



UNIVERSITAS INDONESIA

**EFEK PENGGUNAAN REFRIGERAN R22 DAN R290 PADA
SIRKUIT TEMPERATUR TINGGI (*HIGH-STAGE*) TERHADAP
UNJUK KERJA SISTEM REFRIGERASI CASCADE**

SKRIPSI

**AFDA RUSYADA
0606041812**

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



UNIVERSITAS INDONESIA

**EFEK PENGGUNAAN REFRIGERAN R22 DAN R290 PADA
SIRKUIT TEMPERATUR TINGGI (*HIGH-STAGE*) TERHADAP
UNJUK KERJA SISTEM REFRIGERASI CASCADE**

SKRIPSI

Diajukan sebagai salah satu syarat untuk memperoleh gelar Sarjana Teknik

**AFDA RUSYADA
0606041812**

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

HALAMAN PERNYATAAN ORISINALITAS

Saya menyatakan dengan sesungguhnya bahwa skripsi dengan judul:

**EFEK PENGGUNAAN REFRIGERAN R22 DAN R290 PADA SIRKUIT
TEMPERATUR TINGGI (*HIGH-STAGE*) TERHADAP UNJUK KERJA SISTEM
REFRIGERASI CASCADE**

yang dibuat untuk melengkapi sebagian persyaratan menjadi Sarjana Teknik pada Program Studi Teknik Mesin Departemen Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Indonesia, sejauh yang saya 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.

Skripsi ini merupakan bagian dari skripsi yang dikerjakan bersama dengan saudara **DEDENG RAHMAT (0606041945)**. Sehingga harap maklum jika ada beberapa bagian dari buku ini memiliki kesamaan.

Nama : Afda Rusyada

NPM : 0606041812

Tanda Tangan :

Tanggal : 6 Juli 2009

HALAMAN PENGESAHAN

Skripsi ini diajukan oleh:

Nama : Afda Rusyada

NPM : 0606041812

Program Studi : Teknik Mesin

Judul Skripsi : Efek Penggunaan Refrigeran R22 dan R290 Pada Sirkuit Temperatur Tinggi (*High-Stage*) Terhadap Unjuk Kerja Sistem Refrigerasi Cascade.

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

DEWAN PENGUJI

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

Pembimbing : Dr. Ir. Budihardjo, Dipl. -Ing (.....)

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

Penguji : Lubi Rahadiyan, ST, M.Eng (.....)

Ditetapkan di : Depok

Tanggal : 6 Juli 2009

UCAPAN TERIMA KASIH

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 Teknik Mesin pada Fakultas Teknik Universitas Indonesia. Saya menyadari bahwa tanpa bantuan dan bimbingan dari berbagai pihak, sangatlah sulit bagi saya untuk menyelesaikan skripsi ini. Oleh karena itu saya mengucapkan terima kasih kepada :

1. Dr. Ir. Budihardjo, Dipl. –Ing, atas segala waktu dan tenaga dalam memberikan bimbingan
2. Dr. –Ing, Ir. Nasruddin, M.Eng, atas segala waktu, tenaga dan kesabaran dalam membimbing dan mengarahkan
3. Lubi Rahadiyan, ST, M.Eng, atas segala waktu, tenaga dan semangat dalam membimbing dan menjelaskan materi tentang skripsi ini
4. Darwin Rio Budi Syaka, ST, M.Eng, atas semua waktu dan bantuan dalam skripsi ini
5. Orang tua dan keluarga yang telah memberikan doa dan dukungannya
6. Dedeng Rahmat sebagai teman satu tim yang solid
7. Rekan-rekan dan sahabat yang telah membantu dan mendukung

Akhir kata, saya berharap Allah SWT berkenan untuk membalas segala kebaikan semua pihak yang telah membantu. Semoga skripsi ini dapat membawa manfaat bagi pengembangan ilmu pengetahuan dan teknologi.

Depok, 6 Juli 2009

Penulis

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

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

Nama : Afda Rusyada
NPM : 0606041812
Program Studi : Teknik Mesin
Departemen : Teknik Mesin
Fakultas : Teknik
Jenis karya : Skripsi

demikian 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 :

**EFEK PENGGUNAAN REFRIGERAN R22 DAN R290 PADA SIRKUIT
TEMPERATUR TINGGI (*HIGH-STAGE*) TERHADAP UNJUK KERJA SISTEM
REFRIGERASI CASCADE**

berserta 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

(Afda Rusyada)

ABSTRACT

Name : Afda Rusyada

Study Program: Mechanical Engineering

Title : Effect Of Using R22 and R290 As A Refrigerant In The High Temperature Circuit (High-Stage) Towards Cascade Refrigeration System Performance.

This study compared a cascade refrigeration system that uses R22 to R290 in the high temperature circuit with a variations on the manual expansion valve in the low-stage. These variations were Normally Closed, 75% Normally Closed, and 50% Normally Closed. The system also uses new binary mixture of R170/R744 (66.67/33.33 in % mass) to perform in the low-stage circuit. The parameters that is being analized and collated from this study were COP and evaporating temperature of the high-stage circuit that uses R22 towards R290.

This experimentation indicates the high-stage circuit that uses R290 as a refrigerant has higher COP and lower evaporating temperature than using R22. Lowest evaporating temperature obtained in the low-stage was -82.8°C using R290 in the high-stage with a Normally Closed XV variation while the suction and discharge pressure are 1 bar and 11.5 bar. The highest COP was reached by 2.89 using R290 as the refrigerant in the high-stage in a Normally Closed XV variation. The pressure of the suction and discharge were 1 bar and 11.5 bar with a temperature of -16.4°C

Keywords: Cascade; Refrigerant; R22; R290; Binary Mixture; Temperature; COP

ABSTRAK

Nama : Afda Rusyada

Program Studi : Teknik Mesin

Judul : Efek Penggunaan Refrigeran R22 dan R290 Pada Sirkuit Temperatur Tinggi (*High-Stage*) Terhadap Unjuk Kerja Sistem Refrigerasi Cascade.

Penelitian ini membandingkan sistem refrigerasi cascade yang menggunakan refrigeran R22 terhadap R290 pada sirkuit temperatur tinggi (*high-stage*) dengan memvariasikan bukaan katup ekspansi pada sirkuit temperatur rendah (*low-stage*). Variasi yang dilakukan adalah kondisi *Normally Closed*, *75% Normally Closed*, dan *50% Normally Closed*. Sirkuit pada temperatur rendah menggunakan refrigeran campuran R170/R744 (66.67/33.33) dalam % massa. Parameter yang dibandingkan adalah COP dan temperatur evaporasi pada sisi HS yang menggunakan R22 dengan HS menggunakan R290.

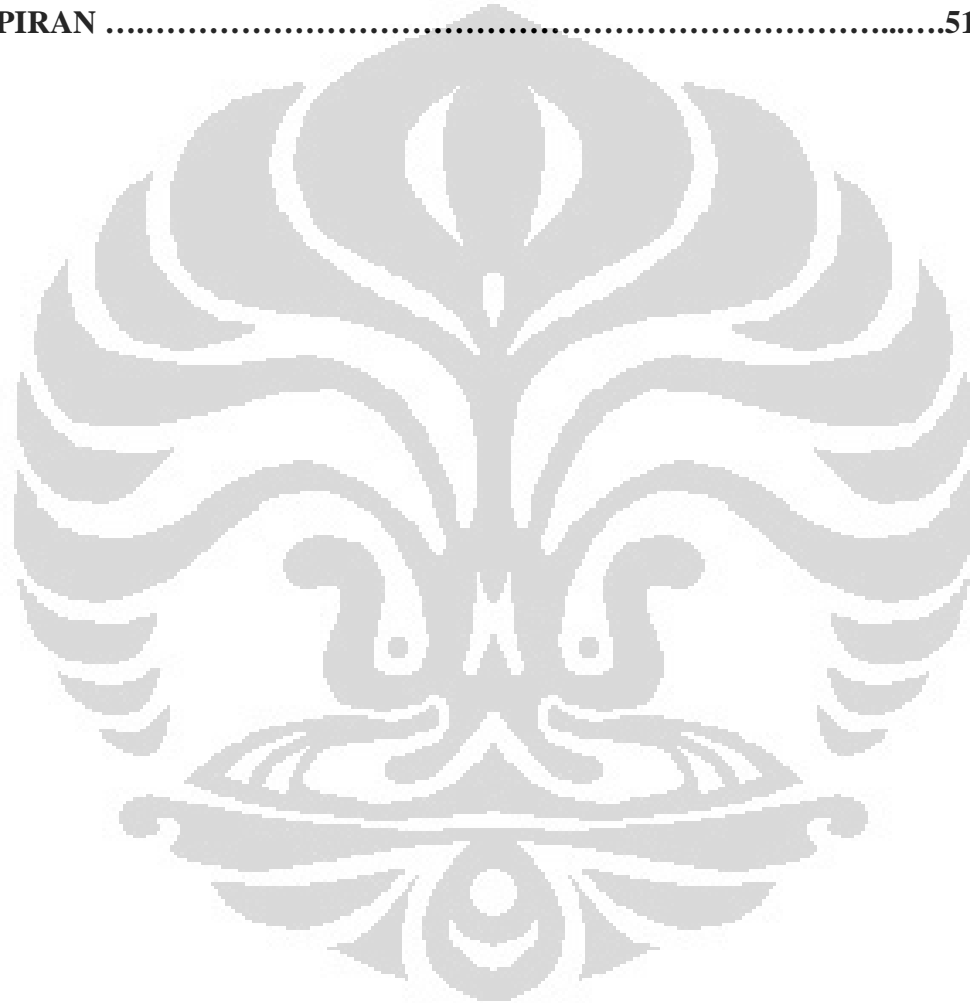
Dari hasil pengujian dengan menggunakan refrigeran R290 pada sisi HS diperoleh COP tertinggi dan temperatur evaporasi terendah. Temperatur evaporasi terendah dicapai pada sisi *low-stage* -82.8°C dengan menggunakan R290 pada HS pada kondisi variasi XV *Normally Closed* pada tekanan *suction* 1 bar dan tekanan *discharge* 11.5 bar. Sedangkan COP terbesar diperoleh dengan skala COP 2.89 menggunakan R290 sebagai refrigeran HS pada variasi katup *Normally Closed* pada tekanan *suction* 1 bar dan tekanan *discharge* 11.5 bar dengan temperatur -16.4°C .

Kata kunci: Cascade; R22; R290; Refrigeran Campuran; Temperatur Evaporasi; COP

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL	i
HALAMAN PERNYATAAN ORISINALITAS.....	ii
HALAMAN PENGESAHAN (S1).....	iii
UCAPAN TERIMA KASIH.....	iv
HALAMAN PERNYATAAN PERSETUJUAN PUBLIKASI KARYA ILMIAH UNTUK KEPENTINGAN AKADEMIS.....	v
ABSTRAK / ABSTRACT	vi
DAFTAR ISI	viii
DAFTAR GAMBAR	x
DAFTAR TABEL	xi
DAFTAR LAMPIRAN	xii
DAFTAR SINGKATAN	xiii
1. PENDAHULUAN	1
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Perumusan Masalah.....	3
1.3 Tujuan Penulisan.....	4
1.4 Pembatasan Masalah	4
1.5 Metodologi Penelitian.....	4
1.6 Sistematika Penulisan.....	5
2. DASAR TEORI.....	7
2.1 Refrigerasi dan Sistem Refrigerasi.....	7
2.2 Siklus Refrigerasi.....	9
2.2.1 Siklus Refrigerasi Tunggal Ideal.....	9
2.2.2 Siklus Refrigerasi cascade.....	12
2.3 Seleksi Refrigeran.....	13
3. METODE PENELITIAN.....	15
3.1. Alat Pengujian dan komponen.....	15
3.2. Tes Kebocoran.....	26
3.3. Vacuum Sistem.....	26
3.4. Charging Sistem.....	27
3.5. Metode Pengambilan Data.....	28
3.6. Metode Variasi Refrigeran High-Stage.....	29
4. ANALISA DATA.....	30
4.1 Variasi Refrigeran pada HS.....	30
4.2 Diagram T-s Cascade	37

4.2.1 Diagram T-s R22 - R170/R744.....	37
4.2.2 Diagram T-s R290 – R170/R744.....	40
4.3 Variasi Bukaian Katup XV LS.....	43
5. KESIMPULAN DAN SARAN	45
5.1. Kesimpulan.....	45
5.2. Saran.....	45
DAFTAR KUTIPAN	47
DAFTAR PUSTAKA.....	49
LAMPIRAN	51

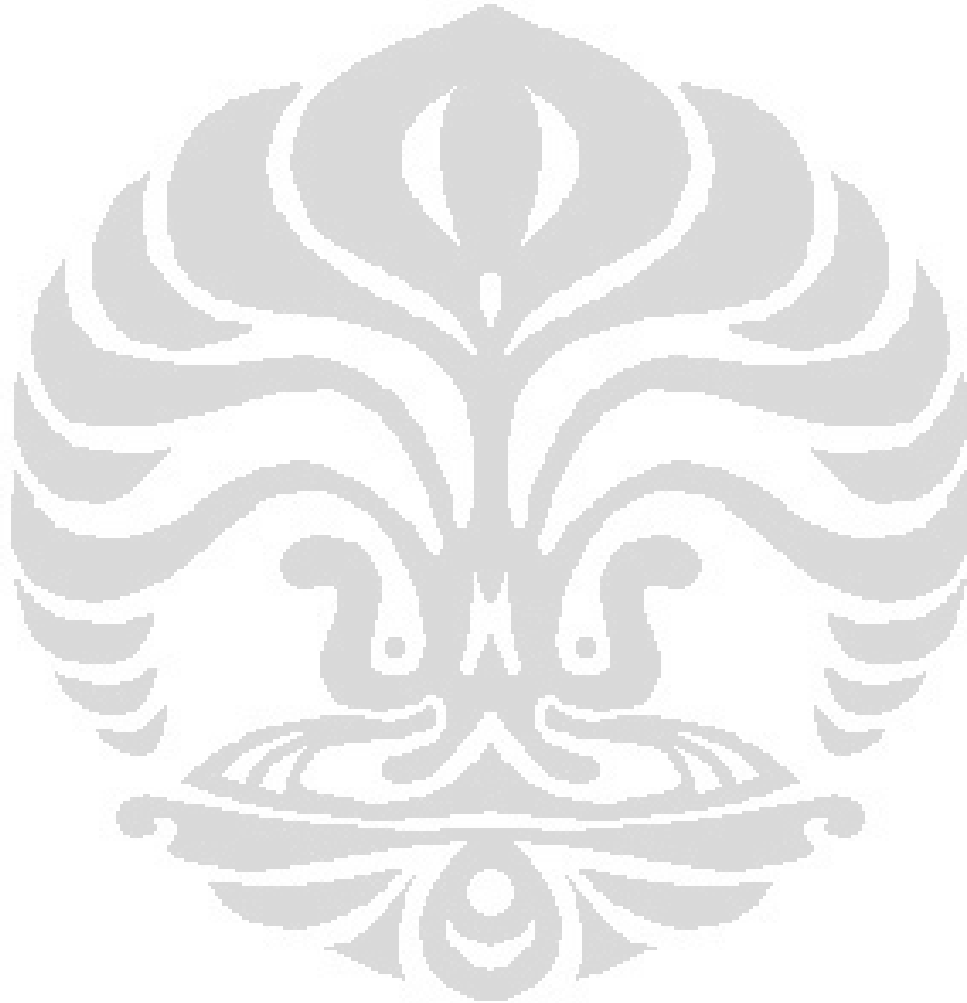


DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1	Siklus Kompresi Uap	8
Gambar 2.2	Siklus Absorpsi	9
Gambar 2.3	Siklus Refrigerasi Tunggal dan P-h Diagram	9
Gambar 2.4	Siklus Refrigerasi Cascade dan T-s Diagram	12
Gambar 3.1	Skema Sistem Refrigerasi Cascade	15
Gambar 3.2	Wiring Diagram	16
Gambar 3.3	Kompresor HS	17
Gambar 3.4	Kompresor LS	17
Gambar 3.5	Cascade Heat-exchanger	18
Gambar 3.6	Kondensor.....	18
Gambar 3.7	Katup Ekspansi	19
Gambar 3.8	Filter Dryer	20
Gambar 3.9	Akumulator	20
Gambar 3.10	Oil Separator	21
Gambar 3.11	Box Pendingin	21
Gambar 3.12	Termometer Digital	22
Gambar 3.13	Termometer Digital	23
Gambar 3.14	Pressure Gage	23
Gambar 3.15	Higrometer Digital	24
Gambar 3.16	Power Meter	24
Gambar 3.17	Refrigeran R170	25
Gambar 3.18	Refrigeran R744	25
Gambar 3.19	Refrigeran R22	25
Gambar 3.20	Tes Kebocoran	26
Gambar 3.21	Pompa Vakum	27
Gambar 3.22	Timbangan Digital	28
Gambar 4.1	Grafik Tekanan Discharge terhadap Waktu	30
Gambar 4.2	Grafik Temperatur Evaporasi terhadap Waktu	31
Gambar 4.3	Grafik Daya Listrik terhadap Waktu	32
Gambar 4.4	Grafik Kapasitas Pendinginan HS R22 terhadap HS R290	33
Gambar 4.5	Grafik Kerja Kompresi HS R22 terhadap HS R290	34
Gambar 4.6	Grafik COP R22 terhadap COP R290	36
Gambar 4.7	Grafik T-s FC LS dengan HS R22.....	37
Gambar 4.8	Grafik T-s 75% FC LS dengan HS R22.....	38
Gambar 4.9	Grafik T-s 50% FC LS dengan HS R22.....	39
Gambar 4.10	Grafik T-s FC LS dengan HS R290.....	40
Gambar 4.11	Grafik T-s 75% FC LS dengan HS R290.....	41
Gambar 4.12	Grafik T-s 50% FC LS dengan HS R290	42
Gambar 4.13	Grafik P-h HS R22 vs Variasi Bukaannya Katup XV Low-stage	43
Gambar 4.14	Grafik P-h HS R290 vs Variasi Bukaannya Katup XV Low-stage	44

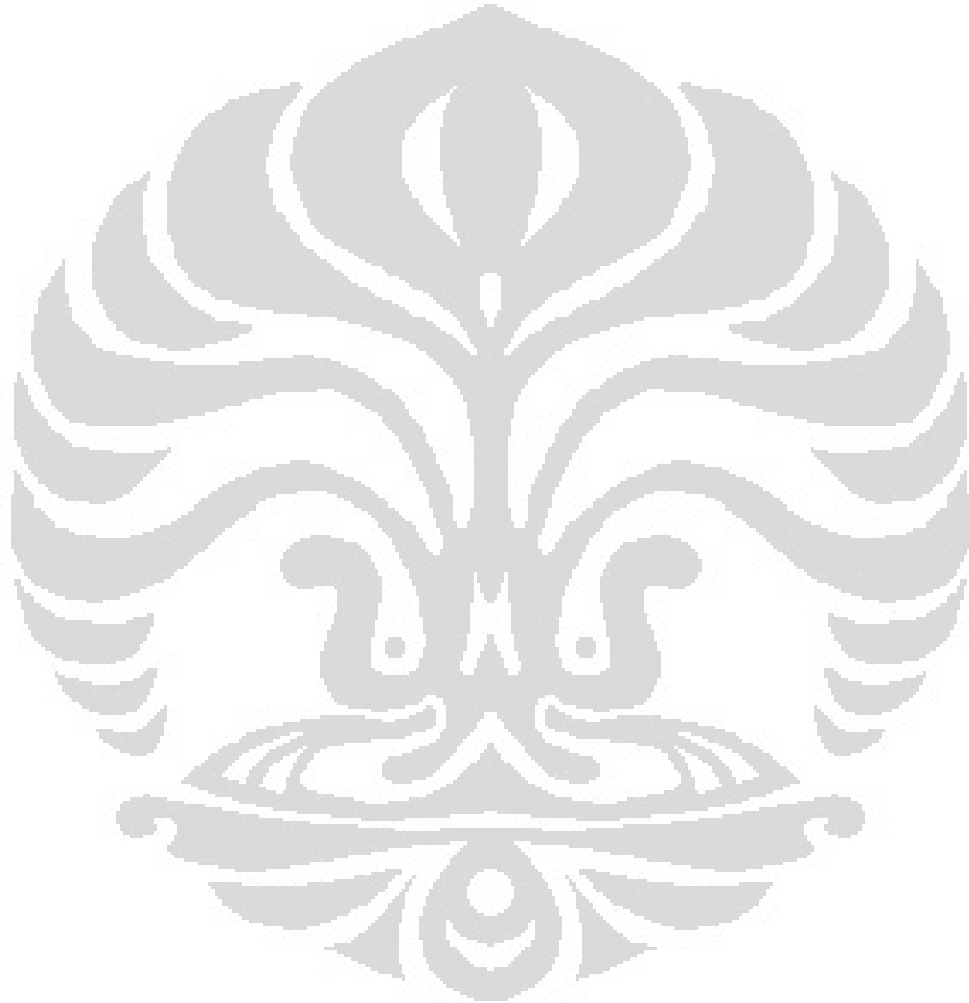
DAFTAR TABEL

Tabel 2.1	Klasifikasi Tingkat Keamanan Refrigeran	13
Tabel 2.2	Perbandingan Beberapa Refrigeran	14
Tabel 3.1	Posisi Termometer Digital	22
Tabel 3.2	Posisi Pressure Gauge	23



DAFTAR LAMPIRAN

Lampiran 1.	PROPERTI R22	52
Lampiran 2.	PROPERTI R290	59
Lampiran 3.	PROPERTI R170	63
Lampiran 4.	PROPERTI R744	64



DAFTAR SINGKATAN

COP	<i>Coefficient Of Performance</i> [-]
GWP	<i>Global Warming Potential</i>
h	entalpi (kJ/kg)
HS	<i>high-stage</i>
LS	<i>low-stage</i>
\dot{m}	laju aliran massa (kg/s)
η_{is}	efisiensi isentropis [-]
ODP	<i>Ozon Depletion Potential</i>
P	daya kompresor (kW)
q	kalor (kJ/kg)
Q	kapasitas kalor (kW)
RH	Relative Humidity
w	kerja kompresor (kJ/kg)
t	waktu (menit)
Subscript	
comp	kompresor
cond	kondenser
evap	evaporator
in	masuk
is	isentropis
out	keluar
xv	alat ekspansi
H	keluar kondenser
L	masuk evaporator
total	total

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 LATAR BELAKANG

Refrigerasi merupakan proses penyerapan kalor dari ruangan bertemperatur tinggi, dan memindahkan kalor tersebut ke suatu medium tertentu yang memiliki temperatur lebih rendah serta menjaga kondisi tersebut sesuai dengan yang dibutuhkan.

