



UNIVERSITAS INDONESIA

**Pengaruh Pemilihan Refrigeran Fase Gas Pada Komposisi Tiga
Campuran Refrigeran Hidrokarbon Terhadap Kinerja Sistem
Pendingin Bertingkat *Autocascade***

SKRIPSI

Hanif

0806330176

FAKULTAS TEKNIK

PROGRAM STUDI TEKNIK MESIN

DEPOK

JULI 2012



UNIVERSITAS INDONESIA

**Pengaruh Pemilihan Refrigeran Fase Gas Pada Komposisi Tiga
Campuran Refrigeran Hidrokarbon Terhadap Kinerja Sistem
Pendingin Bertingkat *Autocascade***

SKRIPSI

Diajukan sebagai salah satu syarat untuk memperoleh gelar Sarjana Teknik

Hanif

0806330176

FAKULTAS TEKNIK

PROGRAM STUDI TEKNIK MESIN

DEPOK

JULI 2012

HALAMAN PERNYATAAN ORISINALITAS

Saya menyatakan dengan sesungguhnya bahwa skripsi dengan judul:

**PENGARUH PEMILIHAN REFRIGERAN FASE GAS PADA KOMPOSISI
TIGA CAMPURAN REFRIGERAN HIDROKARBON TERHADAP KINERJA
SISTEM PENDINGIN BERTINGKAT *AUTOCASCADE***

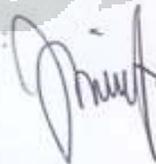
yang dibuat untuk melengkapi sebagian persyaratan menjadi Sarjana Teknik pada Program Studi Teknik Mesin Universitas Indonesia, adalah hasil karya saya sendiri dan semua sumber baik yang dikutip maupun dirujuk telah saya nyatakan dengan benar.

Skripsi ini merupakan bagian dari skripsi yang dikerjakan bersama dengan saudara Surya Fikri Utomo (0806454992) dengan judul : **PENGARUH KOMPOSISI DUA CAMPURAN REFRIGERAN HIDROKARBON TERHADAP TEMPERATUR PADA SISTEM PENDINGIN BERTINGKAT *AUTOCASCADE***. Sehingga terdapat kesamaan pada sebagian buku skripsi ini.

Nama : Hanif

NPM : 0806330176

Tanda Tangan



Tanggal : 16 Juli 2012

HALAMAN PENGESAHAN

Skripsi ini diajukan oleh :

Nama : Hanif
NPM : 0806330176
Program Studi : Teknik Mesin
Judul Skripsi : Pengaruh Pemilihan Refrigeran Fase Gas Pada Komposisi Tiga Campuran Refrigeran Hidrokarbon Terhadap Kinerja Sistem Pendingin Bertingkat *Autocascade*

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 M.Eng.

Penguji : Dr. Ir. Muhammad Idrus Alhamid

Penguji : Dr Ir. Budihardjo Dipl. Ing

Penguji : M. Taufik Dipl. Ing, MM

Ditetapkan di : Fakultas Teknik Universitas Indonesia, Depok

Tanggal : 16 Juli 2012

KATA PENGANTAR

Puji syukur kepada Allah, Tuhan Semesta Alam, yang telah memberikan rahmat dan hidayah-Nya, sehingga penulis dapat menyelesaikan skripsi ini tepat pada waktunya. Penulisan skripsi ini dilakukan dalam rangka memenuhi salah satu syarat untuk mencapai gelar Sarjana Teknik Program Studi Teknik Mesin pada Fakultas Teknik Universitas Indonesia. Penulis mengucapkan terima kasih sebesar-besarnya kepada:

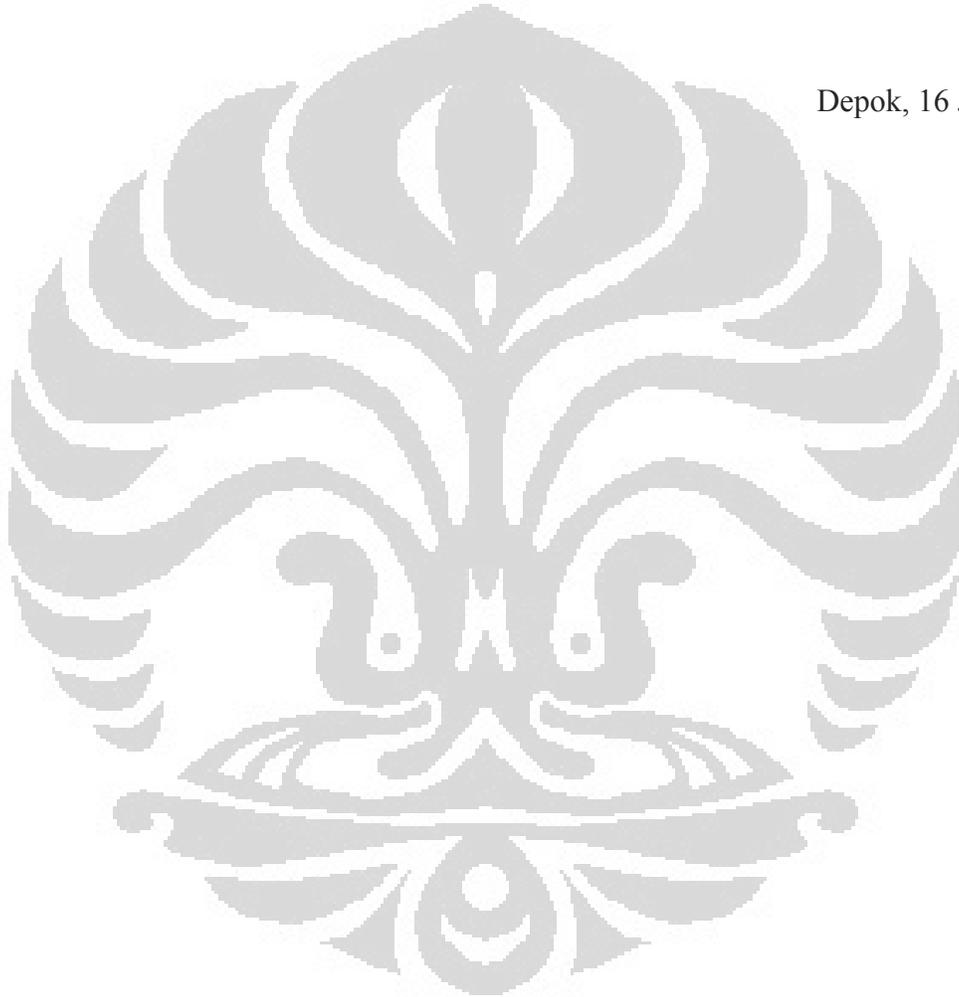
1. Dr.-Ing. Ir. Nasruddin M.Eng. selaku dosen pembimbing yang telah menyediakan waktu, tenaga dan pikiran untuk mengarahkan penulis dalam penyusunan skripsi ini.
2. Ayah dan Bunda, yang telah memberikan segala dukungannya untuk saya dalam segala hal termasuk dalam pengerjaan skripsi ini.
3. Darwin Rio Budi Syaka, Muhamad Yulianto, dan Arnas selaku mahasiswa pascasarjana di Laboratorium Teknik Pendingin dan Tata Udara program studi Teknik Mesin yang telah membagi ilmu dan pengalamannya kepada penulis.
4. Surya Fikri Utomo selaku partner kerja penulis dalam membuat Mesin Pendingin Autocascade ini.
5. Vindy Hervyani selaku kekasih penulis, orang yang selalu memberikan semangat dan dorongan moral kepada penulis dalam segala hal.
6. Deny Eva Tri Pambudi dan Fitra Didik Nugroho atas masukan dan pengalamannya di bidang Autocascade sehingga kami dapat melanjutkan penelitian Autocascade ini.
7. Teman – teman Laboratorium Teknik Pendingin dan Tata Udara, Hernadi, Indra Mario, Daniel, M. Fakhurrozi, M. Husin, Mikail, Regie, Dias, terima kasih atas kebersamaan dalam susah dan senang selama pengerjaan skripsi ini.
8. Teman – teman jurusan Teknik Mesin dan Teknik Perkapalan angkatan 2008 yang telah bersama-sama menjalani kehidupan perkuliahan di FT UI selama empat tahun belakangan ini.

9. Para sahabat dan semua pihak yang telah membantu dalam bentuk doa yang tidak bisa disebutkan satu-persatu.

Semoga Allah SWT membalas segala kebaikan semua pihak yang telah disebutkan di atas. Semoga skripsi ini membawa manfaat untuk perkembangan ilmu pengetahuan.

Depok, 16 Juli 2012

Hanif



HALAMAN PERNYATAN PERSETUJUAN PUBLIKASI

TUGAS AKHIR UNTUK KEPENTINGAN AKADEMIS

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

Nama : Hanif
NPM : 0806330176
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 Rights) atas karya ilmiah saya yang berjudul:

“Pengaruh Pemilihan Refrigeran Fase Gas Pada Komposisi Tiga Campuran Refrigeran Hidrokarbon Terhadap Kinerja Sistem Pendingin Bertingkat Autocascade”

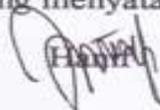
Beserta perangkat yang ada (jika diperlukan). Dengan hak bebas royalti noneksklusif ini, Universitas Indonesia berhak menyimpan, mengalih media/formatkan, mengelola dalam bentuk pangkalan data (database), merawat dan mempublikasikan tugas akhir saya selama tetap mencantumkan nama saya sebagai penulis/pencipta dan sebagai pemilik Hak Cipta.

Demikian pernyataan ini saya buat dengan sebenarnya.

Dibuat di : Depok

Pada tanggal : 16 Juli 2012

Yang menyatakan,



Abstrak

Nama : Hanif
Program Studi : Teknik Mesin
Judul : Pengaruh Pemilihan Refrigeran Fase Gas Pada Komposisi Tiga Campuran Refrigeran Hidrokarbon Terhadap Kinerja Sistem Pendingin Bertingkat Autocascade

Sistem Pendingin Ultra Low semakin berkembang untuk tujuan pengobatan dan medis. Sel hidup atau organ tubuh memerlukan suhu yang sangat rendah dalam penyimpanannya, untuk itu perlu adanya mesin pendingin ultra low, mesin pendingin ini kemudian dikenal dengan Sistem refrigerasi Autocascade. Dalam perkembangannya Sistem refrigerasi Autocascade menggunakan refrigeran yang dapat merusak ozon atau menyebabkan pemanasan global yang segera dilarang pemakaiannya. Oleh karena itu, ditelitilah refrigeran yang lebih ramah lingkungan seperti refrigeran hidrokarbon. Sistem refrigerasi Autocascade memiliki karakteristik yang tergantung pada refrigeran yang digunakan, maka dari itu dilakukan penelitian terhadap pemilihan refrigeran hidrokarbon baik untuk high system (fase liquid) maupun low system (fase gas). Penelitian ini menginvestigasi sistem refrigerasi autocascade dengan menggunakan tiga campuran refrigeran dengan memvariasikan refrigeran untuk low system (fase gas). Refrigeran yang digunakan adalah Propane dan Butan sebagai refrigeran fase liquid dan Metan dan Etan sebagai refrigeran fase gas. Penelitian ini menunjukkan bahwa pada komposisi yang hampir sama, pemilihan metan sebagai refrigeran fase gas pada sistem menghasilkan sistem yang lebih stabil walaupun temperaturnya hanya sampai $-26,8^{\circ}\text{C}$.

Kata kunci: Autocascade, Refrigeran, Hidrokarbon

Absract

Name : Hanif
Study Program : Mechanical Engineering
Title : Influence of Vapour Phase Refrigerant in Three Mixture Hydrocarbon on The Autocacade Refrigeration System performance.

Ultra Low Refrigeration System growing for medicinal purposes and medical research. Living cells or organs of the body requires very low temperatures in storage, to the need for ultra low engine coolant, engine coolant is then known as Autocascade refrigeration system. In the development of refrigeration systems using refrigerant Autocascade that can damage the ozone or global warming are immediately banned its use. Therefore, scientist are invented more environmentally friendly refrigerants such as hydrocarbon refrigerants. Autocascade refrigeration system has characteristics that depend on the refrigerant used, and therefore conducted a study of selection for hydrocarbon refrigerant on high system (liquid phase) and low system (gas phase). This study investigates autocascade refrigeration system using refrigerant mixtures of three refrigerants by varying the low system (gas phase) refrigerant. Refrigerants used are Propanee and Butane as a refrigerant liquid phase and the Methane and Ethane as a refrigerant gas phase. This study shows that at nearly the same composition, the selection of methane as a gas phase refrigerant in the system produces a more stable system, although the temperature only up to $-26,8^{\circ}\text{C}$.

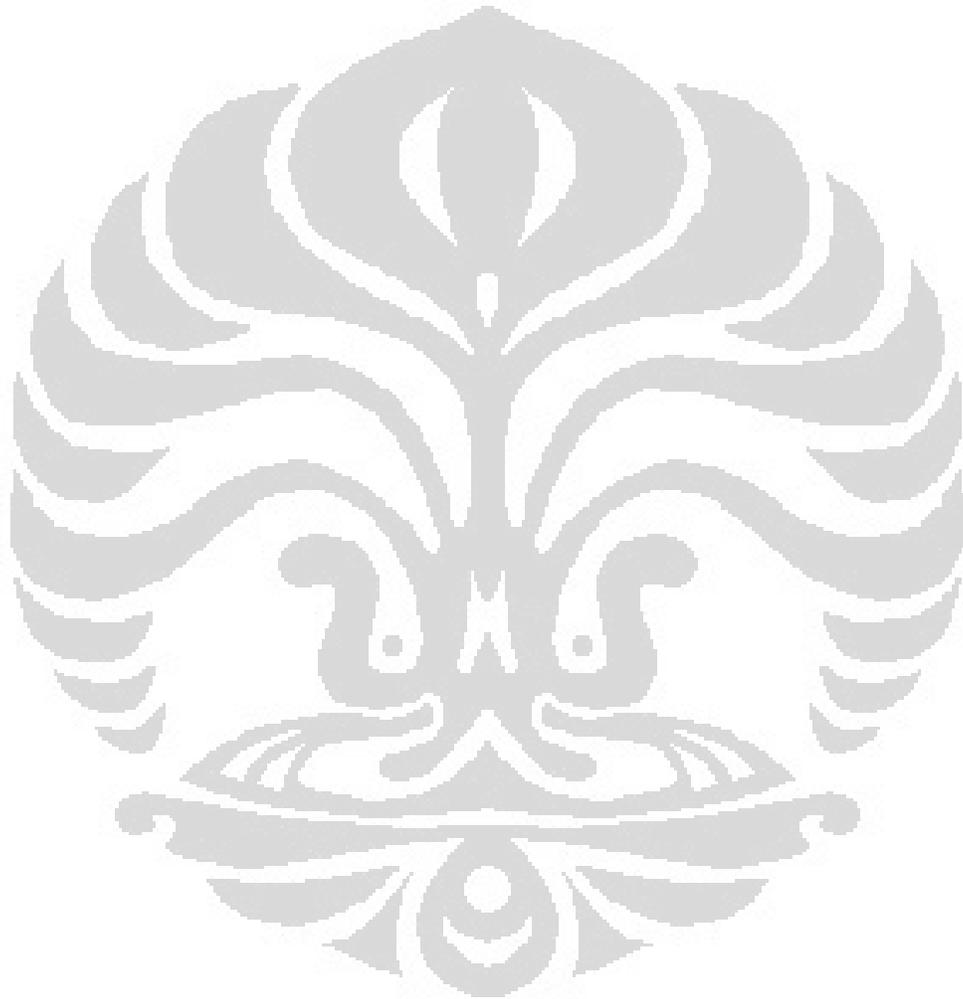
Key word: Autocascade, Refrigerant, Hydrocarbon

DAFTAR ISI

HALAMAN PERNYATAAN ORISINALITAS	iii
HALAMAN PENGESAHAN	iv
KATA PENGANTAR.....	v
Abstrak.....	viii
Absract.....	ix
DAFTAR ISI	x
BAB 1 PENDAHULUAN.....	1
1.1 LATAR BELAKANG	1
1.2 PERUMUSAN MASALAH.....	2
1.3 TUJUAN PENELITIAN	2
1.4 BATASAN MASALAH.....	3
1.5 METODE PENELITIAN	3
1.6 SISTEMATIKA PENULISAN	5
BAB 2 TINJAUAN PUSTAKA.....	7
2.1 REFRIGERAN HIDROKARBON.....	7
2.2 SISTEM REFRIGERASI	9
2.3 SISTEM REFRIGERASI AUTOCASCADE.....	11
2.4 SIKLUS MESIN PENDINGIN AUTOCASCADE	17
2.5 SELEKSI REFRIGERAN	20
BAB 3 RANCANGAN ALAT UJI DAN PROSEDUR PENGUJIAN	27
3.1 RANCANGAN ALAT UJI	27
3.2 TES KEBOCORAN	38

3.3	PEMVAKUMAN SISTEM	39
3.4	CHARGING SISTEM	39
3.5	TAHAPAN PENGUJIAN DAN PENGAMBILAN DATA	40
BAB 4 PENGOLAHAN DATA DAN ANALISA DATA		41
4.1	KARAKTERISTIK CAMPURAN.....	41
4.1.1	Karakteristik Campuran <i>Propane, Butane, dan Metane</i>	41
4.1.2	Karakteristik Campuran <i>Propane, Butane, dan Ethane</i>	48
4.2	PERBANDINGAN DATA HASIL PERCOBAAN.....	54
4.2.1	Tekanan Discharge dan Suction	54
4.2.2	Temperatur Masuk Evaporator.....	55
4.2.3	Temperatur Keluar Evaporator.....	55
4.2.4	Temperatur Keluar Expansi I	56
4.2.5	Temperatur High System (HT) melalui PHE	56
4.2.6	Temperatur Low System (LT) melalui PHE	57
4.2.7	Temperatur Discharge	58
4.2.8	Temperatur Suction	58
4.2.9	Temperatur Condenser	59
4.3	COEFFICIENT OF PERFORMANCE (COP) SISTEM	59
4.4	CHARGING/FILLING REFRIGERAN KE SISTEM.....	60
4.5	PERBANDINGAN DENGAN JURNAL INTERNASIONAL.....	602
BAB 5 KESIMPULAN DAN SARAN.....		66
5.2	KESIMPULAN.....	66
5.3	SARAN.....	66

