

Keterangan :

m = laju aliran udara yang keluar dari fan

A = Luas bukaan fan

C_p udara = 1 kJ/kg K

ΔT = Perbedaan temperatur udara masuk evaporator dikurangi temperatur keluar fan

$$COP = \frac{Q_{evaporator}}{W_{kompresor}}$$

$$COP = \frac{\dot{m} \cdot C p_{udara} \cdot \Delta T}{W_{kompresor}}$$

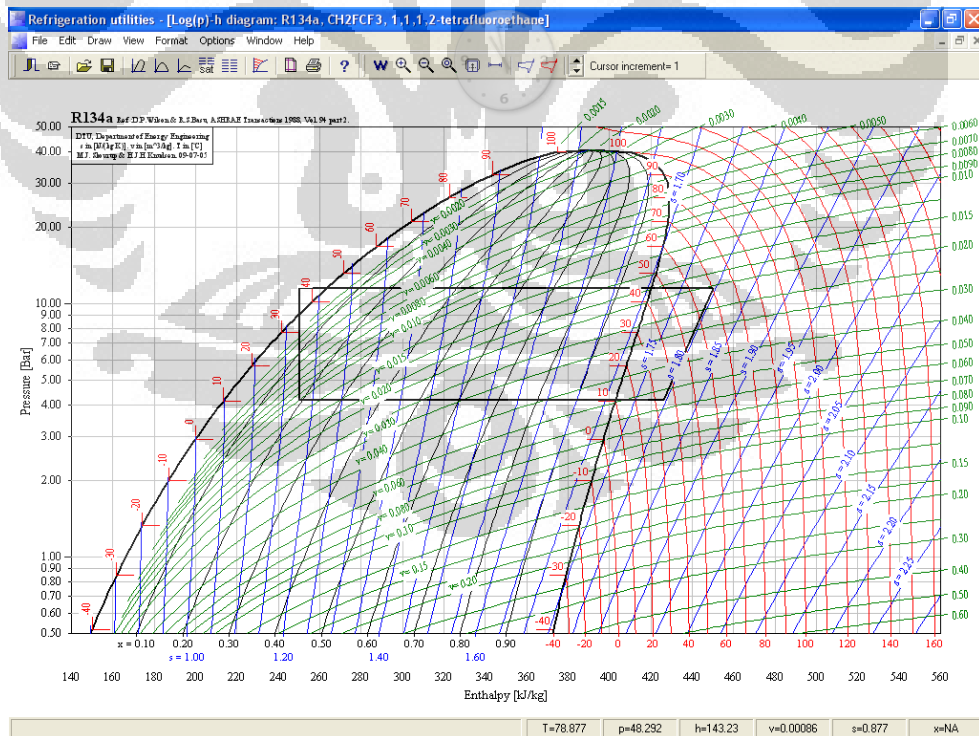
$$COP = \frac{(\rho_{udara} \cdot V_{udara} \cdot A) \cdot C p_{udara} \cdot \Delta T}{W_{kompresor}} \quad 7.8$$

$$COP = \frac{\left(\frac{1.293 \text{ kg}}{\text{m}^3} \cdot 4,8 \frac{\text{m}}{\text{s}} \cdot 0,0144 \text{ m}^2 \right) \cdot 1 \frac{\text{kJ}}{\text{kg K}} \cdot 10 \text{ K}}{83,8 \text{ watt}}$$

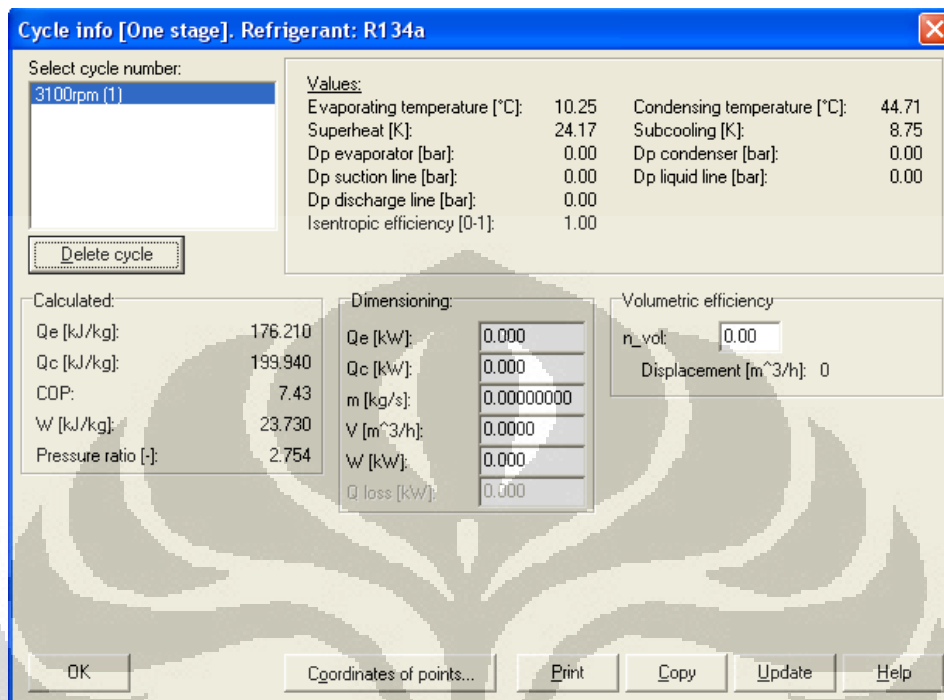
$$COP = \frac{850,176 \frac{\text{J}}{\text{s}}}{115 \text{ Watt}} = 7,39$$

Dari 2 cara perhitungan COP didapat, COP dengan kecepatan 2500 rpm 8.54 dan 8.0, yang perbedaannya tidak terlalu jauh.

Gambar 4.3 Diagram P-H dengan Kecepatan Putaran Kompresor 3100 rpm



Gambar 4.4 Cycle Info Kecepatan Putaran Kompresor 3100 rpm



Perhitungan nilai COP dapat dihitung dengan nilai kalor yang mampu diserap oleh evaporator di bagi dengan kerja kompresor, perhitungannya adalah sebagai berikut :

Keterangan :