Dalam beberapa bidang industri dibutuhkan kondisi ruangan yang bertemperatur sangat rendah berkisar antara -30°C hingga -50°C (*ultra low temperatur*). Dengan semakin besarnya kebutuhan industri akan temperatur rendah maka diperlukan pengembangan teknologi sistem pendingin yang dapat diaplikasikan guna memenuhi kebutuhan tersebut. Selain dapat mencapai temperatur yang sangat rendah, sistem tersebut juga diharapkan mampu memperoleh nilai COP yang tinggi serta tetap hemat dalam penggunaan daya listrik. Hal itu berusaha dipenuhi dengan menerapkan dan memahami karakteristik dari beberapa sistem seperti sistem refrigerasi satu tingkat yang menggunakan satu kompresor, sistem bertekanan banyak yang menggunakan lebih dari satu kompresor (*multistage*) atau dengan kombinasi dua atau lebih sistem refrigerasi tunggal yang umum disebut *cascade* dimana dalam satu sistem terdiri dari sirkuit temperatur tinggi (*high-stage*) dan sirkuit temperatur rendah (*low-stage*).

Seiring dengan penerapan teknologi diatas, beberapa sistem dinyatakan kurang tepat dan tidak efisien. Siklus tunggal atau sistem refrigerasi satu tingkat ternyata tidak mampu mencapai kondisi temperatur yang diharapkan. Sedangkan untuk sistem bertingkat (*multistage*) dianggap terlalu mahal dan tidak efektif. Berdasarkan dari peningkatan performa unjuk kerja (COP) dan penghematan daya, dimana hal itu menjadi faktor seleksi dalam industri, maka dipilihlah sistem refrigerasi *cascade* sebagai pilihan yang tepat untuk menggantikan sistem-sistem sebelumnya. Secara teoritis sistem refrigerasi *cascade* ini menjanjikan keunggulan dalam hal penghematan kebutuhan daya kompresor sekaligus meningkatkan kapasitas refrigerasi apabila dibandingkan dengan sistem pendinginan tunggal (Cengel & Boles, 1998).

Dalam sistem refrigerasi cascade, siklus *high-stage* digunakan sebagai motor penggerak bagi siklus berikutnya. Ketika kondisi *high-stage* telah steady, kemudian siklus kedua atau yang biasa disebut *low-stage* akan dinyalakan. Pada sistem ini terdapat sebuah alat penukar kalor (heat exchanger) yang digunakan sebagai evaporator HS dan kondensor pada LS. Guna komponen ini agar terjadi perpindahan kalor sehingga temperatur yang keluar dari evaporator *low-stage* diharapkan dapat mencapai ultra low temperatur (dibawah -50°C).

Perkembangan sistem refrigerasi ternyata menuntut perkembangan penggunaan refrigeran. Penggunaan CFC (chlorofluorocarbon) sebagai refrigeran dipilih karena memiliki property thermal dan fisik yang baik sebagai refrigeran, tidak mudah terbakar (non-flammable), tidak beracun dan ekonomis. Akan tetapi, dengan semakin meningkatnya pengetahuan mengenai perlindungan lingkungan diketahui bahwa penggunaan CFC dapat merusak lingkungan. Protokol Montreal yang mengatur bahwa CFC akan segera dihapuskan produksi dan penggunaannya karena terkait dengan fakta bahwa CFC merusak lapisan ozone. Pada sistem refrigerasi cascade, untuk sirkuit temperatur tinggi dapat menggunakan refrigeran yang umum digunakan semisal ammonia (R717), Propane (R290), Propylene (R1270), Isobutane (R600a) atau R404A (Getu & Bansal, 2008). Sedangkan untuk bagian temperatur rendah antara -40°C hingga -70°C , dipilih refrigeran tekanan tinggi dengan densitas uap yang tinggi (ASHRAE, 2006).

Terdapat dua kriteria yang harus dipenuhi suatu jenis refrigeran agar dapat digunakan secara aman dan komersial. Dua kriteria tersebut adalah ODP (Ozone Depletion Potential) merupakan nilai yang menunjukkan potensi suatu jenis refrigeran terhadap kerusakan ozon dan GWP (Global Warming Potential) merupakan nilai yang menunjukkan potensi suatu jenis refrigeran terhadap pemanasan global. Oleh sebab itu, diperlukan suatu seleksi dan pemilihan yang sesuai dengan Protokol Kyoto dan Montreal. Alternatif penggunaan golongan refrigeran HFC (Hydro-fluoro-carbon) seperti R508B dan R508A untuk menggantikan R13 untuk jangka panjang kini sedang dipertanyakan. Hal ini berkaitan dengan kontribusi HFC terhadap efek rumah kaca (Schön, 1998). Oleh karena itu perlu dicari refrigeran alternatif baru yang diarahkan pada penggunaan

refrigeran-refrigeran alamiah semisal karbondioksida (CO₂), ammonia atau hidrokarbon.

Penelitian tentang sistem refrigerasi cascade yang menggunakan refrigeran alamiah telah dilakukan oleh Souvic Bhattacharyya (2005). Penelitian dilakukan pada sistem refrigerasi cascade dimana pada temperatur tinggi digunakan refrigeran karbondioksida (R744) dan temperatur rendah menggunakan refrigeran Propane (R290) dengan melakukan variasi terhadap temperatur, efisiensi isentropis kompresor dan efisiensi energetik sistem mendapatkan bahwa kinerja sistem yang diukur melalui COP mengalami peningkatan diikuti penurunan saat mencapai temperatur tertentu. Hal ini menunjukkan bahwa sistem memiliki performa optimal pada suatu kondisi tertentu.

R170 dan R744 memiliki nilai ODP dan GWP yang kecil sehingga memenuhi syarat sebagai refrigeran alternatif. Disamping ramah lingkungan, R744 juga tidak mudah terbakar dan tidak mengandung racun serta mudah didapat dipasaran dengan harga yang relatif murah. Akan tetapi, kelemahan dari R744 adalah tekanan kerja yang tinggi serta temperatur triple point yang tinggi (5,11 bar; -56,4°C), sehingga tidak bisa dipakai pada sistem refrigerasi dengan aplikasi temperatur rendah, karena itu R744 digunakan sebagai bahan campuran refrigeran dengan refrigeran hidrokarbon lainnya.

1.2 PERUMUSAN MASALAH

Sistem refrigerasi yang ada saat ini masih banyak yang menggunakan sistem tunggal, dalam penelitian ini dirancang suatu sistem refrigerasi gabungan dua siklus tunggal (*cascade*) yang dapat menghasilkan temperatur sangat rendah dengan menggunakan *double pipe heat exchanger* sebagai *cascade heat exchanger*. Diharapkan daya yang dibutuhkan oleh sistem bertingkat sebanding dengan temperatur dan COP yang dihasilkan.

1.3 TUJUAN PENULISAN

Penulisan skripsi ini memiliki tujuan :

1. Modifikasi sistem refrigerasi *cascade*
2. Menganalisa kinerja sistem refrigerasi cascade dengan melakukan:
 - variasi refrigeran pada sirkuit temperatur tinggi (High-Stage)
 - variasi bukaan katup *Ekspansion Valve* pada bagian LS

1.4 PEMBATASAN MASALAH

Hal yang akan dibahas dalam makalah ini adalah nilai COP serta kecenderungan parameter-parameter yang mempengaruhi nilai COP dari sistem refrigerasi *cascade*, dengan asumsi dan batasan sebagai berikut :

1. Siklus pada sistem cascade dianggap ideal
2. Refrigeran yang digunakan pada sisi HS adalah R22 dan R290, dan campuran R170/R744 pada sisi LS.
3. Massa refrigeran HS yang digunakan yaitu R22 sebesar 700 gram dan R290 sebesar 166 gram dengan total massa refrigeran campuran R170/R744 pada LS sebesar 150 gram
4. Variasi Bukaan Katup *Ekspansion Valve Low-Stage* : Normally Closed; 25% Normally Closed; 50% Normally Closed
5. Jenis kompresor HS yang digunakan adalah jenis kompresor untuk refrigeran R-22. Jenis kompresor LS yang digunakan adalah jenis kompresor untuk refrigeran R-404a.

1.5 METODOLOGI PENELITIAN

Metodologi penelitian yang dilakukan adalah sebagai berikut:

1. Studi Literatur

Studi literatur merupakan proses pengumpulan informasi yang berkaitan dengan materi bahasan yang berasal dari buku-buku, jurnal yang berasal dari dosen maupun perpustakaan.
2. Modifikasi Sistem Refrigerasi *Cascade*

Modifikasi ini meliputi rancang ulang sistem pemipaan dan penambahan alat ukur tekanan dan temperatur, serta pemasangan sight glass dan manual ekspansi valve pada sisi High-Stage dan Low-Stage.

3. Pengadaan Alat

Proses ini meliputi persiapan dan pembelian terhadap alat-alat yang dibutuhkan untuk melakukan pengujian. seperti kompresor, pipa, kawat las, *pressure gauge*, termometer digital, power meter, refrigeran R170, refrigeran R744, Refrigeran R22, Refrigeran R290, timbangan digital.

4. Perbaikan Alat uji

Perbaikan alat uji dilakukan untuk mengembalikan dan meningkatkan kondisi alat, sehingga pengujian dapat dilakukan. Perbaikan dilakukan pada bagian-bagian seperti sambungan pipa, isolator dinding pipa, penambahan alat ukur tekanan dan temperatur, pemasangan sight glass, pemasangan ekspansi valve.

5. Pengujian sistem

Pengujian dilakukan dengan memantau data dari alat ukur seperti *pressure gauge*, termometer digital, power meter, untuk mengetahui karakteristik refrigeran dan COP sistem secara keseluruhan. Proses pengujian meliputi proses kalibrasi alat ukur, pengambilan data melalui alat ukur, dan perhitungan COP sistem.

6. Analisa dan Kesimpulan Hasil Pengujian

Data yang telah diolah, dianalisa terhadap grafik yang diperoleh. Dari analisa tersebut akan diperoleh kesimpulan terhadap proses pengujian, dan mengetahui COP sistem refrigerasi *cascade*.

1.6 SISTEMATIKA PENULISAN

Agar laporan tugas akhir ini memiliki struktur yang baik dan tujuan penulisan dapat tercapai dengan baik, maka penulisan tugas akhir ini akan mengikuti sistematika penulisan sebagai berikut :

BAB 1 PENDAHULUAN

Bagian ini berisi tentang latar belakang yang melandasi penulisan skripsi, perumusan masalah, tujuan penulisan, pembatasan masalah, metodologi penelitian dan sistematika penulisan.

BAB II DASAR TEORI

Bab ini menjelaskan teori-teori yang mendasari penelitian ini. Dasar teori meliputi: dasar teori tentang sistem refrigerasi dan dasar pemilihan refrigeran. Dasar teori yang ada di kutip dari beberapa buku dan referensi lain yang mendukung dalam penulisan ini.

BAB III METODE PENELITIAN

Bab ini berisikan tentang deskripsi alat pengujian yang digunakan, metode persiapan dan metode pengambilan data yang dilakukan.

BAB IV HASIL DAN ANALISA

Bab ini berisi tentang hasil yang diperoleh dari proses pengujian, serta analisa terhadap COP sistem refrigerasi *cascade*.

BAB V KESIMPULAN

Bab ini berisi tentang kesimpulan dari hasil percobaan dan beberapa saran yang diberikan untuk perbaikan pada percobaan yang akan datang.

BAB II

DASAR TEORI

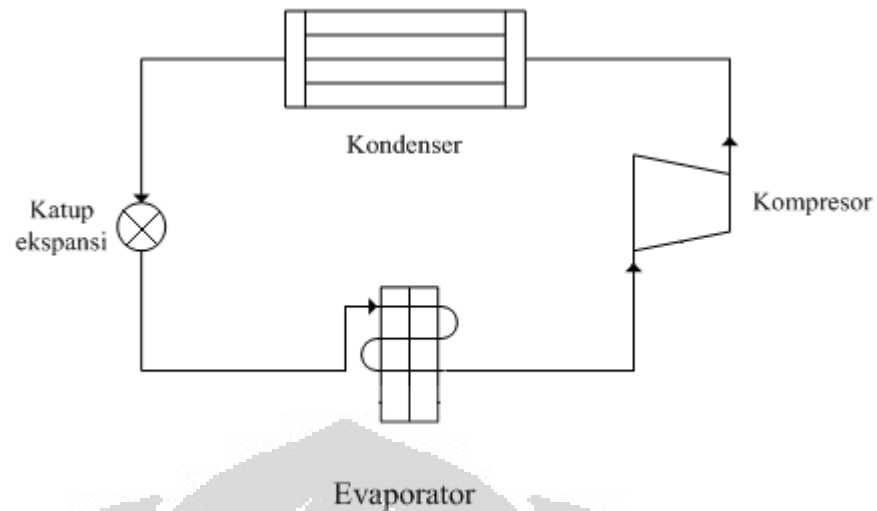
2.1 REFRIGERASI DAN SISTEM REFRIGERASI

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

Sistem refrigerasi adalah suatu sistem yang terdiri dari kompresor, kondenser, alat ekspansi, dan evaporator yang terhubung satu dengan lainnya dengan sistem pemipaan tertentu yang didukung oleh alat bantu lainnya jika dibutuhkan. Performa suatu sistem dapat diidentifikasi dari beberapa nilai diantaranya COP, kapasitas pendinginan volumetrik, kapasitas pendinginan, kapasitas kondenser, daya kompresor, temperatur *discharge*, rasio tekanan dan aliran massa refrigeran. Ada dua jenis sistem refrigerasi yang umum digunakan, yaitu :

- Sistem Kompresi-Uap

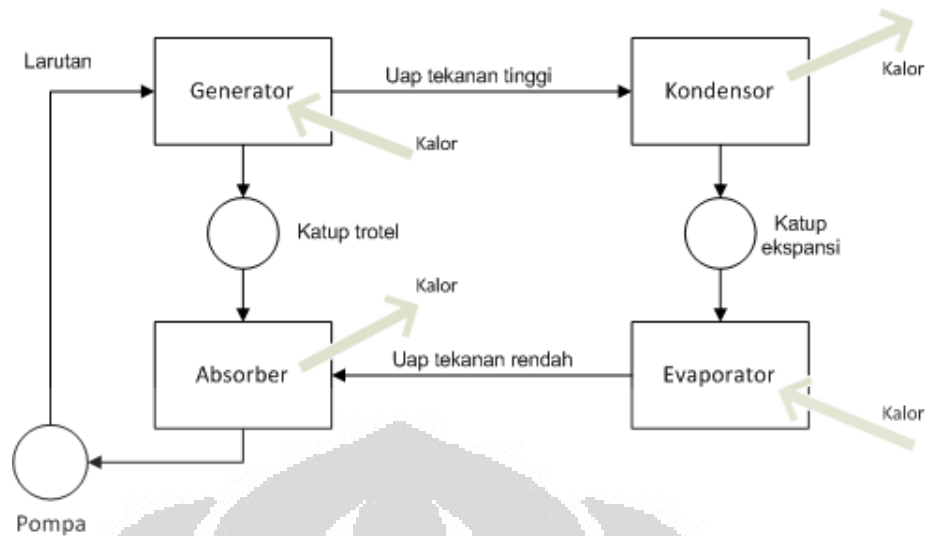
Sistem ini menggunakan daur kompresi uap yang sangat umum digunakan dalam sistem refrigerasi. Pada sistem ini, proses yang terjadi adalah refrigeran mengalami kompresi secara adiabatik hingga tekanan dan temperaturnya naik, lalu melakukan pelepasan kalor secara isothermal, kemudian refrigeran diekspansikan secara adiabatik hingga tekanan dan temperaturnya turun. Terakhir, refrigeran menyerap kalor secara isothermal.



Gambar 2.1 Siklus kompresi uap

- Sistem Absorpsi

Berbeda dengan sistem kompresi uap yang dioperasikan oleh kerja, sistem absorpsi dioperasikan oleh kalor karena sistem memberikan kalor yang diperlukan untuk melepaskan refrigeran dari cairan bertekanan tinggi. Refrigeran bertekanan rendah dari evaporator diserap oleh cairan didalam absorber, proses dilakukan secara adiabatik hingga temperatur cairan naik dan proses absorpsi berhenti. Untuk itu absorber umumnya didinginkan oleh udara atau air yang berfungsi menyerap kalor dan melepaskannya ke lingkungan. Kemudian pompa menerima zat cair dari absorber dan menaikkan tekanannya lalu mengirimnya ke generator. Dalam generator, kalor dari sumber tertentu melepas uap yang telah diserap oleh larutan. Cairan dikembalikan ke absorber melalui katup *throttling* untuk menurunkan tekanannya sehingga menjaga perbedaan tekanan antara generator dengan absorber.

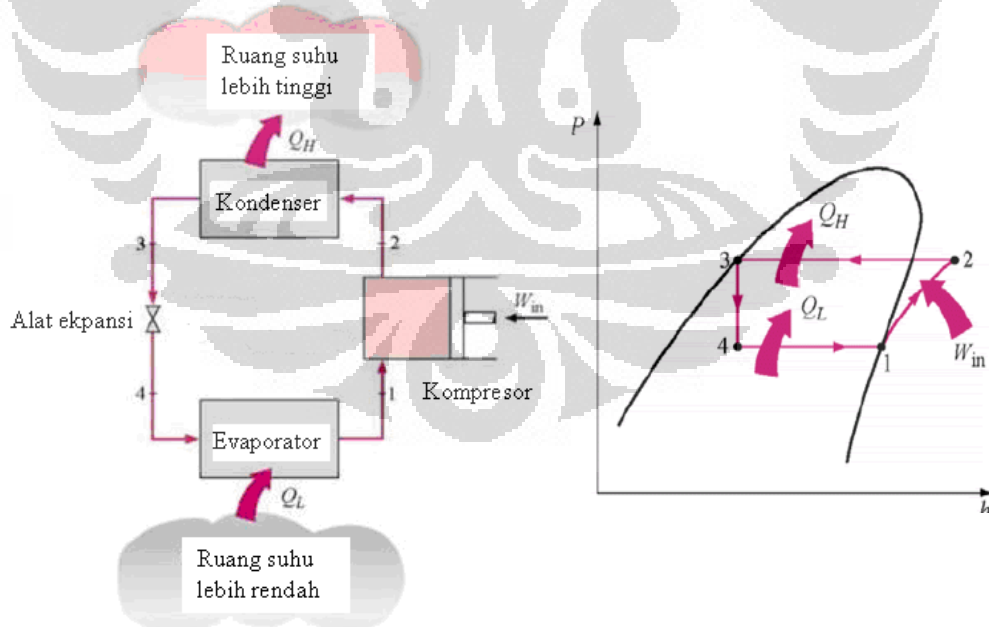


Gambar 2.2 Siklus absorpsi

2.2 SIKLUS REFRIGERASI

2.2.1 Siklus Refrigerasi Tunggal-Ideal

Siklus refrigerasi tunggal-ideal memiliki satu tingkat kompresi isentropik dan kerugian tekanan yang terjadi pada jaringan pemipaan, katup atau pun komponen lainnya diabaikan.



Gambar 2.3 Siklus refrigerasi tunggal dan p-h diagram

Proses yang terjadi :

1-2 : kompresi adiabatik

2-3 : pelepasan kalor pada tekanan konstan

3-4 : ekspansi pada entalpi konstan

4-1 : penyerapan kalor pada tekanan konstan

Kompresor

Kompresor merupakan salah satu komponen terpenting dalam sistem refrigerasi. Sesuai dengan namanya, alat ini bermanfaat untuk mengkompresikan fluida (refrigeran) yang berfase uap. Dengan adanya kompresi ini maka terjadi perbedaan tekanan antara sisi keluar (*discharge*) dengan sisi hisap (*suction*) yang menyebabkan refrigeran dapat mengalir dalam sistem refrigerasi.