DAFTAR PUSTAKA.....	67
LAMPIRAN	68



DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1.Siklus Refrigerasi Kompresi Uap	9
Gambar 2.2.Siklus Refrigerasi Cascade	11
Gambar 2.3.Sistem Pendingin Autocascade	13
Gambar 2.4.Skema Mesin Pendingin Autocascade	18
Gambar 2.5.Diagram Siklus Mesin Pendingin Autocascade.....	18
Gambar 2.6.Diagram T-x Campuran Zeotropes.....	24
Gambar 2.7.Diagram T-x Campuran Azeotropes.....	24
Gambar 2.8.Diagram p-h Campuran Zeotropes.....	25
Gambar 3.1. Skema Alat Uji.....	27
Gambar 3.2. Alat Uji (Autocascade).....	28
Gambar 3.3. Kompresor.....	29
Gambar 3.4. Kondenser.....	30
Gambar 3.5. Evaporator.....	31
Gambar 3.6. Tabung Vakum.....	32
Gambar 3.7. Separator.....	33
Gambar 3.8. Plate Heat Exchanger (PHE).....	34
Gambar 3.9. Katup Ekspansi.....	34
Gambar 3.10. Oil Separator.....	35
Gambar 3.11. Pressure Gauge.....	36
Gambar 3.12. Pressure Transmitter.....	37
Gambar 3.13. Perangkat Data Akusisi (NI DAQ).....	38

Gambar 4.1. Grafik tekanan Discharge, Suction, Ekspansi-1 & 2 (evap).....	42
Gambar 4.2. Grafik tekanan Suction, Ekspansi-1 & 2 (evap).....	42
Gambar 4.3. Grafik Temperatur Evaporator dan Katup Ekspansi 1.....	43
Gambar 4.4. Grafik Temperatur Fase Gas (Metane) melalui PHE.....	43
Gambar 4.5. Grafik Temperatur Fase Liquid (Propane dan Butane) melalui PHE....	44
Gambar 4.6. Grafik Temperatur Dischrge, Suction & Condenser.....	45
Gambar 4.7. Grafik Tekanan Discharge, Suction, Ekspansi-1 & 2 (evap).....	48
Gambar 4.8. Grafik Tekanan, Suction, Ekspansi-1 & 2 (evap).....	49
Gambar 4.9. Grafik Temperatur Evaporator dan Katup Ekspansi-1.....	49
Gambar 4.10. Grafik Temperatur Fase Gas (Ethane) melalui PHE.....	50
Gambar 4.11. Grafik Temperatur melalui PHE (Propane dan Butane).....	51
Gambar 4.12. Grafik Temperatur Dischrge, Suction & Condenser	51
Gambar 4.13. Grafik tekanan discharge & suction PBM vs PBE.....	54
Gambar 4.14. Grafik temperatur masuk evaporator PBM vs PBE.....	55
Gambar 4.15. Grafik temperatur keluar evaporator PBM vs PBE.....	55
Gambar 4.16. Grafik Temperatur Katup Ekspansi-1 PBM vs PBE.....	56
Gambar 4.17. Grafik Temperatur HT PBM vs PBE.....	57
Gambar 4.18. Grafik Temperatur LT PBM vs PBE.....	57
Gambar 4.19. Grafik Temperatur Discharge PBM vs PBE.....	58
Gambar 4.20. Grafik Temperatur Suction PBM vs PBE.....	58
Gambar 4.21. Grafik Temperatur Condenser PBM vs PBE.....	59
Gambar 4.22. Alat Uji Autocascade menggunakan refrigeran R23 & R134a.....	62

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1. Perbandingan Refrigeran Perusak Ozon dengan Hidrokarbon.....	8
Tabel 2.2. Pemilihan Refrigeran Autocascade (Missimer, 1996).....	22
Tabel 4.1. Properties <i>Propane</i> sebelum masuk separator (10,3 bar ; 28 ⁰ C).....	46
Tabel 4.2. Properties <i>Butane</i> sebelum masuk separator (10,3 bar ; 28 ⁰ C).....	46
Tabel 4.3. Properties <i>Methane</i> sebelum masuk separator (10,3 bar ; 28 ⁰ C).....	47
Tabel 4.4. Properties Campuran sebelum masuk separator (10,3 bar ; 28 ⁰ C).....	47
Tabel 4.5. Properties <i>Propane</i> sebelum masuk separator (11,7 bar ; 29,5 ⁰ C).....	52
Tabel 4.6. Properties <i>Butane</i> sebelum masuk separator (11,7 bar ; 29,5 ⁰ C).....	52
Tabel 4.7. Properties <i>Ethane</i> sebelum masuk separator (11,7 bar ; 29,5 ⁰ C).....	53
Tabel 4.8. Properties Campuran sebelum masuk separator (11,7 bar ; 29,5 ⁰ C).....	53
Tabel 4.9. Jumlah Charging Refrigeran Untuk Dua Campuran Refrigeran.....	61
Tabel 4.10. Jumlah Charging Refrigeran Untuk Dua Campuran Refrigeran.....	61
Tabel 4.11. Perbandingan Alat Uji dengan Jurnal.....	63
Tabel 4.12. Data Hasil Eksperimen dan Simulasi Jurnal.....	64
Tabel 4.13. Perbandingan Data Hasil Percobaan Dengan Jurnal.....	64

BAB 1 PENDAHULUAN

1.1 LATAR BELAKANG

Teknologi penyimpanan pada suhu ekstrem atau biasa disebut Ultra Low Cold Storage, semakin berkembang terutama untuk kebutuhan medis. Pencangkokan organ tubuh di dunia kedokteran memerlukan penyimpanan pada suhu yang sangat rendah, untuk penyimpanan yang cukup lama. Organ-organ tubuh seperti sel induk (*stem cells*), sperma, darah dan organ-organ lainnya membutuhkan ruang pendingin yang mampu mencapai temperatur -130°C atau lebih rendah. (Aprea, 2009).

Suhu -130°C untuk penyimpanan sebenarnya bisa didapatkan dengan nitrogen cair bertemperatur -196°C , namun 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).

Mesin pendingin *autocascade* membuktikan bahwa mesin pendingin ini mampu mencapai temperatur -120°C (Penelitian yang dilakukan Chen tahun 2007), kemudian Aprea (2009) dengan menggunakan dua separator bisa mencapai temperatur -150°C . Akan tetapi percobaan tersebut masih menggunakan campuran refrigeran CFC atau HFC yang dilarang karena dapat merusak lingkungan. Penelitian pendahuluan simulasi dan eksperimental mesin pendingin cascade dua tingkat dengan refrigeran 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*. 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.

Pada percobaan sebelumnya mesin pendingin *autocascade* dengan menggunakan refrigeran hidrokarbon menunjukkan bahwa temperatur terendah yang di inginkan belum tercapai, temperatur yang dapat tercapai pada percobaan tersebut hanya mencapai -40°C (Davied Sapan, 2009). Kemudian tahun selanjutnya didapat hasil -68°C tetapi tekanan dischargenya masih terlalu tinggi dan temperaturnya tidak stabil. Oleh karena, itu perlu dilakukan perancangan ulang untuk mendapatkan hasil yang lebih optimum dan lebih stabil.

1.2 PERUMUSAN MASALAH

Kebutuhan akan mesin pendingin yang mampu mencapai temperatur yang sangat rendah untuk pengobatan dan penelitian biomedis mendorong para enjineer untuk membuat mesin pendingin yang kemudian dikenal dengan sistem Autocascade. Sistem autocascade ini menggunakan refrigeran ramah lingkungan yaitu hidrokarbon. Refrigeran yang digunakan adalah campuran dari tiga refrigeran hidrokarbon. Sangat sulit menentukan komposisi eksak yang pas untuk ketiga campuran ini dan membuat sistem stabil serta menghasilkan temperatur evaporasi yang rendah. Metode coba-coba digunakan dalam menyelesaikan permasalahan ini. Setelah melalui percobaan yang panjang didapatkan jumlah total refrigeran yang bisa membuat sistem stabil adalah sekitar 1700-1900 gram. Percobaan ini memvariasikan refrigeran metan dan etan sebagai fase gas dengan komposisi propane dan butan sebagai refrigeran fase liquid dibuat sama.

1.3 TUJUAN PENELITIAN

Penulisan skripsi ini bertujuan untuk :

- Menganalisa karakteristik kerja sistem refrigerasi autocascade dengan menggunakan tiga refrigeran hidrokarbon untuk menghasilkan temperatur evaporasi paling rendah.

- Menginvestigasi pengaruh pemilihan refrigeran fase gas pada campuran tiga refrigeran hidrokarbon pada sistem autocascade.
- Mendapatkan temperatur evaporasi yang optimum untuk sistem autocascade dengan tiga campuran refrigeran hidrokarbon.

1.4 BATASAN MASALAH

Hal yang akan dibahas dalam makalah ini adalah pengaruh pemilihan refrigeran fase gas dan komposisinya terhadap kinerja sistem secara keseluruhan, dengan asumsi dan batasan sebagai berikut :

- ❖ Refrigeran yang digunakan adalah propane, butane, metane dan etane.
- ❖ Variasi refrigeran dengan fase gas yang digunakan adalah metan dan etan dengan refrigeran fase liquid (propane dan butane) dibuat tetap.
- ❖ Komposisi campuran refrigerant 1400 gram propane, 300 gram butan, dan 200 gram metane / etane.

1.5 METODE 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 kompressor dan evaporator.

3. Peralatan

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, NI (DAQ), timbangan digital, pompa vakum, Botol minum sebagai isolasi evaporator 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

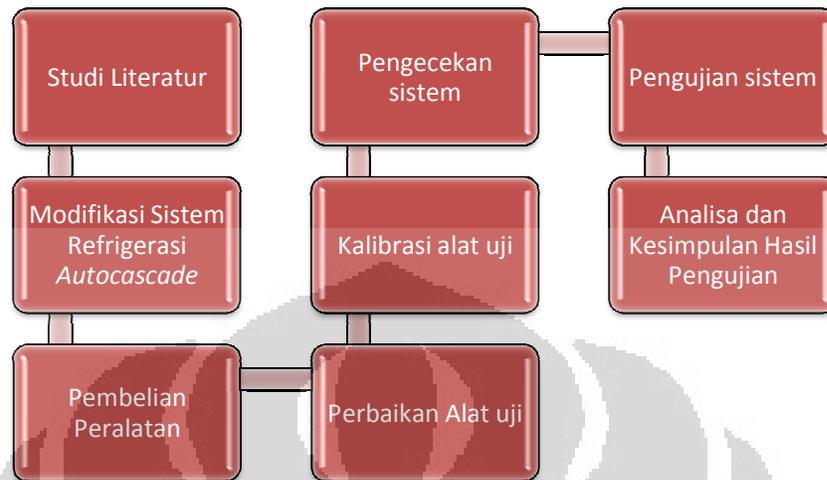
Setelah semua alat terpasang pada sistem proses selanjutnya adalah pengecekan yang meliputi tes kebocoran, vakum, dan penyetelan kelistrikan

7. Pengujian sistem

Pengujian dilakukan dengan memantau data dari alat ukur seperti thermocouple, pressure transmitter melalui data akuisisi(NI Lab view) untuk mengetahui karakteristik refrigeran secara keseluruhan. Proses pengujian ini meliputi pengambilan data pada alat ukur.

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 sistem refrigerasi autocascade.



Gambar 1.1. Diagram Skema Metode Penelitian

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 2

TINJAUAN PUSTAKA

2.1 REFRIGERAN HIDROKARBON

Sejatinya, refrijeran jenis CFC (Chloro-Fluoro-Carbon) memegang peranan penting dalam perkembangan sistem refrijerasi. Refrijeran CFC memiliki banyak keutamaan-keutamaan yang pada waktu itu sangat menguntungkan untuk dipergunakan sebagai komoditas refrijeran dunia. Karakteristik refrijeran yang memiliki properti fisika dan termal yang baik sebagai refrijeran, stabil, tidak mudah terbakar, tidak beracun dan kompatibel terhadap sebagian besar bahan komponen dalam sistem refrijerasi membuatnya menjadi pilihan utama sebagai refrijeran umum di dunia.

Namun, setelah bertahun-tahun digunakan, ditemukanlah hipotesa bahwa refrijeran CFC tidak sesempurna itu. Dibalik karakteristiknya yang baik tersebut, terseliplah karakteristik lain refrijeran CFC yang kurang bersahabat. Refrijeran CFC dianggap sebagai salah satu kontributor terbesar dalam perusakan lapisan ozon. Para pakar refrijerasi mulai mencoba melakukan penghentian pemakaian ODS dan dituangkan ke dalam beberapa konvensi, seperti Vienna Convention pada bulan Maret 1985, Montreal Protocol pada bulan September 1987 dan beberapa amandemen lainnya. Pemerintah Indonesia telah meratifikasinya melalui Keppres RI No. 23 tahun 1992.

Beberapa jenis refrijeran lain dimajukan sebagai kandidat pengganti refrijeran CFC. Salah satunya adalah R-134a. Refrijeran R-134a adalah salah satu alternatif yang memiliki beberapa properti yang baik, tidak beracun, tidak mudah terbakar dan relatif stabil. Pun begitu, ternyata refrijeran R-134a memiliki kelemahan dalam pengoperasiannya, diantaranya adalah tidak bisa dijadikan pengganti R-12 secara langsung tanpa melakukan modifikasi sistem refrijerasi (*drop in substitute*), relatif mahal, dan masih memiliki potensi sebagai zat yang dapat menyebabkan efek pemanasan global karena memiliki *Global Warming Potential* (GWP) yang signifikan. Selain itu R-134a sangat bergantung kepada

pelumas sintetik yang sering menyebabkan masalah dengan sifatnya yang higroskopis.

Kandidat lain yang menjadi opsi adalah refrijeran hidrokarbon. Sejatinnya, refrijeran hidrokarbon bukanlah hal baru dalam dunia refrijerasi. Jenis refrijeran ini sudah mulai dikenal sejak medio 1920an, diawal teknologi refrijerasi bersama fluida kerja natural lainnya seperti ammonia, dan karbon dioksida. Hidrokarbon yang sering dipakai sebagai refrijeran adalah propanea (R-290), isobutana (R-600a), n-butana (R-600). Campuran yang sering digunakan di antaranya R-290/600a, R-290/600 dan R-290/R-600/R-600a.

Hidrokarbon memiliki beberapa kelebihan seperti ramah lingkungan, yang ditunjukkan dengan nilai *Ozon Depleting Potential* (ODP) nol, dan GWP yang dapat diabaikan, properti termofisika dan karakteristik perpindahan kalor yang baik, kerapatan fasa uap yang rendah, dan kelarutan yang baik dengan pelumas mineral.

Tabel 2.1. Perbandingan Refrigeran Perusak Ozon dengan Hidrokarbon

Refrijeran	Formula	Usia Aktif (tahun)	ODP	GWP
CFC 12	CCl_2F_2	120	1	4000
HCFC 22	CHClF_2	13.3	0.055	1700
HFC 134a	CH_2FCF_3	14.6	0	1300
Hidrokarbon	C_nH_m	<1	0	-

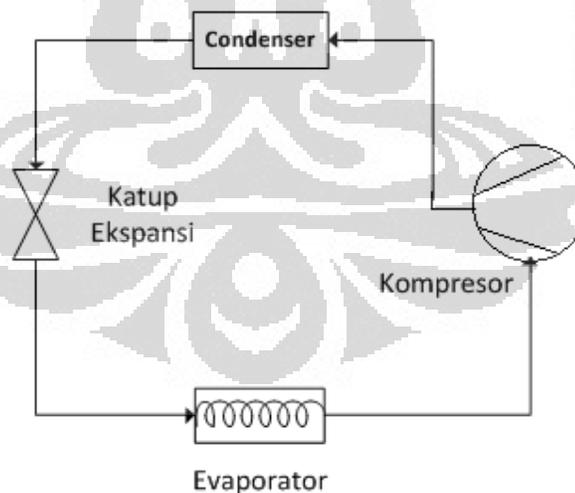
Berikut adalah beberapa keuntungan menggunakan refrijeran hidrokarbon :

- a. Ramah Lingkungan, ODP = 0, GWP = -.
- b. Menghemat pemakaian listrik/bahan bakar hingga 30%.
- c. Meringankan kerja kompresor, sehingga umur pemakaian kompresor AC menjadi lebih panjang/lebih awet.
- d. Efek pendinginan yang lebih baik.
- e. Menghemat pengisian refrigeran 60%.

2.2 SISTEM REFRIGERASI

Refrigerasi adalah proses pengambilan kalor atau panas dari suatu benda atau ruang untuk menurunkan temperaturnya. Kalor adalah salah satu bentuk dari energi, sehingga mengambil kalor suatu benda ekuivalen dengan mengambil sebagian energi dari molekul-molekulnya. Pada aplikasi tata udara (air conditioning), kalor yang diambil berasal dari udara. Untuk mengambil kalor dari udara, maka udara harus bersentuhan dengan suatu bahan atau material yang memiliki temperatur yang lebih rendah.

Sistem refrigerasi yang umum dan mudah dijumpai pada aplikasi sehari-hari, baik untuk keperluan rumah tangga, komersial, dan industri, adalah sistem refrigerasi kompresi uap (*vapor compression refrigeration*). Pada sistem ini terdapat refrijeran (refrijeran), yakni suatu senyawa yang dapat berubah fase secara cepat dari uap ke cair dan sebaliknya. Pada saat terjadi perubahan fase dari cair ke uap, refrijeran akan mengambil kalor (panas) dari lingkungan. Sebaliknya, saat berubah fase dari uap ke cair, refrijeran akan membuang kalor (panas) ke lingkungan sekelilingnya.



