



UNIVERSITAS INDONESIA

**ANALISA VARIASI MASSA REFRIGERAN SISTEM
PENDINGIN AUTOCASCADE DENGAN MENGGUNAKAN
CAMPURAN HIDROKARBON**

SKRIPSI

Diajukan sebagai salah satu syarat untuk memperoleh gelar Sarjana Teknik

**DAVIED SAPAN R
0706198436**

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

HALAMAN PERNYATAAN ORISINALITAS

Saya menyatakan dengan sesungguhnya bahwa skripsi dengan judul:

ANALISA VARIASI MASSA REFRIGERAN SISTEM PENDINGIN AUTOCASCADE DENGAN MENGGUNAKAN CAMPURAN HIDROKARBON

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 **ARDI YULIONO (0706198373)**.

Nama : DAVIED SAPAN R

NPM : 0706198436

Tanda Tangan :

Tanggal : 17 Desember 2009

HALAMAN PENGESAHAN

Skripsi ini diajukan oleh:

Nama : Davied Sapan R

NPM : 0706198436

Program Studi : Teknik Mesin

Judul Skripsi : **ANALISA VARIASI MASSA REFRIGERAN
SISTEM PENDINGIN AUTOCASCADE
DENGAN MENGGUNAKAN CAMPURAN
HIDROKARBON**

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 (.....)

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

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

Penguji : Dr -Ing Taufik, M.Eng (.....)

Ditetapkan di : Depok

Tanggal : 17 Desember 2009

ABSTRAK

Dalam pengobatan dan penelitian biomedis dibutuhkan *ultra low cold storage*. Pada umumnya proses pendinginan dilakukan dengan nitrogen cair, namun ini tidak praktis dan mahal karena perlu pengisian secara berkala. Untuk mengatasinya harus diusulkan menggunakan mesin pendingin autocascade. Mesin pendingin autocascade mampu mencapai temperatur -40°C s/d -180°C (Missimer, 1996), memiliki bentuk yang sederhana, handal dan murah (Yu, 2007).

Penelitian yang dilakukan oleh Chen (2007) dan Apprea (2009) dengan mesin pendingin autocascade terbukti bahwa mesin pendingin ini mampu mencapai lebih rendah dari -120°C . Namun penelitian tersebut masih menggunakan campuran refrigeran CFC atau HFC yang segera dilarang karena merusak lingkungan.

Penelitian pendahuluan simulasi dan eksperimental mesin pendingin cascade dua tingkat dengan refrigeran ramah lingkungan terbukti mampu mencapai -80°C (Nasruddin, 2008 & 2009), sehingga bila dilakukan penelitian lebih lanjut akan dapat mencapai temperatur lebih rendah dari -100 . Mempertimbangkan hal tersebut, maka tujuan utama penelitian ini adalah mengembangkan prototipe *ultra low cold storage* untuk aplikasi bidang biomedis menggunakan mesin pendingin autocascade dengan refrigeran ramah lingkungan. Selain itu juga, hasil penelitian ini juga berpeluang untuk mendapatkan patent *ultra low cold storage* menggunakan mesin pendingin autocascade dengan refrigeran ramah lingkungan.

UCAPAN TERIMA KASIH

Puji syukur saya panjatkan kepada Tuhan yang Maha Kuasa, karena atas berkat dan rahmat-Nya, saya dapat menyelesaikan skripsi ini tepat waktu. 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. –Ing, Ir. Nasruddin, M.Eng, atas segala waktu, tenaga dan kesabaran dalam membimbing dan mengarahkan
2. Ir. Darwin Rio Budi Syaka, MT atas segala waktu dan tenaga dalam memberikan bimbingan
3. Orang tua dan keluarga yang telah memberikan doa dan dukungannya
4. Ardi Yuliono sebagai teman satu tim yang solid
5. Rekan-rekan dan sahabat serta staf bengkel Departemen Teknik Mesin yang telah membantu dan mendukung

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

Depok, 17 Desember 2009

Penulis

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

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

Nama : Davied Sapan
NPM : 0706198436
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 saya yang berjudul :

**ANALISA VARIASI MASSA REFRIGERAN SISTEM
PENDINGIN AUTOCASCADE DENGAN MENGGUNAKAN
CAMPURAN HIDROKARBON**

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

Demikian pernyataan ini saya buat dengan sebenarnya.

Dibuat di : Depok

Pada tanggal : 17 Desember 2009

Yang menyatakan

(Davied Sapan R)

DAFTAR ISI

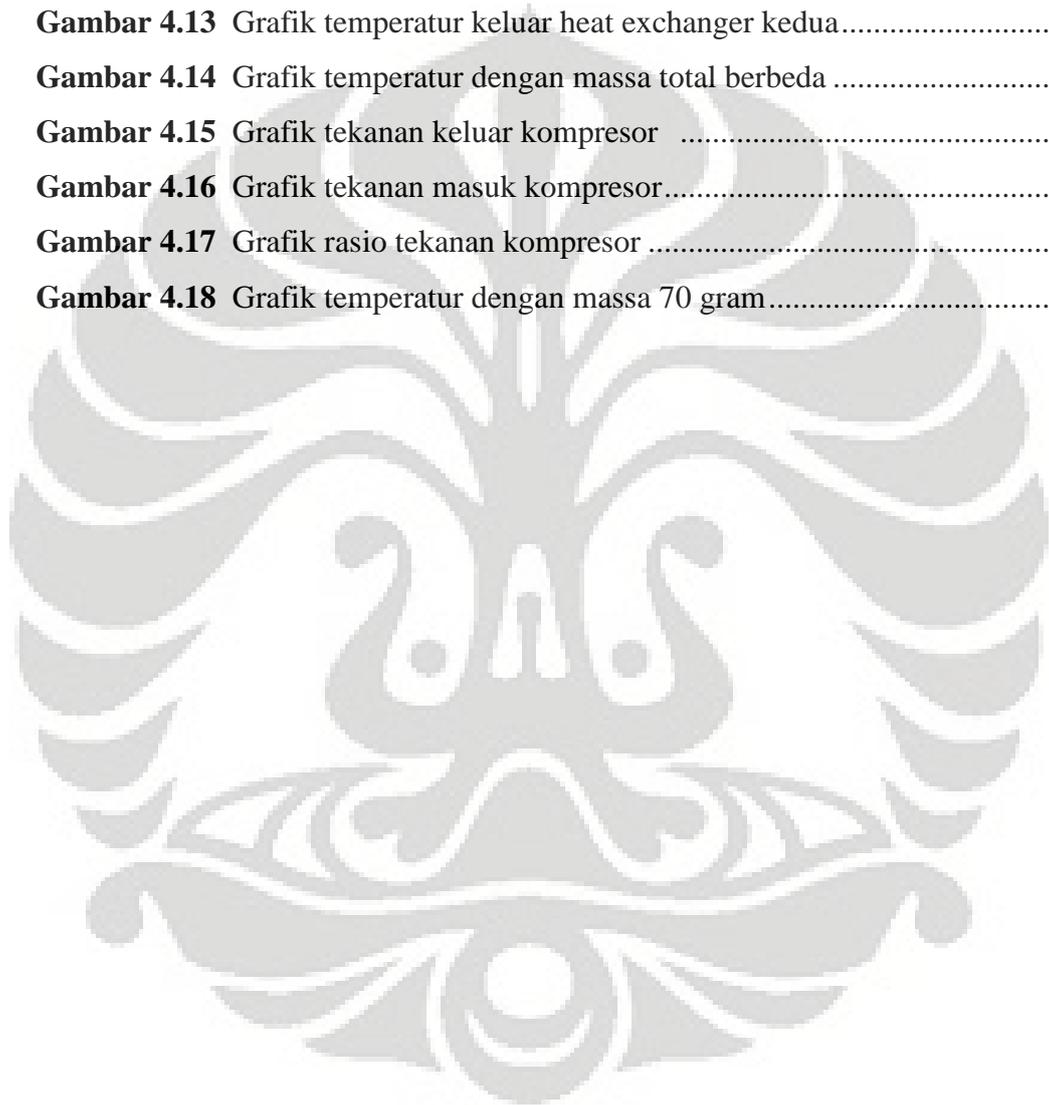
HALAMAN JUDUL	i
HALAMAN PERNYATAAN ORISINALITAS.....	ii
HALAMAN PENGESAHAN (S1).....	iii
UCAPAN TERIMA KASIH.....	iv
ABSTRAK.....	v
HALAMAN PERNYATAAN PERSETUJUAN PUBLIKASI KARYA ILMIAH UNTUK KEPENTINGAN AKADEMIS	vi
DAFTAR ISI	vii
DAFTAR GAMBAR	viii
DAFTAR TABEL.....	x
I. PENDAHULUAN	1
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Perumusan Masalah.....	2
1.3 Tujuan Penulisan.....	2
1.4 Pembatasan Masalah	2
1.5 Metodologi Penelitian.....	3
1.6 Sistematika Penulisan.....	4
II. DASAR TEORI.....	6
2.1 Sistem Pendingin.....	6
2.2 Refrigeran.....	8
2.3 Mesin Pendingin Autocascade.....	14
2.4 Komponen-komponen Mesin pendingin Autocascade.....	17
2.5 Sistem Pendingin Autocascade yang kami buat.....	19
2.6 Merancang <i>shell and coil heat exchanger</i>	23
III. METODE PENELITIAN.....	26
3.1 Alat Pengujian dan komponen.....	26
3.2 Tes Kebocoran.....	32
3.3 Vakum Sistem.....	32
3.4 Charging Sistem.....	33
3.5 Metode Pengambilan Data.....	35
IV. ANALISA DATA.....	36
4.1 Menentukan persentase yang optimal dengan pengujian.....	36
4.2 Menentukan massa total optimum dengan pengujian.....	39
V. KESIMPULAN DAN SARAN.....	53

DAFTAR PUSTAKA

DAFTAR GAMBAR

	Hal
Gambar 2.1 Skema <i>simple vapor compression refrigeration cycle</i>	6
Gambar 2.2 <i>Two stage cascade refrigeration cycle</i>	7
Gambar 2.3 Sistem pendingin autocascade	8
Gambar 2.4 Diagram T-x campuran Zeotropes	12
Gambar 2.5 Diagram T-x campuran Azeotropes	13
Gambar 2.6 Diagram p-h campuran zeotrope	14
Gambar 2.7 Skema sederhana mesin pendingin autocascade	15
Gambar 2.8 Diagram siklus teoritis mesin pendingin Autocascade.....	19
Gambar 2.9 Skema pemasangan alat ukur	22
Gambar 2.10 Penampang heat exchanger	23
Gambar 3.1 Kompresor	26
Gambar 3.2 Bagian-bagian heat exchanger.....	27
Gambar 3.3 Penempatan heat exchanger.....	27
Gambar 3.4 Penempatan kondensor, separator	28
Gambar 3.5 Penempatan filter dryer	29
Gambar 3.6 Box Spesimen.....	30
Gambar 3.7 Penempatan pressure transmitter, flowmeter dan pressure gauge...	30
Gambar 3.8 Data akuisisi	31
Gambar 3.9 Power supply DC.....	32
Gambar 3.10 Pompa vakum	33
Gambar 3.11 Charging butane.....	34
Gambar 3.12 Charging ethane.....	34
Gambar 3.13 Charging methane.....	34
Gambar 4.1 Grafik temperatur persentase (65,38 %) butane	36
Gambar 4.2 Grafik temperatur persentase (71,74 %) butane	37
Gambar 4.3 Grafik temperatur persentase (80 %) butane	37
Gambar 4.4 Grafik temperatur persentase (85,71 %) butane	38
Gambar 4.5 Grafik temperatur di box dengan persentase massa berbeda.....	39
Gambar 4.6 Grafik temperatur keluar kompresor	40
Gambar 4.7 Grafik temperatur masuk kompresor.....	41

Gambar 4.8	Grafik temperatur keluar kondensor.....	42
Gambar 4.9	Grafik temperatur masuk evaporator.....	42
Gambar 4.10	Grafik temperatur keluar evaporator	43
Gambar 4.11	Grafik temperatur keluar ekspansi pertama.....	44
Gambar 4.12	Grafik temperatur keluar heat exchanger pertama	45
Gambar 4.13	Grafik temperatur keluar heat exchanger kedua.....	46
Gambar 4.14	Grafik temperatur dengan massa total berbeda	46
Gambar 4.15	Grafik tekanan keluar kompresor	47
Gambar 4.16	Grafik tekanan masuk kompresor.....	48
Gambar 4.17	Grafik rasio tekanan kompresor	48
Gambar 4.18	Grafik temperatur dengan massa 70 gram.....	42



DAFTAR TABEL

Tabel 2.1	Pemilihan refrigeran mesin pendingin autocascade.....	10
Tabel 4.1	Pengujian persentase massa berbeda.....	36
Tabel 4.2	Pengujian dengan massa total berbeda.....	36
Tabel 4.3	Properties campuran ethane dan methane.....	40



DAFTAR SINGKATAN

B	outside diameter of inner cylinder (cm)
C	inside diameter of outside cylinder (cm)
c_p	fluid heat capacity (kJ/kg-K)
D	inside diameter of coil (cm)
D_e	shell-side equivalent diameter of coil (cm)
d_o	outside diameter of coil (cm)
h_o	heat transfer coefficient ($W/m^2 K$)
k	thermal conductivity of fluid (W/m-K)
k_c	thermal conductivity of coil (W/m-K)
L	length of helical coil (cm)
N	theoretical number of turns of helical coil
Pr	Prandtl number
Re	Reynolds number
w	kerja kompresor (kJ/kg)
t	waktu (menit)
Subscript	
comp	kompresor
cond	kondenser
evap	evaporator
in	masuk
is	isentropis
out	keluar
xv	alat ekspansi
total	total

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 LATAR BELAKANG

Kebutuhan akan organ-organ tubuh di dunia kedokteran untuk dicangkokkan ke pasien yang membutuhkan sangat meningkat maupun untuk melakukan kegiatan penelitian untuk pengobatan, seiring dengan pertumbuhan penduduk yang semakin meningkat (tingkat kecelakaan maupun jumlah manusia yang mempunyai penyakit kronis). Untuk itu dibutuhkan tempat untuk menyimpan organ tubuh tersebut agar tetap segar dan dapat berfungsi dengan baik (tidak rusak) serta dapat disimpan dalam jangka waktu yang cukup lama. Organ-organ tersebut membutuhkan ruang pendingin yang mampu mencapai temperatur -130°C atau lebih rendah yang disebut *Ultra low cold storage*.

Untuk mencapai -130°C pada umumnya dilakukan dengan nitrogen cair bertemperatur -196°C , namun metode pendingin ini tidak praktis dan mahal karena perlu pengisian ulang nitrogen cair secara berkala. Untuk mengatasi hal tersebut harus dibuat suatu mesin pendingin *ultra low* yang mampu menggantikan nitrogen cair dan untuk itu diusulkan menggunakan mesin pendingin autocascade. Mesin pendingin autocascade menggunakan satu kompresor untuk mencapai -40°C s/d -180°C (Missimer, 1996), dengan hanya digunakannya satu kompresor membuat mesin pendingin autocascade memiliki bentuk yang sederhana, handal, hemat energi dan murah (Yu, 2007).

Study untuk mencapai temperatur *ultra low* dengan mesin pendingin autocascade yang dilakukan Chen (2007) dengan satu separator hingga -120°C dan Apprea (2009) dengan dua separator hingga -150°C . Namun penelitian tersebut masih menggunakan campuran refrigeran CFC atau HFC yang segera dilarang karena merusak lingkungan. Penelitian pendahuluan simulasi dan eksperimental mesin pendingin cascade dua tingkat dengan refrigerant ramah lingkungan telah terbukti mampu mencapai -80°C (Nasruddin, 2008 & 2009), sehingga bila dilakukan penelitian lebih lanjut akan mencapai temperatur lebih rendah dari -100°C dengan mesin pendingin autocascade. Mempertimbangkan hal

tersebut, untuk memenuhi kebutuhan penelitian dan pengobatan bidang biomedis akan *ultra low cold storage*, maka perlu dilakukan penelitian dalam rangka mengembangkan prototype *ultra low cold storage* menggunakan mesin pendingin autocascade dengan refrigeran ramah lingkungan.

1.2 PERUMUSAN MASALAH

Seiring dengan penghematan energi dan sistem pendingin yang ramah terhadap lingkungan sehingga dibutuhkan sistem refrigerasi yang tidak banyak menggunakan energi namun kinerjanya cukup baik. Untuk itu digunakan sistem pendingin autocascade dengan menggunakan refrigeran hydrocarbon.

1.3 TUJUAN PENELITIAN

Penulisan skripsi ini bertujuan untuk :

- Mempelajari karakteristik sistem refrigerasi autocascade dengan menggunakan refrigeran alternatif sehingga dihasilkan temperatur evaporasi yang sangat rendah.
- Menganalisa kinerja sistem refrigerasi autocascade dengan melakukan variasi massa *charging* refrigeran.

