



UNIVERSITAS INDONESIA

**ANALISA KOMPOSISI CAMPURAN REFRIGERAN R744/R290 DAN
PENGARUHNYA TERHADAP SISTEM REFRIGERASI CASCADE PADA
APLIKASI TEMPERATUR RENDAH**

SKRIPSI

LASMAN SAPUTRA

0405020456

FAKULTAS TEKNIK

PROGRAM STUDI TEKNIK MESIN

DEPOK

DESEMBER 2009



UNIVERSITAS INDONESIA

**ANALISA KOMPOSISI CAMPURAN REFRIGERAN R744/R290 DAN
PENGARUHNYA TERHADAP SISTEM REFRIGERASI CASCADE PADA
APLIKASI TEMPERATUR RENDAH**

SKRIPSI

Diajukan sebagai salah satu syarat untuk memperoleh gelar Sarjana Teknik

LASMAN SAPUTRA

0405020456

FAKULTAS TEKNIK

PROGRAM STUDI TEKNIK MESIN

DEPOK

DESEMBER 2009

PERNYATAAN KEASLIAN SKRIPSI

Saya menyatakan dengan sesungguhnya bahwa skripsi dengan judul :

**ANALISA KOMPOSISI CAMPURAN REFRIGERAN R744/R290 DAN
PENGARUHNYA TERHADAP SISTEM REFRIGERASI CASCADE PADA
APLIKASI TEMPERATUR RENDAH**

yang dibuat untuk melengkapi sebagai 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 di publikasikan dan atau pernah dipakai untuk mendapatkan gelar keserjanaan di lingkungan Universitas Indonesiamaupun di Perguruan Tinggi atau Instansi manapun, kecuali bagian yang sumber informasinya dicantumkan sebagaimana mestinya.

Skripsi ini merupakan bagian yang dikerjakan bersama dengan saudara Rifky Tri Wahyu Rosadi (0405020618) dengan judul **PENGUJIAN SISTEM REFRIGERASI CASCADE DENGAN KOMPOSISI CAMPURAN R744 DAN R170 PADA APLIKASI TEMPERATUR RENDAH**. Sehingga harap maklum jika ada beberapa bagian dari buku ini ada kesamaan dengan skripsi tersebut.

Nama : Lasman Saputra
NPM : 0405020456
Tanda Tangan :
Tanggal :

HALAMAN PENGESAHAN

Skripsi ini diajukan oleh:

Nama : Lasman Saputra

NPM : 0405020456

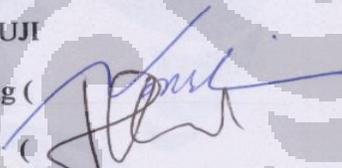
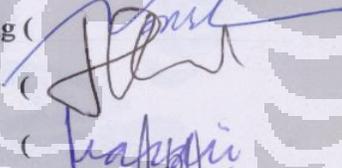
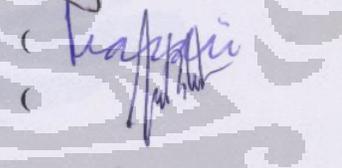
Program Studi : Teknik Mesin

Judul Skripsi :

ANALISA KOMPOSISI CAMPURAN REFRIGERAN R744/R290 DAN PENGARUHNYA TERHADAP SISTEM REFRIGERASI CASCADE PADA APLIKASI TEMPERATUR RENDAH

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

DEWAN PENGUJI

Pembimbing : Dr.-Ing. Ir. Nasruddin, Meng ()
Penguji : Dr. Ir. M. Idrus Alhamid ()
Penguji : Dr.Ir. Budiharjo, Dipl Ing ()
Penguji : Lubi Rahadian, ST, Meng ()

Ditetapkan di : Universitas Indonesia, Depok

Tanggal : 30/12/09

UCAPAN TERIMA KASIH

Puji syukur saya panjatkan kepada Allah SWT karena atas berkat rahmat dan karunia-Nya saya dapat menyelesaikan skripsi ini. penulisan skripsi ini dilakukan dalam rangka memenuhi salah satu syarat untuk mencapai gelar sarjana teknik mesin pada Fakultas Teknik Universitas Indonesia. Saya menyadari bahwa dalam proses pembuatan hingga selesainya skripsi ini banyak pihak yang telah membantu dan menyemangati saya dalam pembuatan skripsi ini. Oleh karena itu saya mengucapkan terima kasih kepada :

- 1) Orang tua dan keluarga tercinta yang telah memberikan bantuan moril dan material
- 2) Dr.-ing Ir Nasruddin, Meng dan Dr.Ir M. Idrus Alhamid selaku dosen pembimbing yang telah menyediakan waktu, tenaga, dan pikiran untuk mengarahkan saya dalam penyusunan skripsi ini
- 3) Bapak Ir. Darwin Rio Budi Syaka, MT dan Bapak Lubi Rahadian, ST, M.Eng yang telah banyak membantu dalam proses pembuatan skripsi
- 4) Rifki Tri Wahyu Rosadi dan Insan yang telah bekerja sama dengan baik selama pengerjaan skripsi ini
- 5) Teman-teman lab. Pendingin, Imam, Maghribi, Richak, Jawir, Fajri, David, Ardi, Rio, Rohman, Hilman, dan Fahriza yang telah banyak membantu dan menyemangati saya dalam pembuatan skripsi ini
- 6) Karyawan-karyawan DTM mulai dari Bang Yasin, Mas Syarif, Acong, Bang Supri dan Mas Udiyono yang juga ikut ambil membantu saya menyelesaikan skripsi ini
- 7) Teman-teman teknik mesin seperjuangan yang telah ikut berkontribusi dalam pembuatan skripsi ini.

HALAMAN PERNYATAAN PERSETUJUAN PUBLIKASI TUGAS AKHIR UNTUK KEPENTINGAN AKADEMIS

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

Nama : Lasman Saputra

NPM : 040502456

Program Studi : Teknik Mesin

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 yang berjudul :

ANALISA CAMPURAN KOMPOSISI REFRIGERAN R744/R290 DAN PENGARUHNYA TERHADAP SISTEM REFRIGERASI CASCADE PADA APLIKASI TEMPERATUR RENDAH

Beserta perangkat yang ada (jika diperlukan). Dengan Hak Bebas Royalti Nonekslusive ini Universitas Indonesia berhak menyimpan, mengalihmedia / format-kan, mengelola dalam bentuk pengkalan 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 :

Yang menyatakan

(Lasman Saputra)

ABSTRAK

Nama : Lasman Saputra
Program Studi : Teknik Mesin
Judul : Analisa Campuran komposisi Massa Refrigeran
R744/R290 Dan Pengaruhnya terhadap Sistem Refrigerasi
Cascade Pada Aplikasi Temperatur Rendah

Dalam pengobatan dan penelitian biomedis diperlukan *cold storage* yang dapat mencapai temperatur -80°C dan untuk mencapai temperatur rendah tersebut digunakan sistem refrigerasi *cascade*. Selama ini sirkuit temperatur rendah menggunakan sistem refrigerasi cascade dan menggunakan refrigeran yang mengandung zat perusak ozon atau penyebab pemanasan global. Karena itu, diperlukan alternatif refrigeran alamiah, yang salah satunya adalah karbondioksida. Namun, tingginya tekanan dan temperatur triple menghalangi penggunaan karbondioksida untuk temperatur rendah. Salah satu solusinya adalah dengan mencampur karbondioksida dengan hidrokarbon (propane) untuk itu pengujian ini dilakukan dengan memvariasikan komposisi massa dari kedua campuran. Dari hasil pengujian didapatkan temperature evaporasi terendah terjadi pada temperature -72 dengan komposisi massa R744/R290 sebesar 60 : 40 dengan daya pemakaian listrik terbesar pada komposisi 100 : 0 sebesar 1006 watt.

Kata kunci : cold storage; cascade; karbondioksida; propane ; temperature evaporasi

ABSTRACT

Name : Lasman Saputra
Study Program : Mechanical Engineering
Title : Analysis of Mass refrigerant mixture composition
The effect on the R744/R290 And Refrigeration System
Cascade In Low Temperature Applications

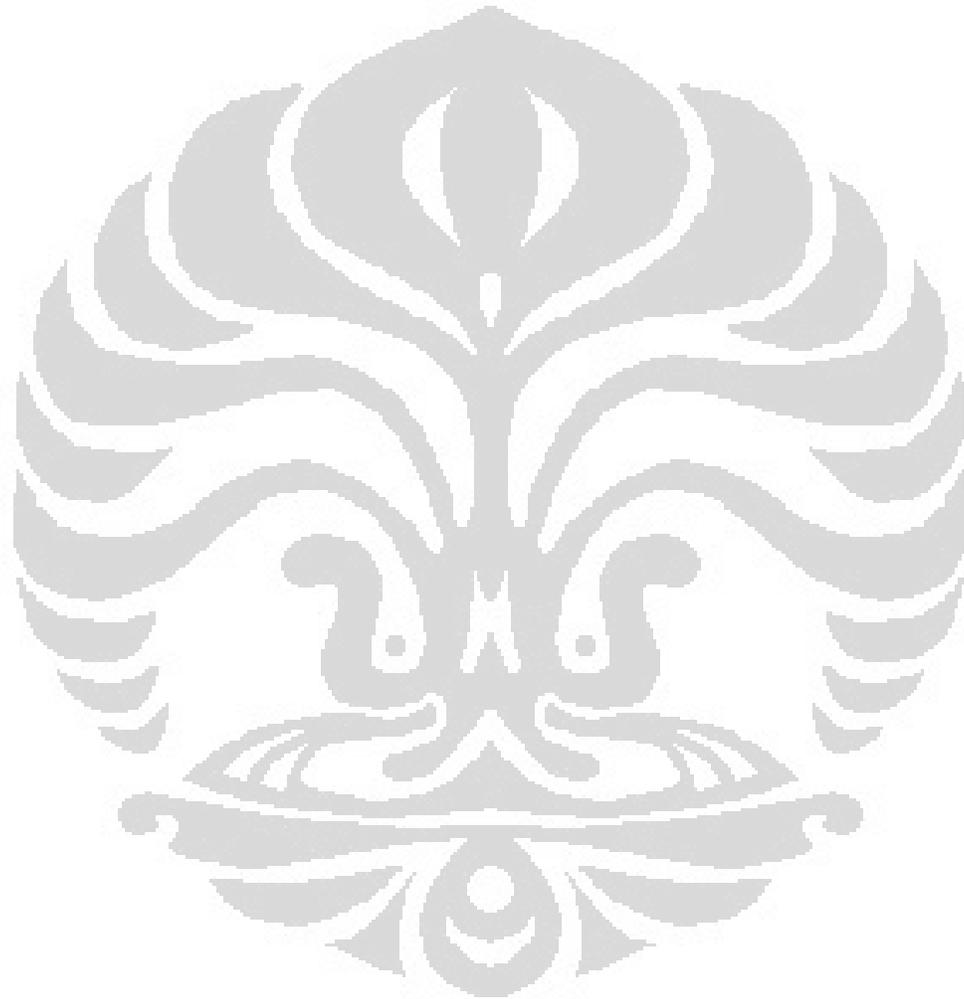
In medical and biomedical research that is needed cold storage temperature can reach 80° C, and to achieve such a low temperature cascade refrigeration system is used. This circuit during low-temperature cascade refrigeration system using refrigerant-containing substances damaging the ozone or global warming cause, therefore, necessary alternative natural refrigerant, one of which is carbon dioxide [However, the high pressure and temperature triple carbon dioxide to prevent the use of low temperature one the solution is to mix carbon dioxide with hydrocarbons (propane) for this test was done by varying the composition of the mass of the two mixtures. From the test results found the lowest temperature evaporation occurs at temperatures of -72 with R744/R290 mass composition of 60: 40 with the largest electric power consumption on the composition 100: 0 for 1011 watts.

Keywords: cold storage; cascade; carbon dioxide; propane; temperature evaporation

DAFTAR ISI

PERNYATAAN KEASLIAN SKRIPSI	I
HALAMAN PENGESAHAN	ERROR! BOOKMARK NOT DEFINED.
UCAPAN TERIMA KASIH	IV
HALAMAN PERNYATAAN PERSETUJUAN PUBLIKASI TUGAS AKHIR UNTUK KEPENTINGAN AKADEMIS	VI
ABSTRAK	VII
ABSTRACT	VIII
DAFTAR ISI	IX
DAFTAR GAMBAR	XI
DAFTAR TABEL	XIII
BAB I PENDAHULUAN	1
I.1 LATAR BELAKANG	1
I.2 PERUMUSAN MASALAH	3
I.3 TUJUAN PENULISAN	3
I.4 PEMBATAAN MASALAH	4
I.5 METODOLOGI PENELITIAN.....	4
I.6 SISTEMATIKA PENULISAN.....	6
BAB II DASAR TEORI	7
II.1 REFRIGERASI DAN SISTEM RREFRIGERASI.....	7
II.1.1 Prinsip Dasar Refrijerasi	7
II.1.2 Komponen Utama Dalam Sistem Refrijerasi	9
II.1.3 Diagram Siklus Refrijerasi	12
II.2 SISTEM REFRIJERASI DUA TINGKAT CASCADE	15
II.3 SELEKSI REFRIGERAN	18
BAB III METODE PENELITIAN	25
III. 1 ALAT PENGUJIAN DAN KOMPONEN	25
III.2 TES KEBOCORAN	42
III.3 VACUUM SYSTEM	43
III.4 CHARGING SYSTEM	44
III.5 METODE PENGMBLAN DATA.....	45
BAB IV ANALISA DATA	46
IV.1 PENGARUH TEMPERATUR LINGKUNGAN TERHADAP SISTEM.....	46
IV.2 TEMPERATUR KONDENSER HS	47
IV.3 TEMPERATUR EVAPORASI DI HS	48
IV.4 PENGARUH PERPINDAHAN PANAS PADA CASCADE HEAT EXCHANGER.....	49
IV.5 TEMPERATUR EVAPORASI TERHADAP WAKTU.....	50
IV.6 DAYA TERHADAP WAKTU	51
IV.7 TEKANAN DISCHARGE TERHADAP WAKTU	52

IV.8 PENGARUH DAYA TERHADAP DISCHARGE	53
IV.9 PENGARUH DAYA TERHADAP TEMPERATUR EVAPORASI.....	54
IV.10 DIAGRAM PH.....	55
IV.11 COP TERHADAP KOMPOSISI	56
BAB V KESIMPULAN DAN SARAN	60
V.1 KESIMPULAN.....	60
V.2 SARAN	61



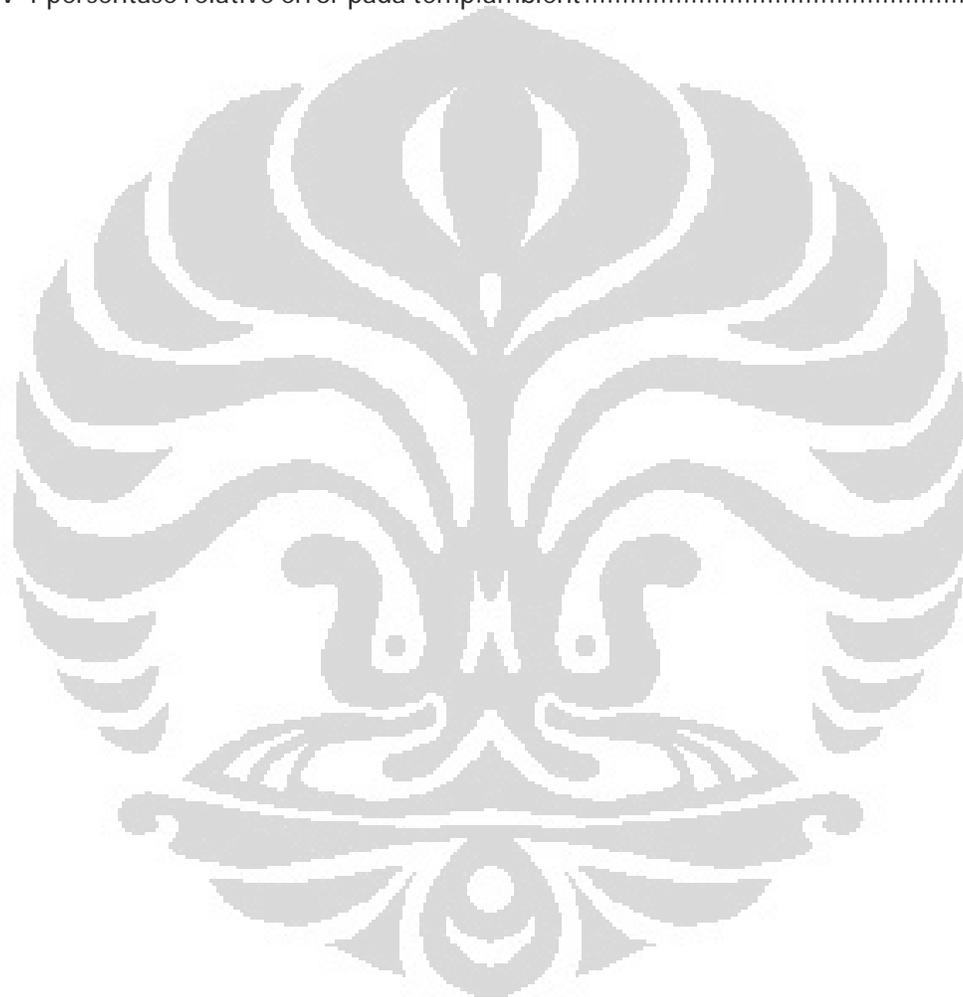
DAFTAR GAMBAR

Gambar II-1 Siklus Refrijerasi Kompresi Uap	8
Gambar II-2 Komponen Utama dalam Sistem Refrijerasi.....	9
Gambar II-3 Pemetaan Tiga Daerah Penting pada p-H Diagram	12
Gambar II-4 Pemetaan Tekanan, Suhu dan Entalpi pada p-H Chart	14
Gambar II-5 Sistem Cascade	16
Gambar II-6 diagram ph ammonia.....	21
Gambar II-7 tripel point karbondioksida	23
Gambar III-1 skema alat pengujian cascade	25
Gambar III-2 wiring diagram.....	26
Gambar III-3 kompresor HS	27
Gambar III-4 kompresor LS	28
Gambar III-5 cascade heat exchanger	29
Gambar III-6 kondenser.....	30
Gambar III-7 expansion valve HS	31
Gambar III-8 expansion valve LS.....	32
Gambar III-9 filter dryer.....	33
Gambar III-10 akumulator	34
Gambar III-11 oil separator.....	35
Gambar III-12 pressure transmitter	36
Gambar III-13 pressure gage.....	36
Gambar III-14 evaporator	38
Gambar III-15 Tampilan labview	39
Gambar III-16 National Instrumen	40

Gambar III-17 power meter	40
Gambar III-18 refrigeran R290	41
Gambar III-19 refrigeran R744	42
Gambar III-20 pompa vakum	43
Gambar III-21 timbangan digital	44
Gambar IV-1 grafik temperature ambient.....	46
Gambar IV-2 temperatur condenser HS.....	47
Gambar IV-3 temperatur Evaporasi HS	48
Gambar IV-4 grafik temperature condenser LS	49
Gambar IV-5 grafik temperature evaporasi.....	50
Gambar IV-6 grafik daya terhadap waktu	51
Gambar IV-7 grafik tekanan discharge terhadap waktu	52
Gambar IV-8 grafik efek daya terhadap tekanan discharge	53
Gambar IV-9 grafik efek temperature terhadap daya.....	54
Gambar IV-10 diagram ph	55
Gambar IV-11 grafik COP terhadap komposisi	56
Gambar IV-12 diagram ph cascade	57

DAFTAR TABEL

Tabel II-1 nilai ODP dan GWP.....	18
Tabel II-2 karakteristik refrigeran	19
Tabel II-3 tabel fluid information ammonia.....	20
Tabel IV-1 persentase relative error pada temp.ambient.....	47



BAB I

PENDAHULUAN

I.1 LATAR BELAKANG

Sistem refrigerasi atau pendinginan memiliki peran yang sangat penting dalam kehidupan masyarakat sehari-harinya, diantaranya untuk pengkondisian udara dan juga pengawetan makanan. Pemrosesan produk pada dunia industri juga tidak lepas dari Refrigerasi sebagai salah satu proses utamanya, seperti pengawetan makanan, perminyakan pengolahan bahan-bahan kimia dan pendinginan setempat (*spot cooling*). Pada industri baja dibutuhkan kondisi ruangan yang bertemperatur sangat rendah berkisar antara 30°C hingga -50°C. bahkan dalam dunia kedokteran dibutuhkan temperature yang sangat rendah hingga mencapai temperature -80°C.