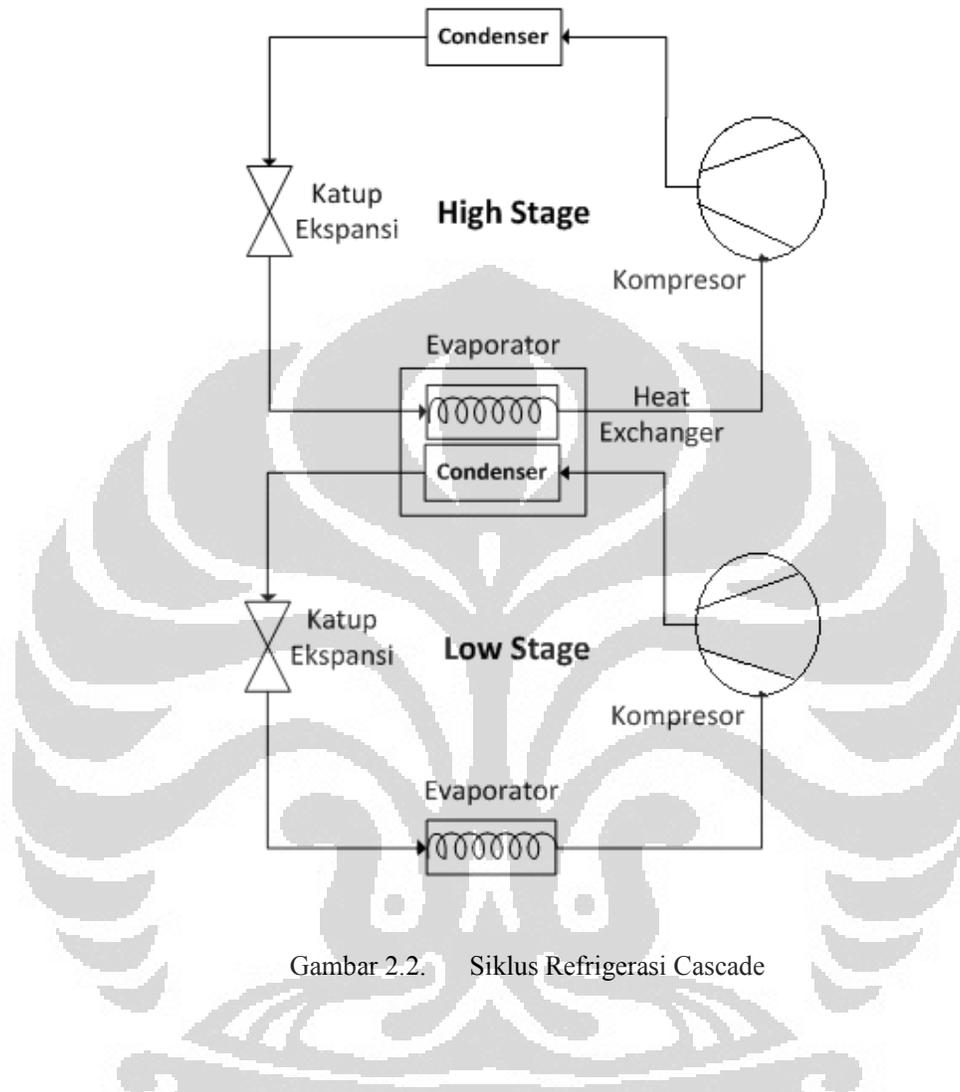
Gambar 2.1. Siklus Refrigerasi Kompresi Uap

Berdasarkan skema diatas, maka berikut penjabaran mengenai sistem refrigerasi secara singkat. Refrijeran berfase gas dikompresi menggunakan

kompresor sehingga mengalami kenaikan tekanan yang besar. Kenaikan tekanan ini juga akan dibarengi dengan kenaikan temperatur secara konstan. Kemudian refrijeran ini dikondensasikan oleh kondenser, sehingga refrijeran tersebut akan berfasa cair namun tetap bertekanan tinggi. Selepas kondenser, refrijeran akan diekspansikan melalui katup ekspansi, sehingga refrijeran akan bertekanan rendah. Penurunan tekanan secara cepat ini akan menurunkan temperature secara tajam juga, sehingga mampu memiliki kemampuan pendinginan yang baik. Kemampuan pendinginan tersebut dipergunakan di evaporator, yang sekaligus merubah fasa refrijeran menjadi fasa gas.

Siklus Refrijerasi Cascade.

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. Sistem cascade merupakan sistem refrijerasi yang terdiri dari dua model siklus refrijerasi satu tingkat yang identik. Yang pertama sering disebut sebagai siklus temperature tinggi (High Stage) dan yang lainnya disebut siklus temperature rendah (Low Stage). 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. Dengan sistem ini selain bisa menghasilkan temperatur yang sangat rendah juga menghasilkan sistem refrijerasi yang lebih efisien. Hal ini bisa dilihat pada gambar 2.2 dimana dengan sistem cascade kerja kompresor dapat dikurangi, sedangkan kapasitas pendinginan dapat ditingkatkan. Hal ini menyebabkan meningkatnya COP dari sistem refrijerasi cascade ini.



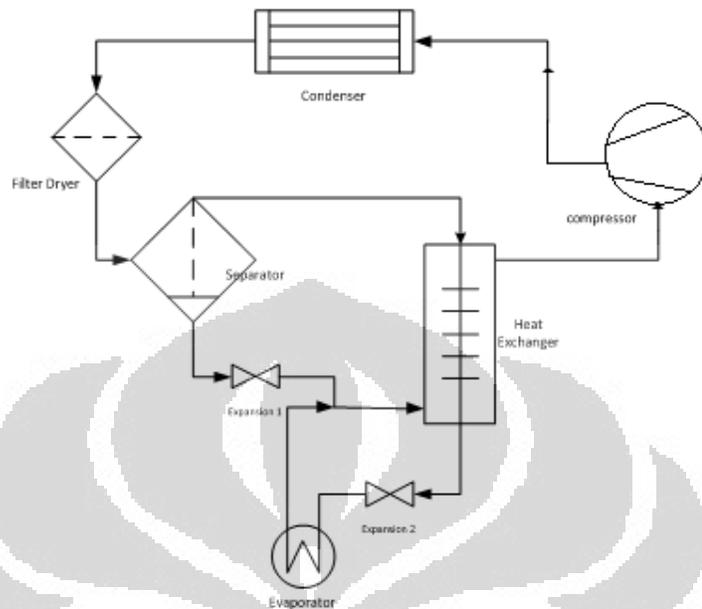
Gambar 2.2. Siklus Refrigerasi Cascade

2.3 SISTEM REFRIGERASI 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). Sistem autocascade memiliki minimal sebuah separator dan heat exchanger. 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.

Dibawah ini, memperlihatkan gambar skema sederhana mesin pendingin autocascade dengan satu separator yang menggunakan campuran dua refrigeran. Didalam kompresor campuran refrigeran dikompresi, kemudian masuk kedalam kondenser. Didalam kondenser refrigeran yang memiliki titik didih tinggi dicairkan akan tetapi refrigeran yang memiliki titik didih lebih rendah masih tetap berupa uap. Kemudian mengalir ke separator, refrigeran dalam bentuk cair dan uap dipisahkan, kemudian uap refrigeran yang mempunyai titik didih lebih rendah ini diembunkan dalam alat penukar kalor cascade oleh refrigeran yang memiliki titik didih tinggi melalui alat ekspansi, dan refrigeran yang mempunyai titik didih rendah dalam keadaan cair dilewatkan melalui alat ekspansi kedua dan masuk kedalam evaporator dengan temperatur rendah dimana 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.



Gambar 2.3. Sistem pendingin autocascade

Mesin pendingin autocascade adalah mesin pendingin yang bekerja berdasarkan penggunaan campuran refrijeran yang berbeda titik didihnya (zeotropis), dimana campuran ini tidak bercampur menjadi satu. Secara teknis, mesin pendingin autocascade memiliki kelebihan antara lain rasio kompresi rendah dan efisiensi volumetric tinggi. Namun demikian, dalam mendisain komponen mesin pendinginnya, sangat dipengaruhi komposisi campuran refrijeran yang digunakan (ASHRAE handbook, 2006). Naer dan Rozhentsev (2002) menggunakan campuran hidrokarbon dengan komposisi (massa) : butane (66,2%), ethane (18,1%) dan methane (15,7%) dapat mencapai -73°C s/d -183°C .

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 refrijeran 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 refrijeran non-azeotropis (zeotropis) dilakukan oleh Gong, Luo, Wu dan Zhou (2002) memperlihatkan profil temperatur penukar kalor sangat dipengaruhi komposisi campuran refrijeran. 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 refrijeran yang digunakan.

Serupa dengan penukar kalor, disain separator juga ditentukan oleh komposisi refrijeran yang digunakan. Hal ini mengingat fungsi separator sebagai alat untuk memisahkan cairan refrijeran yang memiliki titik didih tinggi dengan uap refrijeran bertitik didih rendah. Juga tidak boleh dilupakan yaitu disain alat ekspansi. Apprea dan Maiorino (2009) menggunakan mesin pendingin autocascade dua separator dengan campuran 7 refrijeran 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.

Pada percobaan Missimer (1997), melakukan pemilihan refrijeran pengganti refrijeran CFC pada mesin pendingin autocascade dengan menggunakan refrijeran HFC. Dan untuk mencapai temperatur -40°C sampai dengan -180°C kandidat refrijeran yang dipilih adalah R32, R134a, R152a dan R23. Lain halnya dengan yang dilakukan oleh Kim dan Kim (2002), mereka menyelidiki kemampuan mesin pendingin autocascade dengan menggunakan campuran refrijeran zeotropis R744-R134a dan R744-R290. Hasil percobaan mereka menunjukkan bahwa ketika komposisi R744 dalam campuran refrijeran bertambah maka efek pendinginnya juga ikut bertambah, namun kinerja (diukur dalam Coefficient of Performance/ COP) berkurang seiring dengan naiknya tekanan kompresor dalam mesin pendingin.

Kemudian penelitian mengenai pengaruh komposisi campuran refrijeran zeotropis juga dilakukan oleh Du et al (2008) pada mesin pendingin autocascade dengan separator tunggal pada beberapa variasi campuran refrijeran R23 dengan R134a. Hasil dari penelitiannya menunjukkan bahwa selama operasi konsentrasi R23 dalam mesin pendingin selalu berubah-ubah dipengaruhi oleh kondisi lingkungan, hal ini dapat mempengaruhi stabilitas mesin pendingin. Selain itu diketahui juga bahwa kinerja (COP) mesin pendingin autocascade tergantung pada beberapa faktor seperti proses pemisahan uap dan cairan diseparator, besarnya

kemampuan penukaran kalor di alat penukar kalor dan campuran refrijeran kerja yang digunakan. Kemudian untuk mengurangi rendahnya kinerja mesin pendingin autocascade, Yu, Zhao dan Li (2007) telah melakukan penambahan ejector pada pertemuan antara dua refrijeran R23-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 refrijeran yakni R507-R245a-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 kinerja-nya (COP) sangat rendah, namun mesin pendingin autocascade yang mereka buat mampu beroperasi dalam jangka waktu yang lama tanpa mengalami masalah.

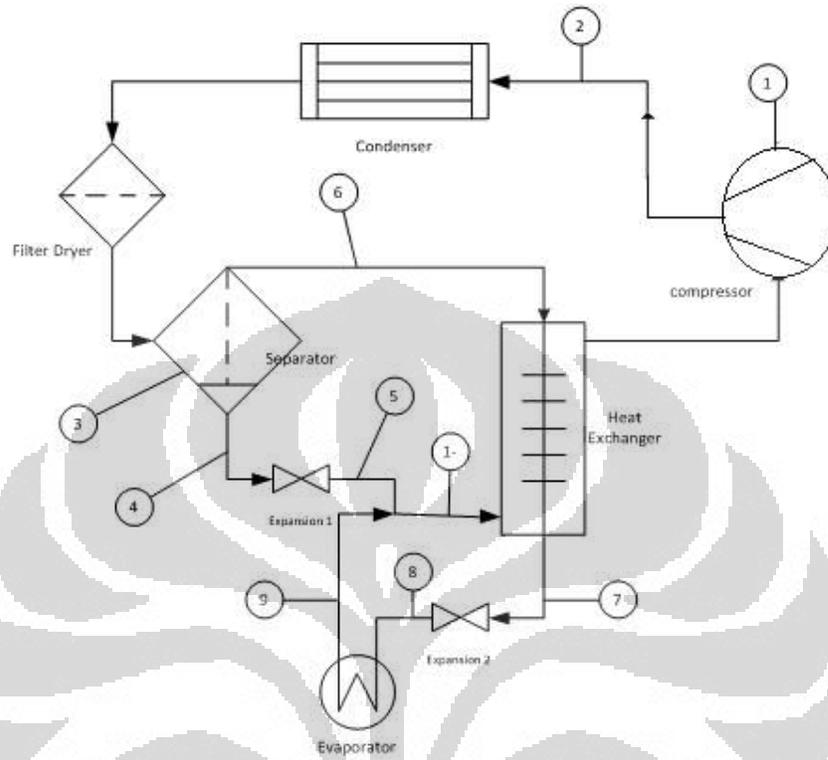
Penelitian-penelitian mesin pendingin autocascade yang disebutkan diatas masih menggunakan campuran refrijeran CFC atau HFC yang segera dilarang karena merusak lingkungan. Sehingga, perlu dicari pengganti yang diarahkan pada refrijeran alamiah yang memiliki sifat termofisik yang baik adalah hidrokarbon (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 refrijeran hidrokarbon terbukti mampu

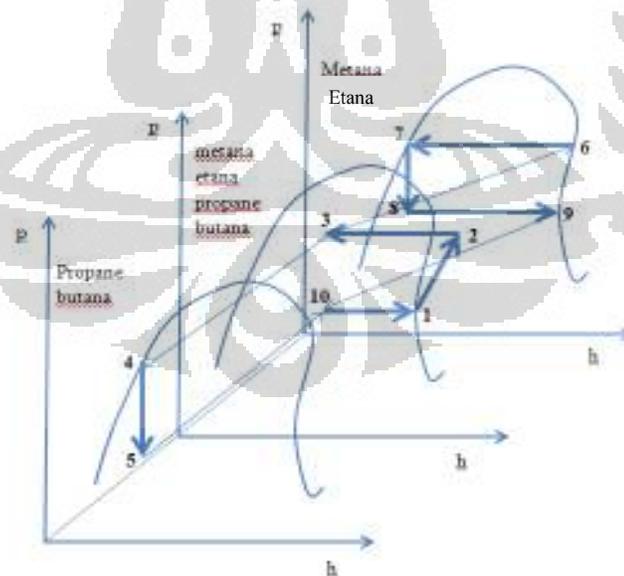
mencapai -80°C (Nasruddin, 2008 & 2009), sehingga bila dilakukan penelitian lebih lanjut menggunakan mesin pendingin autocascade akan dapat mencapai temperatur ultra low lebih rendah dari -100°C . Penelitian sebelumnya menggunakan tiga campuran refrigeran hidrokarbon. Campuran tersebut menunjukkan bahwa sistem tidak stabil, sehingga pada penelitian selanjutnya digunakan empat campuran refrigeran hidrokarbon untuk mencapai temperatur yang lebih rendah dan sistem akan lebih stabil. Campuran tersebut terdiri dari metana, etana, propana, dan butana. Lebih lanjut lagi, bagaimana pemilihan refrigeran tersebut dilakukan dibahas pada bagian selanjutnya yaitu pemilihan refrigeran. Dari keadaan tersebut maka penelitian ini akan difokuskan pada pengembangan mesin pendingin autocascade dengan menggunakan campuran empat refrigeran hidrokarbon dalam rangka pembuatan ultra low cold storage untuk aplikasi dibidang biomedis. Agar kinerja dari mesin pendingin autocascade lebih optimal maka dilakukan percobaan lebih lanjut dengan melakukan percobaan berbagai variasi panjang pipa kapiler dengan campuran refrigeran hidrokarbon. Variasi panjang pipa kapiler yang akan kami jadikan percobaan adalah 15 dan 2 m dengan diameter dalam pipa 0.028 inch.

2.4 SIKLUS MESIN PENDINGIN AUTOCASCADE

Berikut ini skema dan siklus teoritis mesin pendingin autocascade dapat dilihat pada gambar dibawah :



Gambar 2.4. Skema Mesin Pendingin Autocascade



Gambar 2.5. Diagram Siklus Mesin Pendingin Autocascade

Dari gambar dapat dijelaskan pada proses 1-2 campuran refrigeran zeotropes yang terdiri dari methane, ethane dan butane dalam kondisi gas masuk ke kompresor, campuran ini dikompresikan sehingga tekanan dan temperaturnya naik. Kemudian pada proses 2-3 masing-masing refrigeran tadi dalam bentuk gas dikondensasikan oleh kondenser, karena memiliki temperatur titik kondensasi yang berbeda sehingga terbentuk campuran yang memiliki dua fase yaitu gas (methane dan ethane) dan cair (butane dan propane).

Pada proses 3-6 dapat dijelaskan bahwa terjadi pemisahan campuran refrigeran antara metana, etana, propane, dan butana di separator. Refrigeran yang berfase gas akan mengalir menuju heat exchanger, campuran refrigeran yang mengalir ke proses ini yaitu metana dan etana karena memiliki titik kondensasi yang rendah. Dan pada proses 6-7, dimana campuran refrigeran yang berfase gas yang masuk ke dalam heat exchanger didinginkan oleh campuran refrigeran yang sudah menyatu kembali yaitu methane, etane, propane, dan butane yang berfase campuran gas dan cair, sehingga campuran refrigeran methane dan etane yang berfase gas tadi mengalami perubahan fase yaitu campuran gas dan cair.

Proses 7-8 campuran refrigeran methane dan etane yang dalam kondisi cair diekspansikan oleh pipa kapiler kedua sehingga fasenya berubah menjadi campuran antara gas dan cair. Dan pada proses 8-9 campuran refrigeran metana dan etana dalam fase gas dan cair masuk kedalam evaporator, pada proses ini belum dapat mengubah campuran metana dan etana kedalam bentuk fase gas. Selanjutnya pada proses 9-10 campuran refrigeran metana dan etana yang berfase cair dan gas mengalir ke dalam heat exchanger bercampur dengan refrigeran propanea dan butana. Proses 10-1 refrigeran dengan temperatur rendah masuk ke heat exchanger untuk mendinginkan refrigeran metana dan etana.

Pada proses 3-4 terjadi proses pemisahan campuran antara metana, etana, propanea dan butana di separator, campuran refrigeran yang berfase cair akan mengalir ke bawah menuju ke pipa kapiler pertama, pada sistem ini butane dan propane yang sudah terkondensasikan menjadi cair akan mengalir ke pipa kapiler pertama. Selanjutnya pada proses 4-5 butane dan propane yang dalam kondisi cair

diekspansikan oleh pipa kapiler pertama sehingga fasenya berubah menjadi campuran cair dan gas, dimana tekanan dan temperatur juga turun.

Kemudian proses 5-10, terjadi proses pencampuran kembali antara metane, etane, propane, dan butane dan masuk ke heat exchanger sehingga menghasilkan campuran metana, etana, propanea, dan butana yang berfase cair dan gas. Dan selanjutnya pada proses 10-1 campuran refrigeran metana, etana dan butana yang bersatu kembali dimana fasenya campuran cair dan gas terevaporasi oleh campuran metana dan etana yang berfase gas yang berasal dari separator, campuran metana, etana, propanea, dan butana mengalami perubahan fase menjadi gas dan kembali masuk ke kompresor untuk dikompresikan serta siklus dimulai kembali.

2.5 SELEKSI REFRIGERAN

Fluida yang digunakan dalam siklus refrigerasi sebagai penukar kalor disebut refrigeran. 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.

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.

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* (*mudah terbakar*). 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* (*mudah terbakar*) juga dapat dikurangi.

