



UNIVERSITAS INDONESIA

**UNJUK KERJA MESIN PENDINGIN JOULE-THOMSON DENGAN
VARIASI PANJANG PIPA KAPILER 0,049 INCI DAN KOMPOSISI
MASSA REFRIGERANT UNTUK APLIKASI PADA TEKNIK
PENGOBATAN CRYOSURGERY**

SKRIPSI

**ZICO ADYSAPUTRA
0706267446**

**FAKULTAS TEKNIK
PROGRAM STUDI TEKNIK MESIN
DEPOK
JUNI 2011**



UNIVERSITAS INDONESIA

**UNJUK KERJA MESIN PENDINGIN JOULE-THOMSON DENGAN
VARIASI PANJANG PIPA KAPILER 0,049 INCI DAN KOMPOSISI
MASSA REFRIGERANT UNTUK APLIKASI PADA TEKNIK
PENGOBATAN CRYOSURGERY**

SKRIPSI

Diajukan sebagai salah satu syarat untuk memperoleh gelar Sarjana Teknik

**ZICO ADYSAPUTRA
0706267446**

**FAKULTAS TEKNIK
PROGRAM STUDI TEKNIK MESIN**

i

Universitas Indonesia

**DEPOK
JUNI 2011
PERNYATAAN KEASLIAN SKRIPSI**

Saya menyatakan dengan sesungguhnya bahwa skripsi dengan judul :

**UNJUK KERJA MESIN PENDINGIN JOULE-THOMSON DENGAN
VARIASI PANJANG PIPA KAPILER 0,049 INCI DAN KOMPOSISI
MASSA REFRIGERANT UNTUK APLIKASI PADA TEKNIK
PENGOBATAN CRYOSURGERY**

yang dibuat untuk melengkapi sebagai persyaratan menjadi sarjana teknik pada Program Studi Teknik Mesin Departemen Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Indonesia, sejauh yang saya ketahui bukan merupakan tiruan atau duplikasi dari skripsi yang sudah di publikasikan dan atau pernah dipakai untuk mendapatkan gelar kesarjanaan di lingkungan Universitas Indonesia maupun di Perguruan Tinggi atau instansi manapun, kecuali bagian yang sumber informasinya dicantumkan sebagaimana mestinya.

Skripsi ini merupakan bagian yang dikerjakan bersama saudara Rizky Arif Hidayat. Sehingga harap maklum jika ada beberapa bagian dari buku ini ada kesamaan dengan skripsi tersebut.

Nama : Zico Adysaputra

NPM : 0706267446

Tanda Tangan :

Tanggal : 22 Juni 2011

HALAMAN PENGESAHAN

Skripsi ini diajukan oleh:

Nama : Zico Adysaputra
NPM : 0706267446
Program Studi : Teknik Mesin
Judul Skripsi : UNJUK KERJA MESIN PENDINGIN JOULE-THOMSON
DENGAN VARIASI PANJANG PIPA KAPILER 0,049 INCI
DAN KOMPOSISI MASSA REFRIGERANT UNTUK
APLIKASI PADA TEKNIK PENGOBATAN
CRYOSURGERY

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. M. Idrus Alhamid (.....)

Penguji : Dr.Ir. Budiharjo, Dipl.Ing (.....)

Ditetapkan di : Universitas Indonesia, Depok

Tanggal : 22 Juni 2011

UCAPAN TERIMA KASIH

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

- 1) Orang tua dan seluruh keluarga tercinta yang selalu memberikan bantuan baik moril maupun materiil.
- 2) Dr.-Ing.Ir. Nasruddin, M.Eng selaku dosen pembimbing yang telah menyediakan waktu, tenaga, dan pikiran untuk mengarahkan saya dalam penyusunan skripsi ini.
- 3) Bapak Ir. Darwin Rio Budi Syaka, MT yang telah banyak membimbing dan membantu dalam proses pembuatan skripsi.
- 4) Rizky Arif Hidayat yang telah bekerja sama dengan baik selama pengerjaan skripsi ini.
- 5) Teman – Teman terdekat dan kepada orang yang selalu mendukung saya untuk tetap semangat.
- 6) Teman-teman lab. Pendingin dan rekan-rekan Mesin UI 2007 yang berjuang selama pengerjaan skripsi.
- 7) Karyawan-karyawan DTM yang juga ikut andil membantu saya menyelesaikan skripsi ini.
- 8) Teman-teman Teknik Mesin seperjuangan yang telah ikut berkontribusi dalam pembuatan skripsi ini.

Depok, 22 juni 2011

Penulis

HALAMAN PERNYATAAN PERSETUJUAN PUBLIKASI TUGAS AKHIR UNTUK KEPENTINGAN AKADEMIS

Sebagai civitas akademika Universitas Indonesia, saya yang bertanda tangan di bawah ini:

Nama : Zico Adysaputra
NPM : 0706267446
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 Noneklusif (*Non-exclusive Royalty-Free Right*)** atas karya ilmiah yang berjudul :

**UNJUK KERJA MESIN PENDINGIN JOULE-THOMSON DENGAN VARIASI
PANJANG PIPA KAPILER 0,049 INCI DAN KOMPOSISI MASSA REFRIGERANT
UNTUK APLIKASI PADA TEKNIK PENGOBATAN CRYOSURGERY**

Dengan Hak Bebas Royalti Non-eksklusif ini Universitas Indonesia berhak menyimpan, mengalihmedia/ formatkan, mengelola dalam bentuk pengkalaan 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 : 22 juni 2011

Yang menyatakan

(Zico Adysaputra)

ABSTRAK

Nama : Zico Adysaputra
Program Studi : Teknik Mesin
Judul : UNJUK KERJA MESIN PENDINGIN JOULE-THOMSON
DENGAN VARIASI PANJANG PIPA KAPILER 0,049
INCI DAN KOMPOSISI MASSA REFRIGERANT
UNTUK APLIKASI PADA TEKNIK PENGOBATAN
CRYOSURGERY

Cryosurgery adalah salah satu jenis pengobatan medis yang digunakan untuk membunuh sel kanker yang ada di dalam maupun luar tubuh manusia dengan melakukan pendinginan secara berulang-ulang hingga mencapai temperatur pendinginan *cryo* pada temperatur -50°C dan sel kanker tersebut akan mengalami *frost bites*. Campuran *zeotropis* hidrokarbon merupakan *refrigeran* alternatif yang menjanjikan dan ramah lingkungan. Studi simulasi dan eksperimen pada mesin pendingin *joule-thomson* mengindikasikan campuran *hidrokarbon* dikompinasikan dengan nitrogen dan helium dapat mencapai temperature hingga -178°C tanpa pemakain heater (N.S Walimbe et.al, 2008). Berdasarkan hal tersebut maka penelitian ini akan berkonsentrasi pada pencapaian temperature yang optimal serta pengaruh perubahan komposisi massa refrigeran dan dampak variasi panjang pipa kapiler 0,049 inci terhadap perubahan temperature di evaporator.

Kata kunci : azeotrop; cryosurgery; joule-thomson; hidrokarbon; refrigerant; mass fraction ; pipa kapiler

ABSTRACT

Name : Zico Adysaputra
Programme : Mechanical Engineering
Topic : PERFORMANCE OF JOULE-THOMSON REFRIGERATION SYSTEM WITH VARIATION CHANGE OF COMPOSITION REFRIGERANT MIXTURE AND LENGTH OF CAPILLARY TUBE FOR APPLICATION DEVELOPMENT CRYOSURGERY

Cryosurgery is one of medical method used to destroy cancer cells that exist within and outside the human body by performing cooling repeatedly until reaching the *cryo* temperature at -50°C . An zeotropic mixture of hydrocarbon is a promising alternative refrigerant. Past simulation and experiment studies indicate that this refrigerant mixture hydrocarbon combination with nitrogen and neon was able to achieve temperature of -178°C without heater (N.S Walimbe et.al, 2008). this study will be concentrating on the effect of a change of refrigerant mixture's composition during circulation in joule-thomson refrigeration system through experiment. The main objective of this study is to obtain the optimum composition mixture of refrigerant and to study the effect of longer capillary tube.

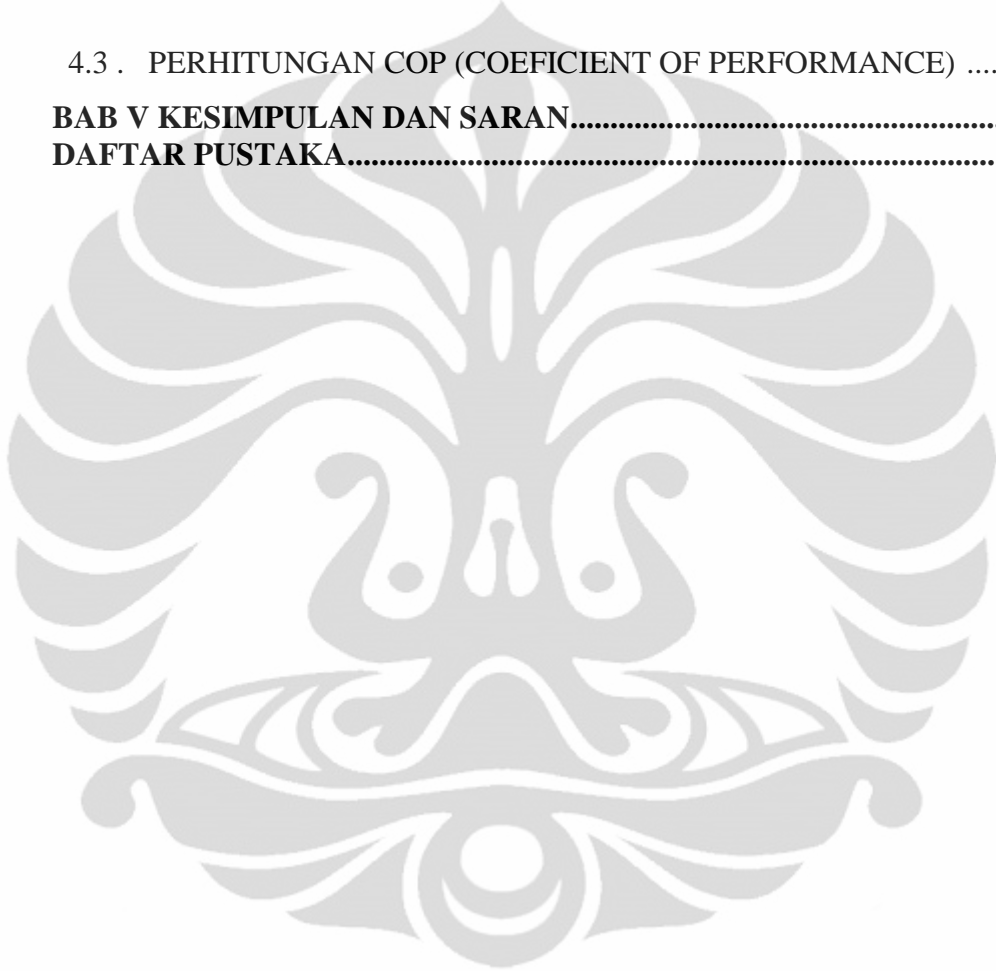
Key words : zeotropic; cryosurgery; joule-thomson; hydrocarbon; refrigerant; mass fraction ; capillary tube.

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL	i
PERNYATAAN KEASLIAN SKRIPSI.....	ii
HALAMAN PENGESAHAN.....	iii
UCAPAN TERIMA KASIH.....	iv
HALAMAN PERNYATAAN PERSETUJUAN PUBLIKASI	v
ABSTRAK.....	vi
DAFTAR ISI.....	viii
DAFTAR GAMBAR.....	xi
DAFTAR TABEL.....	xiv
BAB I PENDAHULUAN.....	1
1.1. LATAR BELAKANG.....	1
1.2. PERUMUSAN MASALAH.....	2
1.3. TUJUAN PENELITIAN.....	2
1.4. PEMBATAHAN MASALAH.....	3
1.5. METODOLOGI PENELITIAN.....	3
1.6. SISTEMATIKA PENULISAN.....	5
BAB II DASAR TEORI.....	6
2.1. SISTEM PENDINGIN.....	6
2.2. REFRIGERAN.....	8
2.3. MESIN PENDINGIN JOULE-THOMSON.....	14
2.4. SISTEM PENDINGIN JOULE-THOMSON YANG DIBUAT.....	20
BAB III METODE PENELITIAN.....	23
3.1. ALAT PENGUJIAN DAN KOMPONEN.....	23
3.2. TES KEBOCORAN.....	42
3.3. VACUUM SYSTEM.....	43
3.4. CHARGING SYSTEM.....	43
3.5. METODE PENGAMBILAN DATA.....	45
BAB IV ANALISA DATA.....	46
4.1. PROPERTIES REFRIGERAN	46
4.2. HASIL PENGUJIAN SISTEM REFRIGERASI JOULE –THOMSON.....	49
4.2.1. HASIL PENGUJIAN PADA PIPA KAPILER 20 cm.....	49
4.2.1.1 Temperature Perbandingan Keluaran Kondenser.....	50
4.2.1.2 Temperature Perbandingan pada Evaporator.....	51
4.2.1.3 Temperature Perbandingan pada Keluaran Kompresor	52

4.2.1.4	Temperature Perbandingan sebelum Ekspansi.....	53
4.2.1.5	Temperature Perbandingan Sebelum masuk Kompresor	54
4.2.1.6.	Perbandingan Tekanan Keluaran Kompresor	55
4.2.1.7.	Perbandingan Tekanan Sebelum Kompresor	56
4.2.1.8.	Perbandingan Rasio Kompresi pada Tiap Campuran... ..	57
4.2.2.	HASIL PENGUJIAN PADA PIPA KAPILER 50 cm.....	58
4.2.2.1	Temperature Perbandingan Keluaran Kondenser.....	59
4.2.2.2	Temperature Perbandingan pada Evaporator.....	60
4.2.2.3	Temperature Perbandingan pada Keluaran Kompresor	61
4.2.2.4	Temperature Perbandingan sebelum Ekspansi.....	62
4.2.2.5	Temperature Perbandingan Sebelum masuk Kompresor	63
4.2.2.6.	Perbandingan Tekanan Keluaran Kompresor	64
4.2.2.7.	Perbandingan Tekanan Sebelum Kompresor	65
4.2.2.8.	Perbandingan Rasio Kompresi pada Tiap Campuran... ..	66
4.2.3.	HASIL PENGUJIAN PADA PIPA KAPILER 100 cm.....	67
4.2.3.1	Temperature Perbandingan Keluaran Kondenser	68
4.2.3.2	Temperature Perbandingan pada Evaporator	69
4.2.3.3	Temperature Perbandingan pada Keluaran Kompresor	70
4.2.3.4	Temperature Perbandingan sebelum Ekspansi.....	71
4.2.3.5	Temperature Perbandingan Sebelum masuk Kompresor	71
4.2.3.6.	Perbandingan Tekanan Keluaran Kompresor	72
4.2.3.7.	Perbandingan Tekanan Sebelum Kompresor	73
4.2.3.8.	Perbandingan Rasio Kompresi pada Tiap Campuran	74
4.2.4.	HASIL PENGUJIAN PADA PIPA KAPILER 200 cm.....	75
4.2.4.1	Temperature Perbandingan Keluaran Kondenser.....	76
4.2.4.2	Temperature Perbandingan pada Evaporator.....	77
4.2.4.3	Temperature Perbandingan pada Keluaran Kompresor.....	78

4.2.4.4 Temperature Perbandingan Sebelum masuk Kompresor	79
4.2.4.5 Temperature Perbandingan sebelum Ekspansi.....	79
4.2.4.6 Perbandingan Tekanan Sebelum Kompresor	80
4.2.4.7. Perbandingan Tekanan Keluaran Kompresor	81
4.2.4.8. Perbandingan Rasio Kompresi pada Tiap Campuran.....	82
4.3 . PERHITUNGAN COP (COEFICIENT OF PERFORMANCE)	83
BAB V KESIMPULAN DAN SARAN.....	86
DAFTAR PUSTAKA.....	89



DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1. sistem pendingin kompresi uap sederhana	6
Gambar 2.2. sistem pendingin Joule-Thomson.....	7
Gambar 2.3. properties refrigerant nitrogen.....	10
Gambar 2.4. properties refrigerant R23	11
Gambar 2.5. siklus kompresi uap.....	15
Gambar 2.6. sistem pendingin Joule-Thomson.....	16
Gambar 2.7. sistem pendingin Joule-Thomson dengan siklus terbuka.....	16
Gambar 2.8.a Diagram T-P joule – Thomson.....	17
Gambar 2.8.b Grafik nilai Joule-Thomson Koefisien pada berbagai Tekanan.....	17
Gambar 2.9. diagram P-H dengan menggunakan gas argon.....	19
Gambar 2.10. grafik P-h untuk refrigeran campuran	20
Gambar 2.11. sistem pendingin Joule-Thomson tanpa phase separator.....	21
Gambar 3-1 Skematik Alat Pengujian Joule-Thomson.....	23
Gambar 3-2 Skema mesin pendingin Joule-Thomson dengan sensor pengukuran.....	24
Gambar 3-3 Kompresor Rotary	26
Gambar 3-4 Joule-Thomson Heat Exchanger.....	27
Gambar 3-5 Kondenser	28
Gambar 3-6 Pipa Kapiler	29
Gambar 3-7 Filter Dryer	29
Gambar 3-8 Oil Separator	31
Gambar 3-9 Pipa Tembaga	32
Gambar 3-10 Shut Off Valve	32
Gambar 3-11 Cryostat (casing HE sebagai tempat vakum)	33
Gambar 3-12 Pressure Gauge	34
Gambar 3-13 Pressure Transmitter	35
Gambar 3-14 Termokopel.....	36

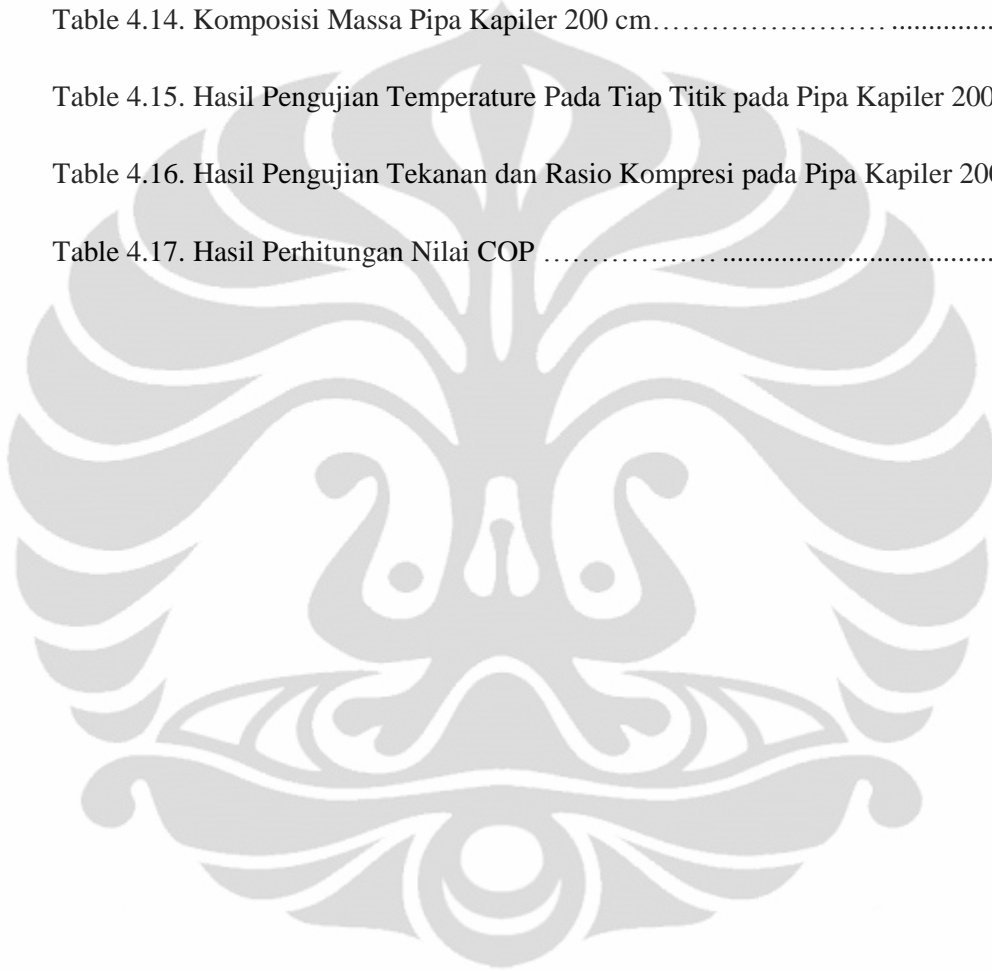
Gambar 3-15 Laptop	37
Gambar 3-16 Tampilan front panel dan block diagram labview	37
Gambar 3-17 National Instrument	38
Gambar 3-18 Power Supply	39
Gambar 3-19 Tabung Refrigeran Propana	40
Gambar 3-20 Tabung Refrigeran Hidrokarbon.....	40
Gambar 3-20 Manifold	41
Gambar 3-22 Kipas Kompresor	42
Gambar 3-23 Pompa Vakum.....	43
Gambar 3-24 Timbangan Digital	44
Gambar 4.1. Temperature Perbandingan Keluaran Kondenser pipa kapiler 20 cm.....	50
Gambar 4.2. Temperature Perbandingan pada Evaporator pipa kapiler 20 cm	51
Gambar 4.3. Temperature pada Keluaran Kompresor pipa kapiler 20 cm.....	52
Gambar 4.4. Temperature sebelum Ekspansi pipa kapiler 20 cm.....	53
Gambar 4.5. Temperature Sebelum masuk Kompresor pipa kapiler 20 cm	54
Gambar 4.6. Perbandingan Tekanan Keluaran Kompresor pipa kapiler 20 cm.....	55
Gambar 4.7. Perbandingan Tekanan Sebelum Kompresor pipa kapiler 20 cm	56
Gambar 4.8. grafik Perbandingan Rasio Kompresi pada pipa kapiler 20 cm	57
Gambar 4.9. Temperature Perbandingan Keluaran Kondenser pipa kapiler 50 cm.....	59
Gambar 4.10. Temperature Perbandingan pada Evaporator pipa kapiler 50 cm	60
Gambar 4.11. Temperature pada Keluaran Kompresor pipa kapiler 50 cm	61
Gambar 4.12. Temperature Sebelum masuk Kompresor pipa kapiler 50 cm	62
Gambar 4.13. Grafik Temperature sebelum Ekspansi pipa kapiler 50 cm	63
Gambar 4.14. Perbandingan Tekanan Sebelum Kompresor) pipa kapiler 50 cm.	64
Gambar 4.15. Perbandingan Tekanan Keluaran Kompresor) pipa kapiler 50 cm	65
Gambar 4.16. grafik Rasio Kompresi pada pipa kapiler 50 cm	66
Gambar 4.17. Temperature Keluaran Kondenser pipa kapiler 100 cm.....	68

Gambar 4.18. Temperature pada Evaporator pipa kapiler 100 cm	69
Gambar 4.19. Temperature pada Keluaran Kompresor pipa kapiler 100 cm	70
Gambar 4.20. Temperature Sebelum masuk Kompresor pipa kapiler 100 cm	71
Gambar 4.21. Grafik Temperature sebelum Ekspansi pipa kapiler 100 cm	71
Gambar 4.22. Perbandingan Tekanan Sebelum Kompresor pipa kapiler 100 cm	72
Gambar 4.23. Perbandingan Tekanan Keluaran Kompresor pipa kapiler 100 cm.....	73
Gambar 4.24. grafik Perbandingan Rasio Kompresi pada pipa kapiler 100 cm	74
Gambar 4.25. Temperature Perbandingan Keluaran Kondenser pipa kapiler 200 cm.....	76
Gambar 4.26. Temperature Perbandingan pada Evaporator pipa kapiler 200 cm	77
Gambar 4.27. Temperature Perbandingan Discharge pipa kapiler 200 cm	78
Gambar 4.28. Temperature Perbandingan Suction pipa kapiler 200 cm	79
Gambar 4.29. Grafik Temperature sebelum Ekspansi pipa kapiler 200 cm	79
Gambar 4.30. Perbandingan Tekanan Suction pipa kapiler 200 cm.....	80
Gambar 4.31. Perbandingan Tekanan Discharge pipa kapiler 200 cm.....	81
Gambar 4.32. Grafik Rasio Kompresi pada Tiap Campuran pipa kapiler 200 cm.....	82
Gambar 4.33. Sistem pendingin Joule-Thomson.....	83

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1. Propeties refrigerant dilihat dari sifat termodinamik.....	13
Tabel 3-1. Tabel pemasangan termokopel.....	25
Tabel 3-2. Tabel pemasangan sensor tekanan.....	25
Tabel 3-3 Spesifikasi Heat Exchanger.....	27
Tabel 3-4 Spesifikasi Kondenser.....	28
Tabel 3-5 Spesifikasi Variasi Pipa Kapiler.....	29
Tabel 3-6 Spesifikasi Filter Dryer.....	30
Tabel 3-7 Spesifikasi Oil Separator.....	31
Tabel 3- 1 Spesifikasi Cryostat.....	33
Tabel 3-2 Spesifikasi Pressure Gauge.....	34
Tabel 3-3 Spesifikasi Pressure Transmitter.....	35
Tabel 3-4 Spesifikasi Termokopel.....	36
Tabel 3-12 Spesifikasi Laptop.....	37
Tabel 3-14 Spesifikasi Power Supply.....	38
Tabel 3-13 Spesifikasi National Instrument.....	39
Table 4.1. variasi panjang pipa kapiler.....	46
Tabel 4.2. Properties Hidrokarbon (Propane, Metana, Etana, Butana) dan Nitrogen....	47
Tabel 4.3. variasi komposisi massa dari pipa kapiler 20 cm dan 50 cm	48
Tabel 4.4. variasi komposisi massa dari pipa kapiler 100 cm.....	49
Tabel 4.5. Komposisi Massa pipa kapiler 20 cm.....	49
Tabel 4.6. Hasil Pengujian Temperature Tiap Komponen Pipa Kapiler 20 cm.....	49
Tabel 4.7. Hasil Pengujian Tekanan dan Rasio Kompresi pada Pipa Kapiler 20 cm	50
Tabel 4.8. Komposisi Massa pipa kapiler 50 cm.....	58
Tabel 4.9. Hasil Pengujian Temperature Tiap Komponen Pipa Kapiler 50 cm.....	58

Tabel 4.10. Hasil Pengujian Tekanan dan Rasio Kompresi pada Pipa Kapiler 50 cm.. ...	58
Tabel 4.11. Komposisi Massa Pipa Kapiler 100 cm.....	67
Tabel 4.12. Hasil Pengujian Temperature Pada Tiapa Titik pada Pipa Kapiler 100 cm...	67
Tabel 4.13. Hasil Pengujian Tekanan dan Rasio Kompresi pada Pipa Kapiler 100 cm. .	67
Table 4.14. Komposisi Massa Pipa Kapiler 200 cm.....	75
Table 4.15. Hasil Pengujian Temperature Pada Tiap Titik pada Pipa Kapiler 200 cm....	75
Table 4.16. Hasil Pengujian Tekanan dan Rasio Kompresi pada Pipa Kapiler 200 cm ...	75
Table 4.17. Hasil Perhitungan Nilai COP	85



BAB I

PENDAHULUAN

1.1. LATAR BELAKANG

Cryosurgery merupakan sebuah prosedur pengobatan dengan menggunakan temperatur *cryogenic* yang diaplikasikan untuk membunuh penyakit pada jaringan tubuh, seperti kanker. Cryosurgery modern telah dimulai pada tahun 1950 dan sampai sekarang telah mencapai perkembangan yang cukup signifikan. Penelitian dan pengembangan dewasa ini dilakukan untuk memperbesar ruang pemakaian dari teknologi ini dengan pencapaian untuk meminimalisasi serbuan penyakit kanker, pemakaian dosis yang tidak terbatas, serta memperpendek waktu penyembuhan dibandingkan dengan metode penyembuhan kanker secara tradisional. Meskipun hanya melalui *cryosurgery* sudah cukup digunakan untuk terapi kanker, tetapi metode ini juga dapat dikombinasikan dengan teknik penyembuhan lain, seperti: kemoterapi, radiasi, atau ekskisi. Penggabungan antara *cryosurgery* dengan ekskisi sangat menguntungkan sebab pendinginan tumor sebelum pemotongan akan meminimalisasi resiko penyebaran tumor ke jaringan yang lain (Gage 1992).

