



UNIVERSITAS INDONESIA

**KARAKTERISTIK CAMPURAN KARBON DIOKSIDA DAN
ETANA DI SIKLUS TEMPERATUR RENDAH PADA SISTEM
REFRIGERASI CASCADE**

DISERTASI

**DARWIN RIO BUDI SYAKA
0806400945**

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



UNIVERSITAS INDONESIA

**KARAKTERISTIK CAMPURAN KARBON DIOKSIDA DAN
ETANA DI SIKLUS TEMPERATUR RENDAH PADA SISTEM
REFRIGERASI CASCADE**

DISERTASI

Diajukan sebagai salah satu syarat untuk memperoleh gelar Doktor

**DARWIN RIO BUDI SYAKA
0806400945**

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

HALAMAN PERNYATAAN ORISINALITAS

**Disertasi ini adalah hasil karya saya sendiri,
dan semua sumber baik yang dikutip maupun dirujuk
telah saya nyatakan dengan benar.**

Nama : Darwin Rio Budi Syaka

NPM : 0806400945

Tanda Tangan : 

Tanggal : 1 Desember 2011


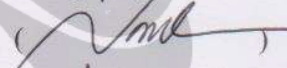

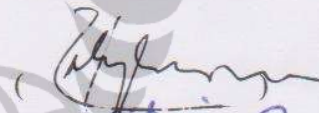
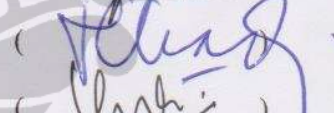
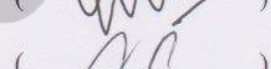

HALAMAN PENGESAHAN

Disertasi ini diajukan oleh

Nama : Darwin Rio Budi Syaka
NPM : 0806400945
Program Studi : Teknik Mesin
Judul Skripsi : Karakteristik Campuran Karbon Dioksida dan Etana di Siklus Temperatur Rendah pada Sistem Refrigerasi *Cascade*

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

DEWAN PENGUJI

Promotor : Dr. Ir. M. Idrus Alhamid ()
Co Promotor : Dr.-Ing. Ir. Nasruddin, M.Eng. ()
Co Promotor : Dr. Ir. Budihardjo, Dip.-Ing ()
Penguji : Prof. Dr. Raldi Artono Koestoer ()
Penguji : Prof. Dr. Ir. Nandy Putra ()
Penguji : Dr. Ir. Yuli Setyo Indartono ()
Penguji : Dr. Ary Bachtiar Krishna Putra, ST, MT ()

Ditetapkan di : Depok
Tanggal : 1 Desember 2011

KATA PENGANTAR

Alhamdulillah, atas karunia-Nya sehingga disertasi dengan judul Pengujian Eksperimental Kinerja Campuran Karbon Dioksida Dan Etana Sebagai Refrigeran Ramah Lingkungan Untuk Temperatur -80°C Pada Sistem Refrigerasi Cascade telah dapat diselesaikan dengan baik.

Disertasi ini bertujuan untuk mencari parameter disain dan operasi yang menghasilkan kinerja yang optimal dalam rangka untuk mengembangkan sistem refrigerasi *cascade* yang menggunakan refrigeran ramah lingkungan. Kepada semua pihak yang telah membantu dalam pelaksanaan riset ini baik secara langsung maupun tidak langsung diucapkan terima kasih.

Disadari dalam pelaksanaan disertasi ini masih banyak kekurangan, sehingga diharapkan adanya saran untuk dapat memperbaiki untuk masa yang akan datang.

Depok, Desember 2011

Penulis

**HALAMAN PERNYATAAN PERSETUJUAN PUBLIKASI
DISERTASI UNTUK KEPENTINGAN AKADEMIS**

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

Nama : Darwin Rio Budi Syaka
NPM : 0806400945
Program Studi : Teknik Mesin
Departemen : Teknik Mesin
Fakultas : Teknik
Jenis karya : Disertasi

demi pengembangan ilmu pengetahuan, menyetujui untuk memberikan kepada Universitas Indonesia **Hak Bebas Royalti Noneksklusif (*Non-exclusive Royalty-Free Right*)** atas karya ilmiah saya yang berjudul :

Karakteristik Campuran Karbon Dioksida dan Etana di Siklus Temperatur Rendah pada Sistem Refrigerasi *Cascade*

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

Demikian pernyataan ini saya buat dengan sebenarnya.

Dibuat di : Depok

Pada tanggal : 1 Desember 2011

Yang menyatakan



(Darwin Rio Budi Syaka)

ABSTRAK

Nama : Darwin Rio Budi Syaka
Program studi : Teknik Mesin
Judul : Karakteristik Campuran Karbon Dioksida dan Etana di
Siklus Temperatur Rendah pada Sistem Refrigerasi
Cascade

Bidang biomedis membutuhkan *cold storage* yang mencapai temperatur -80°C. Penggunaan sistem refrigerasi yang menggunakan siklus tunggal hanya mampu mencapai suhu pendinginan efektif sekitar -40°C, serta efisiensinya akan memburuk di bawah -35°C karena rendahnya tekanan evaporasi. Sehingga, untuk menjangkau temperatur yang lebih rendah, digunakan sistem refrigerasi *cascade*. Pada sirkuit temperatur rendah sistem refrigerasi *cascade* yang ada saat ini, masih menggunakan refrigeran yang mengandung bahan perusak lapisan ozon atau berpotensi dalam memanaskan permukaan bumi. Oleh karena itu, penelitian ini mengusulkan campuran karbon dioksida dan etana sebagai refrigeran alternatif ramah lingkungan untuk aplikasi temperatur rendah.

Penelitian dilakukan dengan metode analisa termodinamika dan eksperimen. Analisa termodinamika dilakukan dengan menggunakan bahasa pemrograman FORTRAN dimana properti refrigeran diambil berdasarkan pada software REFPROP 8.1, untuk memperoleh campuran karbon dioksida dan etana yang memiliki performa terbaik. Studi eksperimen lebih lanjut dilakukan pada beberapa variasi komposisi campuran karbon dioksida dan etana untuk mendapatkan desain dan parameter operasional yang dibutuhkan oleh sistem pendingin *cascade*.

Berdasarkan penelitian ini diketahui bahwa campuran karbon dioksida dan etana merupakan refrigeran alternatif yang menjanjikan karena dapat bekerja pada temperatur jauh dibawah *triple* point karbon dioksida hingga -80°C, Komposisi maksimum karbon dioksida yang dapat ditambahkan pada etana adalah sekitar 30% dalam fraksi massa, lebih dari itu maka kristal karbon dioksida mulai terbentuk. Selain itu campuran ini juga memiliki mampu bakar lebih rendah dibandingkan dengan etana murni.

Kata kunci : *cascade*, campuran, karbon dioksida, etana, -80°C

ABSTRACT

Name : Darwin Rio Budi Syaka
Study Programe : Mechanical Engineering
Title : Characteristics of Mixed Carbon Dioxide and Ethane at
Low Temperature Cycle on Cascade Refrigeration System

Field of biomedicine requires cold storage temperatures that reach -80°C . The use of refrigeration systems that use a single cycle only able to achieve effective cooling temperature of -40°C , and efficiency will deteriorate under -35°C due to low of evaporation pressure. Thus, to reach a lower temperature, cascade refrigeration systems used. The low temperature-circuit cascade refrigeration systems that exist today, still using refrigerants that contain ozone-depleting substances or the cause of global warming. Therefore, this study proposes a mixture of carbon dioxide and ethane as an environmentally friendly alternative refrigerant for low temperature applications.

Research carried out by the method of thermodynamic analysis and experiments. Thermodynamic analysis is done using the FORTRAN programming language in which the refrigerant properties taken based on the software REFPROP 8.1, to obtain a mixture of carbon dioxide and ethane that has the best performance. Further experimental studies performed on some variations in the composition of the mixture of carbon dioxide and ethane to get the design and operational parameters required by the cascade refrigeration system.

Based on this research note that a mixture of carbon dioxide and ethane is a promising alternative refrigerant because it can work in temperatures far below the triple point of carbon dioxide up -80°C , the maximum composition of carbon dioxide that can be added to the ethane is about 30% in mass fraction, more than that then carbon dioxide will be a crystals. In addition it also this mixture has a flammability is lower than the pure ethane.

Keywords: cascade, mixture, carbon dioxide, ethane, -80°C

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL	i
LEMBAR PERNYATAAN ORISINALITAS	ii
LEMBAR PENGESAHAN	iii
KATA PENGANTAR	iv
HALAMAN PERNYATAAN PERSETUJUAN PUBLIKASI.....	v
ABSTRAK.....	vi
DAFTAR ISI.....	viii
DAFTAR TABEL.....	x
DAFTAR GAMBAR	xi
DAFTAR LAMPIRAN.....	xv
1. PENDAHULUAN	1
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Perumusan Masalah	3
1.3 Tujuan Penelitian	3
1.4 Batasan Masalah	4
1.5 Sistematika Penulisan	4
2. LANDASAN TEORI	6
2.1 Refrigerasi dan Sistem Refrigerasi	6
2.2 Refrigerasi untuk Temperatur Sangat Rendah.....	9
2.3 Sistem Refrigerasi <i>Cascade</i>	11
2.4 Refrigeran	17
2.5 Pengembangan Korelasi Pipa Kapiler	23
3. METODOLOGI PENELITIAN.....	26
3.1 Analisa Termodinamika.....	26
3.2 Pengujian Sistem Refrigerasi <i>Cascade</i> Menggunakan Refrigeran Campuran Karbon Dioksida dan Hidrokarbon	33
3.3 Pengujian Komposisi Campuran Karbon Dioksida dan Etana	37
3.4 Pengujian Campuran Karbon Dioksida dan Etana pada Temperatur -80°C	39
3.5 Pengujian Korelasi Pipa Kapiler Campuran Karbon Dioksida dan Etana	41
4. HASIL DAN PEMBAHASAN.....	44
4.1 Analisa Energi dan <i>Exergy</i>	44
4.1.1 Pemilihan Refrigeran Sirkuit Temperatur Tinggi.....	44
4.1.2 Pemilihan Komposisi Campuran Karbon Dioksida dan Etana.....	48
4.1.3 <i>Exergy Destruction</i>	52
4.1.4 Pengaruh Beberapa Parameters Terhadap COP dan Efisiensi Exergetic	54
4.1.5 Optimisasi	59
4.2 Sistem Refrigerasi <i>Cascade</i> Menggunakan Refrigeran Campuran Karbon Dioksida dan Hidrokarbon.....	62
4.2.1 Pemilihan Komposisi Karbon Dioksida dan Hidrokarbon	62

4.2.2	Karakteristik Campuran Karbon Dioksida dan Propana Sebagai Refrigeran Temperatur Rendah.....	64
4.2.3	Karakteristik Campuran Karbon Dioksida dan etana Sebagai Refrigeran Temperatur Rendah.....	67
4.3	Perubahan Komposisi Campuran Karbon Dioksida dan Etana	71
4.4	Karakteristik Campuran Karbon Dioksida dan Etana pada Temperatur -80°C	82
4.4.1	Temperatur Evaporasi Campuran Karbon Dioksida dan Etana	82
4.4.2	Analisa <i>Flammability</i>	86
4.5	Korelasi Pipa Kapiler Campuran Karbon Dioksida dan Etana	87
5.	KESIMPULAN DAN SARAN	93
5.1	Kesimpulan.....	93
5.2	Saran	93
	DAFTAR PUSTAKA	95
	LAMPIRAN.....	102



DAFTAR TABEL

Tabel 2.1 Nilai mudah terbakar (<i>flammability</i>) beberapa hidrokarbon (engineeringtoolbox.com).....	21
Tabel 2.2 Penggolongan keamanan refrigeran (ASHRAE, 2001).....	22
Tabel 3.1 Daftar istilah.....	28
Tabel 3.2 Persamaan keseimbangan untuk tiap komponen dari sistem.....	31
Tabel 3.3 Perhitungan titik-titik keadaan termodinamika pada sistem <i>cascade</i> dengan menggunakan REFPROP 8	32
Tabel 3.4 Variasi komposisi massa refrigeran	34
Tabel 3.5 Parameter pengukuran dan ketidakpastian.....	36
Tabel 3.6 Perubahan temperatur lingkungan	36
Tabel 3.7 Parameter pengukuran dan ketidakpastian.....	37
Tabel 3.8 variasi komposisi massa refrigeran	39
Tabel 3.9 Parameter pengukuran dan ketidakpastian.....	41
Tabel 3.10 Parameter pengukuran dan ketidakpastian.....	41
Tabel 3.11 Kelompok- π non-dimensional persamaan 3.14 (Choi dkk., 2004)..	43
Tabel 4.1 Sifat termodinamika campuran azeotropis CO ₂ dan etana pada -85°C	50
Tabel 4.2 Korelasi Bivariate hasil dari COP dan efisiensi exergetic	55
Tabel 4.3 Ringkasan informasi statistik untuk persamaan (4.1)-(4.3)	61
Tabel 4.4 Hasil pengujian konsentrasi komposisi refrigeran	77
Tabel 4.5 Tekanan dan temperatur pada empat posisi pengambilan sampel	77
Tabel 4.6 Explosive limit	86
Tabel 4.7 Hasil pengujian pipa kapiler	89

DAFTAR GAMBAR

Gambar 1.1	Daya tahan sel darah merah dalam gliserol sebagai fungsi temperatur (Best, 2007)	1
Gambar 2.1	Sistem kompresi uap	6
Gambar 2.2	Perbandingan sistem kompresi uap dengan sistem absorpsi.....	7
Gambar 2.3	Sistem ekspansi gas.....	8
Gambar 2.4	Efek Peltier pada Sistem refrigerasi Termoelektrik.....	8
Gambar 2.5	Sistem refrigerasi magnetik (Singh, 2010)	9
Gambar 2.6	Sistem refrigerasi dua tahap dengan satu refrigeran (<i>two-stage single refrigerant system</i>) (Singh, 2010).	10
Gambar 2.7	Skema sederhana dan diagram T-s sistem refrigerasi <i>cascade</i> (Cengel dan Boles, 1998).....	11
Gambar 2.8	Survei umum refrigeran alternatif (Bitzer International, 2004).	18
Gambar 2.9	Diagram p-h karbon dioksida (Campbell, 2007)	19
Gambar 2.10	Jenis distribusi tekanan sepanjang pipa kapiler adiabatik (Garcia-Valladares dkk., 2002).....	24
Gambar 3.1	Skema metode penelitian	26
Gambar 3.2	Diagram temperatur versus komposisi karbon dioksida menunjukkan temperatur glide R744/R170	27
Gambar 3.3	Skema diagram sistem refrigerasi <i>cascade</i> CO ₂ /C ₂ H ₆ -C ₃ H ₈	30
Gambar 3.4	Diagram Log P-h sistem refrigerasi <i>cascade</i> CO ₂ /C ₂ H ₆ -C ₃ H ₈ ..	30
Gambar 3.5	Flowchart simulasi sistem refrigerasi cacade dua tahap	33
Gambar 3.6	Skema alat uji Sistem refrigerasi <i>cascade</i>	35
Gambar 3.7	Skema alat uji.....	38
Gambar 3.8	Skema alat uji Sistem refrigerasi <i>cascade</i>	40
Gambar 3.9	Skema diagram alat Uji.....	42
Gambar 4.1	Variasi COP beberapa refrigeran pada sirkuit temperatur tinggi terhadap perubahan T _{cas,E} pada kondisi T _{sub} =0K dan T _{sup} =0K	45

Gambar 4.2	Variasi COP beberapa refrigeran pada sirkuit temperatur tinggi terhadap perubahan $T_{cas,E}$ pada kondisi $T_{sub}=5K$ dan $T_{sup}=5K$	46
Gambar 4.3	Variasi \dot{m}_i/\dot{m}_r beberapa refrigeran pada sirkuit temperatur tinggi terhadap perubahan $T_{cas,E}$ pada kondisi $T_{sub}=5K$ dan $T_{sup}=5K$	47
Gambar 4.4	Komposisi karbon dioksida terhadap etana terhadap COP sistem refrigerasi <i>cascade</i>	48
Gambar 4.5	Diagram tekanan-komposisi menunjukkan komposisi azeotropik karbon dioksida dan etana.....	49
Gambar 4.6	Pengaruh temperatur evaporasi terhadap komposisi yang menghasilkan COP terbaik	50
Gambar 4.7	Diagram P-T perbandingan beberapa refrigeran terpilih.....	51
Gambar 4.8	Pengaruh $T_{cas,E}$ terhadap COP pada beberapa refrigeran terpilih	51
Gambar 4.9	Pengaruh dari $T_{cas,E}$ pada COP_L dan COP_H	52
Gambar 4.10	Pengaruh $T_{cas,E}$ pada laju <i>exergy</i> destruction pada tiap komponen dan keseluruhan sistem	53
Gambar 4.11	COP sistem dan afiseensi <i>sexergetic</i> sebagai fungsi dari (a) T_E , (b) DT dan (c) T_C	56
Gambar 4.12	COP sistem dan efisiensi <i>exergetic</i> sebagai fungsi dari efisiensi isentropic kompresor	57
Gambar 4.13	COP sistem dan <i>exergetic efficiency</i> sebagai fungsi dari \dot{m}_H/\dot{m}_L	58
Gambar 4.14	COP sistem dan efisiensi <i>exergetic</i> sebagai fungsi dari $T_{cas,E}$..	58
Gambar 4.15	Pengaruh T_E terhadap (a) COP_{max} , (b) $\dot{m}_H/\dot{m}_L_{opt}$ dan (c) $T_{cas,E}_{opt}$ dari $CO_2+C_2H_6-C_3H_8$ pada sistem refrigerasi <i>cascade</i>	60
Gambar 4.16	Diagram P-T perbandingan beberapa refrigeran terpilih.....	62
Gambar 4.17	Diagram temperatur evaporasi pada beberapa variasi komposisi karbon dioksida/propana.....	64
Gambar 4.18	Tekanan <i>suction</i> pada beberapa variasi komposisi campuran karbon dioksida dan propana	65
Gambar 4.19	Diagram daya pada beberapa variasi komposisi karbon dioksida:propana.....	65

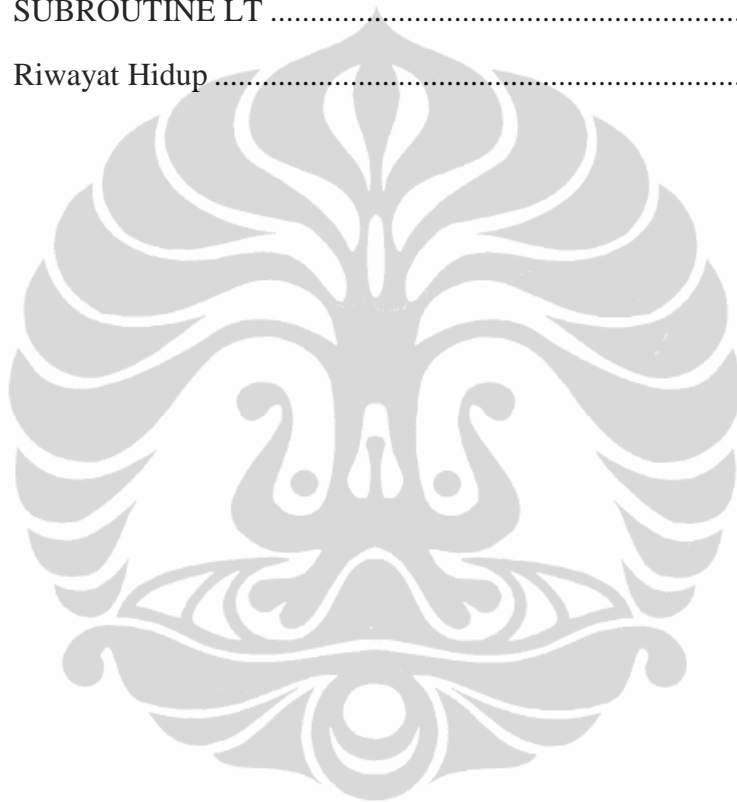
Gambar 4.20	Grafik temperatur evaporasi terhadap waktu	67
Gambar 4.21	Tekanan <i>suction</i> pada bebarapa variasi campuran karbon dioksida dan etana.....	68
Gambar 4.22	Daya sistem pada beberapa komposisi campuran karbon dioksida dan etana.....	69
Gambar 4.23	Tekanan <i>discharge</i> pada beberapa komposisi campuran karbon dioksida dan etana.....	70
Gambar 4.24	Pengaruh tekanan <i>discharge</i> pada daya pada komposisi campuran karbon dioksida 66% & etana 34%	70
Gambar 4.25	Temperatur <i>in evaporator ls</i> terhadap waktu.....	71
Gambar 4.26	Grafik Temperatur Kabin Terhadap Waktu	72
Gambar 4.27	Grafik <i>Pressure Discharge LS</i> Terhadap Waktu	72
Gambar 4.28	Grafik <i>Pressure Suction LS</i> Terhadap Waktu	73
Gambar 4.29	Grafik Mass Flow Terhadap Waktu.....	73
Gambar 4.30	Kandungan refrigeran pada daerah <i>discharge</i>	74
Gambar 4.31	Kandungan refrigeran pada daerah kondenser.....	75
Gambar 4.32	Kandungan refrigeran pada daerah evaporator	75
Gambar 4.33	Kandungan refrigeran pada daerah <i>suction</i>	76
Gambar 4.34	Diagram T-x Pada <i>Discharge LS</i>	78
Gambar 4.35	Diagram T-x pada Out Kondenser LS	79
Gambar 4.36	Diagram T-x In Evaporator LS	80
Gambar 4.37	Diagram T-x <i>Suction LS</i>	81
Gambar 4.38	Temperatur evaporasi campuran karbon dioksida dan etana pada komposisi 20/80 dalam fraksi massa.....	83
Gambar 4.39	Temperatur evaporasi campuran karbon dioksida dan etana pada komposisi 30/70 dalam fraksi massa.....	83
Gambar 4.40	Temperatur evaporasi campuran karbon dioksida dan etana pada komposisi 40/60 dalam fraksi massa.....	84
Gambar 4.41	Temperatur evaporasi campuran karbon dioksida dan etana pada komposisi 50/50 dalam fraksi massa.....	85
Gambar 4.42	Temperatur evaporasi campuran karbon dioksida dan etana pada komposisi 60/40 dalam fraksi massa.....	85

Gambar 4.43	Mass flow pada komposisi dalam perbandingan massa 70% etana dan 30% karbon dioksida	88
Gambar 4.44	Perbandingan mass flow variasi panjang dan diameter pipa kapiler	89
Gambar 4.45	Perbandingan rasio tekanan variasi panjang dan diameter pipa kapiler.....	90
Gambar 4.46	Perbandingan temperatur keluar pipa kapiler (temperatur evaporasi) variasi panjang dan diameter pipa kapiler.....	91
Gambar 4.47	Normal probability plot regresi dengan menggunakan Minitab-14.....	92
Gambar 4.48	Faktor koreksi ϕ_1 untuk menentukan laju massa aktual	92



DAFTAR LAMPIRAN

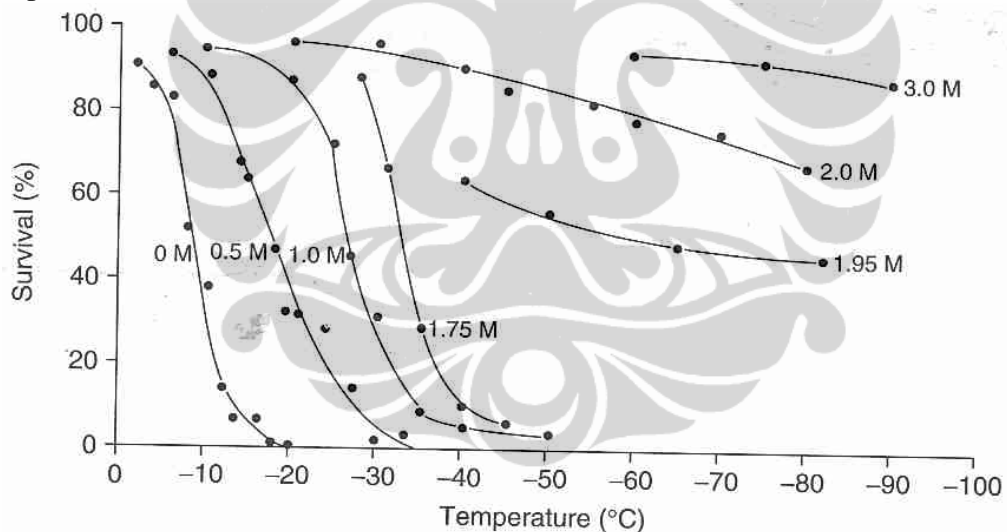
Lampiran A	Program Utama Analisa Termodinamika	102
Lampiran B	SUBROUTINE ENVIRO	113
Lampiran C	SUBROUTINE HT	115
Lampiran D	SUBROUTINE LT	118
Lampiran D	Riwayat Hidup	122



BAB 1 PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Perkembangan teknik pencangkokan organ serta pengetahuan mengenai sel dan *Deoxyribo Nucleic acid* (DNA) membuka peluang baru pengobatan terhadap penyakit. Dalam melakukan kegiatan pengobatan dan penelitian biomedis dibutuhkan *cold storage* untuk menyimpan spesimen biomedis seperti sel induk (*stem cells*), sperma, darah dan organ-organ lainnya. Selama penyimpanan, untuk mencegah sampel-sampel biomedis dari kerusakan disyaratkan ruang pendingin khusus yang mencapai temperatur hingga -80°C (Tianing dkk., 2002; Scott dkk., 2005). Gambar 1.1 memperlihatkan bahwa sel darah merah memiliki kemampuan bertahan (*survival*) lebih baik pada daerah temperatur penyimpanan dibawah temperatur -40°C (Best, 2007).



Gambar 1.1. Daya tahan sel darah merah dalam gliserol sebagai fungsi temperatur (Best, 2007).

Penggunaan sistem refrigerasi yang menggunakan siklus tunggal hanya mampu mencapai suhu pendinginan efektif sekitar -40°C , dan efisiensinya memburuk di bawah -35°C karena turunnya tekanan evaporasi. Sehingga, untuk dapat menjangkau temperatur yang lebih rendah, digunakan sistem refrigerasi *cascade* (Wu dkk., 2007). Sistem refrigerasi *cascade* minimal terdiri dari dua sistem refrigerasi yang bekerja secara mandiri. Dua sistem refrigerasi ini dihubungkan penukar kalor *cascade* di mana kalor yang dilepaskan kondenser di

sirkuit temperatur rendah diserap evaporator dari sirkuit temperatur tinggi (ASHRAE, 2006). Selain digunakan dalam bidang biomedis, sistem refrigerasi *cascade* umumnya diaplikasikan juga untuk bidang-bidang seperti farmasi, kimia, *blast freezing*, pencairan gas, penerbangan (*aeronautics*) dan lain-lain [ASHRAE, 2006].

Untuk mencapai -80°C , selama ini di sirkuit temperatur rendah digunakan refrigeran CFC seperti R13 atau R503 yang dalam waktu dekat yakni tahun 2010 untuk negara berkembang sudah dilarang karena merusak lapisan ozon (Montreal Protocol, 1987). Secara nasional Indonesia telah menetapkan komitmen untuk menghapus penggunaan bahan perusak lapisan ozon pada akhir tahun 2007 berdasarkan Kep. Menperindag No: 789-790/MPP/Kep/12/2002 (Unit Ozon Nasional, 2007). Sementara itu, refrigeran alternatif HFC seperti R23 walaupun tidak mengandung bahan perusak lapisan ozon, namun berpotensi dalam memanaskan permukaan bumi. Sehingga, dicari refrigeran alternatif yang diarahkan pada refrigeran alamiah dan salah satunya adalah karbon dioksida (Lee dkk., 2006).

Karbon dioksida memiliki keunggulan karena tidak beracun, tidak dapat terbakar (*non-flammable*), mudah didapat, tidak merusak ozon dan sangat rendah potensinya dalam memanaskan permukaan bumi (Cox, 2007). Namun tingginya tekanan dan temperatur rangkap tiga (*triple*) membatasi penggunaan karbon dioksida digunakan dibawah temperatur $-56,6^{\circ}\text{C}$. Solusi untuk mengatasi kekurangan ini adalah dengan mencampurkan karbon dioksida dengan refrigeran alamiah yang lain yaitu hidrokarbon. Sebagai refrigeran, hidrokarbon memiliki sifat termofisika yang baik. Walaupun tidak beracun dan ramah lingkungan, hidrokarbon dikenal sebagai bahan dapat terbakar (Cox, 2007). Oleh karena itu, diharapkan bila hidrokarbon dicampur dengan karbon dioksida akan mengurangi mampu bakar hidrokarbon tersebut, sekaligus mengurangi tekanan dan temperatur *triple* karbon dioksida.

Studi mengenai refrigeran campuran karbon dioksida dan hidrokarbon untuk temperatur rendah masih sedikit yang melakukan dan diantaranya dilakukan oleh Niu dan Zhang (2007) yang melakukan eksperimen campuran karbon dioksida dan propana. Namun, campuran ini hanya mencapai temperatur minimal -72°C .

Untuk aplikasi temperatur rendah dibandingkan R23, etana memiliki performa dan efek refrigerasi yang lebih baik (Rahadiyan, 2007) oleh karena itu, campuran karbon dioksida dan etana merupakan refrigeran alternatif yang menjanjikan. Namun demikian, komposisi optimum dan parameter disain serta karakteristik operasi dari campuran biner karbon dioksida dan etana ini masih belum diketahui. Jadi, dalam rangka pengembangan prototip *cold storage* temperatur rendah untuk aplikasi di bidang biomedis perlu penelitian untuk mendapatkan komposisi optimum campuran karbon dioksida dan etana sebagai refrigeran temperatur rendah dalam sistem refrigerasi *cascade*.

1.2 Perumusan Masalah

Dalam pengobatan dan penelitian biomedis dibutuhkan *cold storage* yang dapat mencapai temperatur -80°C dan untuk mencapai temperatur rendah maka digunakan sistem refrigerasi *cascade* (Wu dkk., 2007). Selama ini pada sirkuit temperatur rendah sistem refrigerasi *cascade* masih menggunakan refrigeran yang mengandung bahan perusak lapisan ozon atau berpotensi dalam memanaskan permukaan bumi. Karena itu, diperlukan alternatif refrigeran alamiah yang salah satunya yaitu karbon dioksida. Tingginya tekanan dan temperatur *triple* menghalangi penggunaan karbon dioksida untuk temperatur sangat rendah. Solusinya adalah menggunakan campuran karbon dioksida dan hidrokarbon. Walau hidrokarbon memiliki sifat termofisik baik, namun dikenal sebagai bahan yang dapat terbakar. Apabila hidrokarbon dicampurkan dengan karbon dioksida, maka akan mengurangi mampu bakar-nya sekaligus mengurangi tingginya tekanan dan temperatur *triple* karbon dioksida.

Pengujian campuran karbon dioksida dan propana (hidrokarbon) diketahui memiliki efisiensi energi dan kapasitas pendinginan yang lebih tinggi dari pada R13 namun, campuran karbon dioksida dan propana ini hanya mampu mencapai temperatur -72°C (Niu dan Zhang, 2007). Oleh karena itu, untuk mencapai -80°C , maka pada penelitian ini diusulkan campuran karbon dioksida dan etana.

1.3 Tujuan Penelitian

Tujuan penelitian ini adalah menentukan komposisi refrigeran ramah lingkungan campuran CO_2 dan etana yang mampu bekerja dibawah temperatur

triple CO₂ serta memiliki mampu bakar lebih rendah dari etana dalam sirkuit temperatur rendah pada sistem refrigerasi cascade.

Tujuan khusus dari penelitian ini adalah:

1. Membuat simulasi analisa termodinamika untuk memilih refrigeran pada sirkuit temperatur tinggi dan menentukan komposisi campuran CO₂ dan etana pada sirkuit temperatur rendah dalam sistem refrigerasi *cascade*.
2. Melakukan pengujian beberapa komposisi campuran CO₂ dan etana pada sistem refrigerasi *cascade*.
3. Mengembangkan sebuah korelasi untuk menentukan *mass flow rate* pipa kapiler bagi refrigeran campuran CO₂ dan etana

1.4 Batasan Masalah

Berikut ini merupakan beberapa batasan masalah yang dilakukan dalam penelitian ini diantaranya yakni :

1. Data-data sifat termodinamik untuk refrigeran yang dipergunakan pada sirkuit temperatur tinggi maupun data campuran untuk sirkuit temperatur rendah berdasarkan pada *software* NIST REFPROP 8.0.
2. Simulasi analisa termodinamika sistem refrigerasi *cascade* menggunakan bahasa pemograman FORTRAN.
3. Peralatan penelitian yang digunakan berupa sistem refrigerasi kompresi uap jenis *cascade*, yang pada sistem sirkuit temperatur rendah akan dipergunakan untuk menguji refrigeran campuran karbon dioksida dan etana.

1.5 Sistematika Penulisan

Penulisan Disertasi ini terdiri atas 5 bab, daftar pustaka dan lampiran-lampiran, adapun kelima bab tersebut adalah sebagai berikut:

Bab 1 Pendahuluan. Terdiri atas latar belakang, tujuan penelitian, perumusan masalah, batasan masalah, dan sistematika penulisan.

Bab 2 Landasan Teori. Memaparkan teori dasar dan studi literatur yang mendasari penelitian ini. Landasan teori ini meliputi refrigerasi dan sistem

refrigerasi, refrigerasi untuk temperatur sangat rendah, sistem refrigerasi *cascade*, refrigeran dan pengembangan korelasi pipa kapiler.

Bab 3 Metodologi Penelitian. Mengungkapkan beberapa metode penelitian yang telah dilakukan. Metode penelitian yang dilakukan terdiri atas analisa termodinamika berdasarkan *software* REFPROP 8. dan menggunakan bahasa pemrograman FORTRAN, kemudian dilanjutkan dengan melakukan pengujian untuk memvalidasi analisa termodinamika. Pengujian yang dilakukan tersebut meliputi : pengujian menggunakan refrigeran campuran karbon dioksida dan hidrokarbon, pengujian komposisi campuran karbon dioksida dan etana, pengujian campuran karbon dioksida dan etana di temperatur -80°C dan pengujian korelasi pipa kapiler campuran karbon dioksida dan etana.