Kegiatan pengobatan dan penelitian biomedis membutuhkan *cold storage* untuk menyimpan spesimen biomedis seperti sel induk (*stem cells*), sperma, darah dan organ-organ lainnya. Untuk mencegah specimen biomedis dari kerusakan disyaratkan ruang pendingin yang mencapai temperatur hingga -80°C. Penggunaan sistem refrigerasi siklus tunggal hanya mampu mencapai pendinginan efektif sekitar -40°C, dan efisiensinya memburuk di bawah -35°C karena turunnya tekanan evaporasi. Sehingga, untuk dapat menjangkau temperatur yang lebih rendah, digunakan system bertekanan banyak yang menggunakan lebih dari satu compressor seperti yang terdapat pada system refrigerasi bertingkat (*multi stage*) dan kombinasi dua atau lebih system refrigerasi tunggal (*cascade*) dimana satu sistem sebagai *high stage (HS)* dan satu sistem lainnya dikenal sebagai *low stage (LS)*.

Sistem refrigerasi *cascade* minimal terdiri dari dua sistem refrigerasi yang bekerja secara mandiri. Dua sistem refrigerasi ini dihubungkan penukar kalor *cascade* di mana kalor yang dilepaskan kondenser di sirkuit temperatur rendah (*low temperature circuit/LTC*) diserap evaporator dari sirkuit temperatur tinggi (*high temperature circuit/HTC*)

Perkembangan sistem refrigerasi juga menuntut perkembangan penggunaan refrigeran. Selama ini penggunaan CFC (*chloro-fluoro-carbon*) sebagai refrigeran dipilih karena memiliki property thermal dan fisik yang baik sebagai refrigeran, tidak mudah terbakar (*non-flamable*), tidak beracun, sesuai untuk berbagai besar komponen sistem refrigerasi 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 ozon. Pada sistem refrigerasi cascade, untuk sirkuit temperatur tinggi dapat menggunakan refrigeran yang umum digunakan semisal ammonia (R717), Propane (R290), Propylene (R1270), Isobutan (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). Tetapi hanya sedikit pilihan refrigeran yang memenuhi syarat diatas. Selama ini R13 dan R503a merupakan refrigeran yang paling umum dipakai. Namun demikian, refrigeran-refrigeran ini termasuk refrigeran CFC, yang menurut Protokol Montreal pada 2010 sudah tidak dapat dipergunakan lagi. Sehingga, refrigeran alternatif yang lain harus segera ditemukan untuk menggantikannya. 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 (CO_2), ammonia atau hidrokarbon.

Karbondioksida memiliki keunggulan karena tidak beracun, tidak dapat terbakar (*non-flamable*), mudah didapat, tidak merusak ozon dan sangat rendah berpotensi pada pemanasan global. Namun tingginya tekanan dan temperatur triple menghalangi penggunaan karbondioksida bila digunakan untuk sirkuit temperatur rendah. Solusi untuk mengatasi kekurangan ini adalah dengan mencampurkan karbondioksida dengan refrigeran alamiah yang lain yaitu hidrokarbon.

Indonesia sebagai salah satu negara penghasil gas alam terbesar didunia, memiliki cadangan hidrokarbon yang luar biasa besar. Sebagai refrigeran, hidrokarbon memiliki sifat termofisik yang baik. Walaupun tidak beracun dan ramah lingkungan, hidrokarbon dikenal sebagai bahan dapat terbakar. Maka, diharapkan bila hidrokarbon dicampur dengan karbondioksida maka mengurangi *flammability*-nya sekaligus memperbaiki sifat termofisik karbondioksida.

1.2 Perumusan Masalah

Seiring dengan perkembangan zaman, pemanfaatan sistem refrigerasi ini semakin berkembang. Dalam aplikasinya, sistem refrigerasi kompresi uap dengan satu tingkat saja tidak dapat memenuhi kebutuhan saat ini yang semakin canggih dimana dibutuhkan temperatur yang sangat rendah. Selain itu dituntut pula penggunaan sistem refrigerasi yang lebih efisien dan ramah lingkungan. Oleh karena itu saat ini telah dikembangkan berbagai macam model sistem refrigerasi yang salah satunya adalah sistem refrigerasi dua tingkat cascade yang dapat menghasilkan temperatur sangat rendah dengan menggunakan double pipe heat exchanger sebagai cascade heat exchanger. Sistem ini dikembangkan selain untuk memenuhi kebutuhan akan temperatur refrigerasi yang sangat rendah juga agar lebih efisien

1.3 TUJUAN PENULISAN

Penulisan skripsi ini bertujuan untuk :

- Memodifikasi system refrigerasi cascade dengan menggunakan refrigeran alternatif sehingga dihasilkan temperature evaporasi yang sangat rendah dan nilai COP yan cukup tinggi
- Menganalisa kinerja system refrigerasi cascade dengan melakukan variasi komposisi refrigerant propane pada high stage (HS) dan komposisi campuran carbondioksida (CO₂) dan propane

I.4 PEMBATASAN MASALAH

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

- ❖ Refrigeran yang digunakan adalah propane untuk HS dan campuran CO₂ dan propane pada LS
- ❖ Total massa refrigeran propane sebesar 300 gram dan massa campuran CO₂/propane sebesar 100 gram
- ❖ Variasi komposisi massa campuran sebesar 100:0 ; 70 : 30 ; 66: 34 ; 60: 40 ; dan 0 : 100
- ❖ Sistem dianggap siklus ideal

I.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, penambahan alat ukur dan tekanan, peletakkan pemasangan kompressor, oil separator, kondensor, sight glass, manual expansion valve, cascade heat exchanger, dan akumulator.
3. Pengadaan Alat
Proses ini meliputi persiapan dan pembelian terhadap alat-alat yang dibutuhkan untuk melakukan pengujian diantaranya pipa, kawat las, pressure gage, panel pressure, pressure transmitter, power meter, isolator dinding pipa (armalflek), perekat armalflek, 2panel listrik, kabel-kabel, amperemeter, voltmeter, satu set komputer, adam view, timbangan digital, mesin vakum, dan refrigerant.

4. Perbaiki Alat uji

Pada tahap ini meliputi perbaikan, penggantian, dan penambahan alat uji. Hal ini dilakukan untuk mengembalikan dan meningkatkan kondisi alat, sehingga pengujian dapat dilakukan dan data yang diperoleh lebih akurat, perbaikan dilakukan pada bagian-bagian seperti sambungan pipa, isolator dinding pipa, penambahan alat ukur tekanan dan temperatur, dan evaporator pada LS.

5. kalibrasi alat uji

kalibrasi adalah membandingkan alat ukur yang akan kita gunakan dengan alat ukur standar, sebelum pengujian dilakukan dilakukan kalibrasi terhadap alat ukur tekanan dan temperatur agar data yang dihasilkan nantinya lebih akurat.

6. Pengecekan sistem

Setelah semua alat terpasang pada sistem proses selanjutnya adalah pengecekan yang meliputi tes kebocoran, vakum, dan penyetelan kelistrikan

7. pengujian sistem

pengujian dilakukan dengan memantau data dari alat ukur seperti pressure gage, pressure transmitter, analog view, power meter, amperemeter, dan voltmeter untuk mengetahui karakteristik refrigeran dan COP sistem secara keseluruhan. Proses pengujian ini meliputi pengambilan data pada alat ukur, dan perhitungan COP sistem.

8. Analisa dan Kesimpulan Hasil Pengujian

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

I.6 SISTEMATIKA PENULISAN

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

BAB I 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 tentang teor-teori yang mendasari penelitian ini. Dasar teori meliputi: dasar teori tentang sistem refrigerasi dan dasar pemilihan refrigeran. Dasar2 teori yang ada dikutip 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

Bagian ini berisikan tentang hasil data yang diperoleh dari proses pengujian, serta berisikan tentang analisa dari data yang telah diperoleh yang nantinya dapat ditarik kesimpulan dari analisa tersebut

BAB V KESIMPULAN

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

BAB II

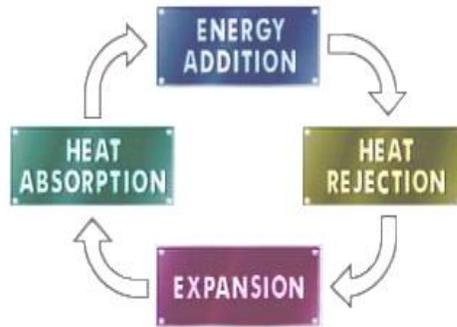
DASAR TEORI

II.1 REFRIGERASI DAN SISTEM RREFRIGERASI

II.1.1 Prinsip Dasar Refrijerasi

Proses pendinginan atau refrijerasi pada hakekatnya adalah merupakan proses memindahkan energi panas dari satu lingkungan ke lingkungan lainnya dengan cara-cara tertentu. Terdapat hukum energi yang sangat penting dalam pengoperasian sistem refrijerasi, hukum tersebut adalah hukum termodinamika yang menyatakan bahwa energi tak dapat diciptakan atau dimusnahkan. Panas pada dasarnya merupakan energi dan jika sesuatu ingin didinginkan, maka panas (energi) harus harus dipindahkan. Sesuai dengan hukum kekekalan energi maka kita tidak dapat menghilangkan energi tetapi hanya dapat memindahkannya dari satu substansi ke substansi lainnya.

Untuk proses pendinginan (pemindahan panas), sistem refrijerasi membutuhkan kemampuan heat transfer dari suatu fluida tertentu. Fluida yang dipergunakan dalam siklus refrijerasi sebagai penukar kalor disebut dengan refrigeran. Kegunaan refrigerant ini adalah untuk menyerap panas (heat) pada temperatur yang rendah. Untuk menurunkan dan menjaga temperatur suatu substansi, sistem refrijerasi harus mampu secara terus menerus menyerap panas dan kemudian membuang atau memindahkan panas tersebut dari sistem. Hal ini dilakukan dengan beberapa langkah berbeda yang disebut sebagai siklus refrijerasi. Salah satu jenis siklus refrijerasi yang sekarang umum digunakan adalah dengan siklus kompresi uap. Karena siklus ini berulang, siklus ini merupakan siklus tertutup dan didesain untuk beroperasi secara continue. Siklus ini menggunakan refrigerant untuk mentransport panas melalui sistem. Ciri khas siklus kompresi uap ini memiliki empat proses yaitu :



Gambar II-1 Siklus Refrijerasi Kompresi Uap

1. Heat absorption

Pada proses ini, refrigerant dalam bentuk liquid menyerap atau mengambil panas dari sumber panas. Penyerapan panas menyebabkan refrigerant berubah fase dari liquid (cair) menjadi vapour (uap). Refrigeran dalam bentuk uap ini juga menerima panas dan temperaturnya akan meningkat. Jadi, di tingkat ini refrigerant berubah fase dari bentuk liquid dengan temperatur rendah menjadi uap dengan temperatur tinggi.

2. Energy addition

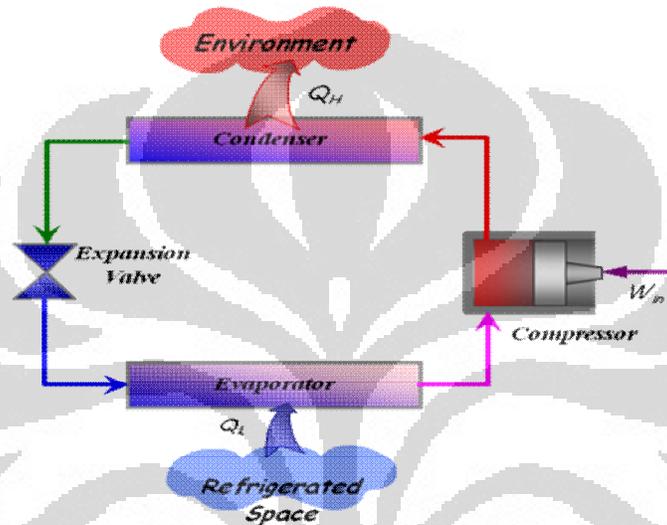
Pada proses ini, energi di ditambahkan ke refrigerant supaya refrigerant dapat melangkah menuju ke tingkat selanjutnya pada siklus refrigerasi. Dalam proses ini yang juga disebut sebagai langkah kompresi, refrigerant dalam bentuk uap dikompresi. Hal ini menyebabkan meningkatnya tekanan dan temperatur refrigerant.

3. Heat rejection

Dalam proses ini uap dengan tekanan dan temperatur yang tinggi kemudian dibuang atau dipindahkan. Di tingkat ini refrigerant membuang panas yang telah diserap pada tingkat heat absorption. Selama proses ini, refrigerant berubah fase dari uap dengan temperatur tinggi menjadi fase cair dengan temperatur rendah kembali.

4. Expansion

Dalam proses ini, refrigerant berbentuk liquid diekspansi yang menyebabkan tekanan liquid menurun. Ketika terjadi penurunan tekanan, temperaturnya juga turun. Setelah proses ekspansi, refrigerant dengan fase liquid berada dalam kondisi tekanan dan temperatur rendah, sehingga liquid sekarang dapat memulai siklus kembali.



Gambar II-2 Komponen Utama dalam Sistem Refrijerasi

1. Evaporator

Evaporator adalah jenis dari penukar panas (heat exchanger) sebagai media pemindahan energi panas melalui permukaan agar refrijeran cair menguap dan menyerap panas dari udara dan produk yang ada di dalam ruang. Refrijeran yang berada pada keadaan campuran cair jenuh & uap menyerap kalor sehingga berubah menjadi uap. Heat transfer dapat terjadi karena temperatur refrijeran yang lebih rendah daripada temperatur disekitar evaporator.

Kapasitas evaporator biasanya dinyatakan dalam watt. Agar dapat memindahkan energi panas sesuai dengan keinginan, maka permukaan perpindahan panas evaporator harus mempunyai kapasitas perpindahan panas yang cukup, agar semua refrijeran yang akan diuapkan di dalam evaporator dapat

berlangsung dengan optimal dan menghasilkan pendinginan yang maksimum pula.

Pemindahan panas yang berlangsung di evaporator dapat terjadi dalam dua cara, yaitu konveksi, dan konduksi. Besarnya kapasitas perpindahan panas pada evaporator tergantung pada lima variabel sebagai berikut:

- (1) Luas area permukaan
- (2) Beda suhu
- (3) Faktor konduktivitas panas
- (4) Ketebalan material yang digunakan
- (5) Waktu

Secara matematika, jumlah panas yang dipindahkan dapat dihitung dengan formula sebagai berikut:

$$Q = A \times U \times TD$$

Di mana

- Q = jumlah panas yang dipindahkan dalam W
- A = Permukaan luar evaporator dalam m²
- U = Faktor konduktansi panas dalam W/m² K
- TD = Beda suhu refrigeran dan udara luar

2. Kompresor

Kompresor merupakan sebuah alat untuk menaikkan tekanan dan temperatur refrigeran dari tekanan dan temperatur rendah menjadi tekanan dan temperatur tinggi. Disini kompresor memastikan bahwa suhu gas refrigeran yang disalurkan ke kondenser harus lebih tinggi dari suhu condensing medium. Bila suhu gas refrigeran lebih tinggi dari suhu condensing medium (udara atau air) maka energi panas yang dikandung refrigeran dapat dipindahkan ke condensing medium. Akibatnya suhu refrigeran dapat diturunkan walaupun tekanannya tetap. Oleh karena itu kompresor harus dapat mengubah kondisi gas refrigeran yang bersuhu rendah dari evaporator menjadi gas yang bersuhu tinggi pada saat meninggalkan saluran discharge kompresor. Tingkat suhu yang harus dicapai tergantung pada jenis refrigeran dan suhu lingkungannya.

3. Kondenser

Kondenser merupakan sebuah alat penukar kalor dimana refrijeren melepas kalor ke medium pendingin seperti air atau udara. Jadi, di kondenser Refrijeren yang berada pada keadaan uap super panas melepas kalor sehingga berubah menjadi cair (liquid refrigerant). Pada saat gas bergerak dari sisi discharge kompresor masuk ke dalam condenser, ia mengandung beban kalor yang meliputi kalor yang diserap oleh evaporator untuk penguapan liquid refrigeran, kalor yang diserap untuk menurunkan suhu liquid refrigeran dari suhu kondensing ke suhu evaporating, kalor yang dihisap oleh silinder chamber dan kalor yang dipakai untuk mengkompresi gas dari evaporator. Kondenser harus mampu membuang kalor tersebut ke cooling medium yang digunakan oleh kondensernya.