Pengobatan dengan metode cryosurgery pertama dilakukan di London pada pertengahan tahun 1850. Larutan garam es yang bertemperatur -18°C sampai -22°C digunakan dalam pengobatan kanker payudara dan rahim untuk mengurangi rasa sakit dan memperkecil ukuran tumor. Di akhir tahun 1800 sampai awal tahun 1900, para peneliti melakukan eksperimen dengan menggunakan udara yang dicairkan yang ditempelkan pada permukaan kulit dengan menggunakan sepotong kapas untuk mengobati kanker kulit. Pada tahun 1961, peralatan cryosurgery otomatis pertama menggunakan nitrogen cair dikembangkan untuk mengobati penyakit Parkinson dan berbagai macam kanker (Gage 1992). Meskipun peralatan yang menggunakan nitrogen cair tergolong sederhana dan murah, namun penyimpanan nitrogen cair tidaklah mudah. Penggunaan nitrogen cair juga membutuhkan tempat yang luas dan pipa yang memiliki tingkat isolasi yang tinggi. Untuk mengatasi hal tersebut harus dibuat suatu mesin pendingin ultra low yang mampu menggantikan nitrogen cair. Untuk itu kemudian para peneliti mencoba menggunakan mesin pendingin Joule-Thomson. Mesin pendingin Joule-Thomson menggunakan heat exchanger sebagai pre-cooling sebelum refrigeran memasuki expansion valve untuk mencapai suhu -80°C sampai -200°C . Mesin pendingin ini memiliki banyak

keuntungan seperti biaya yang murah, reliabilitas yang tinggi, efek pendingin yang lebih tinggi, rendah vibrasi, dan desain yang sederhana (Walimbe 2008).

Studi untuk mengembangkan mesin pendingin Joule-Thomson telah dilakukan oleh Brodyanskii (1971) dengan menggunakan campuran gas bertitik didih rendah, seperti: helium, neon, nitrogen, argon, dan hidrokarbon ringan, mencapai temperatur -80°C sampai -200°C . Khatri dan Boiarski (2007) telah melakukan eksperimen dengan menggunakan referigeran non-flammable hingga temperatur -120°C sampai 200°C . Dobak (1998) telah mematenkan eksperimennya dengan menggunakan campuran referigeran non-flammable untuk mencapai kisaran temperatur -80°C sampai -160°C . Mempertimbangkan hal tersebut, untuk memenuhi kebutuhan penelitian dan pengobatan di bidang biomedis akan ultra low cold storage, maka perlu dilakukan penelitian dalam rangka mengembangkan prototype ultra low cold storage menggunakan mesin pendingin Joule-Thomson dengan referigeran ramah lingkungan.

1.2. PERUMUSAN MASALAH

Seiring dengan penghematan energi dan sistem pendingin yang ramah lingkungan sehingga dibutuhkan sistem referigerasi yang tidak banyak menggunakan energi namun kinerjanya cukup baik. Untuk itu digunakan sistem pendingin Joule-Thomson dengan menggunakan campuran referigeran hidrokarbon.

1.3. TUJUAN PENELITIAN

Penulisan skripsi ini bertujuan untuk:

1. Mempelajari karakteristik sistem referigerasi Joule-Thomson dengan menggunakan campuran referigeran alternative sehingga dihasilkan temperatur evaporasi yang sangat rendah.
2. Menganalisis kinerja sistem referigerasi Joule-Thomson dengan melakukan variasi komposisi massa referigeran dan variasi panjang expansion valve.
3. Kemudian hari diharapkan dapat diaplikasikan pada kegiatan industri semisal kebutuhan cold storage ataupun pada dunia kesehatan yakni alat kesehatan yang digunakan sebagai terapi Cryosurgery yang merupakan pengobatan alternative dari penyakit kanker.

1.4. PEMBATASAN MASALAH

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

1. Referigeran yang digunakan adalah Hidrokarbon (Propana , metana, Etana) dan Nitrogen
2. Komposisi massa campuran
3. Variasi expansion valve adalah 20 cm, 50 cm dan 1 meter.
4. Sistem diasumsikan sebagai siklus ideal

1.5. METODOLOGI PENELITIAN

Metodologi penelitian yang dilakukan adalah sebagai berikut:

1. Studi literature

Studi literatur merupakan proses pengumpulan informasi yang berkaitan dengan materi bahasan yang berasal dari buku-buku, jurnal yang berasal dari dosen maupun perpustakaan.

2. Perancangan sistem pendingin Joule-Thomson

Perancangan ini meliputi perancangan rangka batang sebagai landasan sistem pendingin, penentuan tata letak kompresor, kondenser, cryostat, dan oil separator, serta penentuan letak sensor temperatur dan sensor tekanan.

3. Pengadaan alat

Proses ini meliputi persiapan dan pembelian alat-alat yang dibutuhkan untuk melakukan pengujian, diantaranya: batang siku, penyiku, kompresor, kondenser, oil separator, pipa tembaga, pressure gauge, pressure transmitter, elbow, tee connector, mur dan baut, kawat las, panel listrik, MCB, kabel-kabel, satu set komputer, NI/DAQ, timbangan digital, pompa vakum, dan referigeran.

4. Pembuatan alat uji

Pada tahap ini meliputi penyusunan rangka batang sesuai dengan gambar yang telah dirancang, mounting kompresor, kondenser, dan oli separator, pembuatan cryostat yang meliputi heat exchanger, expansion valve, dan evaporator, serta piping di antara komponen-komponen tersebut. Termasuk dari tahap ini adalah pembuatan termokopel dan pemasangan pressure gauge dan pressure transmitter. Termokopel dipasang pada lima titik, yaitu: discharge, setelah kondenser, sebelum expansion valve,

evaporator, dan suction. Pressure gauge dipasang pada discharge dan suction kompresor.

5. Kalibrasi alat uji

Kalibrasi adalah membandingkan alat ukur yang akan kita gunakan dengan alat ukur standar. Sebelum pengujian, 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 termokopel dan pressure transmitter melalui data akuisisi (DAQ) untuk mengetahui karakteristik referigeraan dan COP sistem secara keseluruhan. Proses pengujian ini meliputi pengambilan data pada alat ukur dan perhitungan COP sistem.

8. Analisis dan kesimpulan hasil pengujian

Data yang telah diolah kemudian dianalisis terhadap grafik yang diperoleh. Dari analisis tersebut akan diperoleh kesimpulan terhadap proses pengujian dan mengetahui COP sistem referigeraasi Joule-Thomson

1.6. SISTEMATIKA PENULISAN

Agar laporan tugas akhir ini memiliki struktur yang baik dan tujuan penulisan dapat tercapai dengan baik maka penulisan 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 penulisan, dan sistematika penulisan.

BAB II DASAR TEORI

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

BAB III METODE PENELITIAN

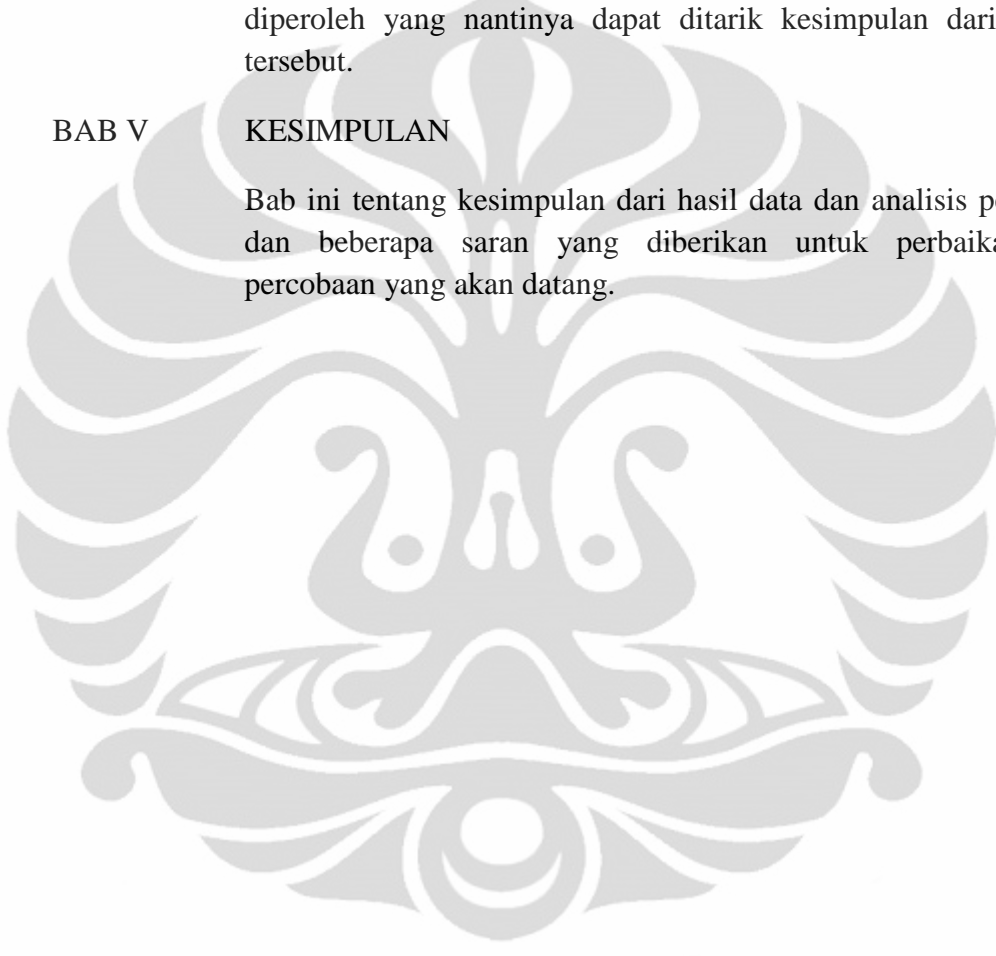
Bab ini berisikan tentang deskripsi alat pengujian yang digunakan, metode persiapan, dan metode pengambilan data yang dilakukan.

BAB IV HASIL DAN ANALISIS

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

BAB V KESIMPULAN

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

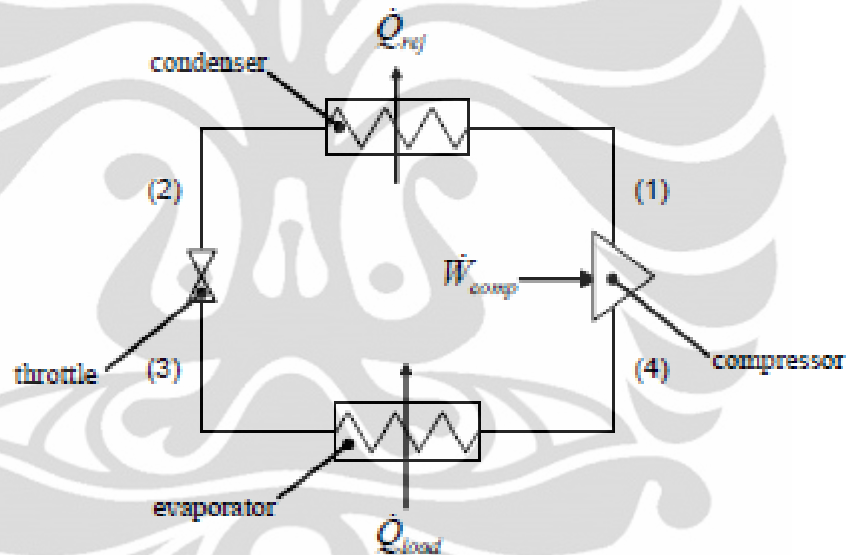


BAB II

DASAR TEORI

2.1. SISTEM PENDINGIN

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

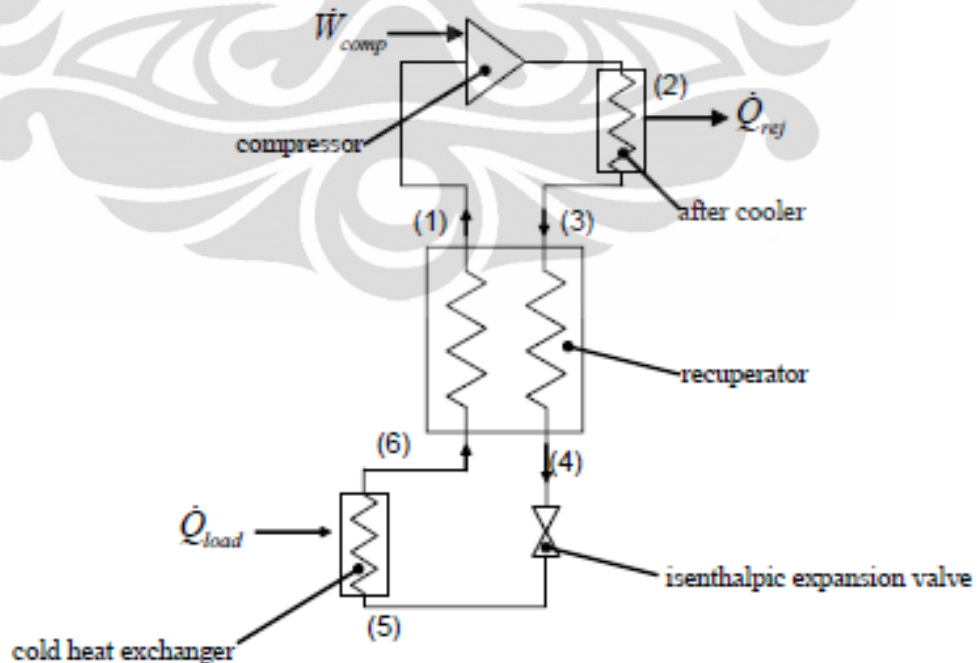


Gambar 2.1. sistem pendingin kompresi uap sederhana

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

P-h. Proses ini terjadi dari titik 2-3. Fluida kerja kemudian diekspansikan di katup ekspansi sehingga fasenya menjadi cair dan gas. Proses ini terjadi pada titik 3-4. Pada diagram P-h proses ini berlangsung pada entalpi konstan. Kemudian refrigeran tersebut dievaporasikan di evaporator. Kalor yang ada dalam ruangan yang dipindahkan ke dalam sistem. Efek pendinginan terjadi di sini. Kalor yang dipindahkan dari ruangan ke sistem dapat diperoleh melalui P-h diagram. Fase pada proses ini adalah gas. Proses ini terjadi pada titik 4-1. Kemudian proses kembali berulang dari awal.

Untuk meningkatkan kinerja dari vapor compression refrigeration cycle sederhana bisa dilakukan dengan modifikasi sistem. Salah satu caranya adalah dengan menambahkan sebuah komponen yang akan menghubungkan refrigeran setelah keluar dari kondenser dengan refrigerant yang keluar dari evaporator. Perbedaan temperatur di antara kedua refrigeran ini bisa dimanfaatkan untuk proses pre-cooling dengan memakai sistem heat exchanger. Dengan demikian maka refrigeran yang akan masuk ke dalam expansion pipe terlebih dahulu didinginkan sehingga pada saat keluar expansion pipe temperatur refrigeran akan semakin rendah.



Gambar 2.2. sistem pendingin Joule-Thomson

Mesin pendingin ini dikenal dengan nama Joule-Thomson. Mulai tahun 1970 sampai sekarang masih terus dilakukan penelitian terhadap mesin pendingin ini untuk mendapatkan efek pendinginan yang optimal dengan memperhatikan rasio kompresi yang tidak terlalu besar dan pemakaian refrigeran yang ramah lingkungan. Keistimewaan dari mesin pendingin ini antara lain biaya produksi yang murah, reliabilitas yang tinggi, efek pendingin yang lebih tinggi, rendah vibrasi, dan desain yang sederhana.

2.2. REFRIGERAN

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

Suatu refrigerant 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 perlu diperhatikan. Biaya, ketersediaan, efisiensi, dan kecocokan dengan pelumas kompresor dan bahan-bahan dari komponen-komponen sistem refrigerasi juga harus diperhatikan. Pengaruh refrigerant terhadap lingkungan apabila refrigerant tersebut bocor juga harus dipertimbangkan.

Pada mesin pendingin Joule-Thomson ini, telah banyak dilakukan penelitian untuk menemukan campuran refrigeran yang tepat untuk menghasilkan temperatur evaporasi yang optimal dengan rasio kompresi yang wajar. Pada tahun 1971 seorang peneliti bernama Brodynaskii mencoba bereksperimen dengan menggunakan campuran refrigeran bertitik didih rendah seperti helium, neon, nitrogen, argon, serta hidrokarbon ringan. Dari hasil eksperimennya diperoleh

suhu evaporasi $-80\text{ }^{\circ}\text{C}$ sampai $-200\text{ }^{\circ}\text{C}$. Pada tahun belakangan ini, telah dilakukan juga percobaan dengan menggunakan refrigeran non-flammable yang hasilnya bisa mencapai $-120\text{ }^{\circ}\text{C}$ sampai $-200\text{ }^{\circ}\text{C}$. Pernah dilakukan juga penelitian dengan refrigeran non flammable dan hasilnya bisa mencapai temperatur $-80\text{ }^{\circ}\text{C}$ sampai -200°C .

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

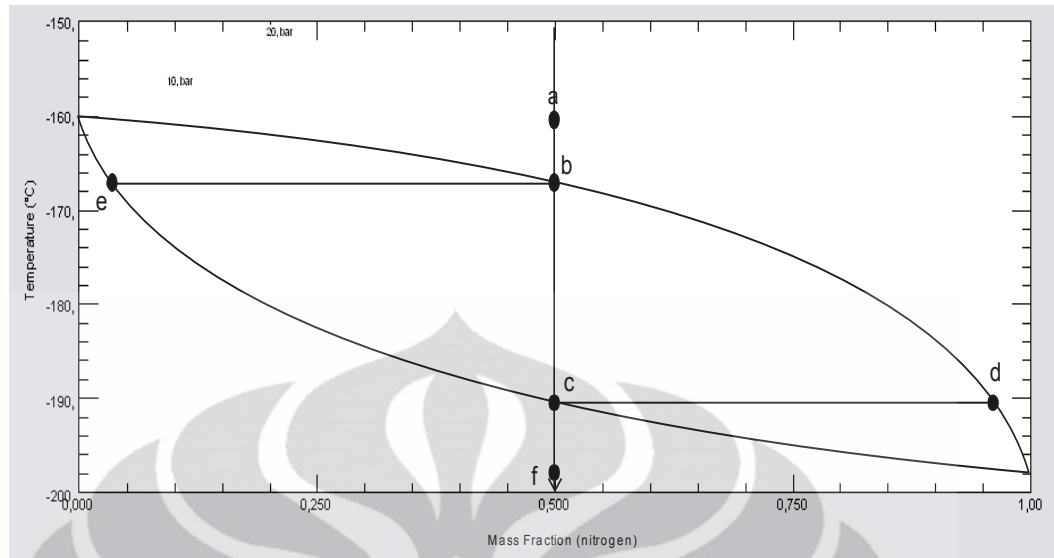
1. Rasio kompresi yang rendah (dalam kaitan dengan tekanan pengisapan (suction) tinggi dan rendahnya tekanan discharge pada temperatur operasi)
2. Tingginya angka perpindahan kalor pada alat penukar kalor (karena property yang baik dari cairan fluid thermal dan transport)
3. Berkurangnya kerugian tekanan pada sistem (karena rendahnya densitas dan viskositas refrigerant)

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

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

a. Campuran zeotrope

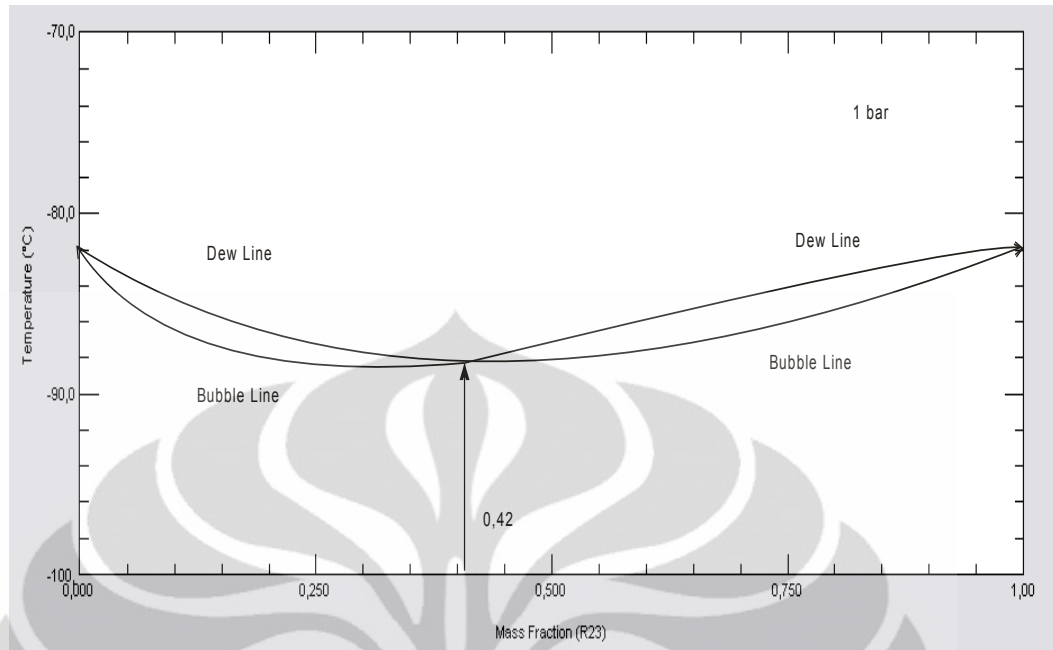
Contoh campuran zeotrope adalah antara nitrogen dan metana. Pada saat nitrogen memiliki fraksi 0,5, campuran dalam keadaan superheated vapor pada titik a, saturated vapor pada titik b, saturated liquid pada titik c dan subcooled liquid pada titik d. Komposisi equilibrium dari vapor dan liquid akan berbeda 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), sedangkan saat fraksi dari liquid pada keadaan equilibrium dengan vapor pada titik b akan lebih kecil dari 0,5 (titik e). Sehingga campuran zeotrope didefinisikan sebagai campuran dimana fraksi dari coexisting phase tidak sama.



Gambar 2.3. properties refrigerant nitrogen

b. Campuran azeotrope

Contoh campuran azeotrope adalah R12 dan R13. Gambar di bawah ini menunjukkan variasi identik dari bubble dan dew point temperatures dari sebuah campuran azeotropes. Glide dari refrigeran menjadi nol pada saat fraksi R23 dalam campuran sebesar 0,42. Fraksi dari fase vapor dan liquid memiliki nilai yang sama pada kondisi tersebut. Campuran azeotrope biasanya digunakan untuk constant-temperature refrigeration.



Gambar 2.4. properties refrigerant R23

Di bawah ini terdapat tabel yang menunjukkan karakteristik refrigeran yang mungkin dapat diterapkan pada mesin pendingin Joule-Thomson. Refrigeran pada grup I merupakan refrigeran yang memiliki titik didih rendah. Pada grup II berisi refrigeran hidrokarbon ringan dan grup III merupakan refrigeran hidrofluorokarbon. Tabel ini menunjukkan pengelompokkan refrigeran yang memberikan tekanan gas yang berbeda pada sistem saat melakukan percobaan. Daftar refrigeran ini tersusun berdasarkan normal boiling point (NBP) pada masing-masing grup. Dalam tabel juga disebutkan sifat termodinamik kritis dan kalor laten pada tekanan 1 atm untuk masing-masing refrigeran. Komponen refrigeran yang memiliki NBP kurang dari 120 K disebut komponen bertitik didih rendah. Dalam memilih campuran refrigeran, karakteristik yang perlu diperhatikan adalah:

- a) Normal boiling point (NBP)
- b) Efek refrigerasi spesifik
- c) Temperature beku
- d) Daya larut refrigeran pada temperature kerja terendah

Penjelasan dari empat karakteristik tersebut adalah sebagai berikut. Normal boiling point dari komponen refrigeran yang dipilih memungkinkan tercapainya temperatur yang ingin didapatkan dengan menggunakan campuran tersebut. Namun, temperatur yang ingin dicapai ditentukan oleh temperatur saturasi yang berhubungan dengan tekanan parsial dari komponen yang memiliki titik didih terendah setelah diekspansi. Efek refrigerasi spesifik dipengaruhi oleh komponen bertitik didih tinggi yang akan menambah kapasitas pendinginan pada campuran dan juga sistem pendingin. Temperature beku dan daya larut pada komponen bertitik didih tinggi dengan nitrogen cair atau dengan refrigerant bertitik didih rendah membatasi temperature yang bisa dicapai. Sebagai contoh, untuk mendapatkan temperature 80 K, diperlukan setidaknya satu komponen pada grup I. Untuk menambah kapasitas pendinginan dan untuk mengoperasikan mesin pendingin Joule-Thomson dengan batas tekanan yang wajar setidaknya diperlukan satu komponen dari grup II dengan komposisi yang tepat. Grup III berisi gas hidrofluorokarbon yang bersifat tidak mudah terbakar memiliki daya larut rendah terhadap nitrogen cair pada temperature rendah. Sebagai konsekuensinya, penggunaan refrigerant tersebut akan mengurangi performa pendinginan dalam hal ini pencapaian temperature terendah dan juga kapasitas pendinginan. Yang perlu diingat juga bahwa refrigerant pada grup II dan grup III memiliki temperature beku di atas NBP nitrogen.