1.4 PEMBatasan MASALAH

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

- ❖ Refrigeran yang digunakan adalah butane, ethane dan methane
- ❖ Komposisi butane sebesar 80 %, ethane sebesar 16 % dan methane 4 %
- ❖ Variasi komposisi massa campuran dari 40 gr sampai 80 gr
- ❖ Sistem diasumsikan sebagai siklus ideal

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 Autocascade

Modifikasi ini meliputi rancang ulang sistem pemipaan, penambahan alat ukur dan tekanan, pergantian kompresor dan evaporator.

3. Pengadaan Alat

Proses ini meliputi persiapan dan pembelian terhadap alat-alat yang dibutuhkan untuk melakukan pengujian diantaranya pipa tembaga, kawat las, pressure gage, panel pressure, pressure transmitter, isolator dinding pipa (armalflek), perekat armalflek, panel listrik, kabel-kabel, satu set komputer, adam view (DAQ), timbangan digital, pompa vakum, box tempat penyimpanan spesimen dan refrigerant.

4. Perbaikan 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.

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 thermocouple, pressure transmitter melalui data akuisisi (adam view) 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 autocascade.

1.6 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. Dasar 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

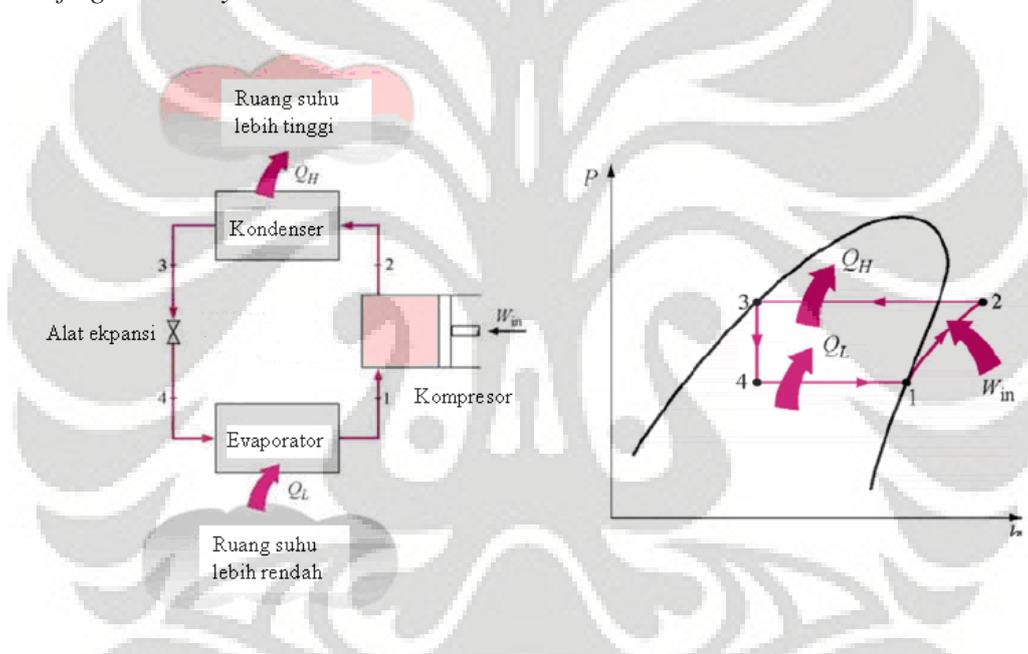
Bab ini tentang kesimpulan dari hasil data dan analisa percobaan dan beberapa saran yang diberikan untuk perbaikan pada percobaan yang akan datang.

BAB II

DASAR TEORI

2.1 SISTEM PENDINGIN

Perpindahan kalor dari media bertemperatur rendah ke media bertemperatur tinggi membutuhkan sebuah alat yang dinamakan *refrigerator* pada sistem pendingin. Fluida kerja yang digunakan pada siklus pendingin dinamakan refrigeran. Siklus pendingin yang paling sering digunakan yaitu *vapor-compression refrigeration cycle*. Gambar dibawah ini contoh *vapor-compression refrigeration cycle* sederhana.

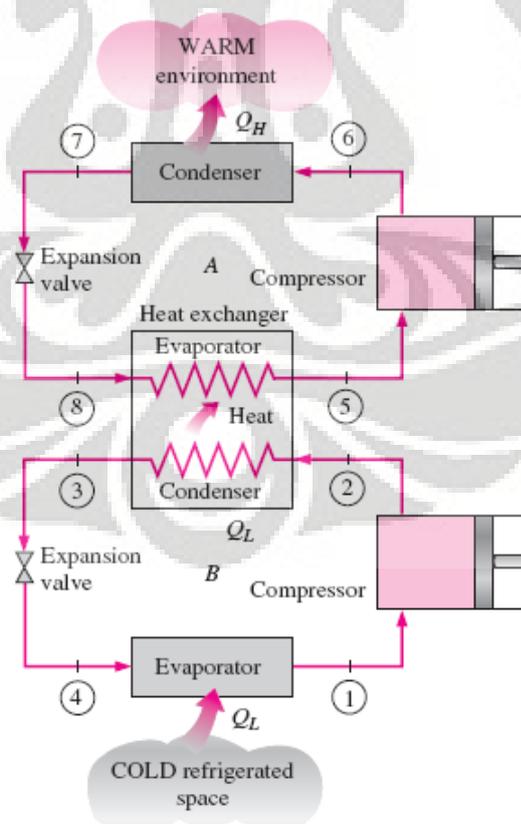


Gambar 2.1 Skema *simple vapor compression refrigeration cycle* dan diagram p-h

Pada gambar skema diatas dapat dijelaskan bagaimana prinsip kerja dari alat ini. Proses dimulai dari titik 1-2 dimana refrigeran yang masuk kompresor dalam kondisi gas, refrigeran tersebut dikompresikan sehingga tekanan dan temperatur meningkat. Dari diagram p-h dapat dilihat kerja kompresor yang dibutuhkan untuk mengkompresikan refrigeran. Fluida kerja tersebut kemudian dikondensasikan di dalam kondensor dimana kalor dilepaskan ke lingkungan sehingga tekanan dan temperatur menjadi turun. Fase yang terjadi pada proses ini adalah cair. Kalor yang dilepaskan ke lingkungan dapat diperoleh dari diagram p-

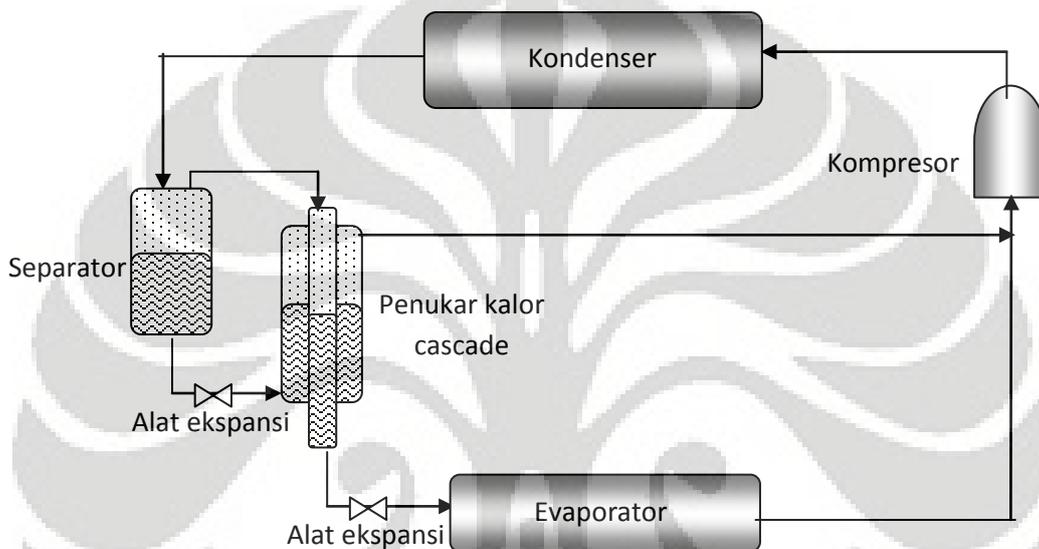
h. Proses ini terjadi dari titik 2-3. Fluida kerja kemudian diekspansikan di katup ekspansi sehingga fasenya menjadi cair dan gas. Proses ini terjadi di titik 3-4, dari diagram p-h prosesnya adalah enthalpi konstan. Kemudian refrigeran tersebut dievaporasikan di evaporator. Kalor yang ada dalam ruangan yang dikondisikan dipindahkan ke dalam sistem. Efek pendinginan terjadi disini, kalor yang dipindahkan dari ruangan ke sistem dapat diperoleh melalui p-h diagram. Fase pada proses ini adalah gas. Proses ini terjadi pada titik 4-1, kemudian proses berulang kembali.

Untuk meningkatkan kinerja dari dari vapor compression refrigeration cycle sederhana dilakukan modifikasi. Salah satunya dengan menambah siklus pendingin (minimal dua atau lebih) yang bekerja dalam satu series. Siklus ini dinamakan *cascade refrigeration cycle*. Sebuah *two-stage cascade refrigeration cycle* ditunjukkan pada gambar 2. Dua siklus dihubungkan melalui heat exchanger yang berada ditengah, dimana menjadi evaporator untuk siklus A dan menjadi kondensor untuk siklus B.



Gambar 2.2 *Two stage cascade refrigeration cycle*

Sistem yang lainnya yaitu *autocascade refrigeration cycle* dimana memiliki minimal sebuah separator dan heat exchanger. Sistem ini menggunakan campuran refrigeran zeotrop, dimana campuran ini tidak bercampur menjadi satu. Separator berfungsi untuk memisahkan campuran refrigeran yang memiliki fase cair dan gas sedangkan heat exchanger berfungsi untuk mengkondensasikan refrigeran yang berfase gas dan mengevaporasikan refrigeran yang berfase cair.



Gambar 2.3 Sistem pendingin autocascade

2.2 REFRIGERAN

Refrigeran merupakan fluida kerja pada sistem refrigerasi atau pompa kalor. Refrigeran ini berfungsi menyerap kalor/panas dengan cara evaporasi pada tekanan dan temperatur rendah dari suatu daerah dan membuangnya dengan kondensasi pada tekanan dan temperatur tinggi. Pemilihan refrigeran merupakan kompromi antara beberapa sifat-sifat termodinamik yang saling berlawanan.

Suatu refrigeran harus memenuhi beberapa persyaratan, sebagian dari persyaratan tersebut tidak secara langsung berhubungan dengan kemampuannya pada perpindahan kalor. Stabilitas kimia pada beberapa kondisi tertentu saat digunakan merupakan karakteristik yang paling penting. Beberapa sifat yang berhubungan dengan keamanan refrigeran seperti tidak mudah terbakar (*non-*

flammable) dan tidak beracun saat digunakan merupakan sifat yang juga dibutuhkan. Harga, ketersediaan, efisiensi, dan kecocokan dengan pelumas kompresor dan bahan-bahan dari komponen-komponen sistem refrigerasi juga harus diperhatikan. Pengaruh refrigeran terhadap lingkungan apabila refrigeran tersebut bocor dari suatu sistem harus pula dipertimbangkan.

Pada mesin pendingin cascade, pemilihan refrigeran yang memiliki titik didih tinggi dapat menggunakan refrigeran yang umum digunakan seperti ammonia (R717), Propane (R290), Propylene (R1270), Isobutane (R600a) atau R404A (Getu & Bansal, 2008). Sedangkan untuk bagian temperatur rendah antara, dipilih refrigeran tekanan tinggi dengan densitas uap yang tinggi (ASHRAE Handbook, 2006). Tetapi hanya sedikit pilihan refrigeran yang memenuhi syarat tersebut.

Selama ini R13 dan R503a merupakan refrigeran yang paling umum dipakai pada mesin pendingin cascade. 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 (Wu, 2007). Oleh karena itu, untuk jangka panjang perlu dicari refrigeran alternatif baru bebas terhadap zat halogen yang diarahkan pada penggunaan refrigeran-refrigeran alamiah seperti hidrokarbon.

Menurut Cox (2007), sebagai refrigeran, hidrokarbon memiliki kinerja yang sangat baik. Kinerja yang baik refrigeran hidrokarbon merupakan gabungan parameter-parameter yang berikut itu :

- Rasio kompresi yang rendah (dalam kaitan dengan tekanan pengisapan (*suction*) tinggi dan rendahnya tekanan *discharge* pada temperatur operasi)

- Tingginya angka pemindahan kalor yang pada alat penukar kalor (karena properti yang baik dari cairan *fluid thermal* dan transport)
- Berkurangnya kerugian tekanan pada sistem (karena rendahnya densitas dan viskositas refrigeran)

Hidrokarbon tidak tertandingi oleh refrigeran HFC dalam semua aspek selain dari *flammabilatas*. Hanya hal inilah yang mencegahnya untuk digunakan secara luas. Namun demikian karena rendahnya refrigeran hidrokarbon yang digunakan pada alat ini hanya sedikit, maka resiko *flammabilatas* juga dapat dikurangi.

Tabel 2.1 Pemilihan refrigeran mesin pendingin autocascade (Massinger, 1996)

No refrigeran	Nama	Formula kimia	Massa molekul	Titik didih, °C	O.D. P
728	Nitrogen	N ₂	28,01	-195,8	0
740	Argon	A	39,95	-185,9	0
50	Methane	CH ₄	16,04	-161,5	0
14	Tetrafluoromethane	CF ₄	88,01	-127,9	0
1150	Ethylene	C ₂ H ₄	28,05	-103,7	0
170	Ethane	C ₂ H ₆	30,07	-88,8	0
503	R23/R13 azeotrope	40,1/59,9%	87,5	-88,7	0,30
23	Trifluoromethane	CHF ₃	70,02	-82,1	0
13	Chlorotrifluoromethane	CClF ₃	104,47	-81,4	0,50
116	Perfluoromethane	C ₂ F ₆	138,01	-78,3	0
32	Difluoromethane	CH ₂ F ₂	52,02	-51,8	0
125	Pentafluoromethane	CHF ₂ CF ₂	120,03	-48,6	0

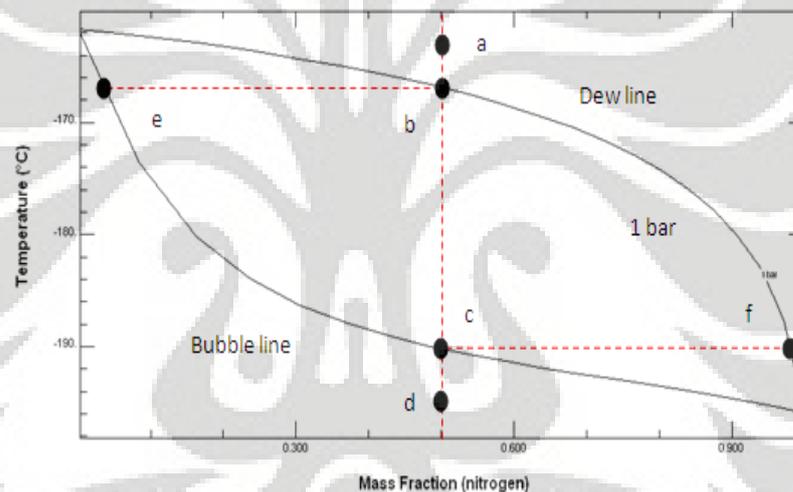
502	R22/R115 azeotrope	48,8/51,2%	111,60	-45,6	0,29
290	Propane	C ₃ H ₈	44,10	-42,1	0
22	Chlorodifluoromethane	CHClF ₂	86,48	-40,8	0,05
12	Dichlorodifluoromethane	CCl ₂ F ₂	120,93	-29,8	1,00
134a	1,1,1,2-tetrafluoromethane	CH ₂ FCF ₃	102,03	-26,2	0
152a	Difluoroethane	CH ₃ CHF ₂	66,05	-25,0	0
134	1,1,2,2-tetrafluoroethane	CHF ₂ -CHF ₂	102,03	-19,8	0
124	2-Chloro-1,1,1,2-tetraF-E	CHClFCF ₃	136,50	-12,0	0,02
142b	1-Chloro-1,1-difluoroE	CH ₃ CClF ₃	100,50	-9,8	0,06
600	Butane	C ₄ H ₁₀	58,13	-0,5	0
114	Dichlorotetrafluoroethane	CClF ₂ -CClF ₂	170,94	3,8	0,8
11	Trichlorofluoromethane	CCl ₃ F	137,38	23,8	1,00
123	Dichlorofluoromethane	CHCl ₂ -CF ₃	152,91	27,6	0,02
141b	Dichlorofluoroethane	CCl ₂ FCH ₃	116,95	32,0	0,10
-	Pentane (normal)	C ₅ H ₁₀	72,15	36,2	0
113	Trichlorofluoroethane	CCl ₂ F-CClF ₂	187,39	47,6	1,08

Beberapa kemungkinan refrigeran yang dapat di gunakan dalam mesin pendingin autocascade telah dilakukan oleh missimer (1996) dapat dilihat pada Tabel 1. Untuk mencapai temperatur ultra low dengan menggunakan mesin pendingin autocascade, memerlukan campuran tiga jenis refrigeran yang berbeda titik didihnya.