Untuk membuang kalor yang dikandung refrigeran yang berada di dalam coil kondenser diperlukan cooling medium. Sesuai dengan jenis cooling medium yang digunakan maka kondenser dapat dibedakan menjadi 3, yaitu :

- (1) Air Cooled Condenser (menggunakan udara sebagai cooling medium),
 - (2) Water Cooled Condenser (menggunakan air sebagai cooling medium)
- dan
- (3) Evaporative Condenser (menggunakan kombinasi udara dan air)

4. Katup Ekspansi

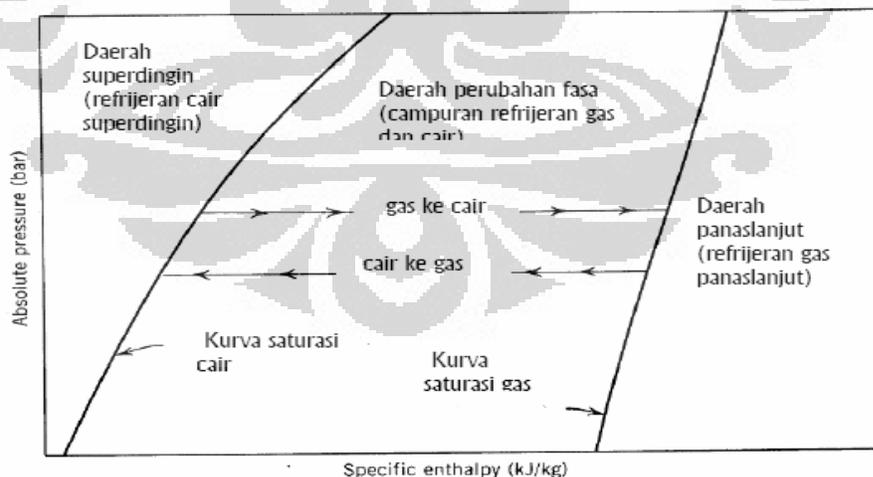
Refrijeran cair dari kondenser yang akan diuapkan di evaporator dikontrol oleh katub ekspansi. Refrigerant berbentuk liquid diekspansi yang menyebabkan fasenya berubah menjadi campuran cair jenuh & uap (*a saturated liquid-vapor mixture*) dan tekanannya turun. Ketika terjadi penurunan tekanan, temperaturnya juga turun. Fungsi Expansion valve adalah :

1. untuk menakar refrijeran cair dari saluran liquid line ke evaporator pada jumlah yang tepat sesuai kapasitas evaporator.
2. untuk menjaga perbedaan tekanan antara tekanan kondensasi dan tekanan evaporasi tetap konstan, agar supaya refrijeran cair yang diuapkan di

evaporator selalu berada pada tekanan rendah sesuai yang diinginkan dan sekaligus menjaga tekanan tinggi di sisi kondenser.

II.1.3 Diagram Siklus Refrijerasi

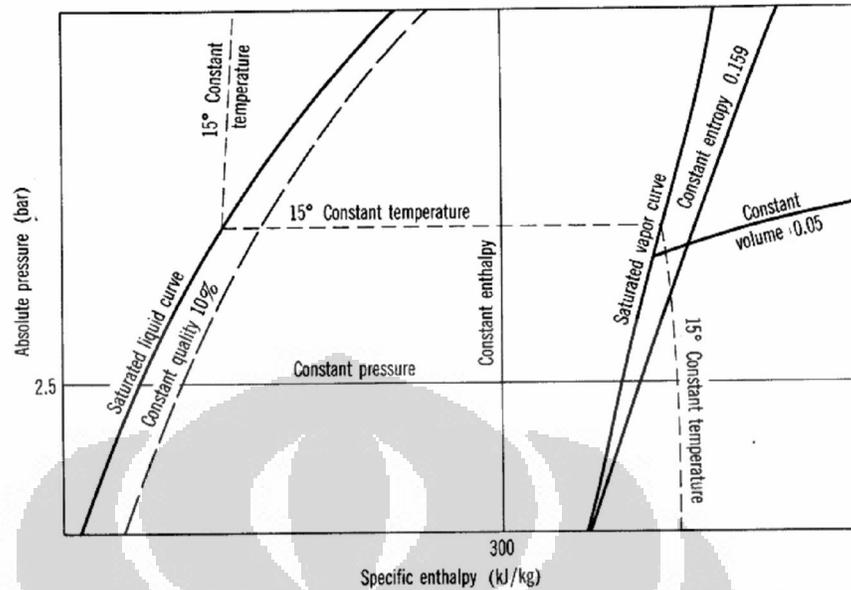
Untuk dapat lebih mendalami pengetahuan tentang mesin refrigerasi kompresi gas diperlukan studi yang lebih intensif tidak hanya proses individual yang menghasilkan suatu siklus tetapi juga tentang hubungan antara berbagai proses yang terjadi, dan efek yang ditimbulkan oleh perubahan satu proses terhadap proses lainnya di dalam siklus. Misalnya, perubahan pada proses kompresi, pasti akan berpengaruh terhadap proses kondensasi, ekspansi dan evaporasi. Untuk memahami hubungan antar proses tersebut digunakan suatu chart dan diagram untuk memperlihatkan siklus lengkap secara grafikal. Representasi secara grafikal tentang siklus refrijerasi ini memungkinkan kita untuk dapat mempertimbangkan secara simultan semua perubahan yang dapat terjadi pada refrijeran dan akibat yang dapat ditimbulkannya selama proses berlangsung. Diagram yang sering digunakan dalam menganalisa siklus refrijerasi adalah diagram tekanan versus entalpi atau lazim disebut sebagai p-h diagram.



Gambar II-3 Pemetaan Tiga Daerah Penting pada p-H Diagram

Pressure-enthalpy chart atau lazim disebut ph chart adalah diagram yang menampilkan kondisi refrijeran dalam berbagai status termodinamik sebagai titik atau garis yang dipetakan pada ph diagram. Titik pada ph diagram yang menampilkan kondisi refrijeran pada satu status termodinamik dapat dipetakan bila ada 2 sifat refrijeran yang diketahui. Begitu status titik sudah terpetakan, maka sifat lainnya dapat ditentukan pada diagram. Gambar 2.3 memperlihatkan peta ph diagram. Peta ph diagram tersebut memetakan 3 pembagian daerah yang dipisahkan oleh kurva saturasi cair dan kurva saturasi gas, yaitu daerah saturasi (saturated region), superdingin (subcooled region) danpanaslanjutan (superheated region).

Daerah tengah yang dibatasi oleh kurva saturasi cair (saturated liquid curve) dan kurva saturasi gas (saturated vapor curve) disebut daerah saturasi. Pada daerah ini refrijeran mengalami perubahan fasa. Perubahan fasa dari cair ke gas berlangsung secara progresif dari arah kiri ke kanan dan perubahan dari gas ke cair, berlangsung secara progresif dari arah kanan ke kiri. Tepat pada garis kurva saturasi cair maka wujud refrijerannya adalah cair. Begitu juga tepat pada garis kurva saturasi gas, maka wujud refrijerannya adalah gas. Tepat ditengah daerah saturasi, merupakan daerah campuran antara refrijeran gas dan cair dengan perbandingan sama. Pada daerah yang dekat dengan garis kurva saturasi cair, persentasi cairan lebih banyak dari pada gas. Begitu sebaliknya, pada daerah dekat garis saturasi gas, persentasi gas lebih banyak dibandingkan refrijeran cair.



Gambar II-4 Pemetaan Tekanan, Suhu dan Entalpi pada p-H Chart

Perbandingan jumlah refrigeran cair dan gas ini ditunjukkan dengan garis skala yang disebut garis constant quality (Gambar 2.4). Garis constant quality ini membentang dari atas ke bawah melalui bagian tengah chart dan hampir parallel dengan garis saturasi cair dan gas. Pada gambar 2.4 telah terpetakan garis constant quality 10%. Sebagai contoh, setiap titik pada garis constant quality dekat dengan garis saturasi cair, maka kualitas campuran refrigeran cair dan gas adalah 10%. Artinya, 10% masa refrigeran berupa gas dan 90% masa refrigeran berupa cairan atau liquid. Demikian juga untuk garis lainnya sama. Misalnya garis constant quality yang berada di dekat garis saturasi gas adalah 90%. Artinya, 90% masa refrigeran berupa gas dan 10% berupa liquid.

Garis horizontal yang membentang dari kiri ke kanan melalui bagian tengah chart adalah garis tekanan konstan (constant pressure), dan garis vertikal yang membentang dari atas ke bawah melalui bagian tengah chart adalah garis entalpi konstan (constant enthalpy). Semua titik pada garis constant pressure mempunyai tekanan yang sama. Demikian juga semua titik pada garis constant enthalpy mempunyai entalpi sama.

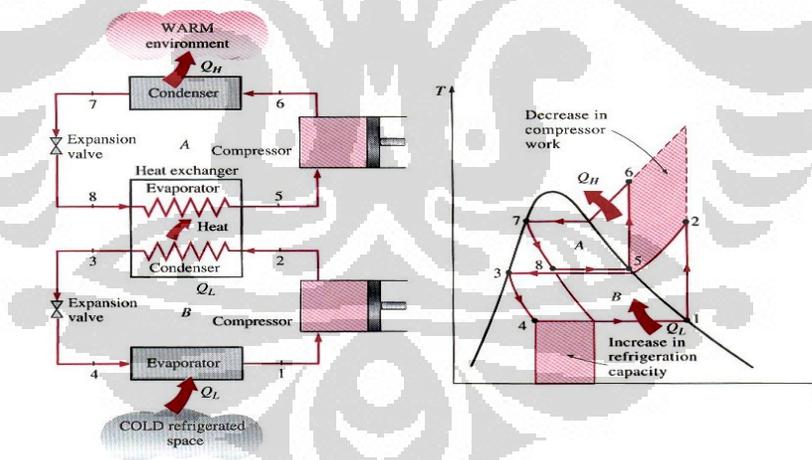
Garis suhu konstan atau constant temperature pada daerah subcooled region dinyatakan dengan garis vertical memotong garis saturated liquid dan parallel dengan garis constant enthalpy. Pada bagian tengah, karena perubahan fasa refrijeran berlangsung pada suhu dan tekanan konstan, maka garis constant temperature parallel dan segaris dengan garis constant pressure. Pada garis saturated vapor, maka garis constant temperature berbelok arah lagi dan pada daerah superheated region, kurva garis constant temperature menurun curam ke bagian dasar chart. Pada gambar 2.4, diberikan contoh sebuah garis constant temperature pada skala 15°C.

Selanjutnya, pada daerah superheated region, dipetakan garis constant entropy, berupa garis diagonal hampir tegak dan garis constant volume, yang dipetakan dengan garis lengkung ke atas melalui garis saturated vapor. Besaran atau nilai dari berbagai sifat refrijeran penting yang diperlukan dalam siklus refrijerasi dapat langsung dibaca dengan mudah melalui ph-chart. Untuk menyederhanakan chart, maka jumlah garis skala pada ph-chart dibuat seminimum mungkin. Oleh karena itu, bila hasil pemetaan siklus tidak berada tepat pada garis skalanya, perlu dilakukan interpolasi untuk menentukan nilai yang sebenarnya. Dalam buku ini, ph-chart perhitungannya didasarkan pada asumsi sebagai berikut: masa refrijeran dinyatakan dalam 1 kg, spesifik volume dalam satuan m³/kg, entalpi dalam kJ/kg, dan entropi dalam kJ/kg.K. Skala entalpi dapat ditemukan pada garis horisontal di bagian bawah chart.

II.2 SISTEM REFRIJERASI DUA TINGKAT CASCADE

Sistem cascade merupakan sistem refrigerasi yang terdiri dari dua model siklus refrigerasi satu tingkat yang identik. Yang pertama sering disebut sebagai siklus temperature tinggi dan yang lainnya disebut siklus temperature rendah. Penggunaan siklus ini banyak diaplikasikan dibidang industri yang pada dasarnya ditujukan untuk mencapai temperatur evaporator yang sangat rendah. Untuk mencapai temperatur yang sangat rendah tersebut maka dibutuhkan pula perbedaan tekanan yang sangat tinggi, yang berarti kerja kompresor yang semakin berat. Kompresor yang memiliki perbedaan tekanan yang sangat tinggi memiliki efisiensi yang buruk atau rendah. Hal ini

mengakibatkan efisiensi dari sistem refrijerasi juga menjadi rendah. Untuk itulah diciptakan sistem refrijerasi yang terdiri dari dua tingkat yang disebut cascade dimana kerja kompresi ditopang oleh dua kompresor dengan perbedaan tekanan yang berbeda. Secara teoritis mesin refrijerasi cascade menjanjikan keunggulan dalam hal penghematan kebutuhan daya kompresor sekaligus meningkatkan kapasitas refrijerasi apabila dibandingkan dengan mesin pendingin tunggal. Untuk menjangkau pendinginan sekitar -80°C pada mesin pendingin cascade dua tingkat umumnya di sirkuit temperatur tinggi bekerja pada suhu evaporasi sekitar -15°C s/d -40°C , yang disesuaikan berdasarkan tekanan aam sirkuit temperatur rendah sehingga kompresor dari tiap sirkuit dapat bekerja pada daerah tekanan yang normal. Dengan sistem ini selain bisa menghasilkan temperatur yang sangat rendah juga menghasilkan sistem refrijerasi yang lebih efisien. Hal ini bisa dilihat pada gambar 2.5 dimana dengan sistem cascade kerja kompresor dapat dikurangi, sedangkan kapasitas pendinginan dapat ditingkatkan. Hal ini menyebabkan meningkatnya COP dari sistem refrijerasi cascade ini.



Gambar II-5 Sistem Cascade

Setiap siklus pada umumnya terdiri dari sebuah kompresor, sebuah condenser, katup ekspansi, dan sebuah evaporator. Pada siklus temperature tinggi terdapat dua evaporator. Salah satunya digunakan sebagai condenser pada system temperature rendah sedangkan yang lainnya memiliki fungsi evaporator pada umumnya yaitu sebagai evaporator untuk temperature tinggi. Dalam sistem cascade ini juga digunakan suction gas heat exchanger yang bersifat opsional. Sistem ini pada setiap siklusnya dapat digunakan jenis refrijeran yang berbeda maupun sama.

Pada dasarnya siklus yang terjadi pada siklus temperatur tinggi dan siklus temperatur rendah tidak jauh berbeda. Yang membedakan hanyalah penggunaan evaporator temperatur tinggi sebagai kondenser bagi siklus temperatur rendah dalam sebuah heat exchanger. Hal ini dikarenakan kondenser temperatur rendah tidak dapat melepaskan panas ke lingkungan karena temperature lingkungan yang lebih tinggi daripada temperatur kondenser. Sehingga agar panas dapat dibuang oleh kondenser maka dibutuhkan sebuah media yang memiliki temperatur yang lebih rendah dari kondenser, dalam hal ini yaitu menggunakan evaporator pada siklus temperatur tinggi.

Pada prinsipnya efek refrijerasi yang dihasilkan oleh evaporator HS dimanfaatkan untuk menyerap kalor yang dilepas oleh kondenser LS sehingga dihasilkan temperatur yang sangat rendah pada evaporator LS. 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 refijerasi *cascade*, besarnya kerja kompresor total didapat dengan menjumlahkan kerja kompresor pada sistem HS dan LS.

$$W_{\text{total}} = W_{\text{HS}} + W \quad (2.1)$$

Dan nilai koefisien kinerja (COP) didapat dengan :

$$\text{COP} = Q_{\text{evapLS}}/W_{\text{total}} \quad (2.2)$$

II.3 SELEKSI REFRIGERAN

Berdasarkan protokol Montreal dan Kyoto 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 karena itu perlu dicari refrigeran alternatif baru yang diarahkan pada penggunaan refrigeran-refrigeran alamiah semisal karbondioksida (CO₂), ammonia atau hidrokarbon.

Tabel II-1 nilai ODP dan GWP

No:	Name:	Chemical Formula:	O.D.P.:	G.W.P.: 20; 100; 500 yrs	Safety Classification
R170	Ethane	C ₂ H ₆	0.0	3; 3; 3	A3
R290	Propane	C ₃ H ₈	0.0	3; 3; 3	A3
R600	Butane	C ₄ H ₁₀	0.0	3; 3; 3	A3
R600a	Isobutane	C ₄ H ₁₀	0.0	3; 3; 3	A3
R717	Ammonia	NH ₃	0.0	0; 0; 0	B2
R744	Carbon Dioxide	CO ₂	0.0	1; 1; 1	A1
R1270	Propylene	C ₃ H ₆	0.0	3; 3; 3	A3

Tabel diatas menunjukkan nilai ODP dan GWP dari beberapa refrigeran alami yang ada di dunia, dari tabel tersebut terlihat bahwa refrigeran alami semisal karbondioksida (R744) dan hidrokarbon memiliki potensi global warming yang tidak terlalu tinggi dan tidak berpotensi terhadap perusakan ozon. sehingga pada penelitian ini menggunakan refrigran alami semisal karbondioksida dan hidrokarbon.