No.	Nama Refrigeran	T _{NBP} (K)	T _{Freez} (K)	T _C (K)	P _C (kPa)	V _C x 10 ³ (m ³ /kg)	Q latent (kJ/kg)
Grup I							
1	Helium (R704) He	4,25	Nil	5,25	228,8	14,43	20,75
2	Neon (R720) Ne	27,05	24,55	44,45	3397	2,07	
3	Nitrogen (R728) N ₂	77,35	63,15	126,25	3396	3,179	198,84
Grup II							
4	Metana (R50) CH ₄	111,65	90,95	190,65	4638	6,181	510,83
5	Etana (R170) C ₂ H ₆	184,35	90,15	305,35	4891	5,182	489,47
6	Propana (R290) C ₃ H ₈	230,25	85,45	369,85	4248	4,53	425,43
7	Iso-butana (R600a) iC ₄ H ₁₀	261,42	113,15	408,15	3645	4,526	366,69
Grup III							
8	Triflurometana (R23) CHF ₃	191,05	118,15	298,75	4833	1,942	238,68
9	Pentaflurometana (R125) C ₂ HF ₅	224,58	170	339,45	3630,6	-	163,38
10	R404A (R125 + R143a + R134a) (44/52/4)	226,67	-	345,65	3735	1,74	199,73
11	Klorodiflurometana (R22) CHClF ₂	232,93	113,15	369,15	4974	1,904	233,75
12	Tetrafluoroetana (R134a) CF ₃ CH ₂ F	246,99	176,55	374,25	4067	1,81	216,97
13	Difluoroetana (R152a) CHF ₂ CH ₃	248,15	156,15	386,65	4492	2,741	329,91

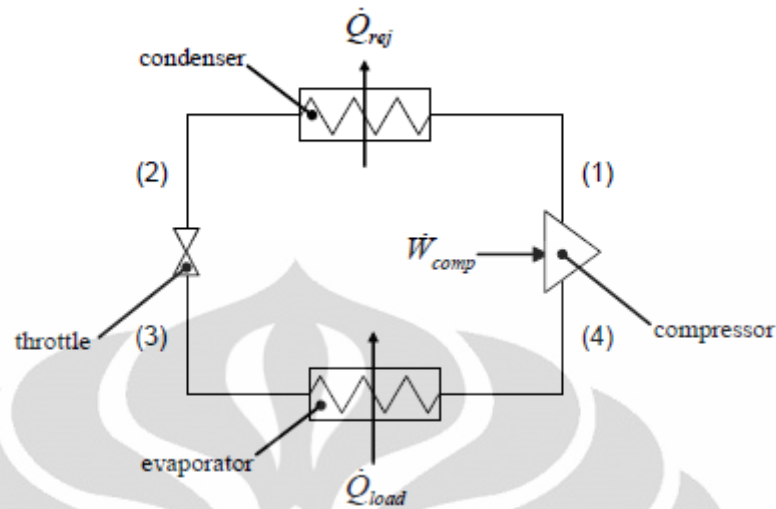
Tabel 2.1. Propeties refrigerant

Pedoman untuk memilih komponen-komponen dari suatu campuran adalah sebagai berikut:

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

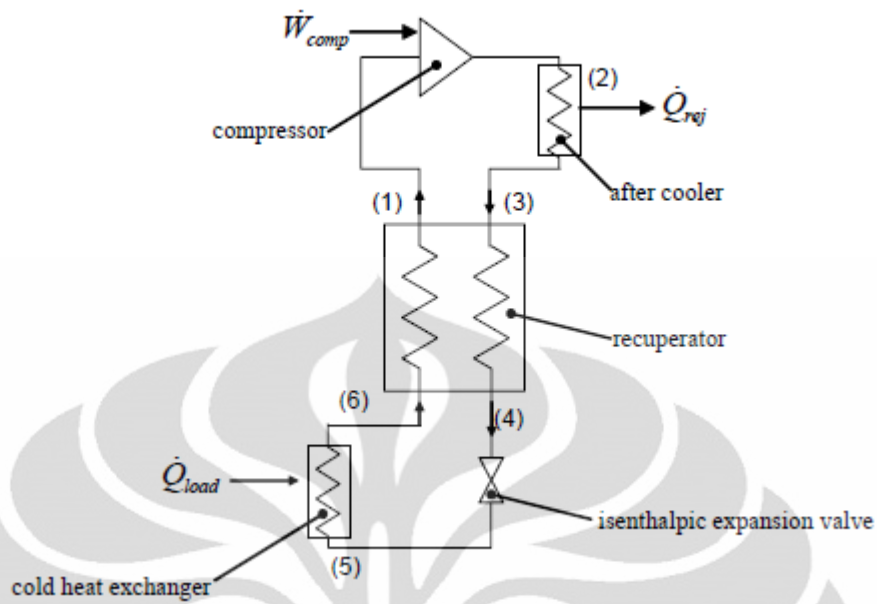
2.3. MESIN PENDINGIN JOULE-THOMSON

Kompresi gas dengan menggunakan refrigeran murni merupakan metode yang umum dan berhasil diaplikasikan dalam sistem referigerasi pada alat pendingin dalam industri, perusahaan, dan rumah tangga. Sistem ini bekerja dengan mengkondensasikan dan mengevaporasikan refrigeran serta memanfaatkan perubahan entalpi yang besar saat terjadinya perubahan fase dari gas menjadi liquid. Siklus kompresi berbasis gas yang sering digunakan terdiri dari kompresor untuk member tekanan pada refrigeran, sebuah kondenser untuk membuang panas yang ditambahkan pada refrigeran selama proses kompresi, katup ekspansi untuk menurunkan tekanan refrigeran yang akan membuat efek pendinginan, dan sebuah evaporator untuk mengambil kalor dari reservoir panas. Karena refrigeran buatan yang biasa digunakan pada sistem kompresi uap memiliki titik didih di atas temperatur cryogenic, siklus kompresi uap tidak bisa digunakan untuk kebutuhan crysurgery.

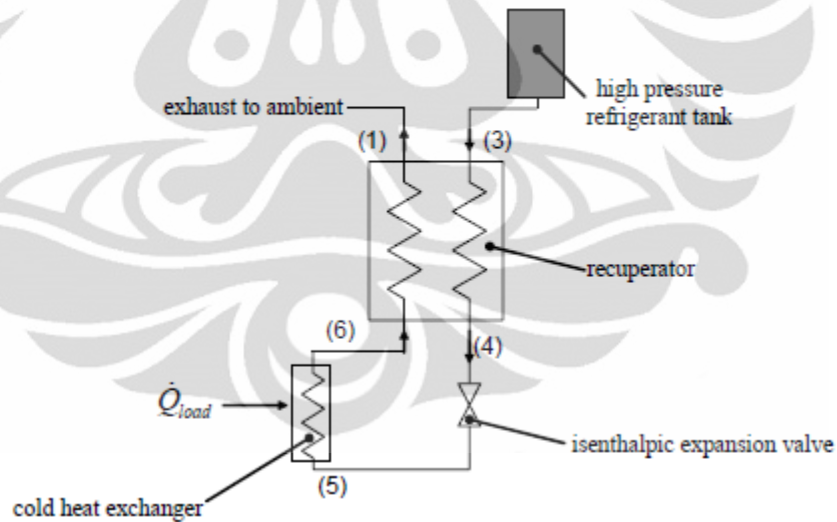


Gambar 2.5. siklus kompresi uap

Siklus Joule Thomson secara umum hampir mirip dengan siklus kompresi uap yang diilustrasikan pada gambar di atas. Hanya saja ada tambahan komponen sebuah recuperative heat exchanger yang menghubungkan titik 2 dan 4 untuk tujuan pre-cooling gas yang bertekanan tinggi oleh gas yang bertekanan rendah sebagaimana diilustrasikan pada gambar di bawah. Sistem kompresi uap sering digunakan pada alat pendingin berskala besar seperti pada AC rumah tangga atau perusahaan. Di sisi lain, siklus Joule-Thomson tidak memiliki bagian yang ikut bergerak pada ujung yang dingin sehingga dapat dengan mudah dibuat miniaturnya untuk aplikasi pendinginan khusus. Kebanyakannya miniatur alat pendingin Joule-Thomson merupakan bagian dari sebuah siklus terbuka yang diilustrasikan pada gambar di bawah. Sistem ini menggunakan tangki yang bertekanan tinggi, memakai refrigeran inert, dan memiliki saluran buang untuk mengeluarkan refrigeran bertekanan rendah ke dalam atmosfer setelah melalui recuperator. Keuntungan pokok dari siklus terbuka ini adalah meniadakan kebutuhan kompresor, sedangkan kerugian utamanya adalah sistem ini hanya dapat dioperasikan selama waktu tertentu tanpa karena refrigeran harus diisi kembali ke dalam tangki. Cryosurgical probe dengan sistem siklus terbuka memerlukan tambahan ventilasi pada ruang operasinya sehingga refrigeran inert tidak akan bertukar dengan gas oksigen dalam ruangan.



Gambar 2.6. sistem pendingin Joule-Thomson



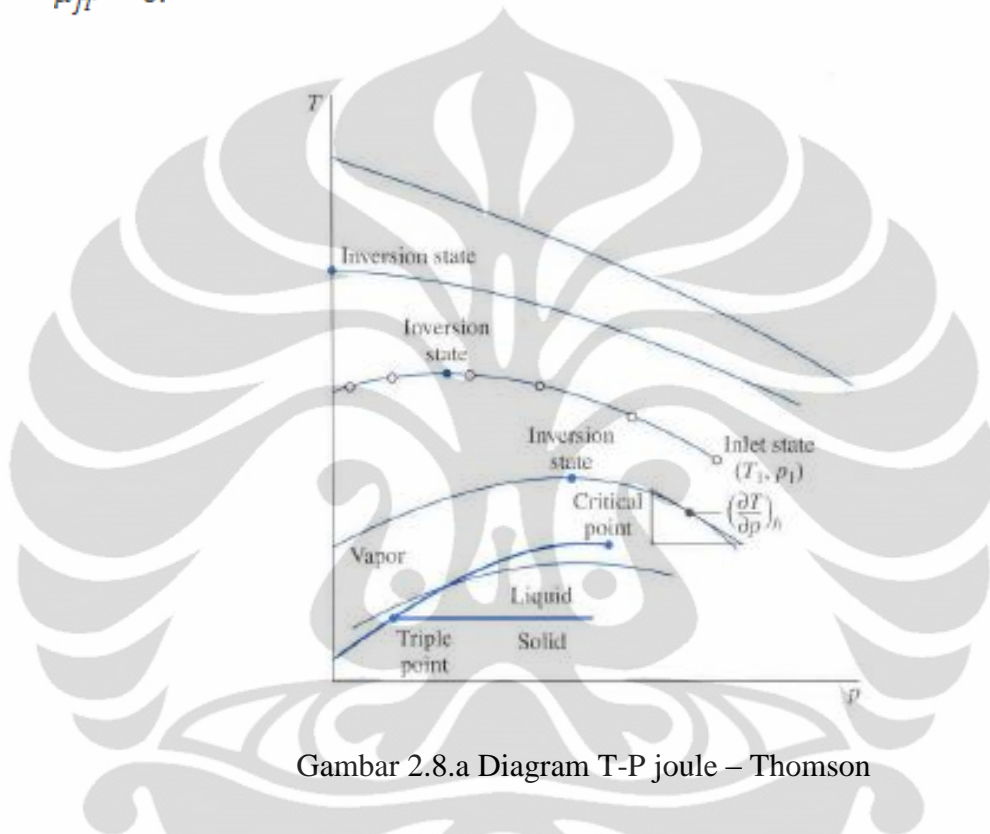
Gambar 2.7. sistem pendingin Joule-Thomson dengan siklus terbuka

Mesin pendingin Joule-Thomson mendapat efek pendinginan dengan mengekspansi gas bertekanan tinggi melalui pipa ekspansi. Jika gas bertekanan tinggi diekspansi secara isentalpik, maka bisa menciptakan efek pendinginan atau pemanasan bergantung dari properti fluida, tekanan operasi, dan temperatur. Gambar di bawah mengilustrasikan garis dari entalpi konstan pada diagram P-h

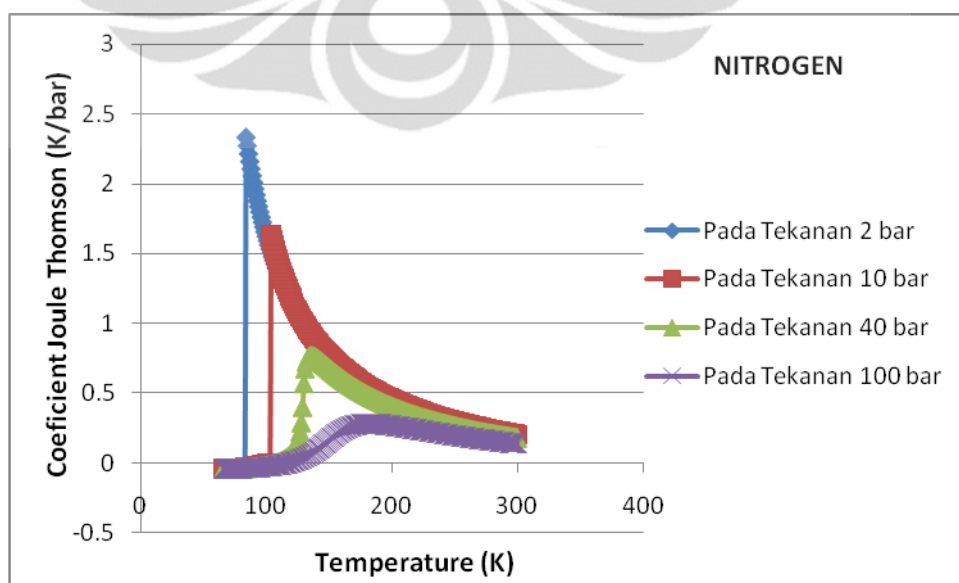
dan menunjukkan bahwa daerah dingin dan hangat dipisahkan melalui kondisi inverse. Koefisien Joule-Thomson, didefinisikan:

$$\mu_{JT} = \left(\frac{\partial T}{\partial p} \right)_h$$

Dimana T adalah temperatur dan p adalah tekanan. Pada kondisi inverse, $\mu_{JT} = 0$.



Gambar 2.8.a Diagram T-P joule – Thomson



Gambar 2.8.b Grafik nilai Koefisien Joule-Thomson pada Nitrogen

Melalui kalkulus, kita dapat menjabarkan persamaan untuk koefisien Joule-Thomson di atas sebagai berikut.

$$\mu_{JT} = \left(\frac{\partial T}{\partial p} \right)_h = \left(\frac{\partial T}{\partial h} \right)_p \left(\frac{\partial h}{\partial p} \right)_T$$

Dari termodinamika, kalor spesifik, c_p , didefinisikan

$$c_p = \left(\frac{dH}{dT} \right)_p$$

Dengan mensubstitusikan kedua persamaan di atas diperoleh

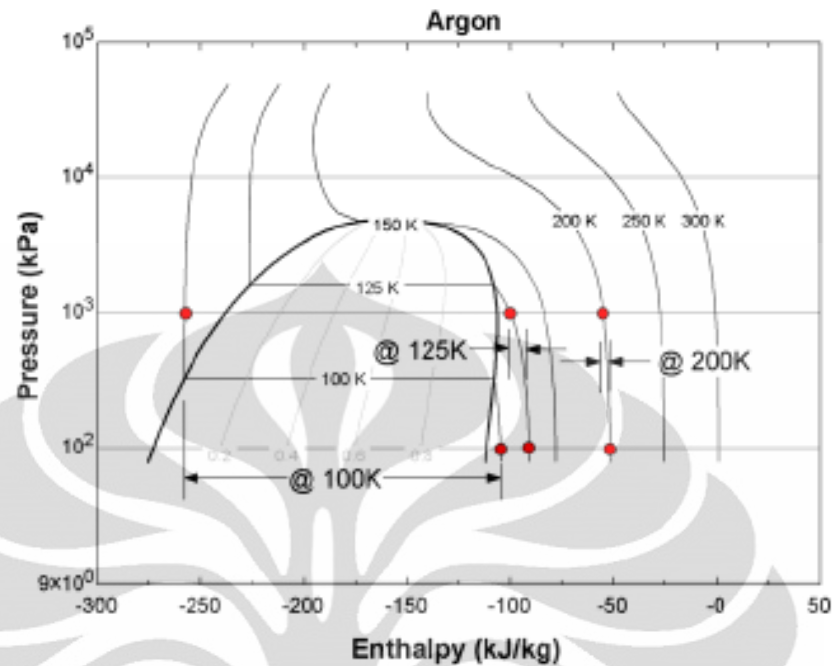
$$\mu_{JT} = 1 - \frac{1}{c_p} \left(\frac{\partial h}{\partial p} \right)_T$$

Persamaan terakhir mengindikasikan bahwa untuk ekspansi isotermik semakin besar penurunan entalpi melalui pipa ekspansi, maka efek Joule-Thomson semakin besar.

Pada gambar 2.8.a diperlihatkan grafik nilai dari joule-thomson koefisien terhadap perubahan temperature pada berbagai macam kondisi tekanan. Pada tekanan 2,10,40 dan 100 bar, nilai dari koefisien Joule-Thomson sangat berdekatan sehingga terlihat pada grafik berimpit satu sama lain.

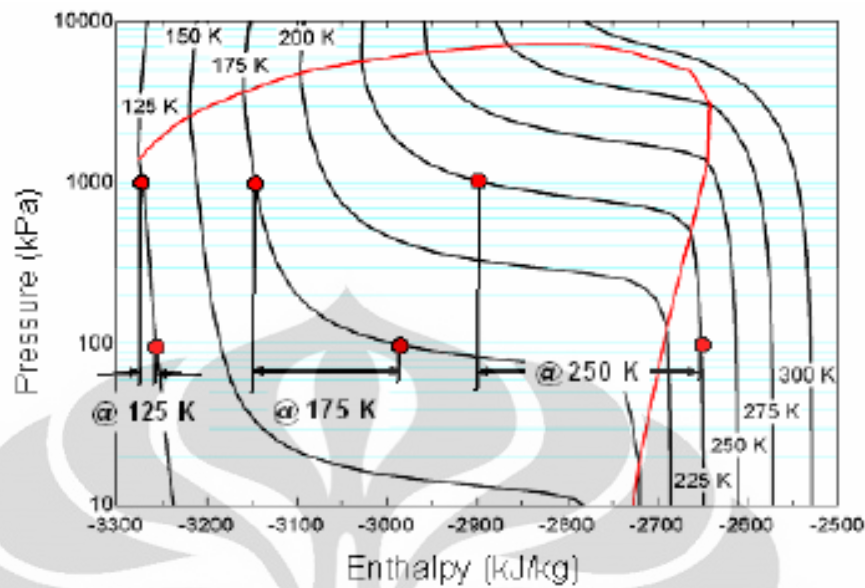
Gambar di bawah pada gambar 2.9 mengilustrasikan efek Joule-Thomson untuk gas argon murni di dalam siklus yang mengekspansi refrigeran dari 1000 kPa menjadi 100 kPa. Di grafik dapat dilihat bahwa daya pendinginan tersedia hanya pada temperatur di bawah 120 K (-153 °C). Perubahan entalpi selama proses ekspansi isothermal adalah minimum untuk proses ekspansi yang berada di luar kubah uap seperti diilustrasikan pada suhu 125 K (-148 °C) dan 200 K (-73 °C). Di luar kubah uap, refrigeran akan tetap berada dalam fase gas sepanjang siklus dan tidak memiliki potensi untuk menuju keadaan saturasi. Pada grafik juga dapat dilihat bahwa di dalam kubah uap, perubahan entalpi selama ekspansi isothermal sebesar 100 kJ/kg bila dibandingkan perubahan entalpi di luar kubah uap yang hanya 10 kJ/kg. Dengan mengganti refrigeran murni dengan refrigeran campuran efek Joule-Thomson mungkin bisa ditingkatkan karena akan memperluas daerah titik didih sehingga memperbesar kubah uap dan menambah

$$\left(\frac{\partial h}{\partial p} \right)_T$$



Gambar 2.9. diagram P-H dengan menggunakan gas argon

Gambar di bawah merupakan contoh dari grafik P-h untuk refrigeran campuran yang terdiri dari nitrogen, metana, dan etana. Meskipun campuran ini tidak bisa menghasilkan temperatur refrigerasi rendah yang sama dengan argon murni, tetapi campuran ini lebih serbaguna pada temperatur yang lebih tinggi. Keserbagunaan merupakan indikator kisaran temperatur yang dapat dicapai oleh sistem refrigerasi. Untuk siklus Joule-Thomson, untuk pengoperasian antara tekanan 1000 kPa dan 100 kPa, potensi refrigerasi yang berkaitan dengan saturasi dicapai pada temperatur 120-90 K (-153 sampai -173 °C) untuk gas argon murni. Untuk campuran tiga refrigeran seperti pada gambar di bawah, potensi refrigerasi yang berkaitan dengan saturasi dicapai pada suhu 260 – 160 K (-113 sampai -213 °C).



Gambar 2.10. grafik P-h untuk refrigeran campuran yang terdiri dari nitrogen, metana, dan etana

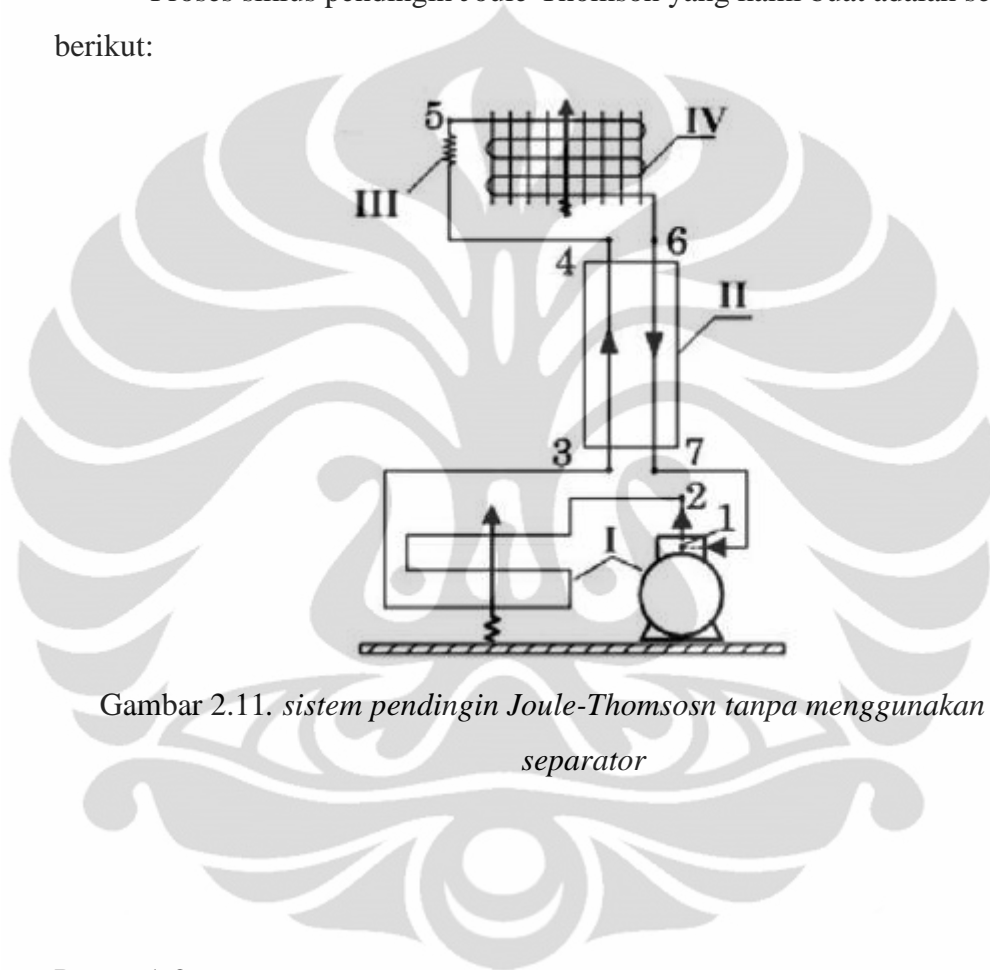
Perkembangan pengoperasian sistem refrigerasi dengan menggunakan gas campuran khususnya pada mesin refrigerasi Joule-Thomson dimulai pada tahun 1970-an di Uni Soviet (Brodyansky et al. 1973). Hingga mendekati tahun 1990, telah banyak sistem refrigerasi yang menggunakan kompresor bertipe oil-lubricated yang diaplikasikan untuk cryocooler, termasuk juga mesin refrigeran Joule-Thomson dengan kelebihanannya yang memiliki reliabilitas yang tinggi dan biaya yang murah. Sejak saat itu, dengan kemampuan Joule-Thomson untuk mencapai temperatur nitrogen cair secara intensif dikembangkan.

Meskipun cryocooler Joule-Thomson secara umum tidak seefisien mesin pendingin mekanik yang lain, tetapi mesin ini tetap digunakan secara luas karena modelnya yang sederhana. Perancangan siklus Joule-Thomson dengan berbagai macam jenis campuran gas telah banyak diteliti, termasuk juga optimasi fraksi Carnot melalui optimasi komponen campuran, meminimalkan irreversibilitas pada proses pertukaran panas dengan mencocokkan kapasitas panas dari aliran refrigeran bertekanan tinggi dan rendah pada recuperative heat exchanger, dan memaksimalkan performa termodinamik melalui optimasi komponen campuran serta tekanan dan temperatur kerja. Untuk keperluan cryosurgery, performa yang paling penting bukanlah mengenai efisiensi, daya refrigerasi, atau parameter lain

yang dapat diidentifikasi dan dioptimasi dengan mengubah-ubah temperatur refrigerasi. Namun, optimasi ukuran cryolesion yang diproduksi yang akan mengakibatkan sel-sel mati justru membutuhkan metode optimasi yang berbeda.

2.4. SISTEM PENDINGIN JOULE-THOMSON YANG DIBUAT

Proses siklus pendingin Joule-Thomson yang kami buat adalah sebagai berikut:



Gambar 2.11. sistem pendingin Joule-Thomson tanpa menggunakan phase separator

Proses 1-2

Pada proses ini campuran refrigeran yang terdiri dari nitrogen, metana, etana, dan propana masuk ke dalam kompresor. Refrigeran kemudian dikompresi secara isentropik sehingga tekanan dan temperaturnya naik.