Tabel 2.2 Pemilihan Refrigeran Autocascade (Missimer, 1996)

Kode 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,%	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(%)	111,60	-45,6	0,29
290	Propanee	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-tetrafluoromethane	CHF ₂ -CHF ₂	102,03	-19,8	0
124	2-Chloro-1,1,1,2-tetraF-E	CHClFC 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

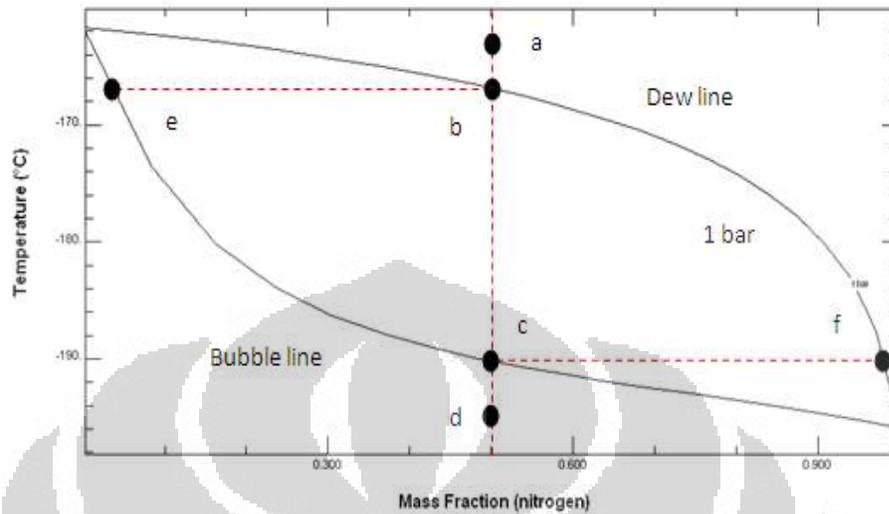
11	Trichlorofluoromethane	CCl_3F	137,38	23,8	1,00
123	Dichlorofluoromethane	$\text{CHCl}_2\text{-CF}_3$	152,91	27,6	0,02
141b	Dichlorofluoroethane	CCl_2FCH_3	116,95	32,0	0,10
-	Pentane (normal)	C_5H_{10}	72,15	36,2	0
113	Trichlorofluoroethane	$\text{CCl}_2\text{F-}$ CClF_2	187,39	47,6	1,08

Beberapa kemungkinan refrigeran yang dapat di gunakan dalam mesin pendingin autocascade telah dilakukan oleh Missimer (1996) dapat dilihat pada Tabel 2.2. 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 Zeotrope

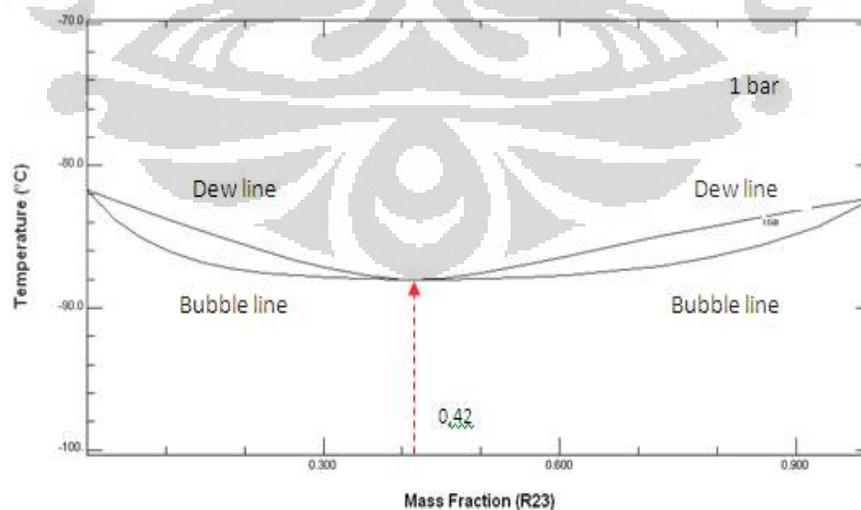
Contoh campuran zeotropes antara nitrogen dan methane. Pada saat nitrogen memiliki fraksi 0,5 , campuran dalam keadaan superheated vapor pada titik a, saturated vapor pada titik b, saturated liquid pada titik c dan subcooled liquid pada titik d. Komposisi equilibrium dari vapor dan liquid akan berbeda 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 2.6. Diagram T-x Campuran Zeotropes

2. Campuran Azeotropes.

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*.



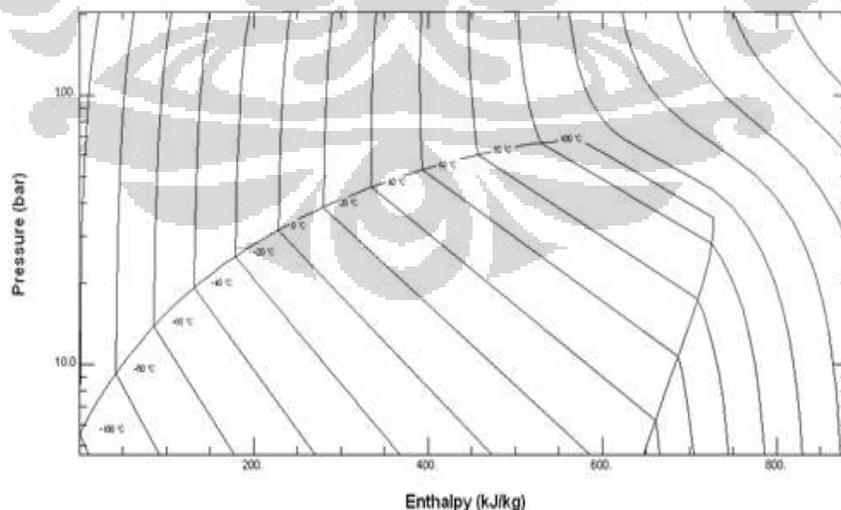
Gambar 2.7. Diagram T-x Campuran Azeotropes

Pedoman untuk memilih komponen-komponen dari suatu campuran adalah sebagai berikut (sumber : *Cryogenic Mixed Refrigerant Processes*, 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°K sampai 105K, R14 antara 150K sampai 180K.
2. Memilih Refrigeran kedua yang memiliki titik didih sekitar 30K-60K di atas refrigeran pertama dan yang tidak menunjukkan sifat *liquid-liquid immiscibility* pada temperatur rendah dengan refrigeran pertama. Contoh methane dengan argon.

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

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



Gambar 2.8. Diagram p-h Campuran Zeotropes

Komposisi refrigeran yang dipilih pada percobaan adalah:

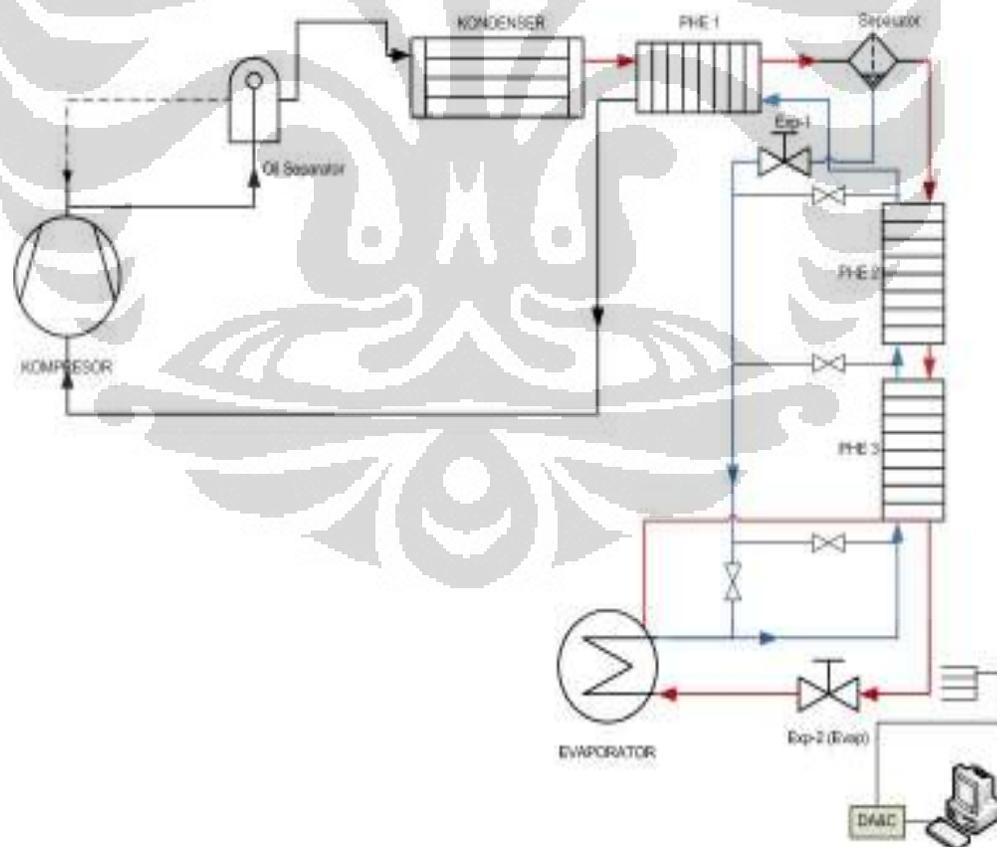
1. Metane, memiliki *boiling point*/titik didih terendah diantara 3 refrigerant lainnya yaitu sebesar $-165\text{ }^{\circ}\text{C}$. Sehingga cocok untuk mengalir pada Low System/Temperature sebagai fase gas.
2. Etane, memiliki *boiling point*/titik didih terendah diantara 3 refrigerant lainnya yaitu sebesar $-88.8\text{ }^{\circ}\text{C}$. Sehingga cocok untuk mengalir pada Low System/Temperature sebagai fase gas.
3. Propane, memiliki *boiling point*/titik didih kedua terendah yaitu sebesar $-42\text{ }^{\circ}\text{C}$. Propane pada sistem ini digunakan untuk mendinginkan Low System/Temperature (Metane/Etane).
4. Butane, karena memiliki *boiling point*/titik didih tertinggi, titik didih yang dimiliki Butane adalah sebesar $-0.5\text{ }^{\circ}\text{C}$. Butane digunakan untuk membantu Propane pada High System/Temperature untuk mendinginkan Metane/Etane.

BAB 3

RANCANGAN ALAT UJI DAN PROSEDUR PENGUJIAN

3.1 RANCANGAN ALAT UJI

Sistem ini memiliki komponen-komponen seperti sistem refrijerasi pada umumnya, seperti kompresor, kondenser, katup ekapansi, dan kondenser. Ada beberapa penambahan Heat Exchanger yaitu Plate Heat Exchanger (PHE) sebagai alat penukar kalor antara fase liquid yang lebih rendah temperaturnya ke fase gas yang lebih tinggi temperaturnya. Sistem ini juga dilengkapi dengan alat ukur, aksesoris dan peralatan bantu lainnya seperti *pressure gauge*, *pressure transmitter*, *thermokopel*, *oil separator*, *separator* (untuk refrijeran), *shut off valve*, *sight glass*, dan *filter dryer*. Rancangan alat uji seperti terlihat pada gambar berikut.



Gambar 3.1. Skema Alat Uji

Sistem dibagi menjadi Low System/LT (warna garis merah) yang mengalir refrigeran fase gas dengan High System/HT (warna garis biru) yang mengalir refrigeran fase liquid. LT keluar dari separator berupa fase gas dan mengalir ke Plate Heat Exchanger (PHE) bertingkat untuk didinginkan oleh HT (keluar dari separator berupa fase liquid).

Pada sistem ini, refrigeran yang mengalir sebagai HT dibuat tetap (karena sistem HT sudah sangat stabil) adalah Propane dan Butan, sedangkan pada LT adalah variasi antara Metan dan Etan yang nanti akan dibandingkan kinerjanya terhadap hasil pendinginan yang didapatkan.



Gambar 3.2 Alat Uji (Autocascade)

Kompresor

Dalam sistem refrijerasi, kompresor memiliki dua fungsi utama. Pertama, untuk memompakan refrijeran yang berfasa gas dari evaporator sehingga tekanan dan temperatur yang diinginkan di evaporator bisa dipertahankan. Kedua, untuk menaikkan tekanan refrijeran (gas) selama proses kompresi dan menaikkan temperatur refrijeran (gas). Berikut ini adalah spesifikasi kompresor yang dipakai pada alat uji :

Merek	: Tecumseh
Type	: Hermetic/Raciprocating
Daya	: 0.75 hp
Refrigeran	: R22
Voltage/ Hz	: 240/ 50
Lubrican	: Syntetic
Dimensi	: Panjang 20 cm, Lebar 15 cm, Tinggi 30 cm.



Gambar 3.3. Kompresor

Oli Kompresor

Oli kompresor berfungsi untuk melumasi bagian-bagian dalam kompresor untuk mengurangi gesekan yang terjadi. Jenis oli yang kami gunakan adalah *Syntetic*. Oli ini digunakan karena kompresor yang digunakan adalah untuk refrigerant R22, dan tidak dilakukan penggantian oli setelah pembelian.

Kondenser

Kondenser berfungsi untuk membuang kalor yang terkandung dalam refrigeran dengan menurunkan temperatur dan mengondensasi refrigeran uap yang bertekanan dan bertemperatur tinggi menjadi fase cair. Berikut ini adalah data spesifikasi kondenser alat uji :

Tipe : *Tubes and fins air cooled*

Material : Besi

Dimensi : Panjang 20 cm, Lebar 10 cm, Tinggi 20 cm



Gambar 3.4. Kondenser

Evaporator

Evaporator umumnya berfungsi sebagai penyerap panas dari lingkungan untuk merubah fasa cair refrigeran menjadi gas, sehingga membuat efek pendinginan ke udara sekitarnya. Evaporator pada sistem ini dirancang untuk mendapatkan

temperatur tertentu dan langsung dimanfaatkan untuk menyimpan benda yang diinginkan (seperti organ tubuh). Oleh karena itu, evaporator diletakkan dalam tabung vakum, sehingga perpindahan panas secara konveksi lebih baik dan menghindari radiasi dengan lingkungan yg lebih tinggi temperaturnya.

Untuk mendapatkan panas, pada evaporator dipasangkan *heater* sebagai *cooling load*. Berikut ini adalah data spesifikasi evaporator dan heater yang digunakan dalam alat uji :

Material : Tembaga

Dimensi : Diameter 10 cm; Tinggi

Heater : 500 W



Gambar 3.5. Evaporator

Tabung vakum

Tabung vakum berfungsi untuk tempat isolasi evaporator sehingga perpindahan panas secara konveksi bisa lebih baik dan menghilangkan efek perpindahan panas secara radiasi dengan udara luar. Berikut ini spesifikasi tabung vakum pada alat uji :

Material : Besi

Ukuran : Tinggi 31,5 cm; Diameter 23 cm; Tebal



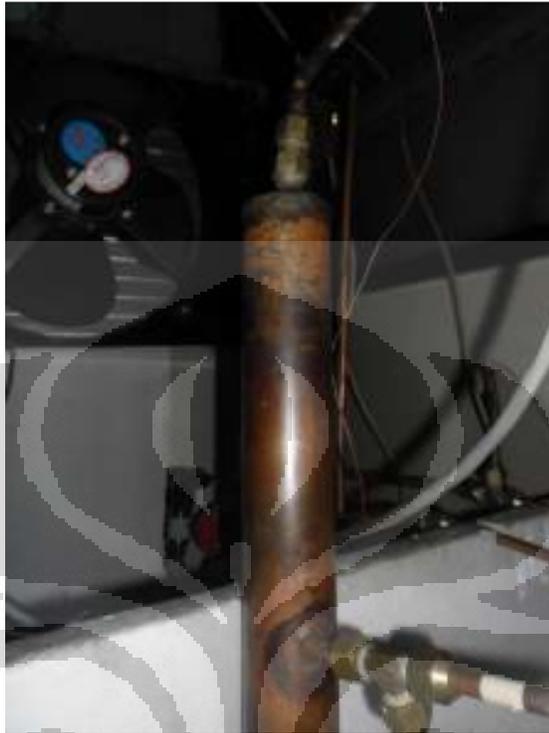
Gambar 3.6. Tabung Vakum

Separator

Separator berfungsi untuk memisahkan campuran refrigeran berdasarkan karakteristiknya. Karena refrigeran yang digunakan merupakan campuran empat hidrokarbon yang berbeda titik penguapan dan pengembunannya, maka digunakan separator agar tidak bercampur antara refrigeran berfasa cair dengan yang berfasa gas.

Material : Tembaga

Dimensi : Diameter 2 1/8 inch, panjang 38 cm



Gambar 3.7. Separator

Plate Heat Exchanger (PHE)

PHE merupakan alat penukar kalor yang digunakan untuk memindahkan kalor dari refrigeran yang bertemperatur tinggi ke refrigeran yang bertemperatur lebih rendah, berlaku juga sebaliknya. Pertukaran kalor antar refrigeran sangat dibutuhkan dalam sistem ini, karena campuran refrigeran yang berbeda titik penguapan dan pengembunannya, sehingga bisa saling bertukar kalor satu dengan yang lainnya sesuai dengan kebutuhan sistem.



Gambar 3.8. Plate Heat Exchanger (PHE)

Katup Ekspansi

Katup ekspansi adalah katup yang digunakan untuk mengatur laju aliran refrigeran dengan menurunkan tekanan dan temperatur dari refrigerant sehingga terjadi perubahan fase dari cair menjadi gas.



Gambar 3.9. Katup Ekspansi

Oil separator

Oil separator berfungsi memisahkan oli dengan refrigeran yang bercampur ketika refrigeran melewati kompresor. Juga untuk mengatur jumlah oli yang terkandung dalam refrigeran yang mengalir, biasanya kisaran 0,0003-0,0001% dari jumlah refrigerannya. Oli yang sudah terpisah itu kemudian dikembalikan lagi ke kompresor.



Gambar 3.10. Oil Separator

Sight Glass

Sight glass berfungsi untuk melihat fasa refrigeran yang mengalir pada tempat terpasangnya alat ini. Pemantauan terhadap aliran refrigeran penting untuk memastikan bahwa aliran refrigeran adalah gas atau cair.

Pressure Gauge

Pressure gauge merupakan alat ukur tekanan yang terpasang pada sistem, sehingga tekanan pada tempat dipasangnya alat ukur ini terbaca secara langsung. Pressure gauge dipasang pada bagian suction dan discharge.



Gambar 3.11. Pressure Gauge

Pressure Transmitter

Pressure transmitter juga berfungsi untuk mengukur tekanan, namun datanya tidak langsung ditampilkan secara langsung pada tempatnya terpasang, melainkan ditransfer ke pembacaan data akuisisi yang tersambung ke komputer. Pembacaannya menggunakan software LAB-View .