Bab 4 Hasil dan Pembahasan. Berisi tentang data dan analisis data yang diperoleh dari penelitian yang dilakukan. Adapun hasil dan pembahasan ini dimulai dengan analisa termodinamika untuk menentukan refrigeran pada sirkuit temperatur tinggi dan campuran karbon dioksida dan etana pada sirkuit temperatur rendah. Setelah itu dilakukan serangkaian pengujian dilakukan untuk memvalidasi komposisi hasil analisa termodinamika. Namun karena hasil pengujian mengindikasikan hasil yang berbeda dibandingkan analisa termodinamika-nya, maka kemudian dilakukan pengujian konsentrasi komposisi campuran karbon dioksida dan etana yang pada sistem refrigerasi ini. Berkaitan dengan target temperatur -80°C , maka kemudian dilakukan serangkaian pengujian untuk mendapatkan komposisi yang stabil pada temperatur tersebut serta memiliki *flammability* yang rendah. Selanjutnya pembahasan mengenai korelasi pipa kapiler ditujukan untuk melengkapi parameter disain sistem refrigerasi *cascade* khususnya alat ekspansi yang menggunakan campuran dioksida dan etana ini,

Bab 5 Kesimpulan. Berisi kesimpulan yang didapat dari penelitian yang telah dilakukan.

Daftar Pustaka. Berisi beberapa sumber baik dalam bentuk buku maupun dalam bentuk paper dan jurnal yang digunakan sebagai referensi dalam penelitian ini.

BAB 2 LANDASAN TEORI

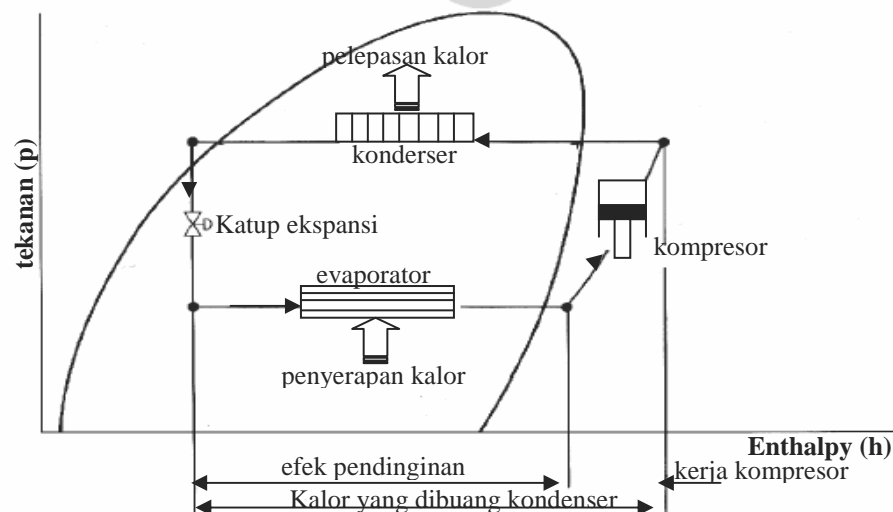
2.1 Refrigerasi dan Sistem Refrigerasi

Refrigerasi merupakan proses memindahkan energi panas dari daerah bertemperatur rendah ke daerah yang bertemperatur lebih tinggi. Biasanya daerah pembuangan (*heat sink*) bertemperatur tinggi adalah lingkungan, atau air pendingin yang memiliki temperatur sama dengan temperatur lingkungan (ASHRAE, 2005).

Sistem refrigerasi adalah kombinasi komponen, peralatan, dan perpipaan, yang dihubungkan dalam urutan tertentu untuk menghasilkan efek pendinginan. Sistem refrigerasi secara garis besar dapat diklasifikasikan menjadi beberapa sistem, diantaranya yaitu :

- Sistem kompresi uap (*Vapor compression systems*)

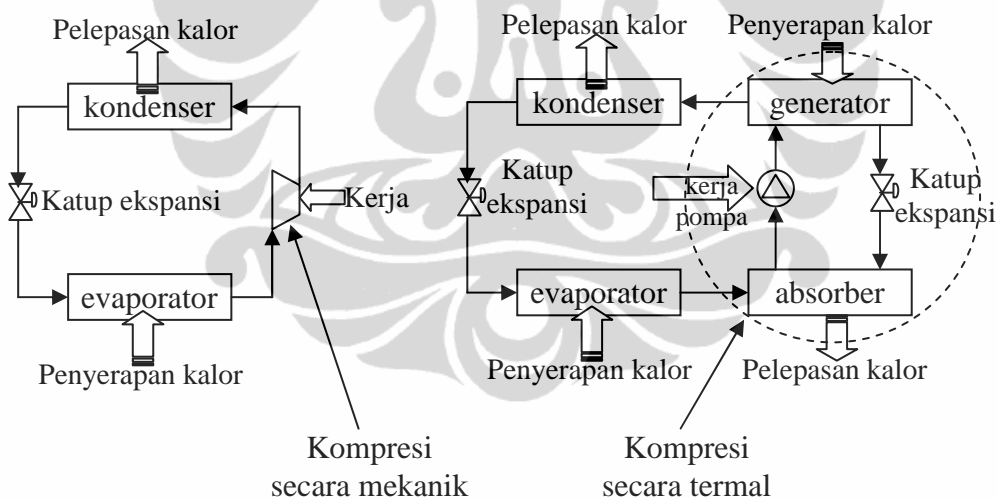
Sistem yang menggunakan siklus kompresi uap sangat umum digunakan dalam sistem refrigerasi. Pada sistem ini, seperti yang ditunjukkan pada gambar 2.1, proses yang terjadi adalah refrigeran mengalami kompresi secara adiabatik di kompresor sehingga tekanan dan temperaturnya naik, lalu melakukan pelepasan kalor secara isobarik di kondenser, selanjutnya refrigeran diekspansikan secara adiabatik pada katup ekspansi sehingga tekanan dan temperaturnya turun. Terakhir, di evaporator refrigeran akan menyerap kalor secara isobarik.



Gambar 2.1. Sistem kompresi uap.

- Sistem Absorpsi (*Absorption systems*)

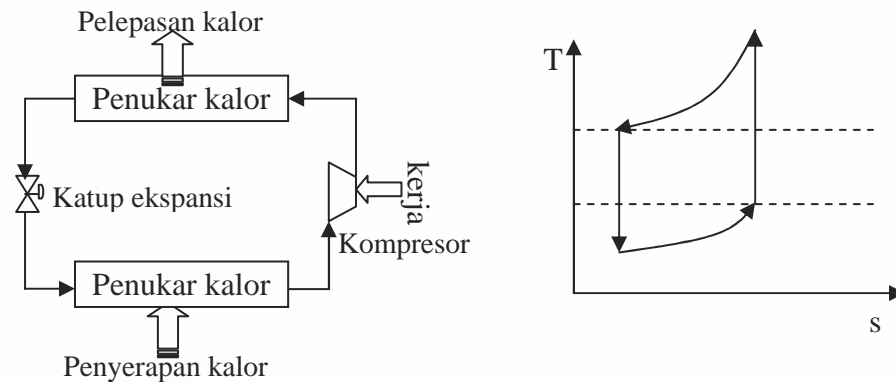
Sistem Absorpsi mirip dengan sistem kompresi, kecuali untuk metode meningkatkan tekanan dari uap refrigeran, seperti yang terlihat pada Gambar. 2.2. Seperti ditunjukkan pada Gambar 2.2 dalam sistem Absorpsi, refrigeran pada temperatur dan tekanan yang rendah masuk ke evaporator untuk menghasilkan efek pendinginan (Q_E). kemudian uap refrigeran tekanan rendah masuk ke dalam absorber dimana kemudian refrigeran ini akan larut dalam absorber. Selanjutnya larutan yang kaya refrigeran ini dipompa sehingga tekanannya tinggi dan dimasukkan ke generator. Di generator larutan ini kemudian di panaskan sehingga menghasilkan uap refrigeran tekanan tinggi yang terpisah dari absorber-nya. Uap refrigeran bertekanan tinggi ini kemudian dikondensasikan di dalam kondensor untuk selanjutnya akan diekspansi di katup ekspansi dan dialirkan ke evaporator. Sedangkan cairan absorber bertekanan tinggi akan diekspansikan dan kemudian dikembalikan ke absorber (Singh, 2010).



Gambar 2.2. Perbandingan sistem kompresi uap dengan sistem absorpsi

- Sistem ekspansi gas (*Gas expansion system*)

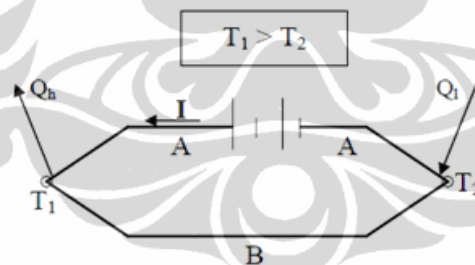
Ketika fluida kerja adalah gas yang dikompresi dan kemudian diekspansi tidak terjadi perubahan fase, maka sistem refrigerasi ini disebut sistem ekspansi gas. Udara merupakan fluida kerja yang paling sering digunakan dalam sistem ini. Pada sistem ini tidak ada proses kondensasi dan evaporasi, maka sebagai pengganti komponen kondensor dan evaporator digunakan alat penukar kalor panas ke dingin dari gas ke gas.



Gambar 2.3. Sistem ekspansi gas.

- Sistem refrigerasi Termoelektrik

Sistem refrigerasi Termoelektrik merupakan metode pendinginan yang berdasarkan pada efek Peltier. Seperti yang terlihat pada gambar 2.4 maka, ketika baterai ditambahkan antara dua konduktor yang berhubungan pada Adan B, pada saat arus mengalir melalui rangkaian, maka akan terjadi perubahan suhu di titik penghubung tersebut, dimana salah satunya menjadi panas (T_1) dan yang lain menjadi dingin (T_2). Efek refrigerasi diperoleh di daerah penghubung yang dingin sedangkan pada daerah penghubung yang panas kalor dibuang ke lingkungan (Singh, 2010).

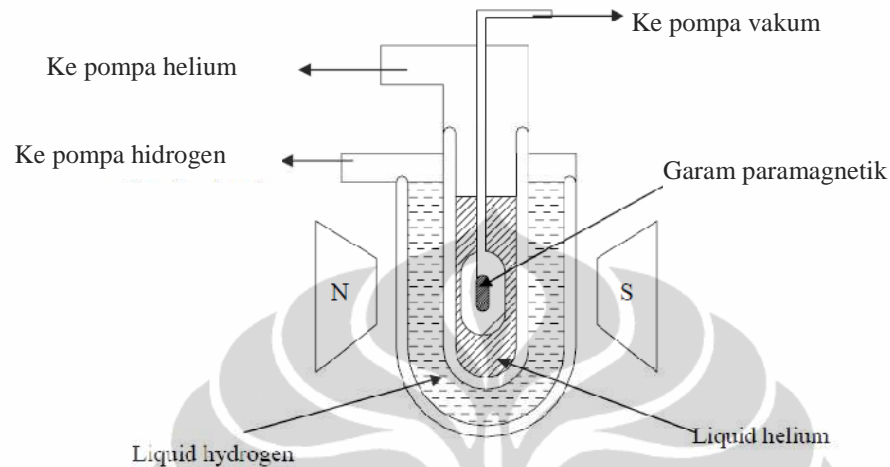


Gambar 2.4. Efek Peltier pada Sistem refrigerasi Termoelektrik

- Sistem refrigerasi magnetik

Refrigerasi magnetik didasarkan pada efek *magnetocaloric*. Mirip dengan kompresi mekanik dan ekspansi gas, terdapat bahan tertentu akan naik temperaturnya apabila di adiabatik magnetisasi dan temperaturnya turun ketika dilakukan proses demagnetisasi secara adiabatik. Temperatur mendekati nol mutlak dapat diperoleh dengan demagnetisasi secara adiabatik beberapa garam paramagnetic seperti yang ditunjukkan pada gambar 2.5. Setiap atom paramagnetik garam dapat dianggap sebagai magnet kecil, jika terkena medan magnet yang kuat, atom menyesuaikan diri dengan arah medan magnet

sehingga temperatur meningkat selama proses ini. Jika garam disimpan dalam wadah dikelilingi oleh helium, panas akan diserap oleh atom helium. Sekarang, jika medan magnet tiba-tiba dihapus, energi internal dari garam akan berkurang. Akibatnya, garam akan mendingin (Singh, 2010).



Gambar 2.5. Sistem refrigerasi magnetik (Singh, 2010).

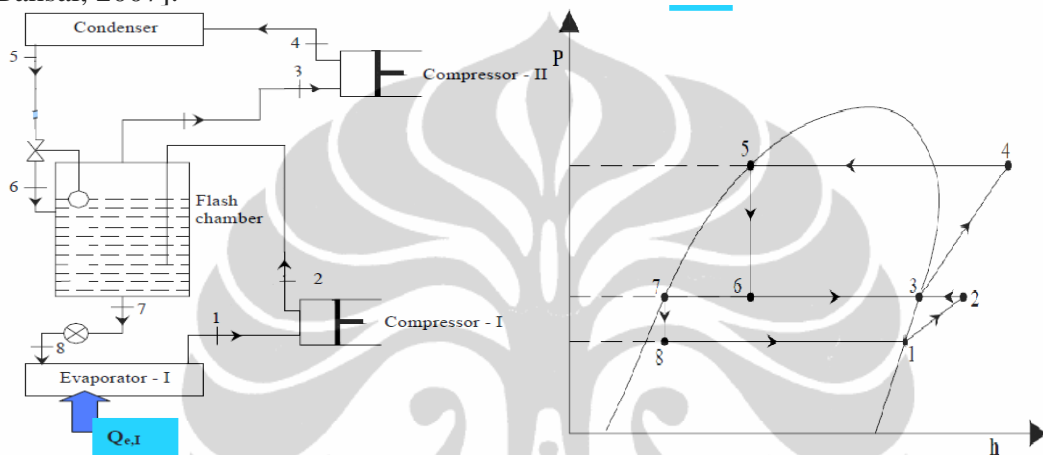
Bahasan selanjutnya pada bab dasar teori ini hanya akan difokuskan pada sistem kompresi uap, hal ini karena pada penelitian ini sistem pendingin yang digunakan adalah sistem kompresi uap.

2.2 Refrigerasi untuk Temperatur Sangat Rendah

Refrigerasi untuk temperatur sangat rendah (*Ultralow-temperature refrigeration*) didefinisikan sebagai refrigerasi yang memiliki daerah temperatur dari -50 hingga -100°C , umumnya diaplikasikan untuk bidang-bidang seperti farmasi, kimia, *blast freezing*, *cold storage*, pencairan gas dan lain-lain [ASHRAE, 2006]. Untuk dapat mencapai daerah temperatur ini, sistem kompresi satu tahap (*single-stage*) dengan menggunakan jenis kompresor piston (*reciprocating compressor*) tidak umum untuk diterapkan, karena akan terjadi rasio tekanan yang tinggi. Tingginya rasio tekanan ini berakibat pada tingginya temperatur *discharge* dan minyak pelumas kompresor serta rendahnya efisiensi volumetrik yang berakibat juga pada rendahnya nilai COP [Stegmann, 2000].

Untuk mengatasi kekurangan sistem kompresi satu tahap ini, maka digunakan sistem refrigerasi dua tahap dengan satu refrigeran (*two-stage single refrigerant system*) seperti yang di tunjukkan pada gambar 2.6. Pada sistem ini,

rasio kompresi kompresor pada tiap tahap dapat diset pada daerah yang sesuai dengan spesifikasi kompresor yang digunakan, sehingga temperatur *discharge* menjadi normal. Namun demikian, batasan temperatur yang dapat dicapai hanya berkisar antara -50 hingga -70°C , tergantung pada spesifikasi refrigeran yang digunakan [Stegmann, 2000]. Lebih lanjut, penggunaan refrigeran tunggal pada daerah cakupan temperatur yang luas mengakibatkan tekanan evaporator dan volume *suction* yang sangat rendah atau sangat tinggi tekanan di kondenser [P.K Bansal, 2007].



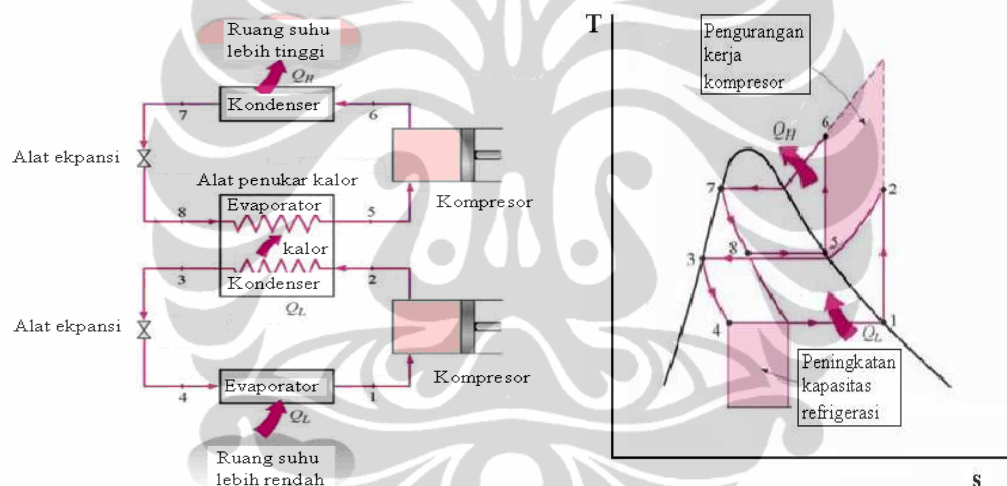
Gambar 2.6. Sistem refrigerasi dua tahap dengan satu refrigeran (*two-stage single refrigerant system*) (Singh, 2010).

Refrigeran standar tidak dapat beroperasi pada suhu yang sangat rendah karena tekanan saturasi-nya pada suhu rendah menjadi terlalu rendah. Jika tekanan saturasi kurang dari 21 in Hg vacum / 4 psia (28 kPa) maka, uap refrigeran akan sangat sedikit yang ditarik ke dalam kompresor. Densitas uap juga sangat rendah pada tekanan ini, sehingga aliran massa rendah refrigeran yang mengalir melalui sistem menjadi sangat rendah [Stegmann, 2000]. Refrigeran yang digunakan untuk temperatur rendah pada umumnya dipilih refrigeran yang memiliki tekanan dan densitas uap yang tinggi pada kondisi temperatur yang sangat rendah [ASHRAE, 2006].

Sistem refrigerasi *cascade* digunakan untuk mengatasi permasalahan dari sistem dengan refrigeran tunggal. Hal ini terjadi karena pada sistem refrigerasi *cascade* terdiri dari dua sirkuit terpisah, yang masing-masing menggunakan refrigeran sesuai dengan cakupan temperatur yang hendak dicapai [ASHRAE, 2006].

2.3 Sistem Refrigerasi *Cascade*

Sistem refrigerasi *cascade* terdiri dari dua sistem refrigerasi siklus tunggal. Sistem pertama disebut sirkuit temperatur tinggi dan sistem kedua disebut sirkuit temperatur rendah. Pada prinsipnya efek refrigerasi yang dihasilkan oleh evaporator sirkuit temperatur tinggi dimanfaatkan untuk menyerap kalor yang dilepas oleh kondenser sirkuit temperatur rendah sehingga dihasilkan temperatur yang sangat rendah pada evaporator sirkuit temperatur rendah [ASHRAE, 2006]. Secara teoritis sistem refrigerasi *cascade* menjanjikan keunggulan dalam hal penghematan kebutuhan daya kompresor sekaligus meningkatkan kapasitas refrigerasi apabila dibandingkan dengan sistem pendinginan tunggal (Cengel dan Boles, 1998). Gambar 2.7 menyajikan titik-titik keadaan sistem refrigerasi *cascade* dua tingkat.



Gambar 2.7. Skema sederhana dan diagram T-s sistem refrigerasi *cascade* (Cengel dan Boles, 1998).

Dalam 10 tahun terakhir ini, keperdulian akan masalah-masalah lingkungan seperti rusaknya lapisan ozon yang disebabkan oleh refrigeran CFC dan pemanasan permukaan bumi yang salah satunya disebabkan oleh refrigeran HCFC, telah memicu studi untuk mencari pengganti refrigeran CFC atau HCFC dari golongan refrigeran alamiah seperti CO_2 (R744), Amonia (R717), atau hidrokarbon.

Studi mengenai sistem refrigerasi *cascade* ini umumnya diawali dengan melakukan simulasi analisa termodinamika untuk mencari performa terbaik dari suatu pasangan refrigeran sirkuit temperatur rendah dan sirkuit temperatur tinggi pada sistem refrigerasi *cascade*. Agnew dan Ameli (2004) dalam rangka mencari

kondisi operasi optimum memperlihatkan performa yang meningkat pada kombinasi R508b dan R717 atas kombinasi semula refrigeran CFC yakni R13 dan R12. Penggunaan refrigeran alamiah yang lain yakni hidrokarbon telah dilakukan oleh Mafi dkk. (2008) dengan menggunakan kombinasi etilen (C_2H_4) dan propilen (C_3H_6) menunjukkan bahwa efisiensi exergetic sirkuit temperatur rendah sistem refrigerasi *cascade* pada pabrik olefin hanya 30,88%, sehingga masih memiliki potensi yang besar untuk dapat diperbaiki. Studi sistem refrigerasi *cascade* dengan menggunakan kombinasi ethylene (C_2H_4) dan propylene (C_3H_6) juga telah dilakukan oleh Zhang dan Xu (2011) melalui studi dengan mengkombinasikan pengertian termodinamik dan pendekatan pemrograman matematika, menunjukkan efektivitas dari metodologi yang dikembangkan ini melalui studi kasus rehabilitasi sistem refrigerasi *cascade* untuk pabrik etilen.

Sehubungan dengan sifat termodinamika-nya, maka sistem refrigerasi yang menggunakan refrigeran CO_2 harus dirancang sebagai sistem *cascade* atau *transcritical* agar memperoleh COP yang baik. Sistem *transcritical* belum mencapai kapasitas pendinginan yang diinginkan industri, sehingga sistem *cascade* lebih banyak dipergunakan industri (Reinholdt dkk., 2007). Studi analisa termodinamika pada sistem refrigerasi *cascade* dengan membandingkan beberapa kelompok kombinasi-kombinasi refrigeran R22-R12 , R134a- CO_2 , NH_3 - CO_2 , R290- CO_2 , CO_2 - CO_2 , dan CO_2 - CO_2 dengan *expander* yang dilakukan oleh Wei dkk. (2004) berkesimpulan bahwa COP dari refrigeran alami hampir sama dengan refrigeran konvensional (sintetik). Oleh karena itu, sistem refrigeran alami cukup menjanjikan jika faktor lingkungan dan pemilihan peralatan menjadi perhatian. Bhattacharyya dkk. (2005) melakukan studi optimasi sistem *cascade* kombinasi refrigeran C_3H_8 (R290)- CO_2 menyimpulkan bahwa untuk proses pendinginan dan pemanasan, kombinasi ini menawarkan daerah operasi lebih luas dan lebih baik dibanding amonia berkaitan dengan sifat tidak beracun dari C_3H_8 maupun CO_2 tetapi, sifat mampu bakar dari C_3H_8 masih harus menjadi suatu perhatian. Studi sistem *cascade* kombinasi refrigeran C_3H_8 (R290)- CO_2 kemudian dilanjutkan dengan melakukan simulasi model analitik untuk menyelidiki alokasi jumlah maksimum penukaran kalor untuk memaksimalkan performa dan meminimalkan biaya sistem (Bhattacharyya dkk., 2008).

Studi untuk mendapatkan parameter disain dan performa optimal (diukur dalam COP) melalui analisa termodinamika telah dilakukan diantaranya oleh Lee dkk. (2006) dengan menggunakan *software* yang dikembangkan oleh *International Institute of Refrigeration* (IIR) pada kombinasi refrigeran CO₂-Amonia dilakukan untuk menentukan temperatur kondensasi optimal pada *cascade* kondenser. Melalui analisis regresi diperoleh, dua korelasi untuk menentukan temperatur optimal condenser CO₂ dan COP maksimum sebagai fungsi temperatur evaporasi CO₂ (T_E), temperatur kondensasi amonia (T_C) dan perbedaan temperatur pada penukar kalor *cascade* (DT), dapat ditentukan sebagai hubungan :

$$T_{\text{cascade kondenser;OPT}} = 40,63 + 0,4T_C + 0,4T_E + DT \quad (2.1)$$

$$COP_{\text{max}} = 1,0818 - 0,0221T_C + 0,0315T_E - 0,0283DT \quad (2.2)$$

Satuan yang dipakai dalam persamaan (2.1) dan (2.2) adalah Kelvin (K).

Dopazo dkk. (2008) juga melakukan analisa termodinamika pada kombinasi refrigeran CO₂-Amonia yang serupa dengan yang dilakukan dengan Lee dkk. (2006) tetapi dengan persamaan efisiensi isentropis yang berbeda. Hasil dari analisa termodinamika ini diperoleh dua korelasi untuk menentukan temperatur optimal di *cascade* kondenser dan COP maksimum sistem yakni :

$$T_{\text{cascade kondenser,Opt}} = -218,78 + 0,3965 T_E + 0,39064T_C + 0,60747DT \quad (2.3)$$

$$COP_{\text{max}} = \left(\frac{-27,76 + 0,15944T_E}{-15,33 + 0,06438T_C} \right) - 0,03279DT - 0,3422 \quad (2.4)$$

Satuan yang dipakai dalam persamaan (2.3) dan (2.4) adalah Kelvin (K).

Getu dan Bansal (2008) juga telah melakukan studi serupa namun dilakukan dengan menggunakan perangkat lunak *Engineering Equation Solver* (EES) 2006 dengan tujuan mendapatkan parameter disain dan operasi sistem yang optimal, dengan menambahkan parameter perubahan temperatur *superheating* (ΔT_{sup}) dan perubahan temperatur *subcooling* (ΔT_{sub}), menyimpulkan bahwa suatu analisis regresi multilinear dapat dipergunakan untuk menentukan temperatur kondensasi optimal pada *cascade* condenser (T_{CAS;E;OPT}), COP maksimum dan rasio laju aliran massa antara R717 dengan R744 pada sistem refrigerasi *cascade* (\dot{m}_H / \dot{m}_L opt), dinyatakan dalam persamaan matematika sebagai :

$$T_{CAS;E;OPT} = -7,0992 + 0,0215 \Delta T_{sup} + 0,2662 T_C + 0,4602 T_E - 0,4264 DT + 0,2945 \Delta T_{sub} \quad (2.5)$$

$$COP_{max} = 3,9207 - 0,0034 \Delta T_{sup} - 0,0235 T_C + 0,0298 T_E - 0,0299 DT + 0,0106 \Delta T_{sub} \quad (2.6)$$

$$\dot{m}_H / \dot{m}_L_{opt} = 0,1610 + 0,0005 \Delta T_{sup} + 0,0013 T_C - 0,0022 T_E + 0,0001 DT + 0,0004 \Delta T_{sub} \quad (2.7)$$

Satuan yang dipakai persamaan (2.5), (2.6) dan (2.7) adalah derajat celcius ($^{\circ}\text{C}$).

Namun demikian, investigasi eksperimen pada performa kombinasi refrigeran CO_2 -Amonia yang dilakukan oleh Bingming dkk. (2009) lebih jauh menunjukkan bahwa analisa termodinamik persamaan COPmax yang dikemukakan oleh Lee dkk. (2006) lebih sesuai dibandingkan yang dengan dikemukakan oleh Dopazo dkk. (2007). Walaupun begitu, Dopazo dkk. (2010) juga telah melakukan eksperimen untuk mengevaluasi sistem refrigerasi *cascade* dengan CO_2 -Amonia untuk aplikasi pembekuan (*freezing*). Adapun studi yang berkaitan dengan sistem refrigerasi *cascade* dengan kombinasi refrigeran CO_2 -Amonia mengenai optimalisasi termoekonomi dan analisa exergi dengan tujuan untuk menentukan nilai optimum variabel keputusan dengan membandingkan biaya masukan exergi dengan modal lebih lanjut juga telah dikembangkan oleh Rezayan dan Behbahaninia (2011), Hasil optimasi menunjukkan bahwa dengan kapasitas pendinginan konstan 40 kilowatt, akan mengurangi biaya tahunan sebesar 9,34 %.

Pengalaman menggunakan sistem refrigerasi *cascade* yang menggunakan propana (R290) di sirkuit temperatur tinggi dan karbon dioksida (R744) di sirkuit temperatur rendah untuk keperluan supermarket membuktikan bahwa konsumsi energi berkurang rata-rata sekitar 5% dibandingkan sistem konvensional (sistem 404A) sedangkan investasi yang dibutuhkan 20% lebih tinggi, tetapi diperkirakan akan menjadi 10% atau lebih rendah di masa yang akan datang (Christensen dan Bertelsen, 2003).

Penggunaan CO_2 pada sistem refrigerasi *cascade* dua tingkat untuk aplikasi temperatur sangat rendah (*ultra-low temperature*) umumnya dibatasi oleh tingginya tekanan dan temperatur *triple* (5,2 bar dan $56,6^{\circ}\text{C}$). Namun demikian, penelitian penggunaan CO_2 dibawah tekanan dan temperatur *triple* sudah pernah

pula dilakukan. Penelitian mengenai performa CO₂ solid-gas ini telah diawali oleh Yamaguchi dan Zhang (2009), selanjutnya Niu dkk. (2010) dan Yamaguchi dkk. (2011) melaporkan hasil eksperimennya yang menunjukkan bahwa di bawah kondisi operasi yang sesuai CO₂ dapat beroperasi pada -62°C secara terus-menerus dan setabil. Tetapi, kondisi solid-gas CO₂ dibawah tekanan dan temperatur *triple* masih menjadi kendala penggunaan CO₂. untuk menjangkau temperatur evaporasi di sekitar -80°C,

Solusi untuk mengatasi kekurangan ini adalah dengan mencampurkan karbon dioksida dengan refrigeran lain. Nicola dkk. (2005) melakukan simulasi sistem refrigerasi *cascade* dimana amonia (R717) digunakan pada sirkuit temperatur tinggi menunjukkan bahwa campuran CO₂ dengan HFC dapat dipergunakan untuk aplikasi temperatur dibawah titik pembekuan normal CO₂ murni. Namun beberapa campuran ini hanya mencapai temperatur -68.15°C pada tekanan evaporasi diatas tekanan atmosfer. Lebih lanjut, karena HFC masih tergolong *Green House Gas* (GHG), maka diperlukan usaha jangka panjang untuk mengurangi jumlah HFC yang diperlukan, sehingga campuran dalam penelitian itu masih belum final untuk generasi refrigeran berikutnya dalam usaha jangka panjang untuk mengurangi jumlah HFC yang digunakan. Oleh karena itu, maka ditawarkan alternatif yang lain yakni mencampur CO₂ dengan hidrokarbon yang keduanya merupakan golongan refrigeran alami.

Studi mengenai refrigeran campuran biner CO₂ dan hidrokarbon sebagai pengganti R13 untuk temperatur rendah di mesin refrigerasi *cascade* juga sudah mulai dilakukan. Salah satunya dilakukan oleh Niu dkk. (2007) yang mengusulkan suatu campuran biner CO₂ dengan propana (21/79 dalam fraksi mole) cukup menjanjikan dimana didapatkan bahwa COP dan kapasitas pendinginan lebih tinggi dibanding R13 ketika sirkuit temperatur tinggi dari mesin refrigerasi *cascade* dijaga tetap. Namun demikian, campuran CO₂ dan propana hanya mencapai temperatur minimum -72°C, karena pada temperatur yang lebih rendah refrigeran campuran CO₂ dan propana akan menjadi kristal (Niu dkk., 2007).

Hidrokarbon yang biasanya digunakan untuk temperatur sangat rendah adalah etana. Etana memiliki performa dan efek refrigerasi yang lebih baik untuk

aplikasi temperatur rendah dibandingkan R23 (Rahadiyan, 2007). Lebih lanjut studi eksperimen campuran etana dan HFC membuktikan bahwa campuran refrigeran tersebut berpotensi untuk digunakan sampai temperatur -80°C (Gong dkk., 2009). Etana juga merupakan salah satu refrigeran alami yang memiliki keunggulan dalam hal kinerja dan tekanan kritis yang lebih rendah (4.87 MPa) dari CO_2 sehingga dapat secara efektif mengurangi tekanan CO_2 (Niu dan Zhang, 2007). Niu dkk. (2006) melakukan simulasi yang menunjukkan bahwa pada campuran 20/80 dalam fraksi massa dari R744/R170 dan R13 mempunyai rasio kompresi dan tekanan yang hampir sama.

Lebih lanjut berdasarkan permodelan matematika untuk rasio campuran karbon dioksida dan etana yang dilakukan oleh Nui dan Zhang (2007) diketahui bahwa, selama karbon dioksida kurang dari 50% dalam fraksi massa, dapat digunakan hingga temperatur evaporasi -80°C tanpa terjadi kristalisasi. Analisa termodinamik lebih lanjut mengindikasikan campuran karbon dioksida dan etana untuk temperatur evaporasi -80°C memberikan efisiensi (COP) lebih baik dari pada komposisi azeotropik (54/46 fraksi mole). Studi campuran CO_2 dengan refrigeran alami diantaranya yakni dengan etana, juga dilakukan oleh Nicola dkk. (2011) menunjukkan bahwa penambahan karbon dioksida dengan hidrokarbon akan mengurangi efisiensi siklus. Namun hal utama yang menarik dari penambahan karbon dioksida ke hidrokarbon adalah karena mengurangi GWP, ODP dan menurunkan mampu bakar dari hidrokarbon murni

Namun demikian, studi analisa termodinamik yang dilanjutkan dengan investigasi eksperimen pada campuran CO_2 dan etana yang mampu mencapai temperatur evaporasi -80°C , masih belum dilakukan. Berdasarkan hal tersebut diatas, penelitian ini dilakukan dengan tujuan untuk menentukan komposisi campuran CO_2 dan etana yang stabil pada temperatur evaporasi -80°C dan karakteristik unjuk kerja sistem untuk desain komponen sistem refrigerasi cascade dengan campuran CO_2 dan etana serta dibandingkan dengan campuran CO_2 dan propana.