Tabel II-2 karakteristik
refrigeran

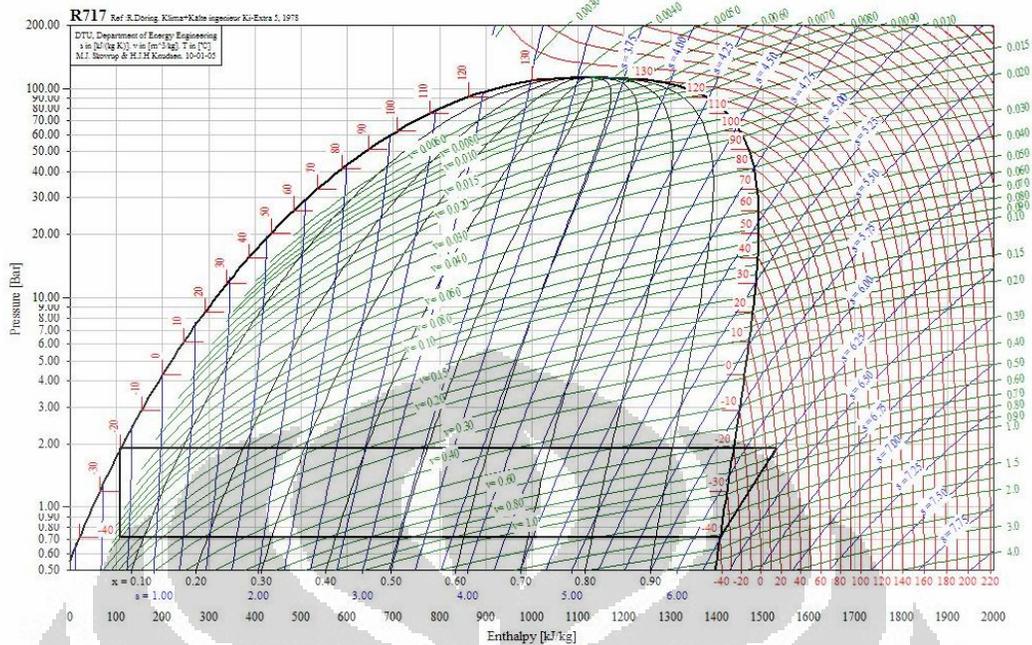
Refrigerant:	Mol. Mass: (kg/kmol)	Freezing Point: (°C)	Normal Boiling Point at 1 Atm.: (°C)	Critical Temperature: (°C)	Critical Pressure: (kPa, abs)
R170	30.07	-182.8	-88.6	32.2	4,872
R290	44.10	-187.3	-42.1	96.7	4,248
R600	58.12	-138.3	-0.5	152.0	3,796
R600a	58.12	-159.6	-11.6	134.7	3,640
R717	17.03	-77.7	-33.3	132.5	11,330
R744	44.01	-56.6 ^(A)	-78.4 ^(B)	31.1	7,384
R1270	42.08	-185.2	-47.7	92.4	4,665

Tabel 2.2 memperlihatkan tentang karakteristik dari refrijeran alamiah yang ada di muka bumi, dari table diatas terlihat bahwa R744 dan R290 memiliki titik boiling point yang sangat rendah sehingga dengan menggunakan refrijeran alami tersebut diharapkan temperature yang diinginkan dapat tercapai.dari tabel ini juga mengapa pada percobaan ini tidak menggunakan ammonia karena berdasarkan tabel 2.1 dan 2.2 terlihat bahwa ammonia termasuk refrijeran yang memilki klasifikasi safety B2 yang berarti tingkat keamanannya masih kurang karena ammonia termasuk refrijeran yang beracun, selain itu ammonia juga memiliki boiling point yang tinggi bila dibandingkan dengan karbondioksida dan propane.

Tabel II-3 tabel fluid information ammonia

ammonia - NH3 (CAS# 7664-41-7)			
Molar mass	Triple pt. temp.	Normal boiling pt.	Gas phase dipole at NBP
17.03 kg/kmol	-77.655 °C	-33.327 °C	1.47 debye
Critical Point			
Temperature	Pressure	Density	Acentric factor
132.25 °C	113.33 bar	225.0 kg/m ³	0.25601
Range of applicability			
Minimum temp.	Maximum temp.	Maximum pressure	Maximum density
-77.655 °C	426.85 °C	10000.0 bar	901.16 kg/m ³
NIST Rec: FEQ Helmholtz equation of state for ammonia of Tillner-Roth et al. (1993).			
LITERATURE REFERENCE			
Tillner-Roth, R., Harms-Watzenberg, F., and Baehr, H.D., "Eine neue Fundamentalgleichung fuer Ammoniak," DKV-Tagungsbericht, 20:167-181, 1993.			
see also:			
Baehr, H.D. and Tillner-Roth, R. Thermodynamic Properties of Environmentally Acceptable Refrigerants; Equations of State and Tables for Ammonia, R22, R134a, R152a, and R123.			
Equation of State	Viscosity	Thermal Conductivity	
Surface tension	Melting Line	Sublimation Line	
OK	Cancel	Print	Copy Copy All

Disamping itu pula ammonia termasuk refrijeran yang berbau dan flammabiliti (Ncox, 2007). ammonia juga memiliki tekanan kerja yang rendah, hal ini terlihat dari simulasi software coolpack pada temperatur kondensasi -20⁰ C menghasilkan tekanan sebesar 2 bar hal ini berarti refrijeran ini memiliki tekanan kerja yang sangat rendah, sehingga tidak dapat bekerja pada aplikasi temperatur rendah.



Gambar II-6 diagram ph ammonia

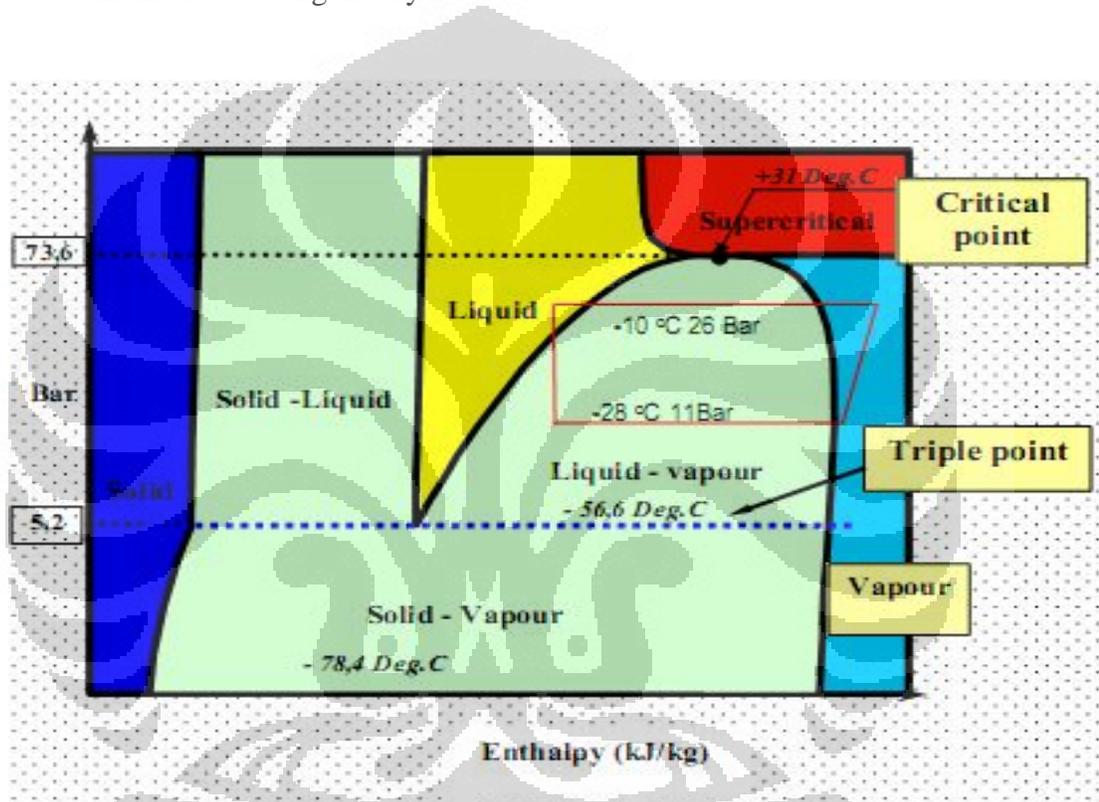
berdasarkan diagram Ph ammonia memiliki kapasitas pendinginan yang cukup besar. akan tetapi bila ammonia dicampur dengan karbondioksida temperatur kondensasi optimum pada temperatur -15°C dan 1.15°C pada temperatur kondensasi 35°C , temperatur evaporasi -50°C dan perbedaan temperatur cascade 5°C (T. S Lee et al, 2006) Sehingga untuk mencapai suhu yang sangat rendah tidak bisa digunakan CO_2/NH_3 . selain itu ammonia juga dapat menimbulkan korosi terhadap tembaga, untuk itu refrijeran ini tidak cocok digunakan pada kompresor hermetik maupun semi hermetik. Sehingga membutuhkan material yang tidak menyebabkan korosi seperti baja atau aluminium, akan tetapi hal ini juga dapat menyulitkan dalam hal penyambungan (pengelasan) terkecuali jika menggunakan dimensi yang kecil, karena tidak terlalu menyulitkan dalam penyambungannya (halozan, 1996)

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. Studi mengenai refrigeran campuran biner karbondioksida dan hidrokarbon sebagai refrigeran alternatif R13 untuk temperatur rendah pada sistem refrigerasi cascade dilakukan oleh Baolian Niu dan Yufeng Zhang (2006) yang mengusulkan suatu campuran biner karbondioksida dan propane sebagai refrigeran alternatif alami pengganti R13. Studi eksperimental untuk R13 dan campuran ini dilakukan pada sistem refrigerasi cascade hanya dengan modifikasi pipa kapiler pada bagian temperatur rendah. Hasil studi ini cukup menjanjikan dimana didapatkan bahwa COP dan kapasitas pendinginan dari campuran biner ini lebih tinggi dibanding R13. Pada saat yang sama, tekanan kondensasi, tekanan evaporasi, rasio kompresi, dan temperatur *discharge* juga lebih tinggi dibandingkan dengan R13 ketika bagian temperatur tinggi sistem refrigerasi cascade dijaga tetap.

H.M. Getu dan P.K. Bansal (2008) melakukan studi terhadap sistem refrigerasi cascade dengan menggunakan refrigeran ammonia (R717) pada sirkuit temperatur tinggi dan karbondioksida (R744) pada sirkuit temperatur rendah. Dari Analisa termodinamika yang dilakukan menggunakan perangkat lunak (*software*) *Engineering Equation Solver* 2006 dengan tujuan mendapatkan parameter disain dan operasi sistem yang optimal diperoleh kesimpulan antara lain bahwa peningkatan temperatur kondensasi menghasilkan penurunan COP dan meningkatkan rasio laju aliran massa. Meningkatkan temperatur evaporasi meningkatkan COP dan menurunkan rasio laju aliran massa. Peningkatan perbedaan temperatur pada kondenser cascade menurunkan COP dan rasio laju aliran massa. Dari beberapa studi yang telah dilakukan tersebut ternyata, setiap sistem refrigerasi cascade masing-masing memiliki karakteristik yang berbeda tergantung pada refrigeran yang digunakan dan parameter-parameter dari sistem. Oleh karena itu, analisa termodinamika digunakan untuk mendapatkan kombinasi refrigeran yang menghasilkan performa optimum, ramah terhadap lingkungan dan ekonomis untuk digunakan pada sistem refrigerasi cascade. Sifat seperti inilah yang dimiliki karbon dioksida. 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

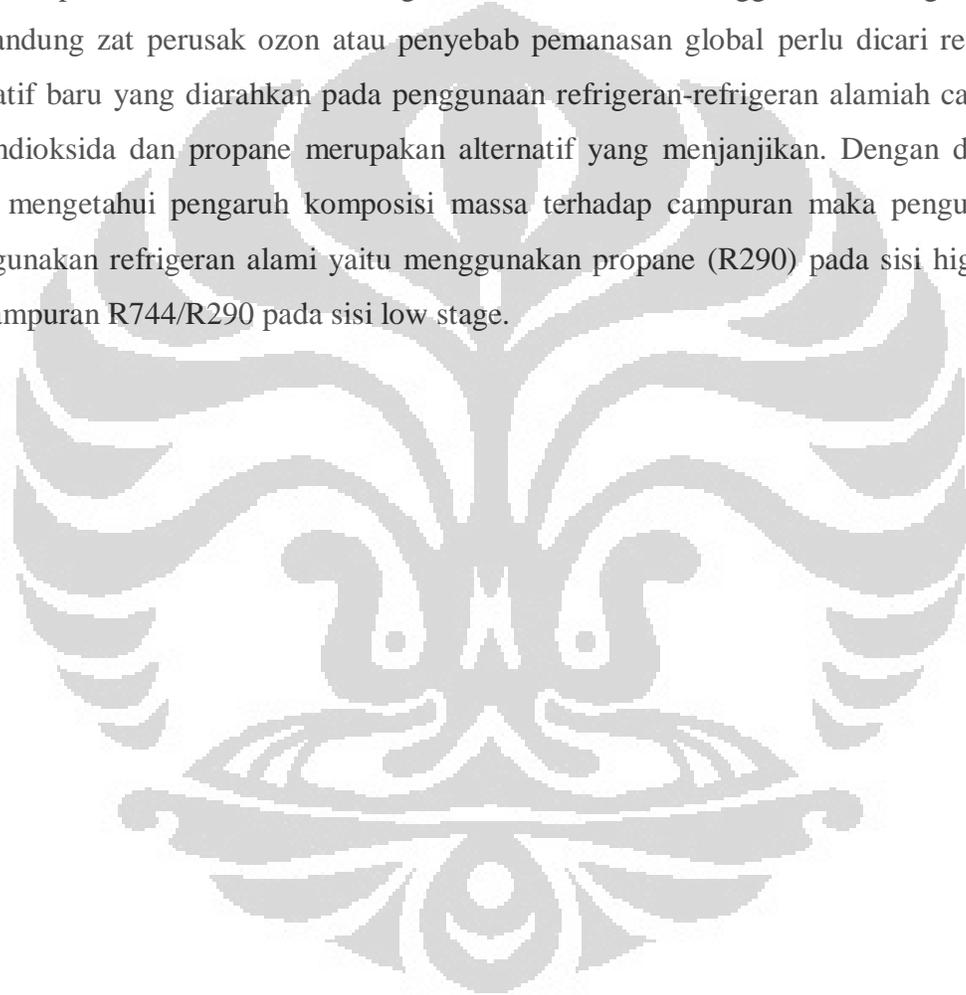
yang tinggi (5,11 bar; $-56,4^{\circ}\text{C}$). Tekanan dan temperatur dalam mesin refrijerasi cascade tidak boleh dibawah tekanan dan tperatur triple (gambar 2.6), apabila CO_2 berada dibawah tekanan dan temperattur triple maa dry ice karbondioksida akan terbentuk dan hal ini tidak diinginkan. Karbondioksida cair terbentuk hanya pada tekanan di atas 5.1 atm (abs). Dan karbondioksida berubah secara langsung dari suatu gas ke fasa padat yang disebut deposisi atau dari fasa-padat ke fasa-gas melalui sublimasi. Karbondioksida padat secara umum disebut dengan "dry ice"



Gambar II-7 tripel point karbondioksida

Dengan kondisi seperti tersebut sehingga karbon dioksida tidak bisa dipakai pada sistem refrigerasi dengan aplikasi temperatur rendah, karena itu R744 digunakan sebagai bahan campuran refrigeran dengan refrigeran lain. Dalam perkembangan selanjutnya yang dilakukan oleh Nikola pada tahun 2003 menyatakan bahwa campuran karbondioksida dengan HFC dapat merusak lingkungan oleh karena itu untuk jangka panjang penggunaan HFC perlu dikurangi

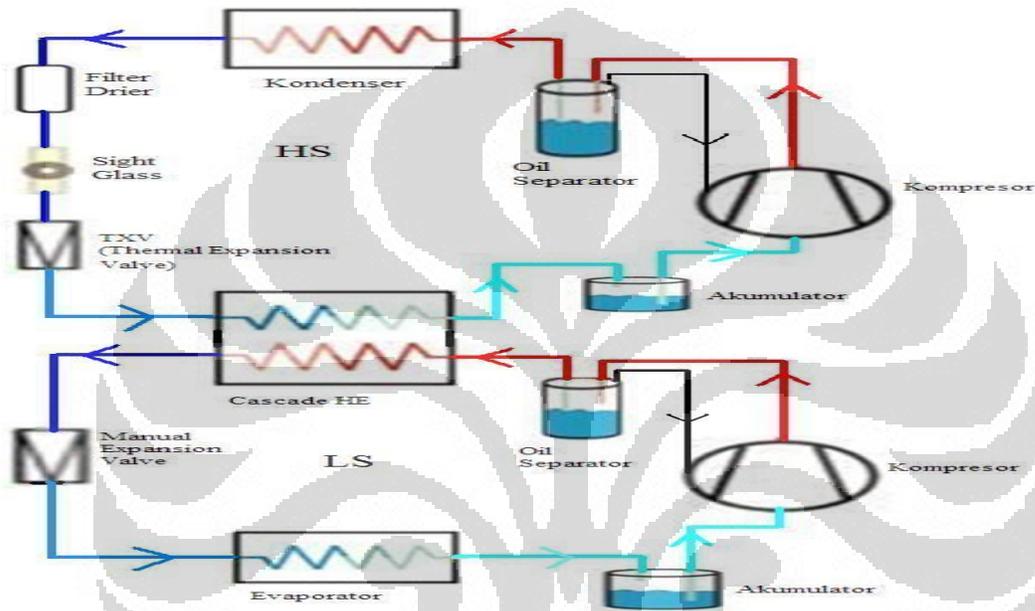
Selanjutnya riset eksperimen yang telah dilakukan diantaranya dilakukan oleh Niu pada tahun 2006 yang menyatakan bahwa campuran biner CO₂ / propane COP lebih baik dari pada R13 Sistem refrigerasi cascade memiliki karakteristik yang tergantung pada refrigeran dan parameter-parameter dari sistem. refrigeran yang memiliki performa optimum, ramah terhadap lingkungan dan ekonomis pada beberapa perubahan parameter sistem sebagai acuan dalam disain dan operasi sistem refrigerasi cascade. Selama ini sirkuit temperatur rendah sistem refrigerasi cascade masih menggunakan refrigeran yang mengandung zat perusak ozon atau penyebab pemanasan global perlu dicari refrigeran alternatif baru yang diarahkan pada penggunaan refrigeran-refrigeran alamiah campuran karbondioksida dan propane merupakan alternatif yang menjanjikan. Dengan dasar itu untuk mengetahui pengaruh komposisi massa terhadap campuran maka pengujian ini menggunakan refrigeran alami yaitu menggunakan propane (R290) pada sisi high stage dan campuran R744/R290 pada sisi low stage.