Campuran refrigeran secara luas dapat digolongkan ke dalam dua kelompok berdasarkan perubahan suhu selama proses kondensasi atau penguapan yaitu :

1. Campuran azeotrope

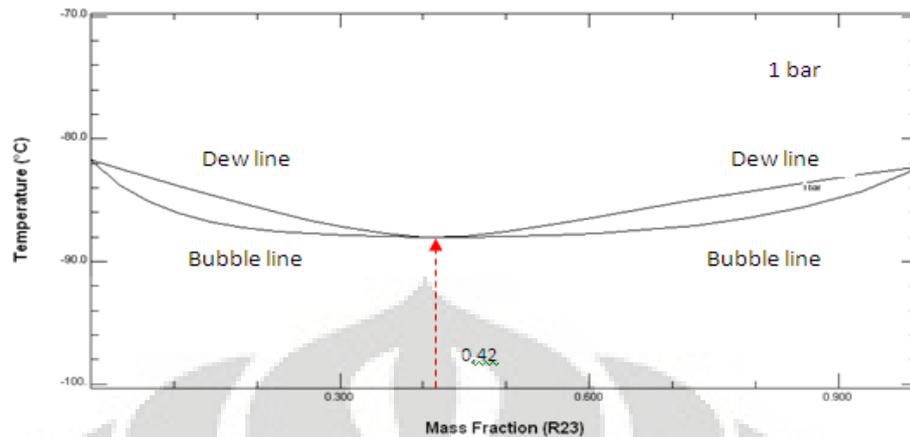
Contoh campuran zeotropes antara nitrogen dan methane. Pada saat nitrogen memiliki fraksi 0,5, campuran dalam keadaan superheated vapor pada titik a, saturated vapor pada titik b, saturated liquid pada titik c dan subcooled liquid pada titik d. Komposisi equilibrium dari vapor dan liquid akan berbeda pada wilayah 2 fase. Contohnya saat fraksi dari vapor pada keadaan equilibrium dengan liquid pada titik c akan lebih besar dari 0,5 (titik f), saat fraksi dari liquid pada keadaan equilibrium dengan vapor pada titik b akan lebih kecil dari 0,5 (titik e). Sehingga campuran zeotropes didefinisikan sebagai campuran dimana fraksi dari coexisting phase tidak sama.



Gambar 2.4 Diagram T-x campuran Zeotropes

2. Campuran zeotrope.

Contoh campuran azeotropes antara R23 dan R13. Gambar dibawah ini menunjukkan variasi identik dari *bubble* dan *dew point temperatures* dari sebuah campuran azeotropes. Glide dari refrigeran menjadi nol saat fraksi R23 dalam campuran sebesar 0,42. Fraksi dari fase *vapor* dan *liquid* memiliki nilai yang sama pada kondisi tersebut. Campuran azeotropes biasanya digunakan untuk *constant-temperature refrigeration*.



Gambar 2.5 Diagram T-x campuran Azeotropes

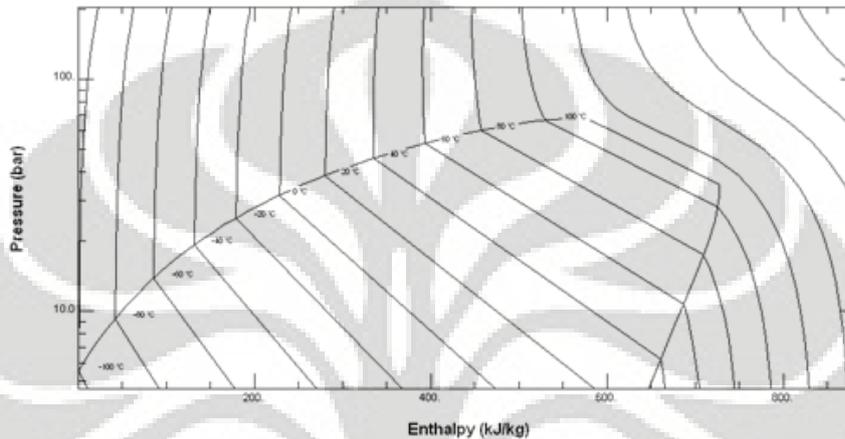
Pedoman untuk memilih komponen-komponen dari suatu campuran adalah sebagai berikut (sumber : Cryogenic Mixed Refrigerant Processes karangan G. Venkatarathnam hal 130) :

1. Memilih Refrigeran pertama yang memiliki temperatur titik didih pada tekanan 1,5 bar lebih rendah dari suhu pendingin yang diinginkan. Contoh nitrogen dapat digunakan untuk temperatur antara 80 sampai 105 K, R14 antara 150 sampai 180 K.
2. Memilih Refrigeran kedua yang memiliki titik didih sekitar 30-60 K di atas refrigeran pertama dan yang tidak menunjukkan sifat *liquid-liquid immiscibility* pada temperatur rendah dengan refrigeran pertama. Contoh methane dengan argon.
3. Memilih refrigeran ketiga yang menunjukkan sifat *liquid-liquid immiscibility* pada temperatur rendah dengan cairan pertama dan titik didih sekitar 30 K di atas refrigeran kedua. Contoh Ethylene menunjukkan sifat *liquid-liquid immiscibility* dengan nitrogen pada temperatur rendah.

Komposisi refrigeran yang kami pilih :

1. Komponen pertama yang kami pilih adalah methane karena memiliki temperatur titik didih yang lebih rendah.
2. Komponen kedua adalah ethane.
3. Komponen ketiga adalah butane.

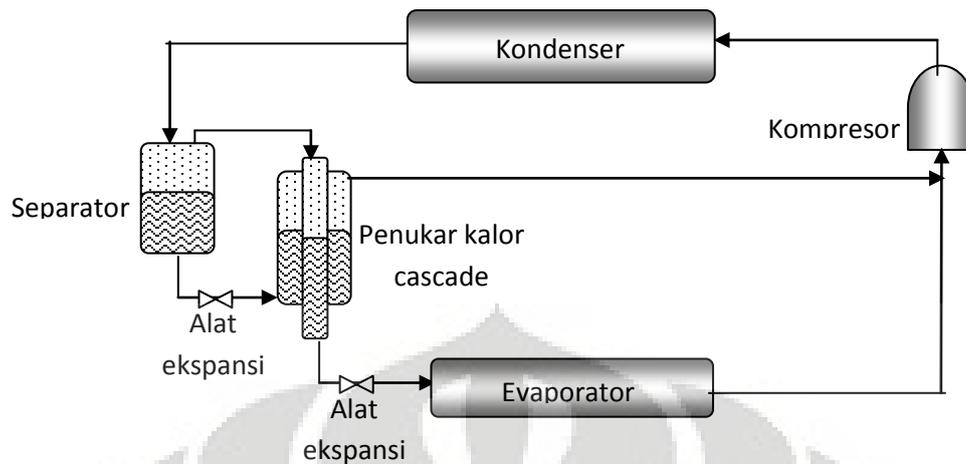
Diagram p-h dibawah ini menunjukkan bahwa campuran diatas merupakan campuran zeotropes.



Gambar 2.6 Diagram p-h campuran zeotrope

2.3 MESIN PENDINGIN AUTOCASCADE

Konsep mesin pendingin autocascade pertama kali diperkenalkan pada 1946 oleh Ruhemann. Untuk mencapai temperatur yang sangat rendah, mesin pendingin Autocascade umumnya jauh lebih kecil dibanding mesin pendingin sejenis dan dapat menggunakan kompresor yang umumnya dipakai pada mesin pendingin konvensional (Stegmann, 2000). Komponen-komponen mesin pendingin autocascade pada dasarnya meliputi kompresor, kondenser (berpendingin air atau udara), separator yang bertugas memisahkan campuran refrigeran yang memiliki perbedaan titik didih, alat penukar kalor dan evaporator. Gambar 2 memperlihatkan diagram sederhana mesin pendingin autocascade satu separator yang menggunakan campuran dua refrigeran.



Gambar 2.7 Skema sederhana mesin pendingin autocascade satu separator

Campuran uap refrigeran yang telah dikompresi oleh kompresor, kemudian didalam kondenser refrigeran yang memiliki titik didih tinggi dicairkan tetapi sisa refrigeran yang memiliki titik didih lebih rendah tetap masih berupa uap. Di dalam seperator, uap dan cairan refrigeran ini dipisahkan yang kemudian uap refrigeran yang titik didihnya lebih rendah ini diembunkan dalam penukar kalor cascade oleh refrigeran yang memiliki titik didih tinggi melalui alat ekspansi. Setelah itu, refrigeran yang memiliki titik didih rendah dalam keadaan cair dilewatkan melalui alat ekspansi kedua dan ke dalam evaporator temperatur rendah di mana spesimen yang akan didinginkan ditempatkan. Kemudian, kedua refrigeran tersebut kembali ke kompresor melalui saluran hisap (*suction*) kompresor. Melalui proses yang sederhana ini tercetuslah gagasan bahwa apabila diinginkan temperatur yang lebih rendah (bahkan hingga kondisi *Cryogenic*) dapat dicapai secara efisien jika ada lebih banyak refrigeran dalam campuran dan beberapa tingkatan perpindahan kalor sebelum mencapai evaporator suhu rendah.

Missimer (1997) membahas pemilihan refrigeran pengganti refrigeran CFC pada mesin pendingin autocascade dengan menggunakan refrigeran HFC. Dan untuk temperatur -40°C s/d -180°C kandidat refrigeran HFC yang dipilih adalah R32, R134a, R152a dan R23. Kim dan Kim (2002) menyelidiki kemampuan mesin pendingin autocascade yang menggunakan campuran refrigeran zeotropis

R744/R134a dan R744/R290. Hasil percobaan mereka menunjukkan bahwa ketika komposisi R744 dalam campuran refrigeran bertambah, maka efek pendinginannya juga bertambah, namun kinerja (diukur dalam *coefficient of performance/COP*) berkurang seiring dengan naiknya tekanan kompresor dalam mesin pendingin.

Penelitian mengenai pengaruh komposisi campuran refrigeran zeotropis juga telah dilakukan oleh Du et al (2008) pada mesin pendingin autocascade separator tunggal pada beberapa variasi campuran refrigeran R23 dengan R134a. Hasil penelitian mereka menunjukkan bahwa selama operasi konsentrasi R23 dalam mesin pendingin selalu berubah dipengaruhi oleh kondisi lingkungan, hal ini ikut mempengaruhi stabilitas mesin pendingin. Selain itu diketahui juga bahwa kinerja (COP) mesin pendingin tergantung pada beberapa faktor seperti proses pemisahan uap dan cairan di separator, besarnya kemampuan penukaran kalor di alat penukar kalor dan campuran refrigeran kerja yang digunakan. Upaya untuk mengatasi rendahnya kinerja mesin pendingin autocascade telah dilakukan oleh Yu, Zhao dan Li (2007) dengan menambahkan ejector pada pertemuan antara dua refrigeran R23 dan R134a sebelum masuk ke kompresor. Dalam simulasi yang mereka lakukan diindikasikan bahwa penambahan ejector ini akan mengurangi rasio kompresi hingga 25,8% dan meningkatkan kinerja (COP) hingga 19,1% dibandingkan mesin pendingin autocascade tanpa ejector.

Penelitian mesin pendingin autocascade yang mencapai temperatur lebih rendah dari -100°C yang dilakukan oleh Chen (2007) dengan menggunakan separator tunggal dengan komposisi campuran R50(19%)/R23(30%)/R600a(51%) mampu mencapai temperatur $-123,7^{\circ}\text{C}$. Apprea dan Maiorino (2009) menggunakan dua separator dengan menggunakan campuran 7 refrigeran yakni R507/R245fa/R116/R23/R14/R740/R290 mampu mencapai temperatur yang lebih rendah yaitu -150°C . Hasil percobaan yang mereka lakukan menunjukkan adanya kesulitan dalam mendisain penukar kalor dan pipa kapiler (alat ekspansi) yang sesuai. Walaupun kinerjanya (COP) sangat rendah, namun mesin pendingin autocascade yang mereka buat mampu beroperasi dalam jangka waktu yang lama tanpa mengalami masalah.

Penelitian-penelitian mesin pendingin autocascade yang disebutkan diatas masih menggunakan campuran refrigeran CFC atau HFC yang segera dilarang karena merusak lingkungan. Sehingga, perlu dicari pengganti yang diarahkan pada refrigeran alamiah yang memiliki sifat termofisik yang baik adalah hidrokarbon (Cox, 2007). Naer dan Rozhentsev (2002) meneliti penerapan campuran hidrokarbon dalam mesin pendingin kecil dan mesin *ultra low*, dalam salah satu percobaannya menggunakan mesin pendingin autocascade satu separator. Penelitian mereka menunjukkan bahwa mesin pendingin kecil dengan satu kompresor dapat mencapai temperatur -73°C s/d -183°C .

Penelitian pendahuluan simulasi dan eksperimental pada mesin pendingin cascade dua tingkat dengan campuran refrigerant hidrokarbon terbukti mampu mencapai -80°C (Nasruddin, 2008 & 2009), sehingga bila dilakukan penelitian lebih lanjut menggunakan mesin pendingin autocascade akan dapat mencapai temperatur *ultra low* lebih rendah dari -100°C . Karena itu, penelitian ini akan difokuskan pada pengembangan mesin pendingin autocascade dengan menggunakan campuran refrigerant hidrokarbon dalam rangka pembuatan *ultra low cold storage* untuk aplikasi dibidang biomedis.

2.4 KOMPONEN-KOMPONEN MESIN PENDINGIN AUTOCASCADE

Sebagian besar mesin pendingin autocascade digunakan sebagai mesin pendingin untuk *cold storage* temperatur sangat rendah. *Cold storage* dengan mesin pendingin autocascade ini umumnya tersedia dalam satu paket lengkap. Sehingga komponen-komponen mesin pendingin autocascade yang digunakan biasanya spesifikasinya tidak tersedia dipasaran. Stegmann (2000) memaparkan beberapa faktor yang menentukan pemilihan komponen sebuah mesin pendingin temperatur yang sangat rendah diantaranya adalah pemilihan kompresor, penukar kalor dan separator serta isolasi yang digunakan.

Mesin pendingin autocascade dapat menggunakan kompresor dari jenis hermetic atau semi-hermetic tergantung dari refrigeran yang digunakan. Naer dan Rozhentsev (2002) meneliti penerapan campuran hidrokarbon dalam mesin

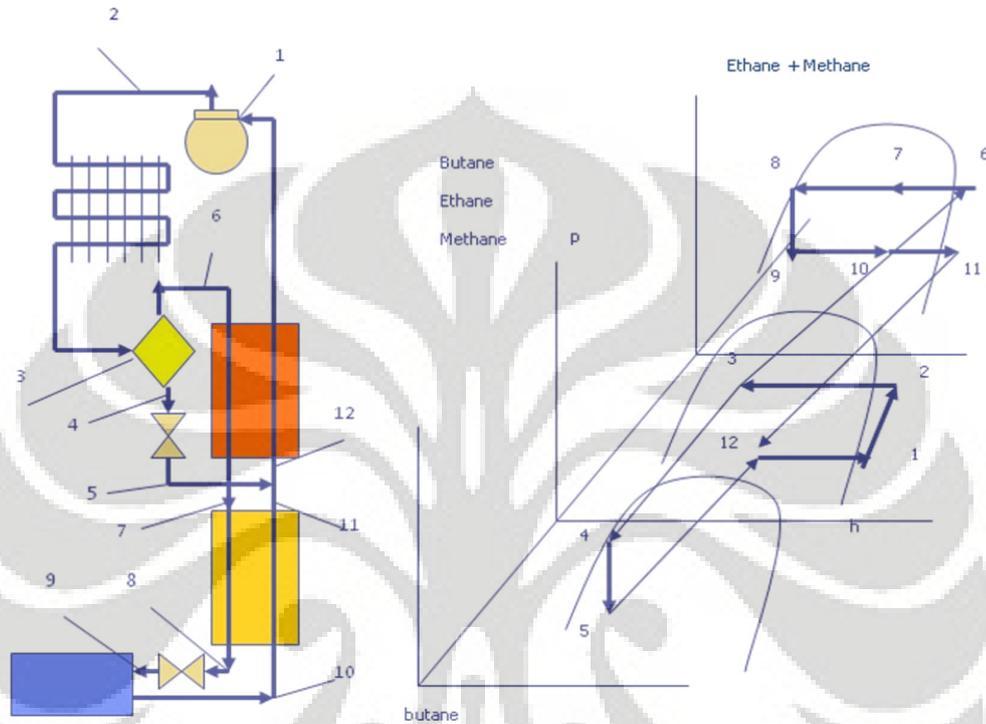
pendingin kecil dan mesin *ultra low*, dengan mesin pendingin autocascade separator tunggal menggunakan sebuah kompresor hermetic 400 W yang menghasilkan daya pendinginan 5 W pada temperatur sekitar -170°C . Sebuah kompresor semi-hermetic 2 hp digunakan Du et al (2008) juga pada mesin pendingin autocascade separator tunggal guna mengevaluasi karakteristik campuran R23/R134a. Dari keterangan tersebut baik kompresor hermetic atau semi-hermetic mulai 400 W hingga 1500 W (2 hp) dapat digunakan pada mesin pendingin autocascade.