1. Merek : Druck
 Arus : 4-20 mA
 Ranges tekanan : 40 bar absolut
2. Merek : Siemens
 Arus : 4-20 mA
 Ranges Tekanan : 16 bar absolute



Gambar 3.12. Pressure Transmitter

Thermocouple

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

Tipe : Tipe K

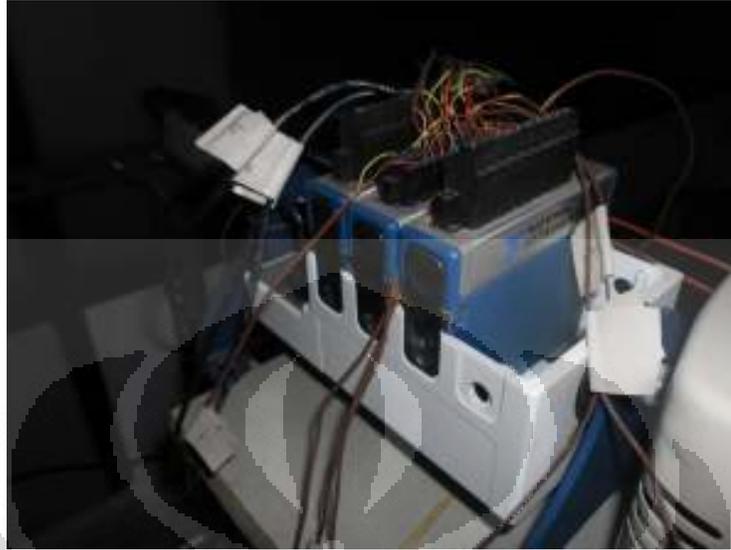
Bahan : Cromnel Alumnel

Jangkauan Temperatur : -269 °C sampai dengan +1260 °C

Data akuisisi (NI DAQ)

Perangkat ini untuk mengukur parameter-parameter (temperatur/tekanan) yang ada pada sistem dengan mengkonversikan data analog ke digital (berbasis komputer).

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



Gambar 3.13. Perangkat Data Akuisisi (NI DAQ)

3.2 TES KEBOCORAN

Tes kebocoran harus dilakukan sebelum sistem dijalankan (running). Karena kebocoran akan mengurangi performa sistem. Kebocoran umumnya terjadi pada sambungan pipa, baik yang di las maupun yang di *flarring*. Pada alat uji ini kami melakukan tes bocor dengan udara bertekanan dan selanjutnya dengan gas CO₂. Penggunaan udara bertekanan untuk tes bocor mampu mencapai tekanan 10 bar (cukup untuk mendeteksi kebocoran yg agak besar). Dan untuk ketelitian yang lebih (kebocoran yang lebih kecil), kami menggunakan gas CO₂ dengan tekanan 14 bar. Berikut ini adalah tahapan pada tes kebocoran :

- Alat uji harus dalam keadaan *off*
- Sistem diisi dengan gas CO₂ melalui shut of valve sampai tekanannya \pm 14 bar
- Indikasi kebocoran bisa terlihat dari data akuisisi pada LAB-View dengan menurunnya tekanan dari pertama kali gas dimasukkan. Penurunan tekanan juga langsung dilihat pada pressure gauge.

- Untuk mencari titik mana yang bocor, digunakan sabun dan spons. Titik dimana terjadi kebocoran akan membuat gelembung yang kontinyu, menandakan adanya gas yang keluar dari titik itu.
- Setelah titik bocor didapatkan selanjutnya gas yang diisikan ke sistem dikeluarkan, lalu titik yang bocor tersebut diperbaiki. Begitu seterusnya sampai dipastikan sistem sudah tidak lagi bocor (tekanan tidak turun)

3.3 PEMVAKUMAN SISTEM

Pemvakuman sistem dilakukan setelah sistem dipastikan sudah tidak bocor lagi. Pemvakuman dilakukan agar dalam sistem tidak terkandung uap air .
Prosedur pemvakuman sistem yaitu :

- Pastikan ada listrik yang mengalir pada sistem (sistem *off*)
- 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.
- Tutup katup manifold gauge dan pompa vakum
- Stop pompa vakum

3.4 CHARGING SISTEM

Charging merupakan sistem pengisian refrijeran kedalam sistem. Tahapan pengisian refrijeran kedalam sistem yaitu sebagai berikut :

- Hubungkan selang *manifold gauge* pada *shut off valve* dengan tabung refrigerant (*shut off valve* dalam keadaan tertutup)

- Buka katup pada tabung refrijeran untuk membuat refrijeran mengalir. Kemudian flash refrijeran beberapa saat untuk mengeluarkan udara agar tidak bercampur masuk kedalam sistem.
- Kencangkan selang manifold gauge pada suction kompresor
- Nyalakan sistem kemudian buka perlahan-lahan *shut off valve* sambil memperhatikan pembacaan timbangan sesuai kebutuhan massa refrijeran yang diinginkan.

3.5 TAHAPAN PENGUJIAN DAN PENGAMBILAN DATA

Setelah serangkaian 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 NI (DAQ) untuk membaca parameter-parameter yang ingin diukur
- Memantau parameter-parameter pada sistem seperti tekanan dan temperatur untuk mencari titik stabil sistem, setelah stabil baru data di rekam.

BAB 4

PENGOLAHAN DATA DAN ANALISA DATA

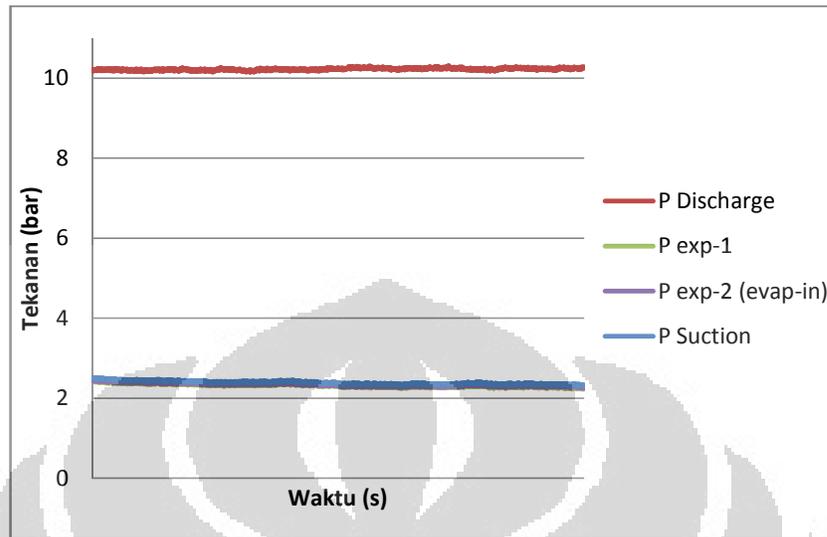
Percobaan dengan sistem pendingin autocascade ini menggunakan 3 campuran refrijeran hidrokarbon. Percobaan pertama adalah kombinasi Propane, Butane, dan Metane. Propane dan Butane yang berfase cair akan melalui HT (High System/Temperature) dan Methane yang berfase gas akan melalui LT (Low System/Temperature). Percobaan ini dibandingkan dengan percobaan kedua yang mengkombinasi Propane, Butane, dan Etane pada sistem *autocascade* ini.

Tiga campuran refrijeran hidrokarbon *dicharging* kedalam sistem dengan massa total 1900 gram (berdasarkan percobaan terdahulu jumlah ini yang lebih stabil dari yang lain). Komposisi untuk percobaan pertama adalah 1400 gram Propane, 300 gram Butane, 200 gram Metane dan komposisi untuk percobaan kedua adalah 1400 gram Propane, 300 gram Butane, dan 200 gram Etane.

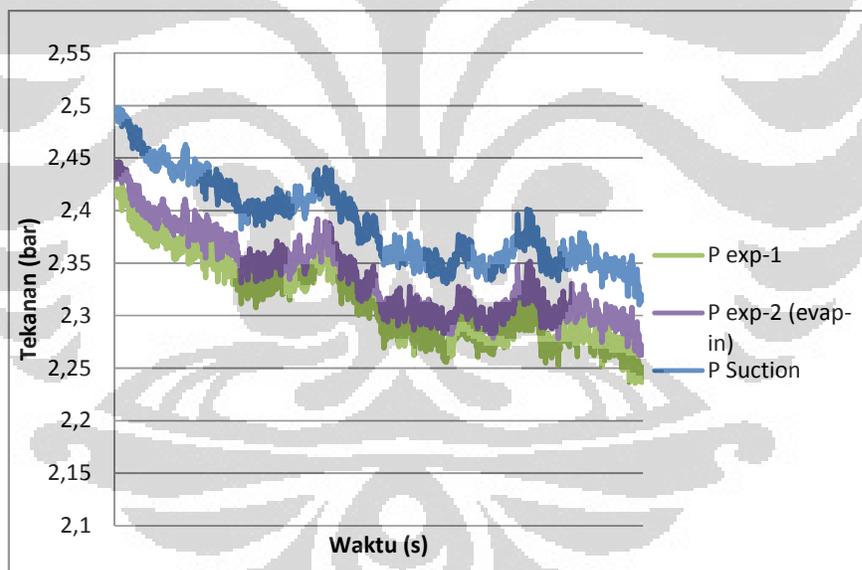
4.1 KARAKTERISTIK CAMPURAN

4.1.1 Karakteristik Campuran *Propane, Butane, dan Metane*

Pengujian pertama dilakukan *charging* sistem dengan komposisi 1400 Propane, 300 Butane, 200 Metane dengan total 1900 gram. Dari percobaan tersebut didapatkan grafik tekanan sebagai berikut :

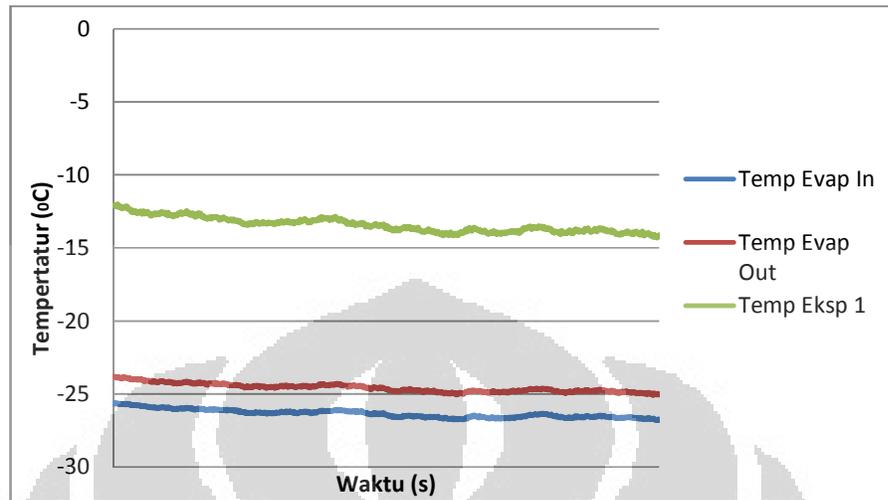


Gambar 4.1. Grafik tekanan *discharge*, *suction*, ekspansi-1 & ekspansi-2 (evap)



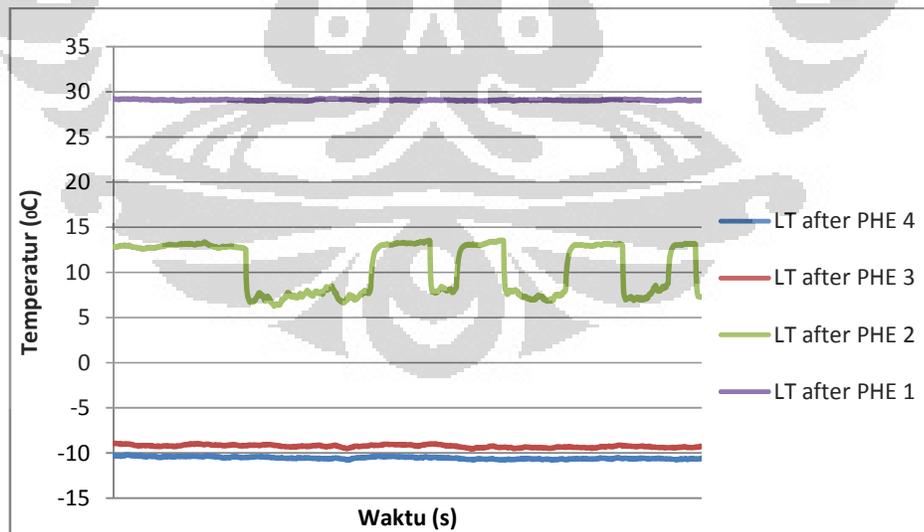
Gambar 4.2. Grafik tekanan *suction*, ekspansi-1 & ekspansi-2 (evap)

Pada gambar 4.1 dan 4.2 terlihat pada grafik tekanan *discharge* berkisar di 10,3 bar dan tekanan *suction* berkisar di 2,4 bar. Tekanan exp-1 dan tekanan exp-2 (evap) juga berkisar di angka 2,4 bar. Berikut ini adalah grafik temperatur pada evaporator dan ekspansi-1:



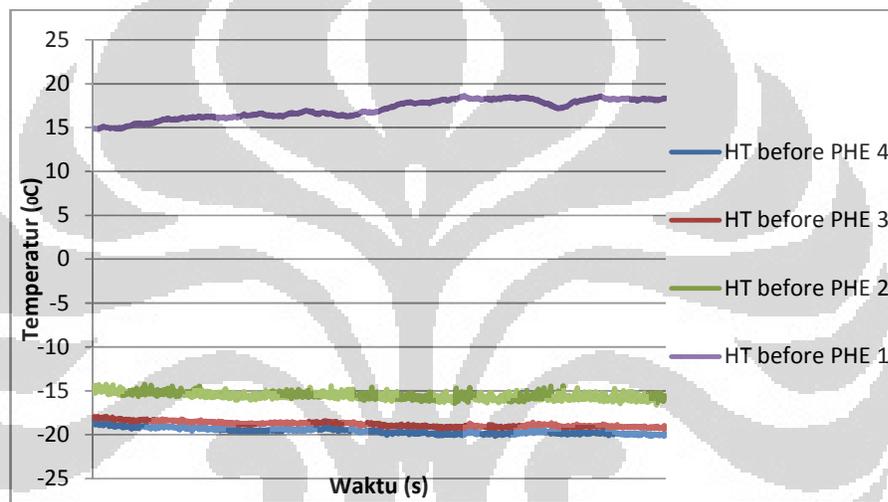
Gambar 4.3. Grafik temperatur evaporator dan katup ekspansi-1

Dari gambar 4.2 terlihat bahwa temperatur terendah yang dapat dicapai di evaporator (evap in) adalah sebesar $-26,8^{\circ}\text{C}$. Temperatur terendah yang dapat dicapai pada ekspansi 1 (exp-1) adalah sekitar -14°C . Dan berikut ini adalah temperatur LT (Low System) yang mengalir melalui Plate Heat Exchanger (PHE) sebagai fase gas, dalam hal ini *metane* :



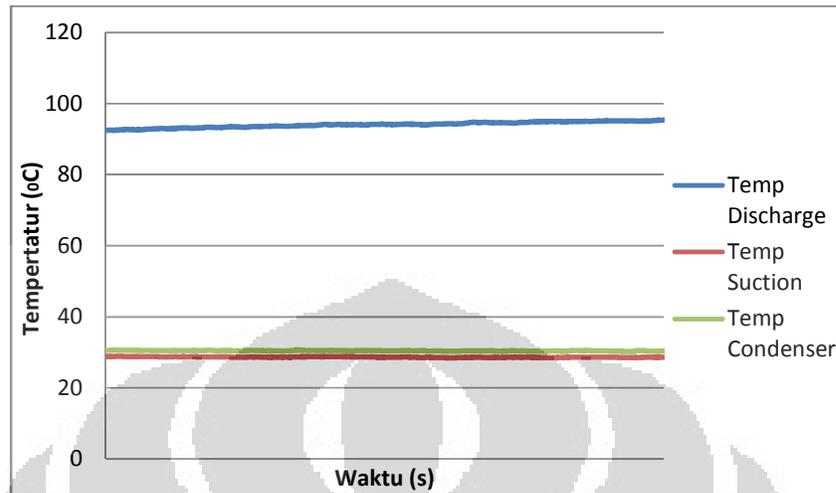
Gambar 4.4. Grafik Temperatur fase gas (metane) melalui PHE

Tampak pada gambar 4.4, seiring dengan PHE yang dilalui temperatur gas (*metane*) turun dengan perlahan. Untuk pembacaan temperatur yang melalui PHE 4 hampir sama dengan PHE 3 karena PHE 4 dihilangkan dari sistem karena mengalami kerusakan. Temperatur terendah saat melalui PHE terakhir adalah sekitar -9 sampai dengan -10 $^{\circ}\text{C}$. Dan berikut ini adalah temperatur HT (High System) yang mengalir melalui PHE sebagai fase liquid, dalam hal ini *Propane* dan *Butane* :



Gambar 4.5. Grafik Temperatur fase liquid melalui PHE (propane dan butane)

Dari gambar 4.5 terlihat bahwa fase liquid yang mengalir dari PHE 3 (langsung tidak ada PHE 4) semakin meningkat temperaturnya karena mendinginkan fase gas pada LT (*metane*). Temperatur awal yang bisa mencapai -20°C naik menjadi 18°C setelah melalui PHE 3,2, dan 1. Dan berikut ini adalah grafik temperatur *discharge*, *suction*, dan *condenser*.