Proses 2-3

Campuran refrigeran yang telah dikompresi tadi kemudian masuk ke dalam kondenser. Pada proses ini, refrigeran dikondensasikan pada temperatur ruangan. Karena setiap refrigeran memiliki temperatur kondensasi yang berbeda-

beda, maka tidak seluruh refrigeran berubah fase ke dalam liquid. Proses ini berlangsung secara isobarik.

Proses 3-4

Campuran refrigeran yang telah dikondensasikan tadi masuk ke dalam heat exchanger agar mengalami precooling. Pada proses ini, refrigeran yang bertekanan tinggi dan bertemperatur lebih tinggi memindahkan sebagian panasnya ke dalam refrigeran bertekanan rendah dan bertemperatur lebih rendah yang keluar dari evaporator. Proses ini juga berlangsung secara isobarik.

Proses 4-5

Setelah campuran refrigeran dalam keadaan saturated liquid, kemudian refrigeran diekspansi secara isentalpik sampai seluruh refrigeran berada pada fase liquid-vapour. Dengan penurunan tekanan ini maka temperatur refrigeran juga akan ikut turun.

Proses 5-6

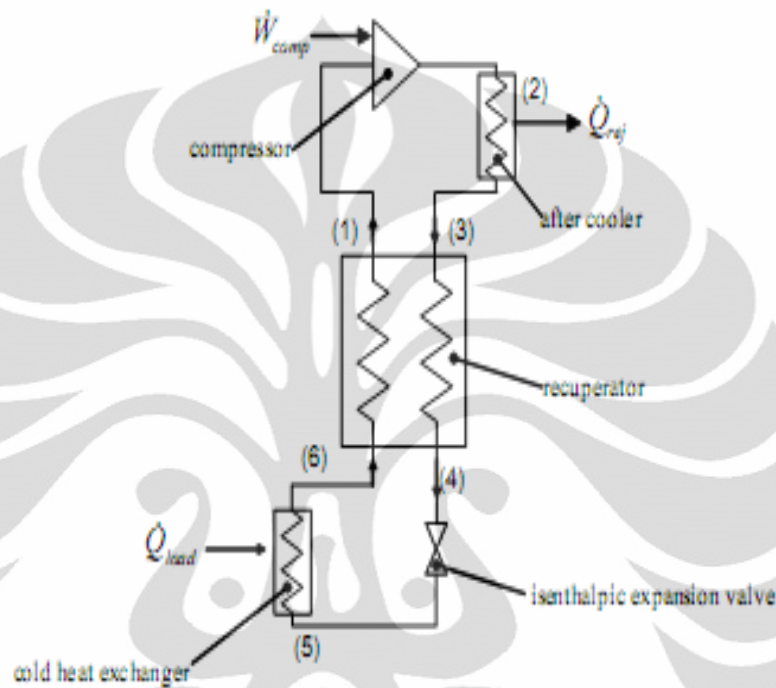
Proses ini merupakan proses dimana refrigeran mengambil panas dari lingkungan. Fase refrigeran yang sebelumnya berwujud liquid-vapour diharapkan melalui proses ini akan kembali menjadi saturated-vapour. Panas yang diserap oleh refrigeran berasal dari heater yang dipasang pada evaporator.

Proses 6-7

Pada proses ini refrigeran yang berfase liquid-vapour dan bertekanan rendah masuk ke dalam heat exchanger agar terjadi pertukaran panas dengan refrigeran yang bertekanan tinggi yang keluar dari kondenser. Dengan proses ini, refrigeran yang bertekanan tinggi akan mengalami penurunan suhu secara isobarik sedangkan refrigeran yang bertekanan rendah akan mengalami kenaikan suhu sehingga fasanya sebelum memasuki kompresor sudah sepenuhnya berwujud gas.

BAB 3 METODE PENELITIAN

3.1 Alat Dan Komponen Pengujian

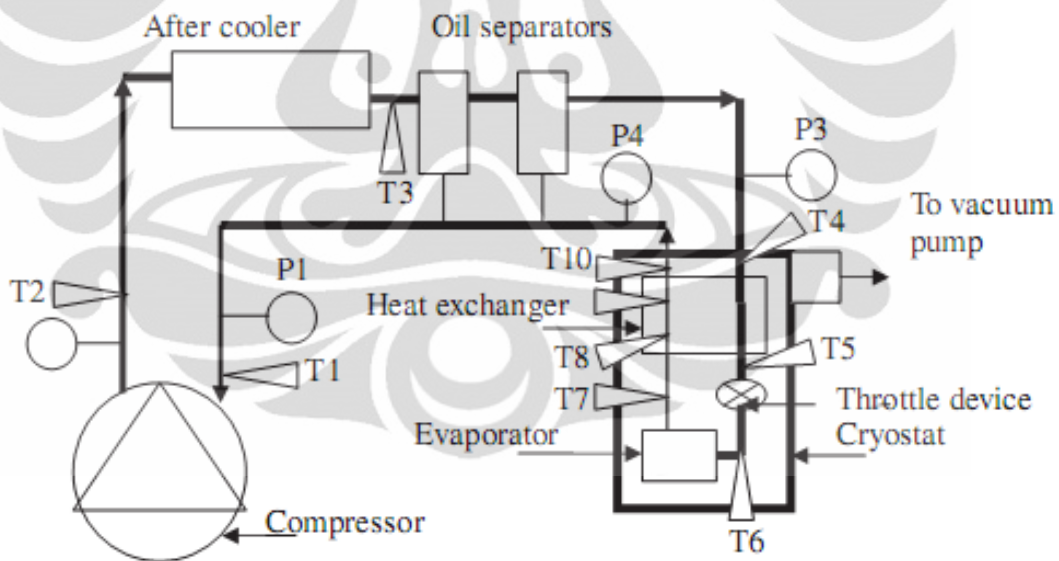


Gambar 3-3 Skematik Alat Pengujian Joule-Thomson

Penelitian mengenai mesin pendingin Joule-Thomson ini dilakukan di Laboratorium Refrijerasi lantai 3 Departemen Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Indonesia (DTM FTUI). Tujuan utama pengujian untuk menganalisa pencapaian temperatur di evaporator dengan variasi panjang pipa kapiler, dan juga variasi dari komposisi massa refrigerant hidrokarbon yang ramah terhadap lingkungan namun memiliki kualitas yang baik sebagai fluida kerja mesin pendingin. Eksperimen menggunakan sistem refrigerasi *Joule-Thomson* telah dikembangkan sebelumnya oleh Harrison M Skye dari Universitas Wisconsin dengan aplikasi sebagai alat cryosurgery, salah satu jenis pengobatan medis yang digunakan untuk membunuh sel kanker yang ada di dalam maupun luar tubuh

manusia dengan melakukan pendinginan secara berulang-ulang hingga mencapai temperatur pendinginan cryo pada temperatur -50°C dan sel kanker tersebut akan mengalami frost bites

Gambar 3-1 menunjukkan skematik dari alat penguji dari sistem refrigerasi *Joule-Thomson*. Siklus Joule Thomson secara umum hampir mirip dengan siklus kompresi uap yang diilustrasikan pada gambar di atas. Hanya saja pada refrigerasi joule-thomson ada tambahan komponen berupa recuperative heat exchanger untuk tujuan pre-cooling. Dengan adanya pre cooling diharapkan suhu dapat diturunkan secara signifikan melalu pertukaran panas pada temperature keluaran condenser dan temperature keluaran evaporator yang terjadi pada heat exchanger.



Gambar 3-4 skema mesin pendingin Joule-Thomson dengan sensor temperature dan tekanan

Sumber Gambar : *N.S. Walimbe, Indian Institute Of Technology Bombay, 2008*

Untuk melakukan pengujian dan pengambilan data terhadap mesin pendingin Joule-Thomson maka dipasang beberapa sensor baik yang bersifat digital maupun analog untuk mengetahui parameter-parameter sistem yang

kemudian akan dianalisis kinerja sistemnya. Data dari pengujian ini diperoleh dengan menggunakan data akuisisi National Instruments LabVIEW 8.5.

gambar diatas menunjukkan skema *mesin pendingin Joule-Thomson* disertai dengan beberapa sensor temperature dan tekanan. Pada alat yang dipakai pengujian dipasang 5 termokopel sebagai sensor temperature , 2 pressure gauge dan 2 pressure transmitter sebagai sensor tekanan. Lebih jelasnya dapat dilihat pada tabel 3-1 dan tabel 3-2.

Termokopel	Tempat Pemasangan	Keterangan
1	Suction	untuk mengukur temperature sebelum masuk ke kompresor
2	Discharge	untuk mengukur temperature sesudah masuk ke kompresor
3	Setelah Kondenser	untuk mengukur temperature sesudah masuk kondenser
4	Sebelum Ekspansi	untuk mengukur temperature sebelum masuk ekspansi pipa kapiler
5	Evaporator	Untuk mengukur temperature pada Evaporator

Tabel 3-1. Tabel pemasangan termokopel

Sensor Tekanan	Tempat Pemasangan	Keterangan
1	Suction	Untuk mengukur Tekanan Sebelum Masuk Kompresor
2	Discharge	Untuk mengukur Tekanan Sesudah Masuk Kompresor

Tabel 3-2. Tabel pemasangan sensor tekanan

Berikut adalah komponen-komponen dari mesin pendingin Joule-Thomson:

Kompresor

Kompresor merupakan bagian terpenting dari sistem refrigerasi, yaitu berfungsi untuk memompa refrigeran yang berbentuk uap dari evaporator sehingga menimbulkan perbedaan tekanan dan mengalirkan refrigeran dalam sebuah sistem refrigerasi. Dalam pengujian sistem ini digunakan 1 unit kompresor jenis rotary kapasitas daya 1 PK, dengan spesifikasi sebagai berikut ini.



Gambar 3-3 Kompresor rotary

Merek	: Panasonic
Tipe	: Hermetic
Daya	: 1 pk
Refrigeran	: R22/R134a
Voltage/Hz	: 240/50 Hz
Lubricant	: Sintetik
Dimensi	: 15x25 cm

Joule Thomson Heat Exchanger

Joule Thomson Heat Exchanger atau alat penukar kalor merupakan komponen dari sistem refrigerasi *Joule Thomson* dalam mentransfer kalor dari keluaran kondenser dan keluaran evaporator.

Heat exchanger berfungsi untuk proses *pre-cooling* pada refrigeran yang akan masuk ke dalam pipa ekspansi. Pada *heat exchanger Joule-Thomson*, refrigeran bertekanan tinggi yang keluar dari *kondenser* akan didinginkan oleh

refrigeran bertekanan rendah yang keluar dari *evaporator*. Berikut spesifikasi *heat exchanger* yang digunakan:



Gambar 3-4 Joule Thomson Heat Exchanger

Tipe : Tube and Tube

Material : Tembaga

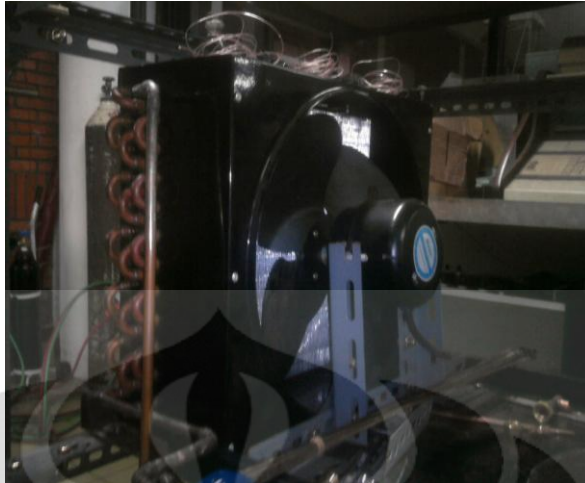
Dimensi :

Dimensi	Pipa luar (LP)	Pipa dalam (HP)
Panjang	4 m	4 m
Diameter	3/8 in	0.087 inci

Tabel 3-3 Spesifikasi Heat Exchanger

Kondenser

Kondenser berfungsi untuk membuang kalor dan mengubah wujud refrigeran dari gas menjadi cair dan juga suatu alat untuk mengkondensasikan refrigeran yang bertekanan dan bertemperatur tinggi yang keluar dari *kompresor*



Gambar 3-5 Kondenser

Tabel 3-4 Spesifikasi Kondenser

Spesifikasi Kondenser	
Tipe :	<i>Fin and Tube air cooled</i>
Material :	Besi dan Pipa tembaga
Dimensi :	Panjang : 40 cm Lebar : 13 cm Tinggi : 40 cm

Alat Ekspansi

Dalam melakukan analisa pengaruh temperatur optimal pada sistem refrigerasi *joule-thomson* maka penulis memvariasikan pipa kapiler sebagai alat ekspansi.



Gambar 3-6 Pipa Kapiler

Tabel 3-5 Spesifikasi Variasi Pipa Kapiler

Spesifikasi	Variasi Pipa Kapiler
Panjang :	Variasi 1 = 20 (dua puluh) centimeter Variasi 2 = 50 (lima puluh) centimeter Variasi 3 = 100 (seratus) centimeter
Diameter :	0,049 inch

Filter Dryer

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



Gambar 3-7 Filter Dryer

Tabel 3-6 Spesifikasi *Filter Dryer*

Spesifikasi Filter Dryer	
Tipe :	Emerson/EK 163
Refrigeran :	CFC, HCFC dan HFC
Dimensi :	Panjang : 17,46 cm Lebar : 6,67 cm

Oil separator

Oil separator berfungsi untuk memastikan pelumas yang digunakan kompresor untuk kembali ke *crankcase* kompresor. Sebelum masuk ke kondenser, campuran pelumas dan refrigeran masuk ke *inlet oil separator* dan melalui serangkaian *baffle* yang menyebabkan partikel pelumas terkumpul kemudian jatuh ke bagian bawah *oil separator*. Pelumas yang telah dipisahkan dari refrigeran dikembalikan ke *liquid receiver*. Karena tekanan pada *oil separator* lebih tinggi dibandingkan tekanan pada *crankcase*. *Oil separator* pada sistem terletak diantara *discharge line* kompresor dan kondenser. Pada alat uji ini digunakan 3 (dua) unit *oil separator* dimaksudkan agar oli tidak terbawa bersama refrigerant ke dalam sistem sehingga efisiensi dan kinerja dari sistem dapat meningkat.



Gambar 3-8 Oil Separator

Tabel 3-7 Spesifikasi Oil Separator

Spesifikasi Oil Separator	
Tipe :	Emerson
Refrigeran :	CFC, HCFC dan HFC
Dimensi :	Tinggi : 26,04 cm Diameter : 10,16 cm

Pipa Tembaga

Pipa tembaga merupakan medium tempat mengalirnya refrigeran pada sistem dari satu bagian ke bagian lainnya. Pipa tembaga dipilih dengan pertimbangan bahwa material ini memiliki konduktivitas termal yang cukup tinggi sehingga memiliki perpindahan panas yang cukup baik.



Gambar 3-9 Pipa Tembaga

Pipa tembaga yang digunakan merupakan pipa tembaga pabrikan Australia. Pertimbangan dalam pemilihan pipa tersebut karena pipa Australia memiliki sifat fisik yang lebih kuat dibanding merk lain. Dalam percobaan ini digunakan 2 (dua) macam diameter pipa tembaga, yaitu diameter 3/8 inch dan 1/4 inch.

Shut Off Valve



Gambar 3-10 Shut Off Valve

Penggunaan *shut off* dalam percobaan ini diperlukan dalam *charging system* atau proses pemasukan refrigeran. Penggunaan *shut off valve* dapat memudahkan dalam proses pemasukan refrigeran. *Shut off valve* yang digunakan berukuran 1/4 inch hal ini disesuaikan dengan drat yang ada pada selang refrigeran yang digunakan.

Cryostat (Casing Heat Exchanger)

Komponen Cryostat (Casing Heat Exchanger) berguna untuk menutup heat exchanger dan sebagai wadah vakum agar temperature dari komponen heat

exchanger tidak dipengaruhi oleh lingkungan luar. sehingga selama sistem berjalan tidak terjadi perpindahan panas dari lingkungan ke sistem.



Gambar 3-11 Cryostat (casing HE sebagai tempat vakum)

Tabel 3- 5 Spesifikasi Cryostat

Spesifikasi Cryostat	
Tipe	: <i>Tabung</i>
Dimensi	: Tinggi 50 cm Diameter 17 cm
Material	: Besi


Alat Ukur

Untuk mendapatkan unjuk kerja dari sistem refrigerasi *cascade* maka pada sistem dipasang beberapa alat ukur yang diperlukan. Berikut adalah spesifikasi alat ukur yang digunakan pada pengujian sistem refrigerasi *cascade*.

- **Pressure Gauge**

Tekanan gage (*pressure gauge*) ini dipasang dengan tujuan memudahkan dalam pengetesan kebocoran dan pemvakuman sistem.

Tabel 3-6 Spesifikasi *Pressure Gauge*

Spesifikasi <i>Pressure Gauge</i>	
<i>Range</i> :	High pressure : 0 – 35 bar Low pressure : 0 – 8 bar
<i>Gambar</i> :	 <p style="text-align: center;">Gambar 3-12 <i>Pressure Gauge</i></p>

- **Pressure Transmitter**



Gambar 3-13 *Pressure Transmitter*

Tabel 3-7 Spesifikasi *Pressure Transmitter*

Spesifikasi Pressure Transmitter	
Pabrikan	: General electric
Tipe	: Druck PTK 1400
Range	: 0 – 40 bar absolute
Analog Output	: 4 – 20 mA
Akurasi	: 0.15 %

Untuk mengukur tekanan yang bekerja pada siklus refrigerasi *cascade*, *pressure transmitter* diletakan pada 2 (dua) titik. Untuk mengukur tekanan di tiap titik kita menggunakan *pressure transmitter* yang datanya kemudian di informasikan melalui labview. *Pressure transmitter* ditempatkan di 2 (dua) titik pada *Tekanan Suction* dan *Tekanan Discharge*. Kemudian data hasil pembacaan dari *pressure transmitter* diinformasikan oleh labview.

- **Termokopel**

Untuk mengetahui temperatur yang ada pada sistem, alat ukur yang digunakan adalah termokopel tipe K dengan sensor yang masuk ke dalam refrigeran. Kemudian data yang terbaca pada sensor termokopel di konversikan oleh perangkat lunak labview untuk memudahkan dalam proses pengambilan dan penyimpanan data.



Gambar 3-14 Termokopel

Tabel 3-8 Spesifikasi Termokopel

Spesifikasi Termokopel	
Tipe :	K
Range :	100 ⁰ C - 110 ⁰ C
Akurasi :	+/- 1 ⁰ C

Laptop

Laptop merupakan alat penunjang dalam pengujian sistem refrigerasi *cascade*. Komputer digunakan sebagai alat penerima sinyal dari data akusisi dan penyimpan data pengujian. Komputer yang digunakan memiliki port USB dan terinstal perangkat lunak konversi tegangan dan ampere (Labview 8.5).

Tabel 3-12 Spesifikasi Laptop



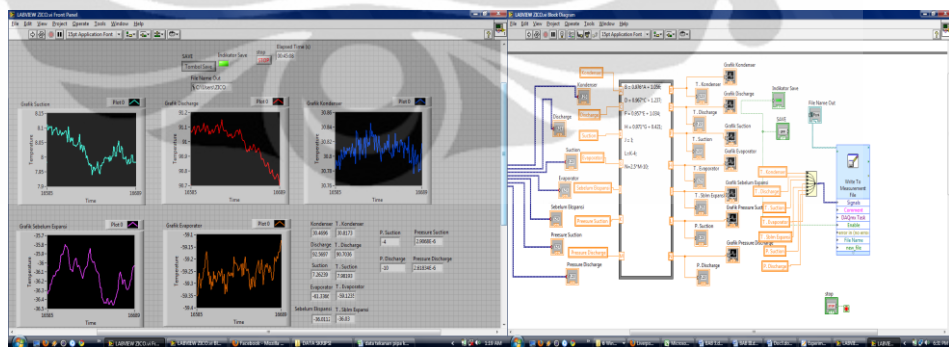
Gambar 3-15 Laptop

Spesifikasi Laptop	
Model	: Intel Pentium 4 Core 2 dua CPU P8700 2,5 GHz
Tipe	: Dell Inspiron type 1545, 4 GB of RAM, ATI RADEON 4300
Jenis	: Microsoft Windows Vista Home Premium
Output	: 3 port USB
Software	: Notepad, NI dan Labview 8.5

Selain Laptop, berikut adalah perangkat lain yang terhubung sebagai alat penunjang pengujian.

- **Perangkat Lunak Labview**

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


Gambar 3-16 Tampilan *front panel* dan *block diagram* labview

Pada gambar 3-16 diatas merupakan tampilan dari perangkat lunak labview. *Front panel* merupakan menu pada labview yang berfungsi menampilkan informasi yang diterima dari data akuisisi. Informasi yang didapatkan dapat berupa grafik ataupun informasi numerik dari sistem cascade yang dibuat diagram alirnya pada *block diagram*.

- **Data Akuisisi**

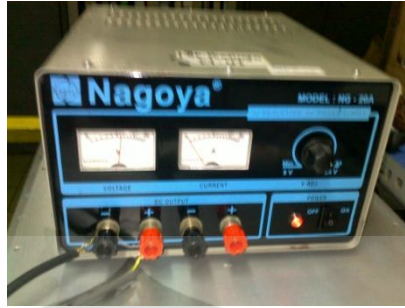
National instrument merupakan data akuisisi yang digunakan untuk melakukan pengukuran dalam sistem ini, dalam pengujian ini digunakan 8 (delapan) panel dimana 1 (satu) panel untuk *pressure transmitter* dan 2 (dua) panel untuk termokopel. Nantinya data dari *national instrument* ini akan di konversikan ke dalam bentuk digital dengan bantuan *software labview*, sehingga data yang kita peroleh, terukur dengan akurat.

Tabel 3-13 Spesifikasi National Instrument

Spesifikasi National Instrument	
Model :	9172
Tipe :	8 panel
Dimensi :	Panjang 18 cm; Lebar 3 cm; Tinggi 7 cm
Gambar :	 <p>Gambar 3-17 National Instrument</p>

Power supply

Power supply digunakan untuk memberikan *supply* tegangan pada instrumen dan alat ukur. Pada *cascade*, *supply* tegangan diperlukan untuk memberikan tegangan pada data akuisisi dan *pressure transmitter*. Besar tegangan *supply* untuk kedua komponen tersebut tidak boleh melebihi tegangan maksimal komponen.



Gambar 3-18 Power Supply

Power supply yang digunakan pada alat uji memiliki spesifikasi, sebagai berikut :

Tabel 3-14 Spesifikasi *Power Supply*

Spesifikasi Power Supply	
Model	: Nagoya
Tipe	: D30 2T
Jenis	: Digital dual output power supply
Output	: Arus (A) dan tegangan (V)

Refrigeran

Refrigeran R290 (Propana), Etana, Metana dan Nitrogen merupakan refrigerant yang digunakan pada mesin pending Joule – Thomson. Hal ini dikarenakan pada refrigerant ini memiliki titik boiling temperature yang sangat rendah, sehingga cocok digunakan sebagai fluida kerja dari mesin pendingin yang ingin mendapatkan temperature ekstrem yang sangat rendah.



Gambar 3-19 Tabung Refrigeran Propana



Gambar 3-20 Tabung Refrigeran Hidrokarbon

Manifold

Manifold berguna pada saat charging refrigerant dan proses pemvakuman pada sistem mesin pendingin. Terdapat 3 (tiga) lubang sebagai tempat penyaluran. Saluran pertama dihubungkan ke sistem pendingin, saluran ke-2 (dua) dihubungkan ke *refrigerant* yang ingin dimasukkan ke dalam sistem, saluran ke-3 (tiga) dihubungkan ke pompa vakum sebagai saluran vakum pada selang dan sistem pendingin. Pada *manifold* juga terdapat 2 (dua) katup penutup. Katup 1 (satu) berfungsi sebagai pemutus aliran *refrigerant* ke sistem, katup 2 (dua) berfungsi untuk memutus saluran *vakum* apabila sudah tidak dipergunakan.



Gambar 3-20 Manifold

Kipas

Kipas berguna sebagai media pendingin bagi kompresor. Dengan kerja kompresor yang sangat berat pada saat proses kompresi, maka diperlukan media pendingin agar kompresor tidak terjadi peningkatan temperature sangat besar (*overheat*) yang memungkinkan terjadinya kerusakan pada kompresor.



Gambar 3-22 Kipas Kompresor

3.2 Tes Kebocoran

Setelah semua sistem pemipaan serta komponennya terpasang, maka terlebih dahulu dilakukan tes kebocoran dengan tujuan agar pada saat dijalankan sistem berjalan dengan baik tanpa adanya kebocoran. Kebocoran pada sistem dapat menurunkan performa dari sistem tersebut. Adapun prosedurnya adalah sebagai berikut :

1. Unit dalam keadaan mati (*off*).
2. Sistem diisi dengan gas nitrogen hingga tekanan ± 15 bar.
3. Sistem pemipaan di tes kebocoran dengan menggunakan busa sabun.
4. Tandai setiap tempat yang menjadi indikasi kebocoran, untuk dapat diperbaiki.
5. Perbaiki kebocoran.
6. Tandai tekanan yang ada, kemudian tunggu hingga beberapa jam, jika tekanan tersebut berkurang maka ulangi dari langkah ke-3 hingga tekanan dipastikan tidak ada penurunan lagi.

3.3 Vacuum System

Setelah dipastikan tidak ada kebocoran dalam sistem maka proses selanjutnya adalah melakukan evakuasi sistem menggunakan pompa vakum, langkah ini dimaksud untuk memastikan sistem tidak mengandung uap air. Langkah-langkah dalam *vacuum system* adalah sebagai berikut:

1. Unit sistem dalam keadaan mati (*off*).
2. Hubungkan selang *manifold gauge* pada suction kompresor dan pompa vakum.
3. Nyalakan pompa vakum hingga pada jarum pada *pressure gauge* menunjukkan angka dibawah 0 bar (± 30 menit).
4. Tutup katup *manifold gauge* dan pompa vakum.
5. Matikan pompa vakum.



Gambar 3-23 Pompa Vakum

3.4 Charging System

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

1. Unit sistem dalam keadaan mati (*off*).
2. Hubungkan selang manifold gauge pada suction kompresor dan tabung refrigeran yang sebelumnya telah ditimbang terlebih dahulu.



Gambar 3-24 Timbangan Digital

3. *Shut off valve* pada sistem dalam keadaan tertutup, kemudian buka katup pada refrigeran.
4. *Flashing* refrigeran beberapa saat.
5. Kemudian pastikan selang manifold gauge pada suction kompresor terpasang dengan kencang.
6. Buka perlahan-lahan *shut off valve* sambil memperhatikan pembacaan timbangan, sesuai dengan berat refrigeran yang masuk kedalam sistem tercapai.