Kerja kompresi isentropik :

$$w_{is} = (h_{is,comp-out} - h_{comp-in}) \quad (1)$$

Kerja kompresor :

$$w = w_{is} / \eta_{is} \quad (2)$$

Daya kompresor :

$$P = \dot{m} \times w \quad (3)$$

Kondenser

Memindahkan kalor dari sistem ke lingkungan merupakan fungsi dari sebuah kondenser. Kalor tersebut dipindahkan secara konveksi paksa dengan menggunakan sebuah kipas (*fan*) sehingga refrigeran berfase uap yang memasuki kondenser berubah fasenya menjadi cair.

Jumlah kalor yang dipindahkan oleh kondenser ditunjukkan dengan persamaan:

$$q_{cond} = (h_{cond-out} - h_{cond-in}) \quad (4)$$

Alat ekspansi

Alat ekspansi merupakan alat yang berfungsi untuk menurunkan tekanan. Refrigeran yang berasal dari kondenser umumnya masih memiliki tekanan yang cukup tinggi sehingga tekanannya perlu diturunkan. Proses yang terjadi didalam alat ekspansi diasumsikan dalam kondisi adiabatik.

$$h_{xv-in} = h_{xv-out} \quad (5)$$

Evaporator

Evaporator memiliki fungsi untuk menyerap kalor dari suatu ruangan kedalam sistem refrigerasi. Kalor tersebut diserap oleh refrigeran sehingga berubah fasenya dari cair menjadi uap.

Jumlah kalor yang diserap oleh evaporator ditentukan dengan persamaan :

$$q_{evap} = (h_{evap-out} - h_{evap-in}) \quad (6)$$

Pada siklus refrigerasi juga perlu diketahui laju aliran massa refrigeran yang mengalir. Laju aliran massa adalah besaran yang menentukan seberapa banyak massa yang mengalir tiap satuan waktu. Laju aliran massa dapat dicari dengan membagi kapasitas refrigerasi dengan dampak refrigerasi:

$$\dot{m} = \frac{\dot{Q}}{Q_{evap}} \quad (7)$$

Besarnya laju aliran massa juga dapat dicari jika daya kompresor dan kerja kompresor diketahui. Besarnya adalah sama dengan daya kompresor dibagi dengan kerja kompresor.

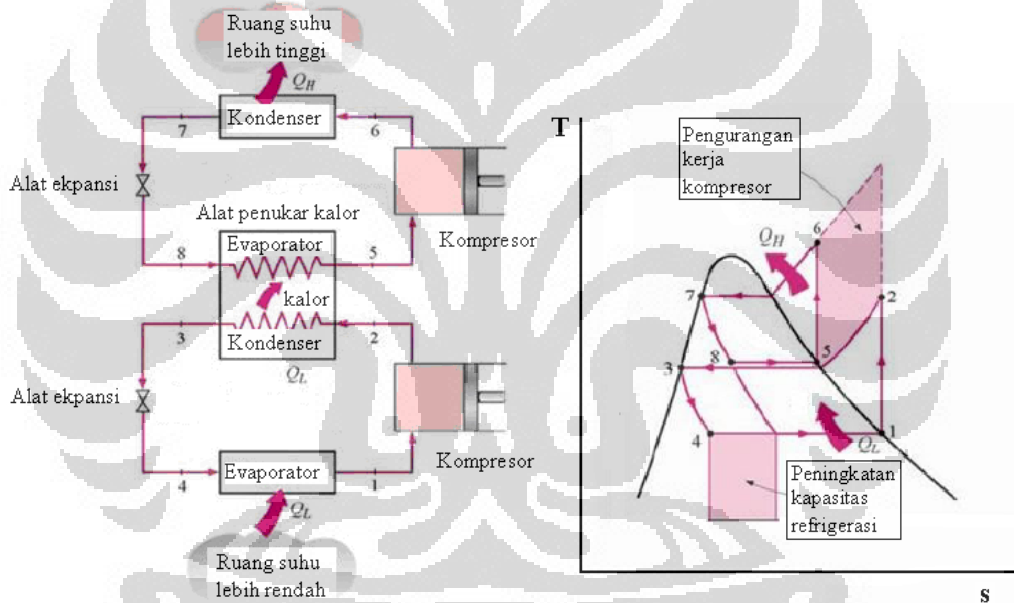
$$\dot{m} = \frac{P}{W} \quad (8)$$

Dari dampak refrigerasi, dapat dihitung besarnya COP dari sistem refrigerasi. COP dapat dicari dengan menggunakan rumus:

$$COP = \frac{Q_{evap}}{w} \quad (9)$$

2.2.2 Siklus Refrigerasi Cascade

Sistem refrigerasi *cascade* terdiri dari dua sistem refrigerasi siklus tunggal. Sistem pertama disebut *high-stage* (HS) dan sistem kedua disebut *low-stage* (LS). Pada prinsipnya efek refrigerasi yang dihasilkan oleh evaporator HS dimanfaatkan untuk menyerap kalor yang dilepas oleh kondenser LS sehingga dihasilkan temperatur yang sangat rendah pada evaporator LS.



Gambar 2.4 Siklus refrigerasi cascade dan T-s diagram [c]

Sistem seperti ini, meskipun akan menghasilkan temperatur yang sangat rendah, namun berdampak pada tingginya daya kompresor yang digunakan karena sistem *cascade* menggunakan dua buah kompresor. Akibatnya, koefisien kinerja yang dihasilkan juga rendah.

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

$$W_{total} = W_{HS} + W_{LS} \quad (10)$$

Dan nilai koefisien kinerja (COP) didapat dengan :

$$COP = \frac{Q_{evapLS}}{W_{total}} \quad (11)$$

2.3 SELEKSI REFRIGERAN

Dalam memilih refrigeran yang akan digunakan, selain mempertimbangkan sistem yang akan dipakai, terdapat beberapa kriteria khusus. Sesuai standar ANSI/ASHRAE 34-1992, terdapat dua faktor penting yang sangat berpengaruh dalam pemilihan refrigeran, meliputi kandungan racun (*toxicity*) dan mampu bakar (*flammability*).

Klasifikasi tingkat keamanan refrigeran dibuat berdasarkan kombinasi kandungan racun dan mampu bakar pada refrigeran tersebut: A1, A2, A3, B1, B2, dan B3. Refrigeran yang memiliki tingkat keamanan terbaik adalah A1.

Tabel 2.1 Klasifikasi Tingkat Keamanan Refrigeran

Safety level	Lower Toxicity	Higher Toxicity
Higher Flammability	A3	B3
Lower Flammability	A2	B2
No Flame Propagation	A1	B1

Namun, semenjak disepakatinya protokol Montreal dan Kyoto terdapat dua kriteria lainnya yang harus dipenuhi suatu jenis refrigeran agar dapat digunakan secara aman dan komersial. Dua kriteria tersebut adalah ODP (*Ozone Depletion Potential*) merupakan nilai yang menunjukkan potensi suatu jenis refrigeran terhadap kerusakan ozon dan GWP (*Global Warming Potential*) merupakan nilai yang menunjukkan potensi suatu jenis refrigeran terhadap pemanasan global.

Dalam hipotesisnya Roland dan Molina mengatakan bahwa CFC (*Chlorofluorocarbon*) akan terurai menjadi unsur penyusunnya oleh karena radiasi sinar ultraviolet pada lapisan stratosfer. Munculnya unsur klorin sebagai katalis pada lapisan tersebut menyebabkan terjadinya dekomposisi atau penguraian dari ozon (O₃) menjadi oksigen (O₂). Selanjutnya penguraian lapisan ozon dapat

mengakibatkan terjadinya radiasi langsung sinar ultraviolet ke atas permukaan bumi.

Selain menimbulkan dampak negatif pada lapisan ozon, refrigeran yang terlepas ke udara ternyata dapat menimbulkan efek rumah kaca sama seperti yang disebabkan oleh gas karbondioksida (CO₂). Peningkatan temperatur yang cukup besar yang diakibatkan oleh efek rumah kaca dapat mengakibatkan pemanasan global. Hal ini mengakibatkan meningkatnya ketinggian air laut setiap tahunnya serta perubahan iklim.

Tabel 2.2 menunjukkan nilai ODP dan GWP yang dimiliki oleh CFC (*Cholorofluorocarbon*), HFC (*Hydrofluorocarbon*) dan *Hydrocarbon*. Sebagai contoh, R170 dan R744 memiliki nilai ODP dan GWP yang kecil sehingga memenuhi syarat sebagai refrigeran alternatif.

Tabel 2.2 Perbandingan Beberapa Refrigeran (ASHRAE Standard 34-1997)

	R13	R744	R170	R744/R170
Properties	CClF₃	CO₂	C₂H₆	CO₂/ C₂H₆
Molecular mass	104.46	44.01	30.07	37.039
Normal boiling point	-81.3	-78.4	-88.9	-96.339
Crit. temperature (<i>T_{cr}</i>)	28.9	31.1	32.2	18.163
Crit. pressure (<i>P_{cr}</i>)	38.8	73.8	48.7	56.496
TLV	1000	5000	1000	n/a
LFL	none	None	2.9	n/a
Heat of combustion	-3	-	-	-
Atmospheric life [yr]	640	>50	-	-
ODP	1	0	0	0
GWP	14000	1	~20	<20

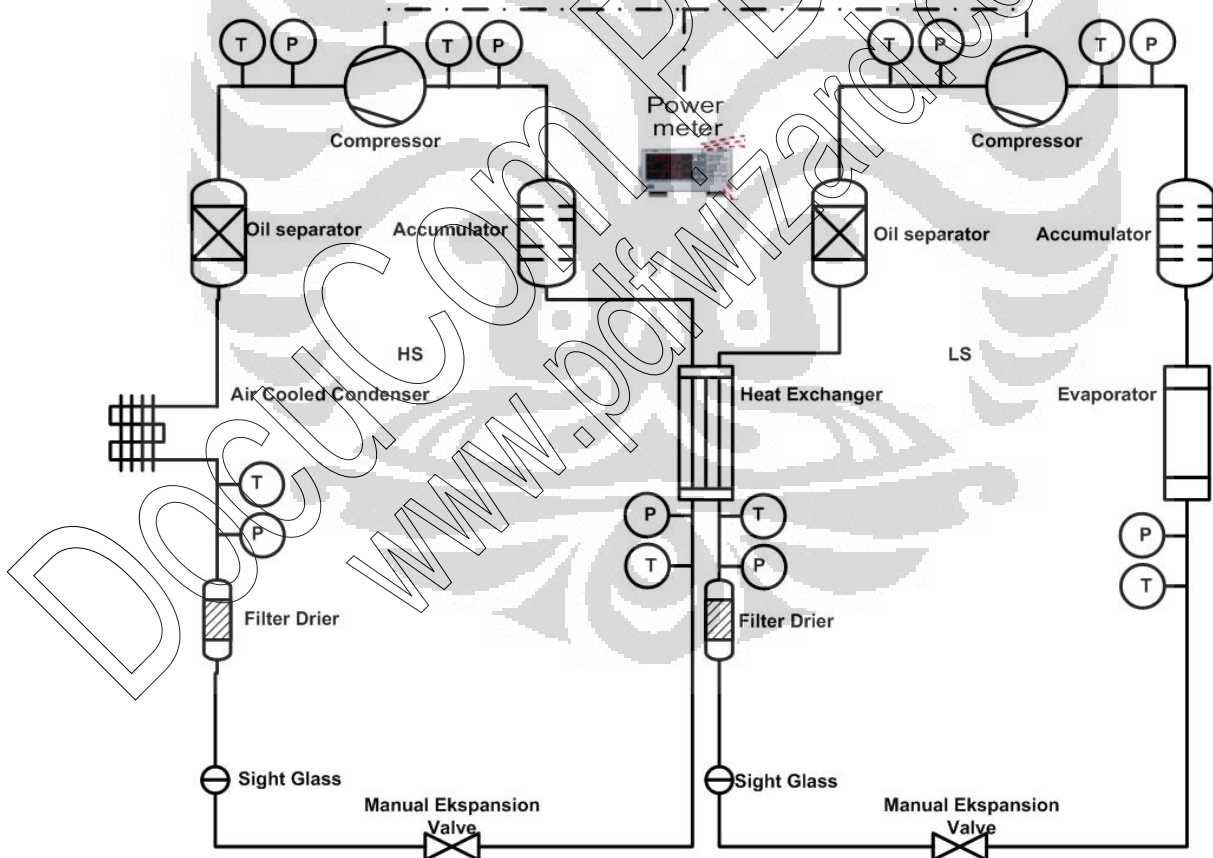
Disamping ramah lingkungan, R744 juga tidak mudah terbakar dan tidak mengandung racun serta mudah didapat dipasaran dengan harga yang relatif murah. Akan tetapi, kelemahan dari R744 adalah tekanan kerja yang tinggi serta temperatur triple point yang tinggi (5,11 bar; -56,4°C), sehingga tidak bisa dipakai pada sistem refrigerasi dengan aplikasi temperatur rendah, karena itu R744 digunakan sebagai bahan campuran refrigeran dengan refrigeran hidrocarbon lainnya.

BAB III

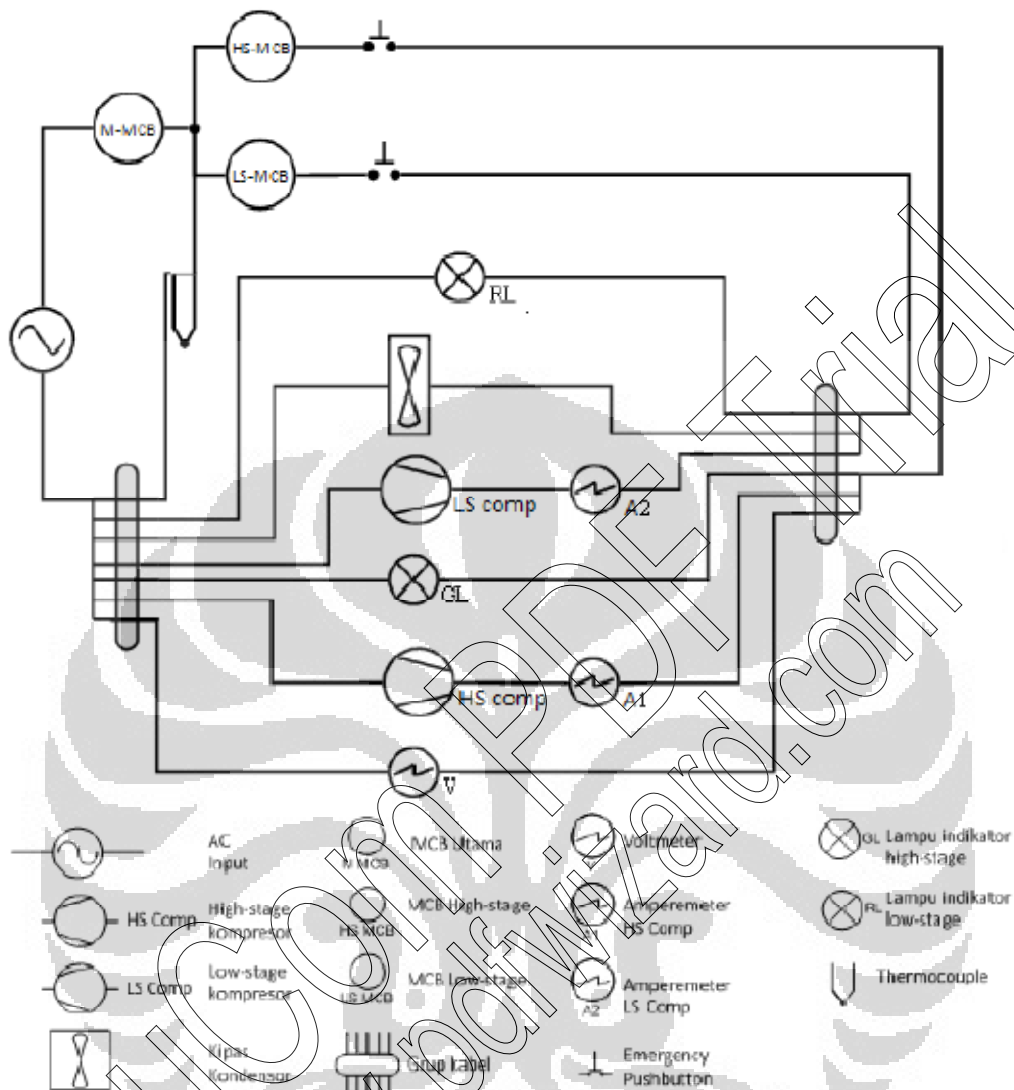
METODE PENELITIAN

3.1 ALAT PENGUJIAN DAN KOMPONEN

Sistem *cascade* yang digunakan dalam pengujian ini terdapat di gedung P2M (Salemba). Sebelumnya sistem ini dimanfaatkan untuk mendinginkan komponen pesawat di IPTN dengan menggunakan refrigeran R502 pada sistem HS dan R503 pada sistem LS. Untuk melakukan pengujian ini maka dilakukan beberapa modifikasi. Modifikasi yang dilakukan meliputi komponen kompresor, fan kondenser, alat ukur (*pressure gage* dan termometer digital), *filter dryer*, akumulator dan *oil separator*.



Gambar 3.1 Skema sistem refrigerasi cascade



Gambar 3.2 Wiring Diagram

Kompresor

- HS

Merek/model : Tecumseh/ AJB5515EXD

Horse Power : 1

Voltage/Hz : 230/50

Refrigeran : R22

Lubricant : Alkylbeneze

Dimensi : panjang 23 cm, lebar 15 cm dan tinggi 30 cm



Gambar 3.3 Kompresor HS

- LS

Merek/model : Tecumseh/ AJA7494ZXD

Horse Power : 1

Voltage/Hz : 230/50

Refrigeran : R404A

Lubricant : Alkylbeneze

Dimensi : panjang 23 cm, lebar 15 cm dan tinggi 30 cm



Gambar 3.4 Kompresor LS

Cascade Heat Exchanger

Tipe : *Shell & Tube*

Material : pipa tembaga

Dimensi : panjang 60 cm, diameter 2,375 in



Gambar 3.5 Cascade heat-exchanger

Kondenser

- HS

Tipe : *tubes & fins air cooled evaporator*

Material : pipa tembaga

Fan : 1300 rpm-0.5A

Dimensi : panjang 31 cm, lebar 9 cm dan tinggi 31 cm



Gambar 3.6 Kondenser

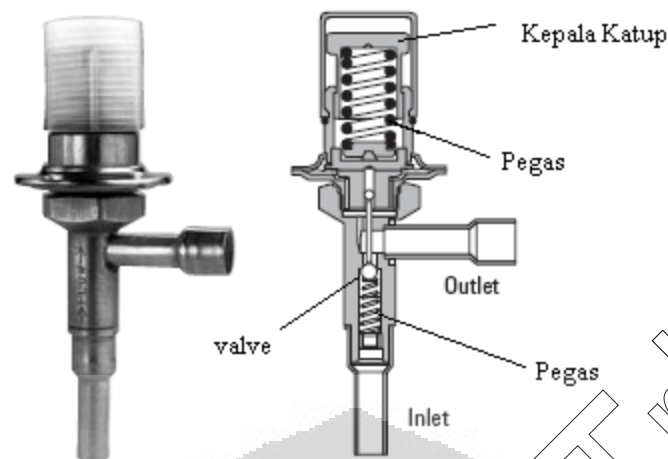
Katup Ekspansi

Alat ekspansi yang digunakan adalah katup ekspansi manual, dimana laju aliran refrigeran dapat diatur secara manual.

Merk/type : Sporlan/AS-HS-B20.133 2X3 ODF

Adj. Range : 0,17 bar – 6,21 bar

Refrigerant : R12; R22; R502



Gambar 3.7 Katup Ekspansi

Ketika kepala katup diputar searah jarum jam, maka pegas akan mendorong valve atau bantalan kecil berbentuk bola dibawahnya, sehingga katup akan terbuka dan laju aliran massa refrigeran akan mengalir lebih banyak. Kondisi Normally Closed adalah keadaan dimana kepala katup dalam keadaan tidak menutup, dimana semakin ditutup pegas akan mendorong valve untuk membuka lubang inlet semakin besar sehingga pressure drop dan beda tekanan inlet-outlet menjadi semakin kecil.

Filter Dryer

Filter dryer merupakan suatu alat yang berfungsi untuk menyaring partikel-partikel kecil seperti serpihan logam, plastik dan debu yang dapat membahayakan bagi kerja kompresor. Selain itu alat ini juga bermanfaat untuk menangkap uap air yang dapat menghambat proses perpindahan kalor serta membahayakan kompresor.

Filter dryer ditempatkan setelah kondenser dan sebelum alat ekspansi. Jenis yang digunakan:

- Merek/model : Emerson/EK 163
- Refrigeran : CFC, HCFC dan HFC
- Dimensi : panjang 17,46 cm dan diameter 6,67 cm



Gambar 3.8 Filter dryer

Akumulator

Akumulator merupakan *vessel* yang menjadi tempat penampungan refrigeran setelah melewati evaporator sebelum memasuki *suction line* kompresor. Fungsinya adalah untuk memastikan tidak ada cairan yang masuk ke kompresor yang dapat menyebabkan kerusakan karena cairan merupakan fluida *incompressible*. Akumulator ditempatkan sebelum *suction line* kompresor dan setelah alat ekspansi. Kapasitas akumulator diharuskan minimal 50% dari kapasitas refrigeran dalam sistem.