m = laju aliran udara yang keluar dari fan

A = Luas bukaan fan

C_p udara = 1 kJ/kg K

ΔT = Perbedaan temperatur udara masuk evaporator dikurangi temperatur keluar fan

$$COP = \frac{Q_{evaporator}}{W_{kompresor}}$$

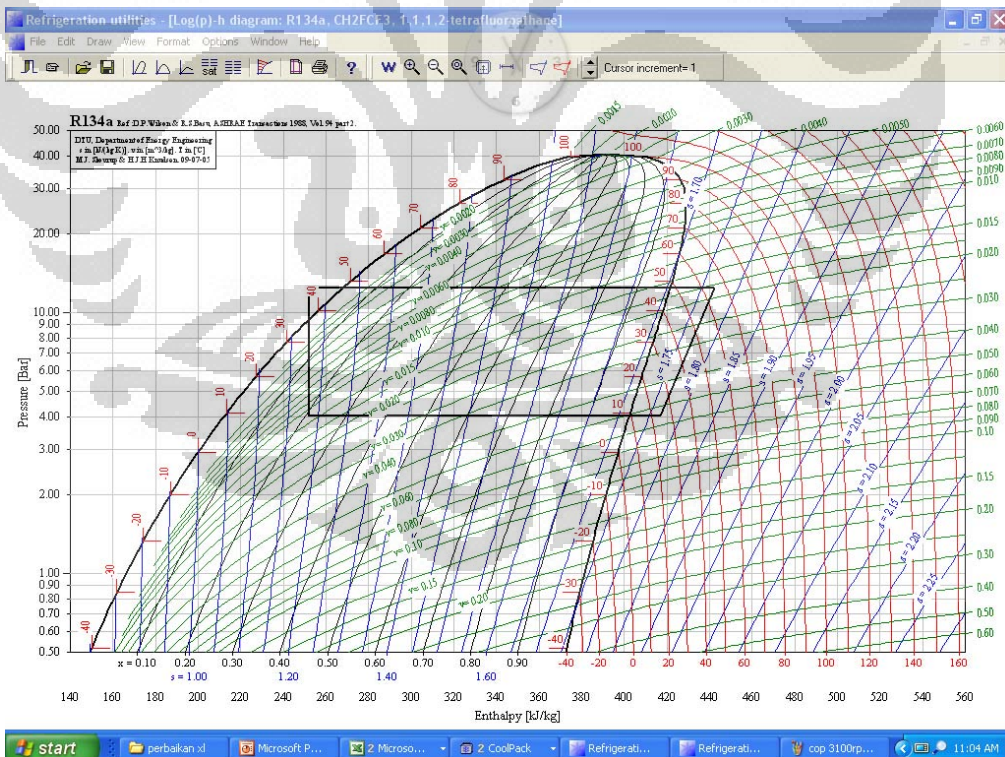
$$COP = \frac{\dot{m} \cdot C_{p_{udara}} \cdot \Delta T}{W_{kompresor}}$$

$$COP = \frac{(\rho_{udara} \cdot V_{udara} \cdot A) \cdot C_{p_{udara}} \cdot \Delta T}{W_{kompresor}}$$

$$COP = \frac{\left(1,23 \frac{Kg}{m^3} \cdot 4,8 \frac{m}{s} \cdot 0,0144 m^2\right) \cdot 1 \frac{kJ}{kg K} \cdot 10 K}{115 Watt}$$

$$COP = \frac{850,176 \frac{J}{S}}{115 Watt} = 7,39$$

Gambar 4.5 Diagram P-H dengan Kecepatan Putaran Kompresor 3800 rpm



Gambar 4.6 Cycle Info Kecepatan Putaran Kompresor 3800 rpm

Cycle info [One stage]. Refrigerant: R134a

Select cycle number:
3800rpm (1)

Values:

Evaporating temperature [°C]:	9.01	Condensing temperature [°C]:	47.82
Superheat [K]:	15.19	Subcooling [K]:	10.42
Dp evaporator [bar]:	0.00	Dp condenser [bar]:	0.00
Dp suction line [bar]:	0.00	Dp liquid line [bar]:	0.00
Dp discharge line [bar]:	0.00		
Isentropic efficiency [0-1]:	1.00		

Delete cycle

Calculated:

Qe [kJ/kg]:	164.641
Qc [kJ/kg]:	190.074
COP:	6.47
W [kJ/kg]:	25.433
Pressure ratio [-]:	3.110

Dimensioning:

Qe [kW]:	0.000
Qc [kW]:	0.000
m [kg/s]:	0.00000000
V [m ³ /h]:	0.0000
W [kW]:	0.000
Q loss [kW]:	0.000

Volumetric efficiency

n_vol: 0.00
Displacement [m³/h]: 0

OK Coordinates of points... Print Copy Update Help

Perhitungan nilai COP dapat dihitung dengan nilai kalor yang mampu diserap oleh evaporator di bagi dengan kerja kompresor, perhitungannya adalah sebagai berikut :

Keterangan :

m = laju aliran udara yang keluar dari fan

A = Luas bukaan fan

Cp udara = 1 kJ/kg K

ΔT = Perbedaan temperatur udara masuk evaporator dikurangi temperatur keluar fan

$$COP = \frac{\dot{m} \cdot C p_{udara} \cdot \Delta T}{W_{kompresor}}$$

$$COP = \frac{(\rho_{udara} \cdot V_{udara} \cdot A) \cdot C p_{udara} \cdot \Delta T}{W_{kompresor}}$$

$$COP = \frac{\left(1,23 \frac{kg}{m^3} \cdot 4,8 \frac{m}{s} \cdot 0,0144 m^2\right) \cdot 1 \frac{kJ}{kg K} \cdot 11 K}{115 Watt}$$

$$COP = \frac{935,19 \frac{J}{S}}{151,6 watt} = 6,2$$

Berikut ini merupakan hasil rangkuman nilai COP dari masing-masing kecepatan putaran kompresor,

Tabel 4.4 COP Terhadap Kecepatan Putaran Kompresor

Kecepatan Putaran	COP Refrigerant	COP UDARA
2500 rpm	8.54	8
3100 rpm	7.43	7.4
3800 rpm	6.47	6.2

Dari tabel diatas, COP akan turun jika kecepatan putaran kompresor ditingkatkan karena COP disini adalah perhitungan dari jumlah kalor yang mampu di serap oleh evaporator setelah di kenai kerja oleh kondenser re-heat. Karena tujuan utama kondenser re-heat ini adalah untuk pemanasan kembali udara yang keluar dari evaporator, oleh karena itu suhu keluaran yang dihasilkan oleh fan akan semakin meningkat . Sedangkan kerja yang dilakukan oleh kompresor tetap. Sehingga COP yang terhitung akan menurun.

4.6 Analisa Kualitas Udara Melalui Diagram *Psychometric Chart*

Diagram psikometrik adalah suatu grafik yang memberitahukan hubungan antara temperatur, kelembapan, entalpi, dan kandungan uap air. Grafik ini adalah suatu alat yang sangat berguna dalam sistem pengkondisian udara

Diagram psikometrik akan menjelaskan siklus pengkondisian udara (*Air Conditioning Cycle*) yang terjadi di dalam evaporator hingga di panaskan kembali (*Re-heat*) oleh kondenser kedua.

Contoh diagram di bawah ini adalah pengkondisian udara pada masing-masing kondisi bukaan katup kondenser re-heat. Diagramnya ditunjukkan oleh gambar 4.7 :

Prosesnya adalah sebagai berikut :

- Udara ambient dengan temperatur dry-bulb 25 °C dan RH 55 % akan memasuki evaporator dan akan mengalami pendinginan sensible sampai ke temperatur saturasinya. Pada grafik ditunjukkan oleh angka 1 ke 2.

- Jika temperatur evaporasi pada koil evaporator lebih rendah daripada titik embunnya, maka kondensasi akan mulai terjadi.

2500 rpm :

Disini pada saat suhu koil mencapai 12°C sedangkan temperatur titik embunnya 15°C . Oleh karena itu kondensasi akan terjadi. Pada grafik kondensasi terjadi di sepanjang garis saturasi sampai ke temperatur kerja koil evaporator. Di titik saturasi ini udara akan mengalami pendinginan latent, hal ini ditandai dengan munculnya uap air yang mengalami kondensasi di sepanjang koil evaporatornya. Prosesnya ditandai dari no 2 ke no 3.