2.4 Refrigeran

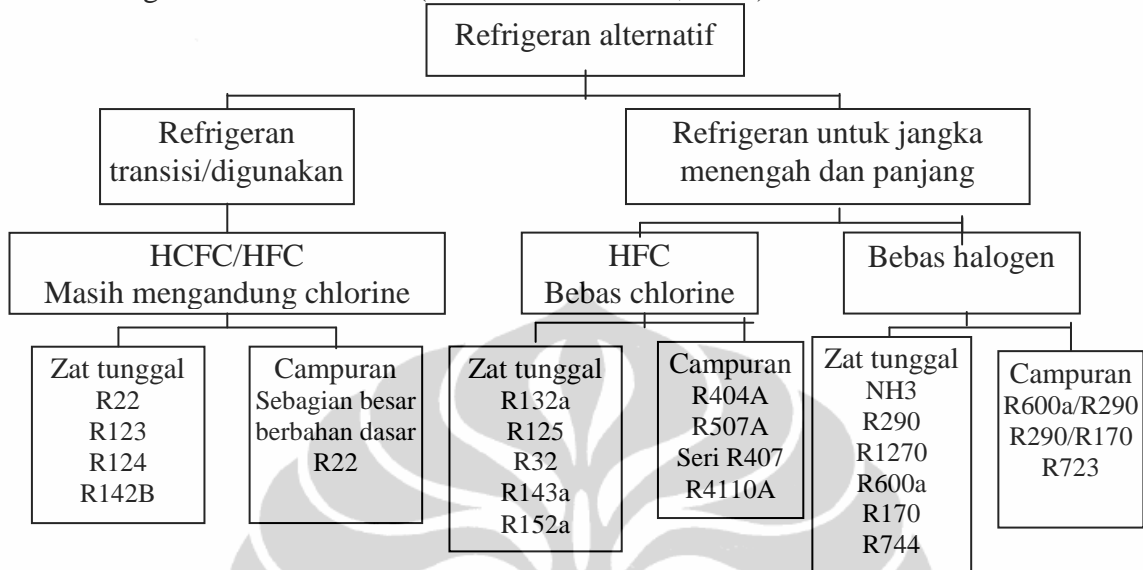
Refrigeran merupakan fluida kerja pada sistem refrigerasi atau pompa kalor. Refrigeran ini berfungsi menyerap kalor dari suatu lingkungan yang dikondisikan dan membuangnya ke lingkungan yang lain, hal ini dilakukan melalui proses evaporasi (penguapan) dan kondensasi (pengembunan).

Pemilihan refrigeran merupakan kompromi antara beberapa sifat-sifat termodinamik. Beberapa sifat yang berhubungan dengan keamanan refrigeran seperti tidak mudah terbakar (*non-flammable*) dan tidak beracun saat digunakan merupakan sifat yang dibutuhkan. Harga, ketersediaan, efisiensi, dan kecocokan dengan pelumas kompresor dan bahan-bahan dari komponen-komponen sistem refrigerasi juga harus diperhatikan. Pengaruh refrigeran terhadap lingkungan apabila refrigeran tersebut bocor dari suatu sistem harus pula dipertimbangkan (Calm dan Didion, 1998).

Dalam rangka menjangkau suhu pendinginan sekitar -80°C pada sirkuit temperatur tinggi dapat menggunakan refrigeran yang umum digunakan misalnya amonia (R717), Propana (R290), Propilen (R1270), Isobutana (R600a) atau R404A (Getu dkk., 2008). Hal ini karena pada sistem refrigerasi *cascade* umumnya di sirkuit temperatur tinggi bekerja disekitar temperatur evaporasi antara -15 sampai dengan -40°C , yang hal ini disesuaikan menurut variasi tekanan dalam sirkuit temperatur rendah sehingga kompresor dari tiap sirkuit dapat bekerja pada daerah tekanan yang biasanya digunakan pada sistem refrigerasi (Wu dkk., 2007).

Sedangkan untuk temperatur rendah, dipilih refrigeran tekanan tinggi dengan densitas uap yang tinggi, karena densitas ini diperlukan agar kompresor yang dibutuhkan jauh lebih kecil untuk menyediakan kapasitas yang diperlukan setara jika menggunakan refrigeran standar (Stegmann, 2000; ASHRAE, 2006). Tetapi hanya sedikit pilihan refrigeran yang memenuhi syarat diatas. Selama ini R13 dan R503a merupakan refrigeran yang paling umum dipakai. Namun demikian, refrigeran ini termasuk refrigeran CFC, yang menurut Protokol Montreal bagi negara berkembang, paling lambat pada 2010 sudah tidak dapat dipergunakan lagi (Montreal Protocol, 1987). Sehingga, refrigeran alternatif yang lain harus segera ditemukan untuk menggantikannya. Beberapa alternatif

refrigeran ditunjukkan gambar 2.8, refrigeran yang masih mengandung chlorine masih digunakan sebagai transisi yang untuk jangka menengah akan digantikan oleh refrigeran bebas chlorine (Bitzer International, 2004).



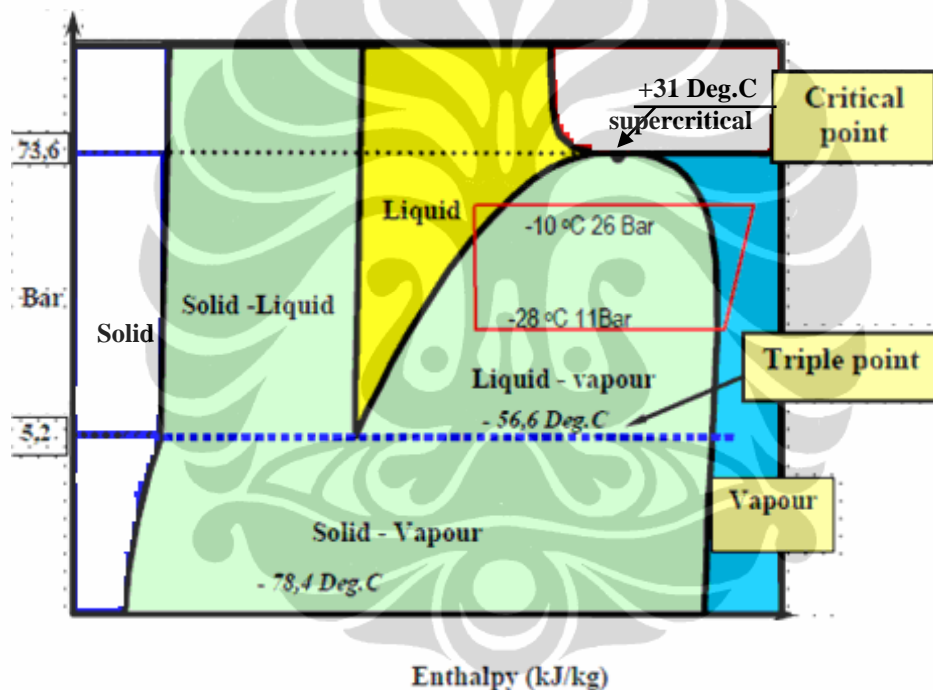
Gambar 2.8. Survei umum refrigeran alternatif (Bitzer International, 2004).

Alternatif penggunaan golongan refrigeran HFC (*Hydro-fluoro-carbon*) seperti R23, R508B dan R508A untuk menggantikan R13 untuk jangka panjang kini sedang dipermasalahkan. Hal ini berkaitan dengan kontribusi HFC terhadap efek rumah kaca (Wu dkk., 2007). Oleh karena itu, untuk jangka panjang perlu dicari refrigeran alternatif baru bebas terhadap gas rumah kaca yang diarahkan pada penggunaan refrigeran-refrigeran alamiah semisal karbon dioksida (CO₂), amonia atau hidrokarbon (Lorentzen, 1995).

Karena ramah terhadap lingkungan, karbon dioksida yang hanya memiliki nilai GWP = 1, dirasa masih lebih menguntungkan dibandingkan dengan amonia atau hidrokarbon. Hal ini dikarenakan refrigeran karbon dioksida murah dan sesuai dengan pelumas dan peralatan pada sistem refrigerasi (Cox, 2007). Sebagian besar penelitian awal refrigeran karbon dioksida difokuskan pada aplikasi pengkondisian udara di bidang otomotif di mana kebocoran refrigeran secara langsung telah menjadi kontributor yang signifikan untuk pemanasan global (Kim dkk., 2004). Pada tahun 1990, Gustav Lorentzen mengeluarkan paten untuk sebuah sistem *transcritical* karbon dioksida di AC mobil (Pearson, 2005).

Analisa teoritis dan eksperimen pada *two-stage transcritical carbon dioxide cycle* untuk aplikasi pengkondisian udara juga telah dilakukan oleh Cavallini dkk.

(2008). Selanjutnya analisa disain dan eksperimental yang dilakukan oleh Cecchinato dkk. (2010) membahas mengenai masalah tekanan optimal karbon dioksida. Studi eksperimen yang dilakukan oleh Tao dkk. (2010) pada sistem trans-kritis CO₂ untuk aplikasi pengkondisian udara menunjukkan bahwa kinerjanya dipengaruhi kerugian pendinginan saat proses *throttling*. Kerugian di katup ekspansi ini selanjutnya dibuktikan lebih lanjut melalui analisa *exergetic* (Tao dkk., 2010). Oleh karena itu dalam rangka meningkatkan kinerja sistem pengkondisian udara yang menggunakan CO₂, Lee dkk. (2011), mengadakan eksperimen studi pada variasi geometri *ejector* untuk mendapatkan parameter desain yang optimal.



Gambar 2.9. Diagram p-h karbon dioksida (Campbell, 2007)

Bagaimanapun juga, prospek untuk siklus *transcritical* CO₂ masih memerlukan penelitian yang cukup panjang, hal ini terkait dengan masih perlu banyak inovasi yang simultan pada komponen sistem, terutama untuk mengontrol tekanan yang tinggi dan mengembangkan evaporator *microchannel* untuk mengatasi pembekuan dan kondensasi saat distribusi refrigeran tidak merata (Kim dkk., 2004). Adapun solusi trans-kritis CO₂ lebih sesuai untuk iklim dingin, sedangkan sistem *cascade* NH₃-CO₂ memiliki konsumsi energi terendah di iklim panas. Namun demikian, kedua sistem tersebut merupakan alternatif yang baik dari sistem R404A pada sistem refrigerasi di supermarket (Sawalha, 2008).

Untuk mencapai suhu pendinginan sekitar -80°C pada sistem refrigerasi *cascade* dua tingkat, penggunaan karbon dioksida sebagai refrigeran dibatasi oleh tingginya tekanan dan tingginya temperatur *triple* ($5,2$ bar dan $56,6^{\circ}\text{C}$). Tekanan dan temperatur dalam sistem refrigerasi tidak boleh lewat dibawah tekanan dan temperatur *triple* (gambar 2.9), apabila CO_2 berada dibawah tekanan dan temperatur *triple* maka, *dry ice* CO_2 akan terbentuk dan hal ini tidak diinginkan (Reinholdt, dkk., 2007), karena kristal *dry ice* CO_2 yang terbentuk akan menyumbat pipa evaporator sehingga mengganggu kesetabilan aliran refrigeran. Hal inilah yang membatasi penggunaan karbon dioksida untuk sirkuit temperatur rendah pada sistem refrigerasi *cascade*. Solusi untuk mengatasi kekurangan ini diantaranya adalah mencampurkan CO_2 dengan refrigeran lain, yang memiliki tekanan kritis yang lebih rendah dari CO_2 sehingga dapat secara efektif campuran ini dapat bekerja dibawah temperatur *triple* CO_2 .

Studi simulasi campuran CO_2 dengan HFC telah dilakukan oleh Nicola dkk. (2005), menyatakan bahwa campuran CO_2 dengan HFC dapat dipergunakan untuk aplikasi temperatur dibawah *triple point* CO_2 murni. Namun, karena HFC masih tergolong GHG, maka perlu ada alternatif yang lain yakni mencampur CO_2 dengan hidrokarbon. Adapun eksperimen yang dilakukan Niu dan Zhang (2007) pada campuran CO_2 dan propana hanya mencapai temperatur minimum -72°C , karena pada temperatur yang lebih rendah refrigeran campuran CO_2 dan propana akan terjadi kristalisasi.

Hidrokarbon yang biasanya digunakan untuk temperatur sangat rendah adalah etana. Etana memiliki performa dan efek refrigerasi yang lebih baik untuk aplikasi temperatur rendah dibandingkan R23 (Rahadiyan, 2007). Etana juga merupakan salah satu refrigeran alami yang memiliki keunggulan dalam hal kinerja dan tekanan kritis yang lebih rendah (4.87 MPa) dari CO_2 sehingga dapat secara efektif dapat untuk mengurangi tekanan CO_2 . Berdasarkan permodelan matematika untuk rasio campuran CO_2 dan etana yang dilakukan oleh Nui dan Zhang (2007) diketahui bahwa, selama CO_2 kurang dari 50% dalam fraksi massa, dapat digunakan hingga temperatur evaporasi -80°C tanpa terjadi kristalisasi.

Seperti halnya dengan refrigeran hidrokarbon lainnya, kelemahan etana adalah sifat mudah terbakar. Sifat mudah terbakar suatu zat dinyatakan dalam

Flammability Limit. Sebuah campuran udara dengan bahan bakar hanya akan terbakar pada konsentrasi campuran antara batas bawah mudah terbakar (*Lower Flammability Limit/LFL*) atau batas atas mudah terbakar (*Upper Flammability Limit*) dari campuran tersebut. LFL menggambarkan komposisi campuran bahan bakar (dalam hal ini hidrokarbon) paling sedikit yang masih dapat menyalakan api, sedangkan batas atas mudah terbakar (UFL) merupakan komposisi terbanyak yang masih dapat menyalakan api. Adapun untuk *Lower Explosive Limit* (LEL) atau *Upper Explosive Limit* (UEL) memiliki arti yang sama dengan *Lower Flammable Limit* atau *Upper Flammable Limit* (Bjerketvedt dkk., 1992). Batas mudah terbakar di udara tergantung pada suhu awal dan tekanan. Tabel 2.1 menunjukkan beberapa nilai mudah terbakar (*flammability*) beberapa hidrokarbon pada kondisi uji standar, 20°C dan 1 atm.

Tabel 2.1. Nilai mudah terbakar (*flammability*) beberapa hidrokarbon (engineeringtoolbox.com)

Hidrokarbon	"Lower Explosive atau Flammable Limit" (LEL/LFL) (%)	"Upper Explosive atau Flammable Limit" (UEL/UFL) (%)
n-Butana	1,86	8,41
Etana	3	12,4
Ethilin	2,75	28,6
Isobutana	1,8	9,6
Metana	5	15
n-Heptana	1,0	6,0
n-Hexana	1,25	7,0
n-Pentana	1,4	7,8
iso-Pentana	1,32	9,16
Propane	2,1	10,1
Propylene	2,0	11,1

Nilai LEL/UEL dari campuran berbagai hidrokarbon dapat dihitung menggunakan hukum Le Chatelier, yang dinyatakan sebagai [Branan, 2002]:

$$L_m = 100 / (x_1/L_1 + x_2/L_2 + \dots x_i / L_i)\% \text{ (vol)} \quad (2.8)$$

dimana:

L_m = Nilai LEL/UEL campuran gas

L_i = Nilai LEL/UEL komponen i

x_i = Konsentrasi komponen i pada campuran gas.

Menurut ASHRAE Standar 34-2001 berdasarkan kadar racun-nya refrigeran dapat digolongkan sebagai kelas A apabila memiliki kadar racun yang rendah dan refrigeran kelas B bila memiliki kadar racun yang lebih tinggi. Adapun kemudahan terbakar dari refrigeran dinyatakan sebagai kelas 1, apabila tidak dapat terbakar; kelas 2, apabila sukar untuk terbakar ($LFL > 0,1 \text{ kg/m}^3$); dan kelas 3 apabila mudah terbakar ($LFL < 0,1 \text{ kg/m}^3$). Gabungan berdasarkan penggolongan keamanan refrigeran dapat dikombinasi dari kadar racun dan tingkat kemudahan terbakar: A1, A2, A3, B1, B2, dan B3 seperti dapat dilihat pada tabel 2.2 (ASHRAE, 2001).

Tabel 2.2. Penggolongan keamanan refrigeran (ASHRAE, 2001)

<i>Safety level</i>	<i>Lower Toxicity</i>	<i>Higher Toxicity</i>
<i>Higher Flammability</i>	A3	B3
<i>Lower Flammability</i>	A2	B2
<i>No Flame Propagation</i>	A1	B1

Jika refrigerant yang diisikan ke dalam sistem refrigerasi lebih dari 0,15 kg, maka apabila terjadi kebocoran tidak konsentrasi refrigeran di dalam ruangan tidak boleh di atas batas $0,008 \text{ kg/m}^3$. Berdasarkan hal tersebut, volume minimal yang dibutuhkan untuk memenuhi standar keselamatan apabila sejumlah tertentu refrigeran yang diisikan ke dalam sistem refrigerasi dapat ditentukan dengan persamaan 2.9 (ACRIB, 2001):

$$V_{\text{room}} = \frac{M_r}{0.2 \cdot (LFL)} \quad (2.9)$$

Dengan :

M_r = maksimum refrigeran yang diisikan ke dalam sistem refrigerasi (kg)

V_{room} = Volume ruangan (m^3)

LFL = *Lower Flammability Limit* (kg/m^3)

Metode untuk mengurangi sifat mampu bakar etana adalah dengan mencampur etana dengan gas yang tidak dapat terbakar (gas inert), dan salah satu gas inert tersebut adalah CO_2 . Apabila etana dicampuran dengan CO_2 , maka penambahan ini akan mengurangi konsentrasi etana dalam campuran tersebut, dan selanjutnya akan mengisolasi oksigen sehingga mengurangi mampu bakar (*flammability*) etana (Niu dkk., 2007).

Niu dkk. (2007) menyatakan bahwa pada campuran campuran 20% karbon dioksida dan 80% etana dalam fraksi massa, telah terjadi penurunan batas ledakan (*Explosive Limit/EL*) yang signifikan dari yang semula. Perbandingan batas ledakan bawah dan batas ledakan atas pada etana murni yang semula bernilai 3,0/12,4 menjadi 3,5/14,3. Studi eksperimen lebih lanjut yang dilakukan oleh Ilminnafik (2010) menyatakan bahwa campuran hidrokarbon yang telah ditambah CO₂ sebesar 20% akan berpengaruh terhadap penurunan kecepatan pembakaran. Berdasarkan hal tersebut maka diketahui bahwa semakin besar penambahan karbon dioksida faktor keselamatan juga akan meningkat secara signifikan. Oleh karena itu perlu dicari komposisi campuran karbon dioksida dan etana yang mampu mencapai temperatur -80°C, namun memiliki *flammability* yang serendah mungkin.

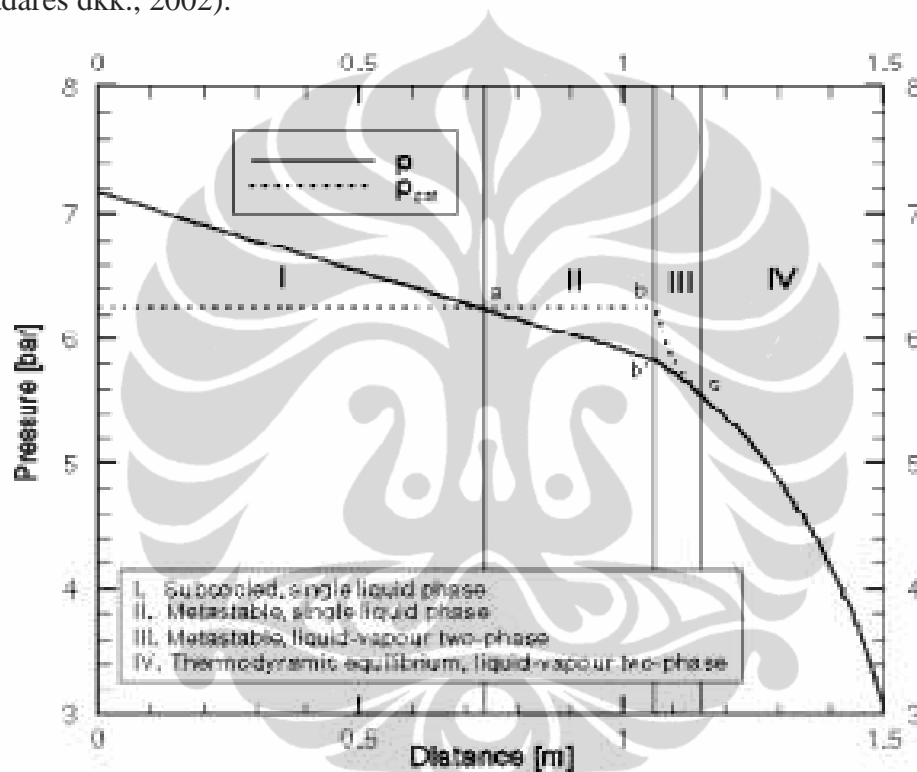
Berdasarkan hal tersebut diatas, studi analisa teoritis yang dilanjutkan dengan validasi eksperimen pada campuran CO₂ dan etana sampai saat ini masih belum dilakukan. Oleh karena itu, penelitian ini dilakukan dengan tujuan untuk menentukan komposisi campuran CO₂ dan etana yang stabil pada temperatur evaporasi temperatur -80°C dan memiliki mampu bakar (*flammability*) yang rendah dalam sirkuit temperatur rendah pada sistem refrigerasi *cascade*.

2.5 Pengembangan Korelasi Pipa Kapiler

Bila refrigeran alternatif campuran CO₂ dan etana ini digunakan pada suatu sistem refrigerasi, maka setiap komponen sistem harus dirancang kembali untuk mendapatkan keandalan dan efisiensi yang tinggi. Pipa kapiler merupakan alat ekspansi yang umumnya digunakan dalam mesin pendingin ukuran kecil seperti *air conditioning*, *refrigerator* dan *cold storage*, karena murah, sederhana dan handal (Zhang, 2005). Saat mendisain pipa kapiler, dimensinya harus disesuaikan dengan alat penukar kalor (kondenser dan evaporator) dan kompresor yang digunakan, sehingga sesuai dengan kondisi disain yang diinginkan.

Pipa kapiler adalah pipa berdiameter kecil menghubungkan kondenser dengan evaporator pada sebuah sistem refrigerasi berfungsi sebagai alat ekspansi. Cairan refrigeran dari kondenser mengalir melalui pipa kapiler diturunkan tekanannya hingga tekanan evaporasi yang diinginkan. Walaupun terlihat

sederhana, kenyataannya aliran fluida dalam pipa kapiler amat rumit, dimana aliran kritis dua fase dan laju aliran massa sangat mempengaruhi mesin pendingin secara keseluruhan (Zhang, 2005). Gambar 2.10 menyajikan distribusi perubahan tekanan aliran refrigeran yang mengalir dalam pipa kapiler adiabatik, dimana aliran ini dapat dibagi menjadi 4 daerah : *subcooled* ($p \geq p_{\text{sat},l}$, $x_g=0$), *metastable liquid* ($p_{\text{sat},l} > p \geq p_v$, $x_g=0$), *metastable two-phase* ($p_v > p \geq p_{\text{sat},g}$, $0 < x_g \leq x_{g \text{ equil}}$) dan *thermodynamic equilibrium two-phase* ($p_v > p \geq p_{\text{sat},g}$, $x_{g \text{ equil}} < x_g \leq 1$) (Garcia-Valladares dkk., 2002).



Gambar 2.10. Jenis distribusi tekanan sepanjang pipa kapiler adiabatik (Garcia-Valladares dkk., 2002).

Berkaitan pentingnya pipa kapiler dalam industri refrigerasi, beberapa dekade yang lalu, penelitian pipa kapiler difokuskan pada refrigeran CFC dan HCFC (Zhang, 2005). Baru di 1990-an, performa pipa kapiler untuk refrigeran alternatif HFC dan HC serta campuran refrigeran mulai banyak dilakukan (Zhang, 2005; Garcia-Valladares dkk., 2002; Bansal dan Wang, 2004; Zhang dan Ding, 2004; Choi dkk., 2004; Yang dan Wang, 2008; Hermes dkk., 2008; Hermes dkk., 2010). Namun demikian, penelitian yang membahas performa pipa kapiler untuk campuran refrigeran alamiah, khususnya campuran karbon dioksida dan etana masih belum dikembangkan.

Studi pendahuluan simulasi dan eksperimen mesin pendingin *cascade* dengan refrigeran alternatif campuran karbon dioksida dan etana terbukti mampu mencapai -80°C . Namun, hal ini dilakukan dengan alat ekspansi manual yang hanya cocok untuk eksperimen di laboratorium, dan untuk menggantikannya dengan pipa kapiler diperlukan korelasi dalam menentukan panjang pipa kapiler yang diperlukan. Metode numerik dan korelasi empiris memainkan peranan penting didalam perancangan pipa kapiler. Metode numerik walaupun memberikan hasil cukup akurat, namun permodelannya memerlukan kemampuan pemrograman yang cukup rumit (Yang dan Wang, 2008]. Oleh karena itu, untuk aplikasi dibidang industri, korelasi empiris laju aliran massa dan panjang pipa yang sederhana lebih sesuai untuk digunakan (Choi dkk., 2004).

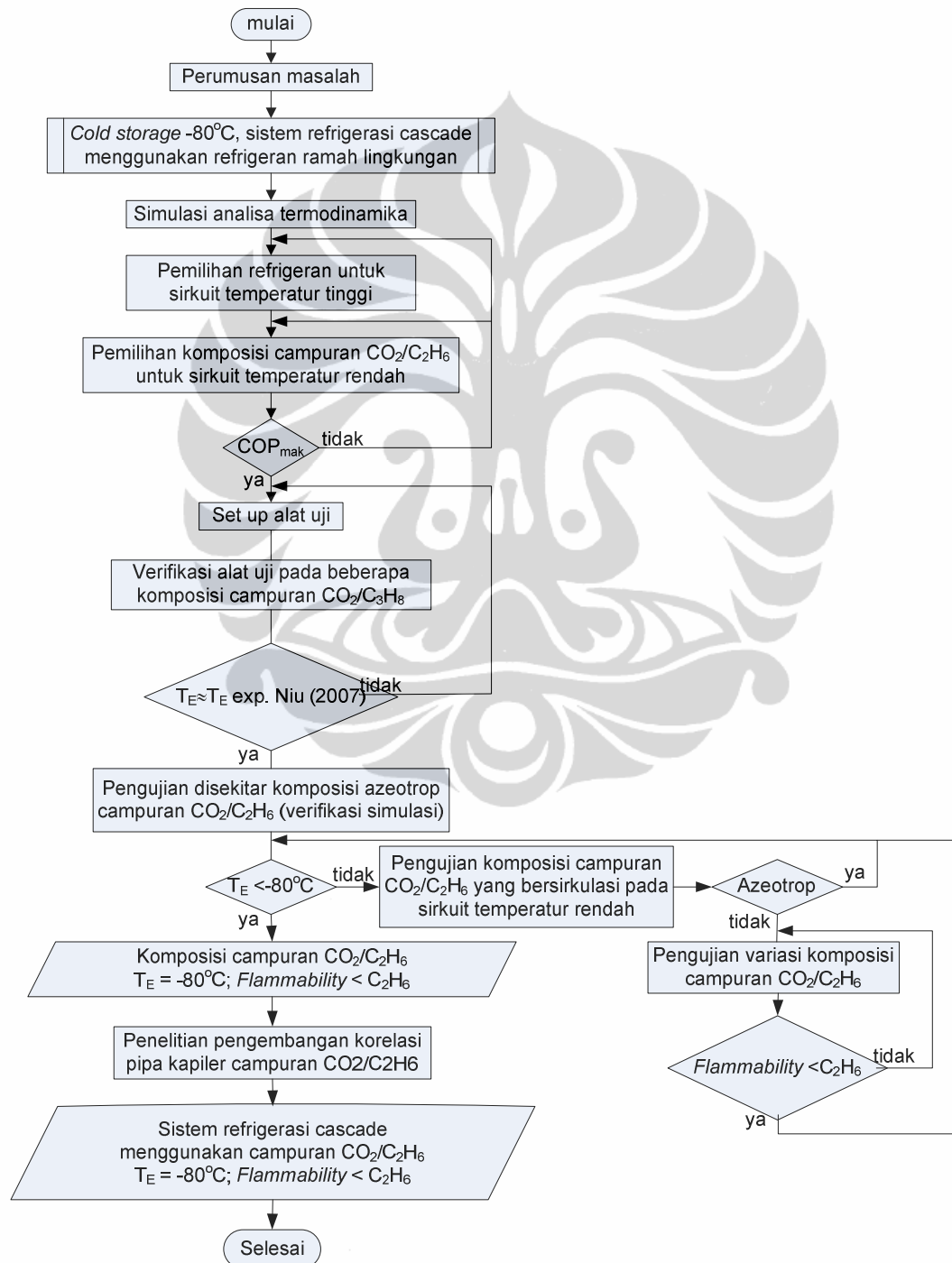
Korelasi empiris dibedakan menjadi dua jenis, korelasi dimensional dan non-dimensional (Zhang dan Ding, 2004). Korelasi dimensional mengkombinasikan geometri pipa kapiler, kondisi operasi dan laju aliran massa, tetapi sifat refrigeran tidak ditentukan, sehingga hanya berlaku pada refrigeran tertentu. Pada korelasi non-dimensional, ditentukan sifat refrigeran sehingga dapat digunakan untuk refrigeran yang sejenis (Yang dan Wang, 2008). Penggunaan korelasi non-dimensional dilakukan oleh Kim dkk. pada refrigeran murni R-12 (CFC), R-22(HCFC), R134a dan R-152a (HFC) serta refrigeran campuran R407c dan 410a menghasilkan korelasi yang relatif sederhana dengan standar deviasi 6,5% (Choi dkk., 2004). Penggunaan korelasi non-dimensional refrigeran alamiah golongan HC (R-600a dan R-290) juga telah dilakukan oleh Yang dan Wang (2008) menghasilkan korelasi dengan standar deviasi 9,02%.

Berdasarkan uraian diatas, penelitian ini juga akan mengembangkan korelasi non-dimensional untuk menentukan dimensi pipa kapiler dan laju alir refrigeran alternatif baru yang merupakan campuran CO_2 dan etana, dalam sirkuit temperatur rendah pada sistem refrigerasi *cascade*.

BAB 3

METODOLOGI PENELITIAN

Penelitian ini dimulai dengan menentukan komposisi optimum campuran karbondioksida (R744) dan etana (R170). Skema metode penelitian ditunjukkan pada flowchart pada gambar 3.1.

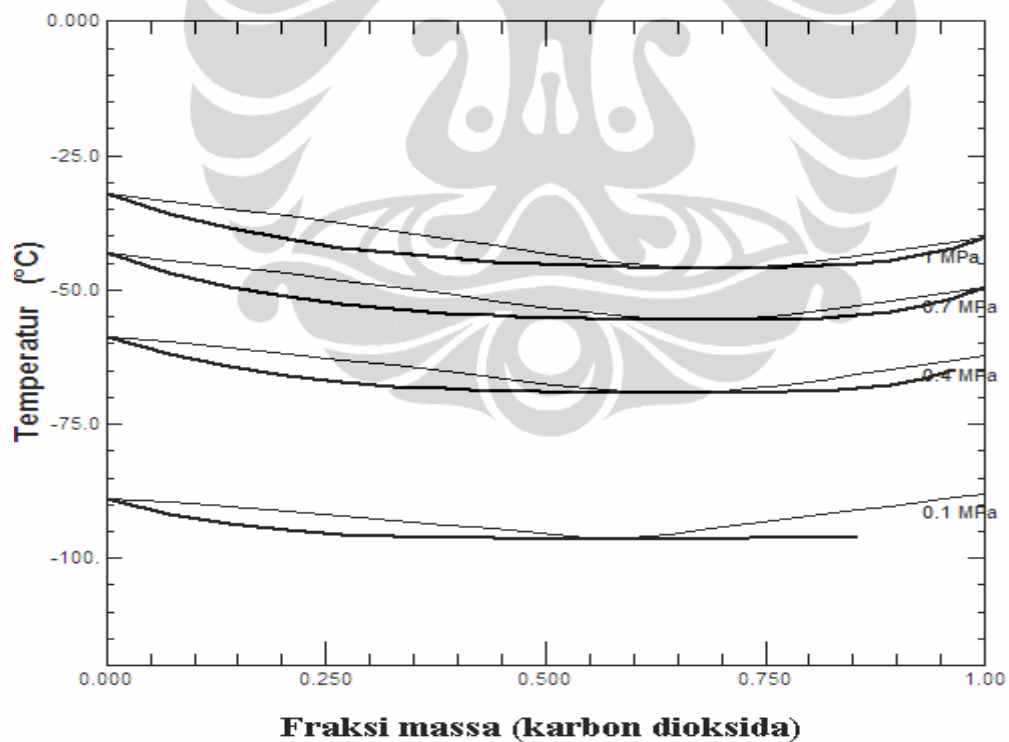


Gambar 3.1. Skema metode penelitian

Sebuah simulasi berdasarkan analisa termodinamika berdasarkan siklus teoritis sistem pendinginan *cascade* dimana data sifat-sifat termofisik didapatkan dari *software* REFPROP 8, digunakan untuk memberi gambaran tentang parameter-parameter operasi pada beberapa komposisi refrigeran campuran R744/R170 yang menghasilkan COP terbaik. Kemudian, serangkaian pengujian akan dilakukan untuk memverifikasi hasil dari simulasi.

3.1 Analisa Termodinamika

Komposisi teoritis akan ditentukan dengan menggunakan paket *software* REFPROP 8. Penentuan komposisi campuran refrigeran diarahkan untuk mendapatkan campuran R744/R170 pada komposisi Azeotropik atau mendekati azeotropik yakni suatu komposisi campuran yang memiliki *glide temperature* yang paling rendah diantara dua proses perubahan fase seperti yang ditunjukkan pada gambar 3.2.