3.5 Metode Pengambilan Data

Adapun prosedur pengambilan data ini adalah sebagai berikut :

Langkah Persiapan:

1. Vakum sistem dengan pompa vakum selama 45 menit.
2. Vakum cryostat dengan pompa vakum selama 20 menit.
3. Masukkan campuran refrigerant sesuai variasi yang telah ditentukan.
4. Nyalakan kipas pendingin kompresor.
5. Nyalakan komputer, kemudian hubungkan kabel USB *Power Meter* dan *National Instrument*.
6. Nyalakan kompresor dan kondenser secara bersamaan.

Langkah Pengujian:

1. Buka program perangkat lunak labview.
2. Jalankan program.
3. Pada detik ke-10 tekan icon “save” untuk menjalankan proses penyimpanan data.
4. Tunggu hingga temperature keadaan steady (tidak ada penambahan atau pengurangan temperature pada tiap komponen sistem pendingin).
5. Setelah mencapai keadaan steady tekan tombol stop pada labview yang secara otomatis akan menghentikan pengambilann data.
6. Matikan program labview.
7. Matikan komputer.
8. Pengujian selesai.

BAB IV

ANALISA DATA

Pada Bab ini penulis akan memberikan hasil percobaan dari mesin pendingin *joule – Thomson*. Ada beberapa data dan grafik yang akan ditampilkan untuk mengetahui sistem kinerja yang paling optimal, dari beberapa hasil percobaan tersebut akan dibandingkan variasi *komposisi massa* dan panjang *pipa kapiler* yang dapat mencapai temperature paling rendah.

Variasi panjang pipa kapiler

Variasi	Panjang	Diameter
I	20 cm	0.049 in
II	50 cm	0.049 in
III	100 cm	0.049 in
IV	200 cm	0.049 in

Table 4.1. *variasi panjang pipa kapiler*

4.1. PROPERTIES REFRIGERAN

Refrigerant yang digunakan pada mesin pendingin *joule-thomson* yaitu campuran *hidrokarbon* (Propane, Methane, Ethane, dan Butane) dan Nitrogen. Pencampuran *refrigerant* dimaksudkan agar mendapatkan sifat *termodinamik* yang sesuai, sehingga pencapaian suhu dapat maksimal dan kinerja dari kompresor bila dilihat dari rasio kompresinya masih dalam batas yang wajar.

Sedangkan *properties* dari *hidrokarbon* (Propane, Metana, Etana, dan Butana) dan Nitrogen sendiri adalah (sumber: REFPROP 8.0):

	Nitrogen	Ethane	Methane	Propane	Butane
<i>Critical Temperature</i>	-146.96 [°C]	32,2 [°C]	-82.586 [°C]	96.74 [°C]	151.98 [°C]
<i>Critical Pressure</i>	33.958 [bar]	48,7 [bar]	45.992 [bar]	42.512 [bar]	37.96 [bar]
<i>Critical Density</i>	313.3 [kg/m ³]	206,2 [kg/m ³]	162.66 [kg/m ³]	220.48 [kg/m ³]	228.0 [kg/m ³]
<i>Normal boiling point</i>	-195.8 [°C]	-88.581 [°C]	-161.48 [°C]	-42.114 [°C]	-0.49 [°C]
<i>Minimum Temperature</i>	-210.0 [°C]	-182,8 [°C]	-182.46 [°C]	-187.62 [°C]	-138.26 [°C]
<i>Maximum Temperature</i>	1726.9 [°C]	401,9 [°C]	351.85 [°C]	351.85 [°C]	301.85 [°C]
<i>Maximum Pressure</i>	22000 [bar]	9000 [bar]	10000 [bar]	10000 [bar]	690.0 [bar]
<i>Maximum Density</i>	1488.9 [kg/m ³]	674,2 [kg/m ³]	642.87 [kg/m ³]	908.37 [kg/m ³]	767.21 [kg/m ³]

Tabel 4.2. *Properties Hidrokarbon (Propane, Metana, Etana, Butana) dan Nitrogen*

Dari tabel diatas kita bisa lihat *properties* dari masing masing refrigerant yang dipakai. Normal boiling Temperature pada nitrogen sebesar -195.8 [°C],hal ini berarti butuh temperature yang lebih rendah dari -195.8 [°C] untuk dapai merubah fase nitrogen dari bentuk gas ke cair. Semakin rendah normal boiling point dari suatu senyawa maka makin rendah suhu yang dapat dicapai oleh mesin pendingin). namun dikarenakan tekanan nitrogen dan methane yang relative besar maka penggunaan nitrogen sangat terbatas dari jumlah komposisi massa yang digunakan. Refrigerant yang dapat mengimbangi dari jumlah komposisi massa yang lebih besar yakni dari senyawa propane dan butane,sehingga penggunaan

kedua senyawa ini sebagai penyeimbang dari campuran agar mendapatkan suhu minimum yang lebih rendah pada evaporator.

Variasi dari Komposisi massa yang digunakan 3 variasi komposisi, dimana masing masing dari variasi tersebut memiliki massa yang berbeda. Lebih detailnya dapat dilihat pada table dibawah:

campuran A	massa	fraksi massa
Propane	120	0.6
Etana	55	0.275
Metana	15	0.075
Nitrogen	10	0.05
campuran B		
Propane	140	0.7
Etana	35	0.175
Metana	15	0.075
Nitrogen	10	0.05
campuran C		
Propane	200	0.769230769
Etana	35	0.134615385
Metana	15	0.057692308
Nitrogen	10	0.038461538

Tabel 4.3. variasi komposisi massa dari pipa kapiler 20 cm dan 50 cm

campuran A	massa	fraksi massa	Campuran A	massa	Fraksi massa
propana	145	0.48333333	Butana	90	0.3
etana	55	0.18333333	Propana	185	0.61666667
metana	10	0.03333333	Etana	0	0
Buthane	90	0.3	Metana	25	0.08333333
campuran B			Nitrogen	0	0
propana	125	0.41666667	Campuran B	massa	Fraksi massa
etana	65	0.21666667	Butana	85	0.28333333
metana	10	0.03333333	Propana	123	0.41
Buthane	100	0.33333333	Etana	80	0.26666667
campuran C			Metana	12	0.04
propana	155	0.51666667	Nitrogen	0	0
etana	55	0.18333333	Campuran C	massa	Fraksi massa
metana	10	0.03333333	Butana	85	0.27419355
Buthane	80	0.26666667	Propana	123	0.39677419
			Etana	80	0.25806452
			Metana	12	0.03870968
			Nitrogen	10	0.03225806

Tabel 4.4. variasi komposisi massa dari pipa kapiler 100 cm dan 200 cm

4.2. HASIL PENGUJIAN SISTEM REFRIGERASI JOULE –THOMSON

4.2.1. HASIL PENGUJIAN PADA PIPA KAPILER 20 cm

Variasi Campuran	Propana	Etana	Metana	Nitrogen
A	120	55	15	10
B	140	35	15	10
C	200	35	15	10

Table 4.5. Komposisi Massa pipa kapiler 20 cm

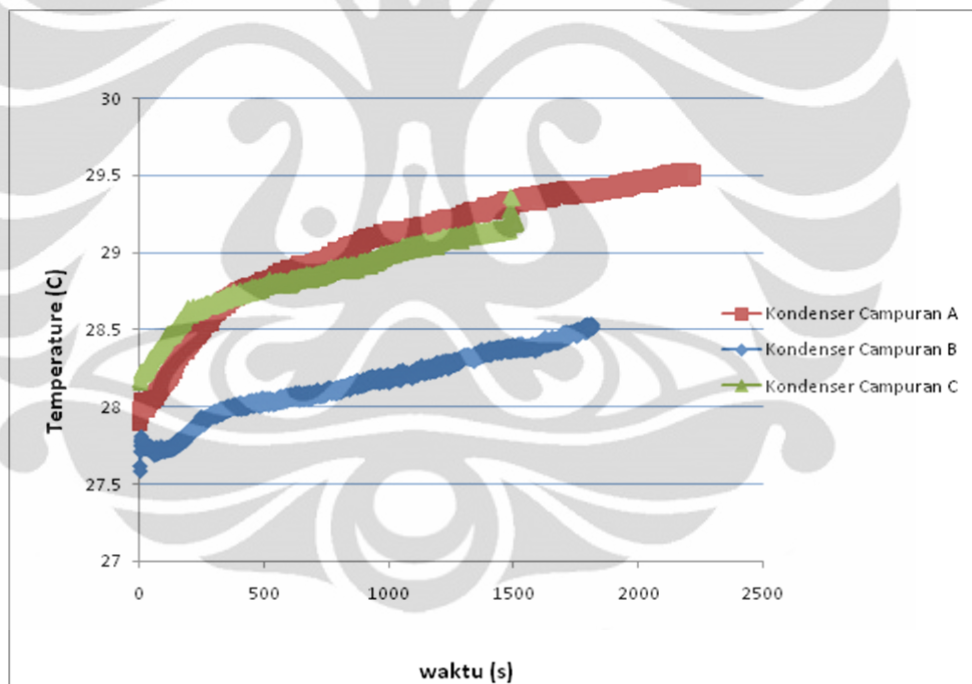
Pipa Kapiler 20 cm	Campuran	Kondenser (°C)	Discharge (°C)	Suction (°C)	Evaporator (°C)	Sebelum Ekspansi (°C)	Waktu Steady
	A	29.50	79.98	20.35	-41.43	-11.10	37 menit
	B	28.51	87.31	19.70	-40.85	-11.05	30 menit
	C	29.19	84.39	17.32	-41.03	-14.55	25 menit

Table 4.6. Hasil Pengujian Temperature Tiap Komponen Pipa Kapiler 20 cm

Pipa Kapiler 20 cm	Campuran	Tekanan Discharge (bar)	Tekanan Suction (bar)	Rasio Kompresi	Waktu Steady
	A	17.613	2.738	6.432798	37 menit
	B	16.413	2.513	6.531238	30 menit
	C	17.213	2.663	6.463763	25 menit

Table 4.7. Hasil Pengujian Tekanan dan Rasio Kompresi pada Pipa Kapiler 20 cm

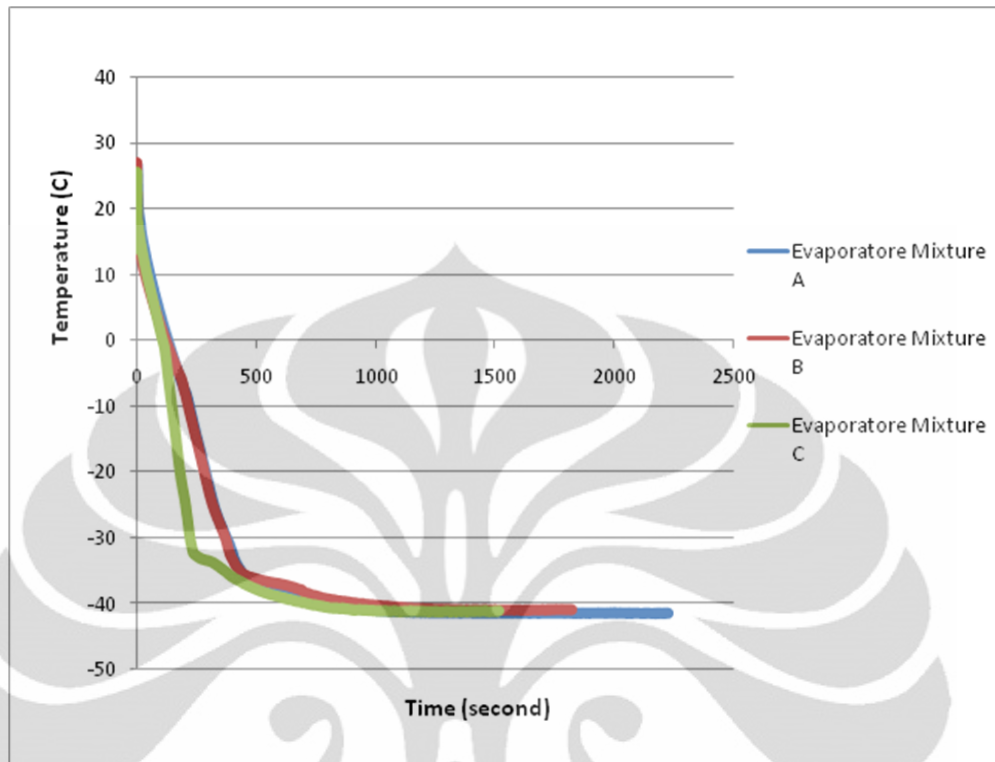
4.2.1.1 Temperature Perbandingan Keluaran Kondenser



Gambar 4.1. Temperature Perbandingan Keluaran Kondenser pipa kapiler 20 cm

Gambar diatas menunjukkan bahwa dalam tiga kali percobaan nilai perbandingan temperatur refrigeran ketika keluar kondenser seiring berjalannya waktu. Temperatur keluaran kondenser berkisar pada temperatur 28.5 °C hingga 29.5 °C.

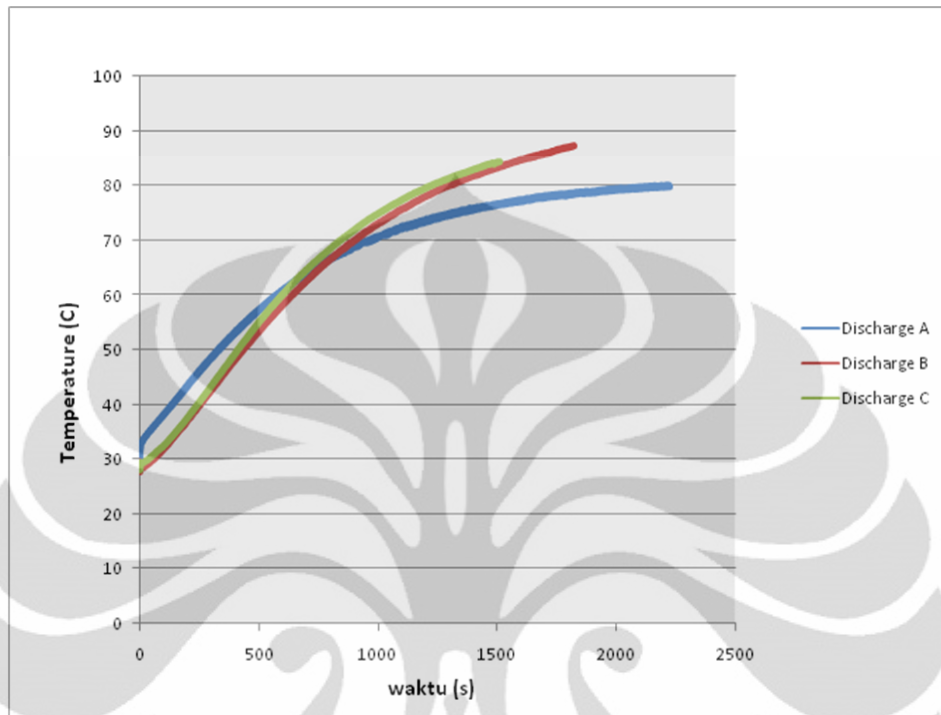
4.2.1.2 Temperature Perbandingan pada Evaporator



Gambar 4.2. *Temperature Perbandingan pada Evaporator pipa kapiler 20 cm*

Gambar diatas menunjukkan bahwa dalam tiga kali percobaan nilai perbandingan temperatur refrigeran pada evaporator seiring berjalannya waktu. Temperatur evaporator berkisar pada temperatur -40°C hingga -41.5°C . Dapat dilihat pada grafik penurunan temperature pada campuran C membutuhkan waktu yang lebih singkat dengan menggunakan lebih banyak komposisi massa refrigerant. Berbeda dengan menggunakan komposisi massa campuran A dan B, pada tren penurunan temperature terhadap waktu lebih lama, namun pencapaian temperature yang sangat rendah ada pada campuran A berkisar pada temperature 41.4°C . maka dapat disimpulkan pengaruh komposisi massa etana berperan pada proses penurunan temperature yang lebih optimal.

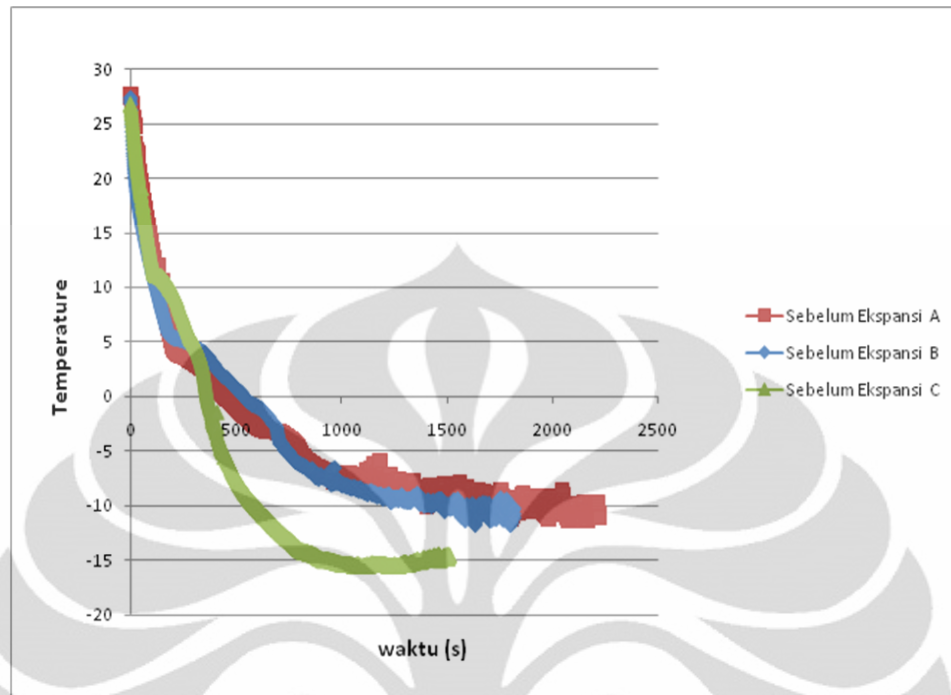
4.2.1.3 Temperature Perbandingan pada Keluaran Kompresor (Discharge)



Gambar 4.3. *Temperature Perbandingan pada Keluaran Kompresor (Discharge) pipa kapiler 20 cm*

Gambar diatas menunjukkan bahwa dalam tiga kali percobaan nilai perbandingan temperatur refrigeran ketika keluar kompresor seiring berjalannya waktu. Temperatur keluaran kompresor berkisar pada temperatur 80 °C hingga 87 °C. Pencapaian temperature paling tinggi ada pada campuran B pada kisaran temperature 87 °C.

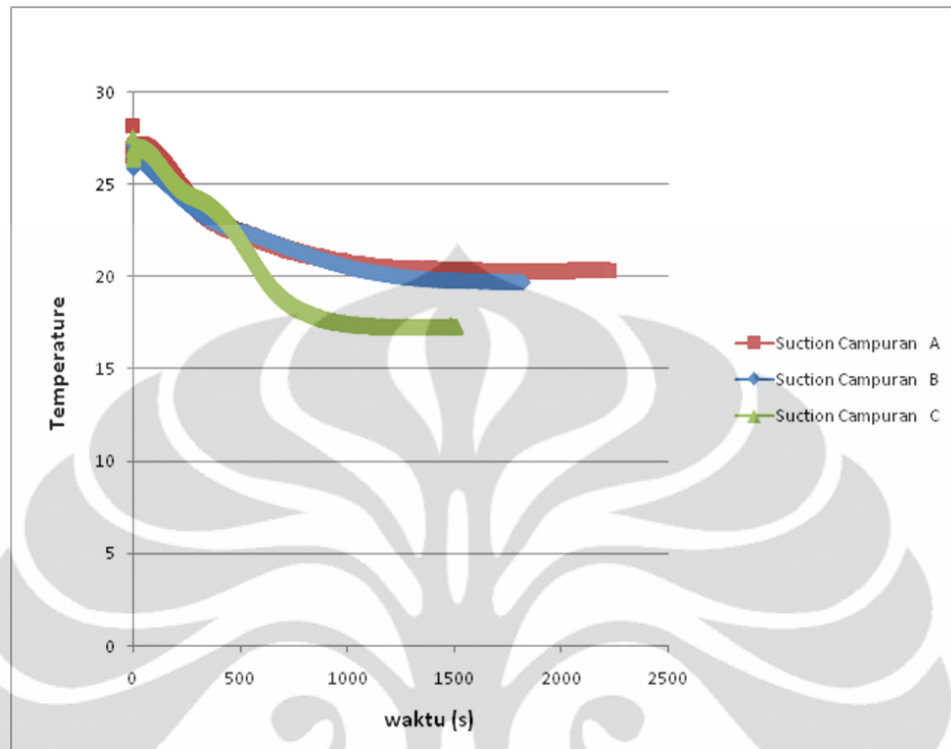
4.2.1.4 Temperature Perbandingan sebelum Ekspansi



Gambar 4.4. *Temperature Perbandingan sebelum Ekspansi pipa kapiler 20 cm*

Gambar diatas menunjukkan bahwa dalam tiga kali percobaan nilai perbandingan temperatur refrigeran ketika keluar dari heat exchanger (baca : sebelum ekspansi) dari proses pre cooling seiring berjalannya waktu terus mengalami penurunan suhu. Temperatur sebelum ekspansi berkisar pada temperatur -11°C hingga -14°C . Pencapaian temperature paling rendah ada pada campuran C pada kisaran temperature -14°C . proses pre cooling sebelum masuk ke ekspansi dapat menurunkan temperature lebih signifikan. Dengan adanya proses pertukaran panas pada heat exchanger, temperature pada evaporator dapat di turunkan hingga pencapaian suhu yang sangat rendah.

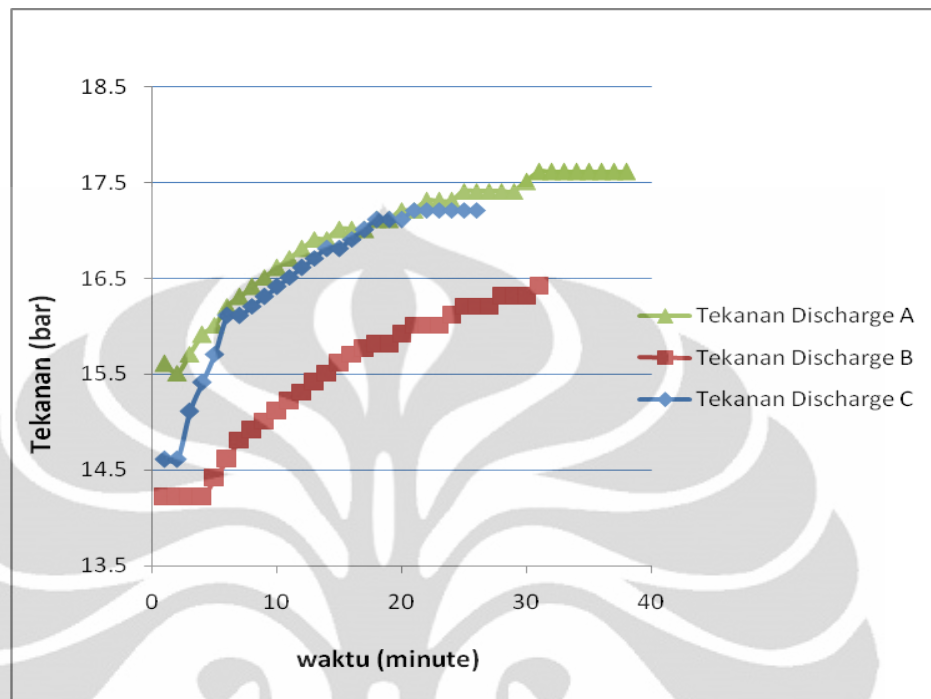
4.2.1.5 Temperature Perbandingan Sebelum masuk Kompresor (Suction)



Gambar 4.5. *Temperature Perbandingan Sebelum masuk Kompresor (Suction) pipa kapiler 20 cm*

Gambar diatas menunjukkan bahwa dalam tiga kali percobaan nilai perbandingan temperatur refrigeran ketika sebelum masuk kompresor (suction) seiring berjalannya waktu terus mengalami penurunan temperature. Temperatur suction berkisar pada temperatur 17 °C hingga 22 °C. Pencapaian temperature paling tinggi ada pada campuran A pada kisaran temperature 22 °C. pada campuran C dapat dilihat dengan waktu yang lebih singkat temperature pada suction turun hingga berkisar pada temperature 17 °C, hal ini merupakan efek dari pertukaran panas pada heat exchanger antara temperature keluaran kondenser dan temperature keluaran evaporator. Namun demikian temperature yang baik sebelum masuk kompresor lebih baik memiliki temperature yang cukup tinggi, sehingga kinerja kompresor tidak lagi terlalu berat.

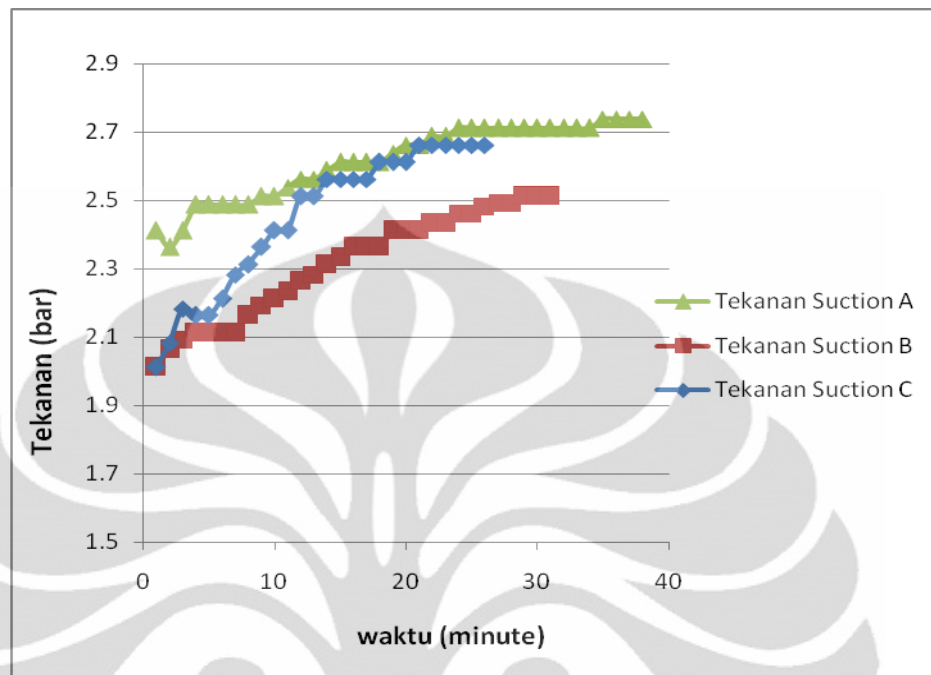
4.2.1.6. Perbandingan Tekanan Keluaran Kompresor (Discharge)



Gambar 4.6. Perbandingan Tekanan Keluaran Kompresor (Discharge) pipa kapiler 20 cm

Dilihat dari grafik perbandingan diatas , kita dapat menyimpulkan bahwa tekanan keluaran kompresor pada campuran A cenderung lebih besar dari campuran lain yakni stabil pada tekanan 17.6 bar selama 37 menit. Sedangkan campuran B dan C masing – masing stabil pada tekanan discharge 16.4 bar dan 17,2 bar.