Pada penukar kalor cascade proses perpindahan kalor yang terjadi adalah kondensasi (pengembunan) pada salah satu fluida dan pada fluida lain terjadi evaporasi (penguapan) sehingga perbedaan temperatur antara kedua fluida senantiasa konstan. Namun demikian menentukan nilai koefisien perpindahan kalor rata-rata laten (dengan perubahan fasa) jauh lebih rumit dibandingkan sensible (tanpa perubahan fasa) karena berkaitan dengan variabel-variabel seperti geometri sistem, viskositas, kerapatan dan konduktivitas thermal (Kreith, 1994). Hal ini jelas menimbulkan kesulitan dalam mendisain penukar kalor cascade yang digunakan. Penelitian terhadap penukar kalor cascade menggunakan campuran refrigeran non-azeotropis (zeotropis) dilakukan oleh Gong, Luo, Wu dan Zhou (2002) memperlihatkan profil temperatur penukar kalor sangat dipengaruhi komposisi campuran refrigeran. Selain itu kapasitas kalor spesifik penukar kalor lawan arah lebih besar dibandingkan dengan yang searah. Dengan demikian disain penukar kalor cascade berupa penukar kalor aliran lawan arah dimana ukurannya tergantung dari komposisi campuran refrigeran yang digunakan.

Serupa dengan penukar kalor, disain separator juga ditentukan oleh komposisi refrigeran yang digunakan. Hal ini mengingat fungsi separator sebagai alat untuk memisahkan cairan refrigeran yang memiliki titik didih tinggi dengan uap refrigeran bertitik didih rendah. Juga tidak boleh dilupakan yaitu disain alat ekspansi. Apprea dan Maiorino (2009) menggunakan mesin pendingin autocascade dua separator dengan campuran 7 refrigeran menunjukkan adanya kesulitan dalam mendisain penukar kalor dan pipa kapiler (alat ekspansi) yang sesuai. Hal ini terjadi karena perubahan kondisi mesin pendingin membuat

komposisi campuran di setiap bagian mesin pendingin ikut berubah dan hal ini mempengaruhi stabilitas mesin pendingin itu sendiri. Karena itu, metode coba-coba biasanya digunakan dalam menyelesaikan permasalahan ini.

2.5 SISTEM PENDINGIN AUTOCASCADE YANG KAMI BUAT



Gambar 2.8 Diagram siklus teoritis mesin pendingin Autocascade

Proses 1-2

Pada proses ini campuran zeotropes yang terdiri atas methane, ethane dan butane dalam kondisi gas masuk ke dalam kompresor. Campuran ini dikompresikan sehingga tekanan dan temperaturnya naik.

Proses 2-3

Pada proses ini campuran zeotropes yang terdiri atas methane, ethane dan butane dalam kondisi gas dikondensasikan oleh kondensor karena memiliki temperatur titik kondensasi yang berbeda sehingga terbentuk campuran yang memiliki dua fase yaitu gas (methane dan ethane) dan cair (butane).

Proses 3-6

Pada proses ini terjadi proses pemisahan campuran antara methane, ethane dan butane di separator. Campuran refrigeran atau refrigeran tunggal yang berfase gas akan mengalir ke atas menuju heat exchanger pertama. Pada sistem ini karena titik kondensasi dari methane dan ethane yang lebih rendah menyebabkan fasenya masih dalam keadaan gas. Campuran ini akan mengalir ke heat exchanger pertama.

Proses 6-7

Pada proses ini campuran ethane dan methane yang berfase gas masuk ke dalam heat exchanger pertama dimana didinginkan oleh campuran refrigeran yang sudah menyatu kembali yaitu methane, ethane dan butane yang berfase campuran gas dan cair. Sehingga campuran ethane dan methane yang berfase gas mengalami perubahan fase yaitu campuran gas dan cair.

Proses 7-8

Pada proses ini campuran ethane dan methane yang sudah berfase campuran gas dan cair karena sebelumnya didinginkan di heat exchanger pertama, didinginkan kembali di heat exchanger kedua oleh campuran ethane dan methane yang keluar melalui evaporator yang berfase cair dan gas. Diharapkan pada proses ini campuran ethane dan methane yang berfase gas dan cair dari heat exchanger kedua sudah menjadi cair semua.

Proses 8-9

Pada proses ini campuran ethane dan methane yang dalam kondisi cair diekspansikan oleh pipa kapiler kedua sehingga fasenya berubah menjadi campuran antara gas dan cair.

Proses 9-10

Pada proses ini campuran ethane dan methane yang dalam kondisi cair dan gas mengalami evaporasi. Pada tahap ini proses evaporasi belum dapat mengubah campuran ethane dan methane ke dalam fase gas.

Proses 10-11

Pada proses ini campuran ethane dan methane yang berfase cair dan gas mengalir ke dalam heat exchanger kedua dimana dalam tahap ini mengalami evporasi kembali dari campuran ethane dan methane yang berfase campuran cair dan gas yang berasal dari heat exchanger pertama. Sehingga campuran ethane dan methane yang berasal dari evaporator berubah menjadi gas.

Proses 3-4

Pada proses ini terjadi proses pemisahan campuran antara methane, ethane dan butane di separator. Campuran refrigeran atau refrigeran tunggal yang berfase cair akan mengalir ke bawah menuju ke pipa kapiler pertama. Pada sistem ini butane yang sudah terkondensasikan menjadi cair akan mengalir ke pipa kapiler pertama.

Proses 4-5

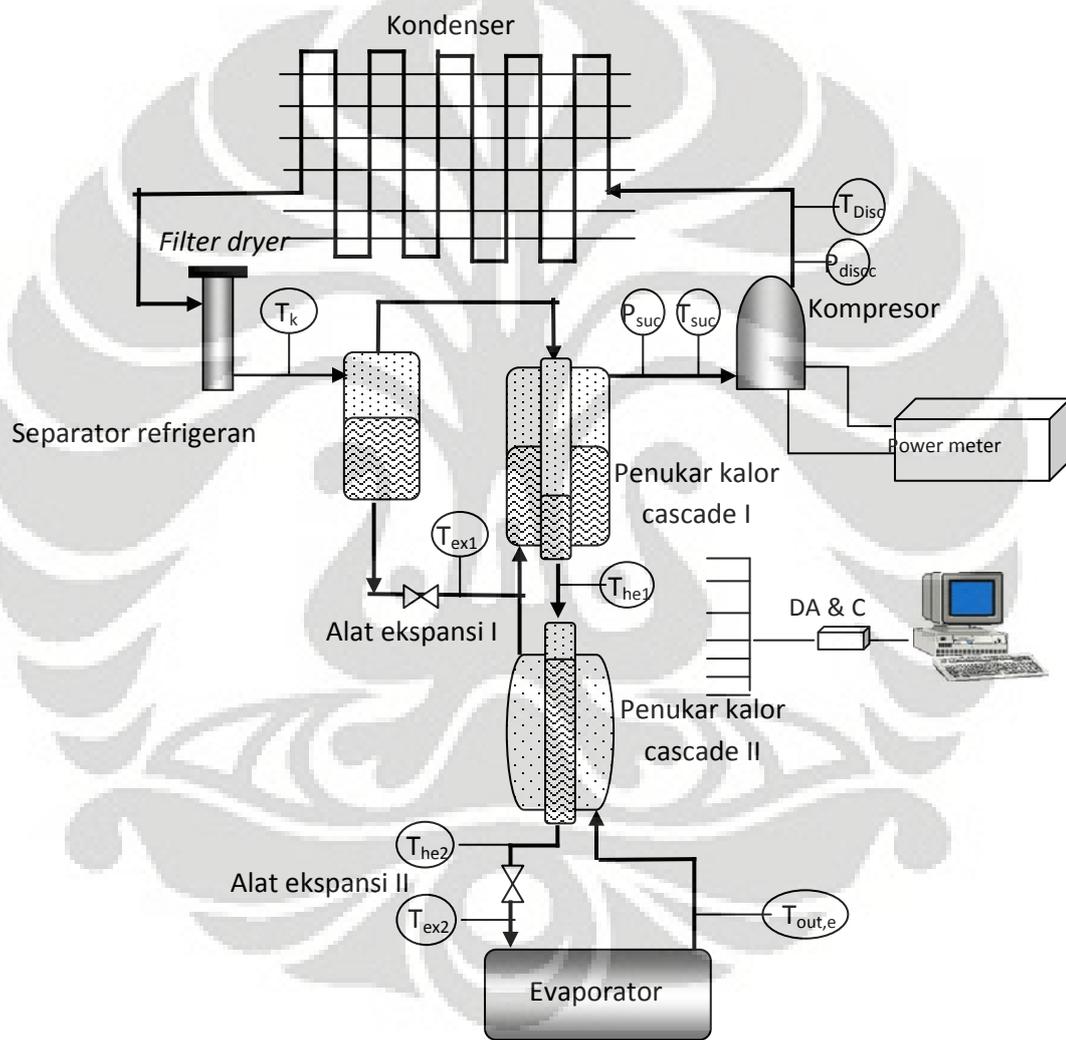
Pada proses ini butane yang dalam kondisi cair diekspansikan oleh pipa kapiler pertama sehingga fasenya berubah menjadi campuran cair dan gas. Dimana tekanan dan temperatur juga turun.

Proses 5-11

Pada proses ini terjadi percampuran kembali antara methane, ethane dan butane. Dimana butane yang berasal dari pipa kapiler pertama yang berfase cair dan gas bertemu dengan campuran methane dan ethane yang sudah berfase gas yang berasal dari heat exchanger kedua sehingga menghasilkan campuran methane, ethane dan butane yang berfase cair dan gas.

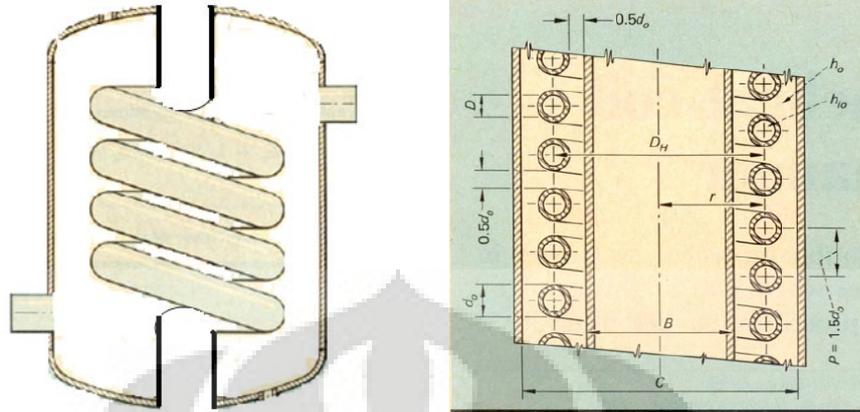
Proses 12-1

Campuran methane, ethane dan butane yang bersatu kembali dimana fasenya campuran cair dan gas terevaporasi oleh campuran methane dan ethane yang berfase gas yang berasal dari separator. Campuran methane, ethane dan butane mengalami perubahan fase menjadi gas dan kembali masuk ke kompresor untuk dikompresikan serta siklus dimulai kembali.



Gambar 2.9 Skema pemasangan alat ukur

2.6 MERANCANG SHELL AND COIL HEAT EXCHANGER



Gambar 2.10 Penampang heat exchanger

Menentukan panjang coil (L) :

$$L = N \sqrt{(2\pi r)^2 + p^2} \quad (2.1)$$

Dimana :
 L = panjang pipa untuk membuat coil (cm)
 N = banyaknya putaran
 p = pitch dari coil (cm)

Menentukan volume pada coil, V_c :

$$V_c = (\pi/4)d_o^2 L \quad (2.2)$$

Dimana :
 V_c = volume pada pipa coil (cm^3)
 d_o = diameter pipa coil (cm)
 L = panjang pipa untuk membuat coil (cm)

Menentukan volume tabung (*shell*), V_a :

$$V_a = (\pi/4)(C^2 - B^2)pN \quad (2.3)$$

Dimana :
 V_a = volume tabung (cm^3)
 C = diameter dalam dari silinder luar (cm)

B = diameter luar dari silinder dalam (cm)

N = banyaknya putaran

p = pitch dari coil (cm)

Menentukan volume yang tersedia untuk fluida mengalir, V_f :

$$V_f = V_a - V_c \quad (2.4)$$

Dimana : V_f = volume yang tersedia untuk fluida mengalir (cm^3)

V_c = volume pada pipa coil (cm^3)

V_a = volume tabung (cm^3)

Menentukan diameter shell-side equivalent dari coil, D_e :

$$D_e = \frac{4V_f}{\pi d_o L} \quad (2.5)$$

Dimana : D_e = diameter shell-side equivalent (cm)

V_f = volume yang tersedia untuk fluida mengalir (cm^3)

d_o = diameter pipa coil (cm)

L = panjang pipa untuk membuat coil (cm)

Menentukan koefisien heat transfer berdasarkan bilangan Reynolds :

Untuk bilangan reynold antara 50-10000 :

$$\frac{h_o D_e}{k} = 0,6(\text{Re})^{0,5}(\text{Pr})^{0,31} \quad (2.6)$$

Dimana : h_o = heat transfer coefficient dari fluida ($\text{W}/\text{m}^2 \text{K}$)

D_e = diameter shell-side equivalent (cm)

k = thermal conductivity of fluid ($\text{W}/\text{m-K}$)

Re = bilangan Reynolds

Pr = bilangan Prandtl

Untuk bilangan reynold lebih dari 10000 :

$$\frac{h_o D_e}{k} = 0,36(\text{Re})^{0,55} (\text{Pr})^{0,33} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0,14} \quad (2.7)$$

Dimana : h_o = heat transfer coefficient dari fluida ($\text{W}/\text{m}^2 \text{ K}$)

D_e = diameter shell-side equivalent (cm)

k = thermal conductivity of fluid ($\text{W}/\text{m-K}$)

Re = bilangan Reynolds

Pr = bilangan Prandtl

μ = viskositas dari fluida ($\mu\text{Pa-s}$)

μ_w = viskositas fluida di dinding ($\mu\text{Pa-s}$)

Menentukan nilai seluruh koefisien heat transfer :

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_o} + \frac{x}{k_c} \quad (2.8)$$

Dimana : h_o = heat transfer coefficient dari fluida ($\text{W}/\text{m}^2 \text{ K}$)

x = tebal pipa coil (cm)

k_c = thermal conductivity of fluid ($\text{W}/\text{m-K}$)

U = Nilai total koefisien heat transfer ($\text{W}/\text{m}^2 \text{ K}$)

Sumber : Dimoplou, W, 1978, *Finding The Length Of Helical Coil*, Chemical Engineering, p. 177.

BAB III

METODE PENELITIAN

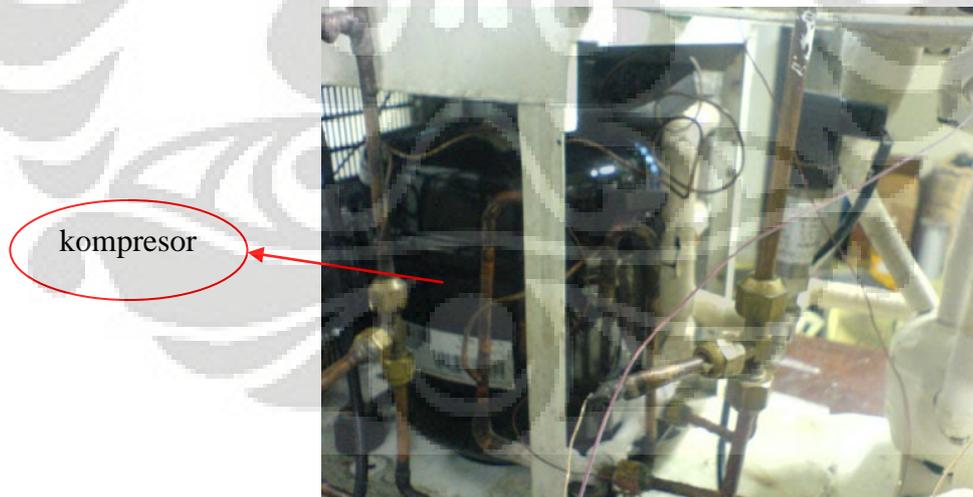
3.1 ALAT PENGUJIAN DAN KOMPONEN

Alat pengujian sistem pendingin autocascade ini berada di laboratorium pendingin lantai 3 Departemen Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Indonesia (DTM FTUI). Kami sudah melakukan berbagai modifikasi untuk meningkatkan kinerja dari alat tersebut dari pergantian kompresor, evaporator dan pipa kapiler. Data diperoleh dengan menggunakan data akuisisi (adam view).