Gambar 4.6. Grafik Temperatur Discharge, Suction & Condenser

Analisis

Untuk mengetahui properties refrigeran yang mengalir pada sistem, digunakan software Refrop. Hal utama yang perlu diketahui adalah fase refrigeran ketika masuk ke separator. Karena sebelum masuk separator adalah proses discharge dari kompresor, maka tekanan sebesar 10,3 bar dan temperatur campuran refrigeran adalah temperatur setelah PHE 1. Pada gambar 4.3 tampak bahwa temperatur LT after PHE-1 adalah sekitar 28⁰C. Dari kondisi tersebut di dapatkan properties refrigeran sebagai berikut :

Tabel 4.1. Properties *Propane* sebelum masuk separator (10,3 bar ; 28°C)

	Temperature (°C)	Pressure (bar)	Density (kg/m ³)	Enthalpy (kJ/kg)	Entropy (kJ/kg-K)	Quality (kg/kg)
1	20,000	10,300	500,61	251,67	1,1787	Subcooled
2	21,000	10,300	499,04	254,33	1,1877	Subcooled
3	22,000	10,300	497,45	257,01	1,1968	Subcooled
4	23,000	10,300	495,85	259,70	1,2059	Subcooled
5	24,000	10,300	494,24	262,40	1,2150	Subcooled
6	25,000	10,300	492,61	265,11	1,2241	Subcooled
7	26,000	10,300	490,96	267,83	1,2332	Subcooled
8	27,000	10,300	489,30	270,56	1,2424	Subcooled
9	28,000	10,300	487,63	273,31	1,2515	Subcooled
10	28,124	10,300	487,42	273,65	1,2526	0,00000
11	28,124	10,300	22,351	603,80	2,3485	1,0000
12	29,000	10,300	22,223	605,60	2,3545	Superheated
13	30,000	10,300	22,080	607,66	2,3612	Superheated

Tabel 4.2. Properties *Butane* sebelum masuk separator (10,3 bar ; 28°C)

	Temperature (°C)	Pressure (bar)	Density (kg/m ³)	Enthalpy (kJ/kg)	Entropy (kJ/kg-K)	Quality (kg/kg)
1	20,000	10,300	579,93	247,90	1,1637	Subcooled
2	21,000	10,300	578,79	250,31	1,1719	Subcooled
3	22,000	10,300	577,65	252,72	1,1801	Subcooled
4	23,000	10,300	576,50	255,14	1,1882	Subcooled
5	24,000	10,300	575,35	257,57	1,1964	Subcooled
6	25,000	10,300	574,19	260,00	1,2046	Subcooled
7	26,000	10,300	573,03	262,44	1,2127	Subcooled
8	27,000	10,300	571,87	264,88	1,2209	Subcooled
9	28,000	10,300	570,70	267,33	1,2290	Subcooled
10	29,000	10,300	569,52	269,78	1,2372	Subcooled
11	30,000	10,300	568,35	272,24	1,2453	Subcooled

Tabel 4.3. Properties Methane pada discharge (10,3 bar ; 28^oC)

	Temperature (°C)	Pressure (bar)	Density (kg/m ³)	Enthalpy (kJ/kg)	Entropy (kJ/kg-K)	Quality (kg/kg)
1	20,000	10,300	6,9096	889,41	5,4117	Superheated
2	21,000	10,300	6,8845	891,69	5,4194	Superheated
3	22,000	10,300	6,8595	893,97	5,4272	Superheated
4	23,000	10,300	6,8348	896,25	5,4349	Superheated
5	24,000	10,300	6,8102	898,54	5,4426	Superheated
6	25,000	10,300	6,7858	900,82	5,4503	Superheated
7	26,000	10,300	6,7616	903,11	5,4579	Superheated
8	27,000	10,300	6,7376	905,40	5,4656	Superheated
9	28,000	10,300	6,7138	907,69	5,4732	Superheated
10	29,000	10,300	6,6901	909,99	5,4808	Superheated
11	30,000	10,300	6,6666	912,28	5,4884	Superheated

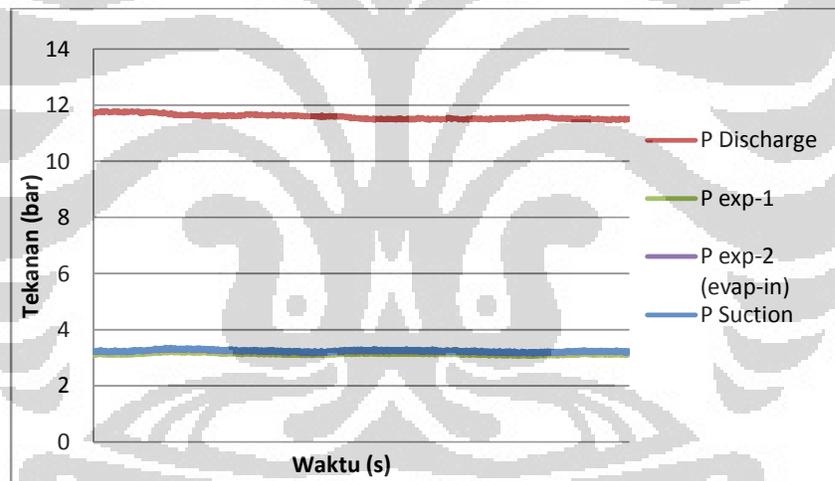
Tabel 4.4. Properties Campuran pada discharge (10,3 bar ; 28^oC)

	Temperature (°C)	Pressure (bar)	Density (kg/m ³)	Enthalpy (kJ/kg)	Entropy (kJ/kg-K)	Quality (kg/kg)
1	10,000	10,300	32,296	426,08	2,1308	0,47865
2	12,000	10,300	30,231	446,31	2,2020	0,52477
3	14,000	10,300	28,234	468,21	2,2785	0,57618
4	16,000	10,300	26,324	491,81	2,3604	0,63301
5	18,000	10,300	24,521	517,04	2,4474	0,69509
6	20,000	10,300	22,843	543,71	2,5387	0,76193
7	22,000	10,300	21,305	571,52	2,6332	0,83273
8	24,000	10,300	19,911	600,16	2,7299	0,90657
9	26,000	10,300	18,657	629,36	2,8278	0,98263
10	26,450	10,300	18,394	635,98	2,8500	1,0000
11	28,000	10,300	18,238	639,14	2,8605	Superheated
12	30,000	10,300	18,044	643,21	2,8739	Superheated
13	32,000	10,300	17,855	647,27	2,8873	Superheated
14	34,000	10,300	17,672	651,33	2,9006	Superheated
15	36,000	10,300	17,495	655,39	2,9137	Superheated
16	38,000	10,300	17,322	659,44	2,9268	Superheated
17	40,000	10,300	17,154	663,50	2,9398	Superheated

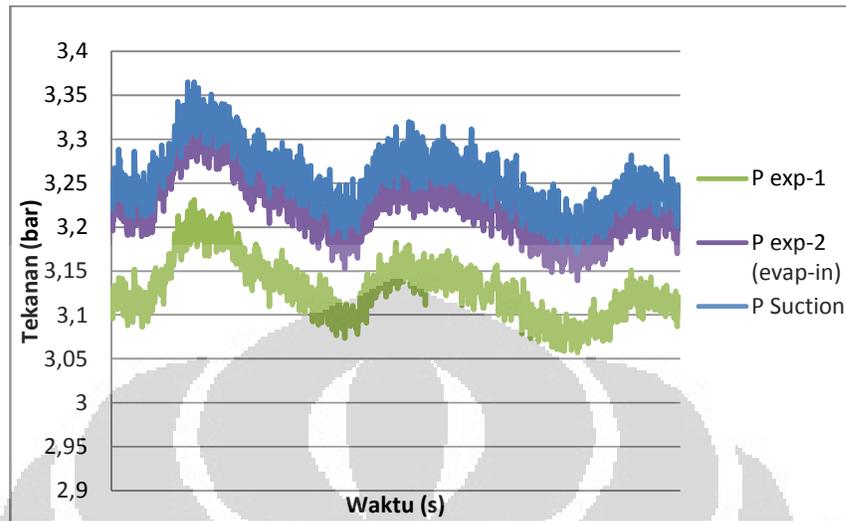
Dari tabel-tabel properties refrigeran diatas tampak bahwa *Propane* dan *Butane* berada pada fase liquid ketika memasuki separator dan *Methane* berada pada fase gas saat masuk ke separator. Sehingga *Propane* dan *Butane* mengalir ke High System / Temperature (HT) dan *Methane* mengalir ke Low System/Temperature (LT).

4.1.2 Karakteristik Campuran *Propane*, *Butane*, dan *Ethane*

Pada pengujian ini dilakukan *charging* sistem dengan komposisi 1400 gram *Propane*, 300 gram *Butane*, 200 gram *Ethane* sehingga total 1900 gram refrigeran masuk kedalam sistem. Dari pengujian ini didapatkan grafik tekanan :

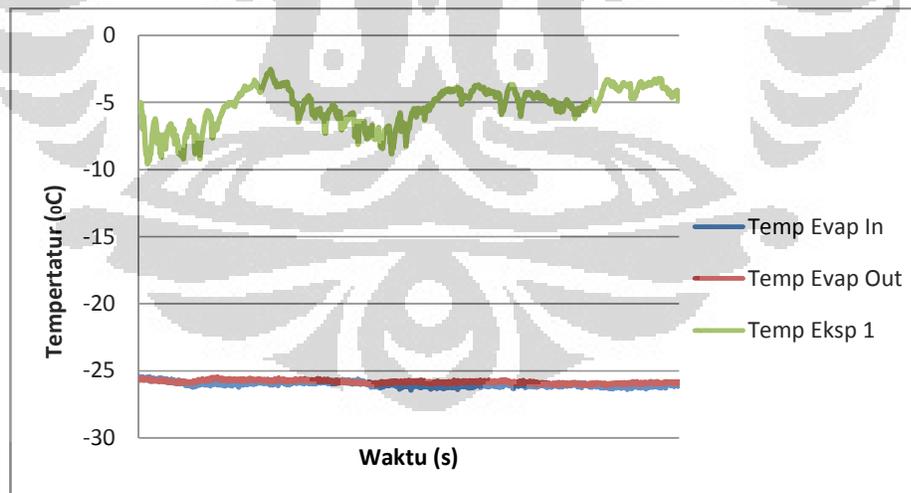


Gambar 4.7. Grafik tekanan *discharge*, *suction*, ekspansi 1 & 2 (evap)



Gambar 4.8. Grafik tekanan *suction*, ekspansi 1 & 2 (evap)

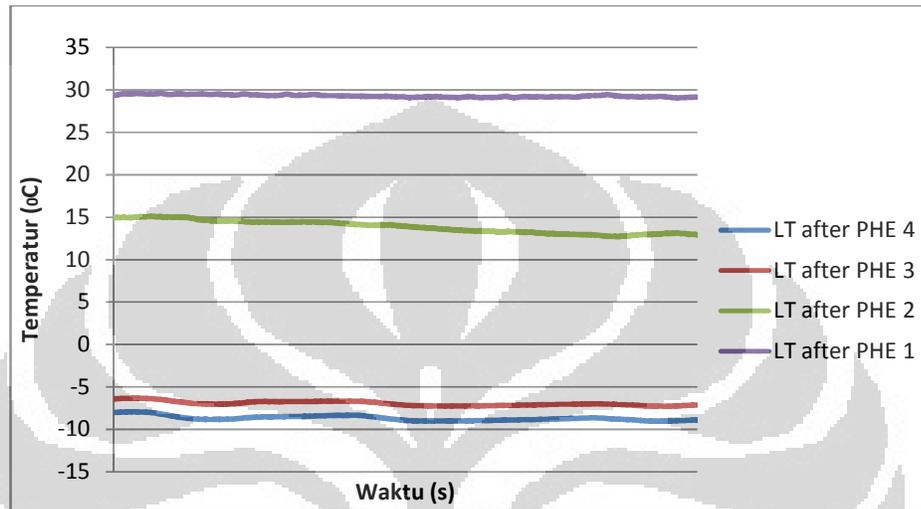
Dari gambar 4.7 dan 4.8 tampak tekanan sistem sudah stabil dengan campuran komposisi ini. Tekanan discharge berkisar di 11,7 bar dan tekanan suction berkisar di 3,2 bar. Tekanan exp-1 dan tekanan exp-2 (evap) sekitar 3,2 bar. Berikut ini adalah grafik temperatur pada evaporator dan ekspansi-1:



Gambar 4.9. Grafik temperatur evaporator dan katup ekspansi-1

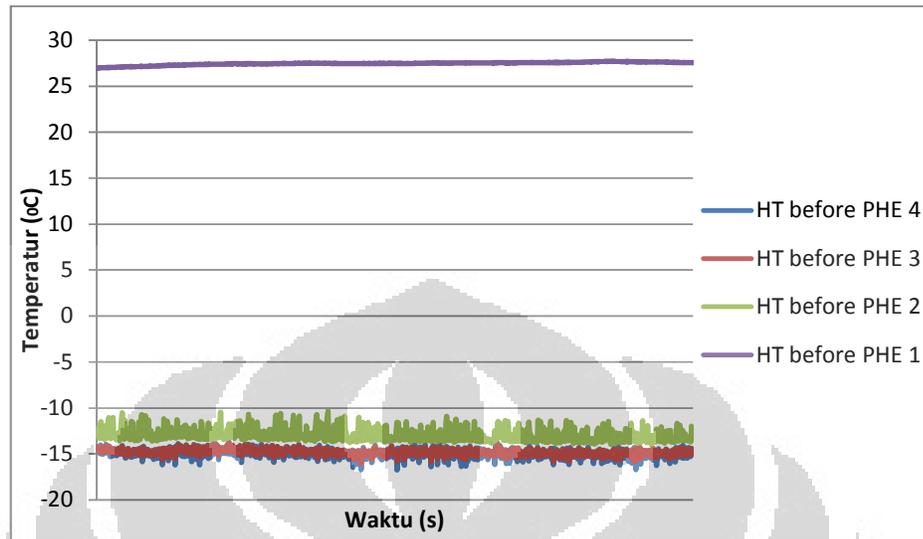
Temperatur minimum yang dapat dicapai sistem ini pada masukan evaporator (evap-in) adalah $-26,3^{\circ}\text{C}$. Temperatur ekspansi-1 terlihat kurang

stabil, kisaran temperaturnya adalah -3 s/d -10 °C. Dan berikut ini adalah temperatur LT (Low System) yang mengalir melalui Plate Heat Exchanger (PHE) sebagai fase gas, dalam hal ini *Ethane* :



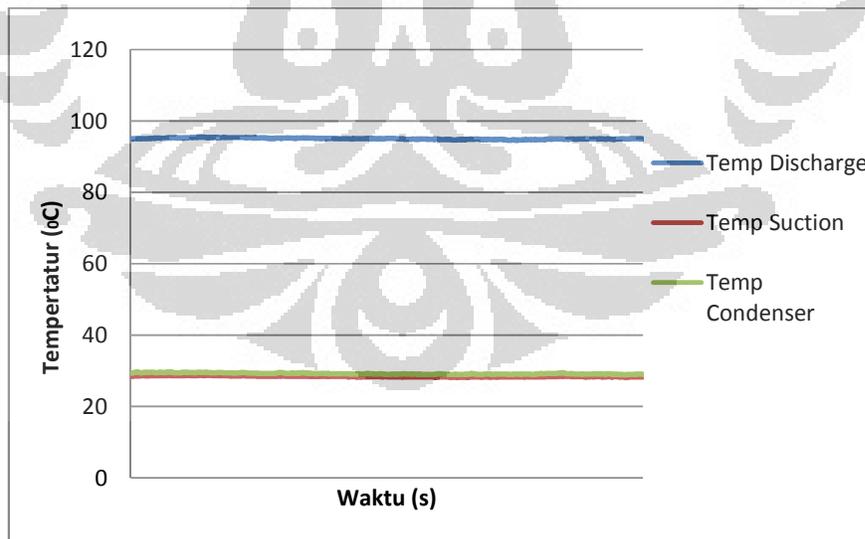
Gambar 4.10. Grafik Temperatur fase gas (ethane) melalui PHE

Dari gambar 4.10 tampak bahwa seiring dengan PHE yang dilalui, temperatur refrigeran (fase gas) turun dengan perlahan. Untuk pembacaan temperatur yang melalui PHE 4 hampir sama dengan PHE 3 karena PHE 4 dihilangkan dari sistem karena mengalami kerusakan. Temperatur terendah saat melalui PHE terakhir adalah sekitar -9°C. Dan berikut ini adalah temperatur HT (High System) yang mengalir melalui PHE sebagai fase liquid:



Gambar 4.11. Grafik Temperatur HT melalui PHE (propane dan butane)

Temperatur HT (*Propane* dan *Butane*) yang mengalir berlawanan arah dengan LT, yaitu dari PHE 4 ke PHE 1 terlihat pada grafik temperatur dari PHE 4 sekitar -14 s/d -15°C terus beranjak naik sampai ke PHE 1 dengan temperatur 27°C . Berikut ini adalah temperatur *discharge*, *suction*, dan *condenser* :



Gambar 4.12. Grafik Temperatur Discharge, Suction & Condenser

Analisis

Hal utama yang perlu diketahui adalah fase refrigeran ketika masuk ke separator. Karena sebelum masuk separator adalah proses discharge dari kompresor, maka tekanan sebesar 11,7 bar dan temperatur campuran refrigeran adalah temperatur setelah PHE 1 yaitu sekitar 29,5⁰C. Dari kondisi tersebut di dapatkan maka didapatkan properties refrigeran sebagai berikut :

Tabel 4.5. Properties *Propane* sebelum masuk separator (11,7 bar ; 29,5⁰C)

Temperature (°C)	Pressure (bar)	Density (kg/m ³)	Enthalpy (kJ/kg)	Entropy (kJ/kg-K)	Quality (kg/kg)
28,000	11,700	488,09	273,30	1,2505	Subcooled
28,500	11,700	487,25	274,67	1,2551	Subcooled
29,000	11,700	486,41	276,05	1,2596	Subcooled
29,500	11,700	485,56	277,43	1,2642	Subcooled
30,000	11,700	484,71	278,82	1,2688	Subcooled
30,500	11,700	483,85	280,21	1,2734	Subcooled
31,000	11,700	482,99	281,60	1,2779	Subcooled
31,500	11,700	482,12	282,99	1,2825	Subcooled
32,000	11,700	481,25	284,39	1,2871	Subcooled

Tabel 4.6. Properties *Butane* sebelum masuk separator (11,7 bar ; 29,5⁰C)

Temperature (°C)	Pressure (bar)	Density (kg/m ³)	Enthalpy (kJ/kg)	Entropy (kJ/kg-K)	Quality (kg/kg)
28,000	11,700	570,95	267,42	1,2285	Subcooled
28,500	11,700	570,36	268,65	1,2326	Subcooled
29,000	11,700	569,78	269,88	1,2367	Subcooled
29,500	11,700	569,19	271,10	1,2407	Subcooled
30,000	11,700	568,60	272,33	1,2448	Subcooled
30,500	11,700	568,01	273,56	1,2488	Subcooled
31,000	11,700	567,42	274,80	1,2529	Subcooled
31,500	11,700	566,83	276,03	1,2570	Subcooled
32,000	11,700	566,23	277,27	1,2610	Subcooled

Tabel 4.7. Properties *Ethane* pada sebelum masuk separator (11,7 bar ; 29,5°C)