BAB III

METODE PENELITIAN

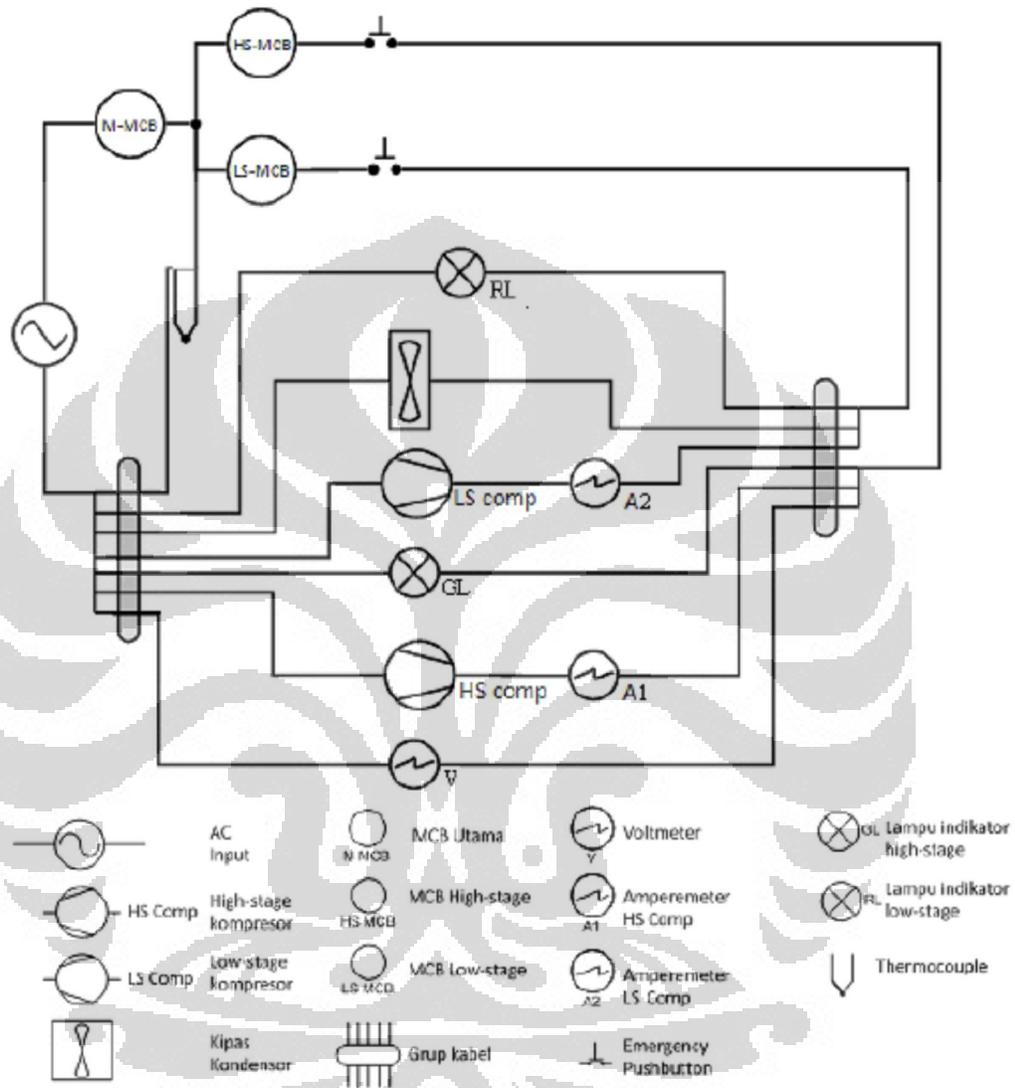
III. 1 ALAT PENGUJIAN DAN KOMPONEN



Gambar III-1 skema alat pengujian cascade

Berikut adalah rangkaian skema sistem pengujian yang dilakukan. Pada pengujian ini sistem cascade yang kita gunakan berada di laboratorium pendingin lantai 3 Departemen Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Indonesia (DTM FTUI), secara spesifik pengujian dilakukan dengan membagi sistem refrigerasi menjadi 2 tingkat yang kemudian dihubungkan dengan alat cascade heat exchanger yang pada sisi temperatur tinggi (high stage) bekerja seperti evaporator sedangkan pada sisi temperatur rendah bekerja sebagai kondenser yang melepaskan kalor pada sisi evaporator di high stage, sehingga diharapkan dalam pengujian ini dihasilkan temperatur yang rendah dan memiliki performa yang baik. dalam melakukan pengujian ini dilakukan beberapa modifikasi mulai dari penempatan komponen-komponennya yang meliputi kompresor,

oil separator, condenser, filter dryer, cascade heat exchanger, alat ekspansi, akumulator, hingga pembacaan data yang berbasis computer dengan menggunakan labview data.



Gambar III-2 wiring diagram

Berikut adalah wiring diagram dari system percobaan yang dilakukan, pada percobaan ini kita menggunakan 3 MCB dimana MCB yang pertama untuk menghidupkan power utama dan kipas kondenser, MCB yang kedua dan ketiga untuk menghidupkan kompresor system high stage dan low stage.

Kompresor

kompresor merupakan bagian terpenting dari suatu proses refrigerasi, tidak hanya melakukan kompresi yang masuk pada tekanan gas yang tinggi tetapi juga menimbulkan tekanan rendah yang masuk ke kompresor atau bekerja membuat perbedaan tekanan, sehingga bahan pendingin dapat mengalir dari satu bagian ke bagian lain dari system. Dalam pengujian system ini menggunakan 2 kompresor yang dengan merek berbeda, berikut data mengenai kompresor yang digunakan.

- HS

Merek : Tecumseh / AJB551EXD

Tipe : Hermetik

Daya : 1 hp

Refrigerant : R22

Voltage/ : 230/50

Lubricant : Alkylbenze

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



Gambar III-3 kompresor HS

- LS

Merek : Tecumseh / AJB551EXD

Tipe : Hermetik

Daya : 1 hp

Refrigerant : R22

Voltage/ : 230/50

Lubricant : Alkylbenze

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



Gambar III-4 kompresor LS

Cascade Heat Exchanger

Cascade heat exchanger berfungsi sebagai tempat pertukaran kalor, dimana pada high stage alat ini sebagai evaporator, sedangkan untuk menurunkan temperature pada low stage alat ini sebagai condenser, dengan begini diharapkan tercapainya temperature yang sanga rendah pada low stage, berikut data dari cascade heat exchanger yang digunakan

Tipe : double pipe
Material : pipa tembaga
Dimensi : panjang 60 cm, diameter 2,375 in



Gambar III-5 cascade heat exchanger

Kondenser

Condenser gunanya untuk membuang kalor dan mengubah wujud bahan pendingin dari gas menjadi cair dan juga suatu alat untuk membuat kondensasi bahan pendingin gas dari kompresor dengan temperature tinggi dan tekanan tinggi.berikut data condenser yang kita gunakan.

- HS

Tipe : tube and fins air cooled evaporator

Material : pipa tembaga

Fan : 1300 rpm 0.5 A

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



Gambar III-6 kondenser

Alat Ekspansi

pada percobaan ini menggunakan 2 tipe katup ekspansi, dimana pada bagian high stage kita menggunakan tipe thermal expansion valve (TXV) yaitu katup ekspansi yang dapat mengatur jumlah refrigerant yang mengalir ke evaporator sesuai dengan beban evaporator dan mempertahankan efisiensi evaporator yang maksimum pada setiap keadaan beban evaporator yang berubah-ubah. Sedangkan pada bagian low stage kita menggunakan katup ekspansi dengan tipe automatic expansion valve (AXV) yang disebut juga katup ekspansi tekanan konstan yang mana dapat mempertahankan tekanan evaporator konstan pada beban evaporator yang berubah-ubah. Katup ekspansi ini dapat mengatur jumlah refrigerant yang masuk ke dalam evaporator dalam batas yang sama dengan kapasitas hisap kompresor.berikut adalah data dari alat ekspansi yang digunakan.

- HS

Merk/tipe : danfoss/ TXV (thermal Expansion valve)

Range : 0° C hingga -40° C

Refrigerant : R22

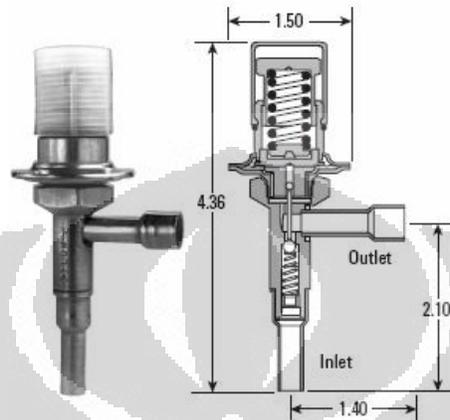


Gambar III-7 expansion valve HS

- LS

Merk/tipe : sporlan / AXV (automatic expansion valve)

Adj. range : 5'' hg – 90 psig Refrigerant : R12, R22, dan R502



Gambar III-8 expansion valve LS

Filter Dryer

Filter dryer merupakan suatu alat yang berfungsi untuk menyaring partikel-partikel kecil seperti serpihan logam, plastic, dan debu yang dapat membahayakan bagi kerja kompressor. Selain itu alat ini juga bermanfaat untuk menangkap uap air yang dapat menghambat proses perpindahan kalor serta membahayakan kompressor, filter dryer ditempatkan setelah condenser dan sebelum alat ekspansi, jenis yang digunakan adalah ;

Merekmodel : emerson/EK 163
Refrigerant : CFC, HCFC, dan HFC
Dimensi : panjang 17,46 cm dan diameter 6,67



Gambar III-9 filter dryer

Akumulator

Akumulator merupakan vessel yang menjadi tempat penampungan refrigerant setelah melewati evaporator sebelum memasuki suction line kompresor. Fungsinya adalah untuk memastikan tidak adanya 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 refrigerant. Dalam system akumulator yang dipakai adalah :

Merek/model : emerson/-AS 464
Refrigerant : CFC, HCFC, dan HFC
Dimensi : tinggi 15,94 cm dan diameter 10,16 cm



Gambar III-10 akumulator

Oil separator

Oil separator berfungsi untuk memastikan pelumas yang digunakan kompresor untuk kembali ke crankcase kompresor sebelum masuk ke condenser, campuran dengan refrigerant masuk ke inlet oil separator dan melalui serangkaian baffle yang menyebabkan partikel pelumas terkumpul dan jatuh ke bagian bawah oil separator. Pelumas tersebut kembali ke crankcase karena tekanan pada oil separator yang lebih tinggi dibandingkan pada crankcase. Jika tekanan pelumas lebih rendah, terdapat katup khusus yang akan menutup untuk mencegah refrigerant masuk ke crankcase. Alat ini diletakkan setelah discharge line kompresor dan sebelum condenser. Pada alat uji ini digunakan 2 unit oil separator, oil separator yang digunakan adalah :

Merek/model : Asian First Brand

Refrigerant : CFC, HCFC, dan HFC

Dimensi : tinggi 26,04 cm dan diameter 10,16 cm



Gambar III-11 oil separator

Pressure Transmitter



Gambar III-12 pressure transmitter

Untuk mengukur tekanan di tiap titik kita menggunakan pressure transmitter yang datanya kemudian di informasikan melalui labview. Pressure transmitter yang digunakan ditempatkan di 4 titik yaitu di suction dan discharge sistem temperature tinggi (high stage) dan di suction dan discharge pada sisi low stage

Tekanan gage

Tekanan gage ini dipasang pada beberapa titik yang belum sempat menggunakan transmitter gage, pada pengujian yang dilakukan tekanan gage yang dipasang lebih memudahkan dalam melakukan pengetesan kebocoran dan pemvakuman sistem. tekanan gage yang digunakan memiliki spesifikasi.

High pressure : 0 – 35 bar, Low pressure : 0 – bar



Gambar III-13 pressure gage

Termokopel

Awalnya pada pengujian ini menggunakan termokopel tipe T, namun karena pada saat pengetesan termokopel ini bocor, maka Untuk membaca temperature di semua titik pengujian ini menggunakan termokopel tipe K dengan sensor masuk ke dalam refrigerant dengan tujuan agar temperature yang terbaca lebih valid, nantinya data yang terbaca pada sensor termokopel akan di konversikan ke lab view untuk memudahkan dalam pengambilan dan penyimpanan data.

Pipa Tembaga

Sebagai medium tempat mengalirnya refrijeran maka digunakan pipa dengan mterial tembaga, dipilih tembaga dengan pertimbangan bahwa material ini memiliki konduktivitas termal yan baik sehingga memiliki perpindahan panas yang cukup baik. Pipa tembaga yang kita gunakan merupakan pipa tembaga Australia dengan pertimbangan pipa tersebut memiliki sifat fisik yang lebih kuat disbanding merk lain. Dalam percobaan ini digunakan pipa tembaga dengan ukuran diameter $3/8$ dan $1/4$.

Shut off

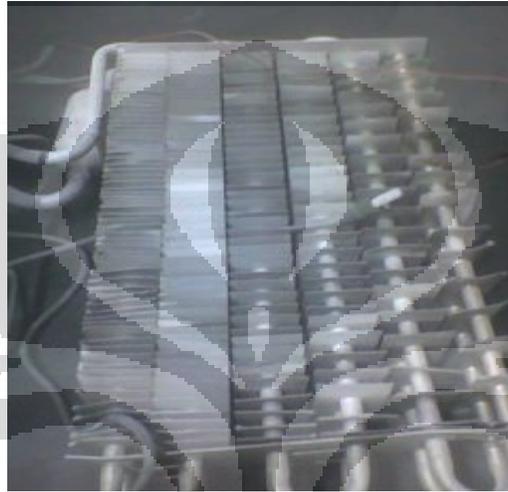
Penggunaan shut off dalam percobaan ini untuk charging sistem yaitu proses pemasukan refrijeran, untuk lebih memudahkan dalam pemasukan refrijeran. Shut off yang digunakan berukuran $1/4$ hal ini disesuaikan dengan drat yang ada pada selang refrijeran yang digunakan.

Selang Refrijeran

Alat ini membantu dalam penyaluraan refrijeran dari tabung refrijeran menuju sistem. Dalam penelitian ini digunakan selang refrijeran yang pendek dengan tujuan jumlah massa refrijeran yang kita masukkan kedalam sistem sesuai dengan yang kita inginkan karena dengan dimensi yang pendek diharapkan pada saat shut ooff ditutup refrijeran yang tertinggal atau terperangkap di dalam selang sekecil mungkin. Diameter disesuaikan dengan drat yang ada pada sut off dan tabung refrijean dalam hal ini menggunakan slang yang berukuran $1/4$.

Box pendingin (evaporator)

pada pengujian ini menggunakan box pendingin sebagai tempat penyimpanan barang yang akan didinginkan. Di dalam box ini terdapat evaporator yang mana fungsinya kebalikan dari condenser, tidak untuk membuang kalor kepada udara disekitarnya tetapi untuk mengambil kalor dari udara sekitarnya..



Gambar III-14 evaporator

Spesifikasi dari evaporator :

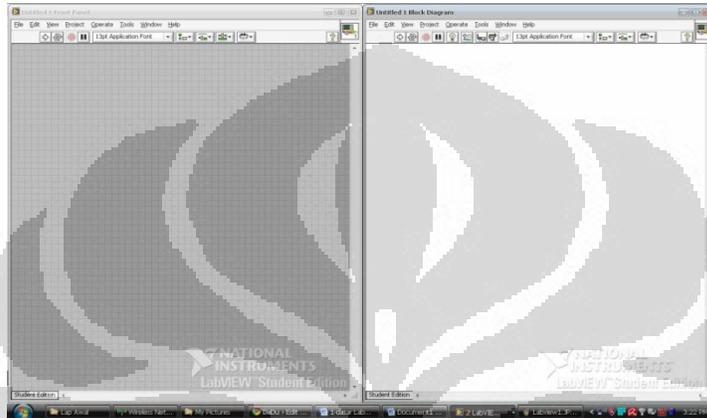
tipe : fin and tube

dimensi : panjang 35 cm, lebar 18 cm dan tinggi 6 cm

material : alumunium

Software Labview

Dalam memudahkan dalam pembacaan dan pengambilan data baik itu data temperature, tekanan maupun data yang dihasilkan power meter maka dalam pengujian ini menggunakan software labview, dengan ini kita dapat melakukan pengambilan data secara otomatis.

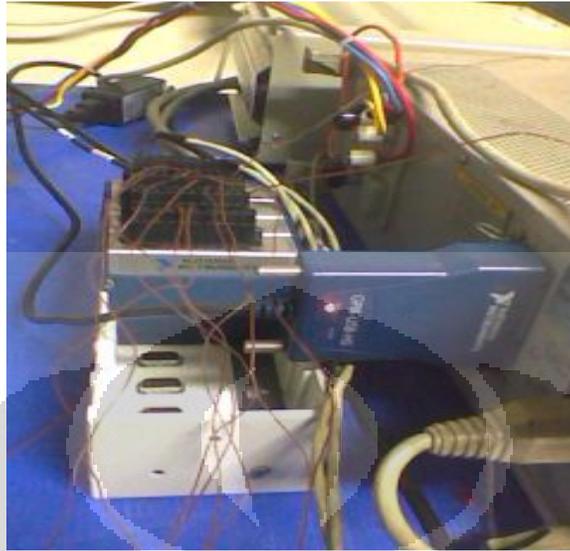


Gambar III-15 Tampilan labview

National Instrument

National instrument merupakan alat yang digunakan untuk melakukan pengukuran dalam system ini, dalam pengujian ini kita menggunakan 4 panel dimana panel yang pertama dengan tipe 9211 digunakan untuk mengukur tekanan pada system, kemudian 3 panel selanjutnya untuk mengukur temperature. Nantinya data dari national instrument ini akan di konversikan ke dalam bentuk digital dengan bantuan software labview, sehingga data yang kita peroleh tarukur dan akurat, national instrument yang digunakan dalam system ini memiliki spesifikasi sebagai berikut :

Model	: 9211 dan 9203
Dimensi	: panjang 9 cm, lebar 3 cm dan tinggi 7 cm
Jumlah panel	: 4 panel



Gambar III-16 National Instrumen

Power Meter

power meter digunakan untuk mengetahui seberapa besar kuat arus dan tegangan yang dihasilkan dari system. Karena dalam pengukuran ini sudah berbasis computer maka data yang dihasilkan dalam power meter dapat kita lihat dalam labview dengan tujuan untuk memudahkan dalam pengambilan dan pengolahan data.