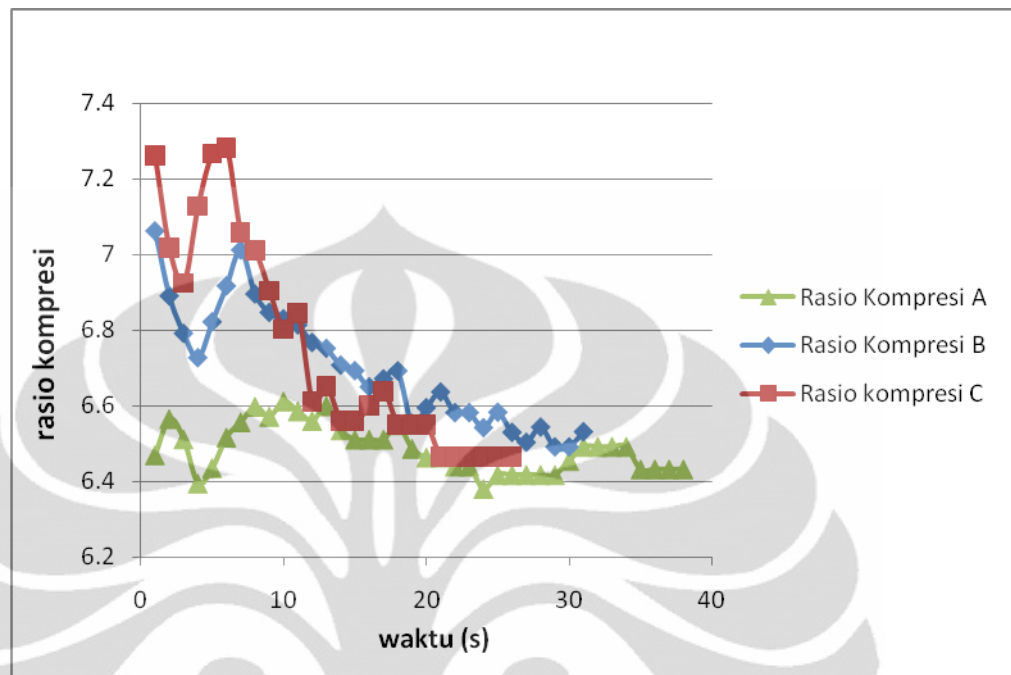
4.2.1.7. Perbandingan Tekanan Sebelum Kompresor (Suction)



Gambar 4.7. Perbandingan Tekanan Sebelum Kompresor (Suction) pipa kapiler 20 cm

Dilihat dari grafik perbandingan diatas , kita dapat menyimpulkan bahwa tekanan suction pada campuran A lebih besar dibandingkan campuran B dan C, tekanan suction pada menit awal dimulai pada tekanan 2,4 bar, hal ini dikarenakan pada campuran A jumlah komposisi massa dari etana lebih banyak dari campuran B dan C. trend kenaikan tekanan pada campuran B dan C pada menit awal dimulai pada tekanan 2 bar, namun seiring berjalannya waktu tekanan pada suction C menjadi lebih besar dengan waktu steady yang lebih singkat. Hal ini dikarenakan jumlah komposisi massa campuran C sebesar 260 gr, lebih banyak dibandingkan campuran A dan B sebesar 200 gr.

4.2.1.8. Perbandingan Rasio Kompresi pada Tiap Campuran



Gambar 4.8. grafik Perbandingan Rasio Kompresi pada Tiap Campuran pipa kapiler 20 cm

Dilihat pada grafik diatas dapat disimpulkan bahwa rasio kompresi A lebih stabil dibandingkan pada campuran yang lain, pada campuran A rasio kompresi stabil pada nilai 6,4. Pada campuran B dan C pada menit awal pengoperasian memiliki nilai rasio kompresi yang relative tinggi Hal ini dikarenakan kerja kompresor berat pada awal pengoperasian untuk mencapai temperature saturasi dari kondenser dengan spesifikasi campuran refrigerant yang bervariasi.

$$\text{Rasio Kompresi} = \text{Tekanan Discharge (bar)} / \text{Tekanan Suction (bar)}$$

\

4.2.2. HASIL PENGUJIAN PADA PIPA KAPILER 50 cm

Variasi Campuran	Propana	Etana	Metana	Nitrogen
A	120	55	15	10
B	140	35	15	10
C	200	35	15	10

Table 4.8. *Komposisi Massa pipa kapiler 50 cm*

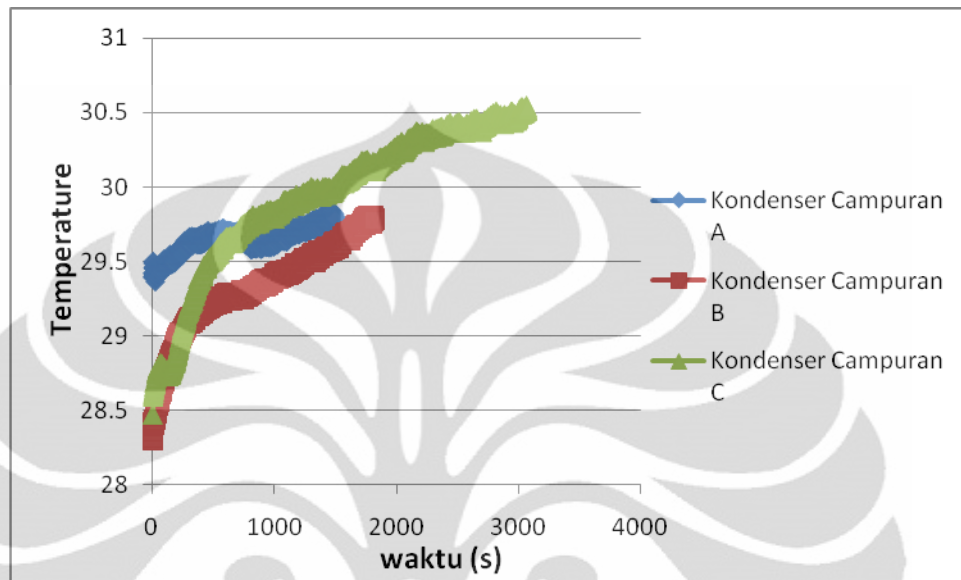
Pipa Kapiler 50 cm	Campuran	Kondenser (°C)	Discharge (°C)	Suction (°C)	Evaporator (°C)	Sebelum Ekspansi (°C)	Waktu Steady
	A	29.78	89.08	20.99	-44.18	-8.82	25 menit
	B	29.77	88.03	21.41	-43.94	-9.99	30 menit
	C	30.52	97.26	18.13	-47.25	-17.70	51 menit

Table 4.9. *Hasil Pengujian Temperature Tiap Komponen Pipa Kapiler 50 cm*

Pipa Kapiler 50 cm	Campuran	Tekanan Discharge (bar)	Tekanan Suction (bar)	Rasio Kompresi	Waktu Steady
	A	18.813	2.713	6.93439	25 menit
	B	16.913	2.463	6.86683	30 menit
	C	18.913	2.763	6.8451	51 menit

Table 4.10. *Hasil Pengujian Tekanan dan Rasio Kompresi pada Pipa Kapiler 50 cm*

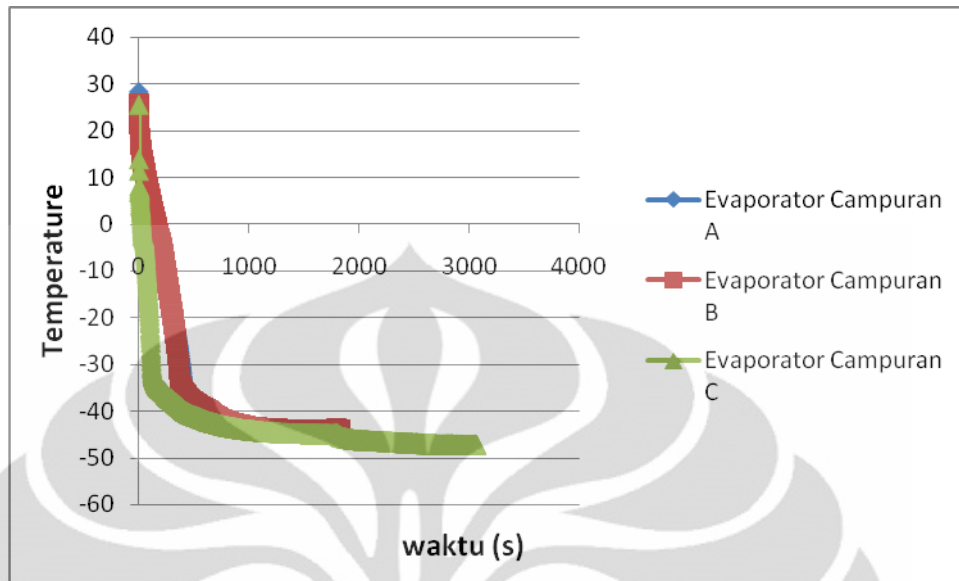
4.2.2.1 Temperature Perbandingan Keluaran Kondenser



Gambar 4.9. *Temperature Perbandingan Keluaran Kondenser pipa kapiler 50 cm*

Gambar diatas menunjukkan bahwa dalam tiga kali percobaan nilai perbandingan temperatur refrigeran ketika keluar kondenser seiring berjalannya waktu. Temperatur keluaran kondenser berkisar pada temperatur 28.5 °C hingga 29.5 °C.

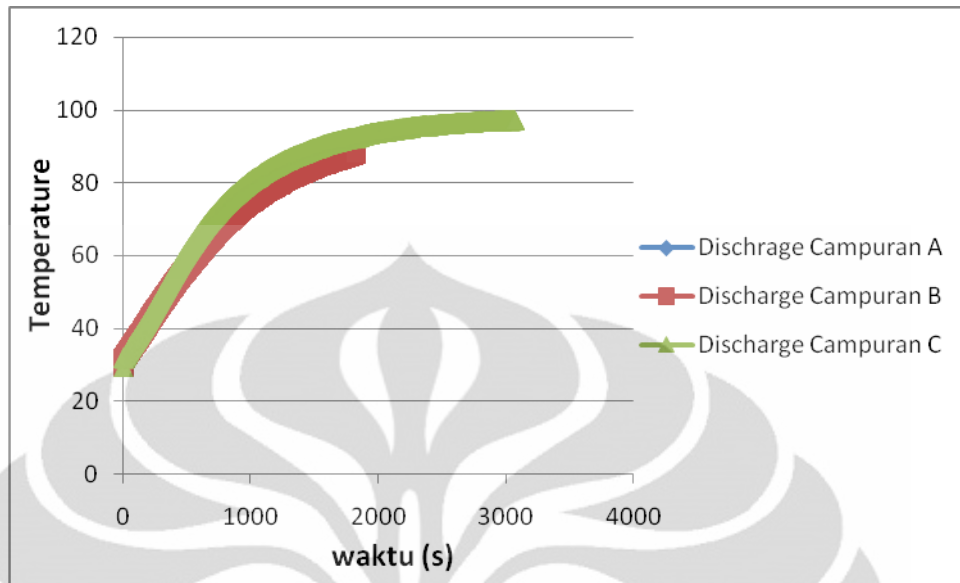
4.2.2.2 Temperature Perbandingan pada Evaporator



Gambar 4.10. *Temperature Perbandingan pada Evaporator pipa kapiler 50 cm*

Gambar diatas menunjukkan bahwa dalam tiga kali percobaan nilai perbandingan temperatur refrigeran pada evaporator seiring berjalannya waktu. Temperatur evaporator berkisar pada temperatur $-44\text{ }^{\circ}\text{C}$ hingga $-47\text{ }^{\circ}\text{C}$. Dapat dilihat pada campuran C dengan komposisi massa 260 gr dapat mencapai penurunan temperature hingga $-47\text{ }^{\circ}\text{C}$ dalam waktu 52 menit . sedangkan pada campuran A dan B temperature berkisar $-44\text{ }^{\circ}\text{C}$. dibandingkan dengan percobaan sebelumnya temperature yang lebih rendah dapat dicapai dengan komposisi massa yang sama dengan diperpanjangnya pipa kapiler. Hal ini menunjukkan semakin panjang pipa kapiler maka penurunan temperature yang lebih rendah dapat tercapai.

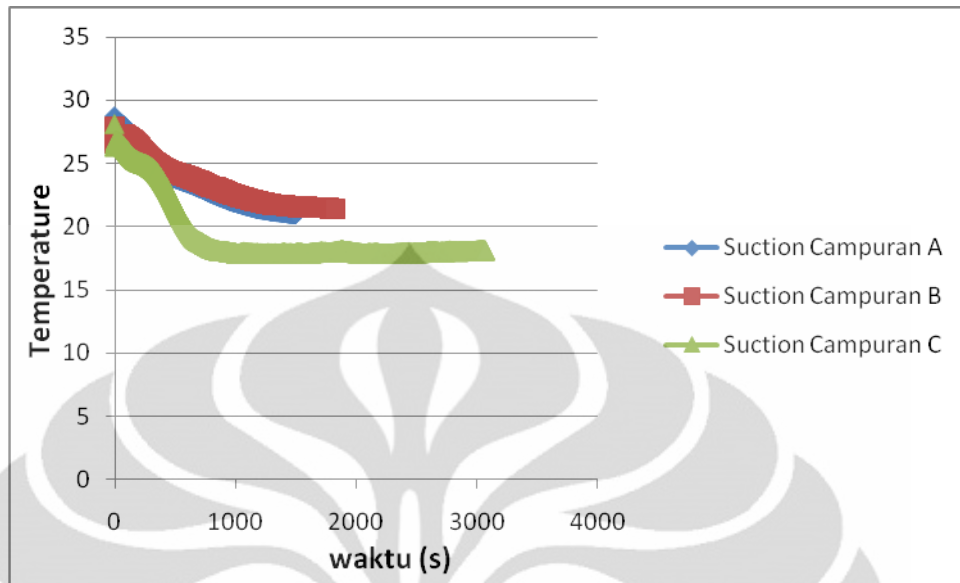
4.2.2.3 Temperature Perbandingan pada Keluaran Kompresor (Discharge)



Gambar 4.11. *Temperature Perbandingan pada Keluaran Kompresor (Discharge) pipa kapiler 50 cm*

Dapat dilihat pada grafik perbandingan diatas. Temperatur keluaran kompresor berkisar pada temperatur 88 °C hingga 97 °C. Pencapaian temperature paling tinggi ada pada campuran C pada kisaran temperature 97 °C. pada campuran C komposisi massa 260 gr memiliki temperature keluaran discharge yang sangat tinggi dikarenakan komposisi massa refrigerant yang lebih banyak dari campuran A dan B.

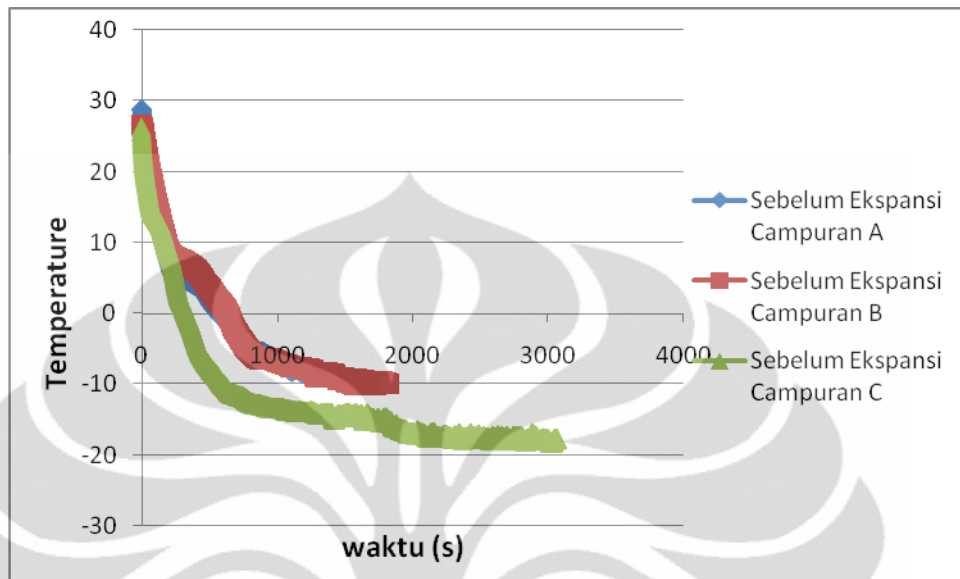
4.2.3.5 Temperature Perbandingan Sebelum masuk Kompresor (Suction)



Gambar 4.12. *Temperature Perbandingan Sebelum masuk Kompresor (Suction) pipa kapiler 50 cm*

Gambar diatas menunjukkan bahwa dalam tiga kali percobaan nilai perbandingan temperatur refrigeran ketika sebelum masuk kompresor (suction) seiring berjalannya waktu terus mengalami penurunan temperature. Temperatur suction berkisar pada temperatur 18 °C hingga 21 °C. Temperature paling rendah dicapai pada variasi campuran refrigerant C, hal ini terjadi disebabkan oleh temperature evaporator yang sangat rendah pada campuran C.

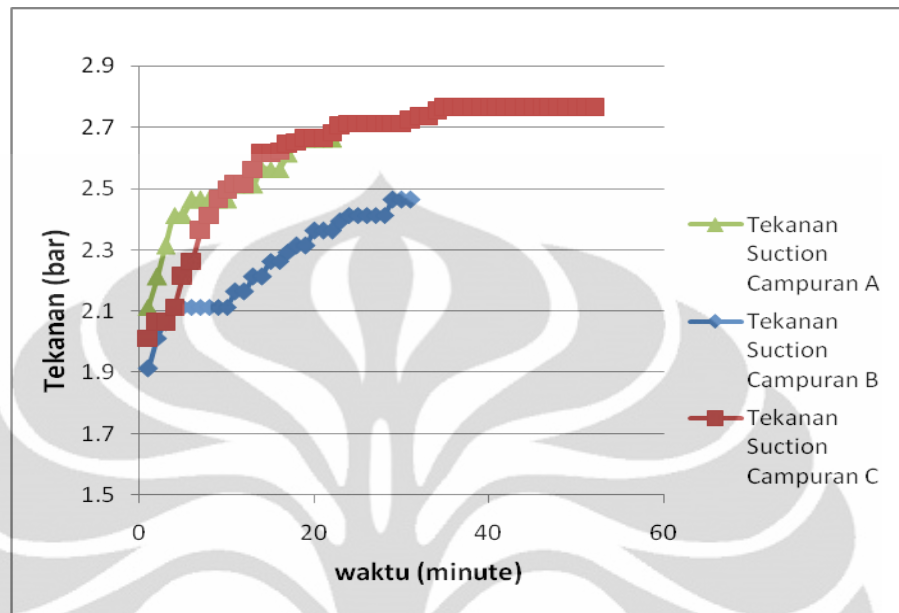
4.2.4.4 Temperature Perbandingan sebelum Ekspansi



Gambar 4.13. Grafik Temperature Perbandingan sebelum Ekspansi pipa kapiler 50 cm

Dapat dilihat pada grafik diatas, pada campuran C didapatkan temperature yang paling rendah dibandingkan dengan campuran lainnya. Hal ini disebabkan pada saat terjadi pertukaran kalor di *Heat Exchanger* (pre-cooling), temperature dari keluaran *Evaporator* sangat rendah hingga mencapai temperature $-47\text{ }^{\circ}\text{C}$, dibandingkan dengan temperature keluaran *kondenser* yang berkisar $29\text{ }^{\circ}\text{C}$. dapat disimpulkan semakin rendah temperature dari *evaporator*, maka semakin rendah temperature hasil dari *pre-cooling* (sebelum ekspansi).

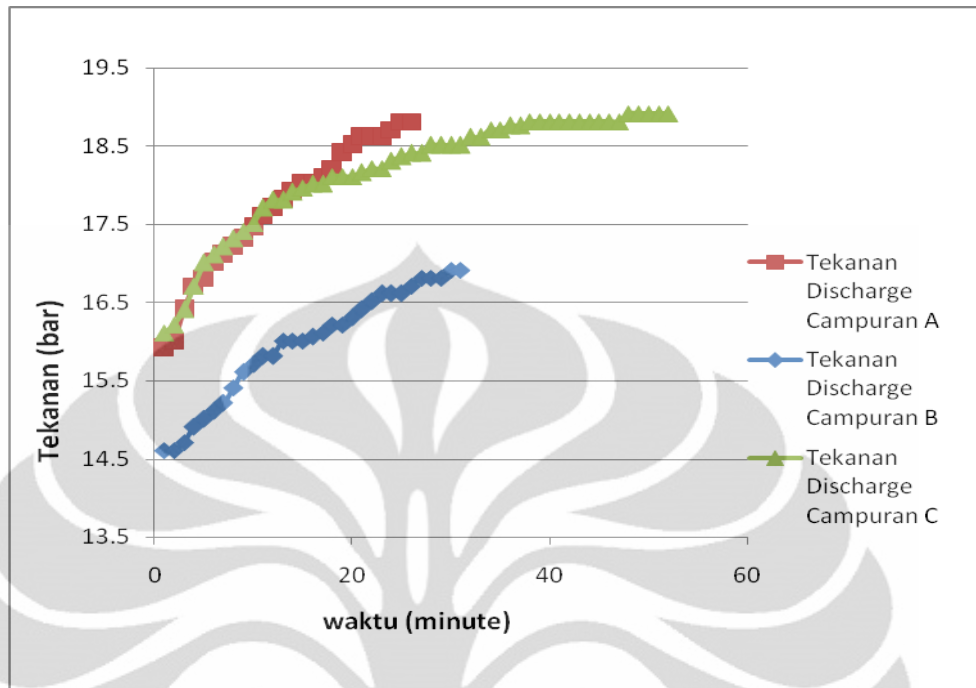
4.2.5.6. Perbandingan Tekanan Sebelum Kompresor (Suction)



Gambar 4.14. Perbandingan Tekanan Sebelum Kompresor (Suction) pipa kapiler 50 cm

Dilihat dari grafik perbandingan diatas , kita dapat menyimpulkan bahwa tekanan suction pada campuran C lebih besar dibandingkan campuran B dan A, tekanan suction pada menit awal dimulai pada tekanan 2,1 bar. Pada keadaan steady (tidak terjadi perubahan temperature dan tekanan) dicapai pada menit ke-52 (lima puluh dua) tekanan suction pada campuran C berkisar 2,8 bar. Masing-masing pada campuran A dan B tekanan suction berkisar 2,7 bar dan 2,5 bar . pada campuran A jumlah massa etana diperbanyak hal inilah yang menyebabkan kenaikan tekanan.

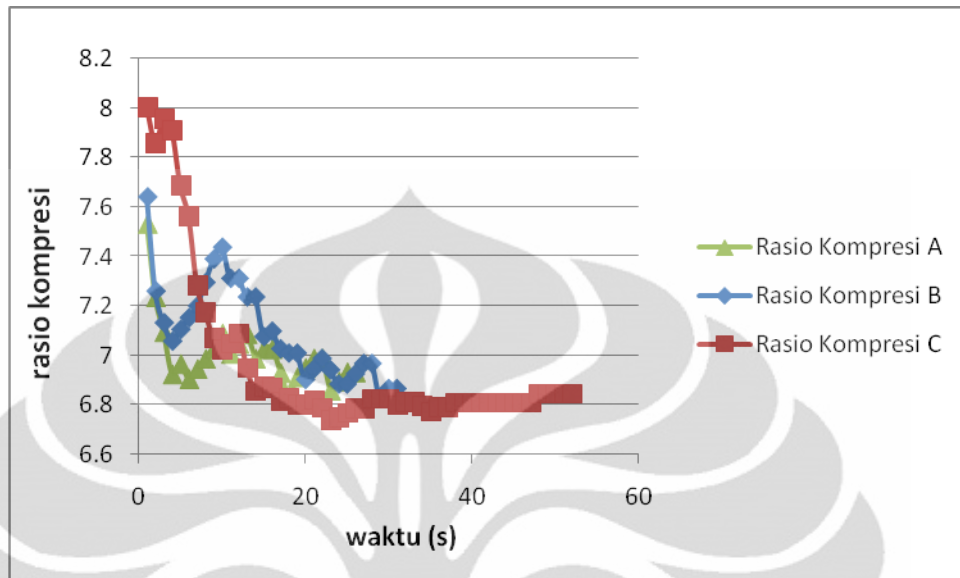
4.2.6.7. Perbandingan Tekanan Keluaran Kompresor (Discharge)



Gambar 4.15. Perbandingan Tekanan Keluaran Kompresor (Discharge) pipa kapiler 50 cm

Dilihat dari grafik perbandingan diatas , kita dapat menyimpulkan bahwa tekanan keluaran kompresor pada campuran A dan C tidak terlalu berbeda jauh, yakni berkisar pada tekanan 18.8 bar abs. Sedangkan pada campuran B tekanan bekisar pada nilai 16,9 bar abs.