Berikut adalah komponen-komponen dari mesin pendingin autocascade :

Kompresor

Kompresor merupakan bagian terpenting dari sistem pendingin. Kompresor ini berfungsi untuk meningkatkan tekanan dan temperatur dari refrigeran selain itu juga untuk menghisap refrigeran setelah melalui katup ekspansi. Pada alat ini kami menggunakan 1 kompresor 0.5 hp Tecumseh.



Gambar 3.1 Kompresor

Autocascade Heat Exchanger

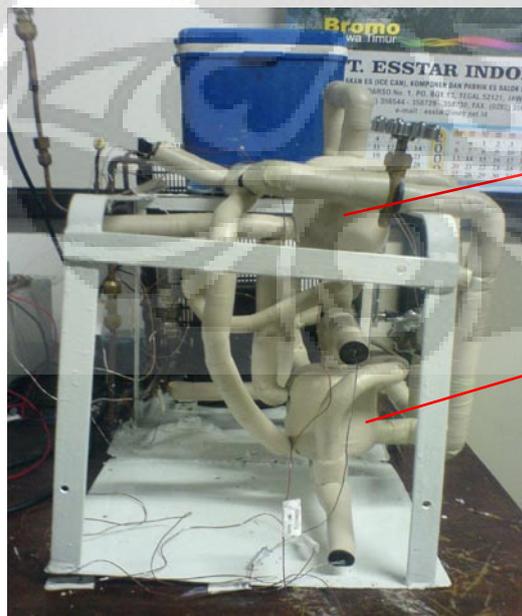
Heat exchanger berfungsi sebagai alat penukar kalor, dimana terdapat 2 heat exchanger pada sistem ini yang pertama berfungsi sebagai condensor dan heat exchanger kedua berfungsi sebagai evaporator.



Gambar 3.2 Bagian-bagian heat exchanger

Tipe : shell and coil

Ukuran : \varnothing 60 mm dan panjang 8 cm



heat exchanger 1

heat exchanger 2

Gambar 3.3 Penempatan heat exchanger

Condensor

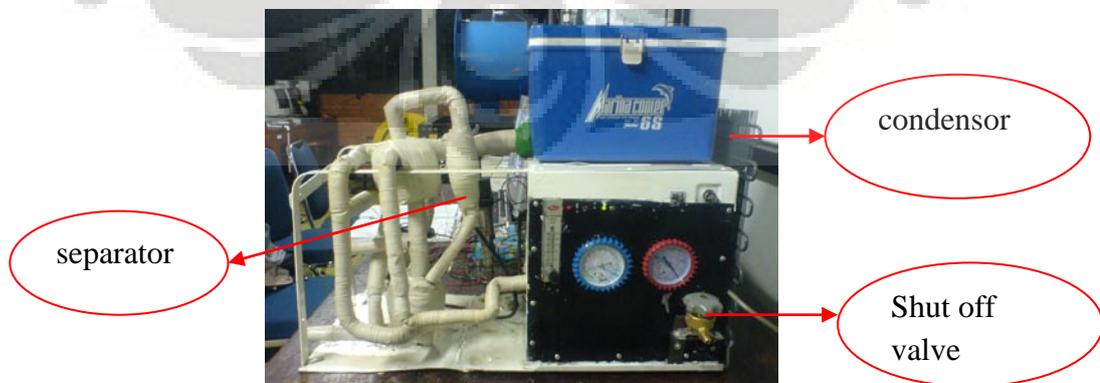
Condensor berfungsi untuk membuang kalor dan mengubah wujud refrigeran dari gas menjadi cair dan juga suatu alat untuk membuat kondensasi bahan pendingin gas dari kompresor dengan temperature tinggi dan tekanan tinggi.

Separator

Separator berfungsi untuk memisahkan campuran refrigeran berdasarkan karakteristik refrigeran. Kami menggunakan 3 campuran refrigeran hydrocarbon yaitu butane, ethane dan methane.

Shut Off Valve

Shut-off valve adalah aksesoris yang digunakan sebagai keran buka tutup aliran refrigeran. Shut-off valve pada sistem ini digunakan untuk memasukkan refrigerant.



Gambar 3.4 Penempatan kondensor, separator dan shut off valve



Gambar 3.6 Box spesimen

Berikut ini instrumen-instrumen yang digunakan pada mesin pendingin autocascade :

Pressure Gauge

Pressure gauge berfungsi untuk mengukur tekanan pada sistem.

Flowmeter

Flowmeter berfungsi untuk mengukur debit aliran dari sistem yang berjalan.

Pressure transmitter

Pressure transmitter berfungsi untuk mengukur tekanan dan dapat langsung terbaca hasil pengukurannya melalui data akuisisi yang disambungkan ke komputer.



Gambar 3.7 Penempatan pressure transmitter, flowmeter dan pressure gauge

Thermocouple

Thermocouple berfungsi untuk mengukur temperatur. Pada sistem ini kami menggunakan 8 titik pengukuran temperatur.

Data akuisisi (Adam View)

Alat ini berfungsi untuk mengukur parameter-parameter (temperatur/tekanan) yang ada pada sistem dengan berbasis komputer, dimana hasil pengukuran ditampilkan melalui monitor komputer.



Gambar 3.8 Data akuisisi (DAQ)

Untuk pengukuran tekanan pada DAQ ini menggunakan signal dari arus sedangkan pengukuran temperatur dengan menggunakan signal tegangan.

Power Supply DC

Power supply DC berfungsi sebagai sumber energi dari data akuisisi. Sumber listrik arus bolak balik (AC) yang berasal dari PLN diubah ke arus DC.



Gambar 3.9 *Power supply dc*

3.2 TES KEBOCORAN

Setelah semua komponen sudah terpasang dengan baik (komponen sistem pendingin beserta alat ukur), maka terlebih dahulu dilakukan tes kebocoran dengan tujuan agar pada saat dijalankan sistem berjalan dengan baik tanpa mengganggu kinerja sistem. Prosedurnya adalah sebagai berikut :

- Pastikan unit dalam keadaan off (tidak ada listrik yang mengalir)
- Sistem diisi dengan karbondioksida atau nitrogen sehingga sistem memiliki tekanan ± 13 bar
- Kebocoran terjadi apabila tekanannya menjadi turun dan dapat dilihat melalui Adam View (DAQ) pada monitor komputer atau pressure gauge.
- Sistem pemipaan di tes dengan menggunakan busa sabun untuk mengetahui adanya kebocoran atau tidak
- Tandai setiap tempat yang menjadi indikasi kebocoran untuk diperbaiki

3.3 VACCUM SYSTEM

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

- Pastikan unit dalam keadaan off (tidak ada listrik yang mengalir)
- Hubungkan selang manifold gauge pada suction kompresor dan pompa vakum
- Start pompa vakum hingga pada jarum pada pressure gauge menunjukkan angka dibawah 1 bar (\pm 30 menit) menandakan kondisi sistem dalam keadaan vakum.



Gambar 3.10 Pompa vakum

3.4 CHARGING SYSTEM

Setelah proses pengvakuman dengan menggunakan pompa vakum selesai maka dilanjutkan dengan pengisian refrigeran ke dalam sistem sesuai dengan kebutuhan. Adapun prosedurnya adalah sebagai berikut :

- Pastikan unit dalam keadaan off (tidak ada listrik yang mengalir)
- Hubungkan selang manifold gauge pada suction kompresor dan tabung refrigerant
- Shut off valve dalam keadaan tertutup
- Flash refrigerant beberapa saat
- Kencangkan selang manifold gauge pada suction kompresor
- Menyalakan sistem (kompresor maupun data akuisisi)
- Buka perlahan-lahan shut off sambil memperhatikan pembacaan timbangan sesuai kebutuhan massa refrigeran yang diinginkan.
- Refrigeran pertama yang dimasukkan adalah butane
- Refrigeran kedua yang dimasukkan adalah ethane

- Refrigeran ketiga yang dimasukkan adalah methane



Gambar 3.11 *Charging butane*



Gambar 3.12 *Charging ethane*

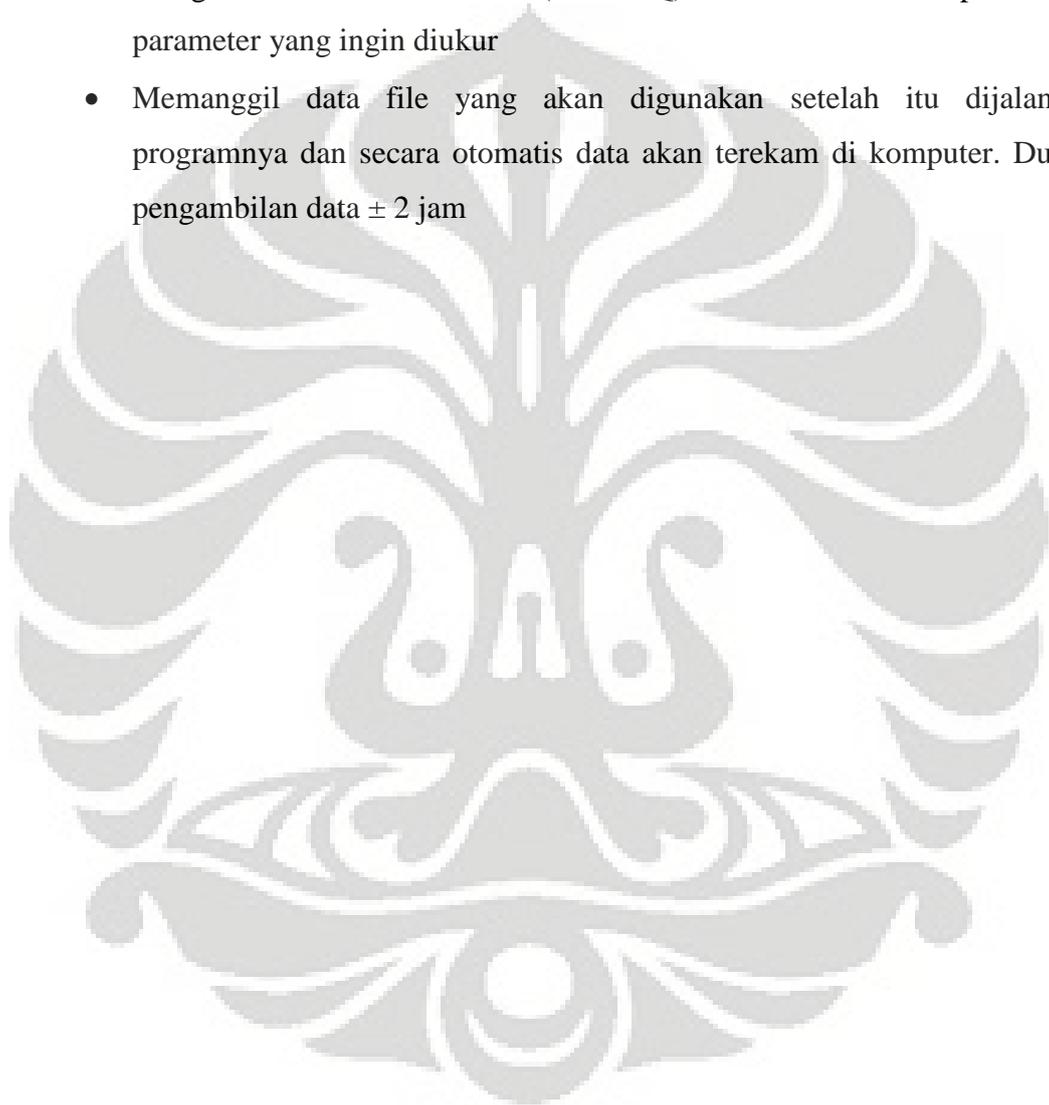


Gambar 3.13 *Charging methane*

3.5 METODE PENGAMBILAN DATA

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

- Menyalakan semua kelistrikan
- Mengaktifkan Adam View (VisiDAQ) untuk membaca parameter-parameter yang ingin diukur
- Memanggil data file yang akan digunakan setelah itu dijalankan programnya dan secara otomatis data akan terekam di komputer. Durasi pengambilan data \pm 2 jam



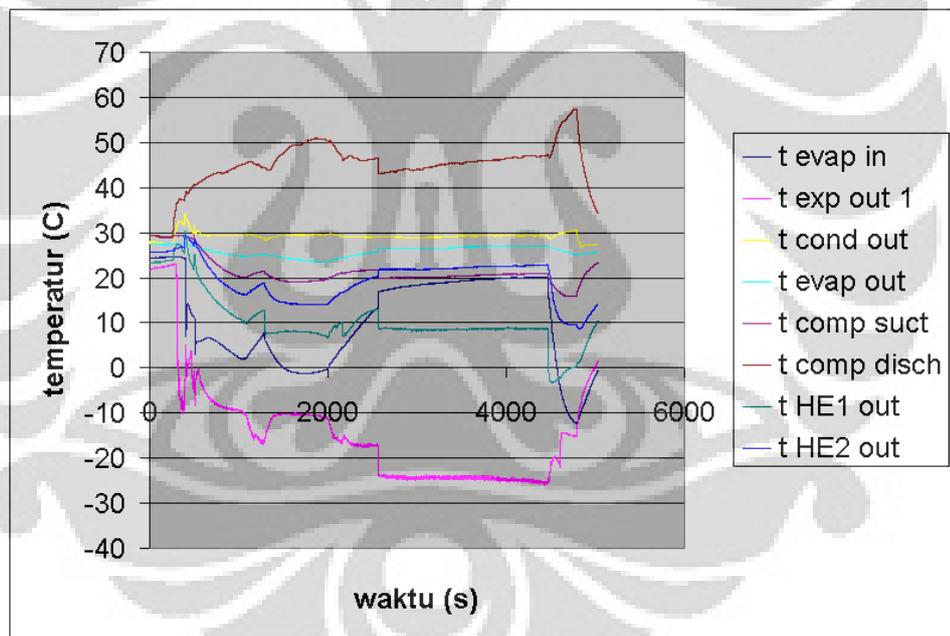
BAB IV

ANALISA DATA

4.1 MENENTUKAN PERSENTASE YANG OPTIMAL DENGAN PENGUJIAN.

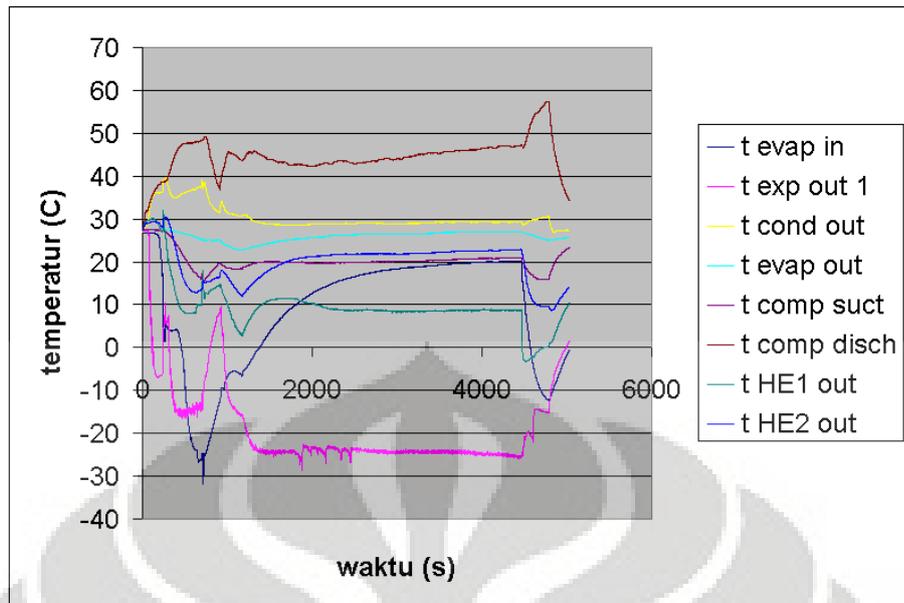
Tabel 4.1 Pengujian persentase massa berbeda

Pengujian	Massa Butane	Massa Ethane	Massa Methane
I	34 g (65,38 %)	10 g (19,23 %)	8 g (15,39%)
II	66 g (71,74 %)	18 g (19,56 %)	8 g (8,7 %)
III	56 g (80 %)	10 g (14,29 %)	4 g (5,71 %)
IV	60 g (85,71 %)	6 g (8,57 %)	4 g (5,72 %)



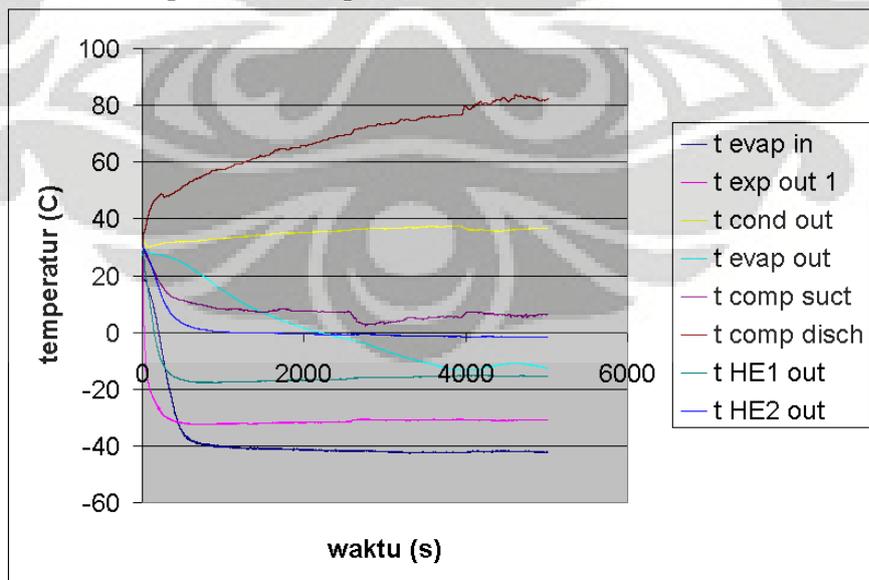
Gambar 4.1 Grafik temperatur persentase (65,38 %) butane

Dari gambar 4.1 dimana campuran berkomposisi (65,38 %) butane, (19,23 %) ethane, (15,39%) methane diperoleh temperatur secara keseluruhan tiap titik berfluktuasi dikarenakan pemisahan campuran yang tidak sempurna. Temperatur rendah yang diinginkan di box juga tidak tercapai karena temperatur masuk evaporator yang berfluktuasi dan nilainya tidak sampai $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$.