- Selanjutnya udara dari evaporator disedot oleh fan melalui condenser *re-heat* tertutup penuh, keluar melalui fan output sebesar 17.5°C . proses ini ditandai oleh angka 3 ke 4.

3100 rpm :

Disini pada saat suhu koil mencapai 10.3°C . Pada grafik kondensasi terjadi di sepanjang garis saturasi sampai ke temperatur kerja koil evaporator. Di titik saturasi ini udara akan mengalami pendinginan latent, hal ini ditandai dengan munculnya uap air yang mengalami kondensasi di sepanjang koil evaporatornya. Prosesnya ditandai dari no 2 ke no5.

- Selanjutnya udara dari evaporator disedot oleh fan melalui condenser *re-heat* tertutup penuh, keluar melalui fan output sebesar 15.2°C . proses ini ditandai oleh angka 5 ke 6.

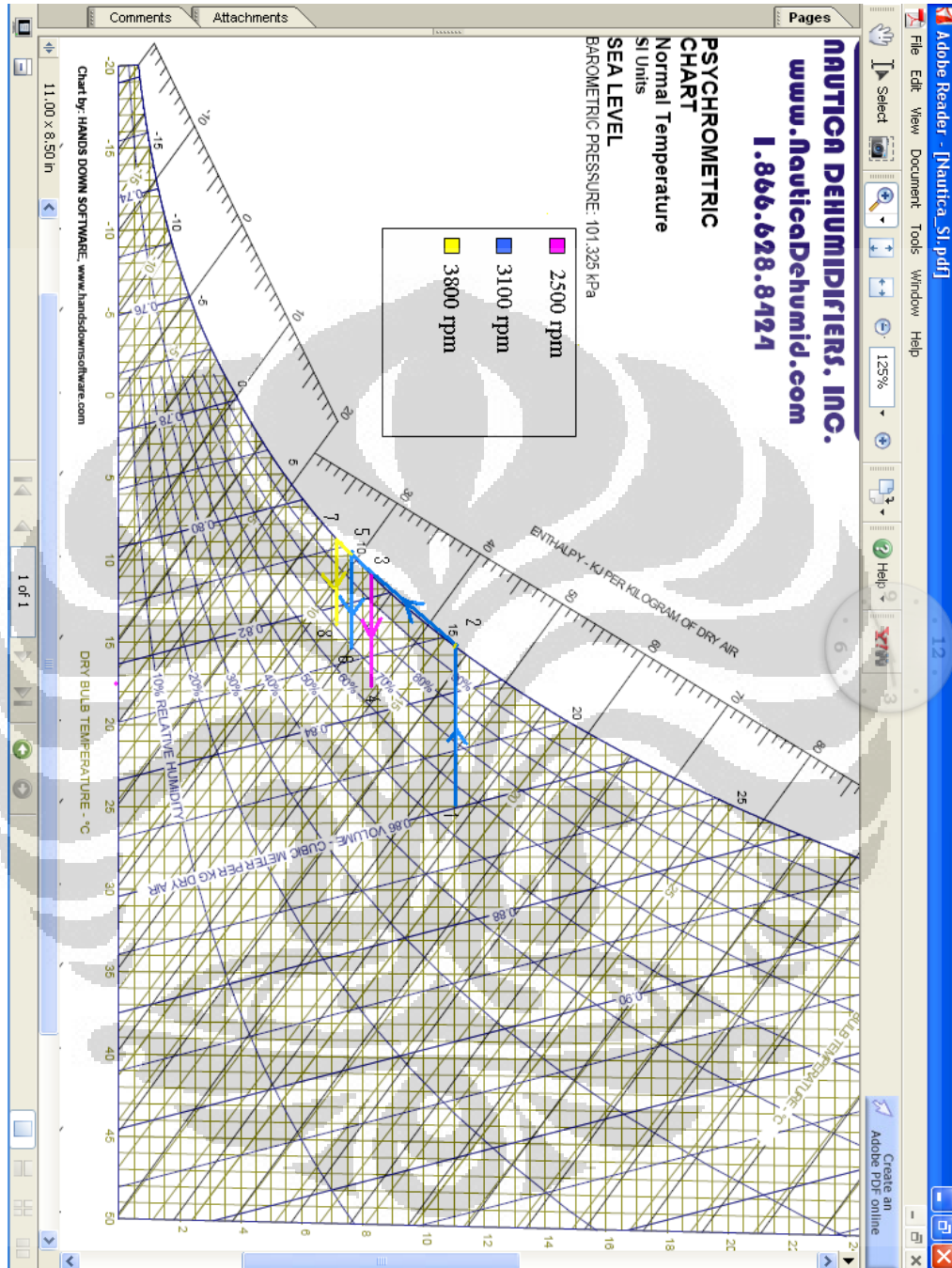
3800 rpm

Disini pada saat suhu koil mencapai 9°C . Pada grafik kondensasi terjadi di sepanjang garis saturasi sampai ke temperatur kerja koil evaporator. Di titik saturasi ini udara akan mengalami pendinginan latent, hal ini ditandai dengan munculnya uap air yang mengalami kondensasi di sepanjang koil evaporatornya. Prosesnya ditandai dari no 2 ke no7.

- Selanjutnya udara yang telah melewati evaporator disedot oleh fan melalui condenser *re-heat* tertutup penuh, keluar melalui fan output sebesar 14.0°C . proses ini ditandai oleh angka 7 ke 8

Agar lebih jelas bisa dilihat pada grafik di bawah ini :

Gambar 4.7 Diagram Psikometrik Chart AC Presisi



4.7 Simulasi Pengkondisian Udara pada Kabinet Data Center

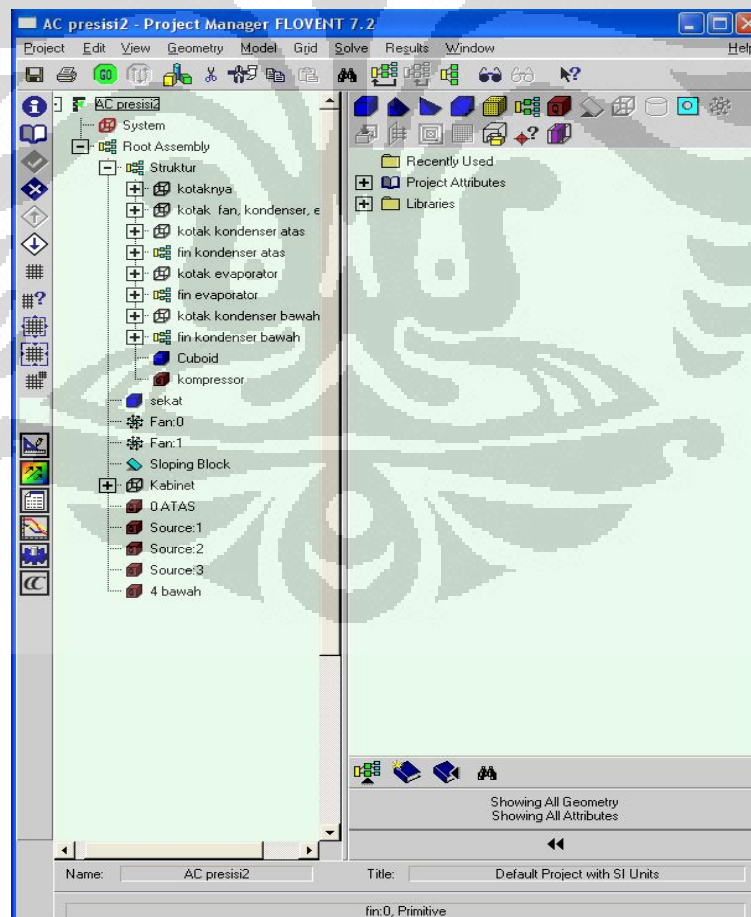
Simulasi pengkondisian udara menggunakan *software FLOVENT Version. 7.2*. *Software* ini mampu mensimulasikan aliran udara pada suatu ruangan berikut dengan distribusi temperatur, tekanan, serta kecepatan udara pada suatu ruangan. Tujuan dari pembuatan simulasi ini adalah untuk melihat aliran udara dan distribusi temperatur yang terjadi di dalam kabinet data center dan sistem AC presisi.