Gambar 3.2. Diagram temperatur versus komposisi karbon dioksida menunjukkan temperatur glide R744/R170

Tabel 3.1. Daftar istilah

COP	[-]	<i>Coefficient of performance</i>
DT	[°C]	Beda temperatur di penukar kalor <i>cascade</i>
h	[kJ/kg]	Entalpi spesifik
h _s	[kJ/kg]	Entalpi spesifik dihitung saat proses kompresi isentropik
\dot{m}	[kg/s]	Laju aliran massa
$\frac{\dot{m}_H}{\dot{m}_L}$	[-]	Rasio laju aliran massa antara sirkuit temperatur tinggi dengan sirkuit temperatur rendah
P	[kPa]	Tekanan
\dot{Q}	[kW]	Laju aliran kalor
RC	[-]	Rasio tekanan <i>discharge</i> dan <i>suction</i> di kompresor
s	[kJ/kg.K]	Entropi spesifik
T	[°C]	temperatur
\dot{W}	[kW]	kerja
x	[-]	Kualitas uap
\dot{X}_{des}	[kW]	<i>rate of exergy destruction</i>
<i>Special characters</i>		
η	[-]	efisiensi
η_{π}	[-]	Efisiensi Exergetik
ψ	[kJ/kg]	Aliran exergi (<i>Stream exergy</i>)
<i>Subscripts</i>		
<i>Cas</i>		<i>Cascade</i>
<i>E</i>		Evaporator
<i>F</i>		Ruang pendingin
<i>C</i>		Kondenser
<i>H</i>		Sirkuit temperatur tinggi
<i>isent</i>		Isentropik
<i>max</i>		maksimum
<i>opt</i>		optimum
<i>L</i>		Sirkuit temperatur rendah
<i>0</i>		ambient

Dalam melakukan analisa sistem refrigerasi *cascade* dua tingkat ini dilakukan berdasarkan asumsi-asumsi antara lain :

1. Proses kompresi tidak isentropik namun dinyatakan sebagai fungsi dari rasio tekanan. Gabungan efisiensi motor dan mekanik pada tiap kompresor diasumsikan sebesar 0,93 (Lee dkk., 2006).
2. Kerugian tekanan dan kalor pada pipa dan komponen sistem refrigerasi diabaikan.

3. Proses ekspansi yang terjadi pada katup ekspansi diasumsikan sebagai proses isoentalpi.
4. Perubahan energi kinetik dan potensial diabaikan karena pengaruhnya sangat kecil pada keseluruhan sistem.
5. Kondisi *dead state* (ketika sistem berada dalam kesetimbangan termodinamika dengan lingkungan), diasumsikan pada 25°C dan 101,3 kPa.
6. Perbedaan antara temperatur ruangan pendingin (T_F) dan temperatur evaporator (T_E) diasumsikan sebesar 5°C.
7. Kapasitas pendinginan diasumsikan sebesar 0,5 kW.

Berdasarkan asumsi di atas, persamaan kesetimbangan dipergunakan untuk mengetahui laju aliran massa setiap siklus, kerja yang dilakukan kompresor, laju perpindahan kalor dari kondenser dan penukar kalor *cascade*, laju pertambahan entropi dan *exergy destruction rate* sebagai berikut:

Kesetimbangan massa

$$\sum_{in} \dot{m} = \sum_{out} \dot{m} \quad (3.1)$$

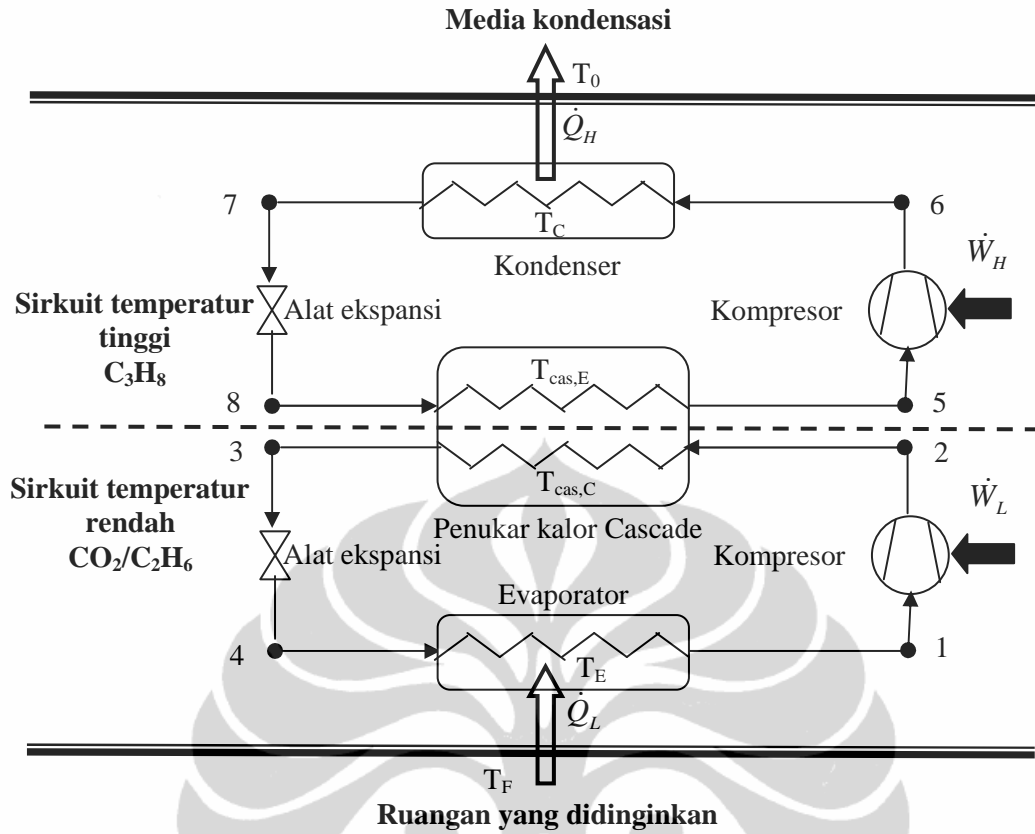
Kesetimbangan energi

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum_{out} \dot{m}.h - \sum_{in} \dot{m}.h \quad (3.2)$$

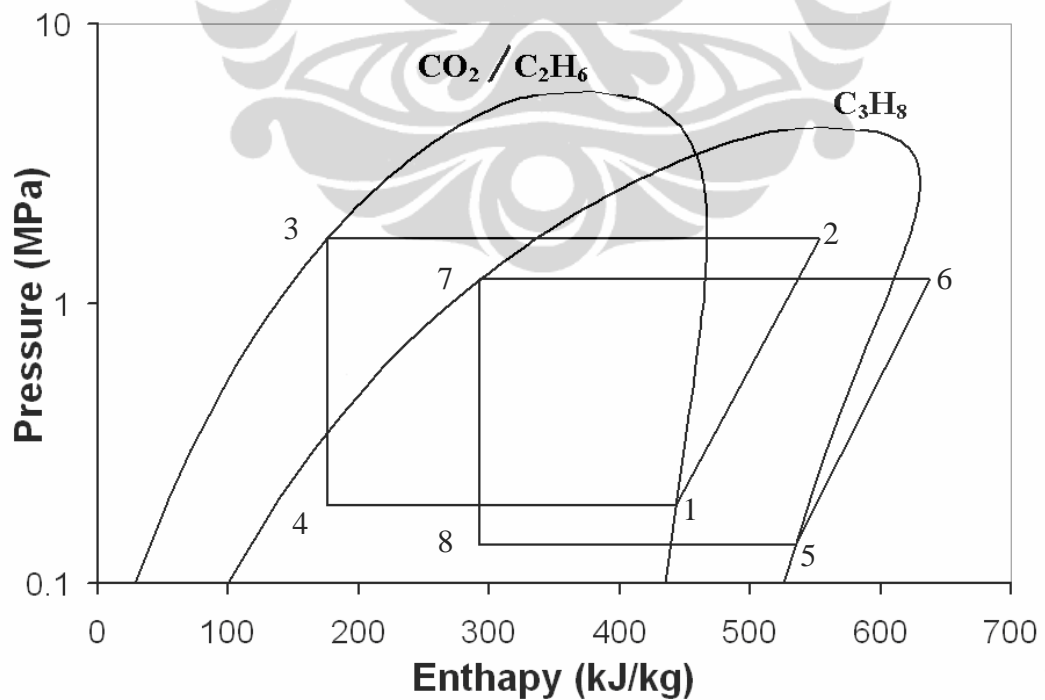
Kesetimbangan *Exergy*

$$\dot{X}_{des} = \sum_{out} \left(1 - \frac{T_0}{T_j} \right) \dot{Q}_j - \dot{W} + \sum_{in} \dot{m}.\psi - \sum_{out} \dot{m}.\psi \quad (3.3)$$

Dengan menggunakan titik-titik keadaan seperti yang ditunjukkan pada gambar 3.3 dan 3.4, sedangkan daftar istilah (nomenklatur) yang dipergunakan dapat dilihat pada tabel 3.1, adapun persamaan khusus untuk setiap komponen sistem dapat dilihat pada table 3.2. *Coefficient of Performance* (COP) sistem dapat dihitung dengan menggunakan persamaan sebagai berikut:



Gambar 3.3. Skema diagram sistem refrigerasi *cascade* $CO_2/C_2H_6-C_3H_8$



Gambar 3.4. Diagram Log P-h sistem refrigerasi *cascade* $CO_2/C_2H_6-C_3H_8$

Table 3.2 . Persamaan kesetimbangan untuk tiap komponen dari sistem.

Komponen	Massa	Energi	Exergi
Sirkuit temperatur tinggi			
Kompresor	$\dot{m}_6 = \dot{m}_5$	$\dot{W}_H = \frac{\dot{m}_5(h_6 - h_5)}{\eta_{m,H}}$	$\dot{X}_{des} = \dot{W}_H - \dot{m}_5(\psi_6 - \psi_5)$
Kondenser	$\dot{m}_7 = \dot{m}_6$	$\dot{Q}_C = \dot{m}_7(h_7 - h_6)$	$\dot{X}_{des} = \dot{m}_7(\psi_6 - \psi_7)$
Alat ekspansi	$\dot{m}_8 = \dot{m}_7$	$h_8 = h_7$	$\dot{X}_{des} = \dot{m}_8(\psi_7 - \psi_8)$
Cascade - kondenser	$\dot{m}_5 = \dot{m}_8, \dot{m}_3 = \dot{m}_2$	$\dot{Q}_{cas} = \dot{m}_5(h_5 - h_8) = \dot{m}_3(h_3 - h_2)$	$\dot{X}_{des} = \dot{m}_5(\psi_8 - \psi_5) - \dot{m}_3(\psi_3 - \psi_2)$
Sirkuit temperatur rendah			
Kompresor	$\dot{m}_2 = \dot{m}_1$	$\dot{W}_L = \frac{\dot{m}_1(h_2 - h_1)}{\eta_{m,L}}$	$\dot{X}_{des} = \dot{W}_L - \dot{m}_1(\psi_2 - \psi_1)$
Alat ekspansi	$\dot{m}_4 = \dot{m}_3$	$h_4 = h_3$	$\dot{X}_{des} = \dot{m}_4(\psi_3 - \psi_4)$
Evaporator	$\dot{m}_1 = \dot{m}_4$	$\dot{Q}_E = \dot{m}_1(h_1 - h_4)$	$\dot{X}_{des} = \left(1 - \frac{T_0}{T_F}\right) \dot{Q}_E + \dot{m}_1(\psi_4 - \psi_1)$

$$COP = \frac{\dot{Q}_E}{\dot{W}_H + \dot{W}_L} \quad (3.4)$$

COP sirkuit temperatur tinggi ditentukan dengan persamaan sebagai berikut:

$$COP_H = \frac{\dot{Q}_{Cas,E}}{\dot{W}_H} \quad (3.5)$$

Dan untuk sirkuit temperatur rendah

$$COP_L = \frac{\dot{Q}_E}{\dot{W}_L} \quad (3.6)$$

Efisiensi dengan hukum kedua termodinamika dari keseluruhan sistem didefinisikan sebagai perbandingan COP aktual dengan COP ideal Carnot dinyatakan sebagai :

$$\eta_{\Pi} = \frac{COP}{COP_{carnot}} \quad (3.7)$$

dengan:

$$COP_{carnot} = \frac{T_E}{T_C - T_E} \quad (3.8)$$

Laju aliran kalor di penukar kalor *cascade* ditentukan dengan :

$$\dot{Q}_{cas} = \dot{m}_H(h_5 - h_8) = \dot{m}_L(h_2 - h_3) \quad (3.9)$$

Perbandingan laju aliran massa berasal dari persamaan (3.9) dinyatakan dengan

$$\frac{\dot{m}_H}{\dot{m}_L} = \frac{h_2 - h_3}{h_5 - h_8} \quad (3.10)$$

Persamaan dari model matematika diatas mengungkapkan bahwa kedua sistem COP dan efisiensi energi dapat dinyatakan sebagai fungsi dari enam parameter desain dan operasi, seperti yang ditunjukkan persamaan berikut ini :

$$(COP, \eta_{II}) = f(T_E, T_C, T_{cas,E}, DT, \eta_s) \quad (3.11)$$

Titik-titik keadaan (*state points*) termodinamika sistem refrigerasi *cascade* disajikan pada tabel 3.3.

Pada analisa ini terdapat beberapa parameter yang divariasikan yaitu : temperatur evaporasi penukar kalor *cascade* ($T_{cas,E}$), divariasikan dari 0°C sampai dengan -42°C, temperatur kondenser divariasikan dari 30°C sampai dengan 40°C, temperatur evaporasi divariasikan dari -80°C sampai dengan -90°C, dan beda temperatur di penukar kalor *cascade* dari 0°C sampai dengan 10°C. Kemudian pengaruh parameter-parameter ini pada performa sistem refrigerasi diukur dalam COP dan efisiensi exergi dianalisis.

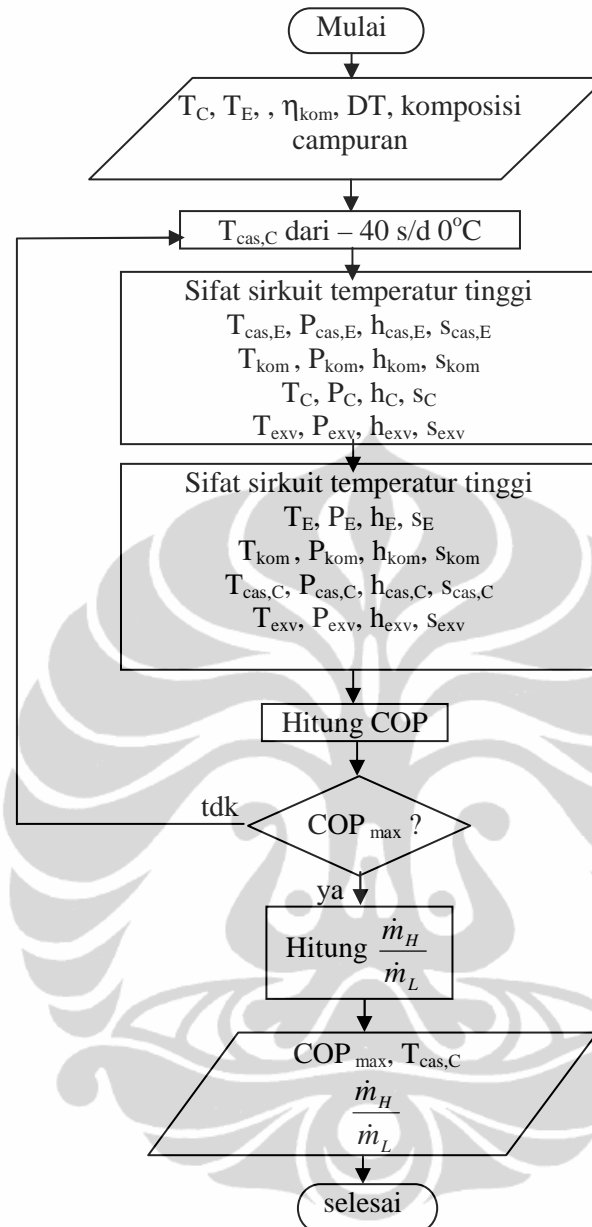
Efisiensi isentropik tiap kompresor ditentukan dinyatakan dalam persamaan sebagai berikut (Dopazo dkk., 2009).

$$\eta_s = 1 - 0,04RC \quad (3.12)$$

Semua sifat termofisik refrigeran diperoleh dari perangkat lunak (*software*) REFPROP 8 (NIST, 2007). Kemudian analisa termodinamika-nya dihitung langsung dengan menggunakan bahasa pemograman FORTRAN. Ringkasan dari algoritma simulasi ditunjukkan pada gambar 3.5.

Tabel 3.3. Perhitungan titik-titik keadaan termodinamika pada sistem *cascade* dengan menggunakan REFPROP 8

Evaporator	Kompresor	Kondenser	Alat ekspansi
Sirkuit temperatur tinggi			
$P_5 = f(T_{cas,E}, x=1)$ $T_5 = T_{cas,E}$ $h_5 = f(T_5, P_5)$ $S_5 = f(T_5, P_5)$	$P_6 = P_7$ $T_6 = f(P_6, S_5)$ $h_{6s} = f(P_6, S_5)$ $h_6 = (h_{6s} - h_5) / \eta_{isent} + h_5$	$P_7 = f(T_C, x=0)$ $T_7 = T_C$ $h_7 = f(T_7, P_7)$ $S_7 = f(T_7, P_7)$	$P_8 = P_5$ $T_8 = T_{cas,E}$ $h_8 = h_7$ $S_8 = f(P_5, h_8)$
Sirkuit temperatur rendah			
$P_1 = f(T_E, x=1)$ $T_1 = T_E$ $h_1 = f(T_1, P_1)$ $S_1 = f(T_1, P_1)$	$P_2 = P_3$ $T_2 = f(P_2, S_1)$ $h_{2s} = f(P_2, S_1)$ $h_2 = (h_{2s} - h_1) / \eta_{isent} + h_1$	$P_3 = f(T_{cas,C}, x=0)$ $T_3 = T_5 - DT = T_{cas,C}$ $h_3 = f(T_3, P_3)$ $S_3 = f(T_3, P_3)$	$P_4 = P_4$ $T_4 = T_E$ $h_4 = h_3$ $S_4 = f(P_1, h_4)$



Gambar 3.5. Flowchart simulasi sistem refrigerasi cascade dua tahap.

3.2 Pengujian Sistem Refrigerasi Cascade Menggunakan Refrigeran Campuran Karbon Dioksida dan Hidrokarbon

Alat uji yang akan digunakan untuk melakukan pengujian terdiri dari dua sirkuit refrigerasi, yaitu sirkuit temperatur tinggi dan sirkuit temperatur rendah. Pada sirkuit temperatur tinggi diisi dengan refrigeran propana (R290). Sementara itu, pada sirkuit temperatur rendah dilakukan dua variasi pengujian campuran refrigeran yakni pengujian campuran karbon dioksida (R744)/Propana (R290) dan

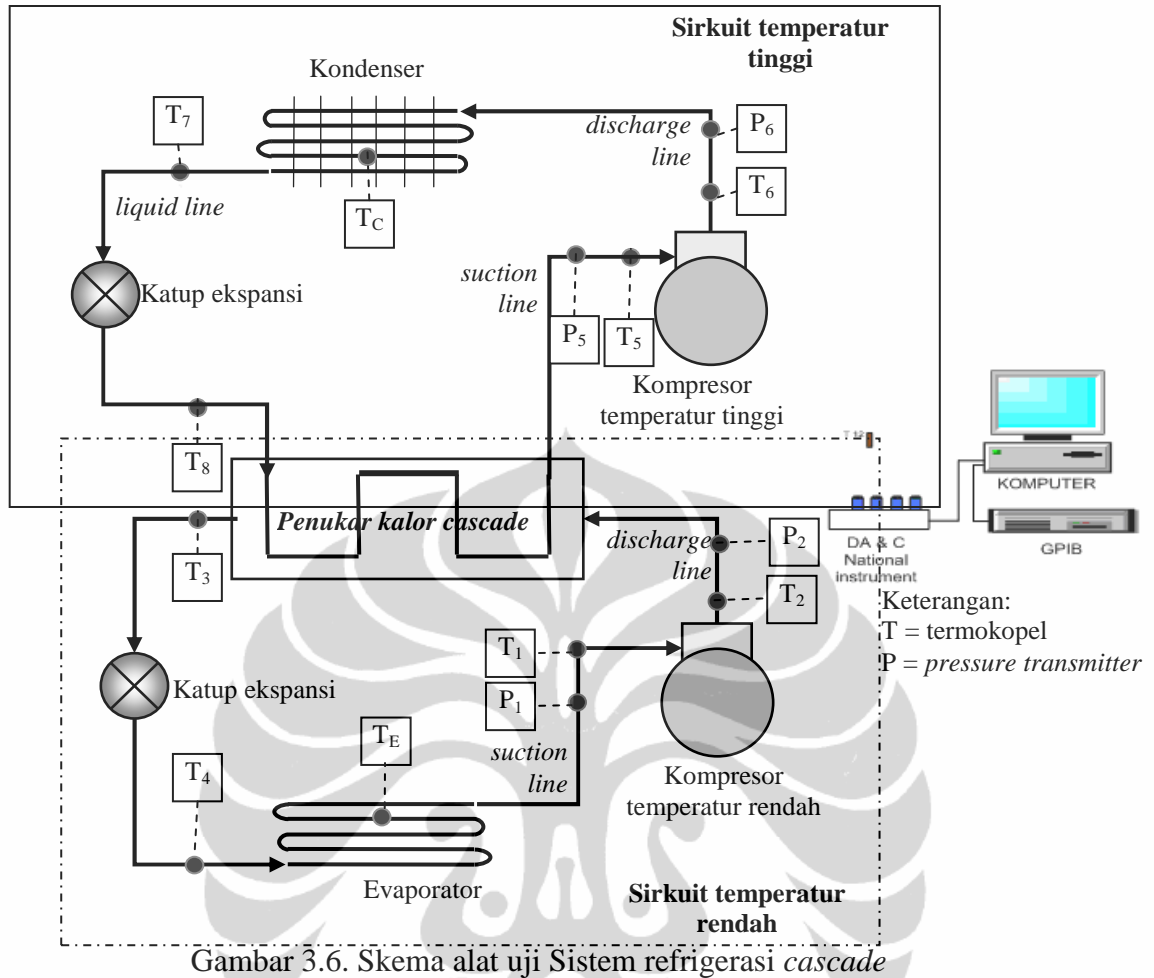
pengujian campuran karbon dioksida (R744)/etana (R170). Total massa refrigeran campuran untuk pengambilan data pengujian campuran karbon dioksida dengan hidrokarbon adalah sebesar 100 gram diukur dengan menggunakan timbangan refrigeran digital merek TIF 9010A dengan akurasi $\pm 4\%$. Variasi komposisi massa refrigeran dapat dilihat di Tabel 3.4.

Tabel 3.4. Variasi komposisi massa refrigeran

Komposisi	CO ₂	Propane (C ₃ H ₈)	Etana (C ₂ H ₆)
I	100 %	-	-
II	70 %	30 %	-
III	66 %	34 %	-
IV	60 %	40 %	-
V	-	100 %	-
VI	70 %	-	30 %
VII	66 %	-	34 %
VIII	60 %	-	40 %
IX	-	-	100 %

Refrigeran pada sirkuit temperatur tinggi dikompresi dengan menggunakan kompresor hermetic Tecumseh/ AJB5515EXD untuk refrigeran R22 dengan daya sebesar 1 HP, sedangkan sirkuit temperatur rendah dikompresi dengan menggunakan kompresor hermetic Tecumseh/ AJA7494ZXD untuk refrigeran R404A dengan daya sebesar 1 HP. Gambar 3.6 memperlihatkan skema alat uji yang digunakan. Katup ekspansi yang dapat diatur (*Variable expansion valve*) jenis Sporlan/AS-HS-B20.133 2X3 ODF digunakan baik pada sirkuit temperatur tinggi maupun sirkuit temperatur rendah.

Temperatur refrigeran diukur menggunakan termokopel tipe K dengan akurasi $\pm 0,14\%$ dari pembacaan pada ditempat seperti yang ditunjukkan pada gambar 3.6, dimana 4 buah *pressure transmitter* merk Druck PTX 1400, dengan akurasi $\pm 0,15\%$, digunakan untuk mengukur tekanan saluran masuk (*suction*) maupun sisi keluar (*discharge*) tiap kompresor. Daya listrik kompresor diukur menggunakan *powermeter* Yokogawa W1010 dengan akurasi 0,2% dari skala penuh. Semua data temperature dan tekanan ini dicatat dalam melalui *data Acquisition National Instrumen 9211 & 9203*, dan daya listrik melalui GPIB tiap interval 2 detik hingga sistem *steady state* (tunak).



Analisa ketidakpastian adalah sangat penting untuk membandingkan hasil pengujian. Semua ketidakpastian pengukuran disebabkan oleh kesalahan acak dan atau kesalahan sistematis. Kesalahan acak (P_R) disebabkan oleh fluktuasi tak terduga dalam pembacaan alat pengukuran, fluktuasi mungkin sebagian disebabkan gangguan lingkungan dalam proses pengukuran. Sebaliknya kesalahan sistematis (B_R) memiliki sifat yang konstan, serta dapat mengakibatkan hasilnya menyimpang dari rata-rata. Kesalahan ini dipengaruhi oleh beberapa faktor seperti (1) kesalahan personel dan operasi, (2) kesalahan alat dan (3) kesalahan metode.

Untuk menentukan secara keseluruhan ketidakpastian (U_R) dari hasil eksperimental, maka kesalahan sistematis dan kesalahan acak harus dikombinasikan. Hal ini dapat dilakukan dengan menggunakan metode *root sum square* (*rss*) yang dinyatakan dalam persamaan yang memiliki nilai kepercayaan 95% (Bell, 1999);

$$U_R = (B_R + P_R)^{0.5} \quad (3.13)$$

Contoh perhitungan analisa ketidakpastian untuk termokopel tipe K pada 100 kali pengukuran memiliki nilai rata-rata $T_{suct,rata} = 27,3^{\circ}\text{C}$ dengan standar deviasi $T_{suct,stdev} = 0,1^{\circ}\text{C}$ dimana kesalahan acak merupakan kuadrat dari standar deviasi, sehingga $P_R = 0,01^{\circ}\text{C}^2$. Adapun termokopel tersebut memiliki akurasi 0,14% sehingga kesalahan sistematis dapat ditentukan sebagai :kuadrat dari temperature rata-rata dikalikan dengan akurasi atau $B_R = (27,3^{\circ}\text{C} \times 0,14\%)^2 = 0,04^{\circ}\text{C}^2$, sehingga apabila dimasukkan ke persamaan 3.13:

$$U_R = (0,01^{\circ}\text{C}^2 + 0,04^{\circ}\text{C}^2)^{0.5} = 0,116^{\circ}\text{C}$$

Atau apabila dinyatakan dalam persentase :

$$\frac{U_R}{T_{suct,rata}} = \frac{0,116^{\circ}\text{C}}{27,3^{\circ}\text{C}} \times 100 = 0,426\%$$

Lebih lanjut rangkuman mengenai parameter pengukuran dan ketidakpastian-nya (*uncertainty*) ditunjukkan pada tabel 3.5.

Tabel 3.5. Parameter pengukuran dan ketidakpastian

Parameter	Instrument	Ketidakpastian
Temperatur evaporasi	Termokopel tipe K	0,426 %
Tekanan <i>suction</i>	Druck PTX 1400	0,324 %
Power	Yokogawa W1010	0,548 %
massa	TIF 9010A	8 %

Pengaruh perubahan temperatur temperatur lingkungan selama dilakukannya pengujian sangat kecil, seperti yang dilihat pada Tabel 3.6, sehingga data pengujian pada komposisi campuran karbon dioksida dan hidrokarbon yang berbeda dapat dibandingkan satu dengan yang lain.

Tabel 3.6. Perubahan temperatur lingkungan

Komposisi	$T_{rata-rata}$ ($^{\circ}\text{C}$)	Std. Deviasi	Persentase error (%)
I	31,7	0,69	2,2
II	30.5	0.70	2.32
III	30.2	0.46	1.54
IV	29.2	0.40	1.37
V	31.2	0.56	1.79
VI	30,3	0,4	1,3
VII	30,6	0,5	1,64
VIII	30,1	0,32	1,08
IX	31,2	0,56	1,8

3.3 Pengujian Komposisi Campuran Karbon Dioksida dan Etana

Pada pengujian komposisi campuran karbon dioksida dan etana ini, pada sirkuit temperatur tinggi diisi refrigeran propana seberat 250 g, diukur dengan menggunakan timbangan digital merek Quantro model MACS015A/C dengan akurasi $\pm 2\%$. Pada sirkuit temperatur rendah diisi campuran karbon dioksida dan etana. dimana total massa refrigeran campuran seberat 100 gram diukur dengan timbangan digital AND FX-4000 dengan akurasi $\pm 0,02\%$.

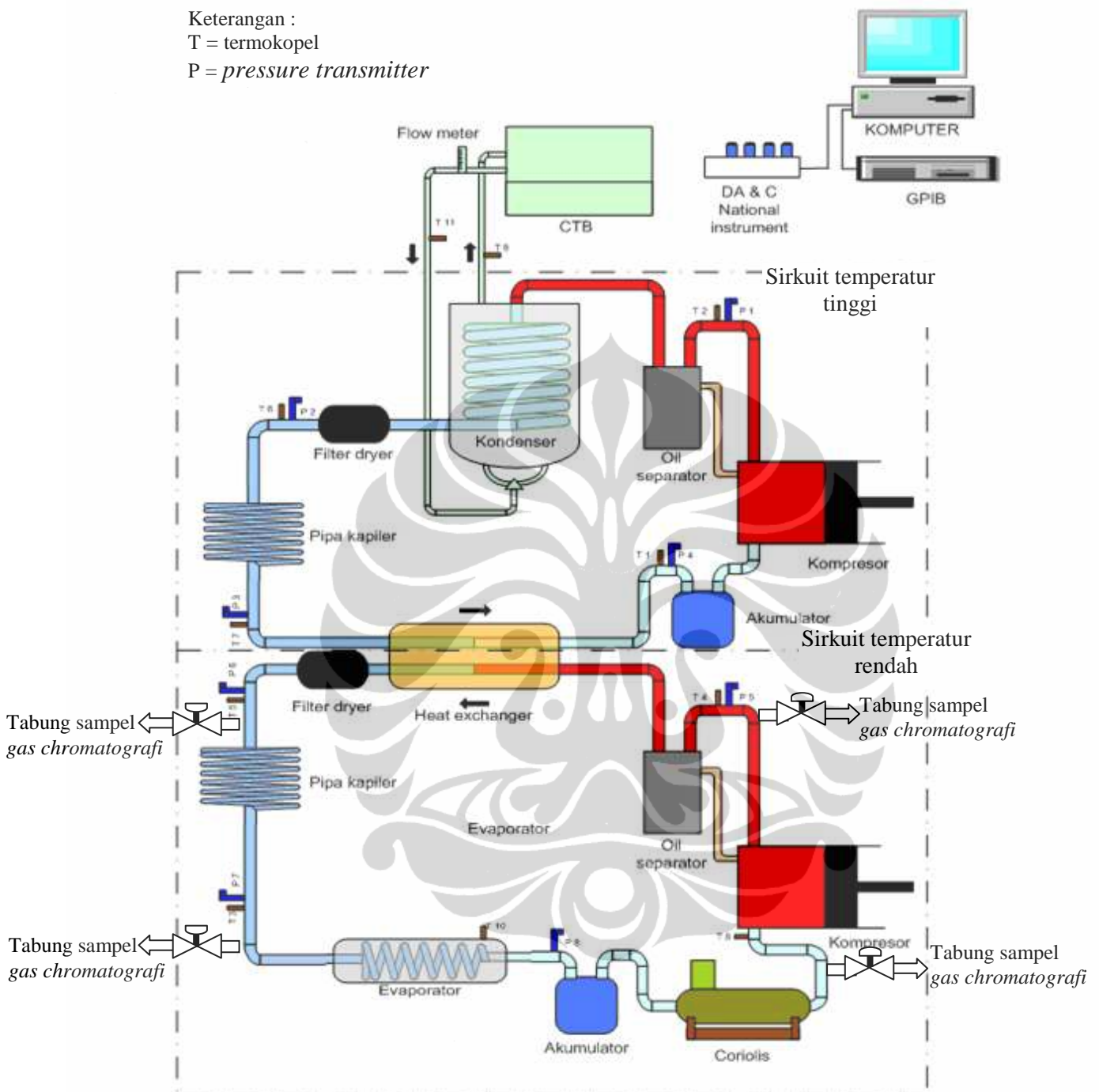
Gambar 3.7 memperlihatkan skema alat uji yang digunakan, dimana sebagian besar komponen sistem refrigerasi yang digunakan seperti pengujian pada sub bab 3.2. Alat ekspansi yang digunakan untuk sirkuit temperatur tinggi berupa pipa kapiler berdiameter dalam 0,54 inci dengan panjang 6 meter. Pada sirkuit temperatur rendah alat ekspansi yang digunakan juga berupa pipa kapiler dengan diameter dalam 0.031 inci dengan panjang 2 meter.

Temperatur refrigeran diukur dengan termokopel tipe K dengan akurasi $\pm 0,14\%$ dari pembacaan pada lokasi yang ditunjukkan pada gambar 3.7, selain itu tekanan diukur dengan menggunakan *pressure transmitter* merk Druck PTX 1400, dengan akurasi $\pm 0,15\%$. Laju aliran massa refrigeran pada sirkuit temperatur rendah diukur dengan *Coriolis mass flow rate* Sitrans F C Massflo produksi Siemens dengan akurasi $\pm 0,1\%$. Semua data ini dicatat dalam melalui data *Acquisition National Instrumen* 9211 & 9203 tiap detik hingga sistem *steady state* (tunak). Lebih lanjut rangkuman mengenai parameter pengukuran dan ketidakpastian-nya (*uncertainty*) ditunjukkan pada tabel 3.7.