Temperature (°C)	Pressure (bar)	Density (kg/m ³)	Enthalpy (kJ/kg)	Entropy (kJ/kg-K)	Quality (kg/kg)
28,000	11,700	15,446	651,40	2,6899	Superheated
28,500	11,700	15,412	652,37	2,6931	Superheated
29,000	11,700	15,378	653,33	2,6963	Superheated
29,500	11,700	15,344	654,30	2,6995	Superheated
30,000	11,700	15,310	655,27	2,7027	Superheated
30,500	11,700	15,277	656,24	2,7059	Superheated
31,000	11,700	15,243	657,21	2,7091	Superheated
31,500	11,700	15,210	658,17	2,7123	Superheated
32,000	11,700	15,177	659,14	2,7155	Superheated

Tabel 4.8. Properties Campuran pada sebelum masuk separator (11,7 bar ; 29,5°C)

	Temperature (°C)	Pressure (bar)	Density (kg/m ³)	Enthalpy (kJ/kg)	Entropy (kJ/kg-K)	Quality (kg/kg)
1	10,000	11,700	513,63	229,06	1,2373	Subcooled
2	12,000	11,700	510,66	234,27	1,2556	Subcooled
3	14,000	11,700	507,63	239,51	1,2740	Subcooled
4	16,000	11,700	504,56	244,80	1,2923	Subcooled
5	18,000	11,700	501,44	250,12	1,3107	Subcooled
6	20,000	11,700	498,27	255,49	1,3290	Subcooled
7	22,000	11,700	495,04	260,90	1,3474	Subcooled
8	22,071	11,700	494,93	261,09	1,3481	0,00000
9	24,000	11,700	185,54	293,07	1,4560	0,080893
10	26,000	11,700	107,48	329,85	1,5794	0,17670
11	28,000	11,700	72,922	370,87	1,7161	0,28653
12	30,000	11,700	53,736	416,03	1,8655	0,41024
13	32,000	11,700	41,923	464,09	2,0235	0,54421
14	34,000	11,700	34,257	512,86	2,1828	0,68169
15	36,000	11,700	29,098	560,16	2,3363	0,81586
16	38,000	11,700	25,480	604,84	2,4804	0,94304
17	38,936	11,700	24,143	624,80	2,5445	1,0000
18	40,000	11,700	23,984	627,05	2,5516	Superheated

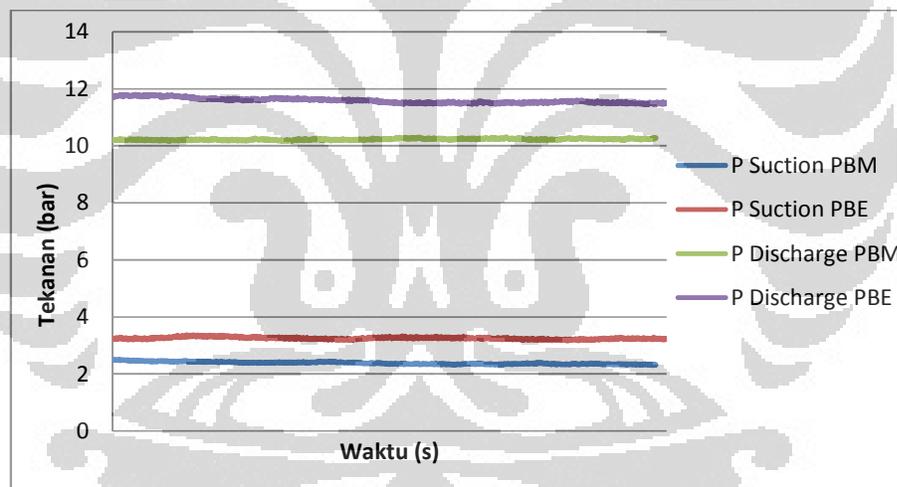
Dari tabel-tabel properties diatas tampak bahwa *Propane* dan *Butane* berada pada fase liquid ketika memasuki separator dan *Ethane* berada pada fase

gas saat masuk ke separator. Sehingga *Propane* dan *Butane* mengalir ke High System/Temperature (HT) dan *Ethane* mengalir ke Low System/Temperature (LT). Refrigeran yang mengalir pada HT akan mendinginkan refrigeran yang mengalir di LT.

4.2 PERBANDINGAN DATA HASIL PERCOBAAN

Untuk mengetahui karakter dari sistem autocascade dibuat grafik untuk membandingkan data pada setiap titik pengambilan data untuk dua jenis refrigeran fase gas yang berbeda yakni *Methane* dan *Ethane*. Perbandingan ini kami susun hanya untuk data yang didapat ketika sistem stabil saja. PBM = *Propane, Butane, Metane*; PBE = *Propane, Butane, Etane*.

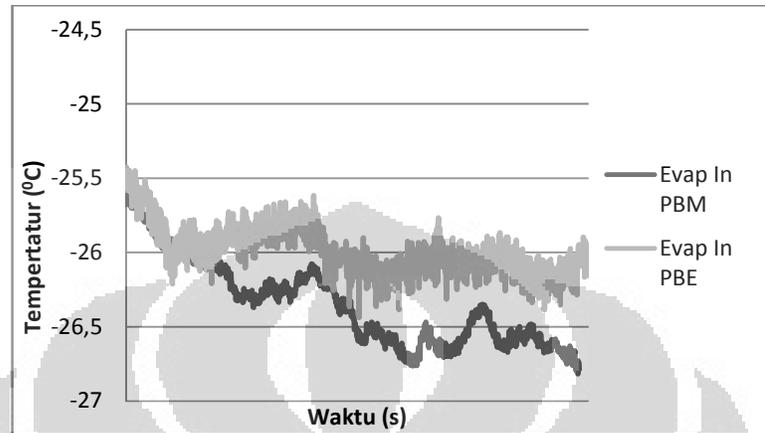
4.2.1 Tekanan Discharge dan Suction



Gambar 4.13. Grafik tekanan discharge & suction PBM vs PBE

Dari gambar 4.13 terlihat bahwa tekanan *discharge* dan *suction* pada kedua campuran, sudah stabil. Untuk campuran PBM tekanan *discharge*-nya 10,2 bar sedangkan untuk campuran PBE tekanan *discharge*-nya mencapai 11,9 bar. Untuk tekanan *suction* pun, campuran PBE lebih besar dari campuran PBM. Campuran PBE menaikkan tekanan sistem baik *discharge* dan *suction* nya. Hal ini bisa disebabkan karena massa *ethane* yang lebih besar dari *metane*.

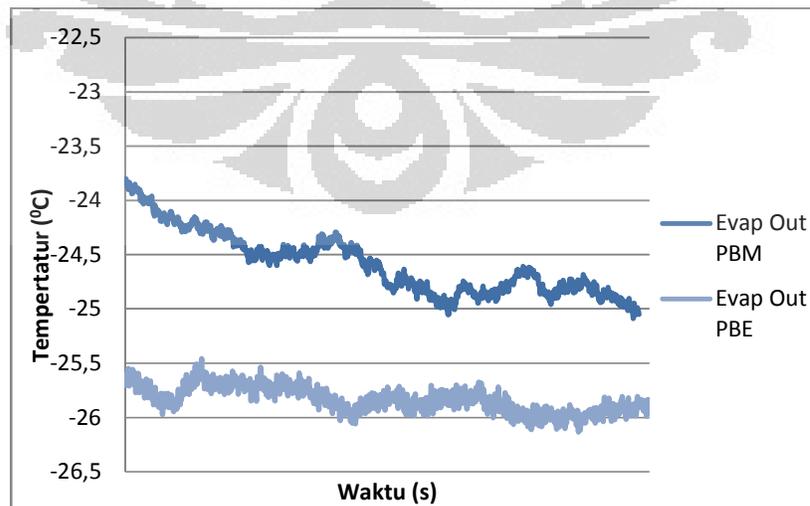
4.2.2 Temperatur Masuk Evaporator



Gambar 4.14. Grafik temperatur masuk evaporator PBM vs PBE

Dari gambar 4.14 terlihat bahwa grafik yang didapatkan dari perbandingan kedua campuran tampak bahwa campuran PBM (*Propane, Butane, Metane*) bisa membuat temperatur masukan (Evap-In) evaporator lebih rendah dibandingkan dengan campuran PBE (*Propane, Butane, Etane*). Hal ini disebabkan karena temperatur *metane* sebelum di ekspansi ke evaporator (LT PHE-4) lebih rendah dari temperatur *ethane*, sehingga setelah ekspansi menghasilkan temperature yang lebih rendah juga (Gambar 4.18).

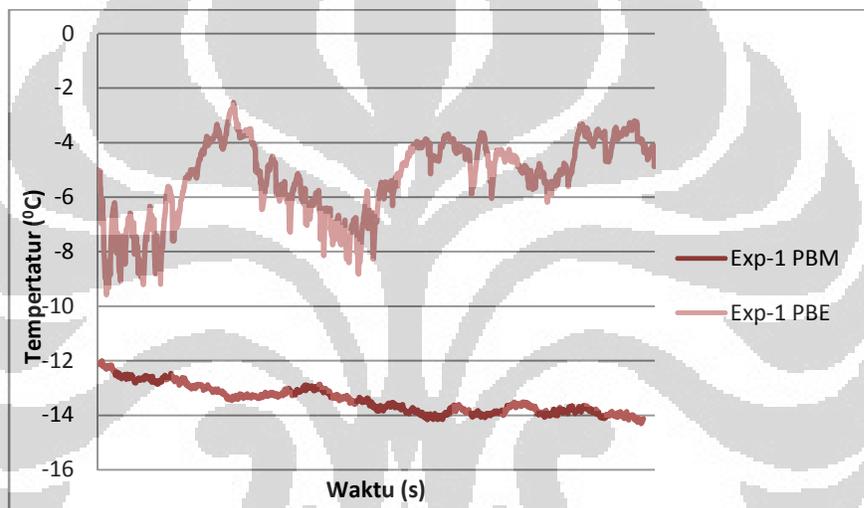
4.2.3 Temperatur Keluar Evaporator



Gambar 4.15. Grafik temperatur keluar evaporator PBM vs PBE

Dari gambar 4.15 didapatkan fakta bahwa temperatur keluaran (Evap-Out) berkebalikan dengan temperatur masukan evaporator, temperatur keluaran (Evap-Out) dari evaporator yang lebih rendah didapatkan pada campuran PBE ketimbang campuran PBM. Tampak juga temperatur *ethane* lebih stabil dibandingkan dengan *metane* di evaporator.

4.2.4 Temperatur Keluar Expansi I

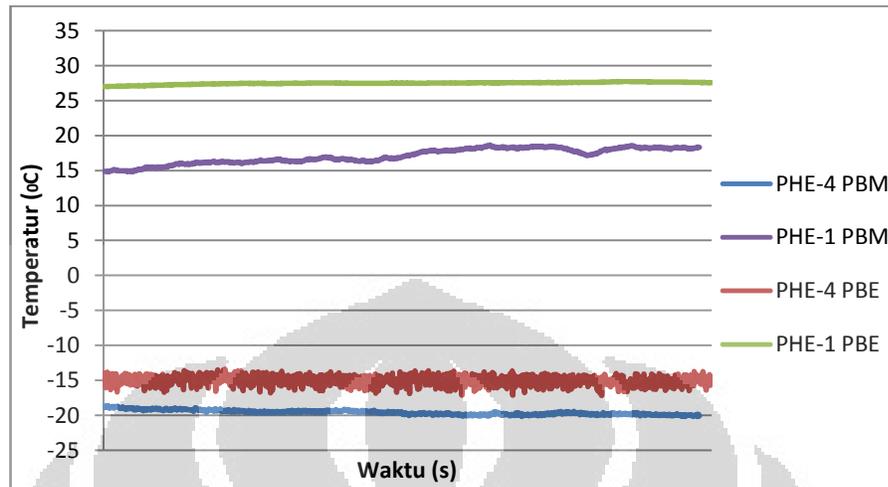


Gambar 4.16. Grafik temperatur katup ekpansi-1 PBM vs PBE

Dari gambar 4.16 terlihat bahwa temperatur ekspansi-1 pada campuran PBM bisa mencapai -14°C dan sudah stabil. Untuk campuran PBE paling rendah hanya -9°C dan tidak terlalu stabil karena masih terlihat fluktuatif pada grafik dari -9 s/d -2°C . Hal ini mungkin terjadi ketidak stabilan dalam pemisahan fase refrigeran di separator, sehingga temperatur ekspansi-1 yang mengalir fase liquid menjadi tidak stabil.

4.2.5 Temperatur High System (HT) melalui PHE

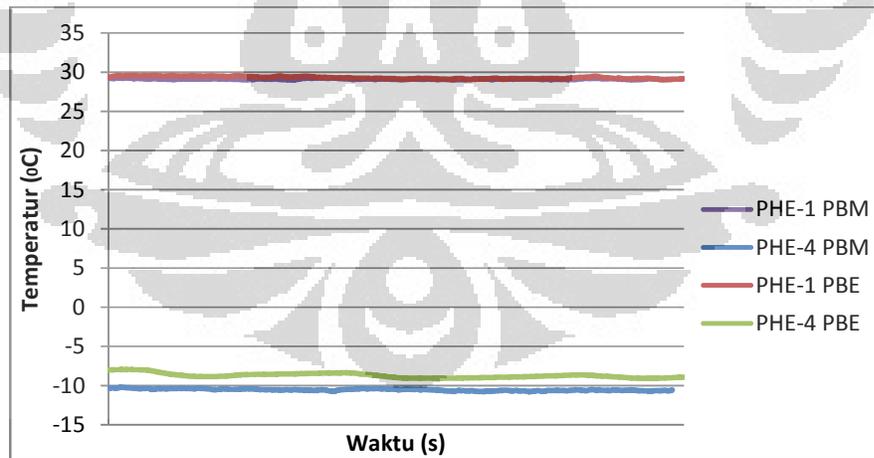
Untuk membandingkan perpindahan panas pada refrigeran liquid pada kedua campuran, dilakukan perbandingan terhadap temperatur refrigeran yang masuk pada PHE 4 (awal) dan keluar pada PHE 1 (akhir) untuk sistem HT.



Gambar 4.17. Grafik temperatur HT PBM vs PBE

Dari gambar 4.17 tampak bahwa temperatur High System (HT) pada campuran PBM bisa mencapai lebih rendah dari campuran PBE. Hal ini dikarenakan temperatur yang dihasilkan di ekspansi-1 pada PBM lebih rendah dibandingkan dengan campuran PBE (Gambar 4.12).

4.2.6 Temperatur Low System (LT) melalui PHE

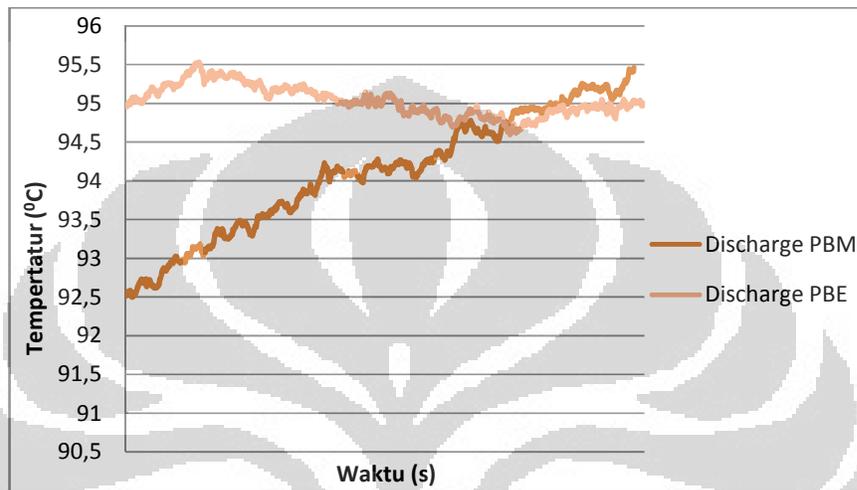


Gambar 4.18. Grafik temperatur LT PBM vs PBE

Dari gambar 4.18 tampak bahwa temperatur Low System (LT) pada campuran PBM bisa mencapai lebih rendah dari campuran PBE. Hal ini

disebabkan karena temperatur HT yang mendinginkan *methane* lebih rendah dan lebih stabil dibandingkan dengan yang mendinginkan *ethane*.

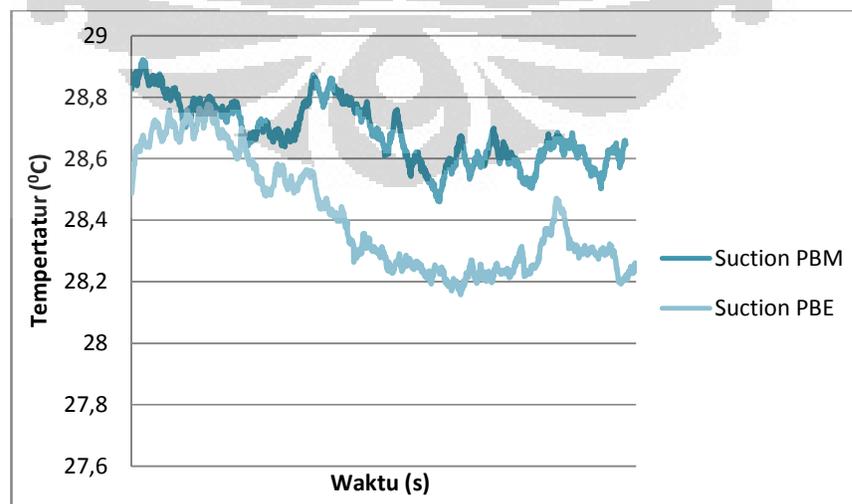
4.2.7 Temperatur Discharge



Gambar 4.19. Grafik temperatur discharge PBM vs PBE

Dari gambar 4.19 tampak bahwa temperatur *discharge* yang dihasilkan oleh campuran PBM memiliki *tren* naik dibandingkan dengan campuran PBE yang terlihat turun dari di kisaran 95,5 – 94,5°C. Temperatur *discharge* pada campuran PBM meningkat dari 92,5°C sampai ke 95,5°C.