Gambar III-17 power meter

Spesifikasi power meter :

Model : yokogawa W1010

Volt/freq. : 230/50

Refrigerant R290

Fluida kerja yang digunakan pada sisi high stage dan low stage memiliki spesifikasi :

Tipe : hycool

Capacity : 5 kg



Gambar III-18 refrigeran R290

Refrigeran R744

Tipe : high purity (99,99%)

Capacity : 80 kg



Gambar III-19 refrigeran R744

III.2 TES KEBOCORAN

Setelah semua system pemipaan serta komponennya terpasang, maka terlebih dahulu dilakukan tes kebocoran dengan tujuan agar pada saat dijalankan system berjalan dengan baik tanpa adanya kebocoran. adapun prosedurnya adalah sebagai berikut :

- unit dalam keadaan off
- hubungkan manifold gauge pada suction kompressor dan tabung refrigerant
- dengan bantuan kompressor udara, charging udara hingga tekanan ± 8 bar
- system pemipaan di tes kebocoran dengan menggunakan busa sabun
- tandai setiap tempat yang menjadi indikasi kebocoran, untuk dapat diperbaiki
- evakuasi seluruh system
- perbaiki kebocoran

III.3 VACUUM SYSTEM

Setelah dipastikan tidak ada bocor dalam istem maka proses selanjutnya adalah melakukan evakuasi system menggunakan pompa vakum, langkah ini dimaksud untuk memastikan system sidak mengandung uap air. Adapun prosedurnya adalah sebagai berikut :

- unit system dalam keadaan off
- hubungkan selang manifold gauge pada suction kompresor dan pompa vakum
- start pompa vakum hingga pada jarum pada pressure geuge menunjukkan angka dibawah 0 bar (± 30 menit)
- tutup katup manifold gauge dan pompa vakum
- stop pompa vakum



Gambar III-20 pompa vakum

III.4 CHARGING SYSTEM

Setelah proses evakuasi system dengan menggunakan pompa vakum selesai maka dilanjutkan dengan pengisian refrigerant ke dalam system sesuai dengan kebutuhan. Adapun prosedurnya adalah sebagai berikut :

- Unit system dalam keadaan off
- Hubungkan selang manifold gauge pada suction kompresor dan tabung refrigerant
- Shut off dalam keadaan tertutup, kemudian buka katup pada refrigeran
- Flash refrigerant beberapa saat
- Kencangkan selang manifold gauge pada suction kompresor
- Buka perlahan-lahan shut off sambil memperhatikan pembacaan timbangan.

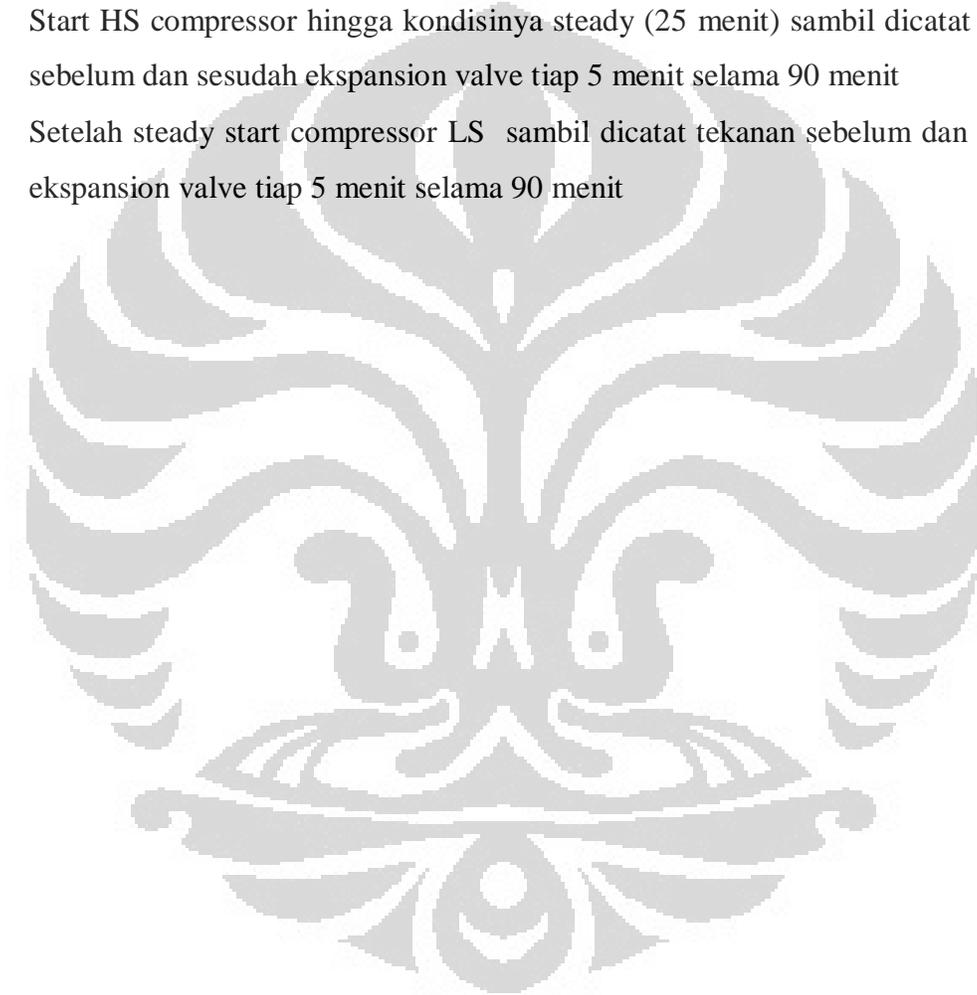


Gambar III-21 timbangan digital

III.5 METODE PENGMBLAN DATA

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

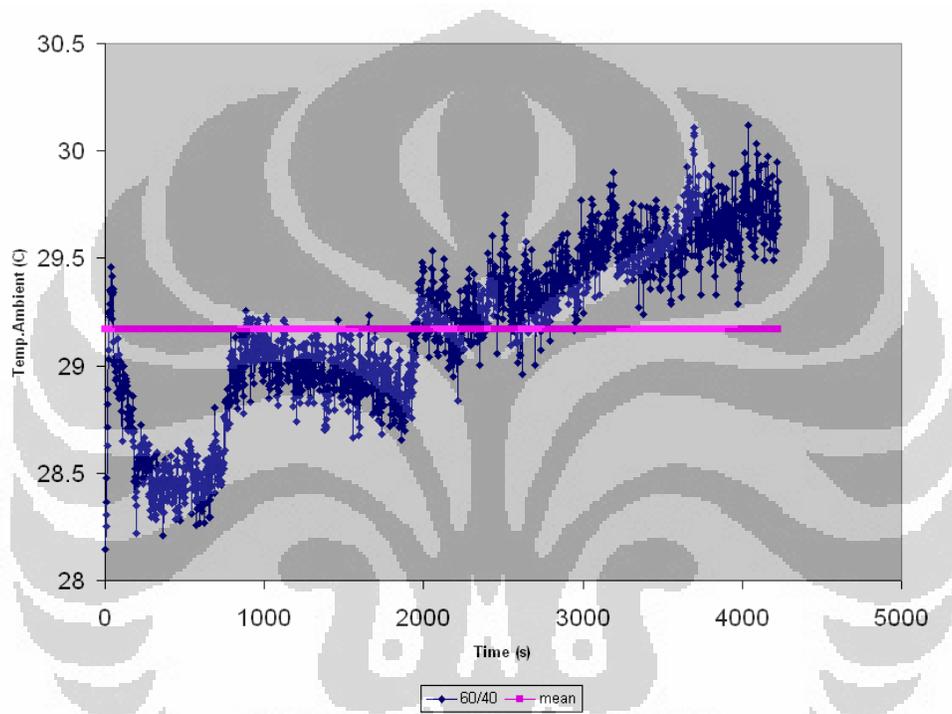
- Menyalakan semua kelistrikan
- Mengaktifkan labview, untuk membaca parameter-parameter yang ingin diukur
- Start HS compressor hingga kondisinya steady (25 menit) sambil dicatat tekanan sebelum dan sesudah ekspansion valve tiap 5 menit selama 90 menit
- Setelah steady start compressor LS sambil dicatat tekanan sebelum dan sesudah ekspansion valve tiap 5 menit selama 90 menit



BAB IV

ANALISA DATA

IV.1 PENGARUH TEMPERATUR LINGKUNGAN TERHADAP SISTEM



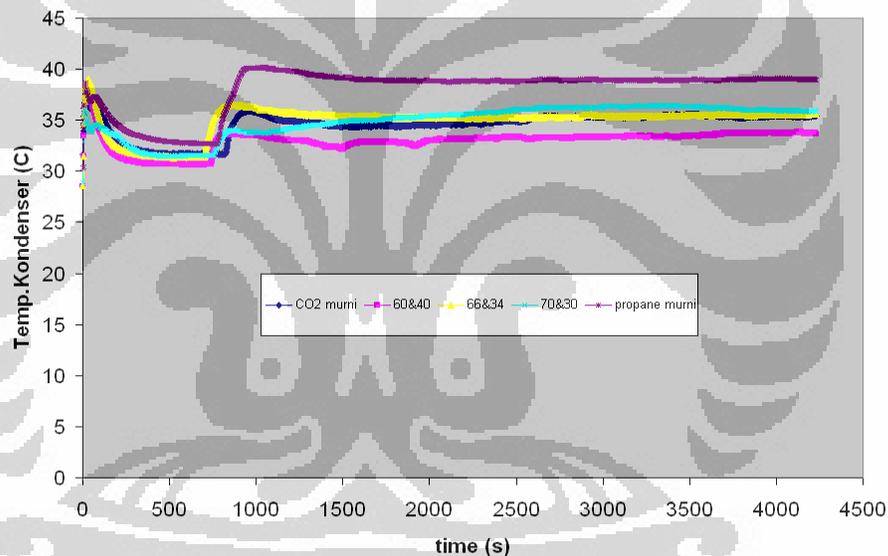
Gambar IV-1 grafik temperature ambient

Grafik ini menunjukkan kesalahan relative yang terjadi pada temperature ambient, grafik ini dibuat untuk mengetahui sejauh mana penyimpangan atau kesalahan yang terjadi akibat berubahnya temperatur lingkungan karena pada percobaan ini temperatur kondensasi tidak dijaga dengan tetap untuk itu dibuat grafik seperti itu untuk mengetahui kesalahan relatifnya. dari data yang diolah didapati bahwa kesalahan relative dari temperature ambient yang lain dapat dilihat dari table dibawah ini :

Tabel 0-1 persentase relative error pada temp.ambient

komposisi	100 : 0	60 : 40	66 : 34	70 : 30	0 : 100
Mean	31.15	29.17	30.15	30.54	31.73
Standar deviasi	0.56	0.40	0.46	0.70	0.56
Persentase error	1.79	1.37	1.54	2.32	1.79

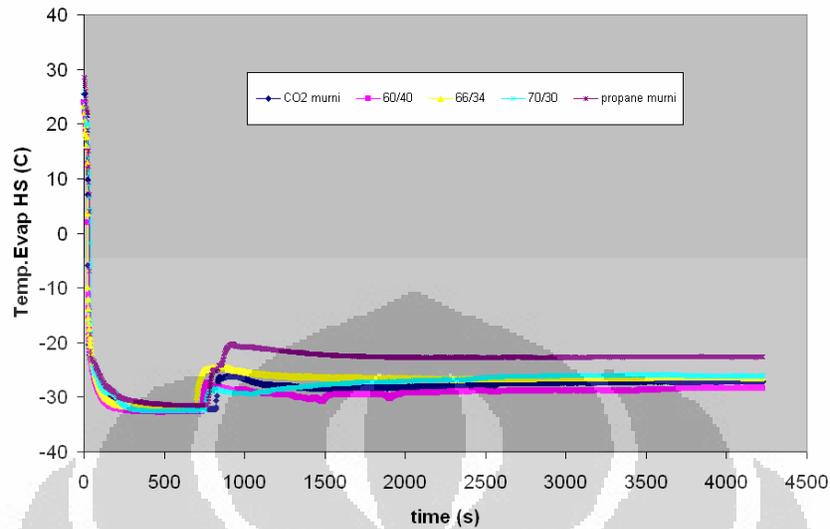
IV.2 TEMPERATUR KONDENSER HS



Gambar IV-2 temperatur condenser HS

Grafik temperatur kondensasi unuk mengetahui temperature kondensasi dari masing-masing campuran, dari grafik terlihat bahwa caampuran R744/R290 pada komposisi 60/40 memiliki tenperatur kondensasi yang rendah,hal ini dikarenakan pada saat percobaan tersebut persentase error pada percobaan tersebut sangat rendah, sehingga perpindahan kalor yang terjadi antara temperature ambient dengan condenser menghasilkan temperatur evaporasi yang rendah pula.

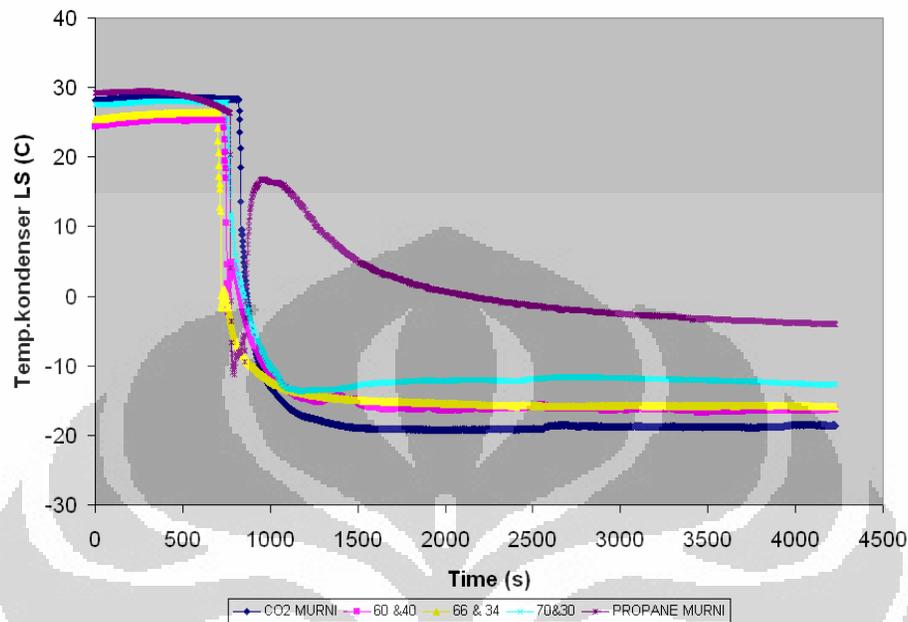
IV.3 TEMPERATUR EVAPORASI DI HS



Gambar IV-3 temperatur Evaporasi HS

Grafik diatas menunjukkan bahwa temperature evaporasi pada sisi low stage dicapai paling rendah pada campuran R744/R290 pada komposisi 60/40, hal ini dikarenakan temperature kondensasi yang rendah pada komposisi tersebut, sehingga pada saat di ekspansi menghasilkan temperatur yang lebih rendah, begitu pula sebaliknya dengan komposisi propane murni yang memiliki temperature evaporasi paling tinggi diantara yang lainnya, hal ini karena propane murni memiliki temperature kondensasi yang tinggi.

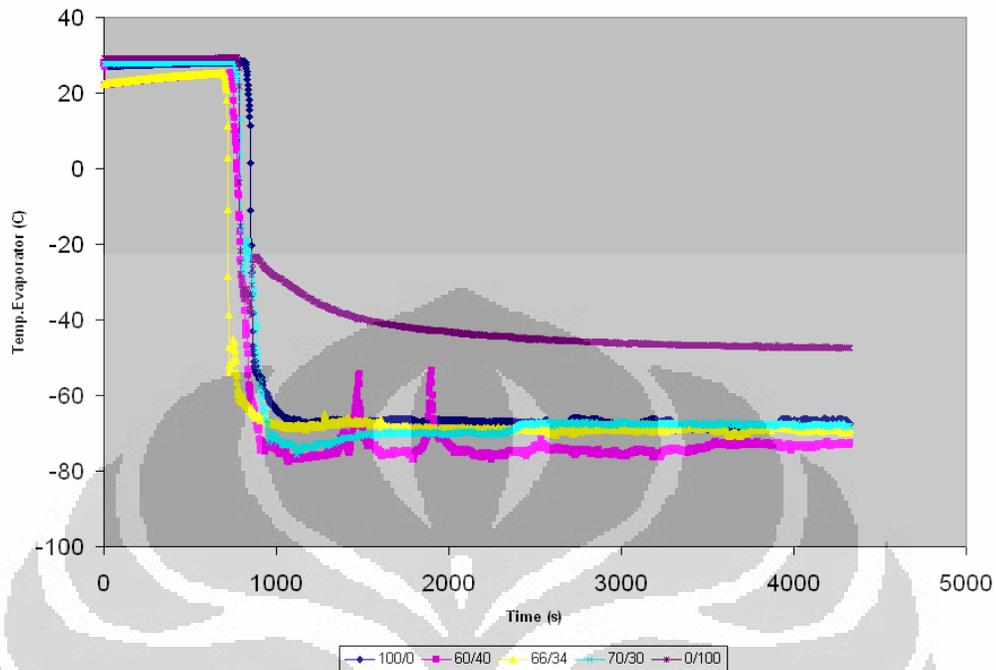
IV.4 PENGARUH PERPINDAHAN PANAS PADA CASCADE HEAT EXCHANGER



Gambar IV-4 grafik temperature condenser LS

Untuk mengetahui pengaruh perpindahan panas yang terjadi pada cascade heat exchanger maka dibuatlah grafik temperatur kondensasi pada sisi low stage, dari grafik dapat dijelaskan karbondioksida murni memiliki perpindahan panas yang cukup baik dibanding lainnya akan tetapi kapasitas pendinginan karbondioksida masih rendah hal ini dikarenakan tekanan kerja dari karbondioksida itu sendiri. Disamping itu campuran R744/R290 pada komposisi 60/40 selain memiliki perpindahan panas yang baik juga memiliki kapasitas pendinginan yang jauh lebih baik dari karbondioksida murni. hal ini dapat terlihat dari grafik temperatur evaporasi yang terjadi di low stage.