Tabel 3.7. Parameter pengukuran dan ketidakpastian

Parameter	Instrument	Ketidakpastian
Temperatur <i>discharge</i>	Termokopel tipe k	0,149 %
Temperatur kondenser	Termokopel tipe k	0,147 %
Temperatur evaporasi	Termokopel tipe k	0,152 %
Temperatur <i>suction</i>	Termokopel tipe k	0,152 %
Temperatur kabin	Termokopel tipe k	0,148 %
Tekanan <i>discharge</i>	Druck PTX 1400	2,281 %
Tekanan kondenser	Druck PTX 1400	0,328 %
Tekanan evaporasi	Druck PTX 1400	0,287 %
Tekanan <i>suction</i>	Druck PTX 1400	0,291 %
<i>Mass flow rate</i>	Sitrans F C Massflo	6,155 %
Massa	Quantro MACS015A/C	4,062 %
Massa	AND FX-4000	0,04 %

Keterangan :
 T = termokopel
 P = *pressure transmitter*



Gambar 3.7 Skema alat uji

Pada sirkuit temperatur tinggi, refrigeran yang keluar dari kompresor didinginkan dalam kondenser yang didinginkan dengan yang temperature air tersebut dikontrol sehingga temperatur refrigeran keluar dari kondenser terjaga pada 30°C. Sementara itu, kondenser pada sirkuit temperatur rendah didinginkan oleh refrigeran dari evaporator sirkuit temperatur tinggi dalam alat penukar kalor *cascade*.

Sampel refrigeran pada sirkuit temperatur rendah diambil pada empat posisi yaitu pada daerah sisi keluar kompresor (*discharge*), daerah sisi keluar alat penukar kalor, daerah sisi keluar alat ekspansi dan daerah sisi masuk kompresor (*suction*) dengan menggunakan tabung sampel yang dilengkapi oleh sebuah *Shut off valve* pada setiap tabungnya. Pada saat proses evakuasi sistem menggunakan pompa vakum, katup pada tabung sampel dibuka dan ditutup pada saat proses evakuasi selesai sehingga tabung sampel berada pada keadaan vakum. Pada saat pengujian telah dalam keadaan *steady state* (tunak), *Shut off valve* tabung sampel refrigeran dibuka secara bersamaan selama ± 10 detik. Selanjutnya sampel refrigeran ini dilihat komposisinya menggunakan *gas chromatografi* Agilent 6890.

Berdasarkan pada pengujian dengan *gas chromatografi*, dalam fraksi mol, kemurnian karbon dioksida yang digunakan adalah 98,86% sedangkan sisanya terdiri dari Hexane, Propana, Isobutane, n-Butane, Isopentane, n-Pentane, Etana, Nitrogen, Metana. Sedangkan kemurnian R170 (etana) adalah 97,27% dimana sisanya terdiri dari 1.89% karbon dioksida dan 0,84 % terdiri dari Propana, Isobutane, n-Butana, Isopentana, n-Pentana, Nitrogen dan Metana. Adapun Komposisi massa R744/170 yang dimasukkan ke dalam sirkuit temperatur rendah apabila dinyatakan dalam fraksi massa adalah karbon dioksida 63 % dan etana 37 %, dimana komposisi ini didapat dari hasil simulasi penelitian sebelumnya.

3.4 Pengujian Campuran Karbon Dioksida dan Etana pada Temperatur -80°C

Variasi komposisi massa campuran karbon dioksida dan etana yang dilakukan dalam penelitian ini dimulai dari komposisi 20% karbon dioksida dan 80% etana, karena pada komposisi ini mulai terjadi penurunan *Explosive limit* yang signifikan (Niu et.al, 2007; Ilminnafik, 2010). Adapun beberapa variasi komposisi yang dilakukan pada penelitian ini dapat dilihat di tabel 3.8.

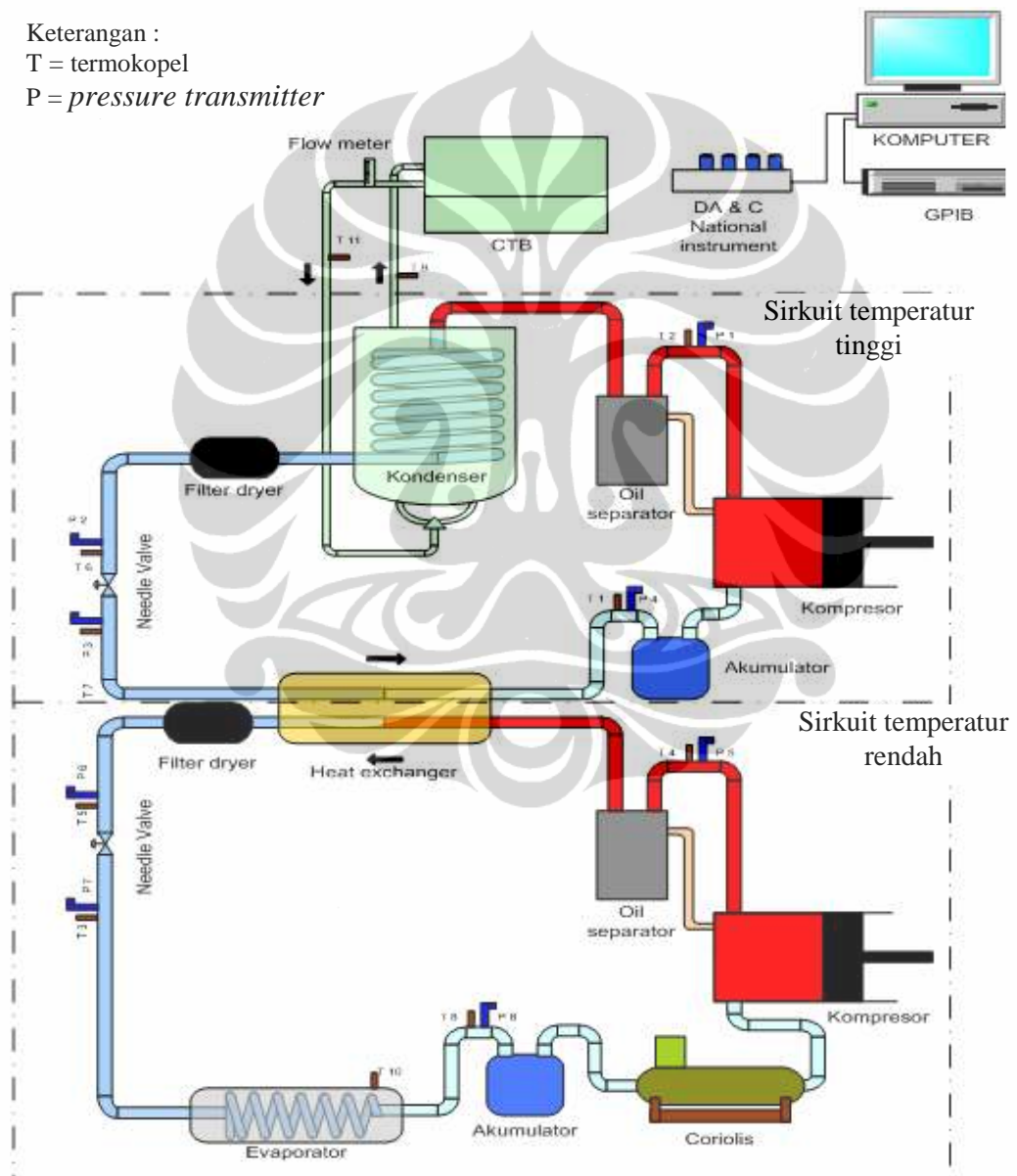
Gambar 3.8 memperlihatkan skema alat uji yang digunakan. Refrigeran pada sirkuit temperatur tinggi keluar kompresor didinginkan oleh sebuah kondenser berpendingin air, sehingga temperatur refrigeran keluar kondenser pada sirkuit temperatur tinggi terjaga konstan pada 30°C.

Tabel 3.8. Variasi komposisi massa refrigeran

Komposisi	Etana	Karbon dioksida
I	80 %	20 %
II	70 %	30 %
III	60 %	40 %
IV	50 %	50 %
V	40 %	60 %

Keterangan :

T = termokopel

P = *pressure transmitter*Gambar 3.8 Skema alat uji Sistem refrigerasi *cascade*

Sementara itu, kondenser pada sirkuit temperatur rendah atau refrigeran yang keluar dari penukar kalor *cascade* dijaga konstan pada -30°C . Katup ekspansi menggunakan jenis katup jarum (*needle valve*) digunakan baik pada sirkuit temperatur tinggi maupun rendah sehingga tekanan dan temperatur evaporasi pada baik sirkuit temperatur tinggi maupun sirkuit temperatur rendah dapat dikendalikan. Lebih lanjut rangkuman mengenai parameter pengukuran dan ketidakpastian-nya (*uncertainty*) ditunjukkan pada tabel 3.9.

Tabel 3.9. Parameter pengukuran dan ketidakpastian

Parameter	Instrument	Ketidakpastian
Temperatur kondenser HS	Termokopel tipe k	0,152 %
Temperatur kondenser LS	Termokopel tipe k	0,153 %
Temperatur in evaporator LS	Termokopel tipe k	0,235 %
Temperatur out evaporator LS	Termokopel tipe k	0,284 %
Massa	AND FX-4000	0,04 %

3.5 Pengujian Korelasi Pipa Kapiler Campuran Karbon Dioksida dan Etana

Gambar 3.9 memperlihatkan skema alat uji yang digunakan. Lebih lanjut rangkuman mengenai parameter pengukuran dan ketidakpastian-nya (*uncertainty*) ditunjukkan pada tabel 3.10.

Tabel 3.10. Parameter pengukuran dan ketidakpastian

Parameter	Instrument	Ketidakpastian
Temperatur in kapiler	Termokopel tipe k	0,210 %
Temperatur out kapiler	Termokopel tipe k	0,150 %
Tekanan in kapiler	Druck PTX 1400	0,530 %
Tekanan out kapiler	Druck PTX 1400	0,296 %
<i>Mass flow rate</i>	Sitrans F C Massflo	1,962 %

Data sifat termodinamika refrigeran didapatkan dari *software* REFPROP 8.0. Data yang diperoleh kemudian diproses secara statistik untuk diverifikasi dengan korelasi yang tengah dikembangkan, sehingga nantinya dapat digunakan sebagai parameter disain dan operasi pipa kapiler dalam sistem refrigerasi *cascade*.

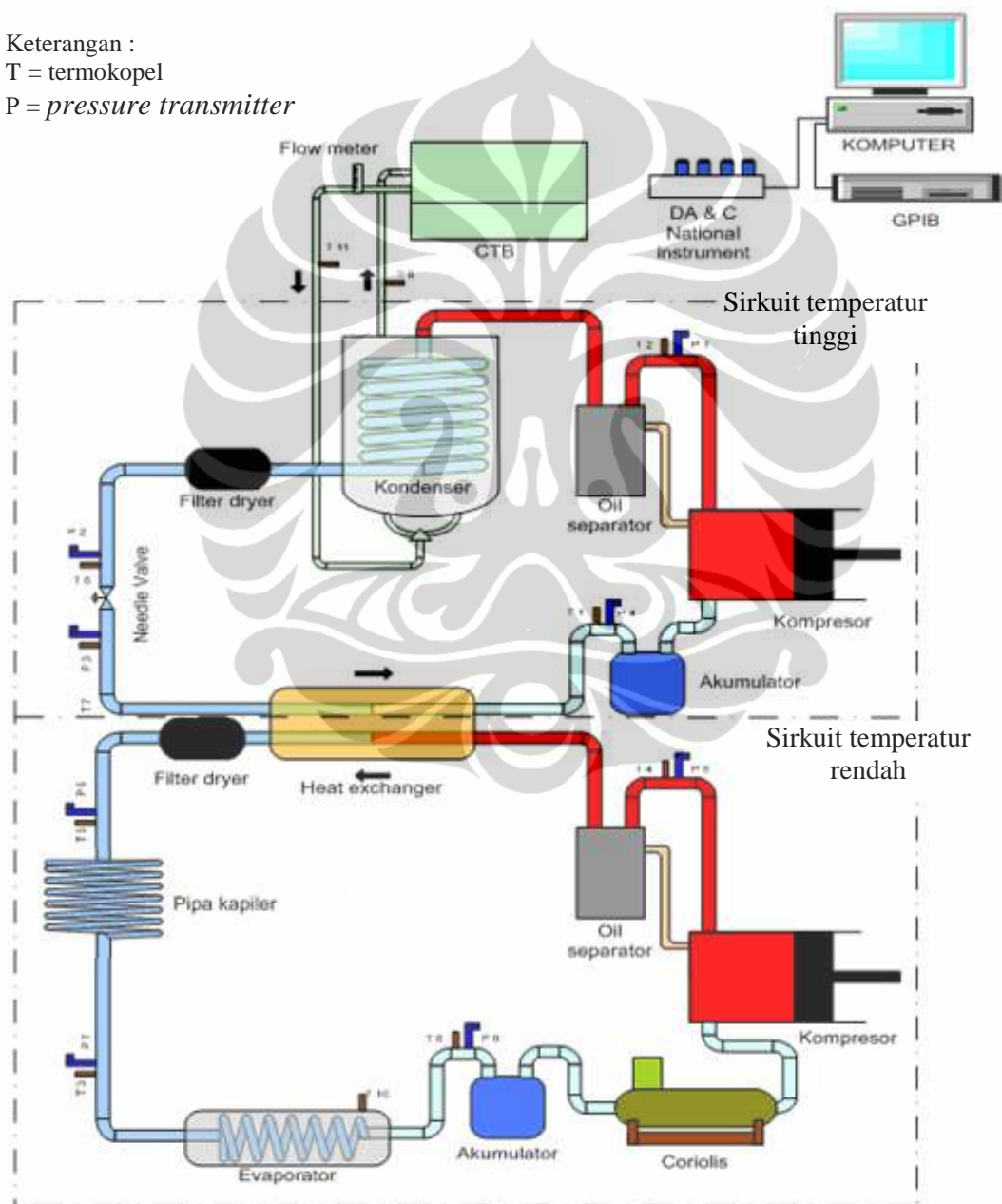
Parameter non-dimensional pada korelasi pipa kapiler merupakan variabel-variabel yang mempengaruhi laju aliran massa refrigeran. Hubungan yang dihasilkan antara laju aliran massa dan variabel-variabel yang mempengaruhi laju aliran massa refrigeran dalam pipa kapiler dapat dinyatakan dalam bentuk fungsi sebagai berikut (Choi dkk., 2004):

$$\dot{m} = f((P_{in} - P_{sat}), \Delta T_{sc}, D, L, \rho_l, \rho_g, \mu_l, \mu_g, \sigma, h_{fg}, T_c) \quad (3.14)$$

Keterangan :

T = termokopel

P = *pressure transmitter*



Gambar 3.9 Skema diagram alat Uji

Delapan parameter non-dimensional yang dihasilkan dengan teorema Pi Buckingham untuk faktor-faktor fisik dan sifat fluida dapat dilihat pada tabel 3.10. Korelasi non-dimensional umum untuk laju aliran massa dapat dinyatakan seperti dengan persamaan :

$$\pi_1 = K \pi_2^a \pi_3^b \pi_4^c \pi_5^d \pi_6^e \pi_7^f \pi_8^g \quad (3.15)$$

Tabel 3.11. Kelompok- π non-dimensional persamaan 3.15 (Choi dkk., 2004)

π group	Parameter	Effect
π_1	$\frac{\dot{m}}{D^2 \sqrt{\rho_f P_{in}}}$	Mass flow rate
π_2	$\frac{P_{in} - P_{sat}}{P_c}$	Inlet pressure
π_3	$\frac{\Delta T_{sc}}{T_c}$	Subcooling
π_4	$\frac{L}{D}$	Geometry
π_5	$\frac{\rho_f}{\rho_g}$	Density
π_6	$\frac{\mu_f - \mu_g}{\mu_g}$	Friction, bubble growth
π_7	$\frac{\sigma}{DP_{in}}$	Friction, bubble growth
π_8	$\frac{\rho_f h_{fg}}{P_{sat}}$	Vaporization

Koefisien dan eksponen dari korelasi itu nantinya akan ditentukan dengan menggunakan analisis regresi non-linear didasarkan pada verifikasi database hasil percobaan.

BAB 4

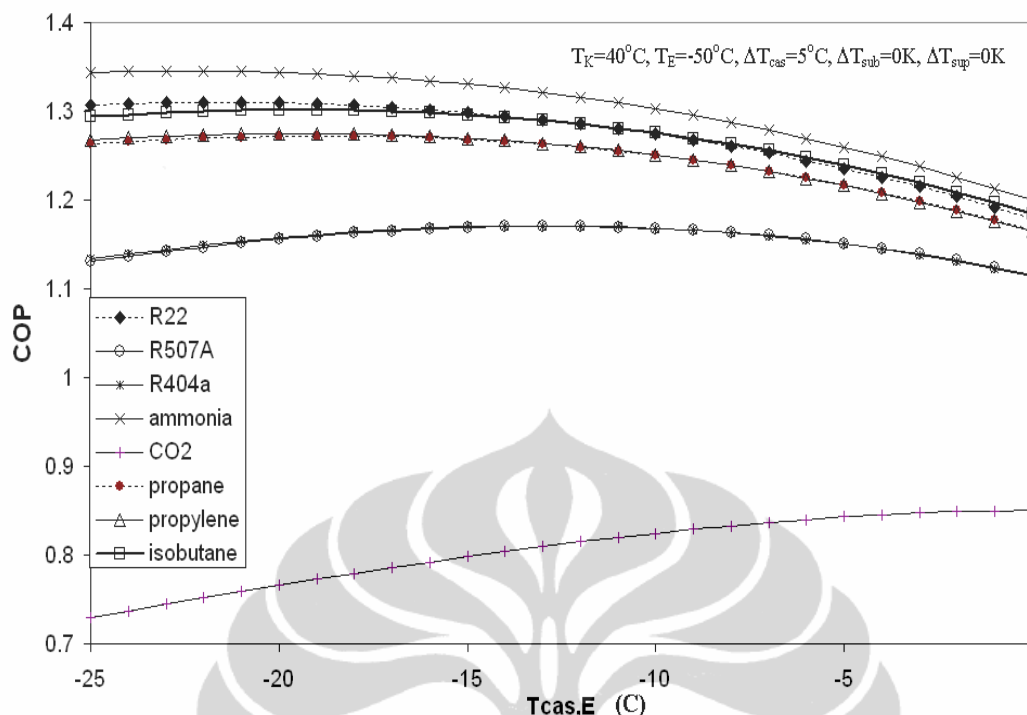
HASIL DAN PEMBAHASAN

4.1 Analisa Energi dan *Exergy*

4.1.1 Pemilihan Refrigeran Sirkuit Temperatur Tinggi

Metode simulasi analisa termodinamika digunakan untuk melakukan pemilihan refrigeran pada sirkuit temperatur tinggi, pemilihan didasarkan pada refrigeran-refrigeran yang umumnya telah digunakan sebagai refrigeran sirkuit temperatur tinggi. Refrigeran itu antara lain golongan sintetis : R22, R507A dan R404A (ASHRAE Handbook, 2006). Sedangkan refrigeran alamiah dipilih : CO₂ (Bhattacharyya dkk., 2005), Amonia (Gettu dan Bansal, 2008), Propana (Niu dan Zhang, 2007) dan Propylene (Gettu dan Bansal, 2008) serta Isobutana (Cox, 2007). Sebagai pembandingnya, pada sirkuit temperatur rendah digunakan refrigeran CFC yang umum digunakan dalam bidang *ultra-low refrigeration* yakni R13.

Sebagai studi awal, perbandingan pengaruh performa yang dinyatakan dalam COP terhadap perubahan temperatur evaporasi *cascade* ($T_{cas,E}$) pada sistem refrigerasi *cascade* teoritis, seperti pada gambar 4.1 yang menunjukkan variasi COP beberapa refrigeran pada sirkuit temperatur tinggi terhadap perubahan $T_{cas,E}$ pada kondisi teoritis $T_{sub}=0K$ dan $T_{sup}=0K$. Gambar 4.1 memperlihatkan bahwa COP tertinggi sistem apabila pada sirkuit temperatur tinggi digunakan refrigeran amonia. COP yang hampir sama terjadi apabila pada sirkuit temperatur tinggi digunakan dengan urutan dengan COP yang lebih tinggi ke yang rendah yakni ; R22, Isobutana Propylene, Propana, R507A dan R404A. Performa terendah terjadi apabila digunakan refrigeran CO₂. Pada gambar 4.1 terlihat juga bahwa COP maksimum untuk setiap refrigeran tersebut terjadi pada $T_{case,E}$ tertentu, dimana apabila digunakan refrigeran seperti Propylene, Propana, Isobutana, R22 atau Amonia maka COP maksimum didapatkan pada $T_{case,E}$ sekitar -19°C hingga -23°C. Apabila digunakan refrigeran R507A atau R404A COP maksimum terjadi disekitar $T_{case,E}$ -13°C.

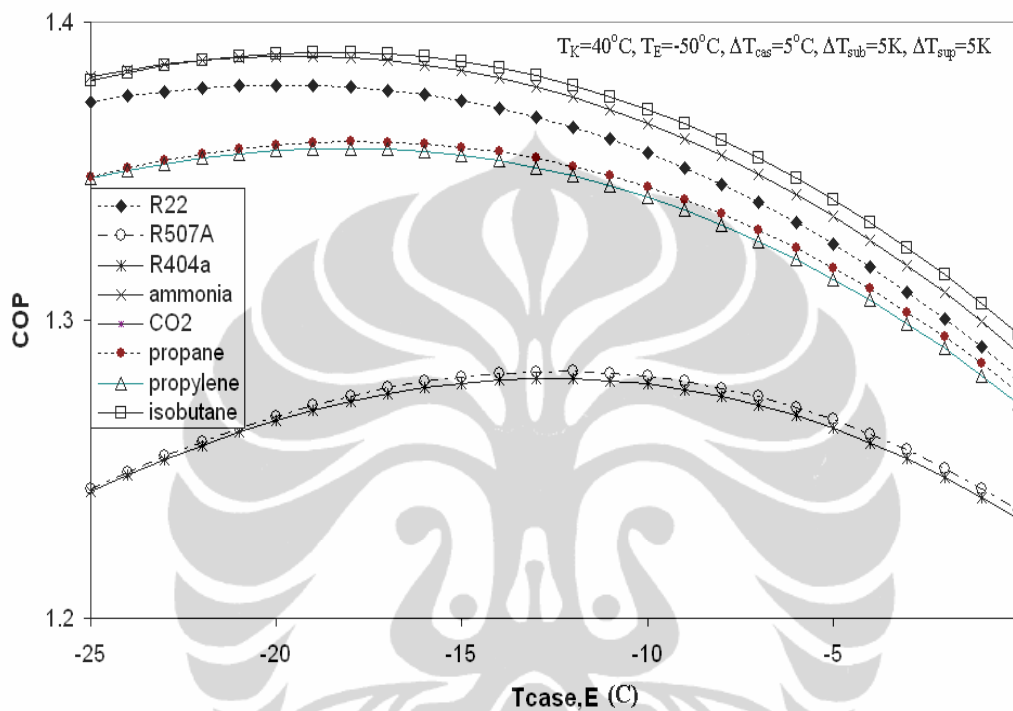


Gambar 4.1. Variasi COP beberapa refrigeran pada sirkuit temperatur tinggi terhadap perubahan $T_{\text{cas,E}}$ pada kondisi $T_{\text{sub}}=0\text{K}$ dan $T_{\text{sup}}=0\text{K}$

Namun demikian, pada praktiknya jarang sekali ditemui sebuah sistem refrigerasi yang bekerja secara teoritis. Karena pada umumnya sistem refrigerasi selalu melakukan pemanasan lanjut uap (*Superheated*) refrigeran di evaporator yang disarankan untuk mencegah cairan agar tidak memasuki kompresor. Selain itu, pada kondenser juga dilakukan *subcooling* cairan refrigeran yang bertujuan menjamin seluruh refrigeran ketika memasuki katup ekspansi dalam keadaan 100% cairan [Stoecker, 1985]. Oleh karena itu, selanjutnya perbandingan performa dalam COP terhadap variasi temperatur evaporasi *cascade* ($T_{\text{cas,E}}$) pada sistem refrigerasi *cascade* dilakukan dengan menggunakan temperatur *superheated* (T_{sup}) dan *subcooling* (T_{sub}) diasumsikan masing-masing sebesar 5K baik sirkuit temperatur tinggi maupun sirkuit temperatur rendah, seperti yang ditunjukkan pada gambar 4.2.

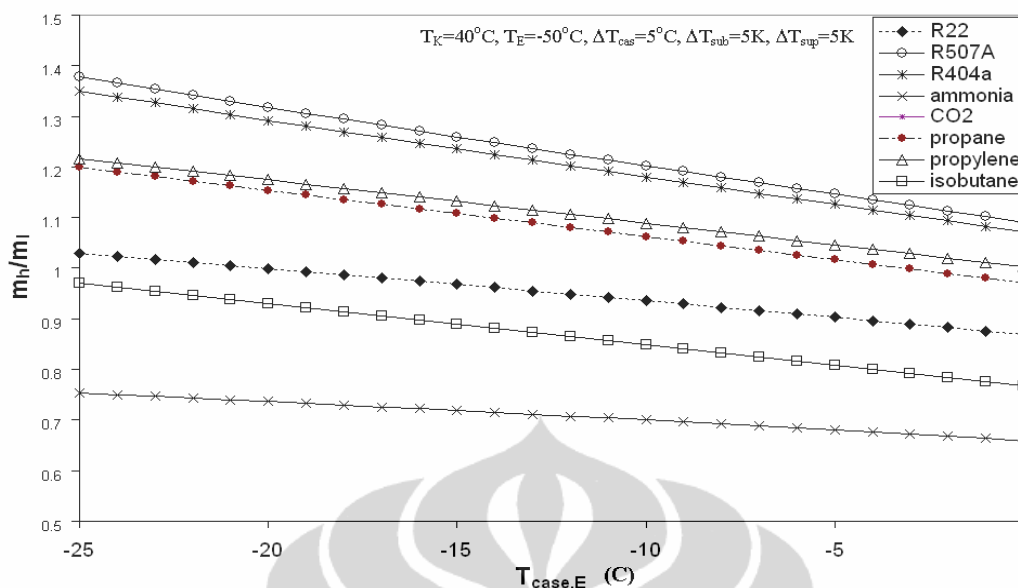
Pada Gambar 4.2 ini memperlihatkan bahwa rata-rata COP tertinggi sistem apabila pada sirkuit temperatur tinggi digunakan refrigeran Isobutana, sedangkan COP sangat rendah terjadi apabila digunakan refrigeran CO_2 (karena sangat rendah, sehingga tidak terlihat pada gambar 4.2). Pada gambar 4.2 ini juga

terlihat bahwa COP maksimum untuk penggunaan refrigeran Isobutana terjadi pada $T_{\text{cas,E}} -19^{\circ}\text{C}$, sedangkan Amonia, R22, Propana, dan Propylene pada $T_{\text{cas,E}}$ antara -18°C hingga -20°C . Performa sistem yang lebih rendah diperoleh apabila menggunakan Refrigeran R507A atau R404A dimana COP maksimum terjadi pada $T_{\text{cas,E}}$ antara -12°C hingga -13°C .



Gambar 4.2. Variasi COP beberapa refrigeran pada sirkuit temperatur tinggi terhadap perubahan $T_{\text{cas,E}}$ pada kondisi $T_{\text{sub}}=5\text{K}$ dan $T_{\text{sup}}=5\text{K}$

Rasio laju aliran massa refrigeran ditunjukkan pada gambar 4.3, terlihat bahwa secara umum untuk semua refrigeran yang terpilih, kecuali karbon dioksida yang tidak ada pada gambar 4.3 karena rasio laju aliran massanya sangat besar sehingga di luar jangkauan skala, menunjukkan bahwa dengan semakin rendahnya $T_{\text{cas,E}}$ maka akan meningkatkan rasio laju aliran masa. Penggunaan refrigeran karbon dioksida membutuhkan rasio laju aliran massa terbesar disusul berturut-turut oleh R507A, R404A, Propylene, Propana, R22, Isobutana dan terendah didapatkan apabila digunakan Refrigeran Amonia.



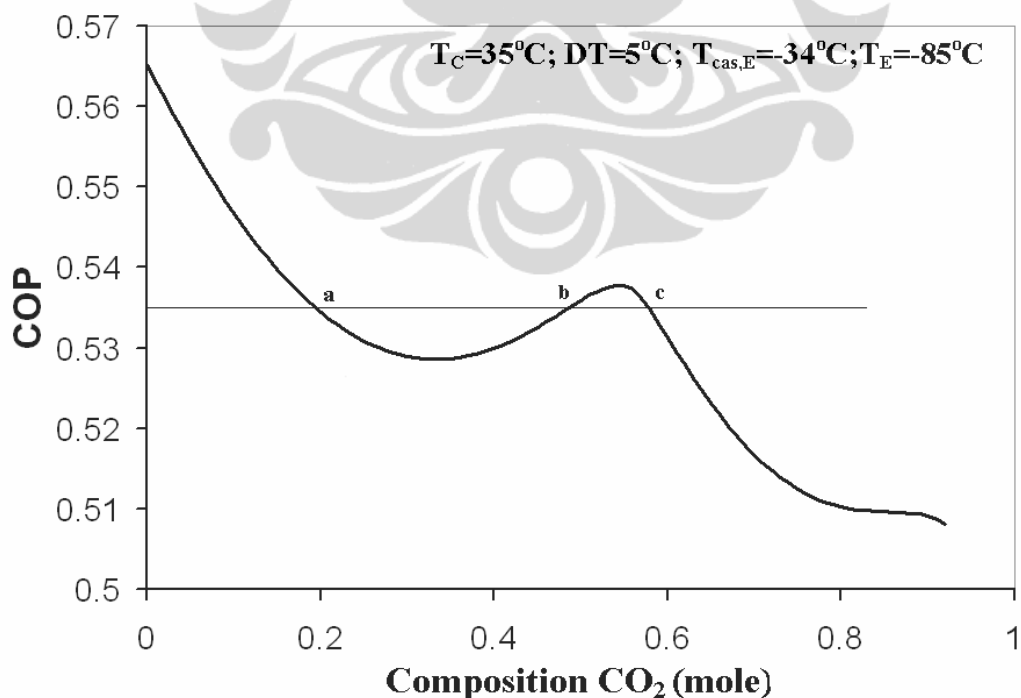
Gambar 4.3. Variasi \dot{m}_t/\dot{m}_r beberapa refrigeran pada sirkuit temperatur tinggi terhadap perubahan $T_{cas,E}$ pada kondisi $T_{sub}=5K$ dan $T_{sup}=5K$

Dari beberapa refrigeran yang telah dibahas, maka didapatkan bahwa refrigeran yang memiliki performa (COP) yang baik dan membutuhkan daya terkecil adalah Amonia. Namun demikian penggunaan Amonia amat dibatasi karena sifatnya yang beracun (*toxicity*) sehingga termasuk ke refrigeran golongan B2. Selain itu Amonia dapat menyebabkan korosi pada logam tembaga, sehingga akan menimbulkan banyak kesulitan apabila diterapkan pada sistem refrigerasi yang biasa digunakan. Pilihan kedua setelah amonia adalah isobutana, dimana refrigeran Isobutana yang memiliki performa (COP) lebih baik dari pada amonia hanya saja membutuhkan rasio laju aliran massa yang sedikit lebih tinggi dibandingkan amonia. Namun normal boiling point isobutana yang hanya $-11,8$ °C menghalangi penggunaan isobutana untuk sirkuit temperatur tinggi. Sehingga apabila isobutana dipakai untuk temperatur dibawah $-11,8$ °C, tekanan *suction* akan dibawah tekanan atmosfer, dimana hal ini akan membuat udara luar masuk ke dalam sistem apabila terjadi kebocoran. Oleh karena itu pilihan refrigeran untuk sirkuit temperatur tinggi akhirnya jatuh kepada refrigeran propana. Meskipun propana bersifat mudah bakar (*flammable*) namun tidak beracun (golongan A3) dan sesuai untuk hampir semua sistem refrigerasi yang biasa digunakan. Sehingga refrigeran propana dapat langsung dipakai pada sistem refrigerasi yang ada dan umum digunakan.

4.1.2 Pemilihan Komposisi Campuran Karbon Dioksida dan Etana

Gambar 4.4 memperlihatkan efek penambahan komposisi karbon dioksida (CO_2) terhadap etana (C_2H_6) dalam fraksi mole pada kondisi temperatur kondenser (T_k) = 35°C , temperatur di evaporator alat penukar kalor *cascade* ($T_{\text{cas,E}}$) = -35°C , beda temperatur antara evaporator sirkuit temperatur tinggi dengan kondenser sirkuit temperatur rendah di penukar kalor *cascade* (DT) = 5°C dan temperatur evaporator (T_E) = -85°C .

Pada gambar 4.4 terlihat bahwa penambahan komposisi etana menghasilkan COP sistem yang berfluktuasi dimana nilai COP tertinggi terjadi pada komposisi 100% etana. Hal ini serupa dengan hasil penelitian yang dilakukan oleh Rahadiyan (2007) yang menyatakan bahwa etana memiliki performa dan efek refrigerasi yang baik untuk sirkuit temperatur rendah pada sistem refrigerasi *cascade*. Komposisi kurang dari 8% etana (92% karbon dioksida) tidak dapat digunakan bila temperatur evaporator (T_E) = -85°C , hal ini karena dihambat oleh tingginya temperatur dan tekanan *triple* karbon dioksida dimana CO_2 mencapai daerah fase uap-padat, yang pada gambar 4.4 hal ini ditunjukkan dengan terputusnya kurva karena memberikan nilai COP yang negatif.