Akumulator yang dipakai adalah:

- Merek/model : Emerson/A-AS 464
- Refrigeran : CFC, HCFC dan HFC
- Dimensi : Tinggi 15,95 cm dan diameter 10,16 cm



Gambar 3.9 Akumulator

Oil Separator

Oil separator berfungsi untuk memastikan pelumas yang digunakan kompresor untuk kembali ke *crankcase* kompresor sebelum masuk ke kondenser. Pelumas tersebut kembali ke *crankcase* karena tekanan pada *oil separator* yang lebih tinggi dibandingkan pada *crankcase*. Jika tekanan pelumas lebih rendah, terdapat katup khusus akan menutup untuk mencegah refrigeran masuk ke *crankcase*. *Oil separator* yang digunakan adalah:

Merek/model : Asian First Brand
 Refrigeran : CFC, HCFC dan HFC
 Dimensi : tinggi 26,035 cm, diameter 10,16 cm



Gambar 3.10 Oil separator

Box Pendingin

Box pendingin yang menjadi tempat penyimpanan barang yang akan didinginkan memiliki dimensi panjang 208 cm, lebar 70 cm dan tinggi 120 cm. Semua pipa evaporator terbungkus oleh Polyurethane dengan ketebalan 5 cm.



Gambar 3.11 Box pendingin

1.

2. ALAT UKUR

Thermometer Digital

Merek/model	: Kin & BNT/TPM900
Kisaran temperature	: -30°C-110°C
Accuracy	: +/- 1°C
Power consumption	: <3W (AC)

Environment temperature range : 0°C-60°C
Environment humidity range : 20%-85%
Tipe probe : NTC



Gambar 3.12 Termometer digital

Tabel 3.1 Posisi Termometer Digital

Posisi Termometer digital	HS	LS
Suction	1	1
Discharge	1	1
Condensor Out	1	1
Evaporator In	1	-

Thermometer Digital (Masukan Evaporator LS)

Merek/model : Fluke 50s K/J
 Temp. range : -100°C- 110°C
 Accuracy : $\pm 1^\circ\text{C}$
 Tipe probe : NTC

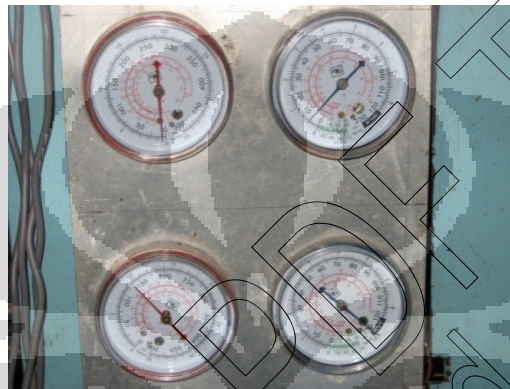


Gambar 3.13 Termometer digital

Tekanan

High pressure : 0-35 bar atau 0-500 psi

Low pressure : 0-17.5 bar atau 0-250 psi



Gambar 3.14 Pressure gage

Tabel 3.2 Posisi Pressure Gauge

Posisi Pressure Gauge	HS	LS
Suction	1	1
Discharge	1	1
Condensor Out	1	1
Evaporator In	1	1

Kelembaban

Kelembaban ruang dan kabin diukur dengan menggunakan higrometer digital

Model : BT-2

Temperature range : -50°C-70°C

Humidity range : 20%-99%

Resolution : temperatur : 0.1°C

Humidity : 1% RH



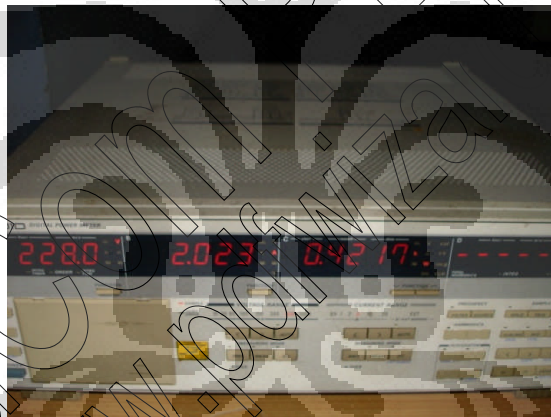
Gambar 3.15 Higrometer digital

Power Meter

Dipakai untuk mengukur daya listrik kompresor HS dan LS

Model : Yokogawa W1010

Volt/Freq : 230/50



Gambar 3.16 Power Meter

Refrigeran R170

Type : High Purity (99,5%)

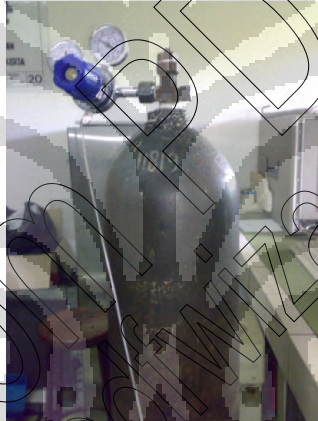
Capacity : 1,5 kg



Gambar 3.17 Refrigeran R170

Refrigeran R744

Type : High Purity (99,99%)
Capacity : 80 kg



Gambar 3.18 Refrigeran R744

Refrigeran R22

Merk : Dupont
Capacity : 13,6 kg



Gambar 3.19 Refrigeran R22

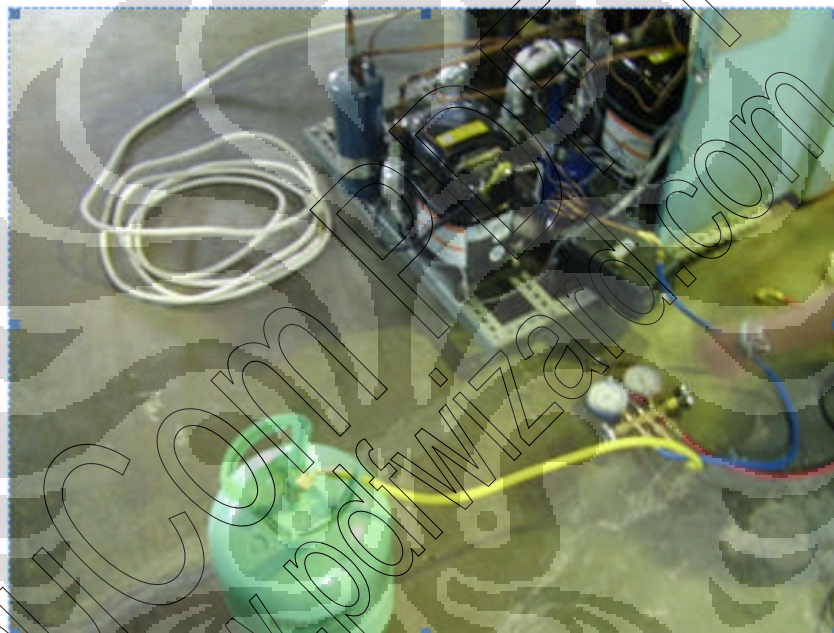
Refrigeran R290

Merk : Hycool
Capacity : 13,6 kg

3.2 TES KEBOCORAN

Setelah semua sistem pemipaan serta komponennya terpasang, maka terlebih dahulu dilakukan tes kebocoran. Adapun prosedurnya adalah sebagai berikut:

1. Unit dalam keadaan OFF
2. Hubungkan manifold gauge pada suction kompresor dan tabung refrigeran (lihat gb 3.20)



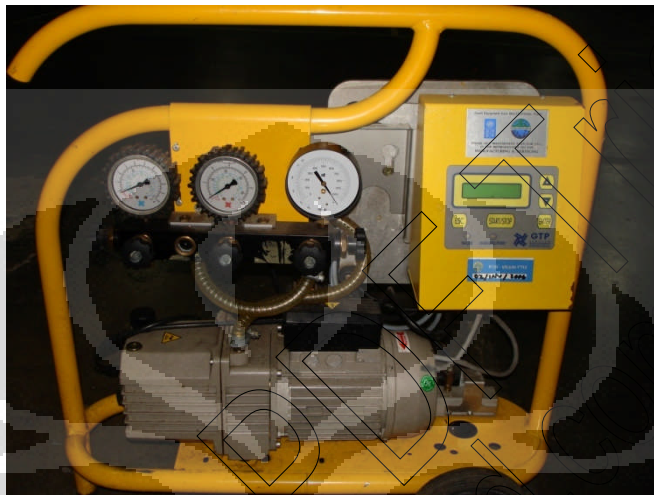
Gambar 3.20 Tes Kebocoran

3. Charging R22, Tekanan = 4 bar
4. Sistem Pemipaan di tes kebocoran dengan busa sabun
5. Tandai setiap tempat yang bocor
6. Perbaiki kebocoran.

3.3 VACUUM SISTEM

Setelah dipastikan tidak ada kebocoran pada sistem, maka langkah selanjutnya adalah melakukan evakuasi sistem menggunakan pompa vakum. Langkah ini dimaksudkan untuk memastikan sistem tidak mengandung uap air. Adapun prosedurnya adalah sebagai berikut:

1. Unit dalam keadaan OFF
2. Hubungkan manifold gauge pada suction kompresor dan pompa vakum
3. Start pompa vakum hingga tekanan 100 mbar selama 30 menit.
4. Leakage test selama 5 menit
5. Tutup katup manifold gauge dan pompa vakum
6. Stop pompa vakum



Gambar 3.21 Pompa Vakum

3.4 CHARGING SISTEM

Setelah proses evakuasi sistem dengan menggunakan pompa vakum selesai, maka dilanjutkan dengan pengisian refrigeran kedalam sistem sesuai dengan kebutuhan. Adapun prosedurnya adalah sebagai berikut:

1. Unit dalam keadaan OFF
2. Hubungkan manifold gauge pada suction kompresor dan tabung refrigeran
3. Buka katup tabung refrigeran dan katup manifold gauge
4. Purge/flash refrigeran beberapa saat
5. Kencangkan selang manifold gauge pada suction kompresor.
6. Start Unit
7. Charge R170 kedalam sistem melalui suction kompresor dengan menggunakan manifold gauge sesuai dengan komposisinya (perhatikan timbangan digital). Selama proses charging, kompresor LS nyala.
8. Kemudian charge R744 kedalam sistem melalui suction kompresor dengan menggunakan manifold gauge sesuai dengan komposisinya. (perhatikan timbangan digital). Selama proses charging, kompresor LS nyala.



Gambar 3.22 Timbangan Digital

3.5 METODE PENGAMBILAN DATA

Setelah semua proses persiapan dilewati (tes kebocoran, evakuasi sistem, dan charging sistem), maka pengambilan data bisa dilakukan. Adapun prosedur pengambilan data ini adalah sebagai berikut:

1. Catat kondisi awal sebelum unit dinyalakan (Tekanan, Temperatur, RH ruangan, Arus, Daya listrik, Tegangan)
2. Start HS kompresor hingga keadaan steady (selama 25 menit)
3. Menit ke-25, start LS kompresor hingga keadaan steady (selama 40 menit). Katup ekspansi kondisi Normally Closed : 6 ulir.
4. Variasi XV LS untuk 75% Normally Closed hingga keadaan steady (selama 35 menit). Buka 75% Normally Closed : Putar kepala katup searah jarum jam sebanyak 1,5 ulir. (lihat gb 3.7)
5. Variasi XV LS untuk 50% Normally Closed hingga keadaan steady (selama 35 menit). Buka 50% Normally Closed : Putar kepala katup searah jarum jam sebanyak 3 ulir.
6. Data dicatat setiap 5 menit (Tekanan, Temperatur, RH ruangan, Arus, Daya listrik, Tegangan)

3.6 METODE VARIASI REFRIGERAN HIGH-STAGE

Metode ini digunakan untuk mengetahui pengaruh sisi bagian HS terhadap kinerja sistem. Refrigeran yang digunakan pada sisi bagian HS adalah R22 dan R290. Massa refrigeran R22 yang digunakan sebesar 700 gram dan massa R290 sebesar 166

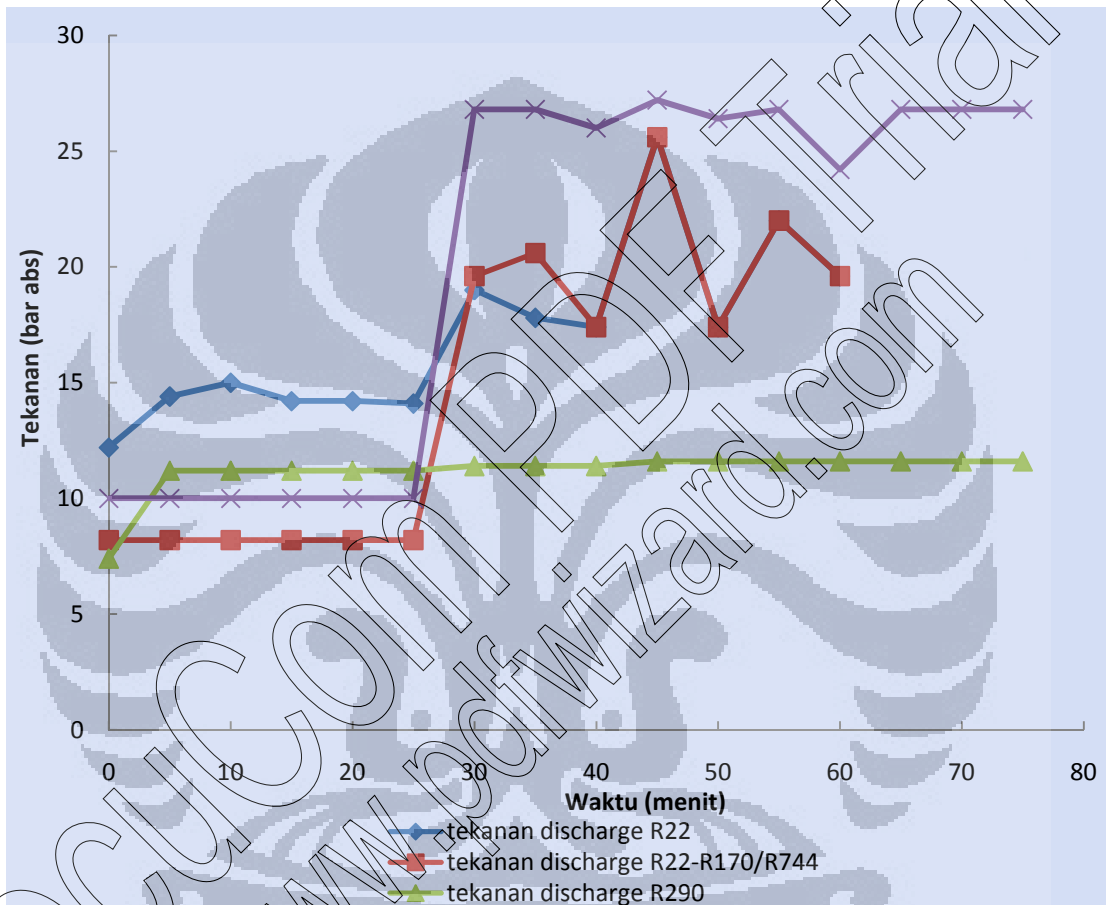
gram. Hal ini ditujukan agar pada saat HS dinyalakan, tekanan suction berada dalam kondisi diatas tekanan vacuum. Pengambilan data sesuai dengan prosedur metode pengambilan data yang telah dijelaskan sebelumnya.



BAB IV

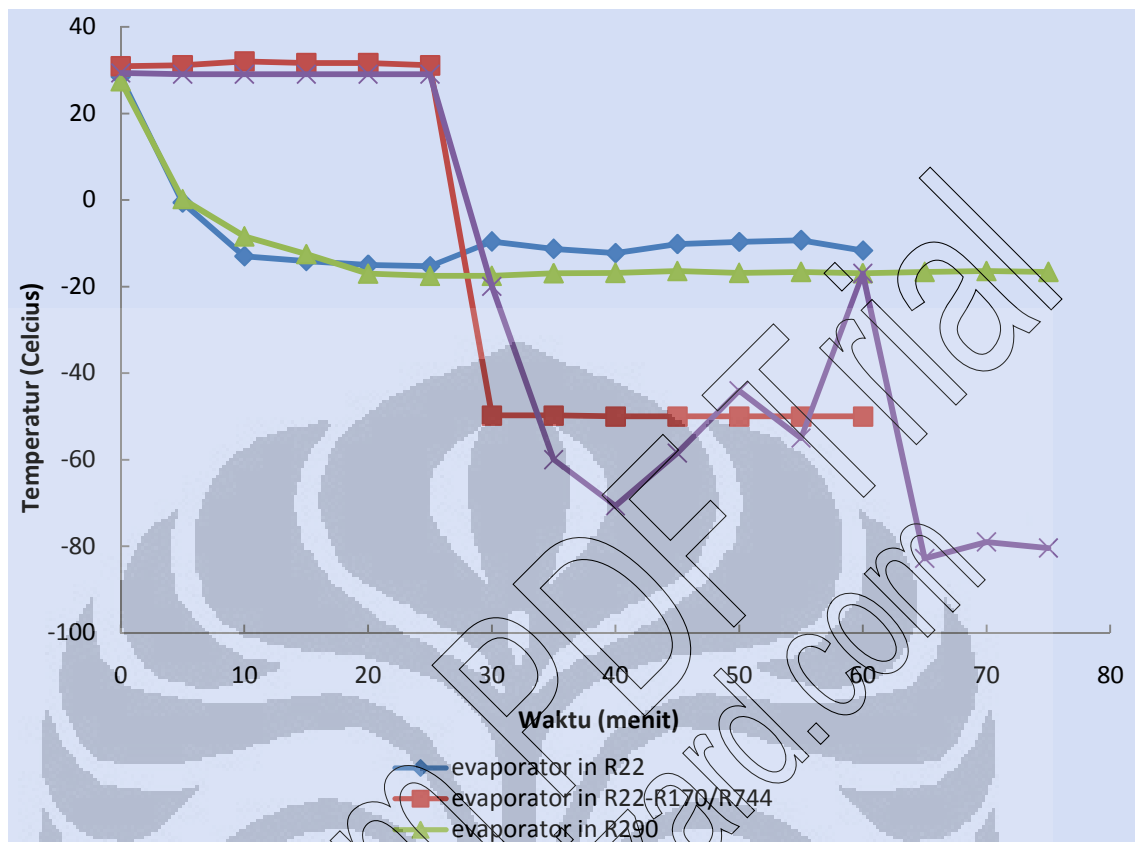
ANALISA DATA

4.1 VARIASI REFRIGERAN PADA HIGH-STAGE



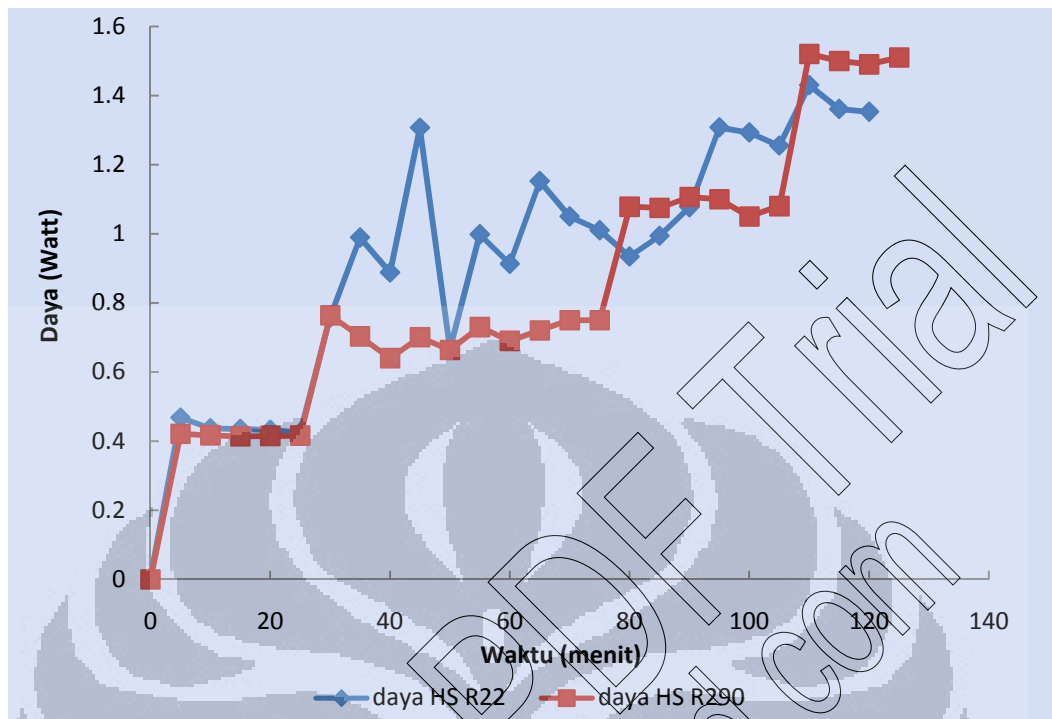
Gambar 4.1 Grafik Tekanan Discharge terhadap Waktu

Dari gambar 4.1 diatas terlihat bahwa terjadi kenaikan tekanan discharge baik pada HS maupun pada LS. Tekanan discharge pada HS yang menggunakan R290 lebih rendah dari tekanan discharge yang menggunakan R22, namun pada sisi LS tekanan discharge-nya justru lebih tinggi dari LS R22. Tingginya tekanan discharge pada LS merupakan pengaruh dari R290 agar saat refrigeran keluar dari katup ekspansi dapat diperoleh temperatur ultra low (-70°C s/d -80°C) pada sisi LS.