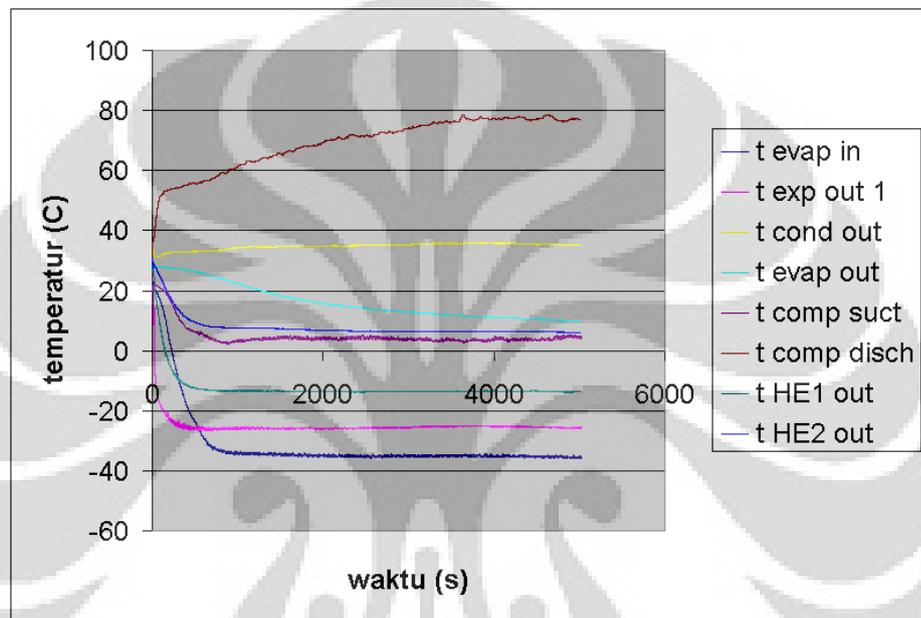
Gambar 4.2 Grafik temperatur persentase (71,74 %) butane

Dari gambar 4.2 dimana campuran berkomposisi (71,74%) butane, (19,56 %) ethane, (8,7%) methane diperoleh temperatur secara keseluruhan tiap titik berfluktuasi dikarenakan pemisahan campuran yang tidak sempurna. Temperatur rendah yang diinginkan di box juga tidak tercapai karena temperatur masuk evaporator yang berfluktuasi dan nilainya tidak sampai -30°C . Setelah mencapai titik minimum, temperatur di evaporator secara drastis naik.



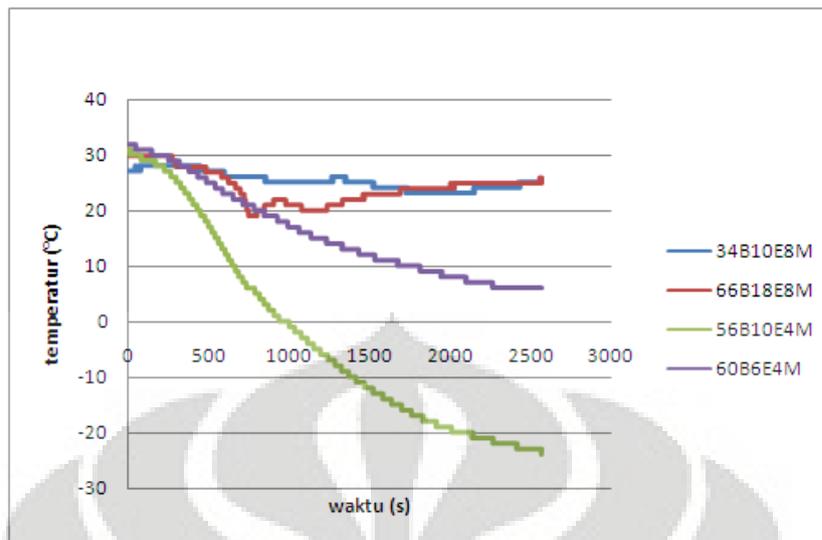
Gambar 4.3 Grafik temperatur persentase (80 %) butane

Dari grafik 4.3 dimana campuran berkomposisi (80 %) butane, (14,29 %) ethane, (5,71%) methane diperoleh temperatur secara keseluruhan tiap titik stabil dikarenakan pemisahan campuran yang cukup sempurna. Temperatur rendah yang diinginkan di box juga tercapai karena temperatur masuk evaporator yang stabil dan nilainya mencapai $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$. Setelah mencapai titik minimum, temperatur di evaporator stabil.



Gambar 4.4 Grafik temperatur persentase (85,71 %) butane

Dari gambar 4.4 dimana campuran berkomposisi (85,71 %) butane, (8,57 %) ethane, (5,72%) methane diperoleh temperatur secara keseluruhan tiap titik stabil dikarenakan pemisahan campuran yang cukup sempurna. Temperatur rendah yang diinginkan di box belum tercapai karena temperatur masuk evaporator cukup stabil namun nilainya belum mencapai $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$. Setelah mencapai titik minimum, temperatur di evaporator stabil. Efek pendinginan yang diinginkan di evaporator kurang sehingga belum optimal.



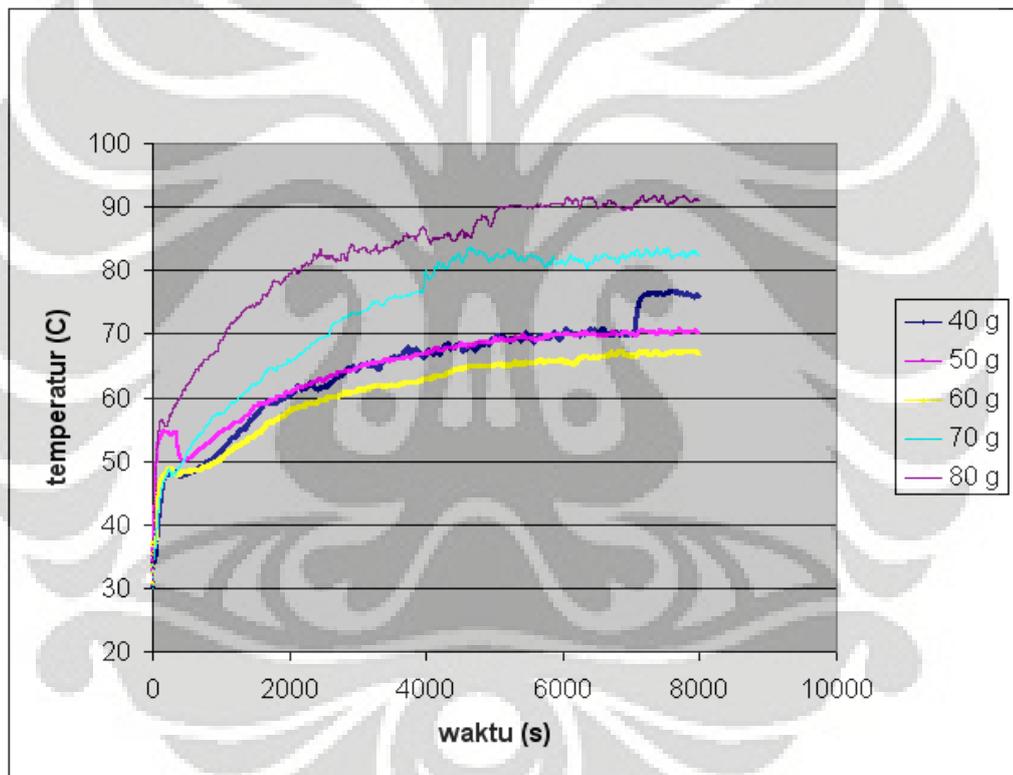
Gambar 4.5 Grafik temperatur di box dengan persentase massa berbeda

Dari hasil pengujian yang diperoleh pada temperatur di box untuk setiap persentase komposisi dari setiap refrigeran yaitu methane, ethane dan butane (dapat dilihat dari grafik 4.1). Saat menggunakan komposisi 34 g (65,38 %) butane, 10 g (19,23 %) ethane dan 8 g (15,39 %) methane terjadi kenaikan temperatur dan kemudian turun kembali hingga kondisi cukup stabil namun temperatur di box tidak bagus. Hal ini dikarenakan saat pemisahan campuran gas dan cair berfluktuasi. Saat menggunakan komposisi 66 g (71,74 %) butane, 18 g (19,56 %) ethane dan 8 g (8,7 %) methane. Hasil diperoleh hampir menyerupai pada komposisi 34 g (65,38 %) butane, 10 g (19,23 %) ethane dan 8 g (15,39 %) methane. Saat menggunakan komposisi 56 g (80 %) butane, 10 g (14,29 %) ethane dan 4 g (5,71 %) methane dimana diperoleh hasil temperatur box yang cukup bagus, hal ini dikarenakan pemisahan campuran cair dan di separator sudah cukup baik. Saat menggunakan komposisi 60 g (85,71 %) butane, 6 g (8,57 %) ethane dan 4 g (5,72 %) methane juga pemisahan campuran cair dan gas sudah cukup baik namun tidak sebaik dengan komposisi 56 g (80 %) butane, 10 g (14,29 %) ethane dan 4 g (5,71 %) methane. Oleh karena itu, kami menarik kesimpulan persentase optimun dari komposisinya sebesar butane (80 %), ethane (14,29 %) dan methane (5,71 %).

4.2 MENENTUKAN MASSA TOTAL YANG OPTIMUM DENGAN PENGUJIAN

Tabel 4.2 Pengujian dengan massa total berbeda

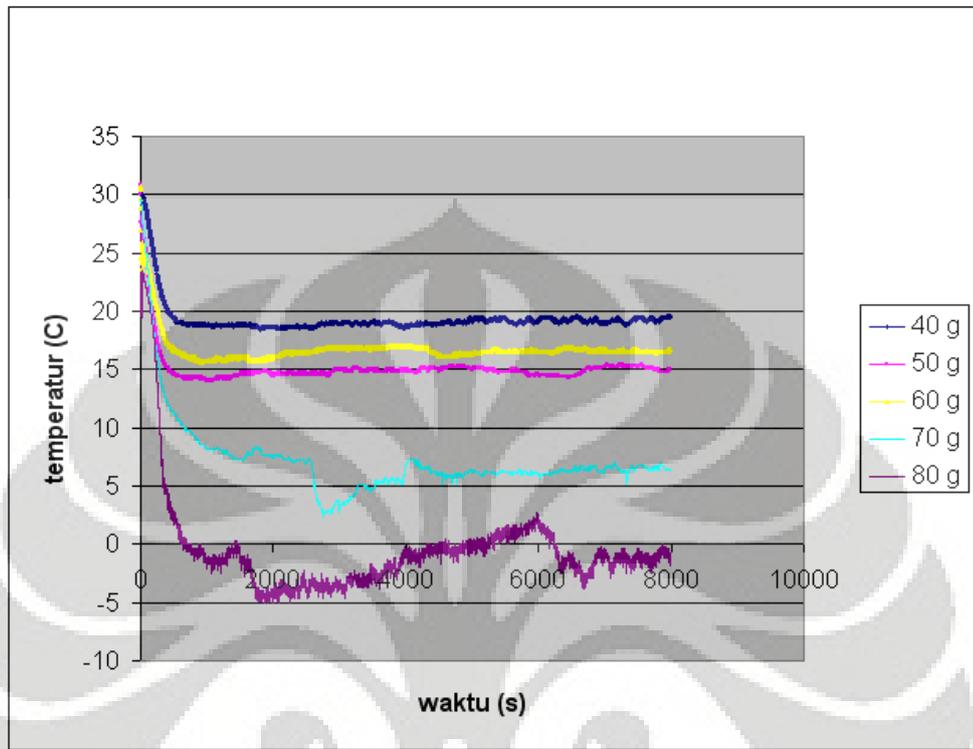
Massa Total	Butane	Ethane	Methane
40 g	32 g (80 %)	6 g (15 %)	2 g (5 %)
50 g	40 g (80 %)	8 g (16 %)	2 g (4 %)
60 g	48 g (80 %)	10 g (16,67 %)	2 g (3,33 %)
70 g	56 g (80 %)	10 g (14,29 %)	4 g (5,71 %)
80 g	64 g (80 %)	12 g (15 %)	4 g (5%)



Gambar 4.6 Grafik temperatur keluar kompresor

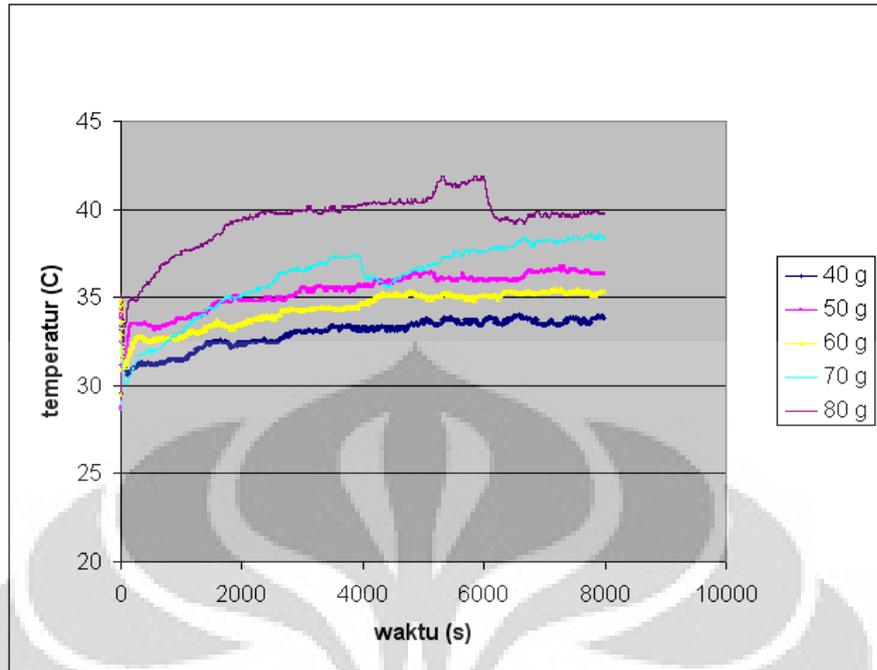
Dari gambar 4.6 hasil pengujian diketahui temperatur tertinggi keluar kompresor terjadi pada saat massa total refrigeran sebesar 80 gram. Hal ini menandakan kerja kompresor yang paling baik. Temperatur turun seiring dengan berkurangnya massa total refrigeran, namun massa total refrigeran sebesar 40 gram memiliki temperatur keluar kompresor lebih tinggi dari massa total 50 dan 60 gram. Hal ini

dikarenakan rasio kompresi, tekanan keluar kompresor dan tekanan masuk kompresor yang lebih tinggi dibandingkan dengan massa total 50 dan 60 gram.