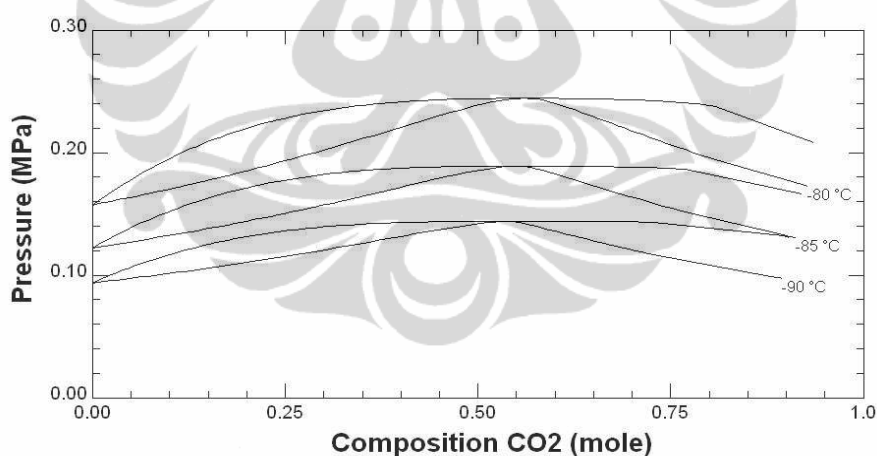


Gambar 4.4. Komposisi karbon dioksida terhadap etana terhadap COP sistem refrigerasi *cascade*

Titik-titik a, b dan c pada gambar 4.4 menunjukkan adanya nilai COP yang sama pada komposisi karbon dioksida dan etana yang berbeda, hal ini karena pada titik-titik tersebut walaupun komposisi karbon dioksida dan etana berbeda, namun memiliki temperatur glide yang sama seperti yang terlihat pada gambar 4.5.

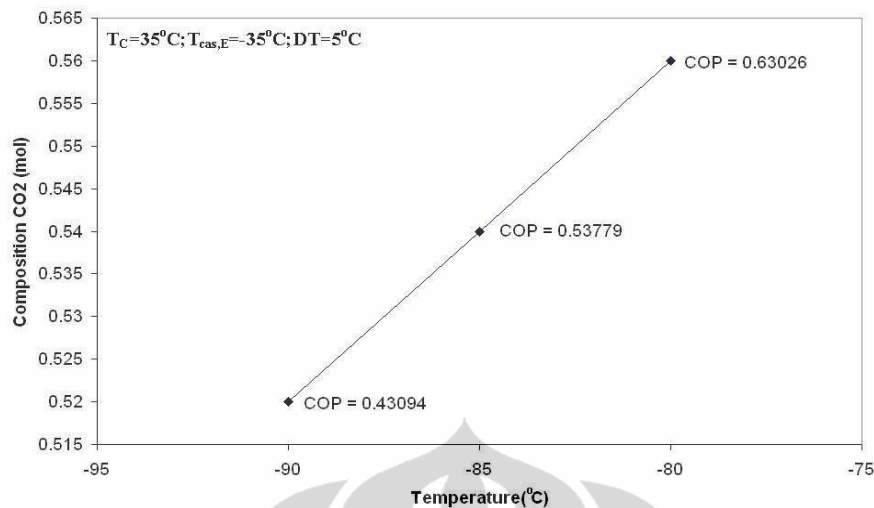
Agar dapat mengurangi sifat mudah terbakar (*flammability*) etana, perlu untuk mengurangi komposisi etana seminimal mungkin. Komposisi optimum yang menghasilkan COP terbaik terjadi pada komposisi (fraksi mol) karbon dioksida 0,54 dan etana 0,46 (gambar 4.4). COP terbaik ini terjadi karena pada komposisi tersebut pada temperatur -85°C , terjadi campuran azeotropik antara karbon dioksida dengan etana seperti yang diperlihatkan pada gambar 4.5. Campuran azeotropik adalah campuran yang mendidih pada temperatur konstan, pada tekanan yang diberikan, tanpa terjadi perubahan komposisi.

Berdasarkan hal tersebut, maka dalam melihat pengaruh parameter-parameter yang lain pada sistem refrigerasi *cascade* akan dianalisa berdasarkan komposisi (fraksi mol) karbon dioksida 0,54 dan etana 0,46, atau dalam fraksi massa maka komposisi-nya adalah karbon dioksida 0,63 dan etana 0,37



Gambar 4.5. Diagram tekanan-komposisi menunjukkan komposisi azeotropik karbon dioksida dan etana

Komposisi azeotropik dari campuran carbon dioxide dan etana adalah fungsi dari tekanan dan temperatur (gambar 4.5). Hal ini berarti, apabila temperatur evaporasi berubah, akan menyebabkan perubahan komposisi yang menghasilkan COP terbaik seperti ditunjukkan pada gambar 4.6, menunjukkan bahwa setiap pengurangan temperatur evaporasi 5°C , akan menyebabkan pengurangan komposisi karbon dioksida sebanyak 2% dalam fraksi mole.



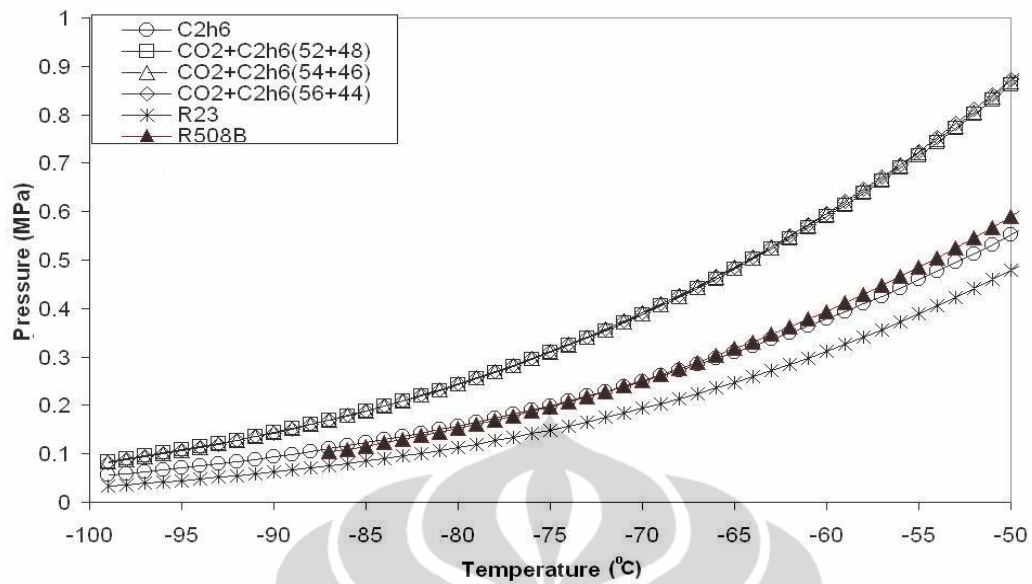
Gambar 4.6. Pengaruh temperatur evaporasi terhadap komposisi yang menghasilkan COP terbaik

Perbandingan antara tekanan dengan temperatur beberapa refrigeran murni dan refrigeran campuran dapat dilihat pada gambar 4.7. Pada temperatur evaporasi antara -80°C sampai -90°C , beberapa campuran azeotropik karbon dioksida (CO_2) dan etana (C_2H_6) apabila dibandingkan dengan R23 atau R508b terlihat bahwa perbedaan tekanan evaporasinya tidak lebih dari 0,1 Mpa (1 bar). Hal ini masih dalam batas tekanan evaporasi kompresor pada umumnya. Berdasarkan hal tersebut, maka untuk **melihat pengaruh parameter-parameter yang lain pada sistem refrigerasi cascade akan dianalisa berdasarkan komposisi (fraksi mole) 54% karbon dioksida dan 46% etana.**

Campuran azeotropis karbon dioksida dan etana ini memiliki massa molar 37,597 kg/kmol, dan titik kritis-nya terjadi pada $17,947^{\circ}\text{C}$, 5,7739 MPa dengan densitas 308,91 kg/m³. Sifat-sifat termodinamika yang lain campuran ini berdasarkan *software* REFPROP 8.0 dapat dilihat pada tabel 4.1 di bawah ini.

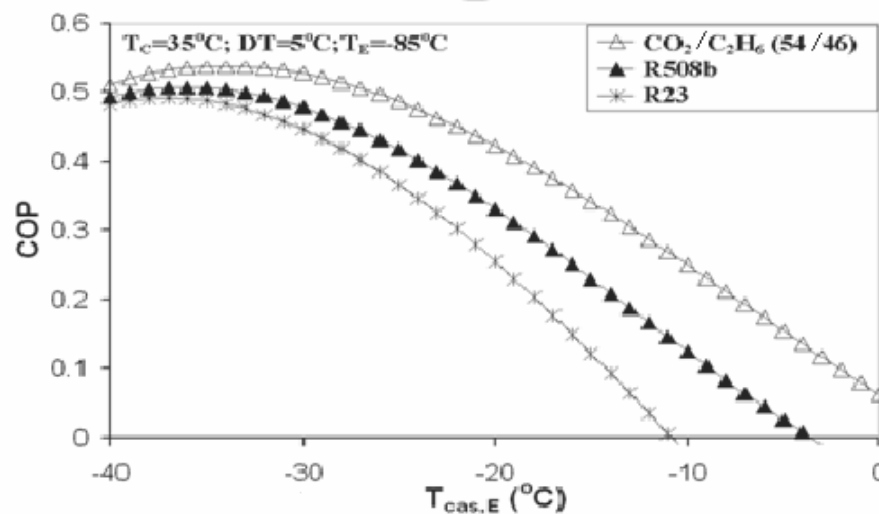
Tabel 4.1 Sifat termodinamika campuran azeotropis CO_2 dan etana pada -85°C .

Sifat termodinamika	Fase cair	Fase uap	Sifat termodinamika	Fase cair	Fase uap
Tekanan (MPa)	0,1891	0,18893	Fugacity CO_2 (MPa)	0,09942	0,09798
Densitas (kg/m ³)	824,81	4,7692	Fugacity C_2H_6 (MPa)	0,08109	0,08236
Entalpi (kJ/kg)	51,921	443,06	Kond.Term. (mW/m-K)	174,21	9,381
Energi dalam (kJ/kg)	51,692	403,45	Viskositas ($\mu\text{Pa}\cdot\text{s}$)	206,23	8,0892
Entropi (kJ/kg.K)	0,40812	2,4872	Teg. Permk. (mN/m)	17,484	17,316
Helmholtz (kJ/kg)	-25,096	-64,511	Joule-Thom. ($^{\circ}\text{C}/\text{MPa}$)	-0,2768	35,039
Gibbs (kJ/kg)	-24,866	-24,897	Prandtl	2,5003	0,91364



Gambar 4.7 Diagram P-T perbandingan beberapa refrigeran terpilih

Saat refrigeran propana digunakan di sirkuit temperatur tinggi, nilai COP campuran azeotropik karbon dioksida dan etana pada saat digunakan pada sirkuit temperatur rendah, memiliki COP yang lebih baik apabila dibandingkan dengan R508b atau R23, hal ini dapat dilihat dari gambar 4.8. Berdasarkan hal tersebut, maka campuran azeotropik karbon dioksida dan etana dapat diajukan sebagai solusi pengganti yang menjanjikan dari refrigeran HFC, yakni R23 atau R508b. Gambar 4.8 juga menunjukkan bahwa hubungan antara $T_{cas,E}$ dengan COP tidaklah linier. Hal ini dapat dilihat bahwa untuk semua kondisi COP maksimum terjadi pada $T_{cas,E}$ tertentu saja, sehingga untuk analisa selanjutnya akan dilakukan berdasarkan $T_{cas,E}$ yang menghasilkan COP maksimum.

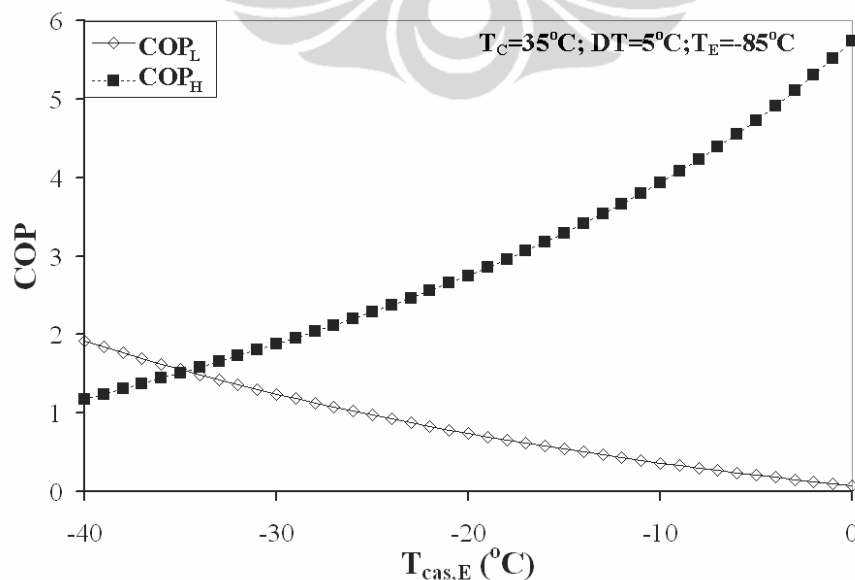


Gambar 4.8. Pengaruh $T_{cas,E}$ terhadap COP pada beberapa refrigeran terpilih

4.1.3 Exergy destruction

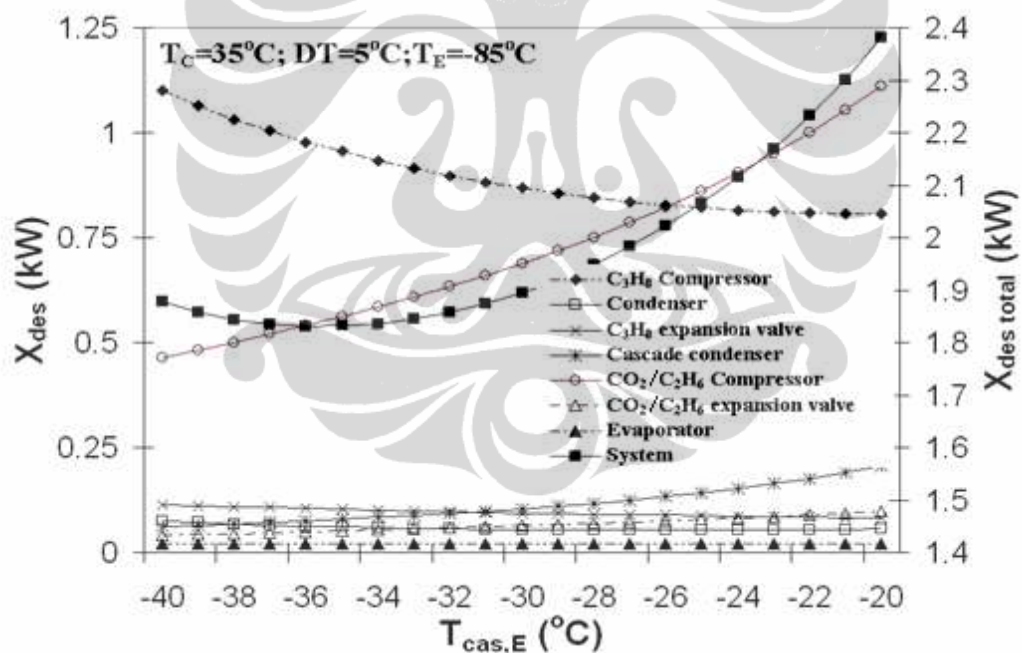
Exergy sistem termodinamika adalah kerja maksimum teoritis yang didapat karena sistem dalam kesetimbangan termodinamika dengan lingkungan, dimana sistem tersebut hanya berinteraksi dengan lingkungannya saja (Tsatsaronis, 2007). Oleh karena itu *exergy* merupakan potensi untuk menghasilkan kerja pada sistem. *Exergy* bersifat tidak kekal artinya, dalam setiap proses aktual selalu ada *Exergy destruction* yang disebabkan oleh ireversibilitas (Sciubba, 2008). Ireversibilitas merupakan suatu proses dimana setelah proses tersebut berlangsung, baik sistem maupun lingkungannya tidak kembali ke kondisi semula.

Gambar 4.9 memperlihatkan kurva dari COP dengan $T_{cas,E}$ pada $T_C = 35^\circ\text{C}$, $T_E = -85^\circ\text{C}$ dan $DT = 5^\circ\text{C}$. diagram ini menunjukkan pengaruh $T_{cas,E}$ pada COP dari sirkuit tinggi dan sirkuit temperatur rendah, yang ditentukan dengan persamaan (3.5) dan (3.6). COP sirkuit temperatur tinggi bertambah seiring dengan naiknya temperatur $T_{cas,E}$, sementara itu, COP sirkuit temperatur rendah justru turun apabila temperatur $T_{cas,E}$ naik. Seperti yang telah ditunjukkan pada gambar 4.8 bahwa COP sistem refrigerasi *cascade* maksimal pada temperatur $T_{cas,E}$ tertentu yang ternyata merupakan titik keseimbangan antara COP_L dan COP_H . Hal ini dapat dilihat bahwa COP maksimum pada gambar 4.8 untuk campuran azeotropik karbon dioksida dan etana terletak pada temperatur $T_{cas,E}$ yang sama dengan perpotongan kurva dari COP_L dan COP_H pada gambar 4.9.



Gambar 4.9. Pengaruh dari $T_{cas,E}$ pada COP_L dan COP_H

COP maksimum biasanya diindikasikan sebagai *exergy destruction* yang minimum. Hal ini ditunjukkan pada gambar 4.8 dimana COP maksimum untuk refrigeran campuran azeotropik karbon dioksida dan etana yang terjadi pada $T_{cas,E}$ tertentu adalah sama dengan *exergy destruction* minimum sistem seperti yang di tunjukkan pada gambar 4.10. Gambar 4.10 memperlihatkan pengaruh dari $T_{cas,E}$ pada *exergy destruction* dari tiap komponen sistem refrigerasi *cascade* pada kondisi tertentu, pada temperatur kondensasi (T_C) 35°C , temperatur evaporasi (T_E) -85°C dan beda temperatur di *cascade-condenser* (DT) 5°C . Tabel 3.2 menyajikan rincian dari analisis *exergy*. Efisiensi sistem secara keseluruhan berasal dari *exergy destruction* masing-masing komponen. Oleh karena itu, fokus dari tujuan analisa *exergy destruction* untuk setiap komponen adalah cara langsung menganalisis potensi untuk dapat meningkatkan efisiensi energi dari sistem refrigerasi *cascade*.



Gambar 4.10. Pengaruh $T_{cas,E}$ pada laju *exergy destruction* pada tiap komponen dan keseluruhan sistem

Gambar 4.10 mengindikasikan bahwa laju *exergy destruction* rates dari tiap components di sirkuit temperatur tinggi (C_3H_8), kecuali pada *cascade-condenser*, turun seiring dengan naiknya temperatur $T_{cas,E}$. Laju *exergy destruction* dari kompresor dan katup ekspansi (*expansion valve*) pada sirkuit temperatur rendah

(CO₂+C₂H₆) naik seiring dengan naiknya temperatur T_{cas,E}, sementara itu laju *exergy destruction* rates dari evaporator tidak terpengaruh oleh naiknya T_{cas,E}. Saat T_{cas,E} = -40°C, kompresor sirkuit temperatur tinggi (C₃H₈) memiliki *exergy destruction* tertinggi, diikuti oleh kompresor sirkuit temperatur rendah (CO₂+C₂H₆), katup ekspansi sirkuit temperatur tinggi (C₃H₈ expansion valve), kondenser, *cascade*-condenser, katup ekspansi CO₂/C₂H₆ dan evaporator. Pada T_{cas,E} -20°C, maka, kompresor CO₂/C₂H₆ memiliki *exergy destruction* terbesar, diikuti oleh kompresor C₃H₈, *cascade*-condenser, CO₂/C₂H₆ expansion valve, C₃H₈ expansion valve, kondenser dan evaporator.

Perlu diperhatikan bahwa, jumlah *exergy destruction* pada beberapa komponen meningkat seiring dengan meningkat T_{cas,E}, sementara yang lain menurun. Dengan demikian, *exergy destruction* total sistem adalah minimum pada T_{cas,E} tertentu, seperti yang ditunjukkan pada Gambar. 4.10 dimana sangat dipengaruhi oleh kompresor. Ini berarti bahwa ireversibilitas terbesar terjadi di kompresor. Ireversibilitas yang besar pada kompresor dikaitkan dengan efisiensi listrik, mekanik dan isentropik yang rendah karena ukuran sistem yang relatif kecil. Kerugian yang besar ini menekankan perlu diperhatikannya pemilihan jenis peralatan, karena komponen kinerja rendah cukup dapat mengurangi kinerja keseluruhan sistem.

4.1.4 Pengaruh Beberapa Parameter Terhadap COP dan Efisiensi Exergetic

Pengaruh parameter operasi pada COP dan *exergy* sistem dievaluasi dengan menggunakan analisa statistik,. Sebuah prosedur statistik digunakan untuk menganalisa hasil studi parametrik dengan menggunakan rentang nilai yang ditunjukkan dalam bagian sebelumnya. Prosedur statistik ini menggunakan korelasi Bivariate. Tabel 4.2, menyajikan hasil yang dapat diamati menggunakan korelasi Pearson. Semua parameter di evaluasi dengan statistically significant pada level 0.001 (2-tailed). Oleh karena itu, semua parameter yang ditentukan dalam persamaan (3.11) harus dimasukkan ke dalam analisis tanpa terkecuali. Seperti yang terlihat pada Table 3.3, COP sistem sangat terpengaruh oleh efisiensi isentropik kompresor (η_{sL} dan η_{sH}), \dot{m}_H/\dot{m}_L , T_E, T_{cas,E opt}, DT dan T_C.

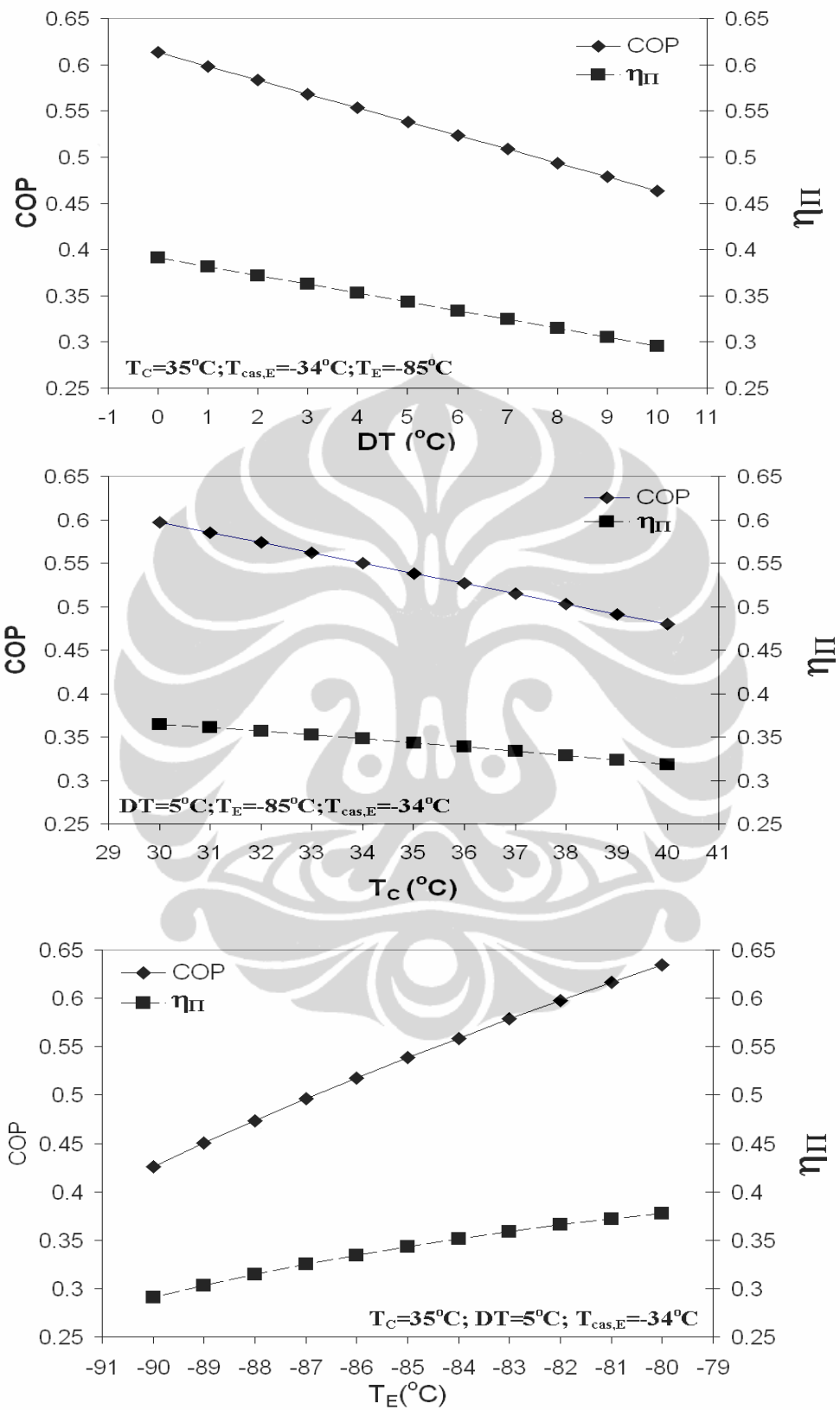
Table 4.2 Korelasi Bivariate hasil dari COP dan efisiensi exergetic

		TC	TE	DT	η_{sH}	η_{sL}	$T_{cas,E opt}$	COP _{max}	η_{II}	\dot{m}_h/\dot{m}_l
COP _{max}	Pearson Correlation	-0.420**	0.732**	-0.534**	0.970**	0.974**	0.631**	1	0.975**	-0.948**
	Sig. (2-tailed)	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
	N	1331	1331	1331	1331	1331	1331	1331	1331	1331
η_{II}	Pearson Correlation	-0.343**	0.622**	-0.703**	0.945**	0.942**	0.658**	0.975**	1	-0.875**
	Sig. (2-tailed)	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
	N	1331	1331	1331	1331	1331	1331	1331	1331	1331

** . Correlation adalah significant pada level 0.01 (2-tailed).

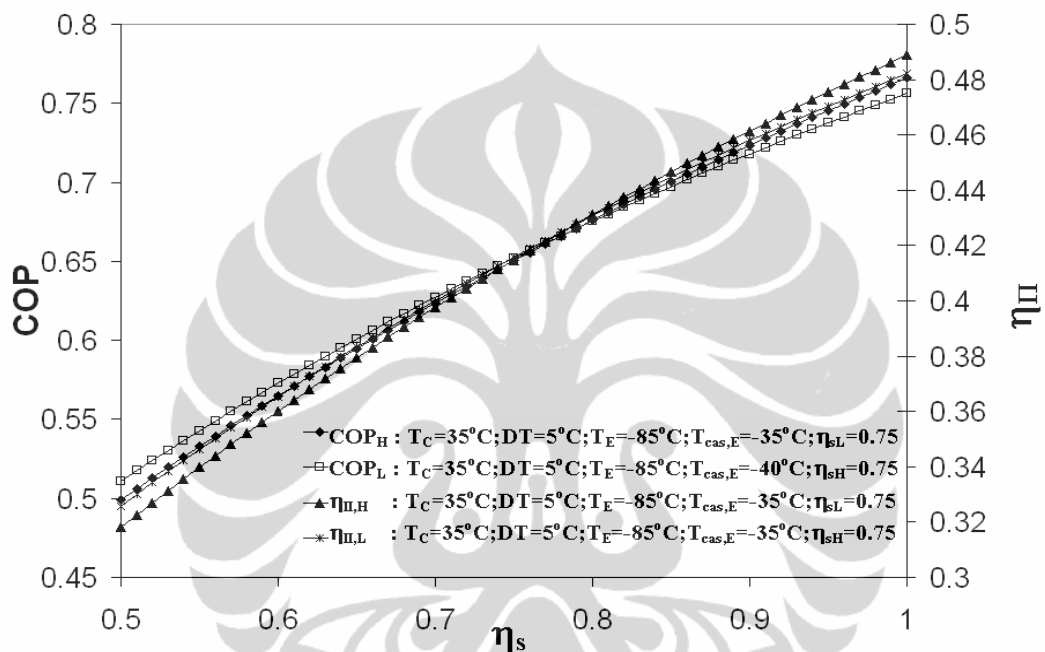
Berturut-turut, Efisiensi isentropic kompresor, \dot{m}_h/\dot{m}_l dan T_E memiliki pengaruh yang lebih besar dari pada $T_{cas,E opt}$ dan DT pada COP sistem; sementara itu pengaruh dari T_C relatif kecil. Peningkatan pada efisiensi isentropik kompresor dan T_E akan memperbesar COP sistem; namun peningkatan pada DT dan T_C akan mengurangi COP sistem.

Efisiensi exergi dipengaruhi oleh efisiensi isentropic kompresor (η_{sH} dan η_{sL}), \dot{m}_h/\dot{m}_l , DT, $T_{cas,E opt}$, T_E dan T_C . Seperti yang terlihat pada COP sistem, dimana peningkatan efisiensi isentropic kompresor dan T_E akan menghasilkan peningkatan pada efisiensi exergetic, dan peningkatan DT dan T_C akan menurunkan efisiensi exergetic. Gambar 4.11 memperlihatkan trend COP sistem dan efisiensi exergetic terhadap T_E (a), DT (b) dan T_C (c) sebagai hubungan yang linier.



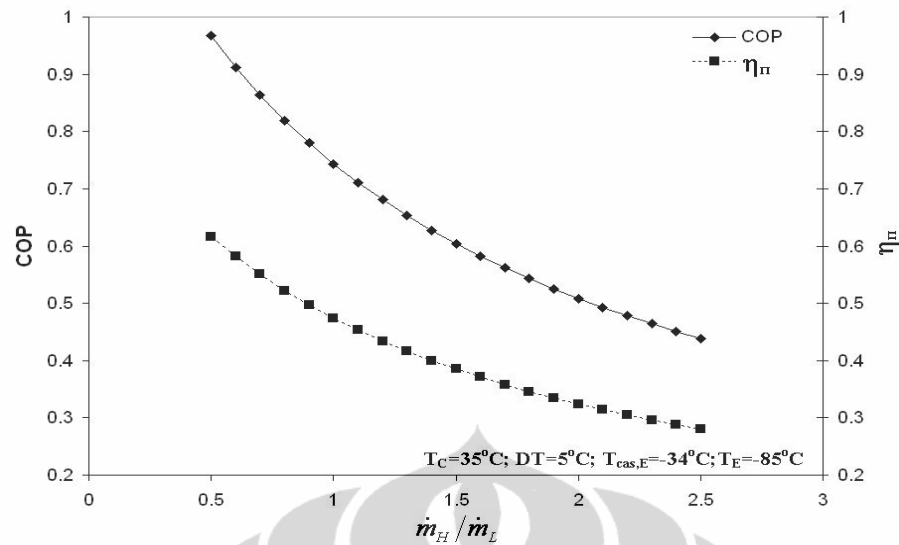
Gambar 4.11. COP sistem dan efisiensi exergetic sebagai fungsi dari (a) T_E ,
(b) DT dan (c) T_C

Untuk semua kasus yang telah disajikan sebelumnya, efisiensi isentropic kompresor dianggap sebagai fungsi dari rasio tekanan menggunakan persamaan (3.12). Variasi efisiensi isentropic kompresor pada sirkuit temperatur tinggi dan sirkuit temperatur rendah ditunjukkan pada gambar 4.12 dan memperlihatkan bahwa hubungannya dengan COP adalah tidak linear. Hal ini dapat dilihat bahwa baik η_{sL} maupun η_{sH} berpotongan pada suatu kondisi tertentu.



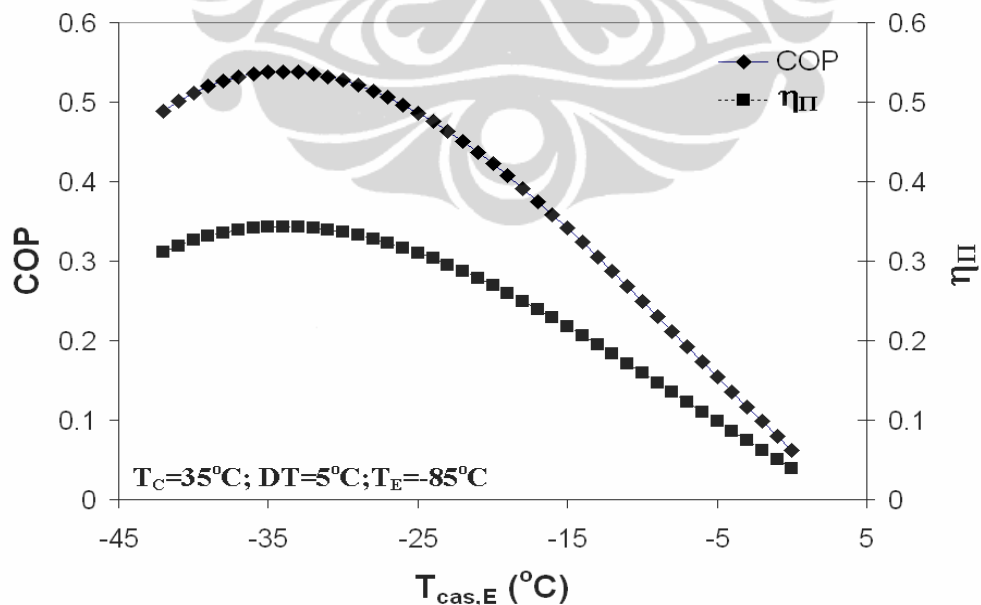
Gambar 4.12. COP sistem dan efisiensi exergetic sebagai fungsi dari efisiensi isentropic kompresor.

Rasio laju aliran massa refrigeran yang ditunjukkan pada gambar 4.13 memperlihatkan bahwa tren dari COP dan efisiensi exergetic menunjukkan hubungan yang tidak linier. Hal ini mengindikasikan bahwa COP maksimum terjadi pada suatu nilai \dot{m}_H/\dot{m}_L yang optimum.



Gambar 4.13. COP sistem dan efisiensi exergetic sebagai fungsi dari \dot{m}_H/\dot{m}_L

Gambar 4.14 memperlihatkan perilaku COP dan efisiensi exergetic terhadap variasi dari temperatur $T_{cas,E}$ opt. Ini mengindikasikan bahwa terdapat suatu nilai $T_{cas,E}$ optimal tertentu. Konsekuensinya, COP maksimum terjadi pada temperatur $T_{cas,E}$ optimal tertentu. Nilai optimal ini juga terjadi pada laju kehilangan exergi yang minimum pada keseluruhan sistem refrigerasi *cascade* seperti yang dapat dilihat pada gambar 4.10.