Software Flovent 7.2 ini memiliki 3 jendela kerja utama yang saling berhubungan yaitu :

- Jendela *Project Manager*

Pada jendela ini kita dapat membuat berbagai macam part dari benda yang akan digambar, serta inialisasi atribut dari part tersebut seperti : material, *thermal conductivity*, dll

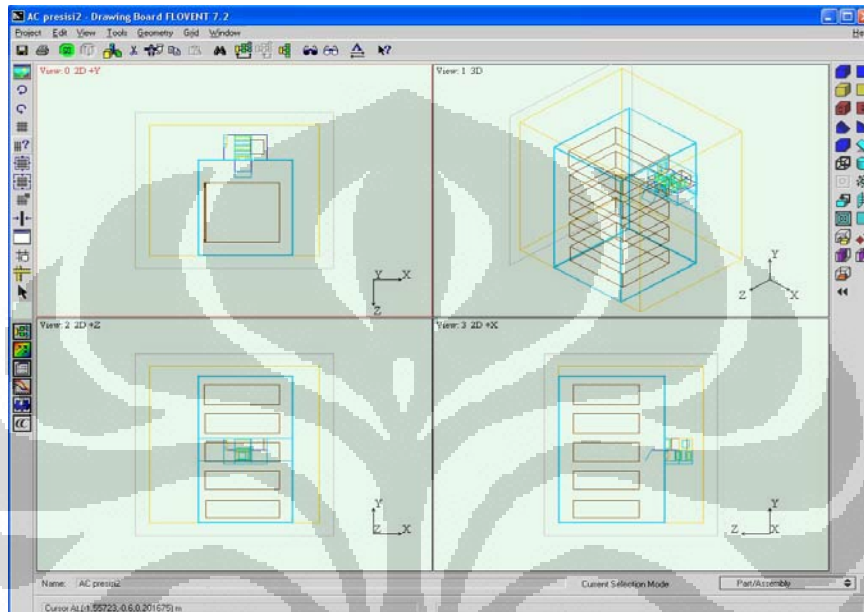
Gambar 4.8 Jendela *Project Manager*



- *Jendela Drawing Board*

Segala part yang kita buat di *Project Manager* maka akan muncul di *Drawing Board* dalam berbagai pandangan. Kita juga bisa menggambar langsung di *Drawing Board*, namun pengerjaannya lebih sulit.

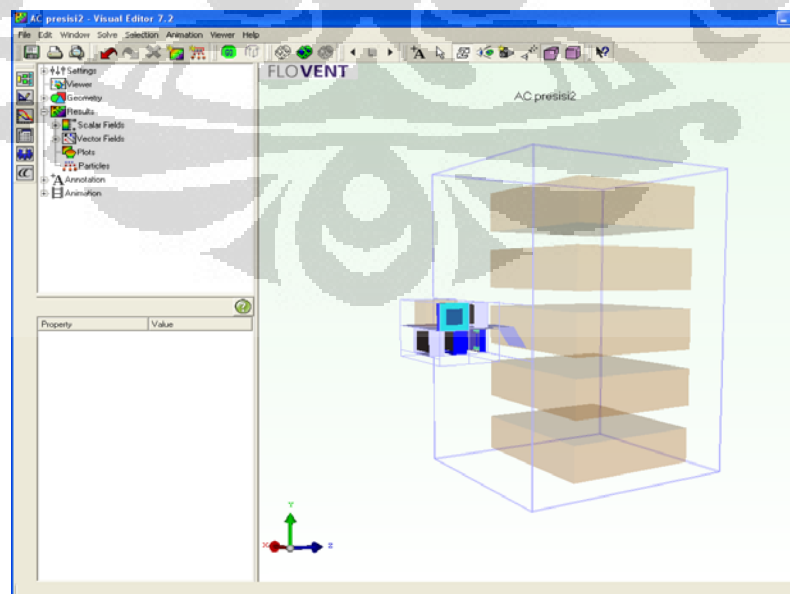
Gambar 4.9 Jendela *Drawing Board*



- *Jendela Visual Editor*

Pada jendela inilah hasil simulasi akan ditampilkan

Gambar 4.10 Jendela *Visual Editor*



Pembuatan simulasi ini cukup mudah, karena hanya ada beberapa tahap yang harus dilakukan agar simulasi dapat dilihat hasilnya. Langkah-langkahnya adalah sebagai berikut :

1. Tahap menggambar sistem AC presisi dan kabinet data center

Pertama-tama kita ukur dimensi dari AC presisi dan kabinet data center, lalu dimensi tersebut digunakan untuk menggambar pada flovent. Setelah sistem telah digambar, maka langkah selanjutnya adalah memasukkan atribut dari masing-masing part.

2. Tahap memasukkan atribut

Atribut adalah properties dari masing-masing part, seperti material, thermal properties, dll.

Atribut yang akan dimasukkan terdiri dari :

Material part

Casing = Steel mild

Kondenser dan evaporator = Alumunium

Thermal Atribut

Kita hanya perlu memasukkan temperatur saja, selanjutnya untuk besarnya nilai *heat transfer* akan dihitung oleh software ini.

Kondenser utama = inisialisasikan temperatur 35 °C

Kondenser *re-heat* = inisialisasikan temperatur 27 °C

Evaporator = inisialisasikan temperatur 11 °C

Air Velocity Atribut

Untuk fan dipilih fan tipe axial dengan memasukkan *mass flowrate* udara sebesar 100 cfm.