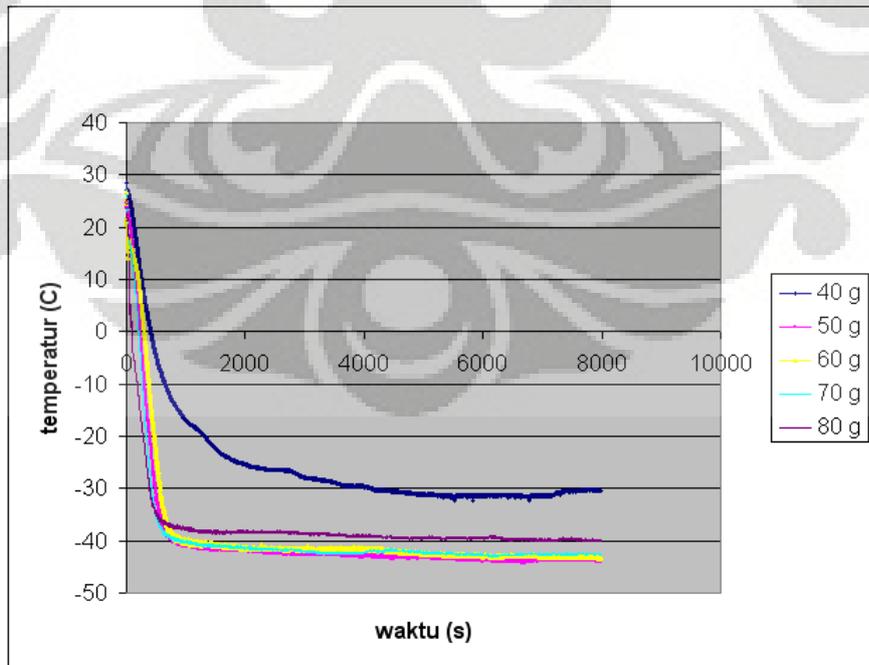
Gambar 4.7 Grafik temperatur masuk kompresor

Dari gambar 4.7 hasil pengujian diperoleh bahwa temperatur masuk kompresor lebih rendah seiring dengan pertambahan massa total yang terjadi. Temperatur masuk kompresor juga cukup stabil. Temperatur dengan massa total 70 dan 80 gram cenderung tidak stabil dikarenakan pada pipa timbul bunga es dan setelah itu bunga es tersebut mencair. Hal ini dikarenakan temperatur keluar dari evaporator masih cukup rendah sehingga mendinginkan pipa masuk kompresor. Temperatur keluar dari evaporator pun tidak stabil, hal ini yang menyebabkan temperatur yang cukup berfluktuasi pada massa total 70 dan 80 gram. Temperatur keluar evaporator mencapai -20°C untuk massa total 70 gram dan -8°C untuk massa total 80 gram.



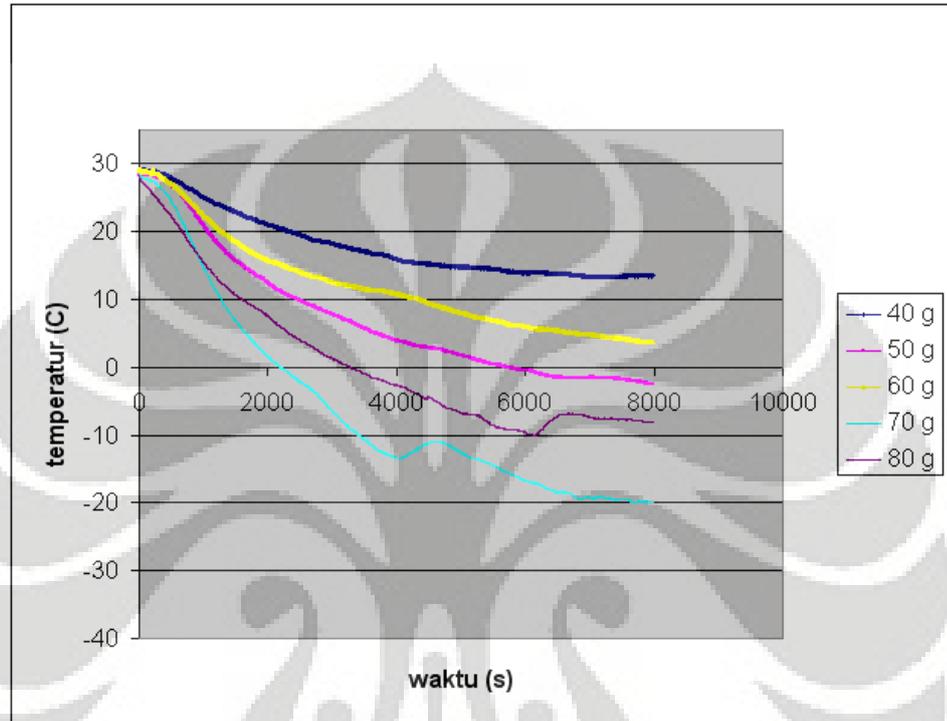
Gambar 4.8 Grafik temperatur keluar kondensor

Dari gambar 4.8 hasil pengujian diperoleh bahwa temperatur keluar kondensor setiap massa total berfluktuasi dikarenakan campuran refrigeran yang memiliki fase cair dan gas memiliki fraksi yang berbeda untuk setiap siklus dikarenakan perbedaan titik kondensasi.



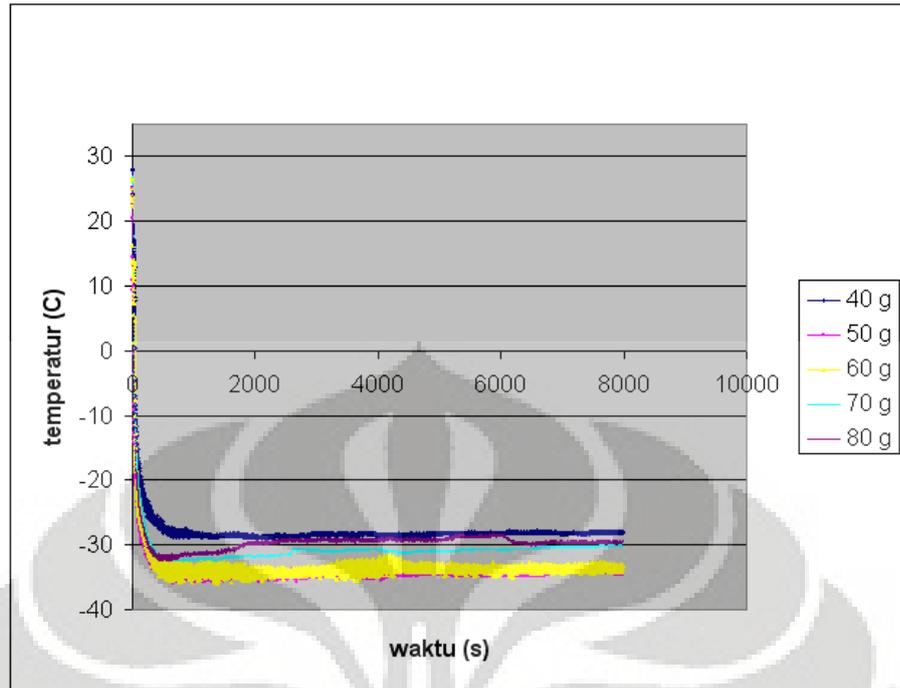
Gambar 4.9 Grafik temperatur masuk evaporator

Dari gambar 4.9 hasil pengujian diperoleh bahwa temperatur masuk evaporator setiap massa total memiliki kecenderungan yang stabil. Nilai temperatur terendah terjadi saat massa total refrigeran 50 gram. Hal ini disebabkan karena pemisahan campuran refrigeran yang berfase cair dan gas cukup sempurna sehingga campuran yang berfase gas cukup banyak yang masuk ke evaporator.



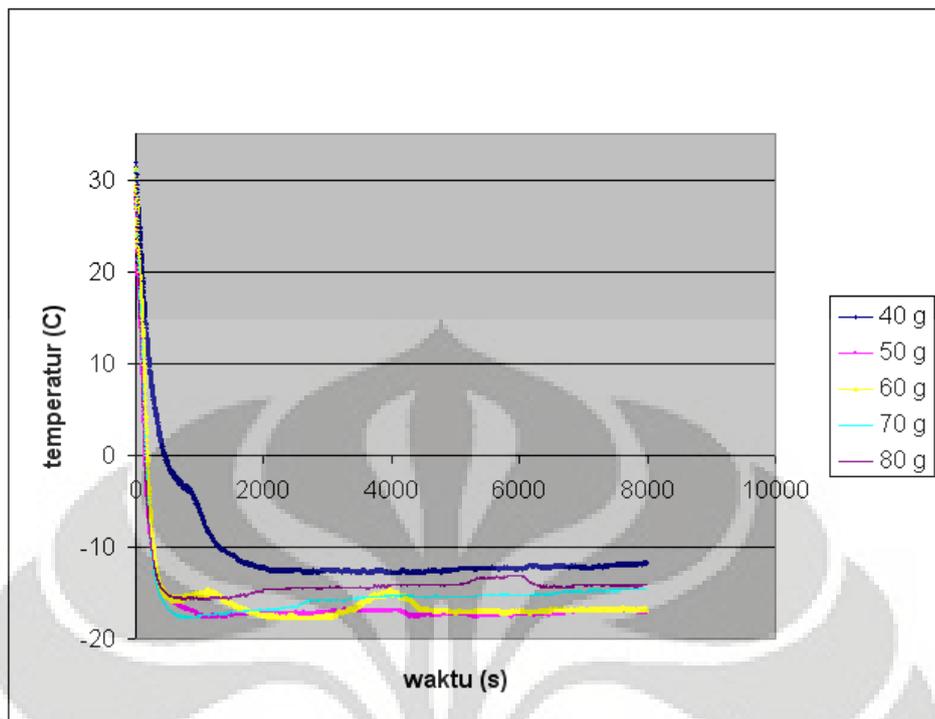
Gambar 4.10 Grafik temperatur keluar evaporator

Dari gambar 4.10 hasil pengujian diperoleh bahwa yang memiliki temperatur terendah adalah campuran refrigeran dengan massa total 70 gram, diikuti oleh campuran refrigeran dengan massa total 80 gram, campuran dengan massa total 50 gram, campuran dengan massa total 60 gram, campuran dengan massa total 40 gram. Campuran refrigeran dengan massa total 70 gram dan 80 gram sedikit berfluktuasi dikarenakan adanya peningkatan temperatur ambient sehingga beban pendinginan sedikit meningkat.



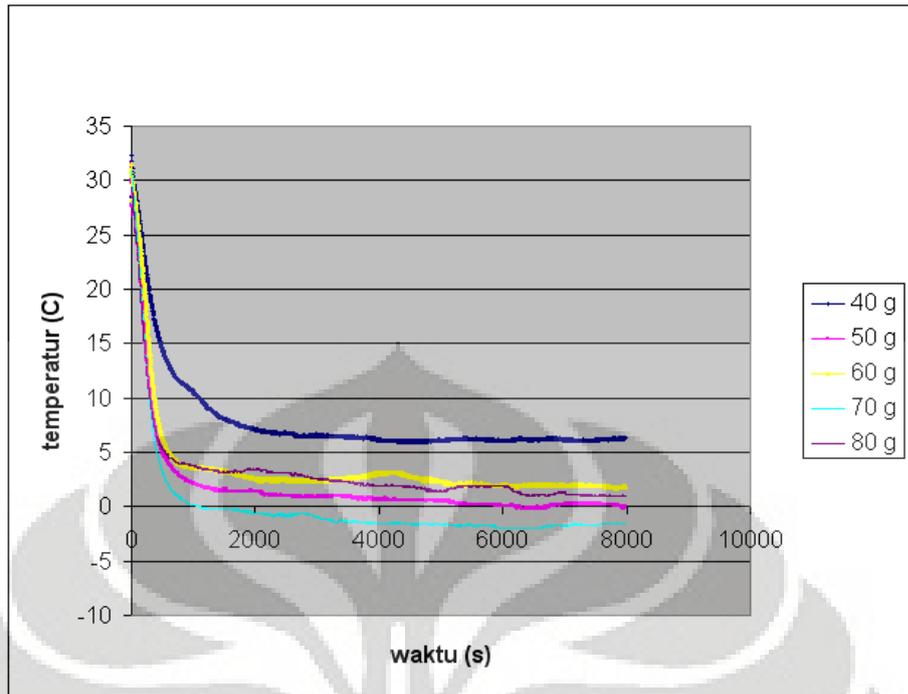
Gambar 4.11 Grafik temperatur keluar ekspansi pertama

Dari gambar 4.11 hasil pengujian diperoleh bahwa campuran refrigeran dengan massa total 50 gram memiliki temperatur terendah keluar ekspansi pertama. Hal ini menandakan pemisahan campuran refrigeran yang berfase cair dan gas di separator sudah cukup baik. Campuran refrigeran dengan massa total 60 gram merupakan campuran massa total yang memiliki temperatur terendah kedua, campuran dengan massa total 70 gram merupakan campuran yang memiliki temperatur terendah ketiga. Untuk campuran refrigeran dengan massa total 50 gram memiliki temperatur terendah juga disebabkan jumlah massa butane yang cukup besar masuk melalui pipa kapiler pertama karena butane merupakan komposisi yang terbesar dan juga saat pengkondensasian cukup banyak massa butane yang berfase cair.



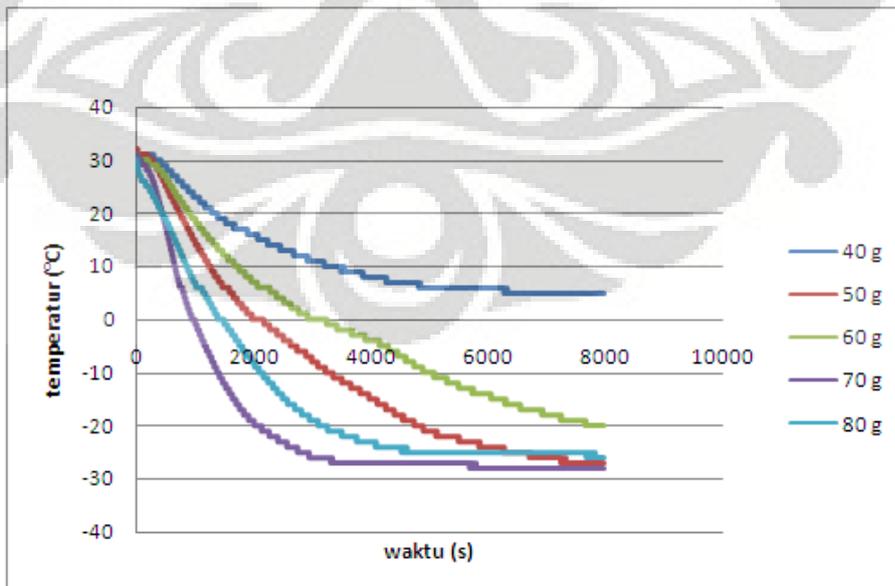
Gambar 4.12 Grafik temperatur keluar heat exchanger pertama

Dari gambar 4.12 hasil pengujian diperoleh bahwa temperatur terendah dimiliki oleh campuran refrigeran dengan massa total 50 dan 60 gram. Hal ini disebabkan temperatur yang masuk ke dalam heat exchanger pertama memiliki temperatur yang paling rendah dan temperatur yang keluar dari kondensor tidak terlalu tinggi. Perpindahan kalor yang terjadi pada heat exchanger pertama menyebabkan temperatur keluar dari heat exchanger pertama masih cukup rendah dibandingkan dengan massa total campuran refrigeran yang lainnya. Proses pendinginan pada heat exchanger pertama diharapkan tidak sedingin pendinginan pada heat exchanger kedua, hal ini dimaksudkan agar efek pendinginan yang terjadi di evaporator menjadi baik.



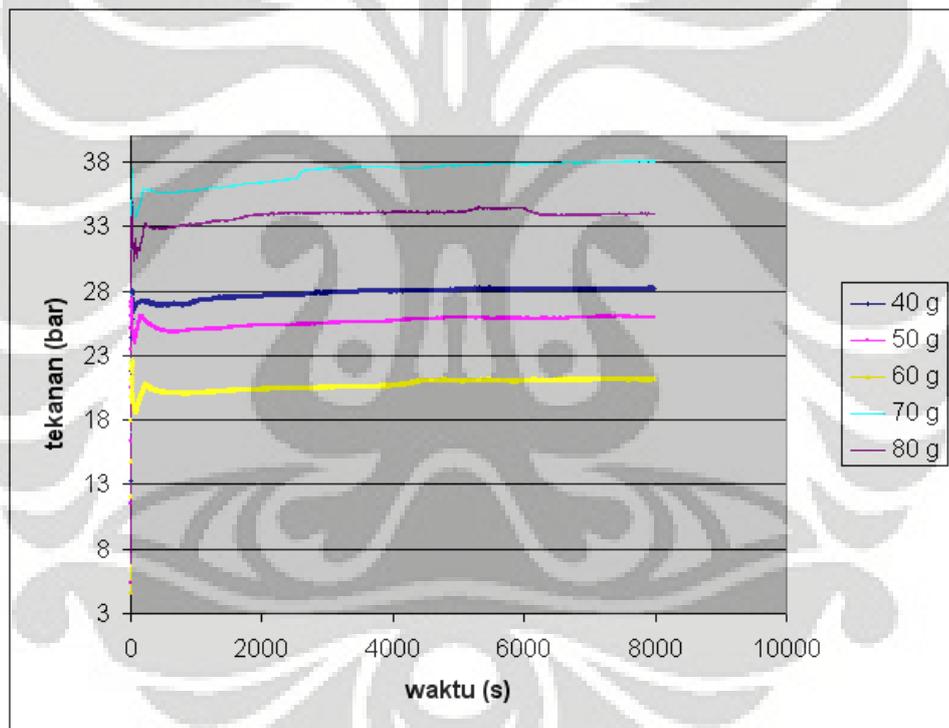
Gambar 4.13 Grafik temperatur keluar heat exchanger kedua

Dari gambar 4.13 hasil pengujian diperoleh bahwa temperatur terendah keluar heat exchanger kedua terjadi saat campuran refrigeran dengan massa total 70 gram. Hal ini disebabkan karena pendingin yang terjadi sangat baik. Temperatur keluar evaporator pada saat campuran dengan massa total 70 gram memiliki temperatur yang paling rendah dibandingkan dengan yang lainnya.