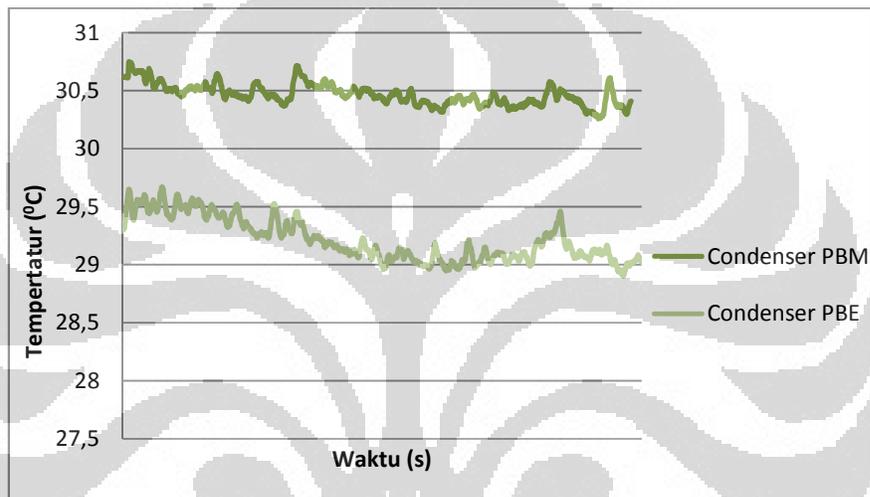
4.2.8 Temperatur Suction



Gambar 4.20. Grafik temperatur suction PBM vs PBE

Dari gambar 4.20 terlihat bahwa temperatur *suction* yang dihasilkan oleh kedua campuran memiliki kecenderungan menurun. Temperatur *suction* campuran PBM turun dari 28,9 °C ke 28,5 °C, sedangkan untuk campuran PBE turun dari 28,7 °C ke 28,2 °C.

4.2.9 Temperatur Condenser



Gambar 4.21. Grafik temperatur condenser PBM vs PBE

Temperatur *condenser* yang dihasilkan oleh campuran PBM lebih tinggi dari campuran PBE. Temperatur *condenser* untuk campuran PBM berkisar pada 30,3 - 30,7°C sedangkan untuk campuran PBE dengan tren menurun dari 29,7 – 28,9°C.

4.3 COEFFICIENT OF PERFORMANCE (COP) SISTEM

Efisiensi indikator dari sistem refrigerasi disebut Coefficient of Performance (COP). COP didefinisikan sebagai perbandingan kalor yang diserap untuk mendinginkan space (evaporator) dengan besar kerja yang dilakukan kompresor untuk mencapai suhu pendinginan tersebut Perhitungan COP berikut adalah didasarkan pada persamaan :

$$\text{COP}_R = \frac{Q_L}{W}$$

$$COP = \frac{Q_{evap}}{W_{comp}}$$

Dari percobaan yang dilakukan, untuk mendapatkan temperatur yang paling optimum, beban pada evaporator adalah beban pada heater yaitu sebesar 50 W, dan kerja kompresor saat itu adalah 378 W (diukur dengan amperemeter). Sehingga didapatkan nilai COP sistem sebesar:

$$COP = \frac{50 \text{ W}}{378 \text{ W}} = 0,14$$

4.4 CHARGING/FILLING REFRIGERAN KE SISTEM

Charging refrigeran kedalam sistem tentu akan berbeda kebutuhannya pada setiap sistem. Untuk mesin autocascade yang terdiri dari beberapa Plate Heat Exchanger (PHE) ini dapat diprediksikan akan lebih banyak membutuhkan refrigeran. Perhitungan eksak tentang banyaknya refrigeran yang seharusnya di charging kedalam sistem tidak dapat ditemukan pada literatur, oleh karena itu kami melakukan pendekatan terhadap data dan peralatan yang terdapat pada sistem autocascade ini, untuk menentukan seberapa banyak refrigeran yang harus di charging kedalam sistem, agar menghasilkan kinerja yang optimal.

a) Tekanan Discharge dan Suction

Berdasarkan penelitian terdahulu, tekanan discharge yang baik untuk sistem autocascade ini adalah sebesar 2-3 bar untuk tekanan suction dan 12-15 bar untuk tekanan discharge.

b) *Sight Glass*

Pada sistem autocascade ini, sight glass terletak pada aliran refrigeran gas setelah separator. Jadi, sight glass ini juga bisa mengindikasikan apakah banyaknya refrigerant yang masuk pada sistem (lalu mengalir ke separator) sudah berlebihan. Jika berlebihan, maka pada sight glass akan tampak juga refrigeran fase liquid yang mengalir.

Dan berikut ini adalah resume dari beberapa pengujian yang dilakukan untuk mendapatkan banyaknya refrigeran yang seharusnya di isikan kedalam sistem.

Tabel 4.9. Jumlah charging refrigeran untuk dua campuran refrigeran

o.	Total massa refrigeran	P Discharge	P Suction	Kondisi Sight Glass
1.	1500 g (1200 g propane + 300 g butane)	10,5 bar	2,5 bar	Hanya Gas
2.	1500 g (1400 g propane + 100 g methane)	12,8 bar	2,3 bar	Hanya Gas
3.	1300 g (1100 g propane + 200 g ethane)	15,2 bar	2,3 bar	Hanya Gas
4.	1375 g (1100 g propane + 275 g ethane)	15,2 bar	3 bar	Hanya Gas

Tabel 4.10. Jumlah charging refrigeran untuk tiga campuran refrigeran

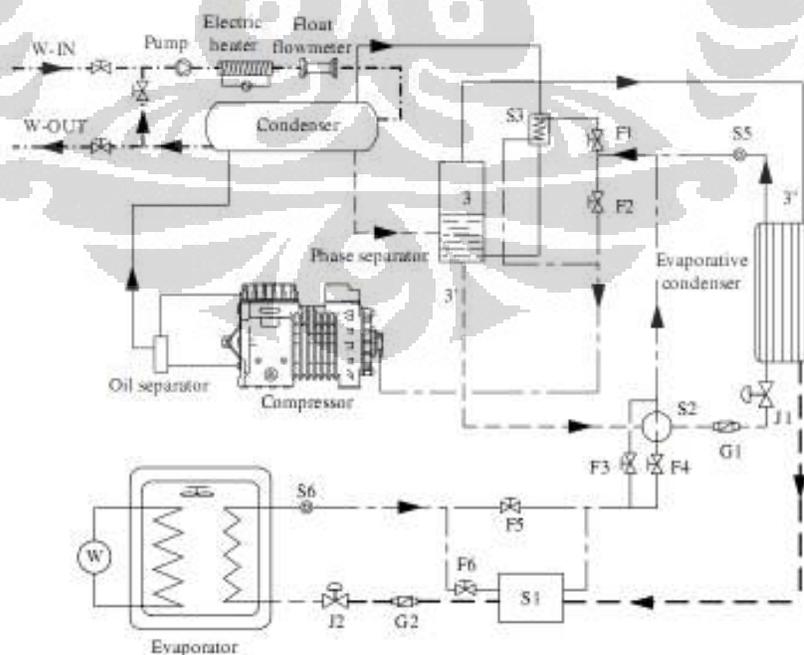
No.	Total massa refrigeran	P Discharge	P Suction	Kondisi Sight Glass
1.	1900 g (1400 g propane + 300 g butane + 200 methane)	10,3 bar	2,4 bar	Hanya Gas
2.	1900 g (1400 g propane + 300 g butane + 200 ethane)	11,9 bar	3,2 bar	Hanya Gas

Dari data-data yang didapatkan pada percobaan terlihat bahwa jumlah refrigeran yang dimasukkan kedalam sistem autocascade ini cukup banyak. Untuk campuran dua refrigeran diperlukan refrigeran sebanyak 1300-1500 g yang harus dimasukkan kedalam sistem. Untuk campuran tiga refrigeran bisa mencapai 1900 g dan hal itu tidak menunjukkan kelebihan refrigeran pada aliran di sistem autocascade ini.

4.5 PERBANDINGAN PENGUJIAN DENGAN JURNAL INTERNASIONAL

Dari hasil yang telah didapatkan pada pengujian ini, ada baiknya kita membandingkan dengan pengujian yang telah dilakukan terdahulu sehingga bisa ditelaah dimana letak kekurangan sistem ini. Jurnal sebagai referensinya berjudul “A study on the cycle characteristics of an auto-cascade refrigeration system” yang disusun oleh Kai Du, Shaoqian Zhang, Weirong Xu, Xiaofeng Niu (2009).

Jurnal ini membahas pengujian suatu sistem autocascade yang menggunakan campuran refrigeran R23 dan R134a. Skema alat ujinya tampak pada gambar dibawah ini :



Gambar 4.22. Alat Uji Autocascade menggunakan refrigeran R23 & R134a

Refrigeran R23 dan R134a di kompresi lalu melalui *oil separator* dan kemudian kedua refrigeran ini didinginkan oleh *water-cooled condenser*. Refrigeran R134a sebagian besar akan berubah fase menjadi cair, sedangkan sebagian besar R23 masih berfase gas. Refrigeran fase gas yang masih didominasi oleh R23 akan memasuki heat exchanger S3 dari top outlet condenser sehingga R23 didinginkan oleh *low pressure steam* dan kemudian memasuki *phase separator* dimana refrigeran dipisahkan antara fase cair dan gas.

Fase gas yang kaya dengan R23 di alirkan ke evaporative condenser. Fase cair yang kaya dengan R134a langsung mengalir ke *phase separator* dan kemudian di ekspansikan ke evaporative condenser untuk mendinginkan refrigeran fase gas (R23).

Refrigeran fase gas kemudian mengalir ke *heat exchanger S1* untuk terus diturunkan temperaturnya. Kemudian refrigeran fase gas ini diekspansikan dengan *electronic valve J2* sehingga menghasilkan temperatur yang semakin rendah di evaporator. Berikut ini adalah perbandingan spesifikasi sistem alat uji penulis dengan alat uji jurnal.

Tabel 4.11. Tabel Perbandingan Alat Uji dengan Jurnal

No	Spesifikasi	Penulis	Jurnal
1.	Refrigeran	Propane, Butane, Methane	30% R23 / 60% R134a
2.	Jumlah oil separator	3	1
3.	Tekanan Suction	2,4 bar	1,2 bar
4.	Daya Kompresor	0,75 HP	2 HP
5.	Tipe Kondenser	Air cooled	Water cooled
6.	Jumlah Heat Exchanger	2	3

Hasil yang didapatkan untuk sistem uji pada jurnal adalah sebagai berikut :

Tabel 4.12. Data hasil eksperimen dan simulasi jurnal

Parameter	Inlet temperature of cooling water (°C)					
	24,7		200		13,5	
	Simulation	Experimental	Simulation	Experimental	Simulation	Experimental
Suction temperature (°C)	10,8	9,8	12,2	9,4	9,7	11,1
Discharge temperature (°C)	106,3	94,7	101,7	93,4	103,7	97,1
Evaporation temperature in R134a loop (°C)	-33,1	-26,4	-26,8	-27,8	-38,8	-41,3
Evaporation temperature (°C)	-52,2	-59,8	-59,0	-62,1	-63,1	-66,4
Discharge pressure (MPa)	1,71	1,57	1,56	1,41	1,54	1,27
Evaporation pressure (MPa)	0,165	0,173	0,160	0,168	0,165	0,159
Compression ratio	10,33	9,27	9,41	8,39	9,17	8,34
Power input (W)	1643,7	1488,1	1215,0	1375,5	1488,8	1314,2

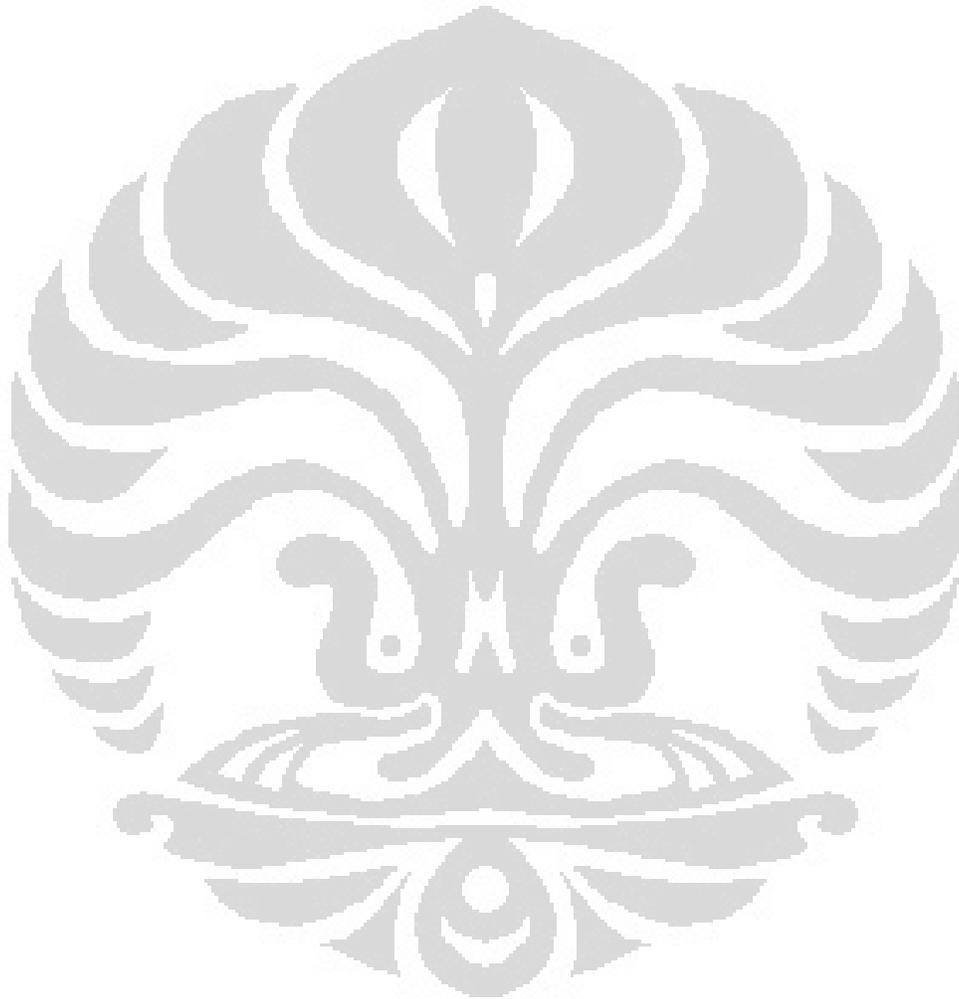
Semakin rendah inlet temperature dari cooling water di condenser, maka akan semakin rendah temperatur evaporasi yang di dapatkan. Perbandingan dengan sistem autocascade penulis mungkin tidak pas dengan sistem ini, karena sistem alat uji penulis menggunakan Air cooled condenser. Namun, jika di asumsikan bahwa temperatur *inlet cooling water* bisa disamakan dengan temperatur *cooling air* perlakuannya, maka perbandingannya akan seperti berikut

Tabel. 4.13. Perbandingan data hasil percobaan dengan jurnal

No	Pembanding	Penulis	Jurnal
1.	Temp Condenser	30,6 °C	24,7 °C
2.	Temperatur Suction	28,8 °C	9,8 °C
3.	Temperatur Discharge	92,5 °C	94,7 °C
4.	Temperatur Evaporasi	-26,8 °C	-59,8 °C
5.	Temperatur Fase Cair	-18,7 °C	-36,4 °C
6.	Tekanan Discharge	10,3 bar	17,1 bar
7.	Daya Kompresor	0,75 HP	2 HP

Dari perbandingan dua sistem uji ini, terlihat bahwa sistem dengan refrigeran yang tidak ramah lingkungan mampu mencapai temperatur evaporasi yang lebih rendah. Daya kompresor yang lebih besar bisa menjadi alasan mengapa sistem pada jurnal bisa menghasilkan temperatur evaporasi yang jauh lebih rendah. Selain itu, faktor pemilihan komponen-komponen seperti kondenser, heat

exchanger, katup ekspansi juga sangat berpengaruh untuk mendapatkan temperatur evaporasi yang lebih rendah.



BAB 5

KESIMPULAN DAN SARAN

5.2 KESIMPULAN

1. Campuran tiga refrigeran *Propane*, *Butane*, dan *Metane* (PBM) menghasilkan temperatur evaporator yang lebih rendah dibandingkan dengan campuran *Propane*, *Butane*, dan *Ethane* (PBE).
2. Campuran *Propane*, *Butane*, dan *Ethane* (PBE) menghasilkan tekanan *discharge* dan *suction* yang lebih besar dari pada campuran *Propane*, *Butane*, dan *Metane* (PBM).
3. Temperatur terendah yang dapat dicapai pada campuran refrigeran *Propane*, *Butane*, dan *Metane* adalah $-26,8^{\circ}\text{C}$. Untuk sistem yang tidak stabil, campuran refrigeran *Propane*, *Butane*, dan *Ethane* (PBE) mampu mencapai temperatur evaporator -37°C .
4. Untuk *charging/filling* refrigeran kedalam sistem, kami melakukan pendekatan terhadap data percobaan. Hal yang kami kontrol adalah tekanan *discharge* dan *suction* sehingga jumlah refrigeran yang dimasukkan kedalam sistem bergantung pada besarnya tekanan yang diharapkan.

5.3 SARAN

1. Mengganti katup ekspansi untuk Low Stage/System (fase gas) dengan yang lebih sensitif dan akurat. Karena permasalahan ketidakstabilan sistem terdapat dibagian ini.
2. Menambahkan sight glass pada aliran menuju ke evaporator untuk memastikan fase refrigeran yang mengalir ke evaporator.

DAFTAR PUSTAKA

- Dincer Ibrahim, Kanoğlu Mehmet, *Refrigeration System and Application*, Second Edition, WILEY
- Kharagpur, *Refrigeration and Air Conditioning*, EE IIT, India, 2008
- ASHRAE Handbook, 2006, *Refrigeration System and Applications (SI)*, American Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineer, Atlanta, Georgia.
- Du. Kai, Zhang. Shaoqian, Xu. Weirong, Niu. Xiofeng, 2008, *A study on the cycle characteristics of an auto-cascade refrigeration system*, International Journal Of Refrigeration, 33 (2008):240-245
- Kim. S.G, Kim. M.S, 2001, *Experiment and simulation on the performance of an autocascade refrigeration system using carbon dioxide as a refrigerant*, International Journal Of Refrigeration, 25 (2002):1093-1101
- Fitra Didik Nugroho, **Nasruddin**, 2008, *Pengaruh Komposisi Refrigeran terhadap Temperatur pada Sistem Pendingin Bertingkat Autocascade Ramah Lingkungan*. Departemen Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Indonesia.
- Darwin Rio Budi Syaka, **Nasruddin**, 2008, *Analisa Termodinamika Pemilihan Refrigeran Pada Sistem Refrigerasi Cascade*, Seminar Nasional Tahunan Teknik Mesin (SNTTM)-VII, Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Sam Ratulangi, Manado, 4 – 6 November.
- Kreith. Frank, alih bahasa Arko Prijono, 1994, *Prinsip-prinsip Perpindahan Panas*, edisi ketiga, Penerbit Erlangga, Jakarta
- Missimer. Dale J, 1996, *Refrigerant conversion of Auto-Refrigerating Cascade (ARC) systems*, International Journal 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 Journal Of Refrigeration, 25 (2002):836-847
- Venkatarathnam, G, 2008, *Cryogenic Mixed Refrigerant Processes*, www.springer.com/series/6086

LAMPIRAN