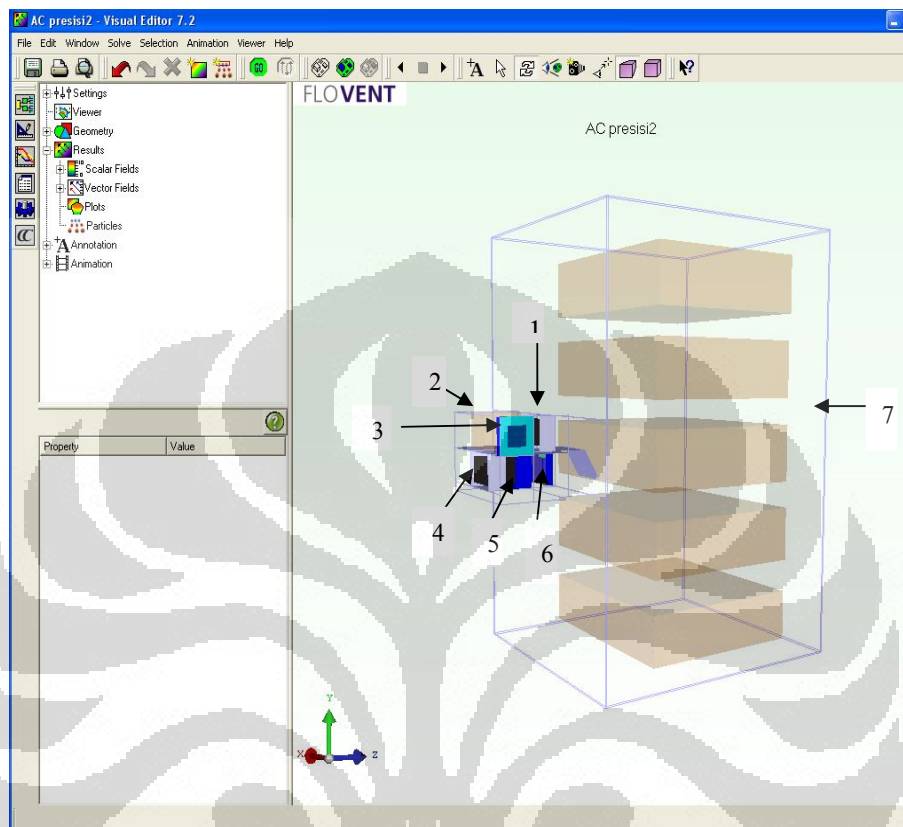
Source/Heat Gain/Sumber Panas

Kompresor = Inisialisasikan temperatur 50 °C

Server komputer = total kalor yang dihasilkan oleh server diasumsikan sama dengan kapasitas pendinginan evaporator sebesar 0.39 KW.

Sehingga gambar jadinya sebagai berikut :

Gambar 4.11 Gambar Sistem AC Presisi dengan Kabinet Data Center



Keterangan gambar :

1. Kondenser utama
2. Kompresor
3. Fan Kondenser
4. Evaporator
5. Kondenser *re-heat*
6. Fan Output
7. Kabinet *Data Center*

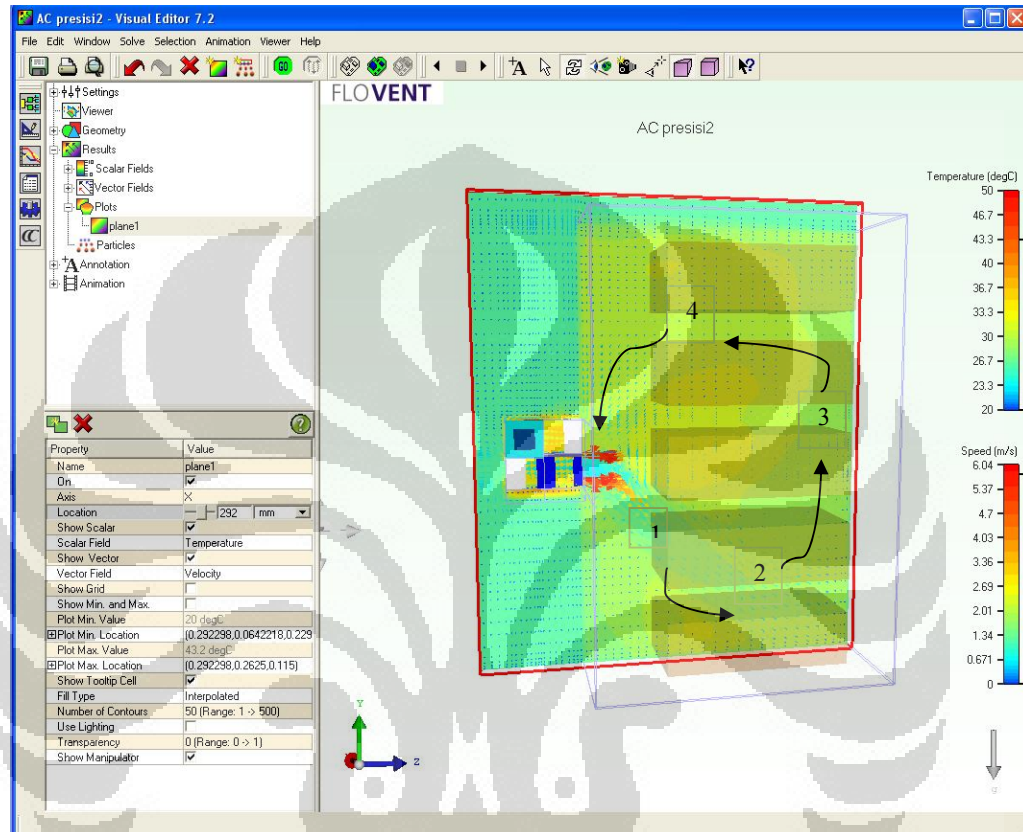
3. Tahap Solver

Tahap ini adalah tahap akhir dalam proses simulasi, disini semua atribut yang kita masukkan akan dikalkulasi oleh flovent. Flovent akan menghitung nilai-nilai yang paling dekat untuk kondisi steady state. Nilai ini akan semakin

mendekati nilai sebenarnya, jika grid yang kita tentukan semakin banyak. Pada simulasi ini grid dipilih pada pilihan *fine*.

Sehingga hasil simulasinya adalah sebagai berikut :

Gambar 4.12 Hasil Simulasi



Hasil simulasi menunjukkan bahwa distribusi temperatur di dalam kabinet data center menunjukkan temperatur yang berbeda-beda di tiap tiap bagian kabinet. Secara umum kabinet data center terbagi menjadi 4 bagian distribusi temperatur, pembagian daerah ini mengikuti sesuai dengan arah aliran udaranya.

Pertama udara keluar dari fan bergerak ke bawah karena adanya pengarah yang dipasang dengan temperatur antara 20-22 °C, pada kondisi sudah steady udara di sekitar yang ditandai dengan no 1 dan 2 berkisar antara 23-25 °C.

Kemudian udara akan bergerak ke atas, sehingga temperatur udara di daerah yang ditandai dengan no 3 berkisar antara 26-29 °C. Setelah itu udara akan bergerak menuju ke atas lagi ke daerah no 4, pada daerah no 4 ini temperatur

sudah cukup tinggi sekitar 30-32 °C. Selanjutnya udara akan diserap masuk ke kondenser utama karena adanya fan kondenser.

Sehingga dari hasil simulasi dapat disimpulkan, untuk pendinginan data center dengan nilai total kalor/*heat gain* sebesar 400 Watt, atau sekitar 4 buah lampu pijar 100 watt. AC presisi hanya mampu mendinginkan 3/4 bagian kabinet. Efek pendinginan dapat diperbesar dengan mengganti fan dengan *mass flow rate* yang lebih besar, atau meningkatkan putaran kompresor agar didapatkan suhu evaporator yang lebih rendah. Cara lainnya adalah dengan menambah jumlah AC presisi pada tiap kabinet, jadi tiap kabinet mempunyai 2 buah AC Presisi.