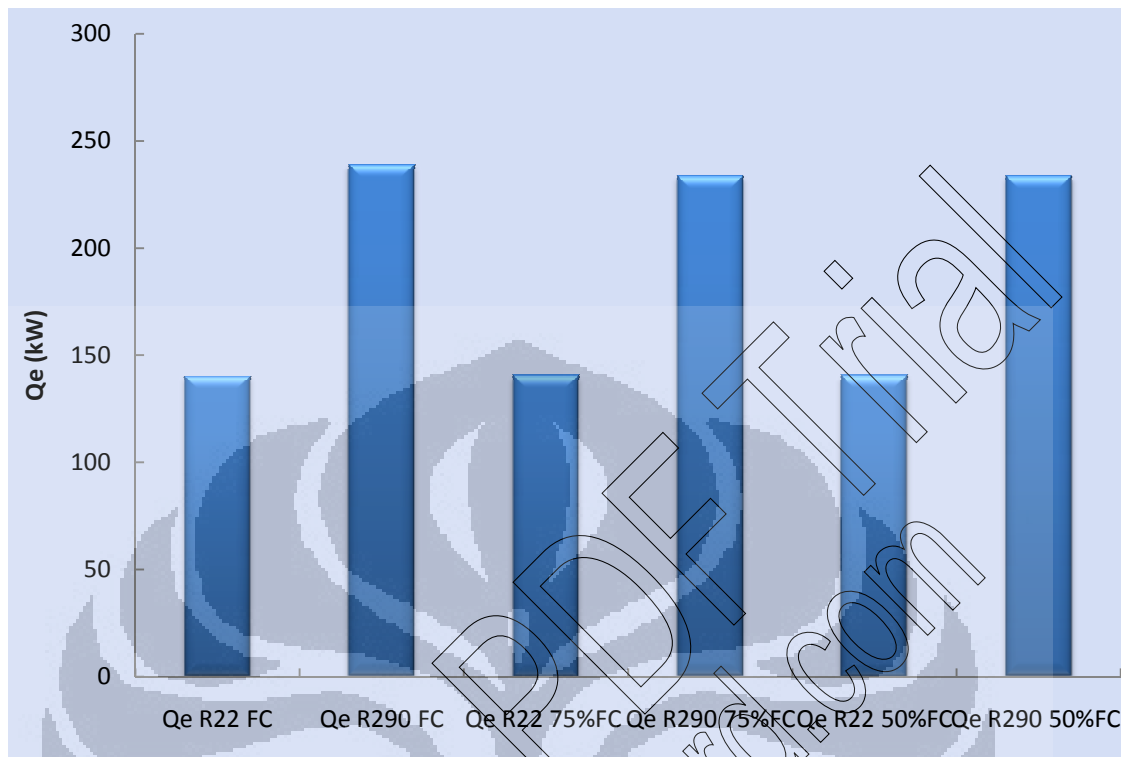
Gambar 4.2 Grafik Temperatur Evaporasi terhadap Waktu

Dari grafik 4.2 terlihat bahwa temperatur evaporasi yang dicapai akan semakin rendah dengan menggunakan R290 pada HS. Hal ini disebabkan oleh karakteristik dari R290 sebagai refrigeran hidrokarbon murni yang mampu mencapai -42°C pada tekanan 1 atmosfer. Pada menit ke-60 hingga menit ke-70, dengan R290 pada HS, terlihat temperatur evaporasi terendah dicapai oleh campuran R170/R744 pada sisi LS pada temperatur -82.8°C . Sedangkan pada HS yang menggunakan R22, temperatur evaporasi yang dicapai konstan pada temperatur -50°C . Temperatur yang konstan disebabkan oleh keterbatasan pembacaan alat ukur.



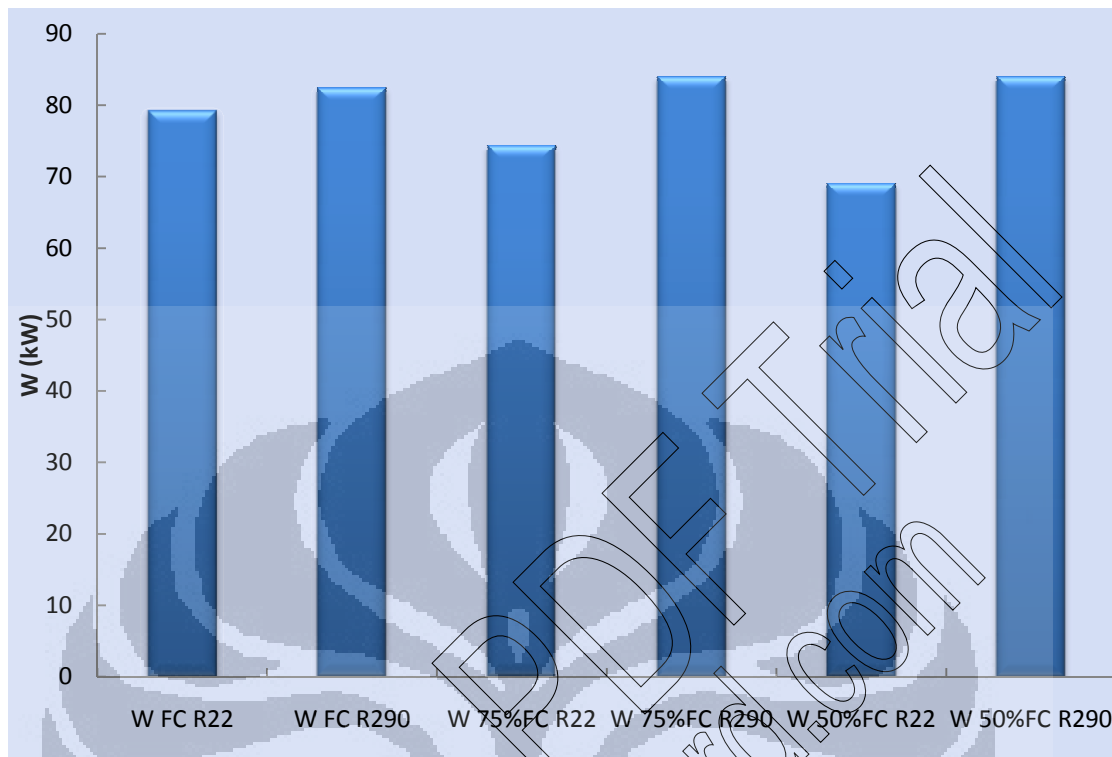
Gambar 4.3 Grafik Daya Listrik terhadap Waktu

Gambar 4.3 menunjukkan besarnya pemakaian daya listrik dari pemakaian refrigeran berbeda pada HS. Sisi HS dengan R22 menggunakan listrik paling besar (*maximum peak*) yaitu 1.3 kW, hal ini disebabkan oleh naiknya tekanan discharge LS dan pengaruh pemakaian refrigeran campuran R170/R744 pada LS. Sedangkan pemakaian daya rata-rata dengan HS R290 cenderung naik seiring perubahan variasi pada katup ekspansi.



Gambar 4.4 Grafik Kapasitas Pendinginan HS R22 terhadap HS R290

Gambar 4.4 menunjukkan grafik kapasitas pendinginan dengan menggunakan R22 terhadap R290 pada sisi HS. Pada grafik diatas diketahui bahwa refrigeran R290 memiliki nilai kapasitas pendinginan yang lebih tinggi dari refrigeran R22 bila digunakan pada sisi HS. Semakin besar bukaan katup ekspansi, nilai kapasitas pendinginan akan semakin besar.



Gambar 4.5 Grafik Kerja Kompresi HS R22 terhadap HS R290

Gambar diatas menunjukkan kerja kompresi dari penggunaan dua refrigeran yang berbeda. Dari pengujian diketahui bahwa semakin besar variasi katup ekspansi, kerja kompresi dengan HS R22 semakin kecil. Sedangkan dengan HS R290, kerja kompresi cenderung naik seiring dengan bukaan katup ekspansi.

Contoh Perhitungan

Diketahui:

HS R22;

Pada variasi katup ekspansi (XV) 75% Normally Closed;

Asumsi siklus refrigerasi ideal (nilai entalpi diperoleh dari kubah uap data REFPROP)

Tekanan suction = 1.3 bar ; entalpi suction = 390.27

Tekanan discharge = 21.6 bar ; entalpi discharge = 464.64

Tekanan condensor = 15.3 bar ; entalpi condensor = 249.52

Tekanan evaporator = 1.7 bar ; entalpi evaporator = 249.52

Rumus yang digunakan:

- $Q_e = \Delta h_{\text{evap}} = h_{\text{suction}} - h_{\text{evaporator}} = 390.27 - 249.52 = 140.75$
- $W = \Delta h_{\text{comp}} = h_{\text{discharge}} - h_{\text{suction}} = 464.64 - 390.27 = 74.37$
- $\text{COP} = Q_e / W$
 $= 140.75 / 74.37$
 $= 1.892$
 $= 1.9$

Diketahui:

HS R290;

Pada variasi katup ekspansi (XV) 75% Normally Closed.

Asumsi siklus refrigerasi ideal (nilai entalpi diperoleh dari kubah uap data REFPROP)

Tekanan suction = 1 bar ; entalpi suction = 525.49

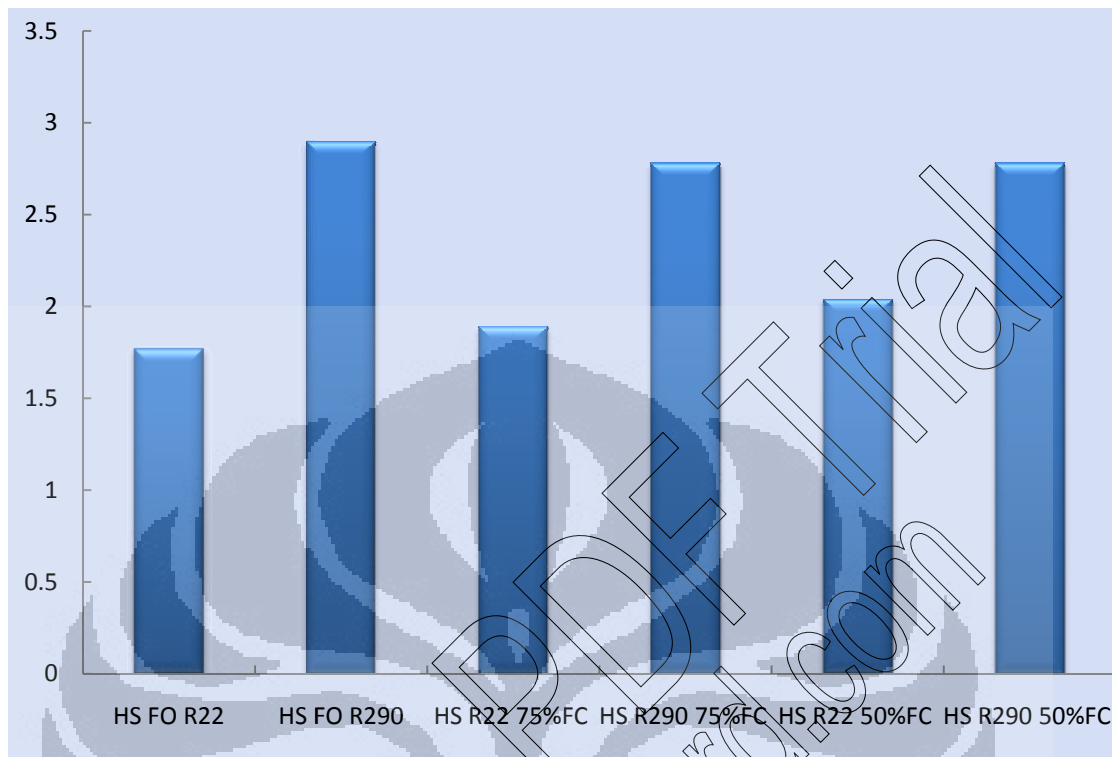
Tekanan discharge = 12 bar ; entalpi discharge = 609.5

Tekanan condensor = 12 bar ; entalpi condensor = 291.65

Tekanan evaporator = 1 bar ; entalpi evaporator = 291.65

Rumus yang digunakan:

- $Q_e = \Delta h_{\text{evap}} = h_{\text{suction}} - h_{\text{evaporator}} = 525.49 - 291.65 = 233.84$
- $W = \Delta h_{\text{comp}} = h_{\text{discharge}} - h_{\text{suction}} = 609.5 - 525.49 = 84.01$
- $\text{COP} = Q_e / W$
 $= 233.84 / 84.01$
 $= 2.783$
 $= 2.8$

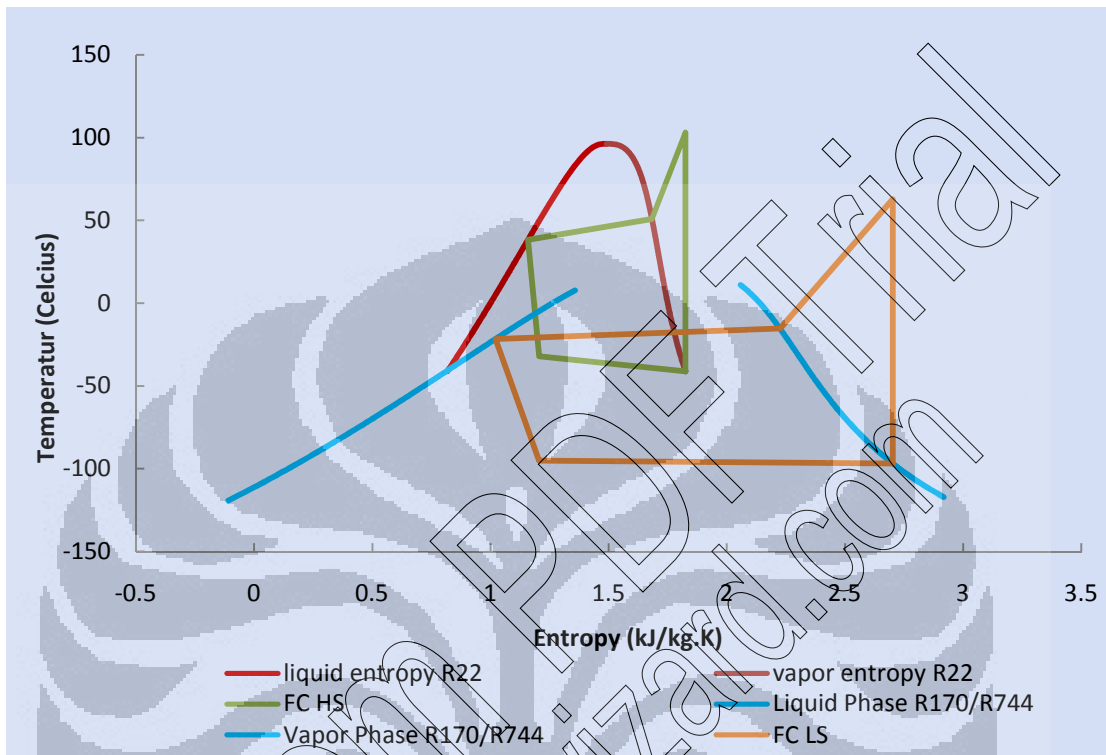


Gambar 4.6 Grafik COP R22 terhadap COP R290

Pada grafik di atas COP dengan menggunakan refrigeran R290 pada HS nilainya lebih besar daripada nilai COP dengan HS R22 untuk tiap variasi katup ekspansi pada LS. COP mengalami kenaikan seiring dengan besarnya bukaan katup ekspansi, hal ini disebabkan oleh naiknya temperatur evaporasi karena bertambahnya massa refrigeran yang masuk ke dalam sistem.

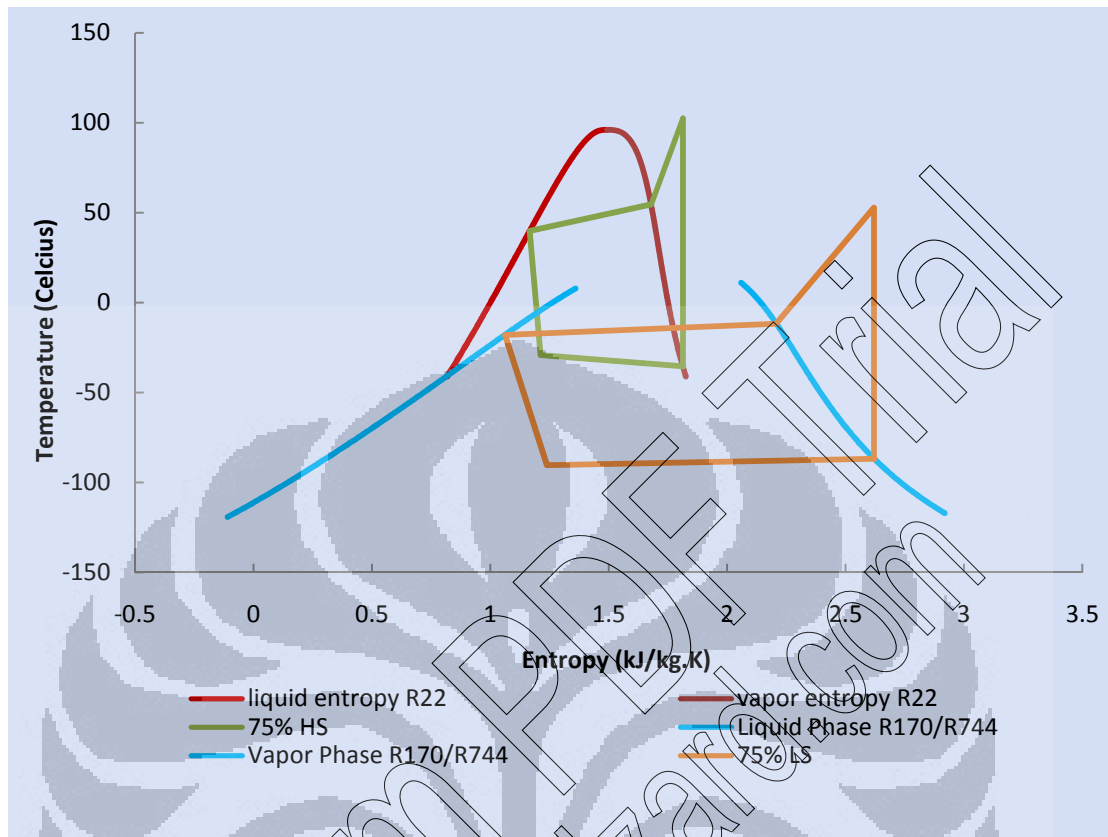
4.2 DIAGRAM T-S CASCADE

4.2.1 DIAGRAM T-S R22-R170/R744



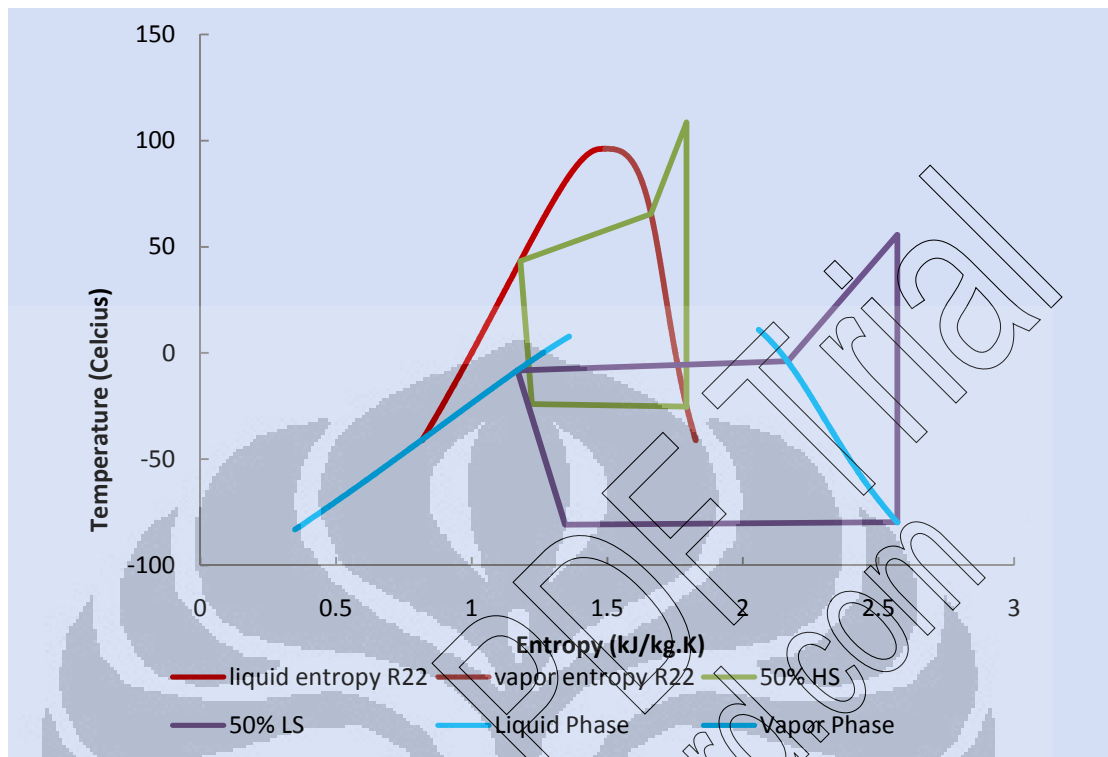
Gambar 4.7 Grafik T-s FC LS dengan HS R22

Gambar 4.7 menampilkan grafik T-s dari cascade dimana HS dan LS dalam kondisi *Normally Closed* atau tertutup penuh. Terjadi perbedaan temperatur sebesar -10.517°C. Kerja kompresor total makin kecil bila menggunakan sistem cascade.