Gambar 4.14. COP sistem dan efisiensi exergetic sebagai fungsi dari $T_{cas,E}$

4.1.5 Optimisasi

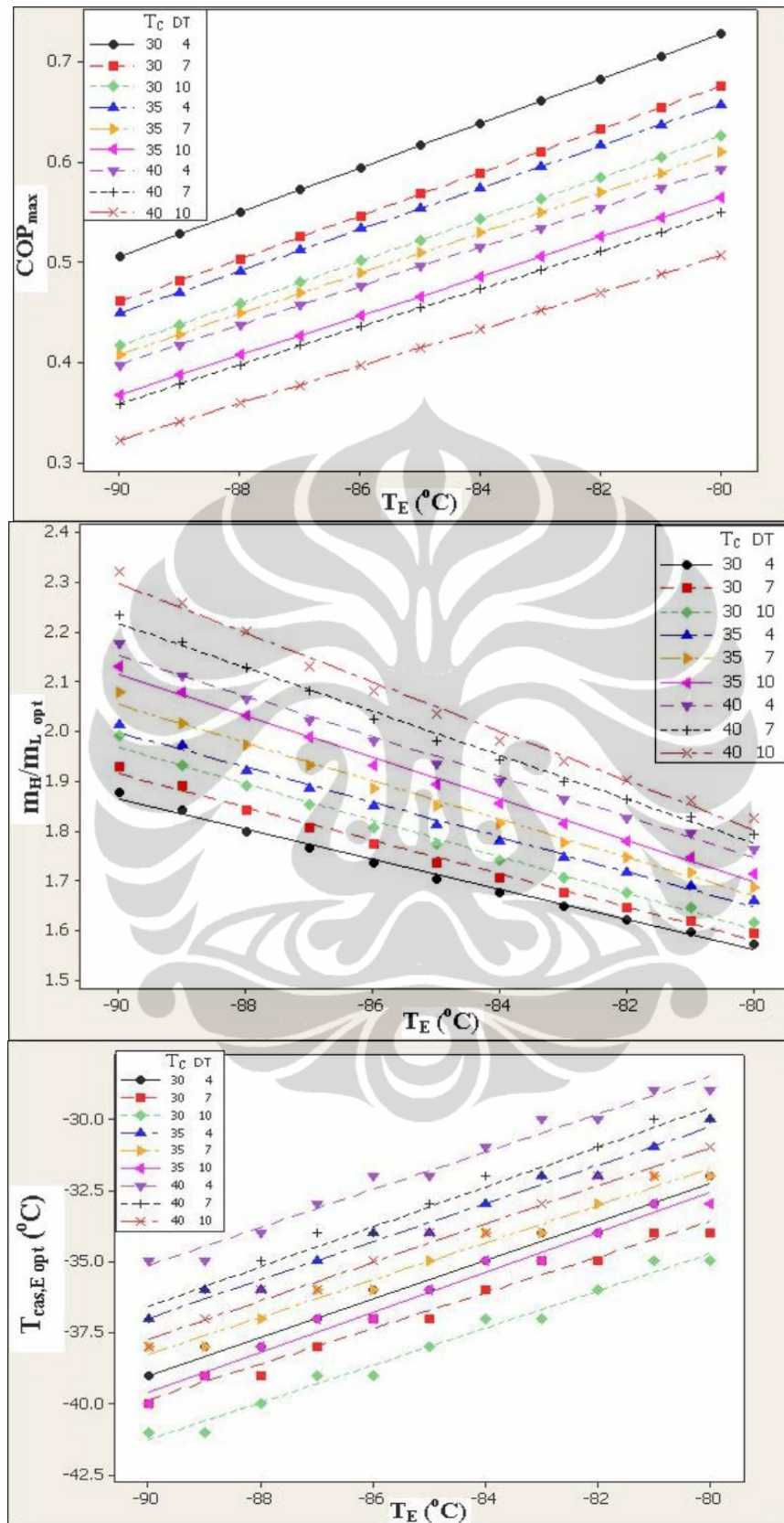
Gambar 4.15(a) memperlihatkan pengaruh dari temperatur evaporasi T_E yang berhubungan dengan COP_{max} pada beberapa variasi temperatur kondensasi T_C dan variasi beda temperatur pada *cascade*-kondenser DT. Terlihat pada gambar 4.15(a) bahwa penurunan T_E akan mengurangi COP_{max} . Gambar 4.15(a) menunjukkan hubungan yang linear antara COP_{max} dan parameter-parameter T_E , T_C dan DT.

Gambar 4.15(b) menyajikan pengaruh dari temperatur evaporasi T_E yang berhubungan dengan $\dot{m}_H/\dot{m}_{L,opt}$ pada beberapa variasi temperatur kondensasi T_C dan variasi beda temperatur di *cascade*-kondenser DT. Pada gambar 4.15(b) terlihat bahwa penurunan temperatur T_E akan meningkatkan $\dot{m}_H/\dot{m}_{L,opt}$. Gambar 4.15(b) juga menunjukkan hubungan yang linear antara $\dot{m}_H/\dot{m}_{L,opt}$ dan parameter-parameter T_E , T_C dan DT.

Gambar 4.15(c) memperlihatkan pengaruh temperatur evaporasi T_E terhadap hubungannya dengan $T_{cas,E,opt}$ pada beberapa variasi temperatur kondensasi T_C dan variasi beda temperatur di *cascade*-kondenser DT. Pada gambar 4.15(c) memperlihatkan bahwa peningkatan T_E akan meningkatkan $T_{cas,E,opt}$. Gambar 4.15(c) sekali lagi menunjukkan hubungan yang linear.

Pengaruh dari beberapa variasi parameter pada performa/kinerja campuran azeotropik karbon dioksida dan etana – propana pada sistem refrigerasi *cascade cascade* telah diamati pada bahasan diatas. Oleh karena itu, penting untuk mengembangkan suatu persamaan matematika sebagai panduan untuk menetapkan parameter termodinamika desain yang optimal.

Dengan menggunakan metode multilinear, *coefficient of performance* (COP_{max}) maksimum, rasio laju aliran masa antara sirkuit temperatur tinggi dengan sirkuit temperatur rendah yang optimum ($\dot{m}_H/\dot{m}_{L,opt}$) dan temperatur evaporasi optimum dari sirkuit temperatur tinggi ($T_{cas,E,opt}$) dari sistem refrigerasi *cascade* yang telah dipetakan sebagai fungsi dari input data variabel prediktor, seperti temperatur evaporasi (T_E), temperatur kondensasi (T_C), dan beda temperatur di penukar kalor *cascade*-kondenser (DT). Persamaan regresi ini dikembangkan dari perhitungan 1330 set data.



Gambar 4.15 . Pengaruh T_E terhadap (a) COP_{max} , (b) $\dot{m}_H / \dot{m}_L \text{ opt}$ dan (c) $T_{\text{cas,E opt}}$ dari $\text{CO}_2/\text{C}_2\text{H}_6\text{-C}_3\text{H}_8$ pada sistem refrigerasi *cascade*

Melalui analisis regresi berdasarkan metode yang juga telah dikembangkan oleh Lee dkk. (2006), Getu dan Bansal (2008) dan Dopazo dkk. (2008), maka disusun tiga buah korelasi untuk menentukan, COP maksimum, rasio laju aliran massa optimum dan temperatur evaporasi *cascade* optimum yang dinyatakan dalam hubungan sebagai berikut:

$$COP_{max} = 2.78 + 0.0206 T_E - 0.0150 DT - 0.0118 T_C \quad (4.1)$$

$$\dot{m}_H / \dot{m}_L_{opt} = -2.17 - 0.0365 T_E + 0.0133 DT + 0.0241 T_C \quad (4.2)$$

$$T_{cas,E opt} = 11.5 + 0.664 T_E - 0.397 DT + 0.368 T_C \quad (4.3)$$

Artinya dari persamaan (4.1) sampai dengan (4.3) adalah bahwa nilai duga (*estimator*) variabel terikat (COP_{max} , $\dot{m}_H / \dot{m}_L_{opt}$ dan $T_{cas,E opt}$) memiliki hubungan dengan variabel bebas (*Predictor*) yakni temperatur evaporasi (T_E), temperatur kondensasi (T_C), dan beda temperatur di penukar kalor *cascade*-kondenser (DT), setara dengan intersep dan koefisien regresi-nya. Satuan yang digunakan persamaan tersebut adalah derajat celsius ($^{\circ}C$), namun karena persamaan tersebut dianalisis dengan metode statistik dan bukannya metode fisika, maka tidak berarti bahwa setiap perubahan variabel bebas akan mengubah variabel terikat dalam satuan derajat celsius. Adapun daerah variabel bebas untuk persamaan tersebut yakni pada T_E dari $-80^{\circ}C$ sampai $-90^{\circ}C$, DT dari $0^{\circ}C$ sampai $10^{\circ}C$ dan T_C dari $30^{\circ}C$ sampai $40^{\circ}C$.

Ringkasan informasi statistik disajikan di tabel 4.3. *standard error coefficient* adalah *standard error* dari kurva yang sesuai dengan parameter-parameter, didefinisikan sebagai akar kuadrat dari varians estimasi parameter. Semakin kecil *standard error* maka pendugaannya (*estimator*) akan menjadi lebih tepat. Nilai probabilitas dalam tabel 4.3, menunjukkan bahwa hubungan antara *prediktor* dan variabel terikat secara statistik signifikan pada level 0,05 (*2-tailed*).

Table 4.3. Ringkasan informasi statistik untuk persamaan (4.1)-(4.3)

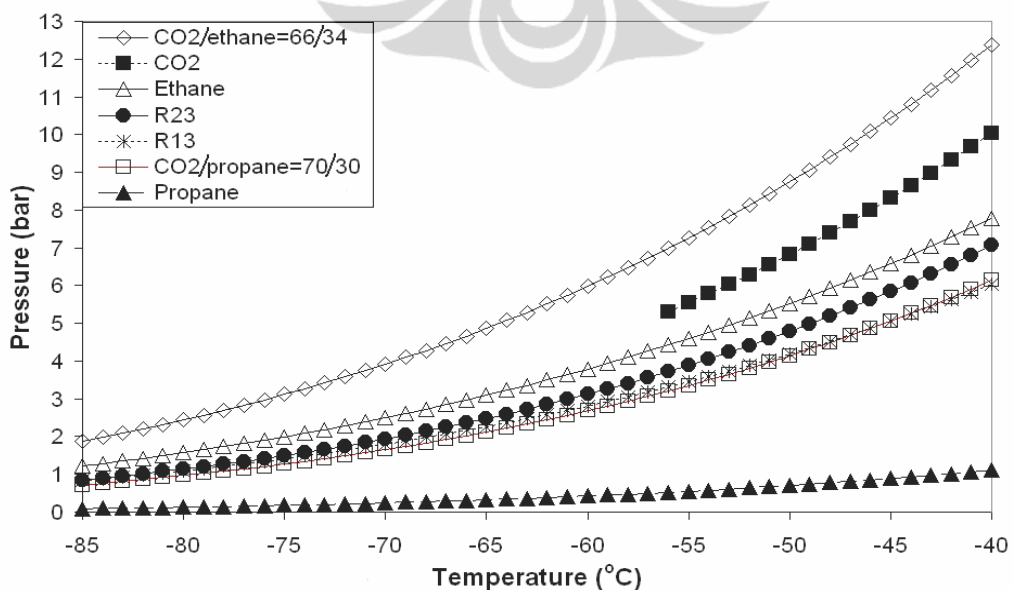
<i>Predictor</i>	COP_{max}		$\dot{m}_H / \dot{m}_L_{OPT}$		$T_{CAS,E.OPT}$	
	<i>Standard Error Coefficient</i>	<i>Probability</i>	<i>Standard Error Coefficient</i>	<i>Probability</i>	<i>Standard Error Coefficient</i>	<i>Probability</i>
<i>Constant</i>	0,0034400	0,000	0,0155400	0,000	0,2349000	0,00
T_E	0,0000374	0,000	0,0001687	0,000	0,0025500	0,00
DT	0,0000374	0,000	0,0001687	0,000	0,0025500	0,00
T_C	0,0000374	0,000	0,0001687	0,000	0,0025500	0,00
	<i>Number of points</i> (n) = 1330		<i>Number of points</i> (n) = 1330		<i>Number of points</i> (n) = 1330	
	rms = 0,00431239		rms = 0,0194632		rms = 0,294205	
	<i>Adjusted R</i> ² = 99,8%		<i>Adjusted R</i> ² = 98,2%		<i>Adjusted R</i> ² = 98,8%	

Analisa simulasi dan model campuran azeotropik karbon dioksida dan etana terjadi hanya pada kondisi tekanan dan temperatur tertentu saja. Oleh karena itu, kondisi operasi masih perlu dibuktikan di dalam suatu pengujian. Selanjutnya diadakan penelitian dengan menggunakan alat uji sistem refrigerasi *cascade* dirancang untuk memverifikasi parameter-parameter disain dan operasi hasil simulasi dari analisa model.

4.2. Sistem Refrigerasi *Cascade* Menggunakan Refrigeran Campuran Karbon Dioksida dan Hidrokarbon

4.2.1 Pemilihan Komposisi Karbon Dioksida dan Hidrokarbon

Untuk aplikasi sirkuit temperatur rendah pada sistem refrigerasi *cascade*, maka dipilih refrigeran bertekanan tinggi dengan densitas uap tinggi (bahkan pada temperatur rendah) (ASHRAE Handbook, 2006). Selama bertahun-tahun, R503, yang merupakan campuran azeotropik dari R13 dengan R23, merupakan pilihan yang populer, tetapi refrigeran ini pada akhir tahun 2007 sudah tidak tersedia lagi di Indonesia karena efek negatif CFC dan HFC terhadap lingkungan. Oleh karena itu, refrigeran dari golongan refrigeran alami, seperti karbon dioksida atau hidrokarbon, kembali banyak digunakan sebagai refrigeran pengganti (alternatif) CFC atau HFC. Sebuah perbandingan dari beberapa refrigeran CFC, HFC dan refrigeran beberapa refrigeran alternatif-nya ditunjukkan pada Gambar 4.16.



Gambar 4.16. Diagram P-T perbandingan beberapa refrigeran

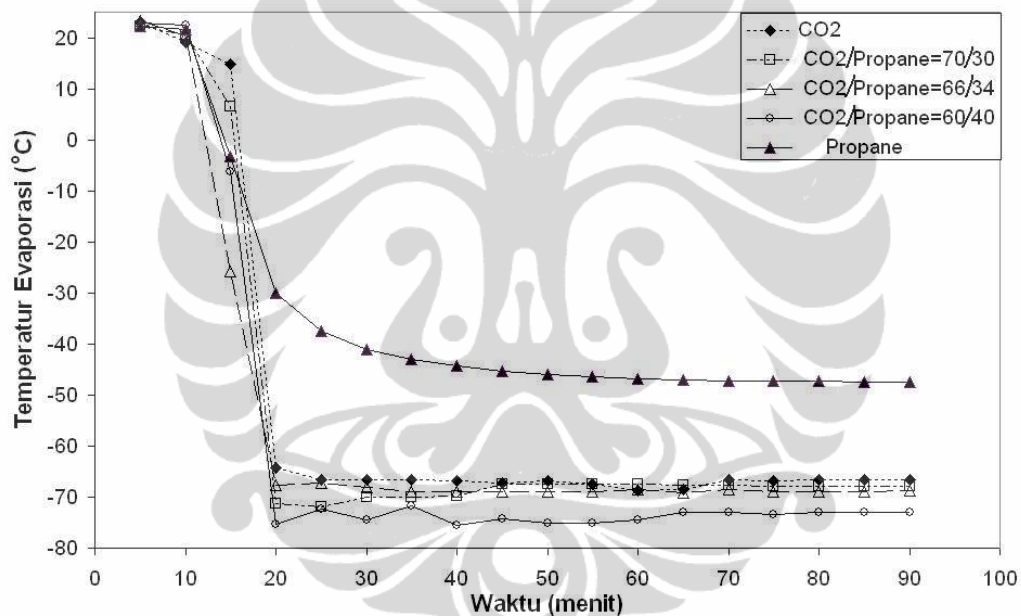
Untuk dapat mengganti R13 atau R23, sifat termodinamika, khususnya tekanan dan temperatur evaporasi, hendaknya serupa. Gambar 4.16 menunjukkan bahwa refrigeran alami karbon dioksida, memiliki beberapa kelemahan, yakni tingginya tekanan dan temperatur titik tripel (-56.6°C), yang menjadi hambatan saat dipakai untuk temperatur yang lebih rendah dari -56.6°C dalam siklus kompresi uap. Ketika CO_2 bekerja di bawah tekanan dan temperatur *triple*-nya, kristal es (*dry ice*) karbon dioksida akan terbentuk, keadaan tersebut tentu saja merupakan hal yang tidak diinginkan karena dapat menyumbat saluran pada sistem refrigerasi (Reinholdt dkk., 2007).

Pada gambar 4.16 ini juga menunjukkan bahwa penggunaan refrigeran propana di bawah suhu -42°C akan menyebabkan tekanan penguapan berada di bawah tekanan atmosfer. Hal ini seharusnya tidak terjadi karena penting untuk membuat tekanan pada sistem pendingin berada di atas tekanan atmosfer untuk membantu menjaga udara tidak ditarik ke dalam sistem. Untuk aplikasi suhu sangat rendah, dibandingkan dengan R23, etana memiliki efek pendingin yang lebih baik (Rahadiyan, 2007), tetapi etana dikenal bersifat mampu bakar (*flammability*). Oleh karena itu, apabila hidrokarbon dicampur dengan karbon dioksida diharapkan dapat mengurangi sifat mampu bakar-nya sekaligus mengurangi tingginya tekanan dan temperatur *triple* karbon dioksida.

Studi refrigeran campuran biner karbon dioksida dan hidrokarbon sebagai refrigeran alternatif R13 untuk sirkuit temperatur rendah sistem refrigerasi *cascade* telah dilakukan. Salah satunya dilakukan oleh Niu dan Zhang (2007) yang mengusulkan campuran biner karbon dioksida dan propana (79/21 dalam fraksi-fraksi mol atau 70/30 dalam fraksi massa) sebagai refrigeran alami alternatif untuk R13. Di sisi lain, campuran karbon dioksida dan etana menghasilkan campuran azeotropik (Cox, 2007). Pada temperatur evaporasi sekitar temperatur -80°C campuran karbon dioksida dan etana berada pada keadaan azeotropik pada komposisi 66/34 dalam fraksi massa (Alhamid dkk., 2010). Gambar. 4.16 menunjukkan beberapa dari campuran karbon dioksida dengan hidrokarbon (etana atau propane) bila dibandingkan dengan R13 dan R23, dimana pada temperatur dibawah -60°C memiliki perbedaan tekanan evaporasi kurang dari 2 bar, dimana hal ini masih dalam batas toleransi tekanan *suction* kompresor.

4.2.2 Karakteristik Campuran Karbon Dioksida dan Propana Sebagai Refrigeran Temperatur Rendah

Hasil pengujian temperatur evaporasi pada beberapa komposisi campuran karbon dioksida/propana ditunjukkan pada gambar 4.17. Pada gambar 4.17 dapat dilihat bahwa temperatur evaporasi semakin menurun dengan menurunnya komposisi karbon dioksida pada campuran, dimana temperatur evaporasi terendah -72.5°C dicapai pada komposisi 60/40. Namun, saat komposisi propana dinaikkan hingga 100%, temperatur evaporasi naik mencapai -47°C . Hal ini dikarenakan tekanan evaporasi dibatasi paling rendah sama dengan tekanan atmosfer (100 kPa) dimana propana memang memiliki *boiling point* di sekitar temperatur $-42,5^{\circ}\text{C}$.

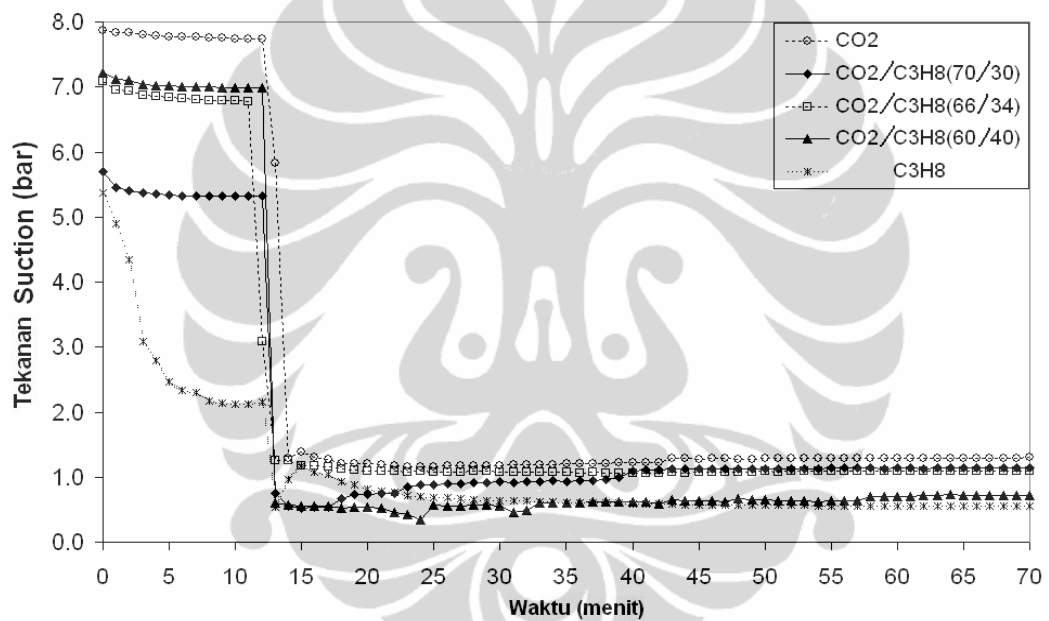


Gambar 4.17. Diagram temperatur evaporasi pada beberapa variasi komposisi karbon dioksida/propana

Refrigeran standar seperti yang digunakan pada sistem refrigerasi tunggal tidak dapat digunakan pada temperatur yang sangat rendah karena tekanan saturasi-nya pada temperatur dibawah -40°C menjadi terlalu rendah. Apabila tekanan saturasi yang terjadi terlalu rendah, maka akan mengakibatkan densitas uap yang rendah juga. Hal ini berakibat pada rendahnya aliran massa refrigeran yang mengalir di dalam sistem refrigerasi. Refrigeran yang digunakan untuk sirkuit temperatur rendah pada sistem *cascade* umumnya memiliki tekanan saturasi pada temperatur sangat rendah masih di atas tekanan atmosfer. Hal ini

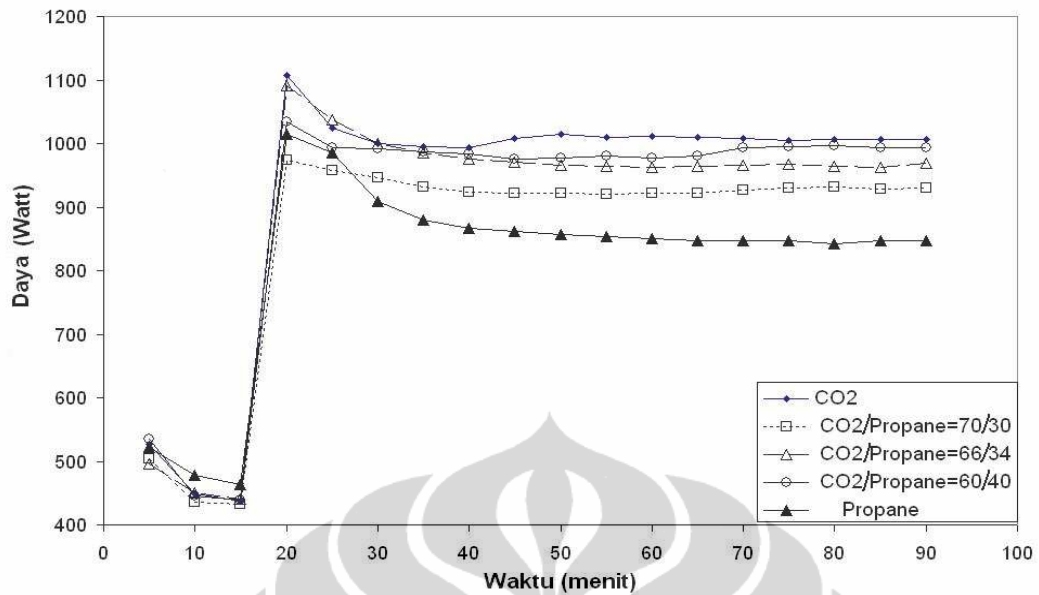
untuk menjaga udara luar tidak masuk/terhisap ke dalam sistem refrigerasi. Refrigeran tekanan tinggi, karena kepadatannya, akan memerlukan kompresor yang jauh lebih kecil untuk menyediakan kapasitas sistem yang diperlukan dibandingkan dengan apabila menggunakan refrigeran standar (Stegmann, 2000).

Tekanan *suction* beberapa campuran karbon dioksida dan propana ditunjukkan pada Gambar 4.18 dapat dilihat bahwa komposisi 60/40 dan 100% propana memiliki tekanan *suction* di bawah tekanan atmosfer (1 bar/101 kPa). Oleh karena itu, meskipun komposisi temperatur evaporasi dari 60/40 adalah terendah, namun komposisi 60/40 dan 100% propana tidak sesuai untuk digunakan pada sirkuit temperatur rendah sistem pendingin *cascade*



Gambar 4.18. Tekanan *suction* pada beberapa variasi komposisi campuran karbon dioksida dan propana

Gambar 4.19 menunjukkan daya kompresor dalam berbagai komposisi. Untuk semua komposisi diketahui bahwa input daya terbesar ketika menggunakan karbon dioksida, hal ini karena karbon dioksida memiliki tekanan *suction* tertinggi. Sebaliknya, karena propana memiliki tekanan *suction* terendah, maka daya kompresor juga yang terendah. Campuran karbon dioksida dan propana yang memiliki daya kompresor terkecil terjadi tepat pada komposisi 70/30.



Gambar 4.19. Diagram daya pada beberapa variasi komposisi campuran karbon dioksida dan propana.

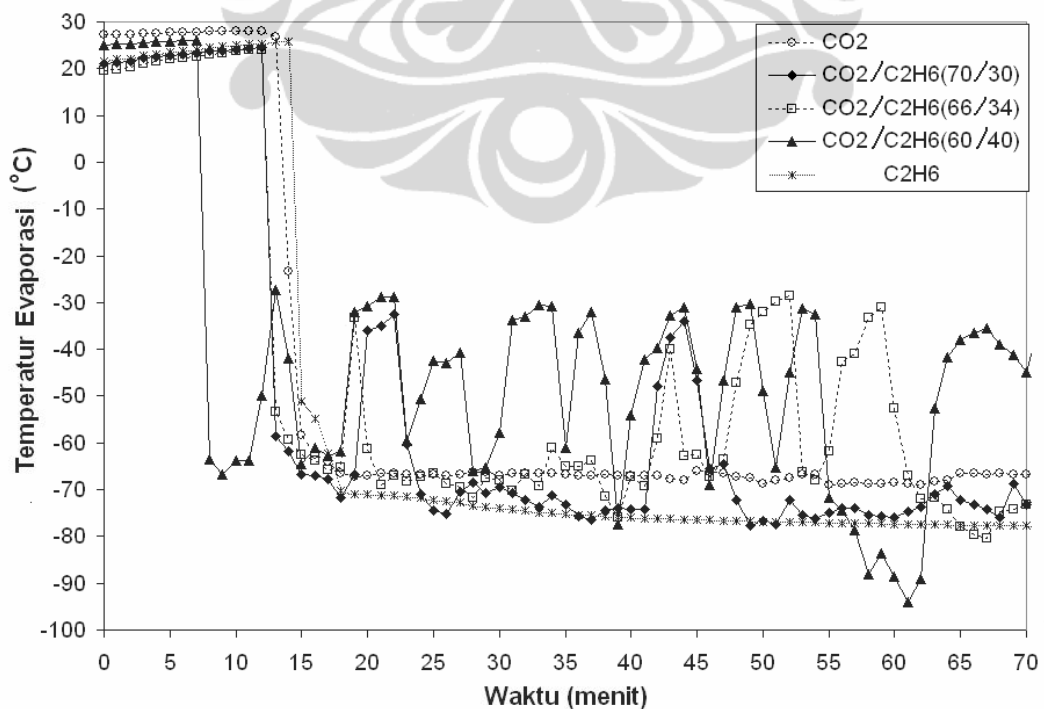
Hasil dari eksperimen campuran karbon dioksida dan propana, yang paling optimal untuk sirkuit suhu rendah dari sistem pendingin cascade adalah komposisi 70/30. Hal ini karena komposisi dari 70/30 yang menghasilkan temperatur evaporasi -68°C dan masih memiliki tekanan evaporasi di atas tekanan atmosfer serta membutuhkan sedikit daya dibandingkan dengan kebanyakan komposisi campuran lainnya. Hal ini mirip dengan hasil eksperimen yang dilakukan oleh Niu dan Zhang (2007) dengan campuran biner dari karbon dioksida dengan propana pada komposisi 70/30 dalam fraksi massa sebagai.

Campuran karbon dioksida dan propana ini merupakan campuran *zoetrope* yang mana akan menghasilkan *glide temperatur* yakni perbedaan temperatur antara permulaan dan akhir dari proses perubahan fase (Kim dkk., 2008), hal ini menyebabkan masalah penurunan kemampuan penukaran kalor yaitu pada kondenser dan evaporator. Oleh karena itu, untuk meningkatkan performa sistem refrigerasi *cascade* perlu dicari suatu refrigeran campuran karbon dioksida dan hidrokarbon yang memiliki *glide temperatur* sekecil mungkin dan mengurangi mampu bakar-nya sekaligus mengurangi tingginya tekanan dan temperatur *triple* karbon dioksida.

4.2.3 Karakteristik Campuran Karbon Dioksida dan Etana Sebagai Refrigeran Temperatur Rendah

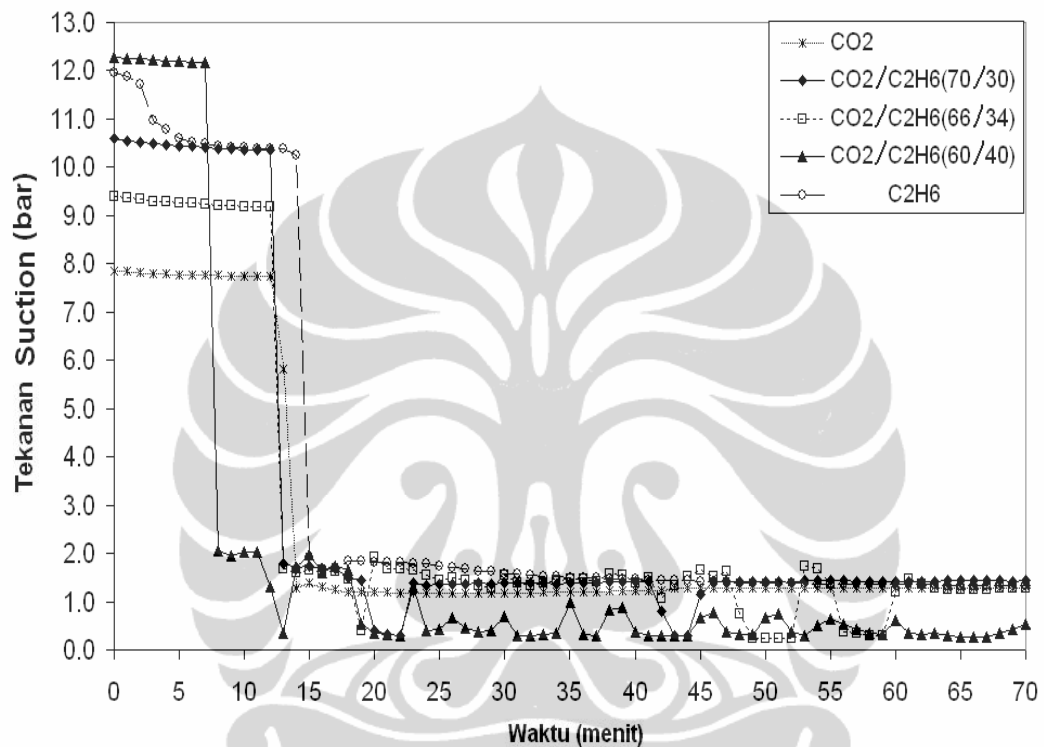
Gambar 4.20 menunjukkan perbandingan temperatur yang berada di evaporator pada beberapa variasi komposisi. Pada komposisi 100% etana (C_2H_6) didapat temperatur yang stabil yakni $-80^\circ C$, karena *boiling point* etana memang disekitar $-80^\circ C$. Apabila komposisi karbon dioksida dalam campuran semakin rendah (semakin tinggi komposisi etana), maka akan menghasilkan temperatur evaporasi yang semakin rendah pula. Hal ini ditunjukkan oleh campuran komposisi 60/40 yang mencapai temperatur evaporasi terendah $-94,9^\circ C$ akan tetapi, temperatur evaporasi ini tidak stabil, disebabkan terbentuknya kristal karbon dioksida (*dry ice*) pada saat melalui katup ekspansi.

Saat komposisi karbon dioksida bertambah yaitu pada komposisi 66/34 temperatur evaporasi terjadi disekitar $-75^\circ C$ dan mulai stabil di sekitar menit ke-65. Hal ini karena pada menit ke-65 campuran karbon dioksida dan etana pada mulai membentuk campuran azeotropik. Apabila komposisi R744 diperbanyak lagi yaitu pada pada komposisi 70/30, walaupun mulai stabil-nya lebih cepat yaitu di sekitar menit ke-55, namun temperatur evaporasi yang terjadi lebih tinggi yaitu disekitar $-73^\circ C$.