4.2.2.8. Perbandingan Rasio Kompresi pada Tiap Campuran



Gambar 4.16. grafik Perbandingan Rasio Kompresi pada Tiap Campuran pipa kapiler 50 cm

Dilihat pada grafik diatas dapat disimpulkan bahwa rasio kompresi C lebih stabil dibandingkan pada campuran yang lain, pada campuran C rasio kompresi stabil pada nilai 6,84 namun memiliki rasio kompresi yang tinggi pada pengoperasian menit awal. Pada campuran B dan A pada menit tercapainya kestabilan memiliki nilai rasio kompresi yang cukup jauh dikarenakan campuran A memiliki komposisi etana yang lebih banyak ,dengan nilai masing-masing rasio kompresi sebesar 6,89 dan 6,9.

$$\text{Rasio Kompresi} = \text{Tekanan Discharge (bar)} / \text{Tekanan Suction (bar)}$$

4.2.3. HASIL PENGUJIAN PADA PIPA KAPILER 100 cm

Variasi Campuran	Propana	Etana	Metana	Butane
A	145	55	10	90
B	125	65	10	100
C	150	65	10	75

Table 4.11. *Komposisi Massa Pipa Kapiler 100 cm*

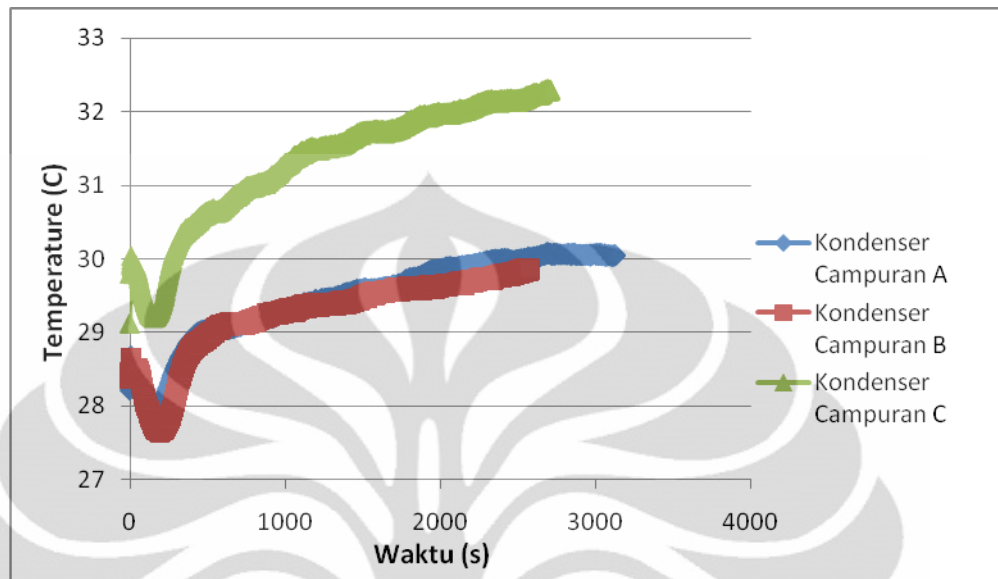
Pipa Kapiler 100 cm	Campuran	Kondenser (°C)	Discharge (°C)	Suction (°C)	Evaporator (°C)	Sebelum Ekspansi (°C)	Waktu Steady
	A	30.04	82.31	5.28	-64.02	-42.84	52 menit
	B	29.85	79.84	9.72	-58.50	-33.37	43 menit
	C	32.29	83.10	2.75	-60.30	-39.83	45 menit

Table 4.12. *Hasil Pengujian Temperature Pada Tiapa Titik pada Pipa Kapiler 100 cm*

Pipa Kapiler 100 cm	Campuran	Tekanan Discharge (bar)	Tekanan Suction (bar)	Rasio Kompresi	Waktu Steady
	A	15.213	2.413	6.3046	52 menit
	B	13.713	2.023	6.778547	43 menit
	C	16.933	2.913	5.812908	45 menit

Table 4.13. *Hasil Pengujian Tekanan dan Rasio Kompresi pada Pipa Kapiler 100 cm*

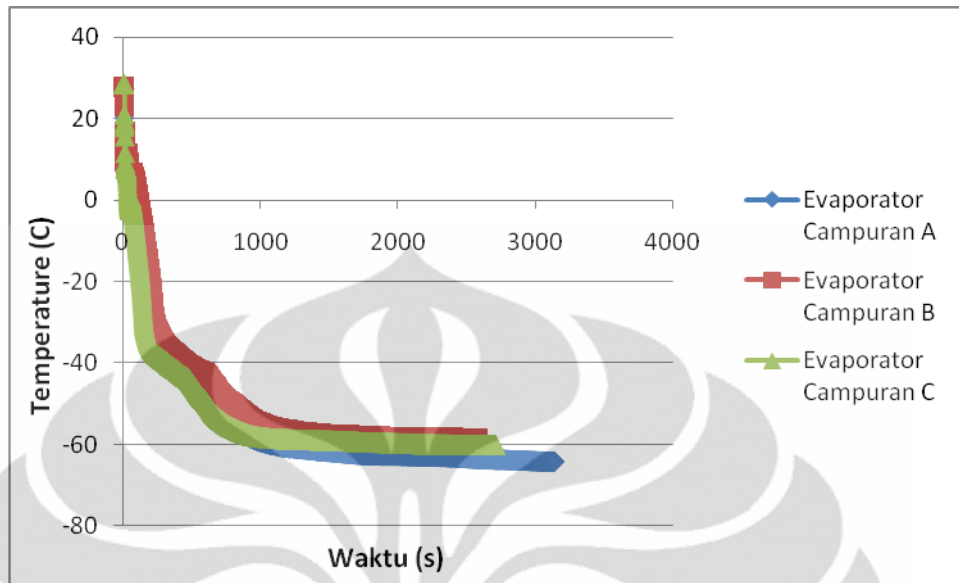
4.2.3.1 Temperature Perbandingan Keluaran Kondenser



Gambar 4.17. *Temperature Perbandingan Keluaran Kondenser pipa kapiler 100 cm*

Gambar diatas menunjukkan bahwa dalam tiga kali percobaan nilai perbandingan temperatur refrigeran ketika keluar Kondenser terhadap waktu. Temperatur keluaran kondenser berkisar pada temperatur 29°C hingga 32 °C. Suhu saturasi pada campuran C lebih tinggi dibandingkan campuran lain dengan tekanan 15,92 bar. nilai temperature masing-masing campuran A dan B sebesar 30 °C dan 29,8 °C.

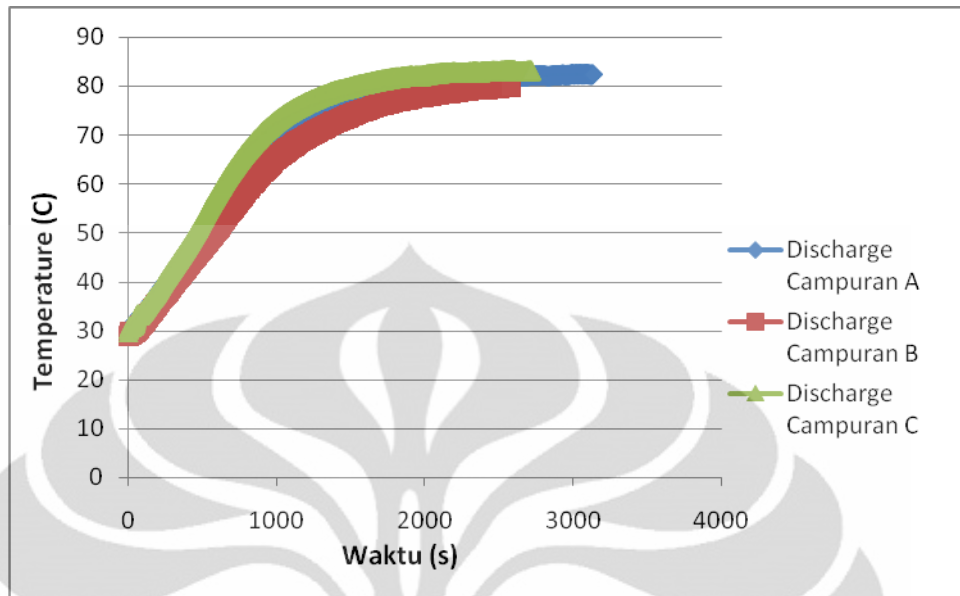
4.2.3.2 Temperature Perbandingan pada Evaporator



Gambar 4.18. *Temperature Perbandingan pada Evaporator pipa kapiler 100 cm*

Gambar diatas menunjukkan perbandingan grafik dari 3 (tiga) variasi campuran dengan jumlah massa yang sama sebanyak 300 gr. Temperatur evaporator berkisar pada temperatur -58°C hingga -64°C . pada campuran A dapat mencapai penurunan temperature hingga -64°C dalam waktu 52 menit . sedangkan pada campuran B dan C temperature berkisar -58°C dan -60°C . dapat disimpulkan dari percobaan variasi komposisi massa jumlah massa dari butane dapat optimal pada massa sekitar 90 gr. Pada campuran B dan C dengan memvariasikan jumlah massa butane yang dikurangi dan ditambah, tidak menunjukkan hasil yang optimal. Penambahan komposisi butane pada campuran hidrokarbon berfungsi sebagai penstabil campuran, dengan *normal boiling point* yang tinggi sebesar $-0,49^{\circ}\text{C}$, maka butane dapat berubah fasa menjadi liquid pada temperature yang tidak terlalu rendah. Sedangkan ketiga refrigerant lain memiliki normal boiling point yang sangat rendah, sehingga untuk mencapai fase *liquid* diperlukan kerja *kompresor* yang besar.

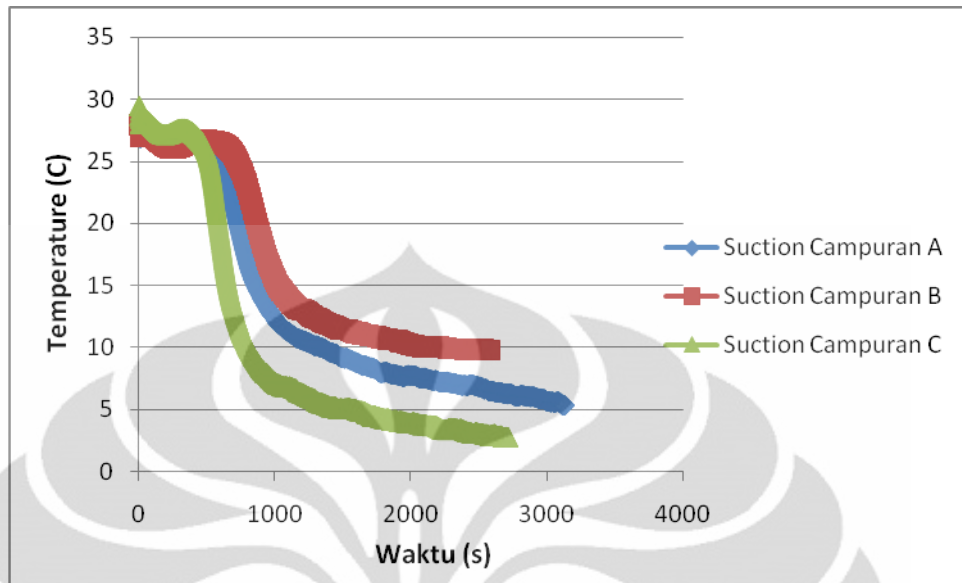
4.2.3.3 Temperature Perbandingan pada Keluaran Kompresor (Discharge)



Gambar 4.19. *Temperature Perbandingan pada Keluaran Kompresor (Discharge) pipa kapiler 100 cm*

Dapat dilihat pada grafik perbandingan diatas. Temperatur keluaran kompresor berkisar pada temperatur 79 °C hingga 83 °C. Pencapaian temperature paling tinggi ada pada campuran C pada kisaran temperature 83 °C. pada campuran C dengan memperbanyak massa dari propane dan etane mempengaruhi dari temperature keluaran kompresor menjadi lebih tinggi. Temperature masing-masing campuran A dan B adalah 82 °C dan 79 °C.

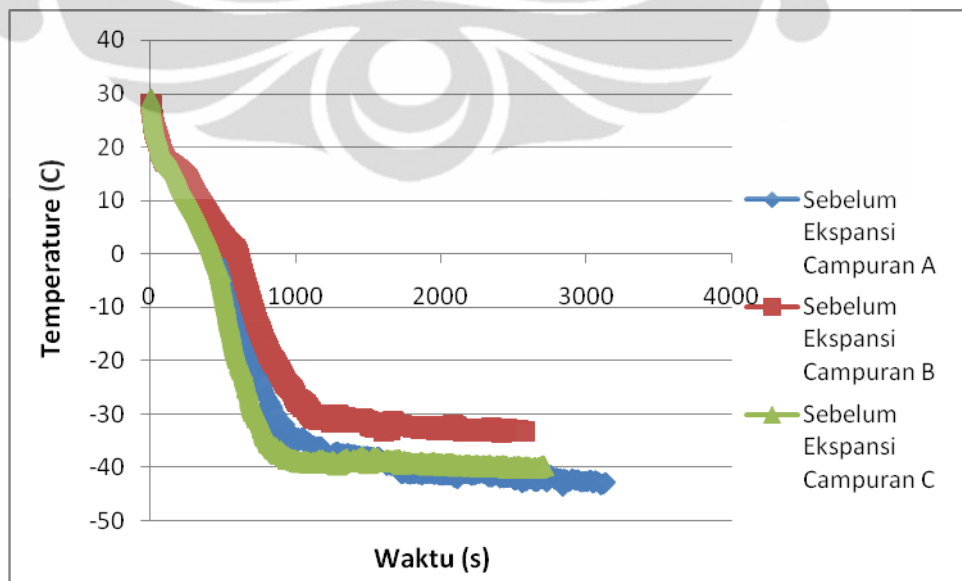
4.2.3.4 Temperature Perbandingan Sebelum masuk Kompresor (Suction)



Gambar 4.20. *Temperature Perbandingan Sebelum masuk Kompresor (Suction) pipa kapiler 100 cm*

Dari grafik diatas dapat dilihat temperature pada suction pada Campuran A , B dan C masing – masing sebesar 5,2 °C , 9,7 °C dan 2,7 °C.

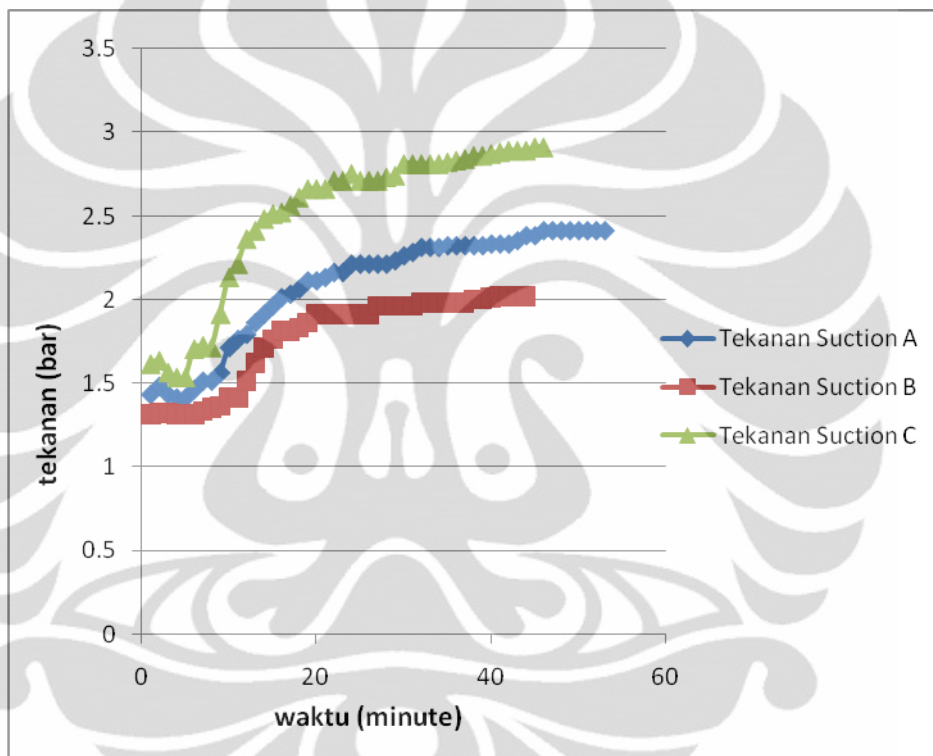
4.2.3.5 Temperature Perbandingan sebelum Ekspansi



Gambar 4.21. *Grafik Temperature Perbandingan sebelum Ekspansi pipa kapiler 100 cm*

Dapat dilihat pada grafik diatas, pada campuran A didapatkan temperature yang paling rendah dibandingkan dengan campuran lainnya. Hal ini seiring dengan semakin rendahnya temperature evaporator

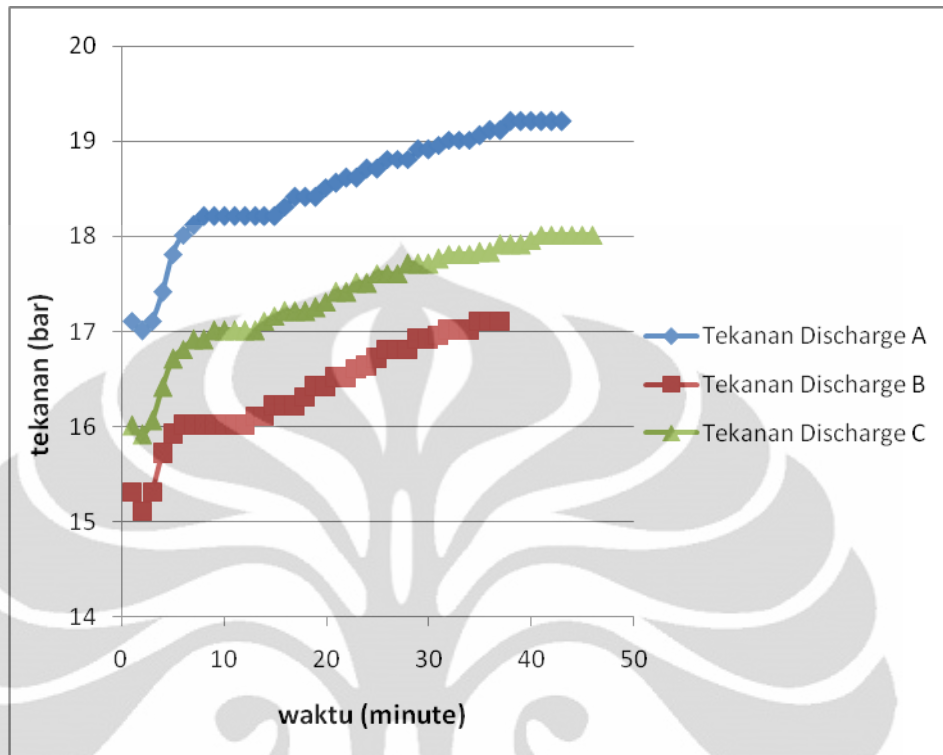
4.2.3.6 Perbandingan Tekanan Sebelum Kompresor (Suction)



Gambar 4.22. Perbandingan Tekanan Sebelum Kompresor (Suction) pipa kapiler 100 cm

Dilihat dari grafik perbandingan diatas , kita dapat menyimpulkan bahwa tekanan suction pada campuran A lebih besar dibandingkan campuran B dan C dengan nilai 2,4 bar. Masing-masing pada campuran B dan C tekanan suction berkisar 2,02 bar dan 2,913 bar.

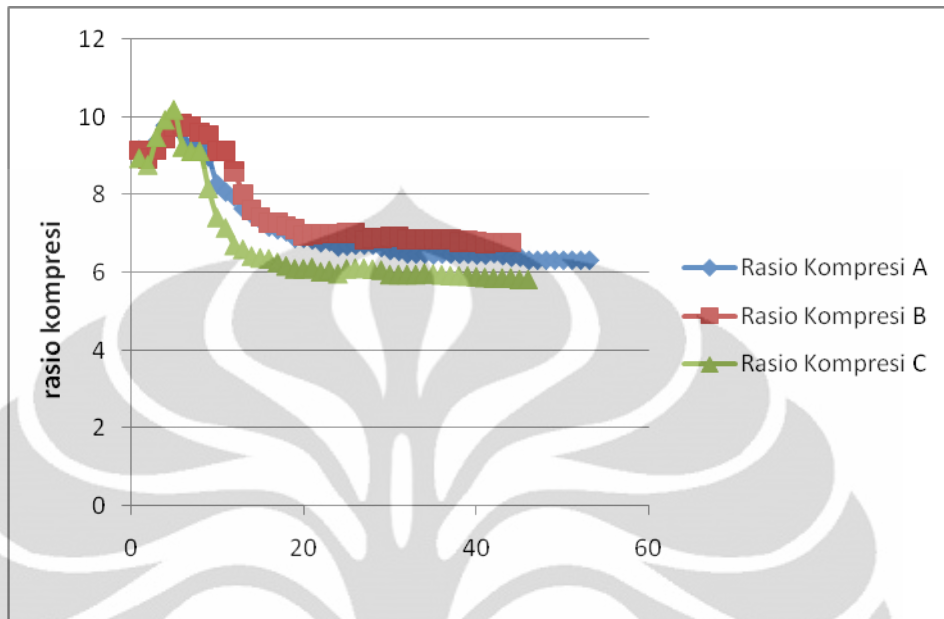
4.2.3.7. Perbandingan Tekanan Keluaran Kompresor (Discharge)



Gambar 4.23. Perbandingan Tekanan Keluaran Kompresor (Discharge) pipa kapiler 100 cm

Dilihat dari grafik perbandingan diatas , kita dapat membandingkan besar tekanan dari ketiga variasi campuran. Nilai tekanan discharge yang paling besar ada pada campuran C dengan nilai 16,93 bar abs, hal ini dikarenakan komposisi massa dari etana dan propane yang diperbanyak. Sedangkan besar tekanan pada campuran A dan B adalah 15,2 abs dan 13,7 bar abs.

4.2.3.8. Perbandingan Rasio Kompresi pada Tiap Campuran



Gambar 4.24. grafik Perbandingan Rasio Kompresi pada Tiap Campuran pipa kapiler 100 cm

Dilihat pada grafik diatas dapat dilihat rasio kompresi pada menit awal pengoperasian terjadi kenaikan, seiring dengan penurunan suhu pada evaporator maka rasio kompresi terjadi penurunan dan kerja kompresor tidak lagi seberat pada awal pengoperasian. Masing-masing nilai rasio kompresi pada campuran A, B dan C berturut-turut adalah 6,3 ; 6,7 ; dan 5,8. Rasio kompresi terendah pada saat tekanan stabil yaitu ada pada campuran C dengan waktu pengoperasian selama 45 menit.

$$\text{Rasio Kompresi} = \text{Tekanan Discharge (bar)} / \text{Tekanan Suction (bar)}$$

4.2.4. HASIL PENGUJIAN PADA PIPA KAPILER 200 cm

CAMPURAN	Butana	Propana	Etana	Metana	Nitrogen	Jumlah
A	90	185	0	25	0	300
B	85	123	80	12	0	300
C	85	123	80	12	10	310

Table 4.14. *Komposisi Massa Pipa Kapiler 200 cm*

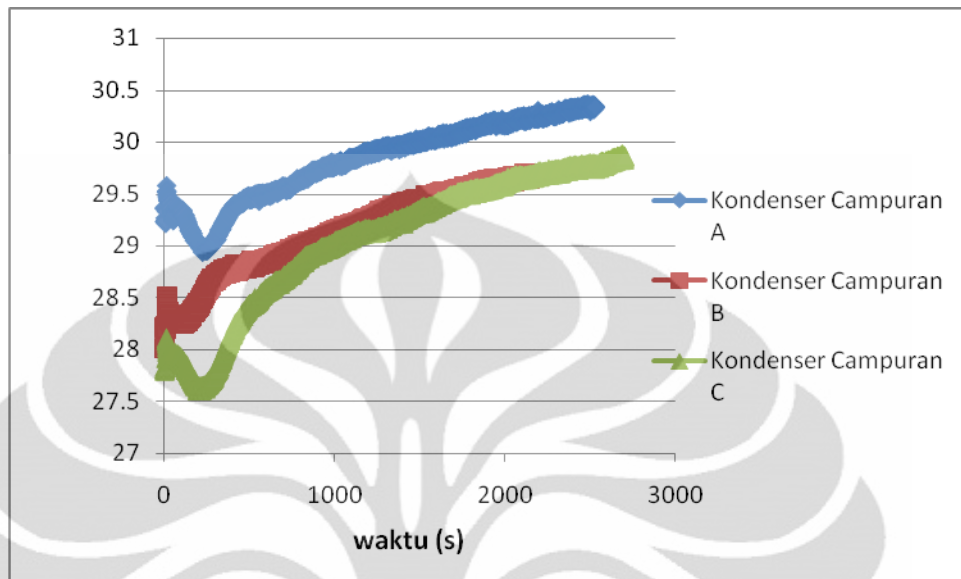
Pipa Kapiler 200 cm	Campuran	Kondenser (°C)	Discharge (°C)	Suction (°C)	Evaporator (°C)	Sebelum Ekspansi (°C)	Waktu Steady
	A	30.33	90.85	14.70	-80.46	-58.02	42 menit
	B	29.67	88.54	4.75	-73.67	-46.42	36 menit
	C	29.85	87.45	17.62	-70.75	-36.42	45 menit

Table 4.15. *Hasil Pengujian Temperature Pada Tiap Titik pada Pipa Kapiler 200 cm*

Pipa Kapiler 200 cm	Campuran	Tekanan Discharge (bar)	Tekanan Suction (bar)	Rasio Kompresi	Waktu Steady
	A	19.213	2.113	9.092759	42 menit
	B	17.113	2.433	7.033703	36 menit
	C	18.013	1.863	9.668814	45 menit

Table 4.16. *Hasil Pengujian Tekanan dan Rasio Kompresi pada Pipa Kapiler 200 cm*

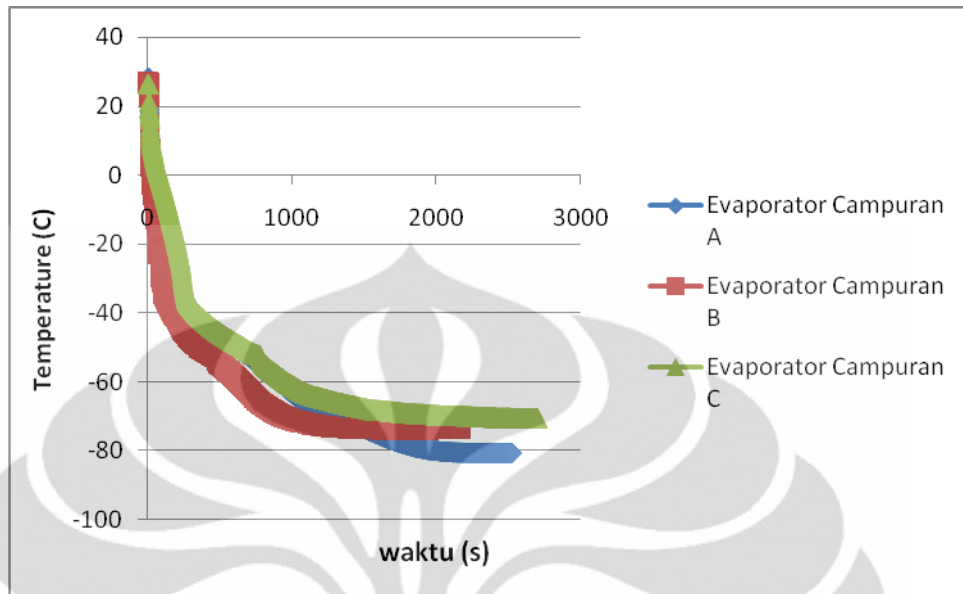
4.2.4.1 Temperature Perbandingan Keluaran Kondenser



Gambar 4.25. *Temperature Perbandingan Keluaran Kondenser pipa kapiler 200 cm*

Gambar diatas menunjukkan bahwa dalam tiga kali percobaan nilai perbandingan temperatur refrigeran ketika keluar Kondenser terhadap waktu. Temperatur keluaran kondenser berkisar pada temperatur 29°C hingga 30 °C. Suhu keluaran kondenser pada campuran A lebih tinggi dibandingkan campuran lain dengan tekanan 19,21 bar. nilai temperature masing-masing campuran B dan C sebesar 29,6°C dan 29,8 °C. pada temperature campuran A lebih tinggi dikarenakan temperature discharge dan tekanan cukup tinggi, dengan penambahan massa campuran metana yang lebih banyak mempengaruhi tekanan dan juga temperature menjadi relative lebih tinggi.