Gambar 4.8 Grafik T-s 75% FC LS dengan HS R22

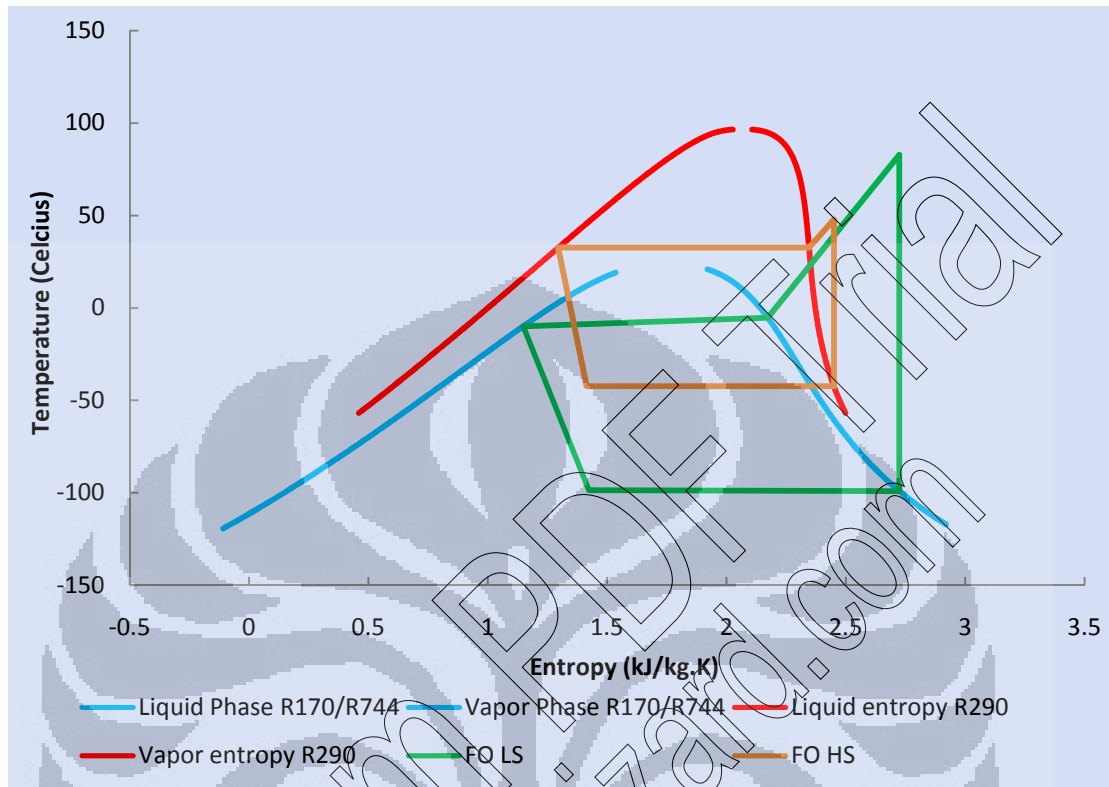
Pada gambar 4.8 menunjukkan grafik T-s cascade pada kondisi katup ekspansi (XV) dibuka sebesar 25%. Beda temperatur yang terjadi pada heat exchanger sebesar -11.252°C .



Gambar 4.9 Grafik T-s 50% FC LS dengan HS R22

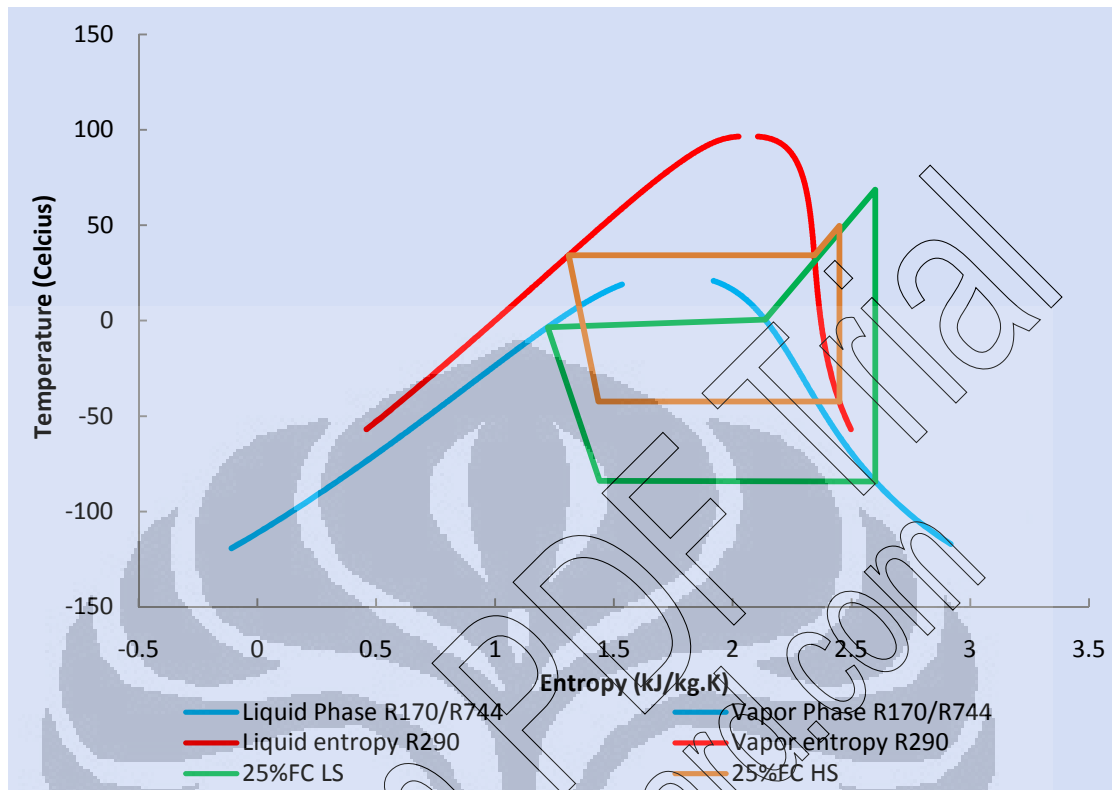
Gambar 4.9 menunjukkan kondisi cascade bila XV divariasikan sebesar 50%. Beda temperatur pada cascade sebesar -15.843°C . Dan kerja yang dibutuhkan oleh kompresor makin kecil

4.2.2 DIAGRAM T-S R290-R170/R744



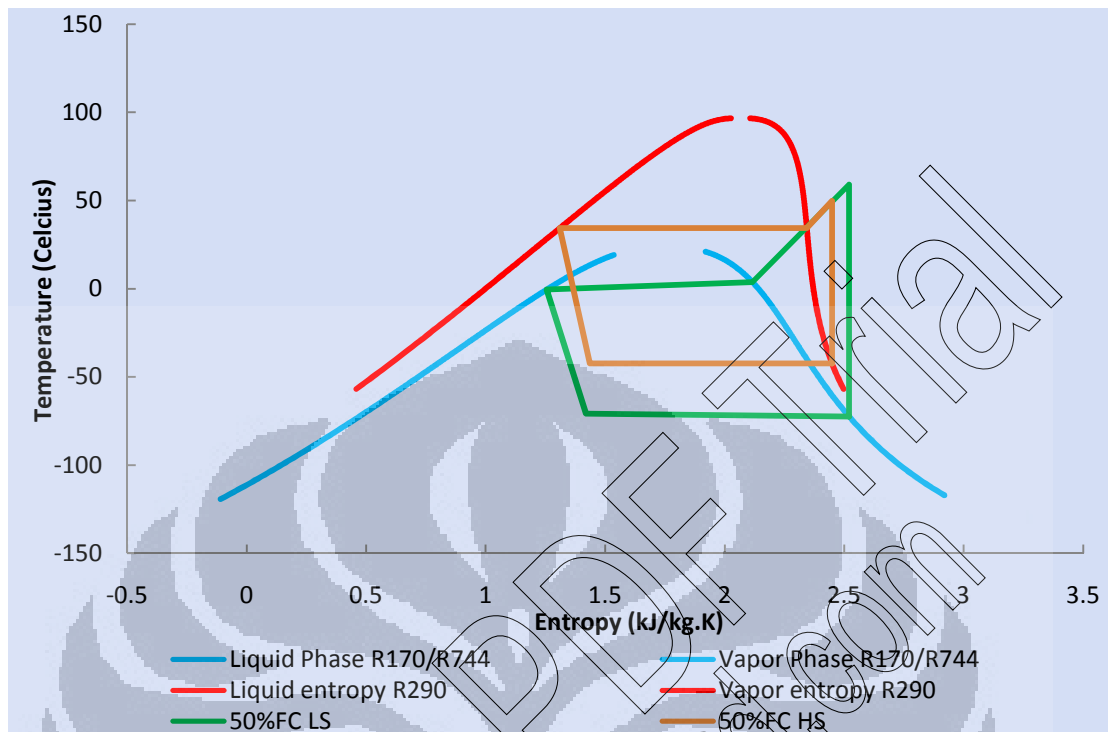
Gambar 4.10 Grafik T-s FC LS dengan HS R290

Gambar diatas menunjukkan grafik temperatur terhadap entropi sistem cascade pada kondisi HS dan LS Normally Closed. Beda temperatur yang terjadi pada heat exchanger cascade sebesar $-32,447^{\circ}\text{C}$.



Gambar 4.11 Grafik T-s 75% FC LS dengan HS R290

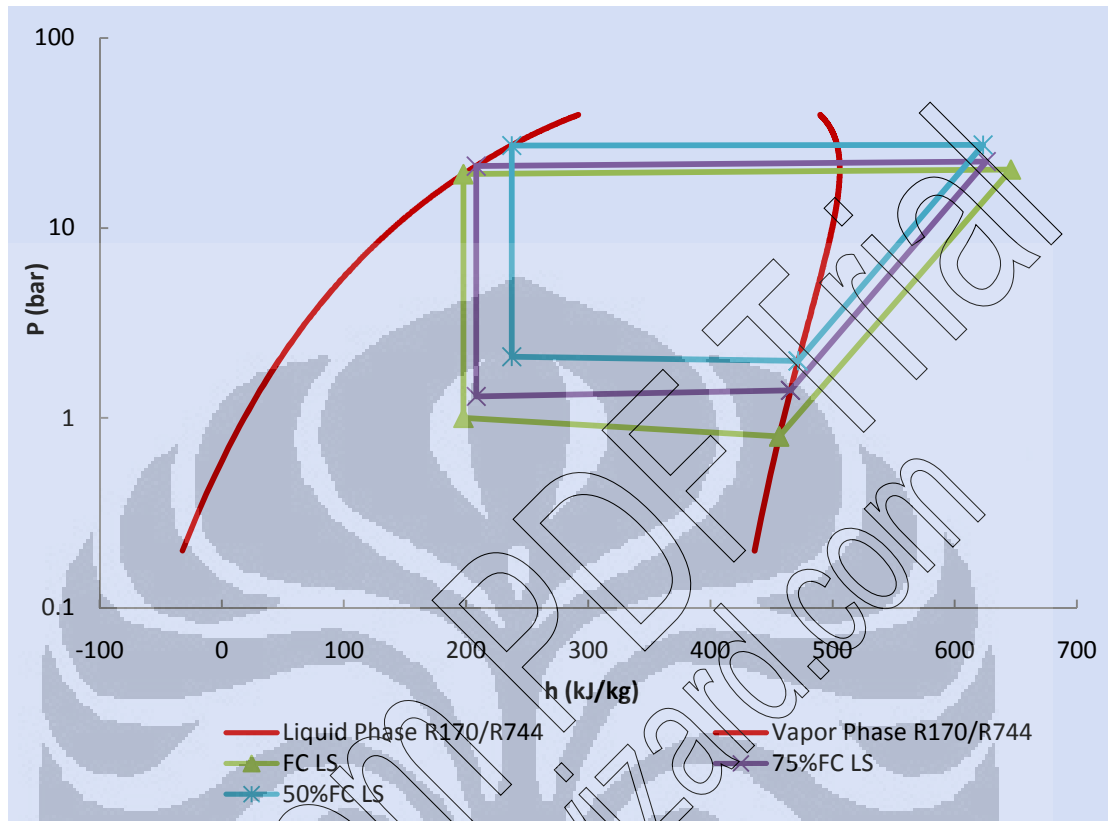
Gambar 4.11 menunjukkan karakteristik T-s dari cascade saat katup ekspansi divariasikan sebesar 75% FC. Beda temperatur yang terjadi adalah -39°C .



Gambar 4.12 Grafik T-s 50% FC LS dengan HS R290

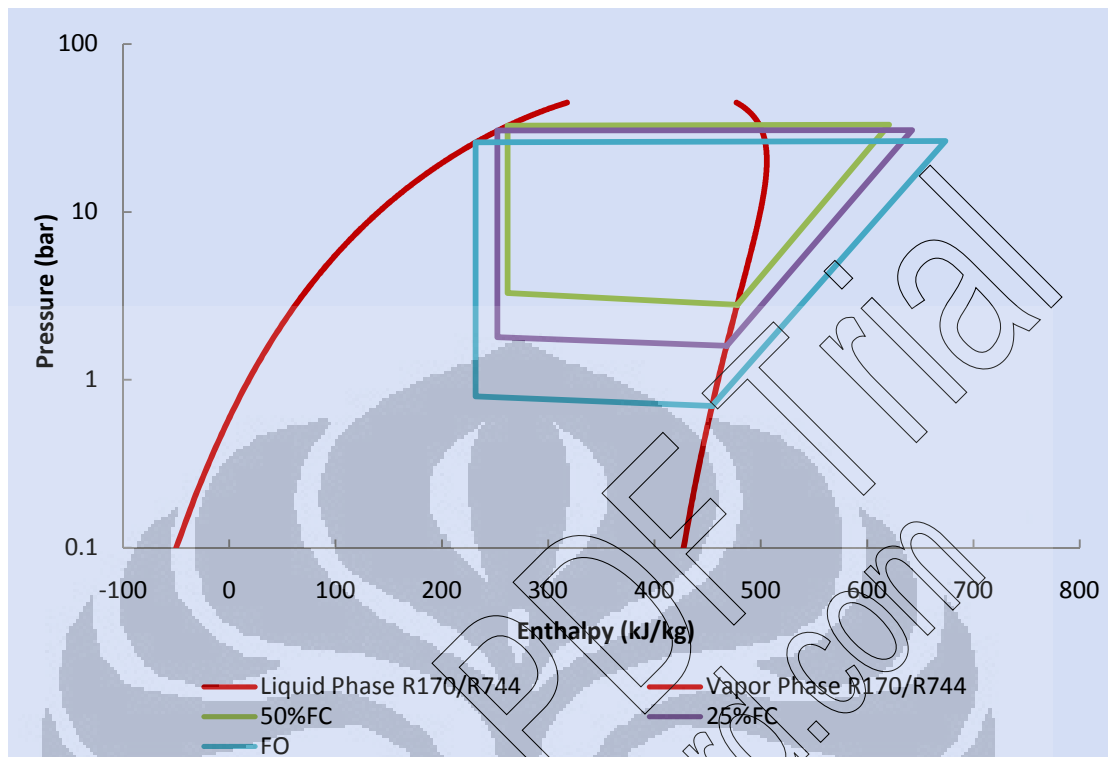
Pada gambar 4.12 terlihat grafik temperatur terhadap waktu dari cascade dengan HS R290 dan XV divariasikan sebesar 50% FC. Terjadi beda temperatur (ΔT) pada heat exchanger cascade sebesar -41.83 °C. Hal ini menunjukkan rendahnya temperatur evaporasi yang dicapai dengan HS menggunakan R290.

4.3 VARIASI BUKAAN KATUP (EKSPANSION VALVE) *LOW-STAGE*



Gambar 4.13 Grafik P-h HS R22 vs Variasi Buka-an Katup XV Low-Stage

Grafik diatas menunjukkan bahwa semakin besar variasi katup ekspansi di LS, maka tekanan evaporasinya semakin naik, hal ini menyebabkan naiknya temperatur evaporasi dan COP pada sisi *low-stage*.



Gambar 4.14 Grafik P-h HS R290 vs Variasi Bukaannya Katup XV Low-Stage

Gambar 4.14 menunjukkan kesamaan karakteristik dengan gambar 4.13 yaitu bahwa walaupun dengan HS yang berbeda, apabila katup ekspansi divariasikan semakin besar maka terjadi kenaikan tekanan. Hal ini disebabkan oleh makin besarnya bukaan katup sehingga laju aliran refrigeran semakin besar.

BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 KESIMPULAN

Dari hasil pengujian yang dilakukan, dapat disimpulkan bahwa:

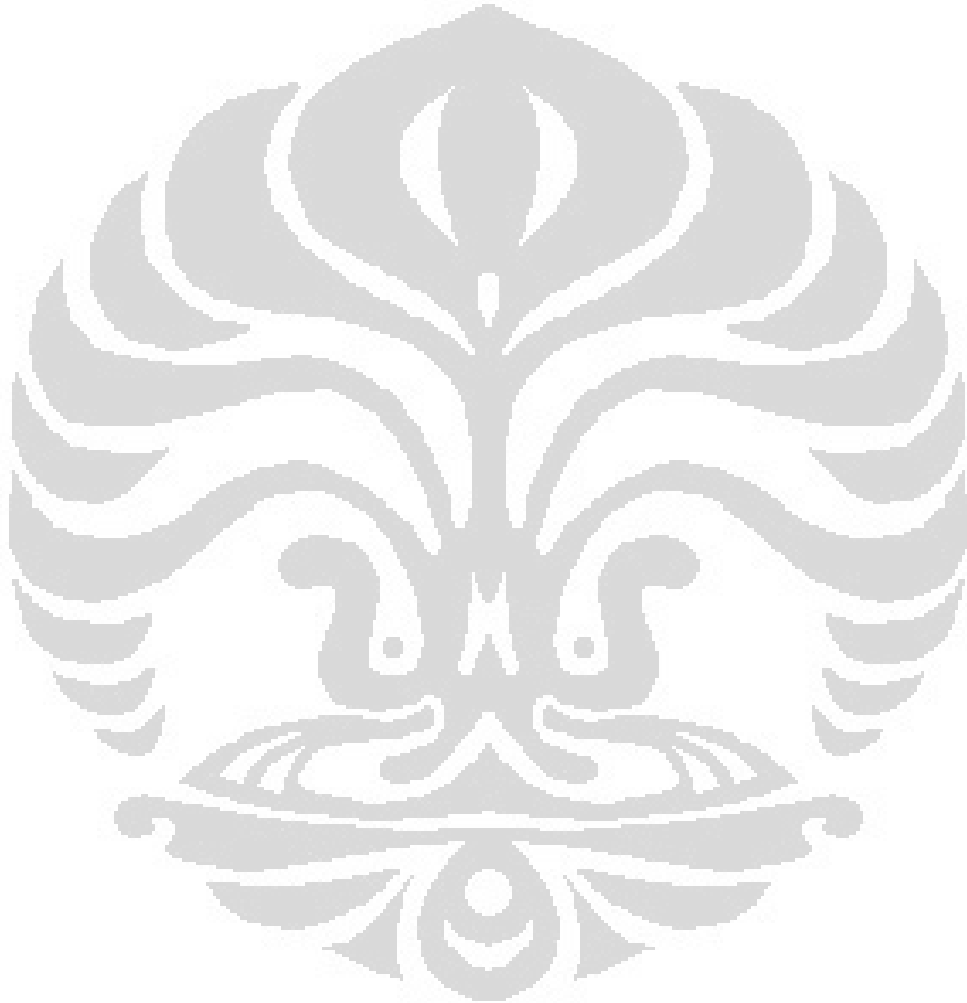
1. Refrigeran R290 mempunyai nilai COP yang lebih tinggi daripada menggunakan refrigeran R22 pada sisi HS. COP HS tertinggi bernilai 2.89 pada variasi XV Normally Closed pada tekanan suction 1 bar dan tekanan discharge 11.5 bar di sisi sirkuit temperatur tinggi (*High-Stage*).
2. Semakin katup ekspansi dibuka, maka temperatur dan tekanan evaporator serta pemakaian daya listrik semakin naik, hal ini disebabkan oleh laju aliran massa refrigeran makin besar karena makin banyaknya refrigeran yang masuk ke evaporator.
3. Pemakaian daya maksimum (*maximum peak*) terjadi pada penggunaan refrigeran R22 pada HS, karena tekanan discharge R22 naik disebabkan pengaruh dari tekanan discharge campuran R170/R744 pada LS .
4. Makin besar variasi pada katup ekspansi maka nilai COP sistem makin besar, disebabkan karena makin besarnya laju aliran massa fluida ke dalam sistem..
5. Temperatur evaporasi terendah dicapai pada $-82.8\text{ }^{\circ}\text{C}$ dengan HS menggunakan refrigeran R290. Hal ini menunjukkan bahwa refrigeran R290 lebih baik bila diterapkan pada aplikasi sistem pendingin dengan temperatur rendah.