BAB 5

KESIMPULAN

5.1 KESIMPULAN

Berdasarkan hasil pengujian *AC PRESISI* maka dapat disimpulkan bahwa

:

1. Perubahan suhu fan output yang dihasilkan dari variasi putaran kompresor, 2500 rpm, 3100 rpm, 3800 rpm, menunjukkan grafik penurunan yang tadinya tidak terlalu significant. Hal ini karena kami menambahkan insulasi yang lebih baik, di daerah evaporator menuju Fan Output.
2. RH atau kelembapan yang dihasilkan, masih diluar spesifikasi yang diharapkan (45-55 %)
3. Dari kondisi variasi putaran kompresor, 2500 rpm, 3100 rpm, 3800 rpm terjadi kecenderungan penurunan temperatur di evaporator. Nilai tekanan discharge semakin tinggi jika kecepatan kompresor dinaikan, dan tekanan suction cenderung menurun.
4. Untuk kecepatan kompresor sebesar 2500 RPM kisaran daya yang dipakai berkisar antara 80-87 watt, Untuk kecepatan kompresor sebesar 3100 RPM kisaran daya yang dipakai berkisar antara 113-121 watt . Untuk kecepatan kompresor sebesar 3100 RPM kisaran daya yang dipakai berkisar antara 142-168 watt,
5. Jika kecepatan kompresor dinaikan , maka nilai COP semakin rendah, dan besarnya efek regrigerasi akan semakin meningkat. Ada 3 proses yang terjadi di sistem pengkondisian udara AC Presisi ini. Dari diagram psikometrik chart proses-proses tersebut adalah :
 - Sensible Cooling : Udara lingkungan akan mengalami pendinginan di evaporator
 - Dehumidifikasi : terjadi perubahan moisture pada kandungan udara setelah melewati koil evaporator (Latent Cooling)

- Re-heat : Udara setelah melewati evaporator akan dipanaskan kembali oleh kondenser re-heat.(tidak terjadi karena valve tertutup penuh)

5.2 SARAN

Pada pengujian *AC PRESISI* ini penulis menyarankan beberapa hal untuk memperbaiki kinerja sistem yaitu :

1. Menghitung kembali panjang pipa kapiler yang dibutuhkan, dengan cara *trial and error*. Sehingga pada nantinya di dapatkan suhu evaporator yang lebih rendah dari hasil percobaan yang didapatkan sekarang.
2. Dilakukan penginsulasian serapat mungkin pada daerah evaporatornya, sehingga didapatkan suhu keluaran fan output yang baik.tetapi tetap memberikan saluran drain untuk embun yang dihasilkan, agar tidak merusak alat itu sendiri.
3. Pada daerah percabangan antara kondenser satu dan ke kondenser dua sebaiknya dipasang alat ukur untuk mengukur laju aliran refrigeran yang melewati masing-masing kondenser.
4. Jika ingin mendapatkan spesifikasi RH yang diharapkan yaitu sekitar (45-55%), disarankan agar pada tiap-tiap kondenser dipasang *screw valve* agar semua refrigeran dapat masuk ke kondenser *re-heat*. Sehingga temperaturnya fan output meningkat dan RH nya dihasilkan akan mendekati spesifikasi yang diinginkan

DAFTAR PUSTAKA

Kavanaugh, Stephen P, *HVAC Simplified*, ASHRAE Inc, Atlanta, 2006

Whitman, Johnson, Tomczyk. *Refrigeration & Air Conditioning Technology 5th edition*. Thompson Delmar Learning, 2005

Arora, CP, Indian Institute of Technology, *Refrigeration and Air Conditioning*, Tata McGraw-Hill Publishing Company limited, New Delhi, 1983

Dossat, Roy J., *Principles of Refrigeration*, SI version, Second Edition, Prentice Hall Career & Technology Inc., New Jersey, 1991.

www.danfoss.com/compressors

<http://tep.fateta.ipb.ac.id/elearning/media/Teknik%20Pendinginan>

<http://www.p1m.com/PSY-Chart.pdf>

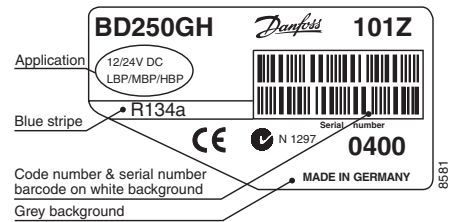
http://de.refrignet.danfoss.com/TechnicalInfo/Literature/Manuals/06/bd250gh_r134a_12-24vdc_05-2005_ed100c102.pdf

BD250GH Direct Current Compressor R134a, 12-24V



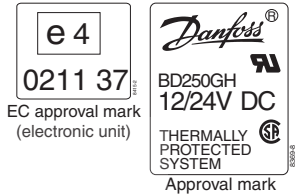
General

Code number (without electronic units)	101Z0400
Electronic unit (with integrated fan cooling)	single: 101N0280, 28 pcs: 101N0281
Remote kit (optional)	w. cable: 105N9100, w/o. cable: 105N9210
Approvals (compressor)	UL984, CSA-C22.2
Approvals (electronic unit)	E4 72/245 95/54 0211 37
Compressors on pallet	150



Application

Application		LBP/MBP/HBP
Evaporating temperature	°C	-25 to 15
Voltage range/max. voltage	VDC	12-24/31.5
Max. condensing temperature continuous (short)	°C	60 (70)
Max. winding temperature continuous (short)	°C	125 (135)



Cooling requirements

Application		LBP	MBP	HBP
32°C		S	S	S
38°C		S	S	S
43°C		S	S	S
Remarks on application:				

- S = Static cooling normally sufficient
- O = Oil cooling
- F₁ = Fan cooling 1.5 m/s
(compressor compartment temperature equal to ambient temperature)
- F₂ = Fan cooling 3.0 m/s necessary
- SG = Suction gas cooling normally sufficient
- = not applicable in this area

Motor

Motor type		Variable speed
Resistance, all 3 windings (25°C)	Ω	1.8

Design

Displacement	cm ³	2.50
Oil quantity (type)	cm ³	150 (polyolester)
Maximum refrigerant charge	g	300
Free gas volume in compressor	cm ³	870
Weight - Compressor/Electronic unit	kg	4.4/0.3

Dimensions

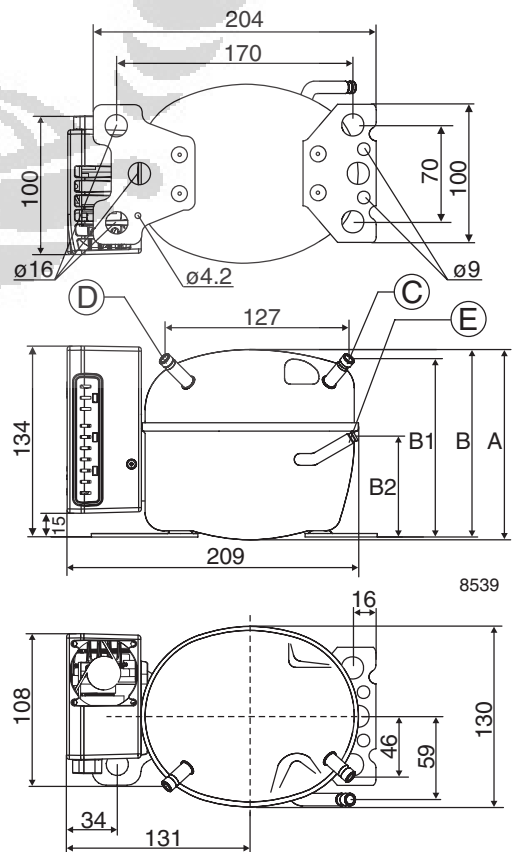
Height	mm	A	137
		B	135
		B1	128
		B2	73
Suction connector	location/I.D. mm angle	C	6.2 41.5°
Process connector	location/I.D. mm angle	D	6.2 45°
Discharge connector	location/I.D. mm angle	E	5.0 21°
Connector tolerance	I.D. mm		±0.09, on 5.0 +0.12/+0.20