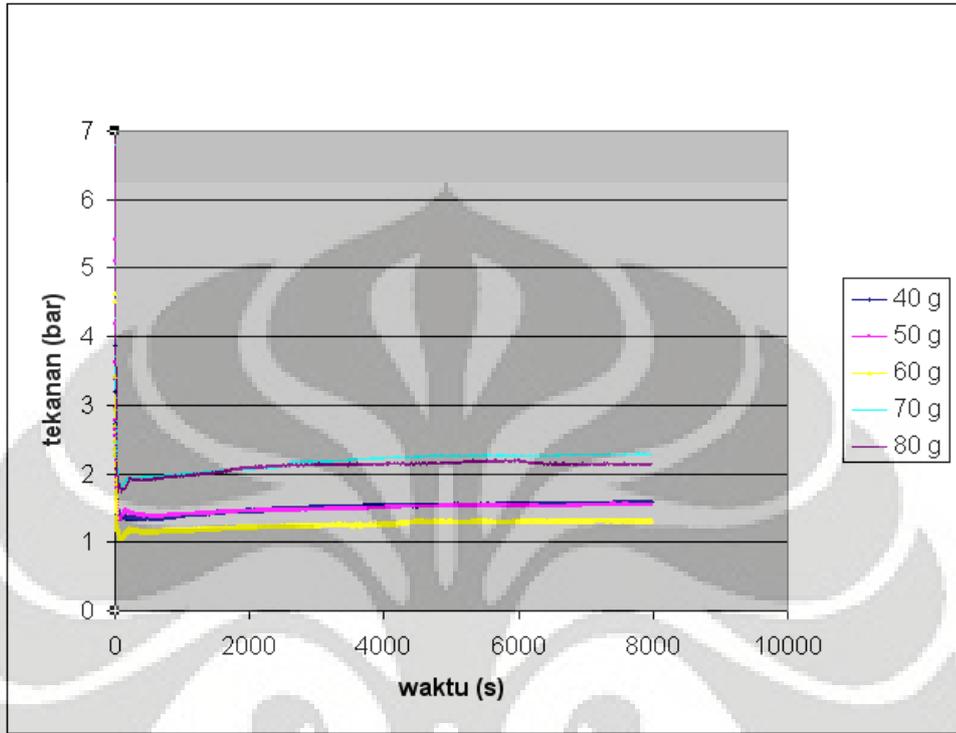


Gambar 4.14 Grafik temperatur dengan massa total berbeda

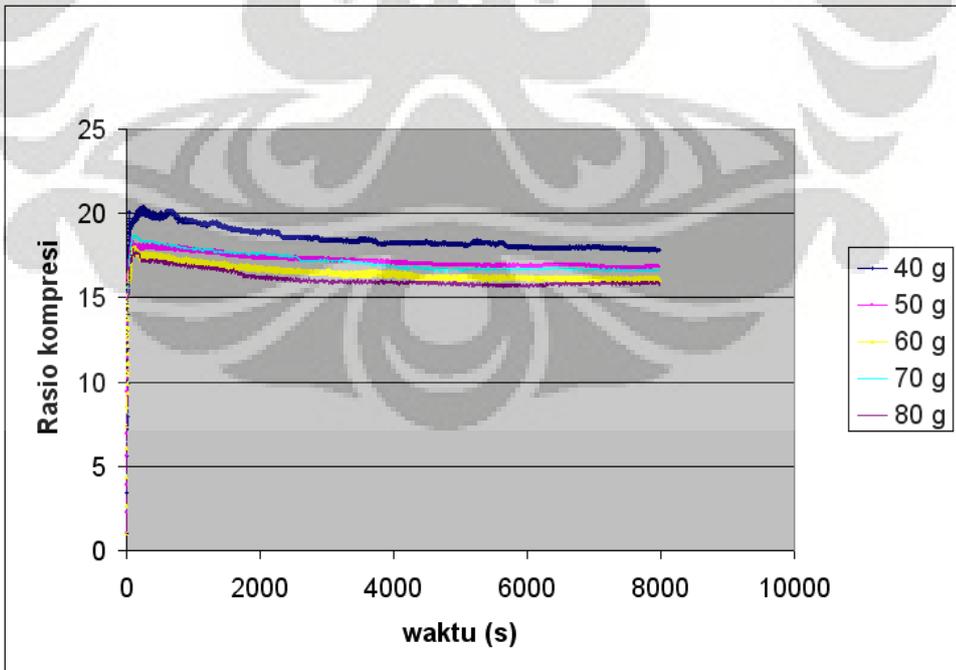
Dari hasil grafik percobaan diatas (grafik 4.14) diperoleh bahwa saat komposisi 32 g (80 %) butane, 6 g (15 %) ethane dan 2 g (5 %) methane. Temperatur di box cukup stabil menandakan bahwa pemisahan campuran refrigeran sudah cukup baik namun karena massa total dalam sistem belum mencukupi untuk mendinginkan box lebih rendah lagi jadi perlu ditambahkan massa total refrigeran yang akan dimasukkan. Dari lima kali pengujian komposisi, ternyata yang memiliki temperatur paling rendah yaitu dengan komposisi 32 g (80 %) butane, 6 g (15 %) ethane dan 2 g (5 %) methane. Hal ini menandakan bahwa sudah cukup optimum massa total yang dimasukkan ke dalam sistem. Pemisahan antara butane yang berfase cair dan campuran methane dan butane yang berfase gas yang terjadi di separator sudah cukup baik jadi sistem sudah bisa berjalan.



Gambar 4.15 Grafik tekanan keluar kompresor

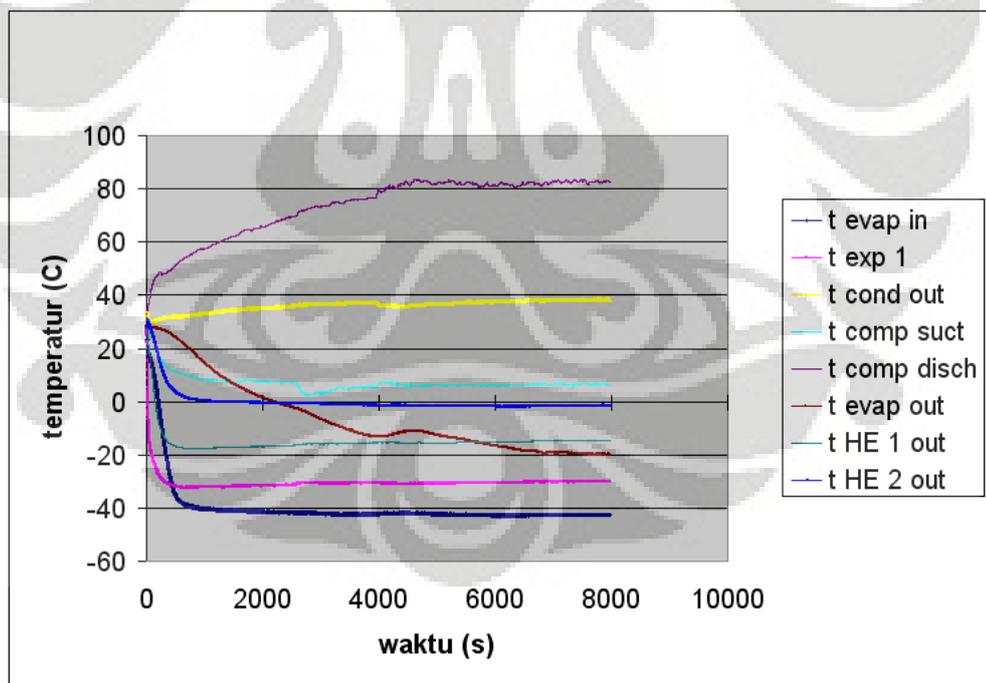


Gambar 4.16 Grafik tekanan masuk kompresor

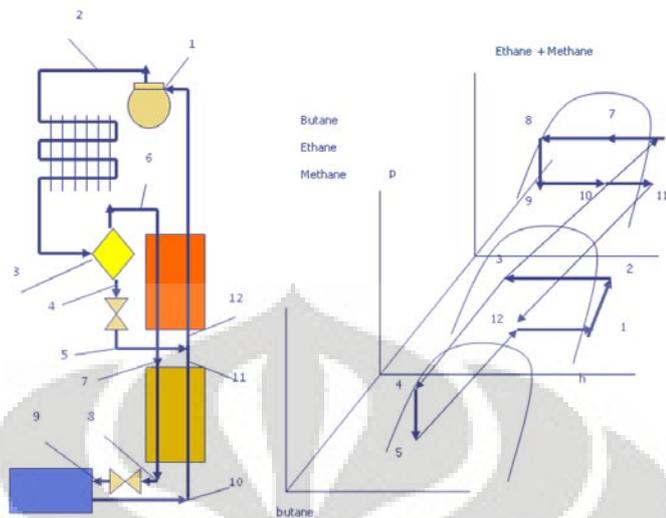


Gambar 4.17 Grafik rasio tekanan kompresor

Dari hasil grafik 4.14 temperatur yang memiliki temperatur terendah terjadi pada jumlah massa total refrigeran campuran sebesar 70 gram. Hal ini juga dikarenakan tekanan discharge kompresor dengan jumlah massa total 70 gram yang lebih tinggi dibandingkan dengan jumlah massa total yang lainnya, dapat dilihat pada grafik 4.15. Untuk tekanan suction kompresor dengan jumlah massa total 70 gram juga lebih tinggi dibandingkan dengan jumlah massa total yang lainnya (bisa dilihat melalui grafik 4.16). Namun untuk rasio kompresinya bukan merupakan yang tertinggi (bisa dilihat dari grafik 4.17). Untuk massa total 40 gram yang memiliki tekanan discharge kompresor dan tekanan suction kompresor yang lebih tinggi dibandingkan jumlah massa total 50 dan 60 gram memiliki temperature lebih tinggi di box yang seharusnya apabila kita lihat dari karakteristik jumlah massa total 70 gram dimana semakin tinggi tekanan discharge dan suction kompresor, maka temperatur di box akan rendah. Hal ini disebabkan nilai rasio kompresi yang terlalu tinggi dari rasio kompresi jumlah massa total 70 gram. Rasio kompresi dengan massa total 70 gram merupakan rasio kompresi optimum dari sistem ini. Hal ini yang menyebabkan temperatur di box untuk massa total 40 gram tidak rendah karena rasio kompresi yang terlalu tinggi sehingga efek pendinginannya tidak diperoleh di box.



Gambar 4.18 Grafik Temperatur dengan massa 70 gram



Pada saat campuran refrigeran ethane dan methane yang berfase gas setelah dipisahkan di separator (proses 3-6) mengalir menuju heat exchanger pertama (proses 6-7) diharapkan didinginkan secara perlahan pada tahap ini, lalu didinginkan secara lebih dingin lagi pada heat exchanger kedua (proses 7-8), dimana diharapkan campuran antara ethane dan methane yang berfase campuran cair dan gas bisa lebih mendinginkan temperatur di box. Namun dari hasil data pengujian temperature keluar heat exchanger pertama lebih dingin dibandingkan temperature keluar heat exchanger kedua. Untuk itu perlu dilakukan perbaikan system, dimana butane yang diekspansikan dari separator yang berfase campuran cair dan gas dihubungkan sesudah proses 9-10.

Tabel 4.3 Properties campuran ethane dan methane (sumber : refprof)

Temperatur (°C)	Pressure (bar)	Density (kg/m ³)	c _p (kJ/kg-K)	Viscosity (μPa-s)	Prandtl	Therm. Cond. (W/m-K)
38	38	42,207	2.4213	11.357	0,90493	0,030389

Menentukan panjang coil (L) :

$$L = 4 \sqrt{(2\pi \cdot 2,3175)^2 + 0,635^2}$$

$$L = 58,3 \text{ cm}$$

Menentukan volume pada coil, V_c :

$$V_c = (\pi/4) 0,635^2 \cdot 58,3$$

$$V_c = 18,4631 \text{ cm}^3$$

Menentukan volume tabung (*shell*), V_a :

$$V_a = (\pi/4) 5,8^2 \cdot 0,635 \cdot 4$$

$$V_a = 67,1088 \text{ cm}^3$$

Menentukan volume yang tersedia untuk fluida mengalir, V_f :

$$V_f = 67,1088 - 18,4631$$

$$V_f = 48,6457 \text{ cm}^3$$

Menentukan diameter shell-side equivalen dari coil, D_e :

$$D_e = \frac{4 \cdot 48,6457}{\pi \cdot 0,635 \cdot 58,3}$$

$$D_e = 1,672 \text{ cm}$$

Menentukan bilangan Reynold :

$$\text{Re} = \frac{\rho v D_e}{\mu}$$

$$\text{Re} = \frac{42,207 \cdot 416,6667 \cdot 1,672}{11,357}$$

$$\text{Re} = 2589,0827$$

Menentukan koefisien heat transfer berdasarkan bilangan Reynolds :

Untuk bilangan reynold antara 50-10000 :

$$\frac{h_o 0,01672}{0,030389} = 0,6 (2589,0827)^{0,5} (0,90493)^{0,31}$$

$$h_o = 53,785 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

Menentukan nilai seluruh koefisien heat transfer :

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{53,785} + \frac{0,001}{385}$$

$$U = 53,7505 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

Dari hasil perhitungan ternyata heat exchanger yang telah kita buat tidak bekerja dengan baik sehingga perlu mendesain ulang heat exchanger.

BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 KESIMPULAN

1. Persentase optimum dari komposisi campuran refrigeran dengan menggunakan alat ini yaitu butane sebesar 80 %, ethane 14,29 % dan methane 5,71 %.
2. Massa total optimum yang diperoleh dengan menggunakan alat ini sebesar 70 gram. Temperatur di box diperoleh sebesar -28 °C.
3. Pada proses pendinginan di heat exchanger pertama seharusnya tidak lebih dingin dibandingkan dengan proses pendinginan di heat exchanger kedua

5.2 SARAN

1. Mengganti evaporator dengan beban pendinginan yang lebih kecil dimaksudkan agar proses pendingin di heat exchanger kedua lebih dingin dibandingkan di heat exchanger yang pertama.
2. Sistem diubah, dimana pada proses di titik 5 yang sebelumnya ditempatkan sesudah heat exchanger kedua dipindahkan sebelum heat exchanger kedua. Dimaksudkan agar proses pendingin di heat exchanger kedua lebih dingin dibandingkan di heat exchanger yang pertama.

DAFTAR PUSTAKA

- Apra. C, Maiorino. A, 2009, *Autocascade refrigeration system: Experimental result in achieving ultra low temperature*, International Jurnal Of Energy Research, DOI : 10.1002/er.1492
- Chen. Guangming, 2007, *Research of Refrigeration in Zhejiang University*, Presentation Institute Of Refrigeration And Ultra lows Zhejiang University P.R China, Warwick, 26 April 2007
- Dimoplon, W, 1978, *Finding The Length Of Helical Coil*, Chemical Enggineering, p. 177.
- Missimer. Dale J, 1996, *Refrigerant conversion of Auto-Refrigerating Cascade (ARC) systems*, International Jurnal Of Refrigeration, Vol. 20, No.3, pp :201-207
- Naer. Vjacheslav, Rozhentsev. Andrey, 2002, *Application of hydrocarbon mixtures in small refrigerating and ultra low machines*, International Jurnal Of Refrigeration, 25 (2002):836-847
- Venkatarathnam, G, 2008, *Cryogenic Mixed Refrigerant Processes*, www.springer.com/series/6086
- Yu. Jianlin, Zhao. Hua, Li. Yanzhong, 2008, *Application of an ejector in autocascade refrigeration cycle for the performance improvement*, International Jurnal Of Refrigeration, 31 (2008):279-28