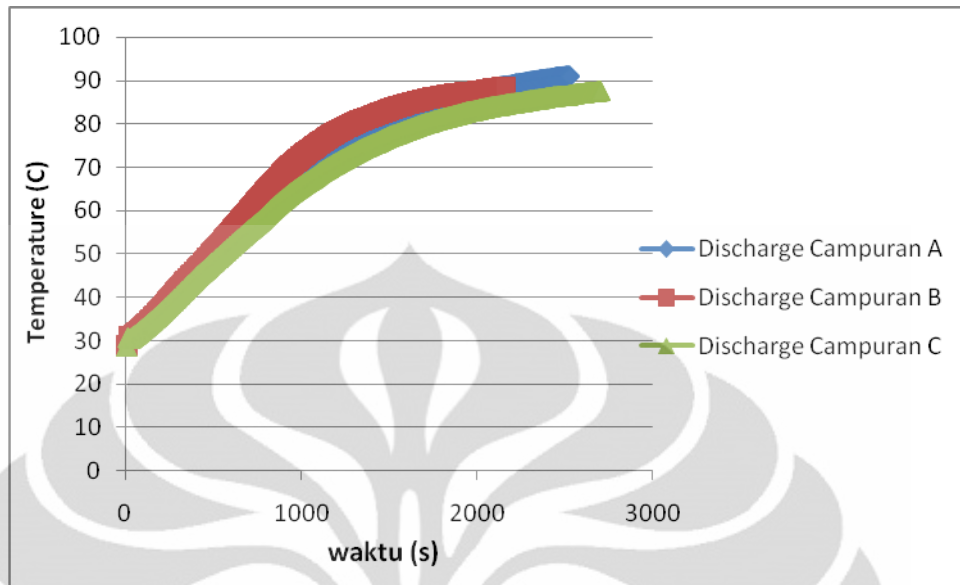
4.2.4.2 Temperature Perbandingan pada Evaporator



Gambar 4.26. *Temperature Perbandingan pada Evaporator pipa kapiler 200 cm*

Gambar diatas menunjukkan perbandingan grafik dari 3 (tiga) variasi campuran dengan jumlah massa yang sama sebanyak 300 gr. Temperatur evaporator berkisar pada temperatur -70°C hingga -80°C . pada campuran A dapat mencapai penurunan temperature hingga $-80,46^{\circ}\text{C}$ dalam waktu 42 menit . sedangkan pada campuran B dan C temperature berkisar $-73,6^{\circ}\text{C}$ dan $-70,7^{\circ}\text{C}$. dapat disimpulkan dari percobaan variasi komposisi massa jumlah massa dari butane dapat optimal pada massa sekitar 90 gr. Pada campuran B dan C dengan memvariasikan jumlah massa butane yang dikurangi dan ditambah, tidak menunjukkan hasil yang optimal. Penambahan komposisi butane pada campuran hidrokarbon berfungsi sebagai penstabil campuran, dengan *normal boiling point* yang tinggi sebesar $-0,49^{\circ}\text{C}$, maka butane dapat berubah fasa menjadi liquid pada temperature yang tidak terlalu rendah. Sedangkan ketiga refrigerant lain memiliki normal boiling point yang sangat rendah, sehingga untuk mencapai fase *liquid* diperlukan kerja *kompresor* yang besar.

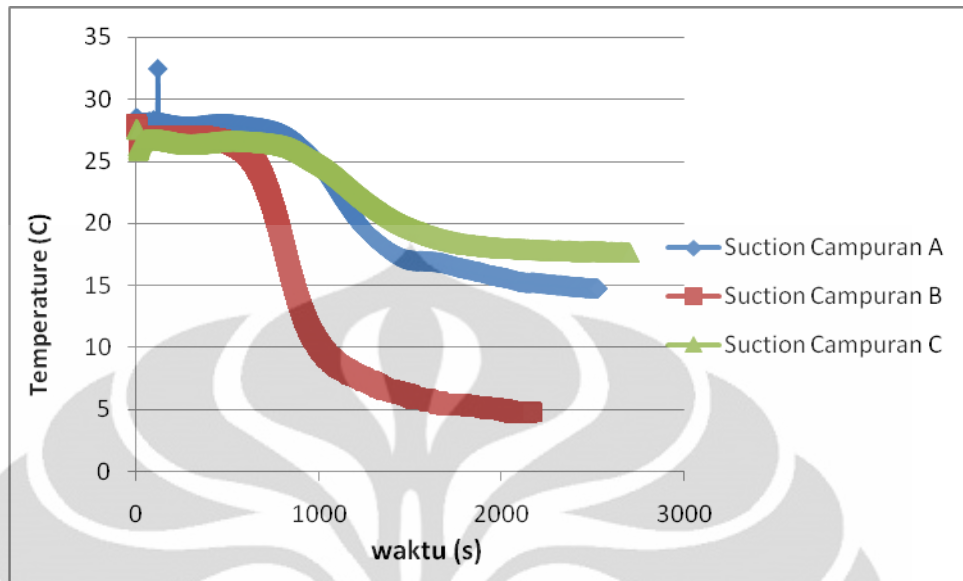
4.2.4.3 Temperature Perbandingan pada Keluaran Kompresor (Discharge)



Gambar 4.27. *Temperature Perbandingan pada Keluaran Kompresor (Discharge) pipa kapiler 200 cm*

Dapat dilihat pada grafik perbandingan diatas. Temperatur keluaran kompresor berkisar pada temperatur 87 °C hingga 90 °C. Pencapaian temperature paling tinggi ada pada campuran A pada kisaran temperature 90 °C. pada campuran A dengan memperbanyak massa dari propane dan metane tanpa memakai etana mempengaruhi dari temperature keluaran kompresor menjadi lebih tinggi. Temperature masing-masing campuran B dan C adalah 88,5 °C dan 87,45 °C.

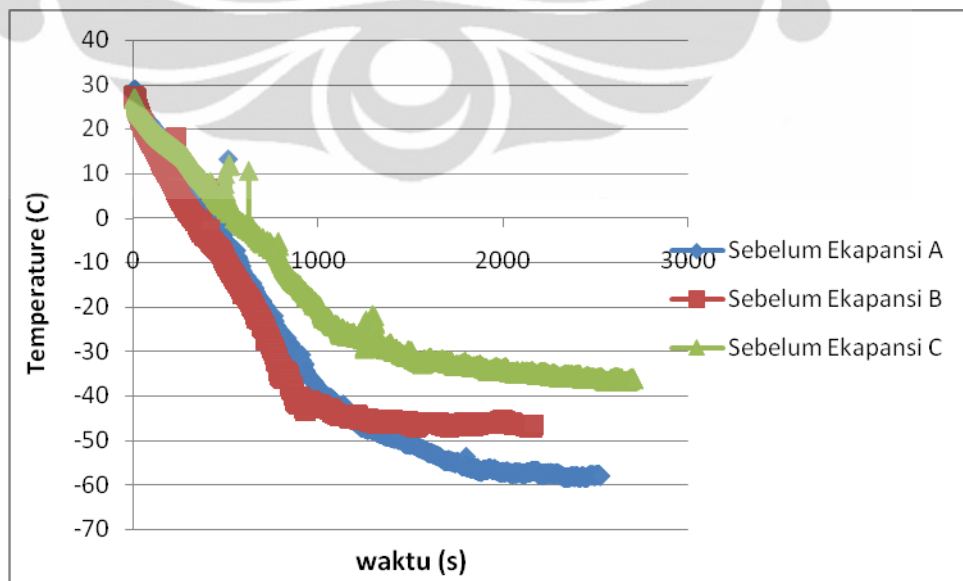
4.2.4.4 Temperature Perbandingan Sebelum masuk Kompresor (Suction)



Gambar 4.28. *Temperature Perbandingan Sebelum masuk Kompresor (Suction) pipa kapiler 200 cm*

Dari grafik diatas dapat dilihat temperature pada suction pada Campuran A , B dan C masing – masing sebesar $14,7^{\circ}\text{C}$, $4,7^{\circ}\text{C}$ dan $17,6^{\circ}\text{C}$.

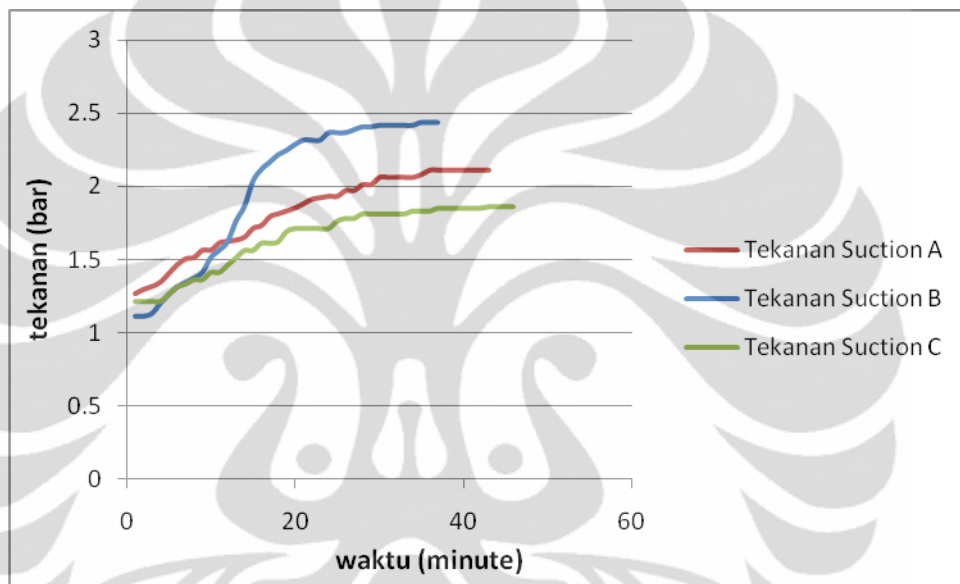
4.2.4.5 Temperature Perbandingan sebelum Ekspansi



Gambar 4.29. *Grafik Temperature Perbandingan sebelum Ekspansi pipa kapiler 200 cm*

Dapat dilihat pada grafik diatas, pada campuran A didapatkan temperature yang paling rendah dibandingkan dengan campuran lainnya. Hal ini seiring dengan semakin rendahnya temperature evaporator

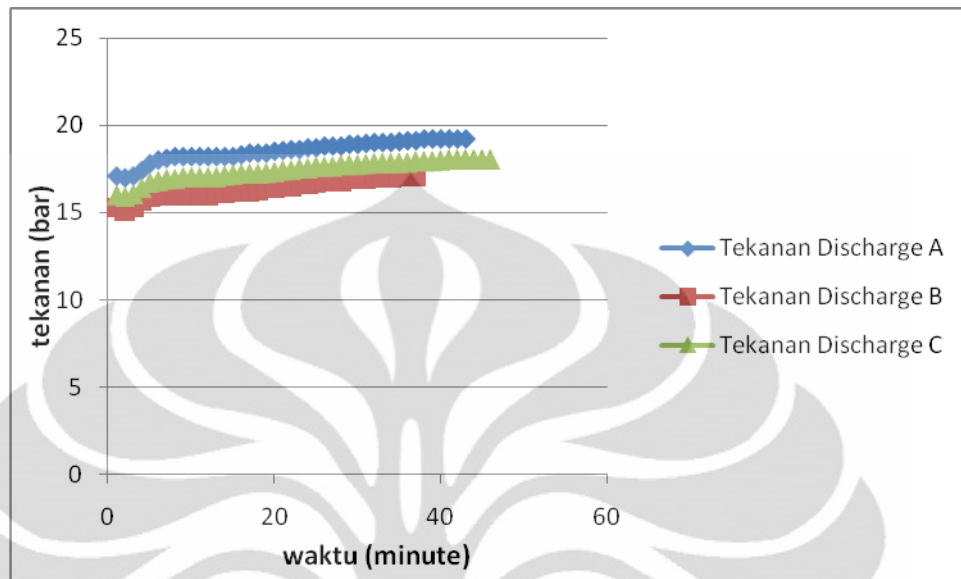
4.2.4.6 Perbandingan Tekanan Sebelum Kompresor (Suction)



Gambar 4.30. Perbandingan Tekanan Sebelum Kompresor (Suction) pipa kapiler 200 cm

Dilihat dari grafik perbandingan diatas , kita dapat menyimpulkan bahwa tekanan suction pada campuran B lebih besar dibandingkan campuran A dan C dengan nilai 2,4 bar. Masing-masing pada campuran B dan C tekanan suction berkisar 2,1 bar dan 1,8 bar abs.

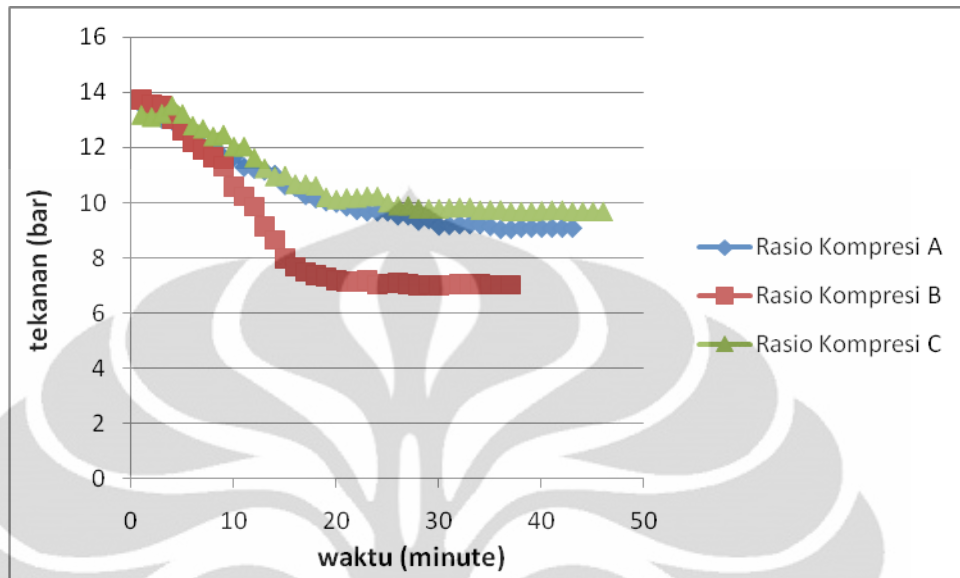
4.2.4.7. Perbandingan Tekanan Keluaran Kompresor (Discharge)



Gambar 4.31. Perbandingan Tekanan Keluaran Kompresor (Discharge) pipa kapiler 200 cm

Dilihat dari grafik perbandingan diatas , kita dapat membandingkan besar tekanan dari ketiga variasi campuran. Nilai tekanan discharge yang paling besar ada pada campuran A dengan nilai 19,12 bar abs, hal ini dikarenakan komposisi massa dari metana dan propane yang diperbanyak. Sedangkan besar tekanan pada campuran B dan C adalah 17,1 abs dan 18 bar abs.

4.2.4.8. Perbandingan Rasio Kompresi pada Tiap Campuran

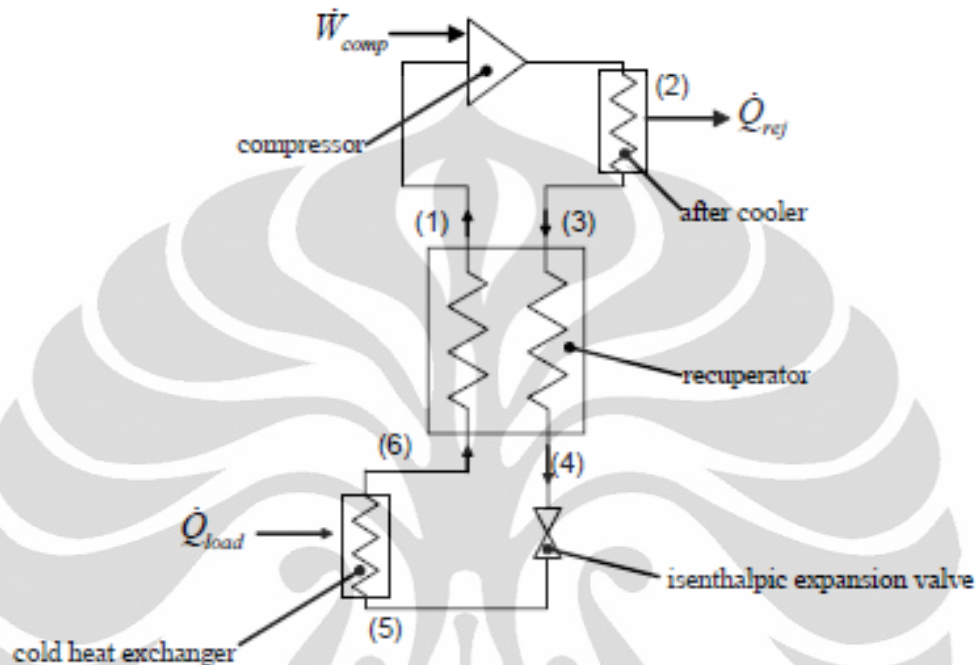


Gambar 4.32. grafik Perbandingan Rasio Kompresi pada Tiap Campuran pipa kapiler 200 cm

Dilihat pada grafik diatas dapat dilihat rasio kompresi pada menit awal pengoperasian terjadi kenaikan, seiring dengan penurunan suhu pada evaporator maka rasio kompresi terjadi penurunan dan kerja kompresor tidak lagi seberat pada awal pengopreasian. Masing-masing nilai rasio kompresi pada campuran A, B dan C berturut-turut adalah 9,09 ; 7,03 ; dan 9,66. Rasio kompresi terendah pada saat tekanan stabil yaitu ada pada campuran B dengan waktu pengoperasian selama 36 menit.

$$\text{Rasio Kompresi} = \text{Tekanan Discharge (bar)} / \text{Tekanan Suction (bar)}$$

4.3 . PERHITUNGAN COP (COEFICIENT OF PERFORMANCE) MESIN PENDINGIN JOULE-THOMSON



Gambar 4.33. sistem pendingin Joule-Thomson

Dengan melihat beberapa titik-titik keadaan yang ditunjukkan pada gambar 4-25, maka persamaan-persamaan yang digunakan untuk analisa termodinamika-nya adalah sebagai berikut :

Kapasitas evaporasi mesin pendingin didefinisikan sebagai :

$$\dot{Q}_E = \dot{m}_e (h_1 - h_5) \quad (4.1)$$

Daya yang dibutuhkan kompresor untuk sirkuit temperatur rendah yaitu :

$$\dot{W}_c = \dot{m}_c (h_2 - h_1) \quad (4.2)$$

dan, kalor yang dibuang ke lingkungan oleh kondenser yaitu :

$$\dot{Q}_K = \dot{m}_t (h_3 - h_2) \quad (4.3)$$

Sehingga Performa mesin refrigerasi joule-thomson dapat dihitung menggunakan *Coefficient of Performance* (COP) :

$$COP = \frac{\dot{Q}_E}{\dot{W}_c} \quad (4.4)$$

COP dapat juga dinyatakan dalam entalpy dengan mensubtitusikan persamaan, diperoleh :

$$COP = \frac{m(h_1 - h_5)}{m(h_2 - h_1)} \quad (4.5)$$

Dikarenakan mass flow refrigerant sama , maka persamaan yang didapat yaitu :

$$COP = \frac{(h_1 - h_5)}{(h_2 - h_1)} \quad (4.6)$$

Dengan menggunakan Software REFPROP 8.0 maka didapatkan Entalpi (KJ/Kg) pada titik 1 , 2 dan 5. Dengan perhitungan menggunakan Microsoft Exel menggunakan persamaan 4.6 , maka didapatkan nilai COP seperti yang terlihat pada tabel 4.14 dibawah.

Pipa Kapiler 20 cm	Campuran	H1 (Entalpi suction KJ/Kg)	H2 (Entalpi discharge KJ/Kg)	H5 (Entalpi KJ/Kg)	COP
	A	634.27	719.83	406.63	2.660589
	B	629.82	732.12	367.46	2.564614
	C	622.47	719.75	277.97	3.541324
Pipa Kapiler 50 cm	Campuran	H1 (Entalpi suction KJ/Kg)	H2 (Entalpi discharge KJ/Kg)	H5 (Entalpi KJ/Kg)	COP
	A	635.43	739.04	367.32	2.587685
	B	632.85	732.81	328.01	3.04962
	C	623.61	744.43	214.75	3.384042
Pipa Kapiler 100 cm	Campuran	H1 (Entalpi suction KJ/Kg)	H2 (Entalpi discharge KJ/Kg)	H5 (Entalpi KJ/Kg)	COP
	A	608.18	721.78	90.482	4.557201
	B	618.13	721.61	129.38	4.723135
	C	602.31	719.7	96.773	4.306474
Pipa Kapiler 200 cm	Campuran	H1 (Entalpi suction KJ/Kg)	H2 (Entalpi discharge KJ/Kg)	H5 (Entalpi KJ/Kg)	COP
	A	632.12	738.68	74.392	5.233934
	B	612.41	738.79	71.316	4.281484
	C	625.47	724.38	112.29	5.188353

Table 4.17. Hasil Perhitungan Nilai COP

Nilai COP yang dihasilkan dari masing-masing percobaan dapat dilihat dengan jelas pada table 4.17 diatas, nilai COP didapatkan dari persamaan 4.6 dengan mengasumsikan siklus sistem dalam keadaan ideal, tidak terjadi *pressure drop*.. Dengan variasi pipa kapiler 20 cm didapat nilai COP tertinggi yaitu 3,54. variasi pipa kapiler 50 cm didapatkan nilai COP tertinggi sebesar 3,38. nilai COP dari pada pipa kapiler 100 cm dengan nilai tertinggi sebesar 4,72. nilai COP dari pada pipa kapiler 200 cm dengan nilai tertinggi sebesar 5,23.

BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 KESIMPULAN

1. Variasi pipa kapiler menghasilkan perbedaan temperatur pada mesin pendingin, semakin panjang pipa kapiler yang digunakan makin dingin temperature yang dapat dicapai di evaporator, dalam hal ini penulis memakai variasi pipa kapiler 20 cm, 50 cm, 100 dan 200 cm.
2. Variasi pipa kapiler berpengaruh pada suhu keluaran kompresor, semakin panjang pipa kapiler yang digunakan, semakin tinggi temperature pada discharge. dalam hal ini komposisi dan refrigerant yang dipakai juga ikut mempengaruhi temperature keluaran kompresor.
3. Komposisi Etana, metana dan nitrogen sangat mempengaruhi tekanan discharge. Semakin banyak digunakan maka tekanan discharge akan semakin tinggi. Oleh karena itu penggunaan komposisi refrigerant tersebut dibatasi untuk mengimbangi kapasitas kompresor.
4. Temperatur evaporasi terendah pada pengujian :
 - a. Untuk pipa kapiler 20 cm temperature evaporasi terendah ada pada variasi campuran A dengan temperature $-41,43^{\circ}\text{C}$ dicapai selama 37 menit..
 - b. Untuk pipa kapiler 50 cm temperature evaporasi terendah ada pada variasi campuran C dengan temperature $-47,25^{\circ}\text{C}$ dicapai selama 37 menit.
 - c. Untuk pipa kapiler 100 cm temperature evaporasi terendah ada pada variasi campuran A dengan temperature $-64,02^{\circ}\text{C}$ dicapai selama 52 menit.

- d. Untuk pipa kapiler 200 cm temperature evaporasi terendah ada pada variasi campuran A dengan temperature $-80,46^{\circ}\text{C}$ dicapai selama 42 menit.
5. Nilai COP yang didapat dari hasil pengujian :
- a. Untuk pipa kapiler 20 cm nilai COP terbaik dicapai pada variasi Campuran C dengan nilai 3,54
 - b. Untuk pipa kapiler 50 cm nilai COP terbaik dicapai pada variasi Campuran C dengan nilai 3,38
 - c. Untuk pipa kapiler 100 cm nilai COP terbaik dicapai pada variasi Campuran B dengan nilai 4,72.
 - d. Untuk pipa kapiler 200 cm nilai COP terbaik dicapai pada variasi Campuran A dengan nilai 5,24.

5.2 SARAN

1. Performa dari sebuah sistem turut dipengaruhi oleh *availability* dari komponen-komponennya, sehingga perlu diperhatikannya kondisi komponen-komponen yang ada dalam sistem refrigerasi yang dapat mempengaruhi dari unjuk kerja sistem. Dalam hal ini komponen yang menjadi sorotan utama adalah pada Heat Exchanger (RHEX), jenis HE yang dipakai tipe Tube in Tube. Dikhawatirkan terjadi pemampatan dikarenakan tidak pasnya pipa bagian dalam high pressure terhadap pipa low pressure keluaran evaporator. Bila hal ini terjadi dapat mengakibatkan pressure drop. Sehingga berpengaruh pada performance sistem pendingin. Maka diperlukan teknik pempuatan yang tepat dan baik pada heat exchanger yang digunakan.
2. Proses *charging* merupakan hal yang sederhana tapi sulit untuk dilakukan, karena menyangkut jumlah komposisi yang ada dalam sistem. Oleh karena itu dalam proses *charging system* harus berhati-hati dalam melakukannya.

3. Pemasangan alat ukur tekanan pada sistem sebaiknya ditambah pada setiap titik komponen. Dengan ini kita dapat melihat tekanan keluaran setiap titik sehingga dapat mengetahui pressure drop yang terjadi dan analisa dapat mudah dilakukan.



DAFTAR PUSTAKA

- Walimbe. N. S., et al, 2010, *Experimental investigation on mixed refrigerant Joule – Thomson (MR J-T) cryocooler*, http://proceedings.aip.org/about/rights_permissions
- Khatri. A, Boiarski. M, 2008, *Development of JT coolers operating at cryogenic temperature with nonflammable mixed refrigerants*, Cryogenic Engineering Conference-CEC, Vol. 53, edited by J.G. Weisend II
- M. Skye. Harrison, 2011, *Modelling, experimentation and optimization for a mixed gas Joule-Thomson cycle with precooling for cryosurgery*, A Dissertation for the Degree of Doctor of Philosophy (Mechanical Engineering)
- Fredrickson. Kylie L., 2004, *Optimization of cryosurgical probes for cancer treatment*, A Thesis for the Degree of Master Science Mechanical Engineering
- ASHRAE Handbook, 2006, *Refrigeration System and Applications (SI)*, American Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineer, Atlanta, Georgia.
- Cengel. Yunus.A, Boles. Michael, 1998, *Thermodynamics An Engineering Approach*, Third Edition, Mcgraw-Hill, International Edition