Standard battery protection settings (no connection C - P)

12V cut-out [V]	12V cut-in [V]	24V cut-out [V]	24V cut-in [V]
10.4	11.7	22.8	24.2

Optional battery protections settings

Resistor (R2)	12V cut-out	12V cut-in	12V max.	24V cut-out	24V cut-in	24V max.
[kΩ]	[V]	[V]	Voltage [V]	[V]	[V]	Voltage [V]
0	9.6	10.9	17.0	21.3	22.7	31.5
1.6	9.7	11.0	17.0	21.5	22.9	31.5
2.4	9.9	11.1	17.0	21.8	23.2	31.5
3.6	10.0	11.3	17.0	22.0	23.4	31.5
4.7	10.1	11.4	17.0	22.3	23.7	31.5
6.2	10.2	11.5	17.0	22.5	23.9	31.5
8.2	10.4	11.7	17.0	22.8	24.2	31.5
11	10.5	11.8	17.0	23.0	24.5	31.5
14	10.6	11.9	17.0	23.3	24.7	31.5
18	10.8	12.0	17.0	23.6	25.0	31.5
24	10.9	12.2	17.0	23.8	25.2	31.5
33	11.0	12.3	17.0	24.1	25.5	31.5
47	11.1	12.4	17.0	24.3	25.7	31.5
82	11.3	12.5	17.0	24.6	26.0	31.5
220	9.6	10.9				31.5



Capacity (EN 12900 Household/CECOMAF)

rpm \ °C	-25	-23.3	-20	-15	-10	-6.7	-5	0	5	7.2	10	15
2,500	38.0	42.6	52.3	69.7	90.6	107	115	145	179	196	219	264
3,100	46.2	51.6	63.2	83.8	109	128	138	173	214	234	262	316
3,800	56.0	62.5	76.5	101	131	154	167	208	257	281	314	379
4,400	62.9	70.7	87.0	116	149	175	189	236	290	316	353	425

Capacity (ASHRAE LBP)

rpm \ °C	-25	-23.3	-20	-15	-10	-6.7	-5	0	5	7.2	10	15
2,500	47.0	52.6	64.7	86.2	112	132	143	180	222	243	272	329
3,100	57.1	63.8	78.1	104	134	158	171	215	266	291	325	394
3,800	69.2	77.3	94.6	125	162	191	206	258	319	349	390	471
4,400	78.0	87.6	108	143	185	216	234	292	360	393	438	528

Power consumption

rpm \ °C	-25	-23.3	-20	-15	-10	-6.7	-5	0	5	7.2	10	15
2,500	40.7	43.4	48.9	57.6	66.7	72.9	76.1	85.5	94.7	98.7	104	112
3,100	50.7	54.0	60.4	70.7	81.7	89.3	93.3	105	118	124	132	145
3,800	63.0	67.1	75.1	87.9	102	111	116	132	150	158	169	190
4,400	72.7	77.7	87.6	103	120	131	138	157	179	189	203	230

Current consumption (for 24V applications the following must be halved)

rpm \ °C	-25	-23.3	-20	-15	-10	-6.7	-5	0	5	7.2	10	15
2,500	3.40	3.62	4.08	4.80	5.56	6.07	6.34	7.12	7.89	8.22	8.64	9.35
3,100	4.23	4.50	5.03	5.89	6.81	7.44	7.77	8.79	9.85	10.34	10.97	12.12
3,800	5.25	5.59	6.26	7.33	8.47	9.27	9.70	11.04	12.49	13.18	14.09	15.83
4,400	6.05	6.47	7.30	8.59	9.97	10.94	11.46	13.10	14.91	15.77	16.92	19.18

COP (EN 12900 Household/CECOMAF)

rpm \ °C	-25	-23.3	-20	-15	-10	-6.7	-5	0	5	7.2	10	15
2,500	0.93	0.98	1.07	1.21	1.36	1.46	1.52	1.69	1.89	1.98	2.11	2.36
3,100	0.91	0.96	1.05	1.18	1.33	1.43	1.48	1.64	1.81	1.89	1.99	2.17
3,800	0.89	0.93	1.02	1.15	1.29	1.38	1.43	1.57	1.72	1.78	1.86	1.99
4,400	0.87	0.91	0.99	1.12	1.25	1.33	1.37	1.50	1.62	1.67	1.74	1.85

COP (ASHRAE LBP)

rpm \ °C	-25	-23.3	-20	-15	-10	-6.7	-5	0	5	7.2	10	15
2,500	1.16	1.21	1.33	1.50	1.68	1.82	1.89	2.11	2.36	2.48	2.64	2.96
3,100	1.13	1.18	1.30	1.47	1.65	1.78	1.85	2.05	2.26	2.36	2.49	2.73
3,800	1.10	1.15	1.26	1.43	1.60	1.72	1.78	1.96	2.14	2.22	2.32	2.50
4,400	1.07	1.13	1.23	1.39	1.55	1.65	1.71	1.87	2.02	2.09	2.17	2.31

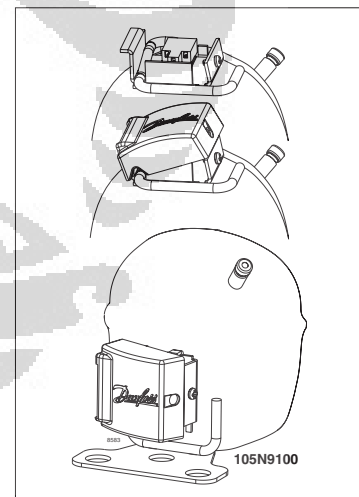
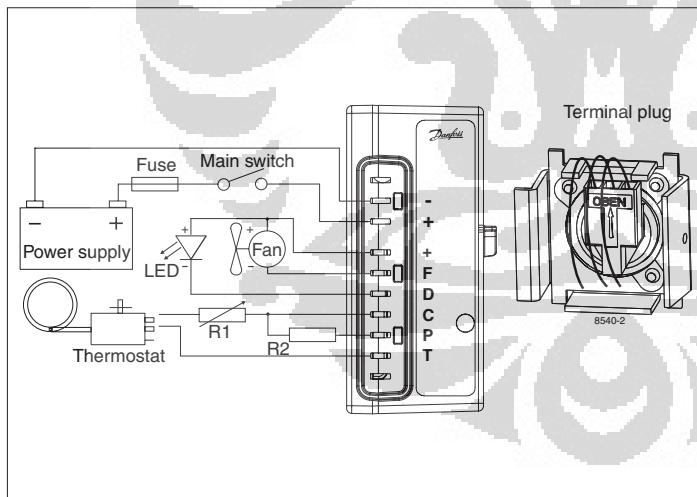
Operational errors shown by LED (optional)

Number of flashes	Error type
5	Thermal cut-out of electronic unit (If the refrigeration system has been too heavily loaded, or if the ambient temperature is high, the electronic unit will run too hot).
4	Minimum motor speed error (If the refrigeration system is too heavily loaded, the motor cannot maintain minimum speed at approximately 2,450 rpm).
3	Motor start error (The rotor is blocked or the differential pressure in the refrigeration system is too high (>5 bar)).
2	Fan over-current cut-out (The fan loads the electronic unit with more than 1A _{peak}).
1	Battery protection cut-out (The voltage is outside the cut-out setting).