5.2 SARAN

Beberapa saran yang dapat diberikan adalah sebagai berikut :

1. Gunakan kompresor Hidrokarbon untuk sisi sirkuit temperatur rendah agar karakteristik dan performa LS dapat diketahui secara lebih detail.

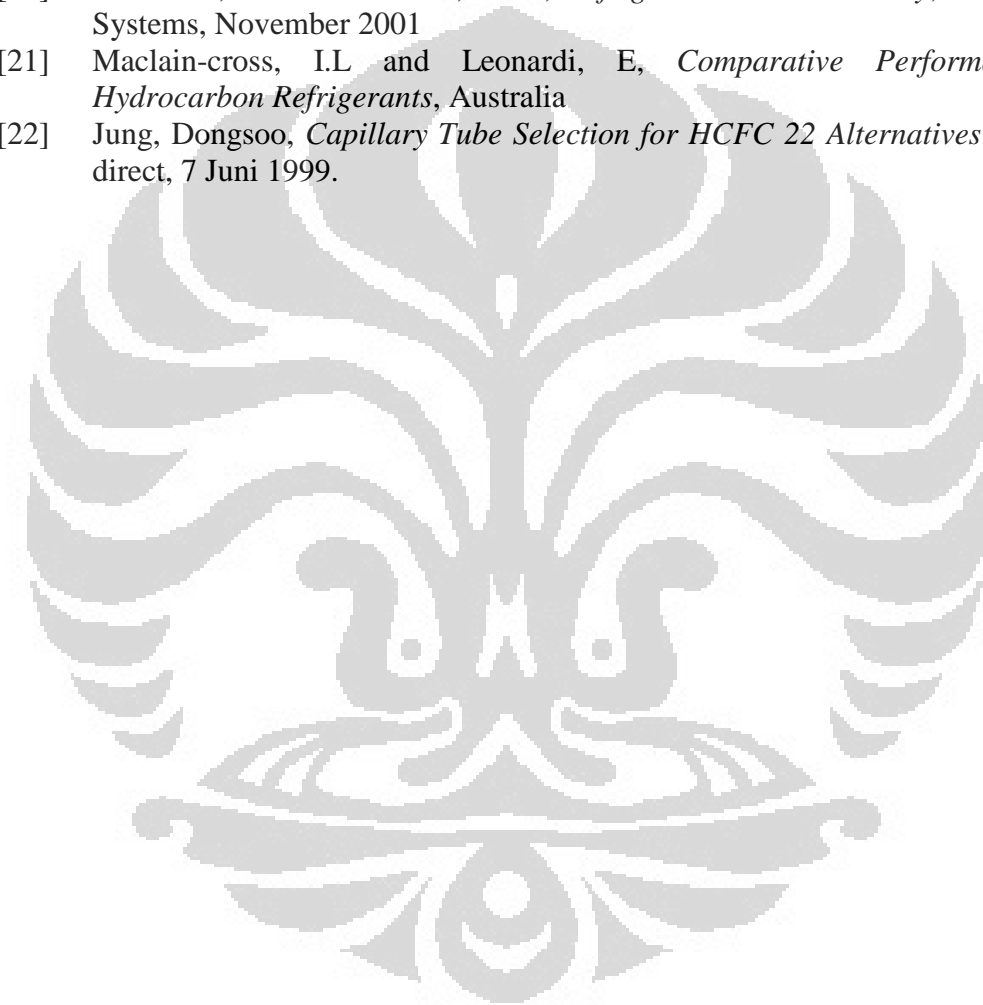
2. Pergunakan alat ukur sesuai dengan kondisi sistem, agar diperoleh data yang tepat dan akurat.
3. Alat ukur temperatur sebaiknya masuk kedalam pipa, sehingga temperatur yang terbaca adalah temperatur refrigeran.
4. Penggunaan DAQ pada semua alat ukur temperatur dan tekanan agar didapatkan data yang lebih presisi dan akurat



DAFTAR KUTIPAN

- [1] Nasruddin, Darwin Rio Budi Syaka. 2007. *Analisa Termodinamika Pemilihan Refrigeran pada Sistem Refrigerasi Cascade*. Faculty of Engineering-University of Indonesia: Department of Mechanical Engineering.
- [2] Rahmat, Dedeng. 2008. *Pengujian Sistem Refrigerasi Cascade dengan Menggunakan Refrigeran Campuran Alami R170/R744 pada Aplikasi Temperatur Rendah*. Depok: Departemen Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Indonesia.
- [3] Dohlinger, M. 1991. *Pro Propan-R290 als "R22 Drop-in"*, *Die Kalte und Klimatechnik*, 11, 860-866.
- [4] Frehn, B. 1993. "Propan als Arbeitsmittel für Wärmepumpen-die beste Alternative zu R22", *Klima-Kalte-Heizung* 10, 402-405.
- [5] Missimer, D. J. & W. L. Holladay. 1967. *Cascade refrigerating systems – state of the art*. *ASHRAE Journal*.
- [6] Bhattacharyya, Souvic, S. Mukhopadhyay, A. Kumar, R.K. Kurana, and J. Sarkar. 2005. *Optimization of CO₂-C₃H₈ cascade system for refrigeration and heating*. *International Journal of Refrigeration*. 28:1284-1292
- [7] Agarwal, R.S. 1996. *Isobutane as refrigerant for domestic refrigeration in developing countries*, 75-86 In: *Proceeding of IIF-IIR conference (Commission B1, B2, E1 and E2)*. Denmark: Aarhus.
- [8] Maclaine-cross IL. "Hydrocarbon refrigerants for car air conditioners". In: *Proceeding of seminar on ODS phase-out solution for the refrigeration sector*, Kuta, Bali, Indonesia. 1999. P.11-7
- [9] Nasruddin, *Utilization of CO₂/Ethane Mixture as a New Alternative of Eco-Friendly Refrigerant For Low Temperature Applications*, Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering-University of Indonesia, 2007
- [10] A.Kilicarslan, *An experimental investigation of a different type vapor compression cascade refrigeration system*, Science direct, June 2004
- [11] Tzong-Shing Lee, Cheng-Hao Liu, Tung-Wei Chen, *Thermodynamic analysis of optimal condensing temperature of cascade-condenser in CO₂/NH₃ cascade refrigeration systems*, Science direct, June 2006
- [12] Christian, *Pengujian sistem refrigerasi cascade menggunakan R22-R404a dengan variasi tekanan discharge pada high-stage*, Skripsi, Departemen Teknik Mesin, Fakultas Teknik Universitas Indonesia, 2007/2008
- [13] Stoecker, Wilbert F., Jones, Jerold W., *Refrigerasi dan Pengkondisian udara*, Jakarta, Erlangga, 1989
- [14] Meacock, M.H., *Refrigeration Processes*, England, Permesson Press, 1979
- [15] Wang, S.K. and Lavan, Z. *Air-Conditioning and Refrigeration*, dalam Frank Kreith (Ed.), *Mechanical Engineering Handbook*, (Boca Raton: CRC Press LLC, 1999).

- [16] Cengel. Yunus A., Michael A. Boles, *Thermodynamics: An Engineering Approach* (New York: McGraw-Hill, Inc., 1998)
- [17] Shah, Ramesh K., Dušan P. Sekulić, *Fundamental of Heat Exchanger Design* (New Jersey: John Wiley & Sons, Inc., 2003).
- [18] Agnew, B and Ameli, M.S. *A finite time analysis of cascade refrigeration system using alternative refrigerants*, Science direct, 30 April 2004.
- [19] Bhattacharyya, Souvik, *Optimization of a CO₂-C₃H₈ cascade system for refrigeration and heating*, Science direct, November 2005
- [20] Hourahan, G. C and Calm, J. M, *Refrigerant Data Summary*, Engineered Systems, November 2001
- [21] Maclain-cross, I.L and Leonardi, E, *Comparative Performance of Hydrocarbon Refrigerants*, Australia
- [22] Jung, Dongsoo, *Capillary Tube Selection for HCFC 22 Alternatives*, Science direct, 7 Juni 1999.



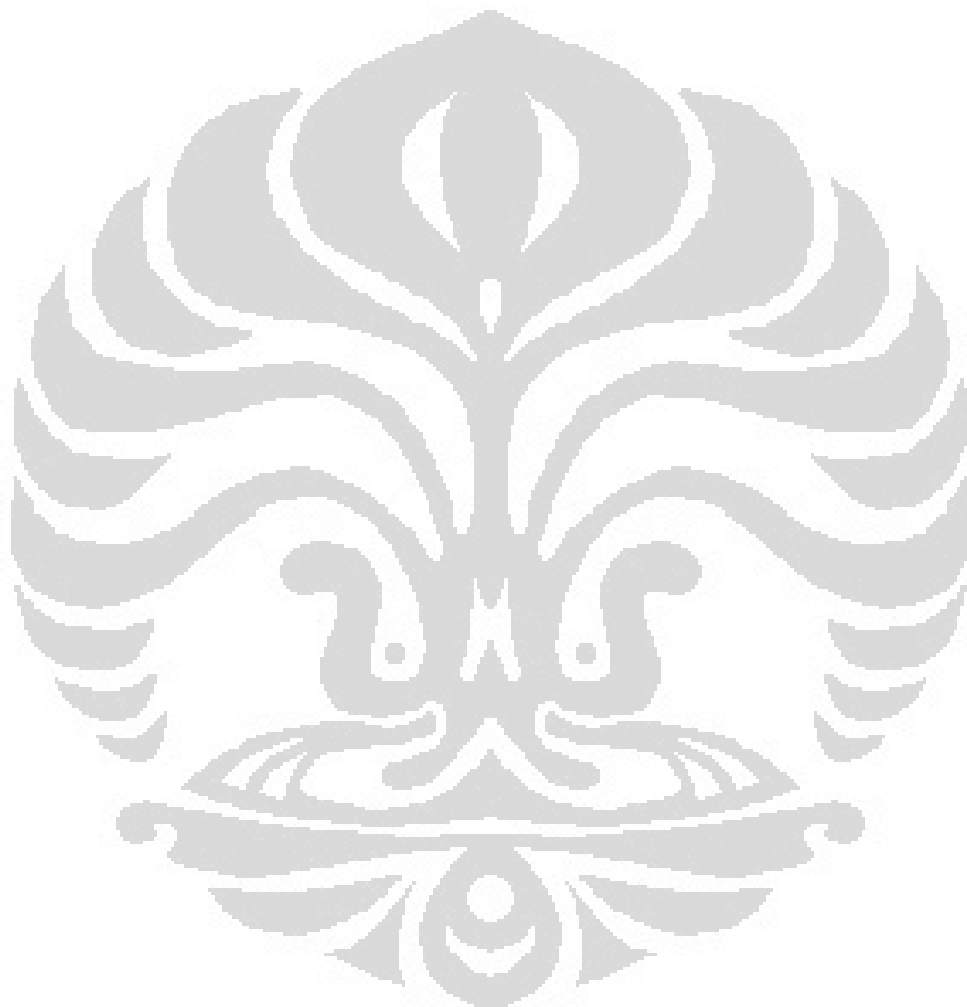
DAFTAR PUSTAKA

- Nasruddin, *Utilization of CO₂/Ethane Mixture as a New Alternative of Eco-Friendly Refrigerant For Low Temperature Applications*, Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering-University of Indonesia, 2007
- Nasruddin, Darwin Rio Budi Syaka, *Analisa Termodinamika Pemilihan Refrigeran pada Sistem Refrigerasi Cascade*, Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering-University of Indonesia, 2007
- Rahmat, Dedeng, 2008, *Pengujian Sistem Refrigerasi Cascade dengan Menggunakan Refrigeran Campuran Alami R170/R744 pada Aplikasi Temperatur Rendah*, Departemen Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Indonesia, Depok
- A.Kilicarslan, *An experimental investigation of a different type vapor compression cascade refrigeration system*, Science direct, June 2004
- Tzong-Shing Lee, Cheng-Hao Liu, Tung-Wei Chen, *Thermodynamic analysis of optimal condensing temperature of cascade-condenser in CO₂/NH₃ cascade refrigeration systems*, Science direct, June 2006
- Christian, 2007, *Pengujian sistem refrigerasi cascade menggunakan R22-R404a dengan variasi tekanan discharge pada high-stage*, Departemen Teknik Mesin, Fakultas Teknik Universitas Indonesia.
- ASHRAE Handbook, 2006, *Ultralow-Temperature Refrigeration*, Chapter 39
- Niu, Boulian, Zhang, Yufeng, 2006, *Experimental Study of the Refrigeration Cycle Performance for R744/R290 Mixtures*, International Jurnal Of Refrigeration, 30(2007):37-42
- Bhattacharyya, Souvik, S. Mukhopadhyay, A. Kumar, R.K. Kurana, dan J. Sarkar, 2005, *Optimization Of CO₂-C₃H₈ Cascade System for Refrigeration and Heating*, International Jurnal Of Refrigeration, 28:1284-1292
- Cengel. Yunus.A, Boles. Michael, 1998, *Thermodynamics An Engineering Approach*, Third Edition, Mcgraw-Hill, International Edition
- Gettu. H.M, Bansal. P.K, 2008, *Thermodynamic analysis of an R744-R717 cascade refrigeration system*, International Jurnal Of Refrigeration, 31 (2008):45-54
- Missimer,D.J.,W.L, Holladay, 1967, *Cascade refrigeration system – state of the art*, ASHRAE Journal.

- NIST Standard Reference Database 23, 1998. *NIST Thermodynamics and Transport Properties of Refrigerants and Refrigerant Mixtures*, REFPROP, Version 8.0.
- Cox.N, Mazur.V, 2006, *Is CO2 The Natural Alternative To R410A Or Are There Other Options*, IIR Ustav Lorentzen Convergence On Natural Working Fluids, Trondheim, Norway, May 28-31, 2006
- Redford, Donni, 2008, *Pengujian Sistem Refrigerasi Cascade Menggunakan R22-R404A Dengan Variasi Tekanan Pada Low-Stage*, Departemen Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Indonesia, Depok
- Stoecker, Jones, Supratman Hara, 1989, *Refrigerasi Dan Pengkondisian Udara*, Penerbit Erlangga, Jakarta



DAFTAR LAMPIRAN



R22

Refrigerant 22 Properties in Imperial Units

Temperature (°F)	Pressure (psia)	Liquid Density (lb/ft ³)	Vapor Volume (ft ³ /lb)	Enthalpy (Btu/lb)		Entropy (Btu/lb°F)	
				Liquid	Vapor	Liquid	Vapor
-130.00	0.696	96.46	58.544	-23.150	89.864	-0.06198	0.28082
-120.00	1.080	95.53	38.833	-20.594	91.040	-0.05435	0.27430
-110.00	1.626	94.60	26.494	-18.038	92.218	-0.04694	0.26838
-100.00	2.384	93.66	18.540	-15.481	93.397	-0.03973	0.26298
-90.00	3.413	92.71	13.275	-12.921	94.572	-0.03271	0.25807
-80.00	4.778	91.75	9.7044	-10.355	95.741	-0.02587	0.25357
-70.00	6.555	90.79	7.2285	-7.783	96.901	-0.01919	0.24945
-60.00	8.830	89.81	5.4766	-5.201	98.049	-0.01266	0.24567
-50.00	11.696	88.83	4.2138	-2.608	99.182	-0.00627	0.24220
-45.00	13.383	88.33	3.7160	-1.306	99.742	-0.00312	0.24056
-41.44 ^{b)}	14.696	87.97	3.4048	-0.377	100.138	-0.00090	0.23944
-40.00	15.255	87.82	3.2880	0.000	100.296	0.00000	0.23899
-35.00	17.329	87.32	2.9185	1.310	100.847	0.00309	0.23748
-30.00	19.617	86.81	2.5984	2.624	101.391	0.00616	0.23602
-25.00	22.136	86.29	2.3202	3.944	101.928	0.00920	0.23462
-20.00	24.899	85.77	2.0774	5.268	102.461	0.01222	0.23327

-15.00	27.924	85.25	1.8650	6.598	102.986	0.01521	0.23197
-10.00	31.226	84.72	1.6784	7.934	103.503	0.01818	0.23071
-5.00	34.821	84.18	1.5142	9.276	104.013	0.02113	0.22949
0.00	38.726	83.64	1.3691	10.624	104.515	0.02406	0.22832
5.00	42.960	83.09	1.2406	11.979	105.009	0.02697	0.22718
10.00	47.538	82.54	1.1265	13.342	105.493	0.02987	0.22607
15.00	52.480	81.98	1.0250	14.712	105.968	0.03275	0.22500
20.00	57.803	81.41	0.9343	16.090	106.434	0.03561	0.22395
25.00	63.526	80.84	0.8532	17.476	106.891	0.03846	0.22294
30.00	69.667	80.26	0.7804	18.871	107.336	0.04129	0.22195
35.00	76.245	79.67	0.7150	20.275	107.769	0.04411	0.22098
40.00	83.280	79.07	0.6561	21.688	108.191	0.04692	0.22004
45.00	90.791	78.46	0.6029	23.111	108.600	0.04972	0.21912
50.00	98.799	77.84	0.5548	24.544	108.997	0.05251	0.21821
55.00	107.32	77.22	0.5111	25.988	109.379	0.05529	0.21732
60.00	116.38	76.58	0.4715	27.443	109.748	0.05806	0.21644
65.00	126.00	75.93	0.4355	28.909	110.103	0.06082	0.21557
70.00	136.19	75.27	0.4026	30.387	110.441	0.06358	0.21472
75.00	146.98	74.60	0.3726	31.877	110.761	0.06633	0.21387
80.00	158.40	73.92	0.3451	33.381	111.066	0.06907	0.21302
85.00	170.45	73.22	0.3199	34.898	111.350	0.07182	0.21218
90.00	183.17	72.51	0.2968	36.430	111.616	0.07456	0.21134

95.00	196.57	71.79	0.2756	37.977	111.859	0.07730	0.21050
100.00	210.69	71.05	0.2560	39.538	112.081	0.08003	0.20965
105.00	225.53	70.29	0.2379	41.119	112.278	0.08277	0.20879
110.00	241.14	69.51	0.2212	42.717	112.448	0.08552	0.20793
115.00	257.52	68.71	0.2058	44.334	112.591	0.08827	0.20705
120.00	274.71	67.89	0.1914	45.972	112.704	0.09103	0.20615
125.00	292.73	67.05	0.1781	47.633	112.783	0.09379	0.20522
130.00	311.61	66.17	0.1657	49.319	112.825	0.09657	0.20427
135.00	331.38	65.27	0.1542	51.032	112.826	0.09937	0.20329
140.00	352.07	64.33	0.1434	52.775	112.784	0.10220	0.20227
145.00	373.71	63.35	0.1332	54.553	112.692	0.10504	0.20119
150.00	396.32	62.33	0.1237	56.370	112.541	0.10793	0.20006
160.00	444.65	60.12	0.1063	60.145	112.035	0.11383	0.19757
170.00	497.35	57.59	0.0907	64.175	111.165	0.12001	0.19464
180.00	554.82	54.57	0.0763	68.597	109.753	0.12668	0.19102
190.00	617.53	50.62	0.0625	73.742	107.398	0.13432	0.18613
200.00	686.11	44.44	0.0478	80.558	102.809	0.14432	0.17805
205.06 ^{c)}	723.74	32.70	0.0306	91.052	91.052	0.15989	0.15989

Refrigerant 22 Properties in Metric Units

Temperature (°C)	Pressure (MPa)	Liquid Density (kg/m ³)	Vapor Volume (m ³ /kg)	Enthalpy (kJ/kg)		Entropy (kJ/kgK)	
				Liquid	Vapor	Liquid	Vapor
-100	0.00200	1571.7	8.2980	90.24	358.93	0.5027	2.0545
-90	0.00480	1545.1	3.6548	100.95	363.82	0.5629	1.9982
-80	0.01035	1518.3	1.7816	111.66	368.75	0.6197	1.9508
-70	0.02044	1491.1	0.94476	122.36	373.68	0.6738	1.9109
-60	0.03747	1463.6	0.53734	133.11	378.58	0.7253	1.8770
-50	0.06449	1435.5	0.32405	143.91	383.39	0.7748	1.8480
-48	0.07140	1429.8	0.29469	146.08	384.35	0.7844	1.8427
-46	0.07890	1424.1	0.26849	148.25	385.29	0.7940	1.8376
-44	0.08700	1418.4	0.24507	150.43	386.23	0.8035	1.8326
-42	0.09575	1412.6	0.22410	152.61	387.17	0.8130	1.8277
-40 ^{b)}	0.10132	1409.1	0.21256	153.93	387.72	0.8186	1.8249
-40	0.10518	1406.8	0.20526	154.80	388.09	0.8224	1.8230
-38	0.11533	1401.0	0.18832	156.99	389.01	0.8317	1.8184
-36	0.12623	1395.1	0.17306	159.19	389.93	0.8410	1.8140
-34	0.13793	1389.2	0.15927	161.40	390.84	0.8502	1.8096
-32	0.15045	1383.3	0.14680	163.61	391.74	0.8594	1.8054
-30	0.16384	1377.3	0.13551	165.82	392.63	0.8685	1.8013
-28	0.17815	1371.3	0.12525	168.04	393.52	0.8776	1.7973
-26	0.19340	1365.2	0.11593	170.27	394.39	0.8866	1.7934