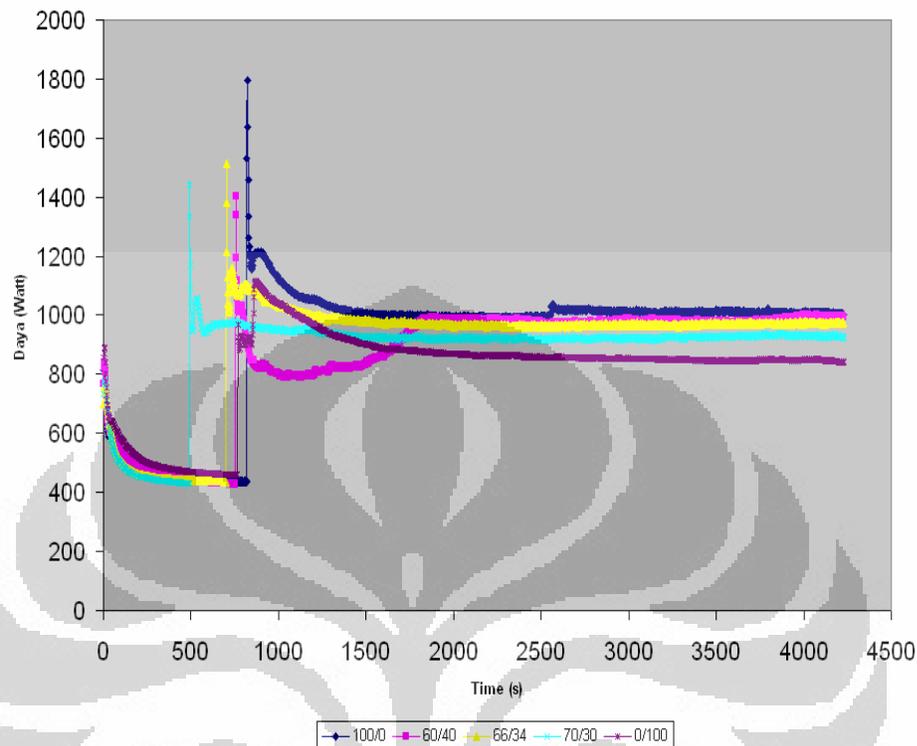
IV.5 TEMPERATUR EVAPORASI TERHADAP WAKTU



Gambar IV-5 grafik temperature evaporasi

Berdasarkan grafik evaporasi terhadap waktu dapat di jelaskan bahwa temperatur evaporasi semakin menurun dengan menurunnya komposisi R744 pada campuran. Dimana temperature evaporasi terendah dicapai pada saat komposisi R744/R290 sebesar 60/40 hingga mencapai -72.5°C . selain itu dari grafik ini dapat dijelaskan juga pada saat komposisi 100% propane temperature evaporasi naik mencapai -42°C hal ini dikarenakan pada propane murni memang memiliki boiling point sekitar 42.5°C . Dalam hal ini temperature evaporasi sangat dipengaruhi oleh temperatur kondensasi yang dihasilkan.

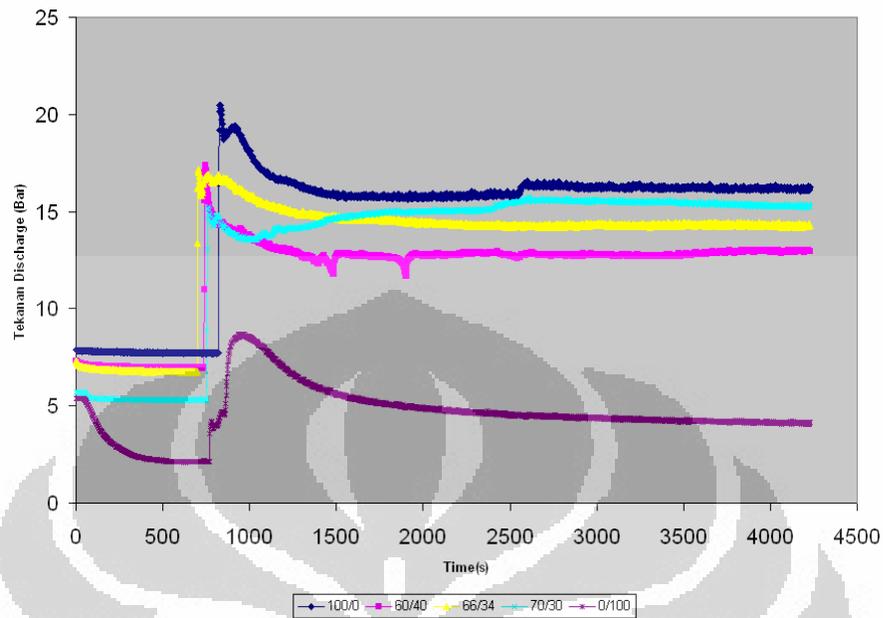
IV.6 DAYA TERHADAP WAKTU



Gambar IV-6 grafik daya terhadap waktu

Dalam percobaan mula-mula pada saat system HS dihidupkan daya pada labyview menunjukkan nilai hingga ± 800 watt, akan tetapi setelah berjalan beberapa menit dayanya kemudian turun hal ini karena pada saat dihidupkan masih belum stabil, kemudian pada beberapa menit saat system LS dihidupkan daya compressor juga masih belum stabil bahkan daya pada saat itu hingga mencapai ± 1800 watt, akan tetapi setelah berjalan beberapa menit daya menjadi stabil. Dari komposisi yang ada diketahui bahwa penggunaan daya paling besar yaitu pada saat percobaan 100% R744 hal ini dapat terjadi karena karbondioksida memiliki tekanan kerja yang cukup tinggi. Selanjutnya penggunaan energi setelah itu adalah pada percobaan komposisi 60/40 ini terjadi karena pada komposisi tersebut temperature evaporasi yang dihasilkan mencapai minimum, sehingga membutuhkan tenaga yang cukup besar untuk mencapai temperature minimum tersebut.

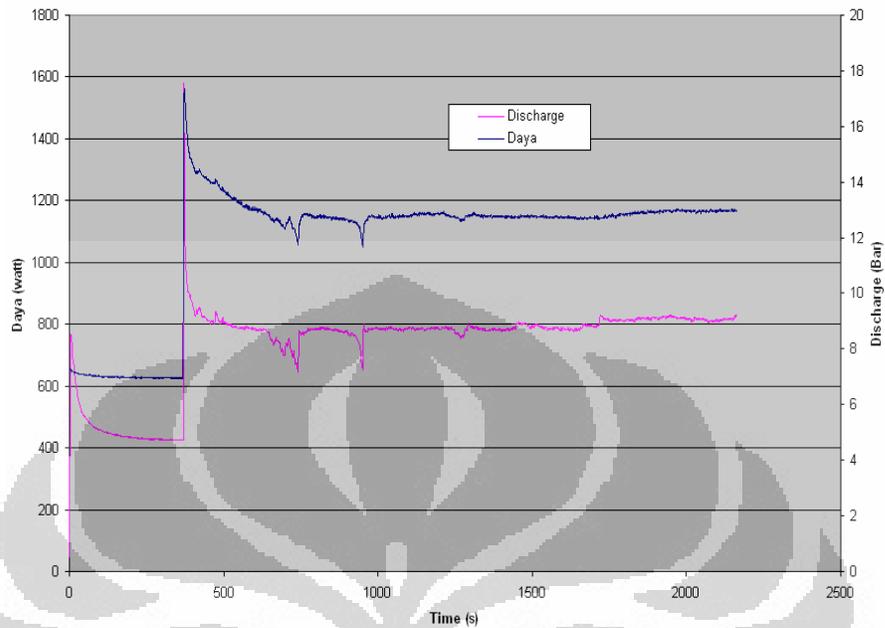
IV.7 TEKANAN DISCHARGE TERHADAP WAKTU



Gambar IV-7 grafik tekanan discharge terhadap waktu

Besarnya tekanan kerja dari R744 dapat juga kita ketahui dari tekanan dischargenya dimana pada saat sistem dinyalakan tekanan discharge dari R744 murni memiliki tekanan discharge yang paling tinggi diantara campuran lainnya. grafik diatas memperlihatkan bahwa tekanan discharge pada karbondioksida murni memiliki tekanan yang cukup tinggi hingga mencapai 16 bar.

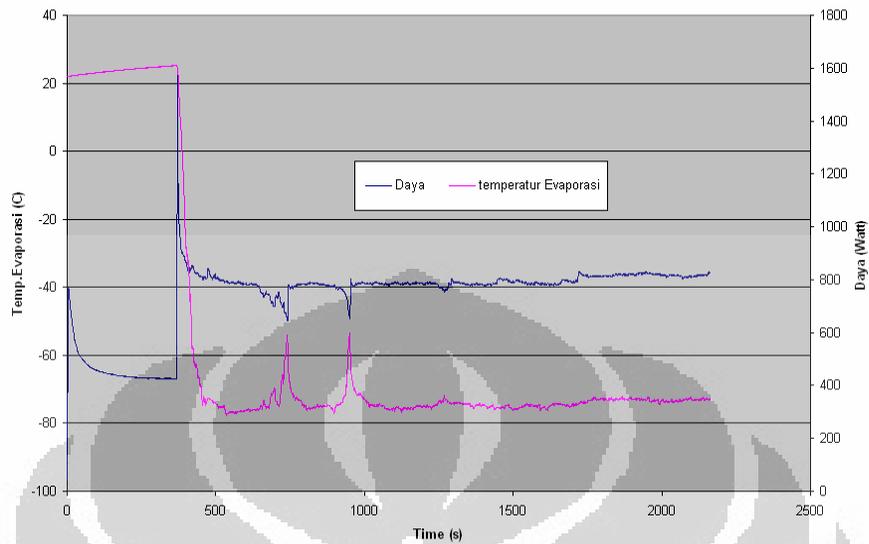
IV.8 PENGARUH DAYA TERHADAP DISCHARGE



Gambar IV-8 grafik efek daya terhadap tekanan discharge

Untuk mengetahui pengaruh tekanan discharge terhadap daya yang digunakan maka ditampilkan grafik daya terhadap discharge. Dari grafik ini dapat kita simpulkan bahwa tekanan discharge memiliki trend yang sama dengan daya yang digunakan, semakin besar daya yang digunakan maka semakin besar pula tekanan discharge yang dilakukan pada sistem

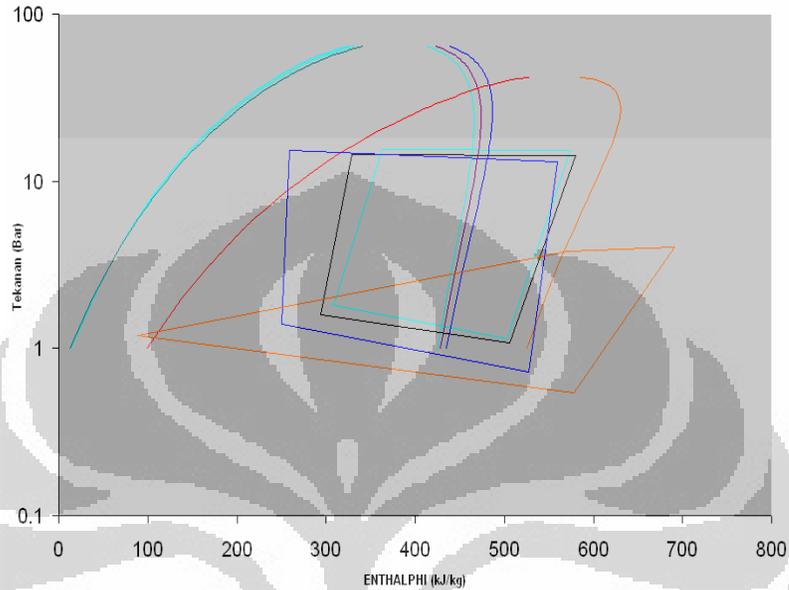
IV.9 PENGARUH DAYA TERHADAP TEMPERATUR EVAPORASI



Gambar IV-9 grafik efek temperature terhadap daya

Selanjutnya dari grafik daya terhadap temperatur evaporasi juga memiliki keterkaitan dimana untuk memperoleh temperature evaporasi yang sangat minimum membutuhkan daya yang cukup besar, sehingga dalam hal ini penggunaan tenaga listrik sangat berpengaruh terhadap temperature evaporasi dan tekanan discharge yang dilakukann sistem.

IV.10 DIAGRAM PH



Gambar IV-10 diagram ph

Keterangan : garis merah → propane murni

Garis hijau → R744/R290 (70 : 30)

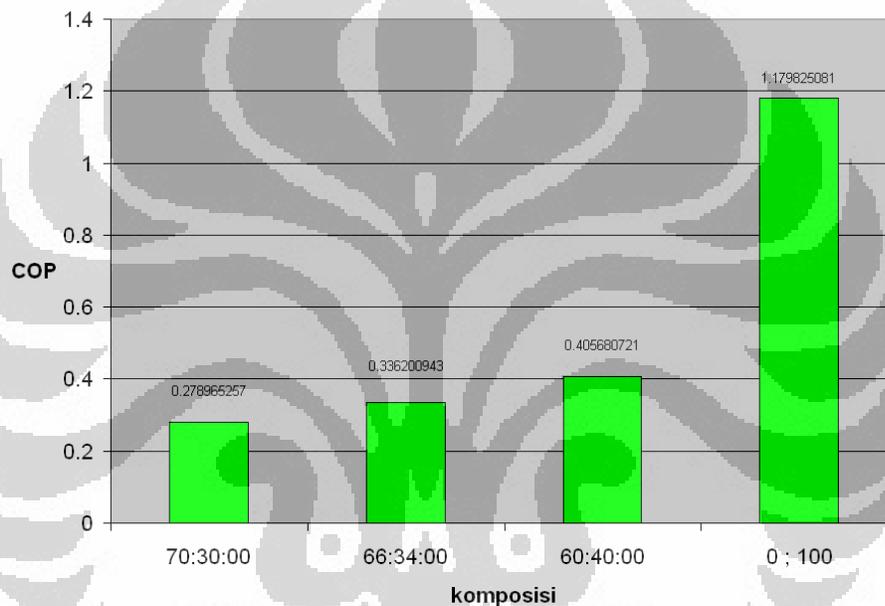
Garis hitam → R744/R290 (66 : 34)

Garis biru → → R744/R290 (60 : 40)

Diagram PH diatas dibuat berdasarkan komposisi dari tiap percobaan dengan menggunakan bantuan perangkat lunak (software) dari refrop 8. dimana dari data enthalpy liquid dan vapour yang ada perangkat lunak tersebut lalu kita plot ke dalam excel, sehingga diperoleh diagram PH seperti tersebut. Dari diagram PH yang diperoleh terlihat bahwa grafik hanya berada pada fase gas dan campuran. Dimana karena campuran R744 dengan R290 merupakan campuran zeotropis maka pada grafik di dalam kubah agak menurun kebawah, selain itu hal

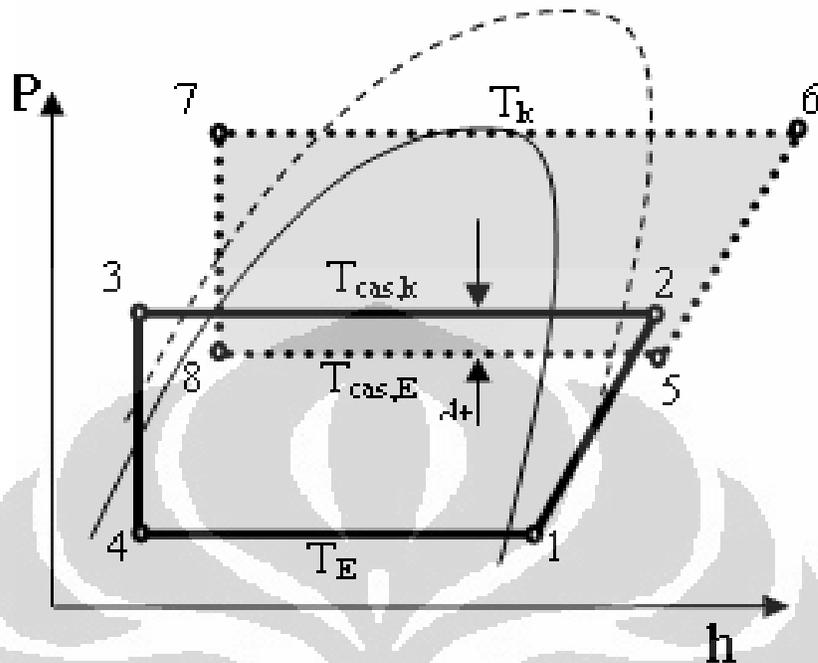
ini juga dikarenakan pressure drop yang terjadi dalam system. Pada campuran R744/R290 nilai COP tertinggi dicapai pada komposisi campuran R744/R290 sebanyak 60/40 karena pada campuran tersebut jika dilihat dari diagram PH diatas memiliki kapasitas pendingin yang cukup besar disbanding dengan campuran yang lain, selain itu daya kompresor yang digunakan juga kecil.