Wire Dimensions

Cross section [mm ²]	Size AWG [Gauge]	Max. length* 12V operation		Max. length* 24V operation	
		[m]	[ft.]	[m]	[ft.]
8	8	2.5	8	5	16

*Length between battery and electronic unit



Compressor speed

Electronit unit Code number	Resistor (R1) [Ω]	Motor speed [rpm]	Control circuit current [mA]
101N0280 with AEO	0	AEO	6
	203	2,500	5
	451	3,100	4
	867	3,800	3
	1700	4,400	2

Test conditions	EN 12900/CECOMAF	ASHRAE
Condensing temperature	55°C	54.4°C
Ambient temperature	32°C	32°C
Suction gas temperature	32°C	32°C
Liquid temperature	no subcooling	32°C

Accessories for	BD250GH	Code number
Bolt joint for one compressor	Ø: 16 mm	118-1917
Bolt joint in quantities	Ø: 16 mm	118-1918
Snap-on in quantities	Ø: 16 mm	118-1919
Standard automobile fuse	12V: 30A 24V: 15A	Not deliverable from Danfoss
Main switch	rated to min. 30A	

In AEO (Adaptive Energy Optimizing) speed mode the BD compressor will always adapt its speed to the actual cooling demand.

Danfoss can accept no responsibility for possible errors in catalogues, brochures and other printed material. Danfoss reserves the right to alter its products without notice. This also applies to products already on order provided that such alterations can be made without consequential changes being necessary in specifications already agreed. All trademarks in this material are property of the respective companies. Danfoss and the Danfoss logotype are trademarks of Danfoss A/S. All rights reserved.

4400F Series

Tubeaxial

119x119x25mm



- DC fans with electronically commutated external rotor motor. Fully integrated commutation electronics.

- With electronic protection against reverse polarity, blocking and overloading by PTC-resistor partially impedance protected.

- Mounting from either face using four 4.3 mm holes.

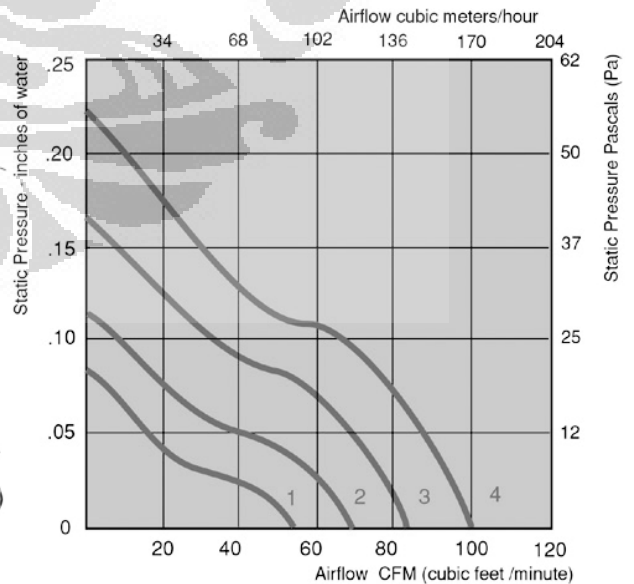
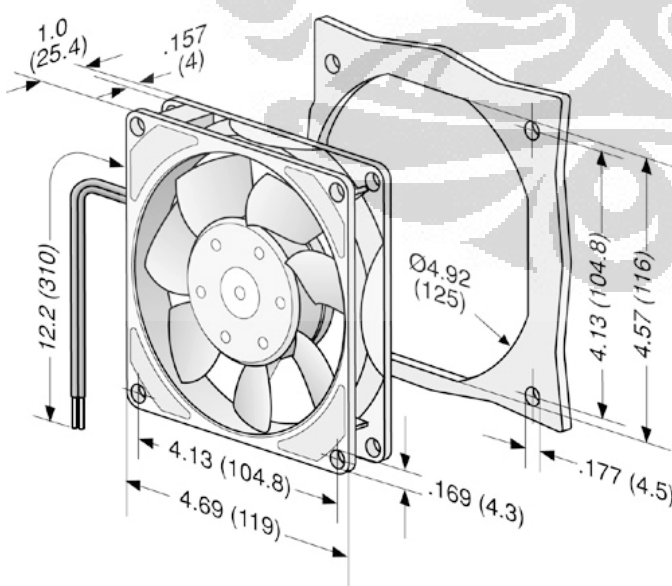
- Fan of fiberglass reinforced plastic. PBTP housing, PA impeller.

- Air exhaust over struts. Rotational direction CCW looking at rotor.

- Electrical connection via 2 leads AWG 22, TR 64. Stripped and tinned ends.

- UL, CSA, VDE approvals on some models, please contact application engineering.

Part Number	CFM Curve @ 0	Volts	Voltage Range	Power (W)	dBA	Max Ambient Temp C	Wgt. (lbs)	Type Of Bearing	Features
4412FGL	55	1	12	7 to 14	1.3	26	0.38	Sintec	Leads
4412FGML	67	2	12	7 to 14	2.0	32	0.38	Sintec	Leads
4412FM	82	3	12	7 to 14	3.2	38	0.38	Ball	Leads
4412FMD	82	3	12	7 to 14	3.2	38	0.38	Ball	Leads Ribs
4482FM	82	3	12	7 to 14	3.2	38	0.38	Ball	Terminals
4482FMD	82	3	12	7 to 14	3.2	38	0.38	Ball	Terminals Ribs
4414FM	82	3	24	12 to 28	3.2	38	0.38	Ball	Leads
4414FMD	82	3	24	12 to 28	3.2	38	0.38	Ball	Leads Ribs
4484FM	82	3	24	12 to 28	3.2	38	0.38	Ball	Terminals
4484FMD	82	3	24	12 to 28	3.2	38 <td>0.38</td> <td>Ball</td> <td>Terminals Ribs</td>	0.38	Ball	Terminals Ribs
4418F	100	4	48	28 to 53	6.5	43	0.38	Ball	Leads
4414F	100	4	24	12 to 28	5.0	43	0.38	Ball	Leads
4414FD	100	4	24	12 to 28	5.0	43	0.38	Ball	Leads Ribs
4484F	100	4	24	12 to 28	5.0	43	0.38	Ball	Terminals
4484FD	100	4	24	12 to 28	5.0	43	0.38	Ball	Terminals Ribs



e-mail: sales@ebm.com • TEL: 860-674-1515 • FAX: 860-674-8536
 ebm Industries, Inc., 100 Hyde Road, Farmington, CT 06034 USA

ebm Industries, Inc., 2003 © ebm Industries, Inc. reserves the right to change any specifications or data without notice