-24	0.20965	1359.1	0.10744	172.51	395.26	0.8955	1.7896
-22	0.22693	1352.9	0.09970	174.75	396.12	0.9044	1.7859
-20	0.24529	1346.8	0.09262	177.00	396.67	0.9133	1.7822
-18	0.26477	1340.5	0.08615	179.26	397.81	0.9222	1.7787
-16	0.28542	1334.2	0.08023	181.53	398.64	0.9309	1.7752
-14	0.30728	1327.9	0.07479	183.81	399.46	0.9397	1.7719
-12	0.33040	1321.5	0.06979	186.09	400.27	0.9484	1.7686
-10	0.35482	1315.0	0.06520	188.38	401.07	0.9571	1.7653
-8	0.38059	1308.5	0.06096	190.69	401.85	0.9657	1.7621
-6	0.40775	1301.9	0.05706	193.00	402.63	0.9743	1.7590
-4	0.43636	1295.3	0.05345	195.32	403.39	0.9829	1.7560
-2	0.46646	1288.6	0.05012	197.66	404.14	0.9915	1.7530
0	0.49811	1281.8	0.04703	200.00	404.87	1.0000	1.7500
2	0.53134	1275.0	0.04417	202.35	405.59	1.0085	1.7471
4	0.56622	1268.1	0.04152	204.72	406.30	1.0170	1.7443
6	0.60279	1261.1	0.03906	207.10	406.99	1.0254	1.7415
8	0.64109	1254.0	0.03676	209.49	407.67	1.0338	1.7387
10	0.68119	1246.9	0.03463	211.89	408.33	1.0422	1.7360
12	0.72314	1239.7	0.03265	214.31	408.97	1.0506	1.7333
14	0.76698	1232.4	0.03079	216.74	409.60	1.0590	1.7306
16	0.81277	1225.0	0.02906	219.18	410.21	1.0673	1.7280
18	0.86056	1217.6	0.02744	221.63	410.80	1.0756	1.7254
20	0.91041	1210.0	0.02593	224.10	411.38	1.0840	1.7228
22	0.96236	1202.4	0.02451	226.59	411.93	1.0923	1.7202

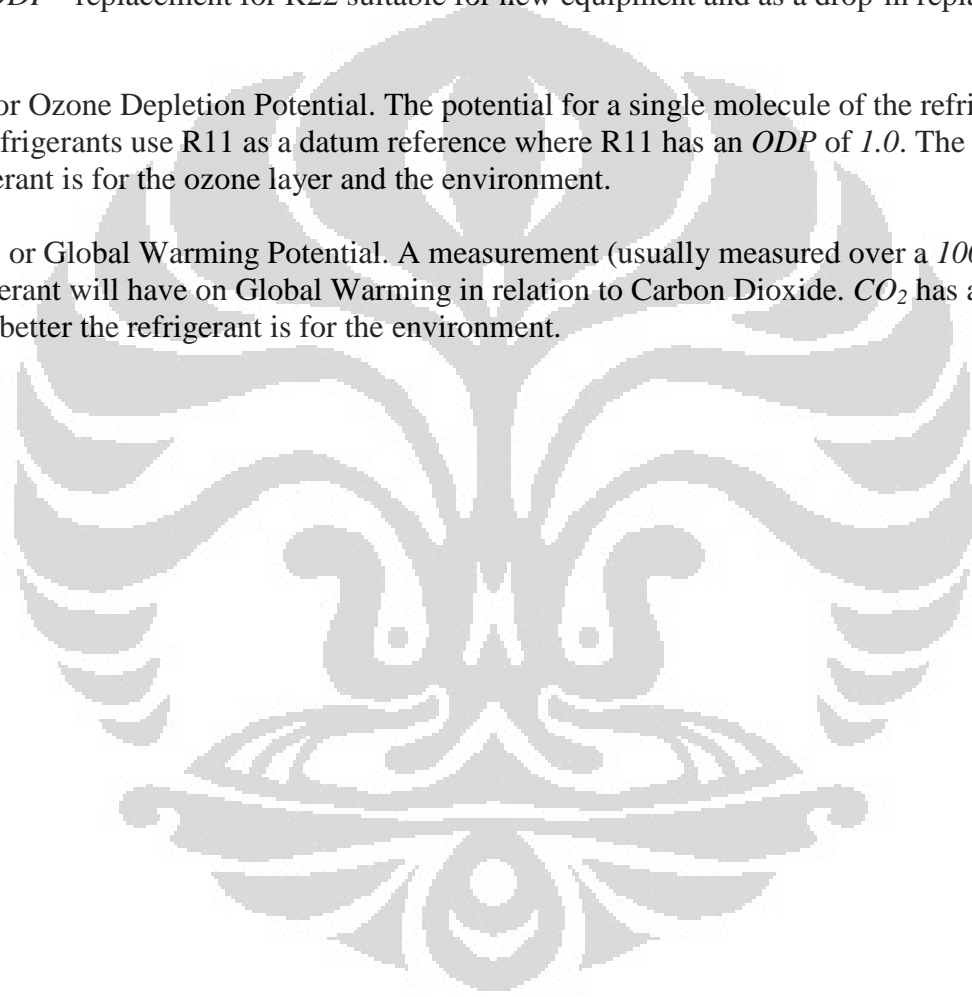
24	1.0165	1194.6	0.02319	229.09	412.46	1.1006	1.7177
26	1.0728	1186.8	0.02194	231.60	412.98	1.1088	1.7151
28	1.1314	1178.8	0.02077	234.14	413.46	1.1171	1.7126
30	1.1924	1170.7	0.01968	236.69	413.93	1.1254	1.7101
32	1.2557	1162.5	0.01864	239.25	414.37	1.1336	1.7075
34	1.3215	1154.2	0.01767	241.84	414.79	1.1419	1.7050
36	1.3898	1145.7	0.01675	244.44	415.18	1.1501	1.7024
38	1.4606	1137.1	0.01589	247.06	415.54	1.1584	1.6999
40	1.5341	1128.4	0.01507	249.71	415.87	1.1667	1.6973
42	1.6103	1119.5	0.01430	252.37	416.17	1.1749	1.6947
44	1.6892	1110.4	0.01357	255.06	416.44	1.1832	1.6921
46	1.7709	1101.2	0.01288	257.77	416.68	1.1915	1.6894
48	1.8555	1091.8	0.01223	260.51	416.87	1.1998	1.6867
50	1.9431	1082.1	0.01161	263.27	417.03	1.2081	1.6840
55	2.1753	1057.1	0.01020	270.31	417.24	1.2291	1.6768
60	2.4274	1030.5	0.00895	277.56	417.14	1.2503	1.6692
65	2.7008	1001.8	0.00784	285.06	416.65	1.2718	1.6610
70	2.9967	970.4	0.00684	292.90	415.69	1.2940	1.6518
75	3.3168	935.3	0.00594	301.18	414.09	1.3169	1.6413
80	3.6627	894.8	0.00511	310.10	411.60	1.3413	1.6287
85	4.0368	845.1	0.00433	320.05	407.72	1.3680	1.6128
90	4.4416	777.5	0.00355	331.98	401.33	1.3998	1.5907
95	4.8820	665.4	0.00264	348.86	387.46	1.4442	1.5491
96.14 ^{c)}	4.9900	523.8	0.00191	366.59	366.59	1.4918	1.4918

Note! ^{b)} = boiling point and ^{c)} = critical point

R417A is the zero *ODP*¹⁾ replacement for R22 suitable for new equipment and as a drop-in replacement for existing systems.

¹⁾ *ODP* - The *ODP* or Ozone Depletion Potential. The potential for a single molecule of the refrigerant to destroy the Ozone Layer. All refrigerants use R11 as a datum reference where R11 has an *ODP* of 1.0. The less the value of the *ODP* - the better the refrigerant is for the ozone layer and the environment.

²⁾ *GWP* - The *GWP*, or Global Warming Potential. A measurement (usually measured over a 100-year period) of how much effect a refrigerant will have on Global Warming in relation to Carbon Dioxide. CO_2 has a *GWP* of 1. The lower the value of *GWP* - the better the refrigerant is for the environment.



Propane (R290)

Properties

Molecular formula C_3H_8

Molar mass 44.1 g mol^{-1} Appearance Colorless gas

Density 1.83 kg/m^3 , gas
 507.7 kg/m^3 , liquid

Melting point $-187.6 \text{ }^\circ\text{C}$ (85.5 K)

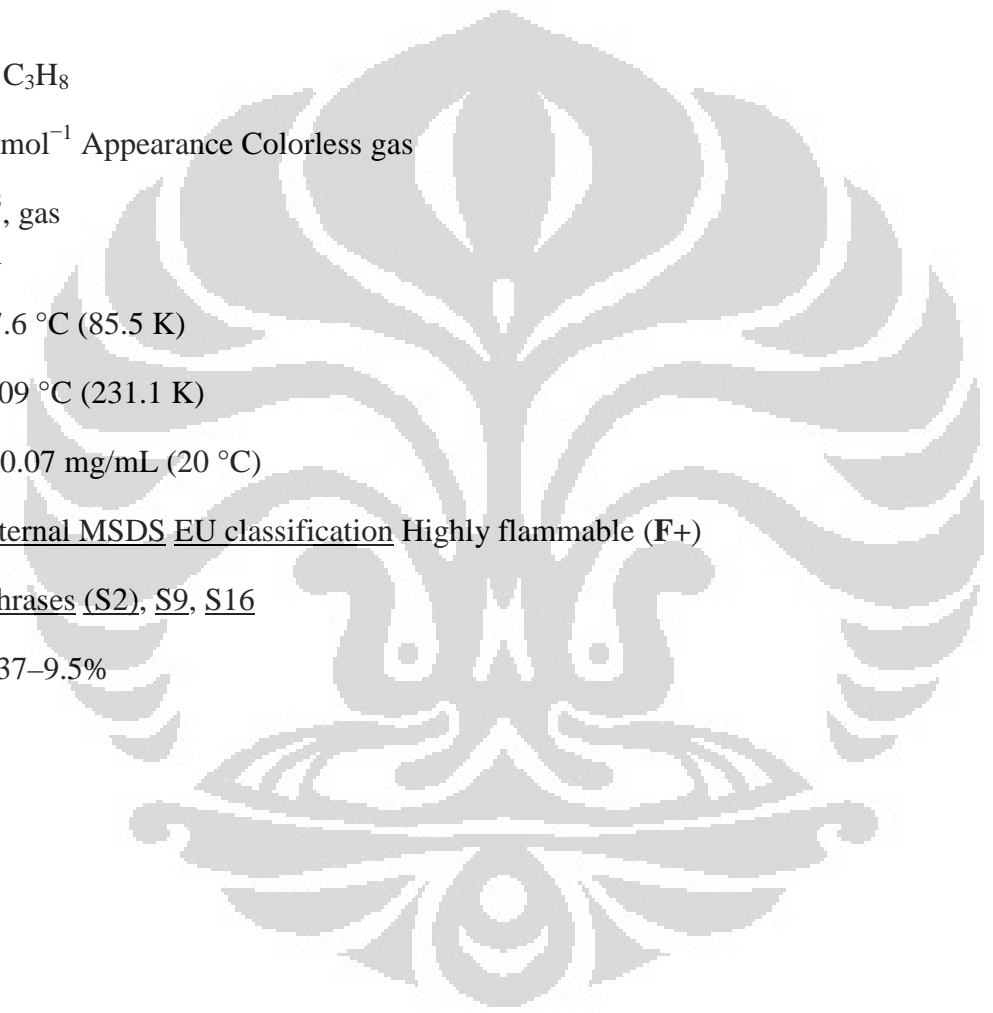
Boiling point $-42.09 \text{ }^\circ\text{C}$ (231.1 K)

Solubility in water 0.07 mg/mL ($20 \text{ }^\circ\text{C}$)

Hazards MSDS External MSDS EU classification Highly flammable (F+)

R-phrases R12 S-phrases (S2), S9, S16

Explosive limits 2.37–9.5%



Refrigerant No.	Name	Molecular Mass	Boiling point at atmospheric pressure <i>14.7 psia, 1 bar abs</i> (°F)	Freezing Point at atmospheric pressure <i>14.7 psia, 1 bar abs</i> (°F)	Critical Point		
					Temperature (°F)	Pressure (psia)	Specific Volume (Cu.Ft./lb.)
R-11	Trichlorofluoromethane ¹⁾	137.37	74.9	-168	388	640	0.0289
R-12	Dichlorodifluoromethane ²⁾	120.91	-21.8	-252	234	597	0.0287
R-13	Chlorotrifluoromethane	104.46	-114.6	-294	84	561	0.0277
R-13B1	Bromotrifluoromethane	148.91	-72	-270	153	575	0.0215
R-14	Tetrafluoromethane (Carbon tetrafluoride)	88.00	-198.2	-299	-50	543	0.0256
R-21	Dichloro-fluoromethane	102.92	48.1	-211			
R-22	Chlorodifluoromethane ³⁾	86.468	-41.3	-256	205	722	0.0305
R-40	Chloromethane (Methyl Chloride)	50.488	-10.7	-144	290	969	0.0454
R-50	Methane	16.044	-259	-296.6			
R-113	Trichlorotrifluoroethane ⁴⁾	187.39	118	-31	417	499	0.0278
R-114	1,2-dichloro-1,1,2,2-tetrafluoroethane	170.92	38.4	-137	294	473	0.0275
R-115	Chloropentafluoroethane	154.47	-38.0	-149	176	458	0.0261
R-123	Dichlorotrifluoroethane ⁵⁾	152.93	82	-161	363	533	
R-134a	Tetrafluoroethane ⁶⁾	102.03	-15	-142	214	590	0.0290
R-142b	1-chloro-1,1-difluoroethane	100.50	14	-204	279	598	0.0368
R-152a	Difluoroethane	66.05	-13				

R-160	Ethyl Chloride	64.515	12.2	-218			
R-170	Ethane	30.070	-127	-278	90	710	0.0830
R-290	Propane	44.097	-44	-309.8	206	617	0.0728
RC-318	Octafluorocyclobutane	200.04	22	-43	240	404	0.0258
R-410A	R-32 Difluoromethane (50% weight), R-125 Pentafluoroethane (50% weight)	72.6	-55.4		162	690	
R-500	Dichlorodifluoromethane/ Difluoroethane ⁷⁾	99.31	-28	-254	222	642	0.0323
R-502	Chlorodifluoromethane/ Chloropentafluoroethane	111.63	-50		180	591	0.0286
R-503	Chlorotrifluoromethane/ Trifluoromethane	87.50	-128		67	607	0.0326
R-600	n-Butane	58.12	31.2	-217	306	551	0.0702
R-600a	Isobutane (2-Methyl propane)	58.12	10.8	-229	275	529	0.0725
R-611	Methyl formate	60.05	89	-146	417	870	0.0459
R-702	Hydrogen	2.016	-423	-434.6			
R-704	Helium	4.0026	-452				
R-717	Ammonia	17.02	-28	-107.9	271	1657	0.0680
R-720	Neon	20.179	-410.9	-415.6			
R-728	Nitrogen	28.0134	-320.4	-346			
R-729	Air	28.966	-320	-357.2			
R-732	Oxygen	31.9988	-297.3	-361.3			
R-740	Argon	39.948	-303	-308.5			
R-744	Carbon Dioxide	44.01	-109.4	-70	88	1070	0.0342

R-744A	Nitrous Oxide	44.012	-127.3	-131.5			
R-764	Sulfur Dioxide	64.06	14.0	-104	316	1143	0.0306
R-1150	Ethylene	28.05	-155	-272	49	742	0.0700
R-1270	Propylene	42.08	-54	-301	197	670	0.0720

- 1) Production of R11 or CFC-11 was halted by the clean air act on January 1, 1996
- 2) Production of R12 or CFC-12 (Freon) was halted by the clean air act on January 1, 1996
- 3) R22 or HCFC-22 is a single component HCFC refrigerant with low ozone depletion potential. It has long been used in a variety of air-conditioning and refrigeration applications in a variety of markets, including appliance, construction, food processing, and supermarkets
- 4) Production of R113 or CFC-113 was halted by the clean air act on January 1, 1996
- 5) R123 or HCFC-123 is a replacement for R11 in chillers and is providing this new refrigerant to chiller manufacturers for use in new and existing chillers
- 6) Refrigerant R134a or HFC-134a is a commercially available hydrofluorocarbon (HFC) refrigerant for use as a long-term replacement for R-12 in new equipment and for retrofitting medium temperature CFC-12 systems
- 7) Production of R-500 was halted by the clean air act on January 1, 1996.

Ethane (R170)

Properties

Molecular formula C_2H_6 Molar mass 30.07 g/mol Appearance colourless gasDensity 1.212 kg/m³Melting point -181.76 °C (89.34 K)Boiling point -88.6 °C (184.5 K)Solubility in water very lowAcidity (pK_a) 50 HazardsMSDS External MSDS EU Index 601-002-00-XEU classification Highly flammable (F+)R-phrases R12 S-phrases (S2), S9, S16, S33Flash point -135 °CAutoignition temperature 472 °CExplosive limits 3.0–12.5%

Ethane Gas - C_2H_6	
Temperature - T - (K)	Specific heat capacity - c_p - (kJ/kgK)
250	1.535
275	1.651
300	1.766
325	1.878
350	1.987
375	2.095
400	2.199
450	2.402
500	2.596
550	2.782
600	2.958
650	3.126
700	3.286
750	3.438
800	3.581
850	3.717
900	3.846

CO₂ (R744)

Properties

Molecular formula CO₂

Molar mass 44.010 g/mol Appearance colorless, odorless gas

Density 1.562 g/mL (solid at 1 atm and -78.5 °C)

0.770 g/mL (liquid at 56 atm and 20 °C)

1.977 g/L (gas at 1 atm and 0 °C)

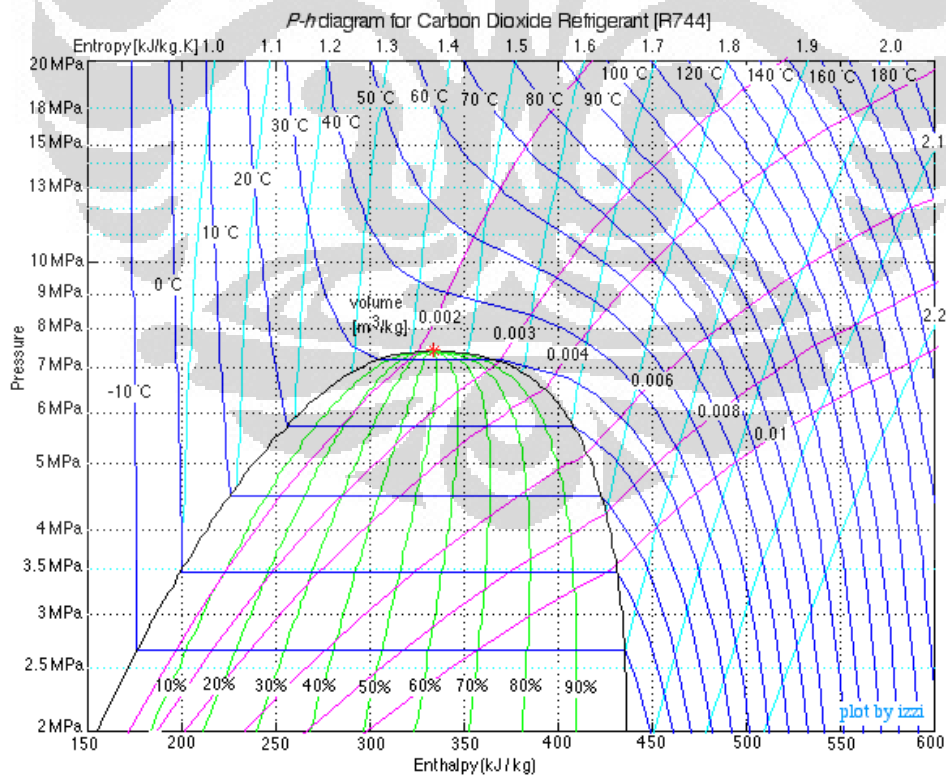
849.6 g/L (supercritical fluid at 150 atm and 30 °C)

Melting point -78 °C, 194.7 K, -109 °F (*subl.*)

Boiling point -57 °C, 216.6 K, -70 °F ((at 5.185 bar))

Solubility in water 1.45 g/L at 25 °C, 100 kPa Acidity (pK_a) 6.35, 10.33 Refractive index (n_D) 1.1120 Viscosity 0.07 cP at -78 °C Dipole moment zero

The *P-h* diagram for Carbon Dioxide (R744)



The h - s Diagram for Carbon Dioxide (R744)