IV.11 COP TERHADAP KOMPOSISI



Gambar IV-11 grafik COP terhadap komposisi

Penjelasan mengenai besarnya nilai COP yang dihasilkan dari masing-masing percobaan dapat dilihat dengan jelas pada diagram batang diatas, nilai COP didapatkan dari persamaan



Gambar IV-12 diagram ph cascade

kapasitas evaporasi LS

$$\dot{Q}_E = \dot{m}_r (h_1 - h_4)$$

Daya Kompresor LS :

$$\dot{W}_r = \dot{m}_r (h_2 - h_1)$$

Laju Perpindahan Kalor :

$$\dot{Q}_{cas} = \dot{m}_t (h_5 - h_8) = \dot{m}_r (h_2 - h_3)$$

Rasio Laju Aliran Masa :

$$\frac{\dot{m}_t}{\dot{m}_r} = \frac{h_2 - h_3}{h_5 - h_8}$$

Daya di HS :

$$\dot{W}_t = \dot{m}_t (h_6 - h_5)$$

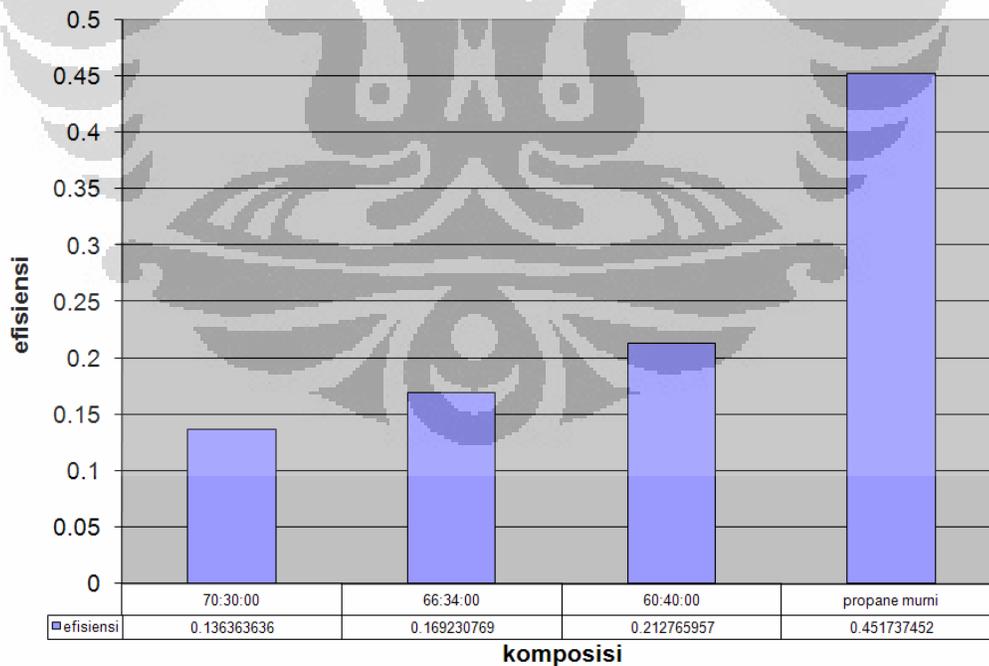
COP :

$$\frac{\dot{Q}_E}{\dot{W}_t + \dot{W}_r} = \frac{(h_5 - h_8)(h_1 - h_4)}{(h_6 - h_5)(h_2 - h_3) + (h_5 - h_8)(h_2 - h_1)}$$

Berdasarkan formula itu diketahui bahwa pada campuran R744/R290 komposisi 60/40 memiliki COP yang paling tinggi mencapai 0.405. akan tetapi pada komposisi propane murni COP yang dihasilkan dapat mencapai 1.17 hal ini karena kapasitas refrigerasi yang cukup besar pada saat system diisi dengan propane murni. sedangkan untuk COP carnot didapati dari formula

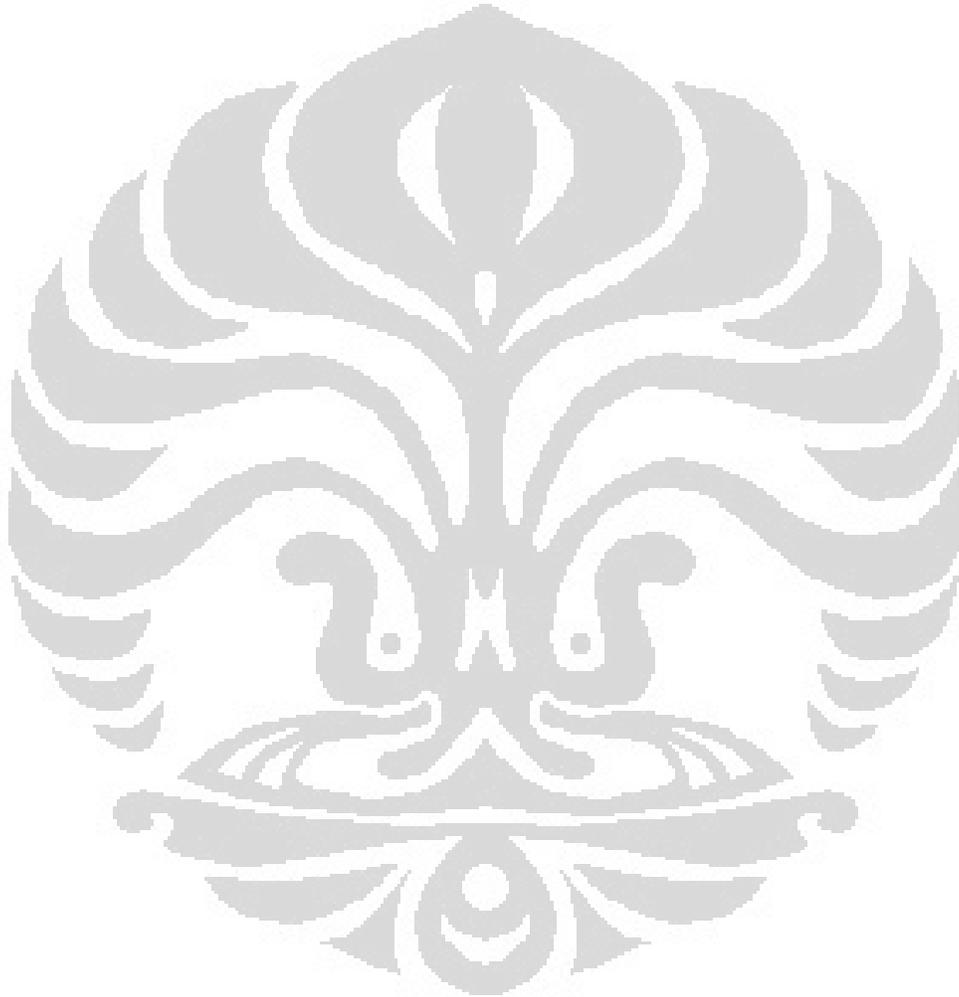
$$COP_{R,carnot} = T_L / (T_H - T_L)$$

$$\eta = COP / COP_{carnot}$$



Gambar IV. 13 grafik efisiensi Carnot

Dari grafi diketahui bahwa untuk grafik efisiensi carnot memiliki tren yang sama dengan grafik COP sebelumnya,. Dari diagram diatas juga terlihat bahwa semakin banyak karbondioksida dalam campuran, maka efisiensinya menurun karena tekanan kerja yang tinggi dari karbondioksida, yang menyebabkan daya yang dibutuhkan menjadi lebih besar.



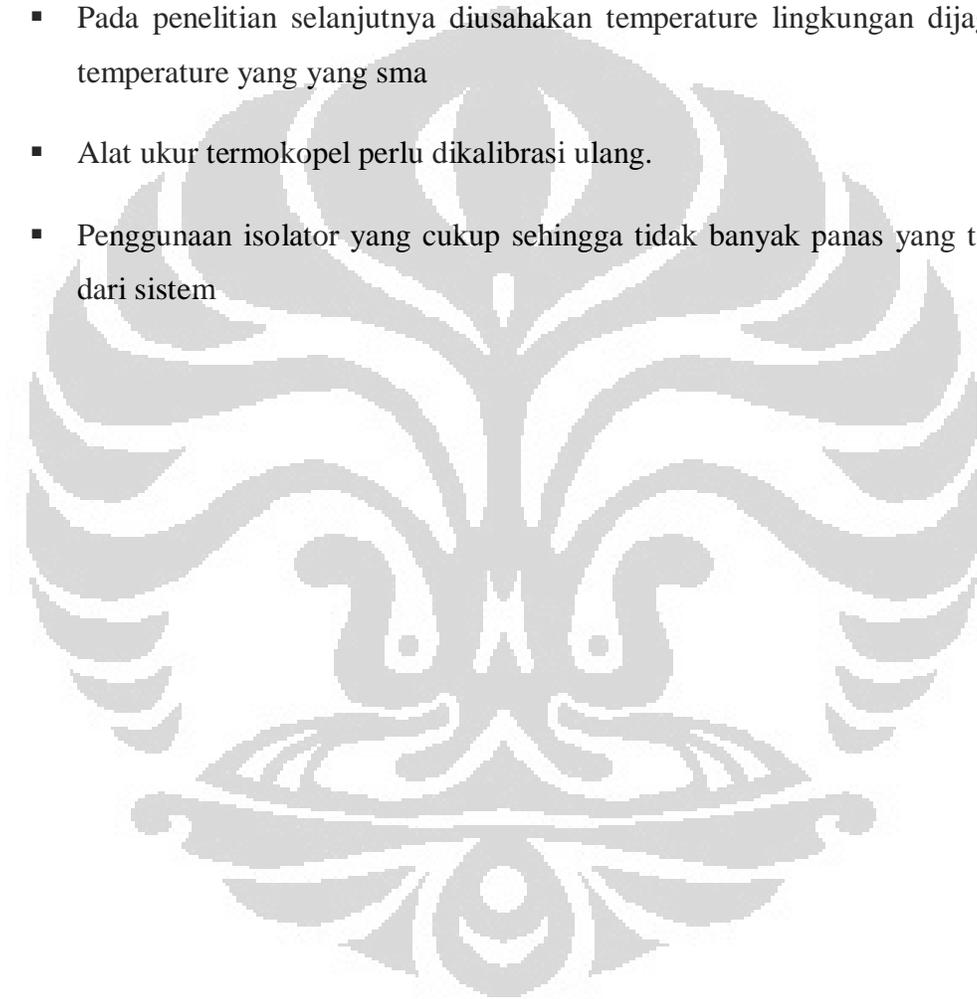
KESIMPULAN DAN SARAN

V.1 KESIMPULAN

- Penggunaan energi listrik terbesar terdapat pada pengujian komposisi refrigeran 100% karbondioksida hingga mencapai 1006 watt
- Semakin rendah komposisi karbondioksida dalam campuran maka temperatur evaporasi juga semakin rendah
- Temperatur evaporasi terendah dicapai pada campuran 60:40 hingga mencapai – 72.50C
- Semakin katup ekspansi dibuka, maka semakin naik daya listrik sistem, hal ini disebabkan oleh semakin besarnya jumlah refrigeran yang masuk ke evaporator.
- Semakin rendah temperatur evaporasi pada sistem HS, maka semakin rendah temperatur evaporasi yang bisa dicapai pada bagian LS.
- COP tertinggi dicapai pada komposisi refrigeran 0 : 100 mencapai 1.17
- Campuran R744/R290 pada komposisi 60 : 40 memiliki performa yang cukup baik bila dibandingkan dengan campuran lain karena pada komposisi tersebut memiliki temperatur evaporasi yng paling rendah dan nilai CO yang cukup tinggi.

V.2 SARAN

- Dalam system pengukuran masih ada yang menggunakan pembacaan tekanan yang menggunakan pressure gage yaitu pada sisi tekanan sebelum dan setelah keluar expansion valve, pembacaan pressure gage ini tidak akurat untuk itu pada penelitian selanjutnya diusahakan pembacaan tekanan sudah memakai pressure transmitter dengan bantuan labview.
- Pada penelitian selanjutnya diusahakan temperature lingkungan dijaga pada temperature yang yang sma
- Alat ukur termokopel perlu dikalibrasi ulang.
- Penggunaan isolator yang cukup sehingga tidak banyak panas yang terbuang dari sistem



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
- 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, *Pengujian sistem refrigerasi cascade menggunakan R22-R404a dengan variasi tekanan discharge pada high-stage*, Skripsi, Departemen Teknik Mesin, Fakultas Teknik Universitas Indonesia, 2007/2008
- Stoecker, Wilbert F., Jones, Jerold W., *Refrigerasi dan Pengkondisian udara*, Jakarta, Erlangga, 1989
- Meacock, M.H., *Refrigeration Processes*, England, Permesson Press, 1979
- Wang, S.K. and Lavan, Z. *Air-Conditioning and Refrigeration*, dalam Frank Kreith (Ed.), *Mechanical Engineering Handbook*, (Boca Raton: CRC Press LLC, 1999).
- Cengel. Yunus A., Michael A. Boles, *Thermodynamics: An Engineering Approach* (New York: McGraw-Hill, Inc., 1994)
- Shah, Ramesh K., Dušan P. Sekulić, *Fundamental of Heat Exchanger Design* (New Jersey: John Wiley & Sons, Inc., 2003).
- Agnew, B and Ameli, M.S. *A finite time analysis of cascade refrigeration system using alternative refrigerants*, Science direct, 30 April 2004.
- Bhattacharyya, Souvik, *Optimization of a CO₂-C₃H₈ cascade system for refrigeration and heating*, Science direct, November 2005
- Hourahan, G. C and Calm, J. M, *Refrigerant Data Summary*, Engineered Systems, November 2001
- Maclain-cross, I.L and Leonardi, E, *Comparative Performance of Hydrocarbon Refrigerants*, Australia
- Jung, Dongsoo, *Capillary Tube Selection for HCFC 22 Alternatives*, Science direct, 7 Juni 1999

LAMPIRAN

DATA TEMPERATUR EVAPORASI HS

time	CO2 murni	60/40	66/34	70/30	propane murni
5	25.585553	23.92494	23.34444	26.07744	28.581528
10	-29.4031	-30.9975	-30.1284	-28.9304	-27.849265
15	-31.70544	-32.2897	-31.5493	-31.2304	-30.18907
20	-32.20404	-32.7451	-32.0596	-32.5145	-31.312834
25	-32.17634	-32.6902	-32.1399	-32.4326	-31.406949
30	-32.10771	-32.708	-32.1227	-32.4356	-31.479249
35	-26.4479	-28.3762	-24.5924	-28.8939	-23.548508
40	-26.26746	-28.5518	-25.1568	-29.2831	-20.699996
45	-27.80528	-29.5588	-26.0314	-28.4672	-21.495083
50	-28.35951	-29.9925	-26.414	-27.657	-22.237375
55	-28.36537	-29.8894	-26.4694	-27.6309	-22.237939
60	-28.28259	-29.4923	-26.5264	-27.2222	-22.584857
65	-28.07041	-29.1892	-26.6066	-26.8941	-22.667082
70	-27.86131	-28.8471	-26.7277	-26.6389	-22.702439
75	-27.45745	-28.9593	-26.624	-26.2998	-22.74287
80	-27.21371	-28.8143	-26.5302	-26.0263	-22.730431
85	-27.18666	-28.4346	-26.3593	-25.9748	-22.552283
90	-27.19388	-28.4281	-26.3992	-26.0238	-22.575307

DATA TEMPERATUR KONDENSER LS

time	CO2 MURNI	60 &40	66 & 34	70&30	PROPANE MURNI
5	28.148273	24.40751	25.35828	27.55146	29.249265
10	28.406738	24.78165	25.73743	27.65194	29.389419
15	28.585861	25.1542	26.06012	27.90291	29.477805
20	28.644442	25.29596	26.25439	28.01117	29.235881
25	28.43473	25.25643	26.37666	27.87625	27.8066
30	28.336372	10.52099	-0.09553	27.83849	26.614176
35	-9.930347	-8.46647	-11.0602	-7.22872	16.596273
40	-17.952528	-15.2029	-14.4579	-13.4683	9.294201
45	-19.061615	-15.9642	-15.1068	-12.5405	3.894014
50	-18.509963	-16.1254	-15.8639	-11.6723	-1.976764
55	-18.726568	-16.2574	-15.7172	-11.8307	-2.63573
60	-18.751127	-16.5449	-15.7627	-12.1826	-3.448685
65	-18.544424	-16.3986	-15.8971	-12.6925	-3.991484
70	-18.595855	-16.3537	-15.8796	-12.718	-4.037868
75	-18.535977	-16.3678	-15.8834	-12.6788	-3.971569
80	-18.577622	-16.3968	-15.9116	-12.7202	-4.005126
85	-18.543815	-16.3423	-15.9399	-12.6781	-4.023155
90	-18.594048	-16.4236	-15.9681	-12.7092	-3.969575

Data temperatur kondenser HS

time	CO2 murni	60&40	66&34	70&30	propane murni
5	31.68957	28.50653	28.62925	28.89713	30.339439
10	32.21319	31.00409	31.78171	32.22638	33.67338
15	31.79735	30.74445	31.52062	31.64566	33.158594
20	31.71105	30.69324	31.40892	31.50558	32.90045
25	31.74676	30.70062	31.61085	31.5253	32.717901
30	35.87724	33.49394	36.35552	33.82962	40.12974
35	35.708	33.47846	36.15942	33.82677	40.157489
40	35.1465	33.18311	35.91755	33.91346	40.046032
45	34.92646	33.06206	35.73755	34.03566	39.90505
50	34.68749	32.64641	35.53359	34.5697	39.392961
55	34.49408	32.8909	35.40809	34.99884	38.949725
60	34.44648	32.88894	35.42018	35.00945	38.968783
65	34.42685	32.89342	35.25077	35.16579	38.935571
70	34.70771	33.10312	35.20325	35.6602	38.828709
75	34.71115	33.17135	35.21317	35.62671	38.845717
80	34.92817	33.37591	35.32546	35.89053	38.846349
85	34.94719	33.35087	35.31977	35.89592	38.865066
90	35.33351	33.26372	35.31311	36.24544	38.921911

Data daya terhadap waktu

time	100/0	60/40	66/34	70/30	0/100
5	526.95467	535.5233	496.6784	504.0467	522.745
10	448.27333	446.1173	451.092	435.6844	478.5475
15	437.2064	438.9068	440.2653	432.0707	463.9776
20	1106.56	1033.341	1090.758	974.7497	1014.581
25	1023.6133	992.7304	1037.012	957.5446	986.034
30	1000.4333	991.7	999.5832	946.453	908.9603
35	995.27333	986.4153	985.301	930.9277	879.5449
40	993.21333	984.438	975.8573	924.2618	867.2394
45	1007.98	975.0053	971.3109	921.229	861.5743
50	1015.1	977.5493	966.5116	921.7459	857.1226
55	1010.3333	980.8733	964.7802	920.2408	854.152
60	1011.06	977.26	962.897	921.5	851.1269
65	1009.4533	980.9167	963.933	922.009	846.7121
70	1007.8667	993.0367	965.965	926.273	846.541
75	1004.7857	995.5607	967.4307	930.028	847.7226
80	1005.8947	995.9471	963.8278	932.2481	842.0526
85	1005.8571	993.7333	963.0719	929.2032	847.1972
90	1006.619	993.774	968.5406	929.2784	846.7358

DATA TEMPERATUR EVAPORASI LS

time	100/0	60/40	66/34	70/30	0/100
5	23.18776	22.88181	23.22478	22.23982	22.28724
10	19.0773	22.40572	20.32261	20.50841	21.66986
15	14.79032	-6.3057	-25.8874	6.41716	-3.18723
20	-64.2187	-75.2537	-67.7055	-71.2084	-30.0069
25	-66.7111	-72.2499	-67.2196	-71.9857	-37.5458
30	-66.568	-74.5254	-68.0686	-70.1033	-41.1056
35	-66.6398	-71.6358	-68.8864	-70.0055	-42.9733
40	-66.9214	-75.4694	-68.9985	-69.7646	-44.2283
45	-67.2997	-74.2234	-68.9752	-67.4068	-45.2493
50	-66.7656	-75.0892	-68.9078	-67.4123	-45.9089
55	-67.3863	-75.1577	-68.8723	-67.4423	-46.4048
60	-68.7539	-74.5792	-68.5388	-67.4951	-46.738
65	-68.4729	-72.9902	-69.202	-67.5874	-47.0419
70	-66.5702	-73.068	-68.5778	-67.6567	-47.1923
75	-66.7198	-73.3252	-68.9184	-67.8861	-47.2372
80	-66.5748	-73	-68.8973	-67.8873	-47.3458
85	-66.5715	-73.0307	-68.9302	-67.8674	-47.4271
90	-66.6481	-72.9119	-68.6689	-67.8986	-47.4281