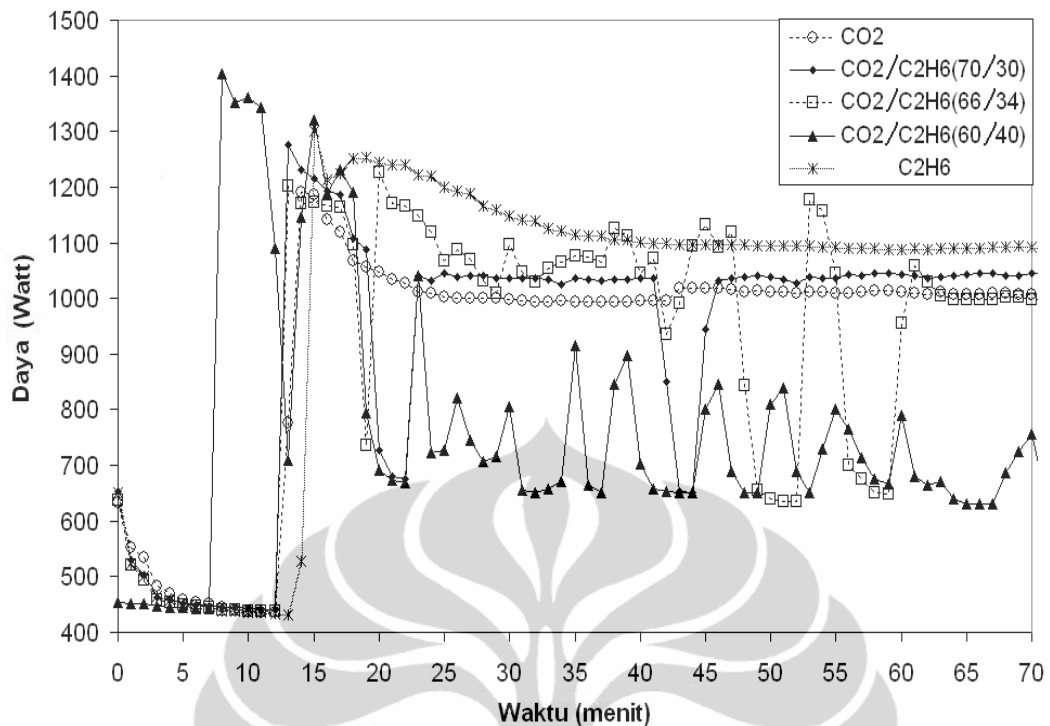
Gambar 4.20 Grafik temperatur evaporasi terhadap waktu

Tekanan *Suction* beberapa campuran karbon dioksida dan etana ditunjukkan pada Gambar 4.21 menunjukkan bahwa dalam keadaan tunak (*steady state*), tekanan *suction* dari semua komposisi di atas tekanan atmosfer (1 bar/101 kPa), kecuali komposisi 60/ 40. Oleh karena itu, meskipun suhu evaporasi komposisi 60/40 terendah, namun komposisi 60/40 tidak sesuai untuk digunakan di sirkuit suhu rendah dari sistem pendinginan *cascade*.



Gambar 4.21. Tekanan *suction* pada beberapa variasi campuran karbon dioksida dan etana

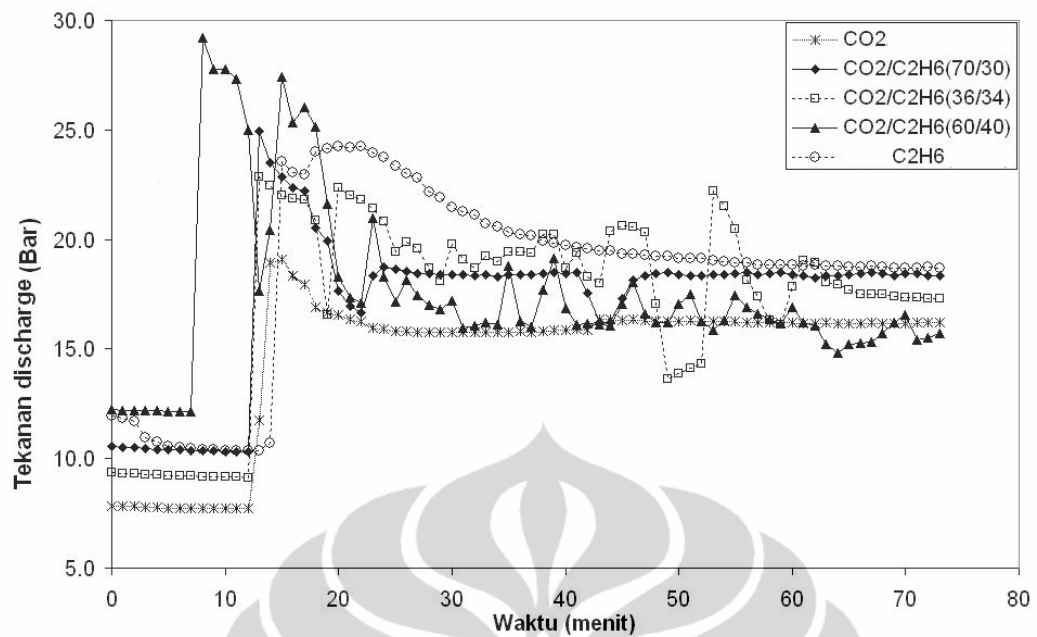
Komposisi karbon dioksida 100% menyerap daya terbesar sekitar 1000 Watt (Gambar 4.22), hal ini disebabkan oleh refrigeran karbon dioksida membutuhkan kompresi yang lebih tinggi. Daya yang dibutuhkan kompresor dipengaruhi oleh temperatur evaporasi, hal ini ditunjukkan oleh komposisi 70/30 yang mulai stabil pada sekitar 55 menit, sedangkan komposisi 66/34 mulai stabil setelah sekitar 65 menit, sedangkan untuk komposisi 60/40 masih belum stabil. Kecenderungan ini serupa dengan trend yang terjadi pada temperatur evaporasi seperti yang dapat dilihat pada Gambar 4.20.



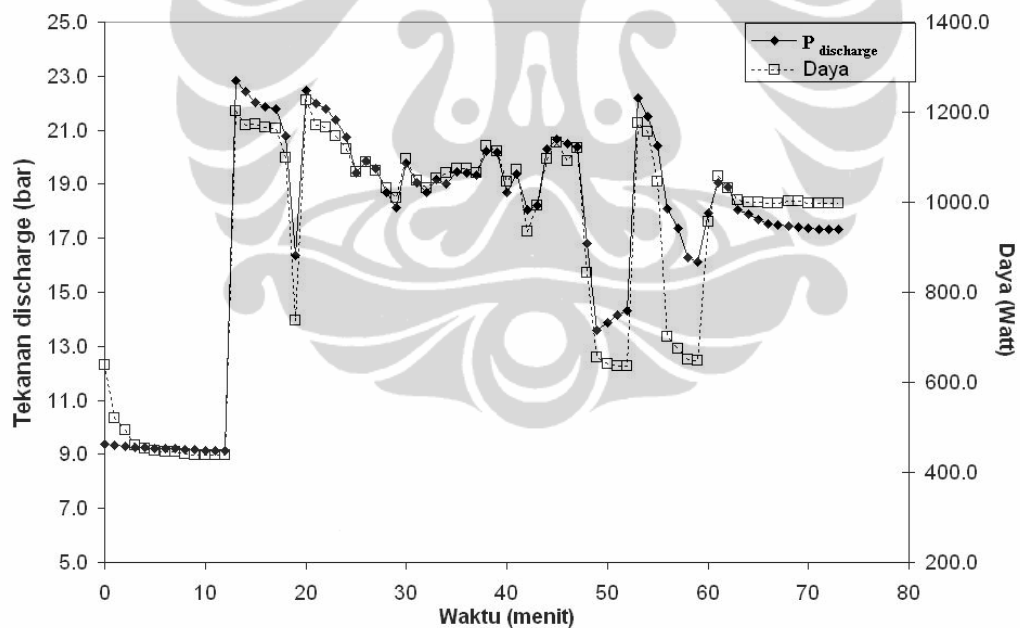
Gambar 4.22. Daya sistem pada beberapa komposisi campuran karbon dioksida dan etana

Pada variasi campuran karbon dioksida dan etana pada gambar 4.22 menunjukkan trend yakni dengan bertambahnya komposisi karbon dioksida dalam campuran maka, akan meningkatkan daya yang diserap oleh sistem. Hal ini karena dengan bertambahnya komposisi karbon dioksida dalam campuran maka, akan juga membuat rata-rata tekanan *discharge* akan bertambah tinggi seperti yang ditunjukkan pada Gambar 4.23.

Tingginya tekanan *discharge* rata-rata akan berdampak pada bertambahnya daya yang dibutuhkan oleh kompresor untuk melakukan kompresi. Hal ini dapat dilihat lebih jelas pada gambar 4.24, dimana dapat terlihat bahwa tekanan *discharge* memiliki trend yang serupa dengan daya yang dibutuhkan oleh kompresor karena semakin besar tekanan *discharge* dari kompresor itu maka daya yang dibutuhkan kompresor untuk mengkompresi refrigeran akan semakin besar pula sehingga dengan naiknya tekanan *discharge* maka daya akan naik pula.



Gambar 4.23. Tekanan *discharge* pada beberapa komposisi campuran karbon dioksida dan etana.



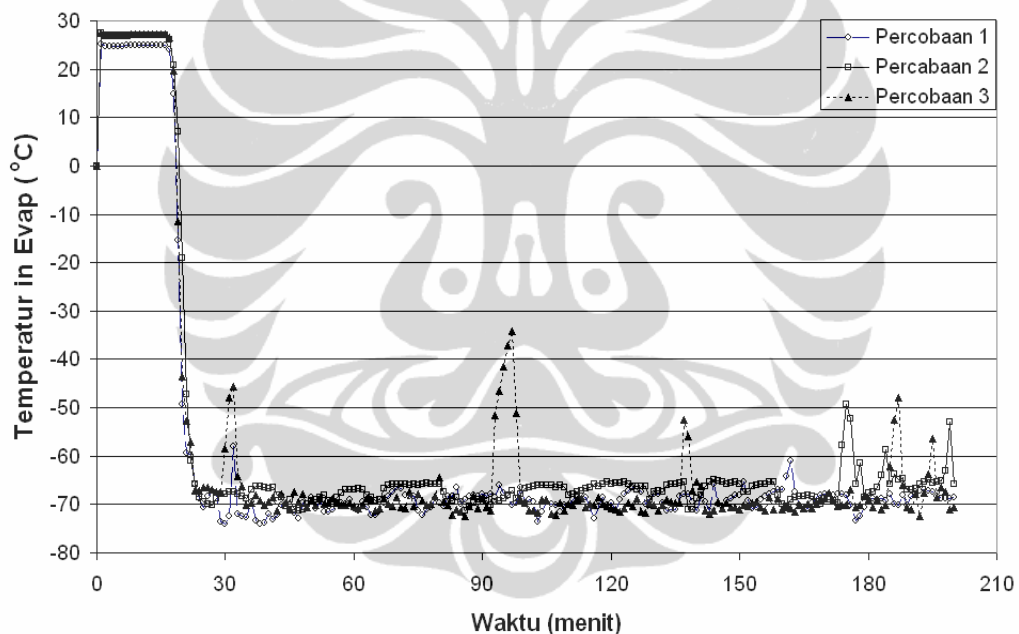
Gambar 4.24. Pengaruh tekanan *discharge* pada daya pada komposisi campuran karbon dioksida 66% & etana 34%.

Berdasarkan studi simulasi dan eksperimen yang telah dilakukan, hal ini mengindikasikan campuran karbon dioksida dan etana mampu mencapai temperatur minimum sekitar -75°C . Namun demikian, temperatur minimum tersebut masih belum stabil. Hal ini diduga karena adanya perubahan komposisi

saat refrigeran campuran bersirkulasi dalam sistem refrigerasi. Oleh karena itu, untuk membuktikannya, selanjutnya dilakukan penelitian yang ditujukan untuk melihat adanya pengaruh perubahan komposisi refrigeran campuran karbon dioksida dan etana yang bersirkulasi di dalam sirkuit temperatur rendah pada sistem refrigerasi *cascade*.

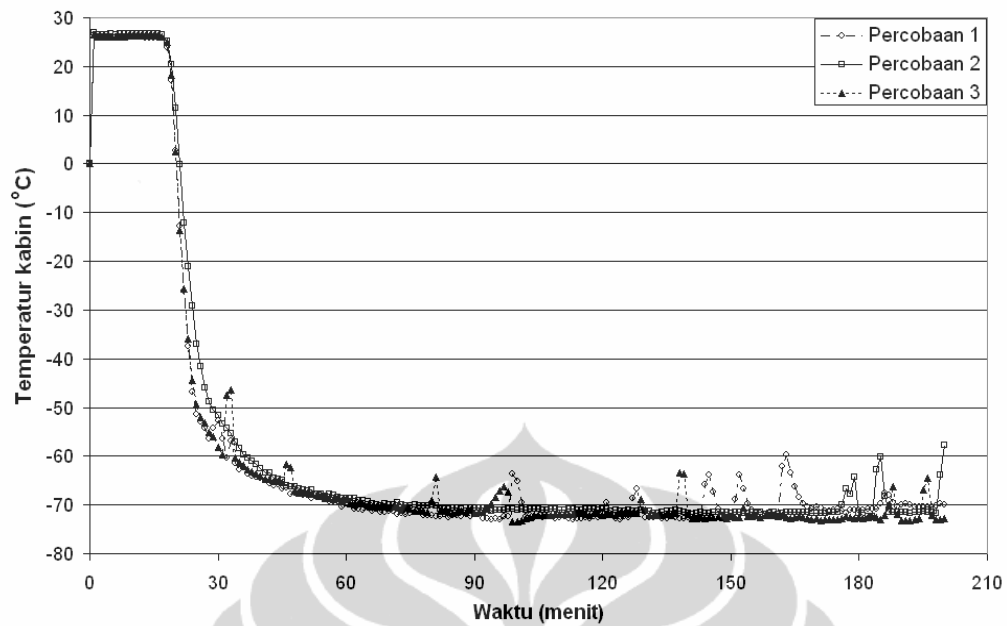
4.3 Perubahan Komposisi Campuran Karbon Dioksida dan Etana

Gambar 4.25 menunjukkan bahwa dalam tiga kali percobaan nilai perbandingan temperatur refrigeran ketika memasuki evaporator seiring berjalannya waktu. Temperatur evaporasi yang dapat dicapai berkisar pada temperatur -68°C hingga -71°C .



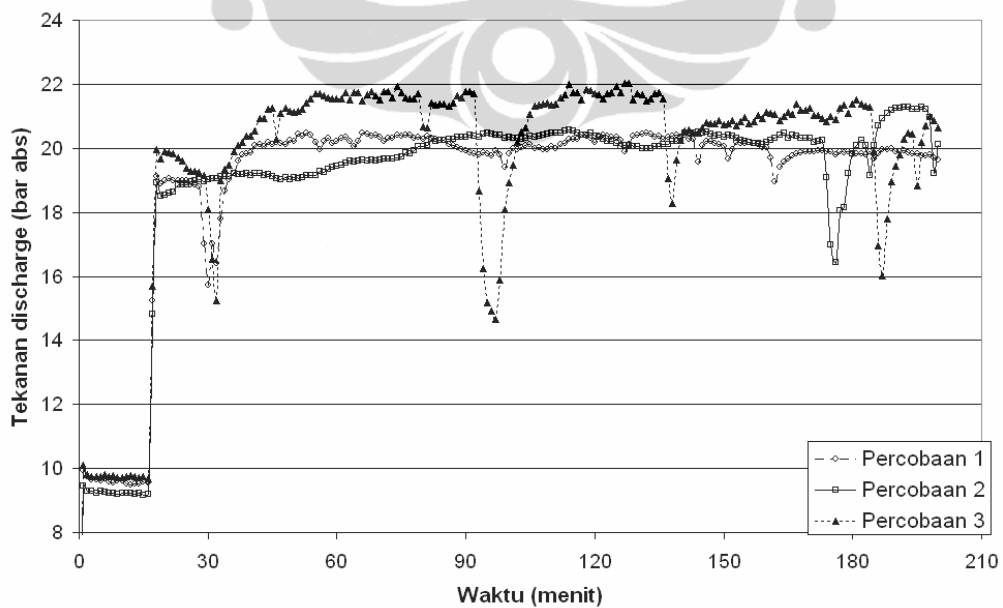
Gambar 4.25. Temperatur masuk (*in*) evaporator terhadap waktu

Gambar 4.26 menunjukkan kinerja dari sistem refrigerasi *cascade* yang dibandingkan antara perubahan temperatur di dalam ruangan pendingin terhadap waktu, yang memiliki temperatur rata-rata stabil pada -70°C . Gambar 4.26 tersebut membuktikan bahwa kinerja dari sistem refrigerasi *cascade* setelah dilakukan 3 kali percobaan yang dilakukan selama ± 3 jam memiliki persentase perbedaan sebesar 1,97%, yang menunjukkan bahwa sistem refrigerasi *cascade* ini memiliki kinerja yang identik antara percobaan ke-1 dengan percobaan yang lainnya.

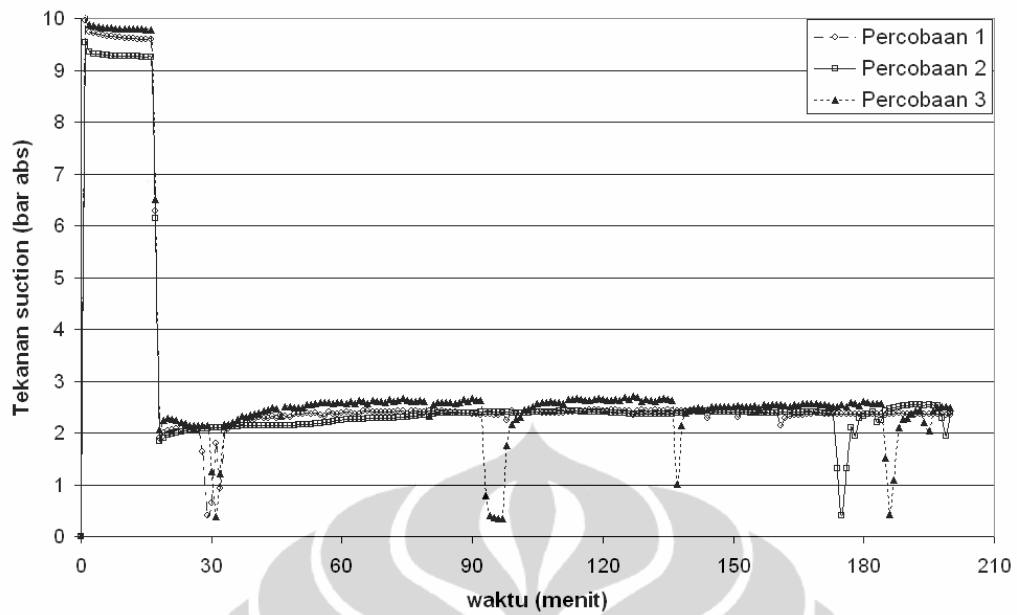


Gambar 4.26. Grafik temperatur kabin terhadap waktu

Tekanan pada sisi keluar kompresor (*discharge*) ± 20 bar dan tekanan sisi masuk kompresor (*suction*) $\pm 2,4$ bar. Seperti yang di gambarkan pada gambar 4.27 dan 4.28. Walaupun temperatur masuk evaporator masih bisa diturunkan lagi hingga lebih rendah dari -70°C yaitu dengan cara menurunkan tekanan *suction* hingga batas 1 bar, akan tetapi agar contoh gas masih dapat dibaca pada *gas chromatography* maka tekanan minimumnya dibatasi paling rendah 2 bar.

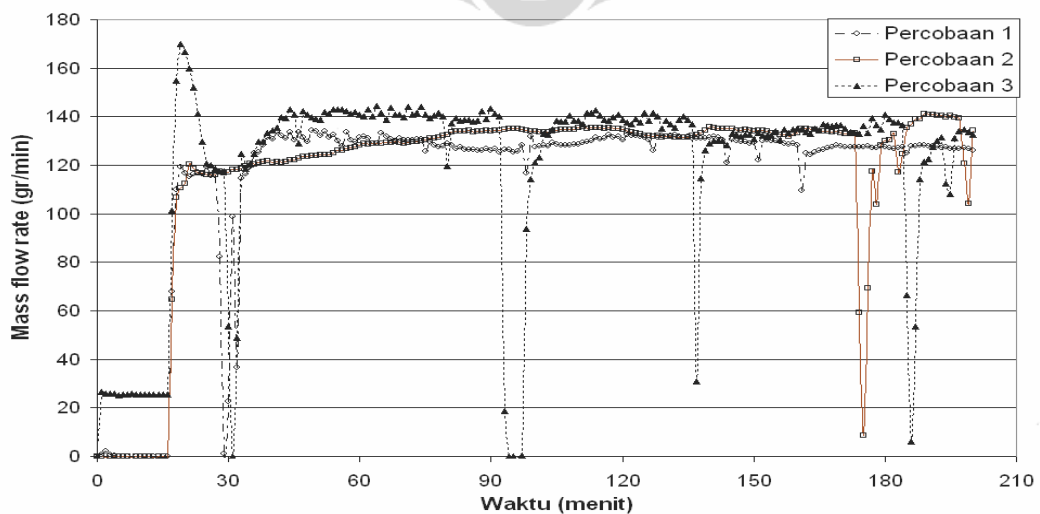


Gambar 4.27. Grafik tekanan *discharge* terhadap waktu



Gambar 4.28. Grafik tekanan *suction* terhadap waktu

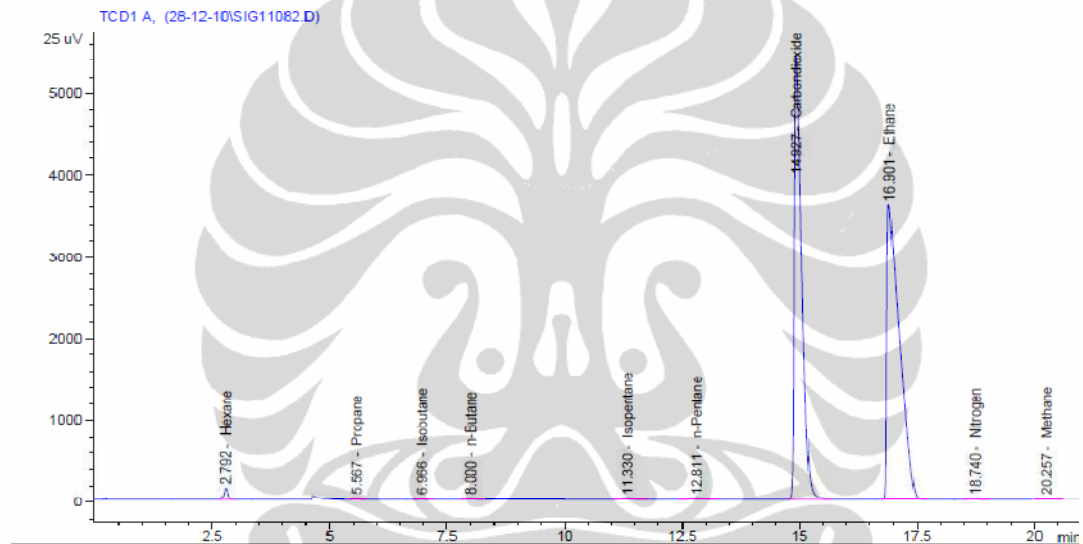
Gambar 4.29 menunjukkan bahwa *mass flow rate* pada tiga percobaan terjadi lonjakan-lonjakan *mass flow rate*. Hal ini diduga disebabkan karena adanya sumbatan pada sirkuit temperatur rendah. Sumbatan tersebut diduga disebabkan oleh dua hal yaitu yang pertama karena terpisahnya karbon dioksida dari konsentrasi komposisi campuran azeotropik. Sehingga pada temperatur -70°C ini, karbon dioksida sudah berada dibawah *triple point* atau berubah fase menjadi padat. Adapun kemungkinan lainnya yaitu karena adanya oli dalam kuantitas yang cukup banyak yang ikut bersikulasi bersama-sama refrigeran hingga ke evaporator dan membeku di dalam pipa evaporator.



Gambar 4.29. Grafik mass flow terhadap waktu

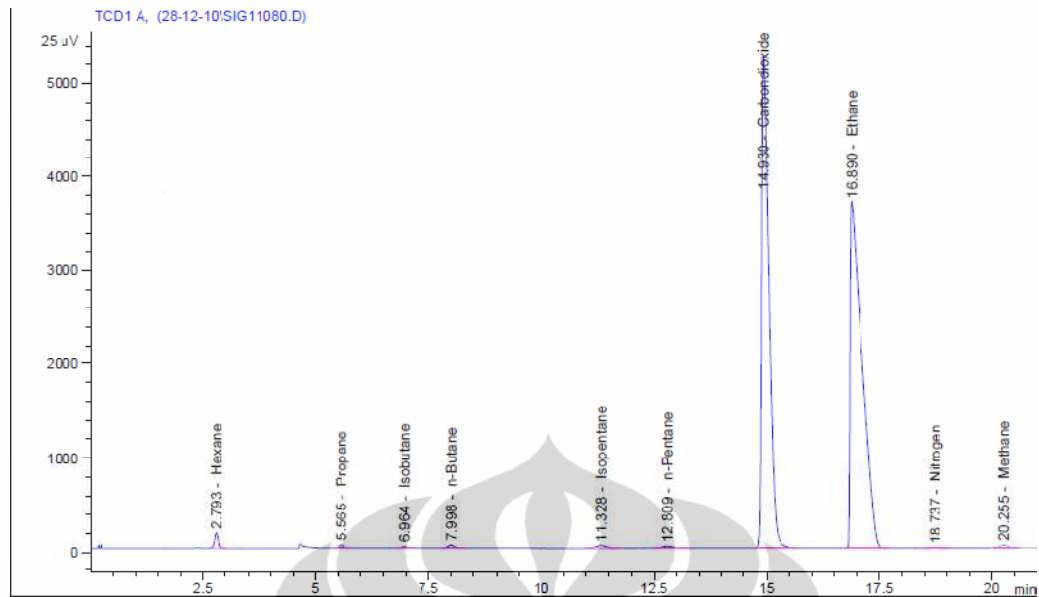
Setelah melihat kinerja saat percobaan pertama dan kedua, pada percobaan ke-3 dilakukan pengambilan sampel refrigeran pada empat posisi di sirkuit temperatur rendah. Walaupun dalam jumlah yang tidak terlalu signifikan, ternyata terdapat zat lain yang ikut tersirkulasi dalam sistem refirgerasi *cascade* selain karbon dioksida dan etana.

Zat lain tersebut dapat dilihat pada gambar 4.30 hasil kandungan sampel pada daerah *discharge*, yakni selain mendeteksi karbon dioksida dan etana dalam kuantitas yang cukup banyak, *gas chromatografi* juga dalam kuantitas yang sedikit mendeteksi pula adanya Hexane, Propana, Isobutana, n-Butana, Isopentana, n-Pentana, Nitrogen dan Metana.



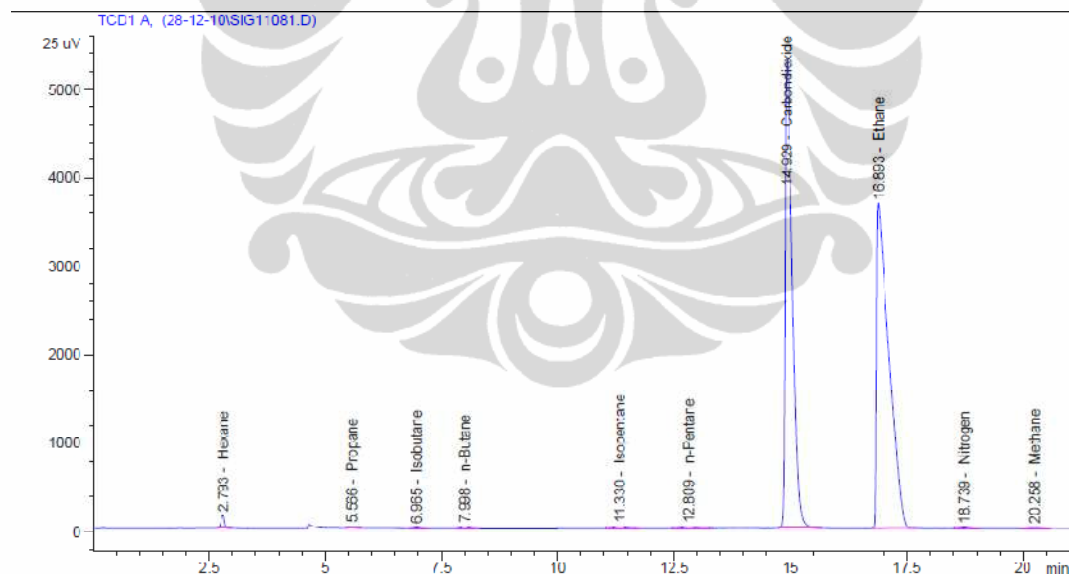
Gambar 4.30. Kandungan refrigeran pada daerah *discharge*

Hasil kandungan zat dari sampel saat keluar kondenser, *gas chromatografi* mendeteksi adanya Hexana, Propana, Isobutana, n-Butana, Isopentana, n-Pentane, karbon dioksida, Etana, Nitrogen, dan Metana (gambar 4.31).



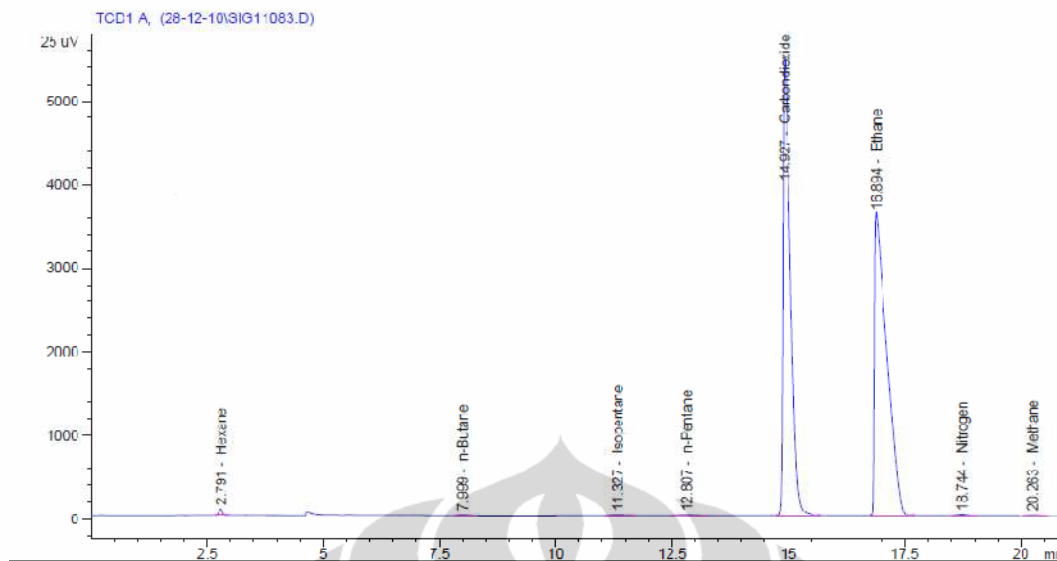
Gambar 4.31. Kandungan refrigeran pada daerah kondenser

Gambar 4.32 menunjukkan kandungan refrigeran di kondenser, pada daerah ini *gas chromatografi* juga mendeteksi adanya Hexana, Propana, Isobutana, n-Butana, Isopentana, n-Pentana, karbon dioksida, Etana, Nitrogen, dan Metana.



Gambar 4.32. Kandungan refrigeran pada daerah evaporator

Gambar 4.33 menunjukkan bahwa pada saat pada daerah *suction*. Pada daerah *suction* ini terjadi sedikit perbedaan dimana *gas chromatografi* tidak mendeteksi adanya propana dan isobutana. Zat-zat yang terdeteksi pada daerah *suction* ini hanya mendeteksi adanya Hexane, n-Butana, Isopentana, n-Pentana, karbon dioksida, Etana, Nitrogen, dan Metana.



Gambar 4.33. Kandungan refrigeran pada daerah *suction*

Berdasarkan data dari gambar 4.30 – 4.33, diketahui bahwa selain karbon dioksida dan etana, ternyata dalam kuantitas yang sedikit terdapat juga Hexane, Propana, Isobutana, n-Butane, Isopentane, n-Pentane, Nitrogen, dan Metana yang berasal dari bahan dasar (ketidak murnian) refrigeran. Namun demikian minyak pelumas kompresor yang terbuat dari bahan dasar Naphthenic oil atau turunannya yakni Hexana terdeteksi dalam jumlah yang sangat sedikit. Berdasarkan hal tersebut, maka dapat disimpulkan bahwa penyebab tersumbatnya sistem karena terjadinya perubahan konsentrasi komposisi karbon dioksida dalam campuran sehingga komposisi campuran azeotropik tidak terbentuk. Oleh karena itu, pada temperatur -70°C karbon dioksida yang terpisah dari komposisi azeotropik tersebut, sudah berada dibawah *triple point* atau telah berubah fase menjadi padat, yang kemudian terakumulasi di evaporator dan akhirnya menyumbat sirkuit temperatur rendah sistem refrigerasi *cascade*.

Tabel 4.4 memperlihatkan konsentrasi komposisi campuran dalam fraksi massa antara karbon dioksida dan etana pada percobaan ketiga pada ke-empat titik pengambilan sampel refrigeran. Kandungan zat yang lain seperti Hexane, Propana, Isobutana, n-Butane, Isopentane, n-Pentane, Nitrogen, dan Metana karena kuantitasnya kurang dari 1 % maka pengaruhnya dapat diabaikan.

Tabel 4.4. Hasil pengujian konsentrasi komposisi refrigeran

Daerah Pengambilan	Percobaan 3	
	CO ₂ [%]	C ₂ H ₆ [%]
Pengisian	63	37
<i>Discharge</i>	60,42	39,58
<i>Out Cond</i>	58,67	41,33
<i>In Evap</i>	59,11	40,89
<i>Suction</i>	60,41	39,59

Pada tabel 4.4 ini terlihat bahwa komposisi karbon dioksida tertinggi berturut-turut terjadi pada daerah *suction* dan *discharge*, sedangkan yang terendah terjadi pada daerah kondenser dan evaporator. Pada daerah *discharge* dan *suction*, refrigeran dalam keadaan (fase) gas. Pada fase gas ini terjadi peningkatan komposisi karbon dioksida lebih banyak dari pada daerah kondenser dan evaporator. Sehingga dari data ini dapat disimpulkan bahwa terjadi peningkatan komposisi karbon dioksida pada daerah fase gas.

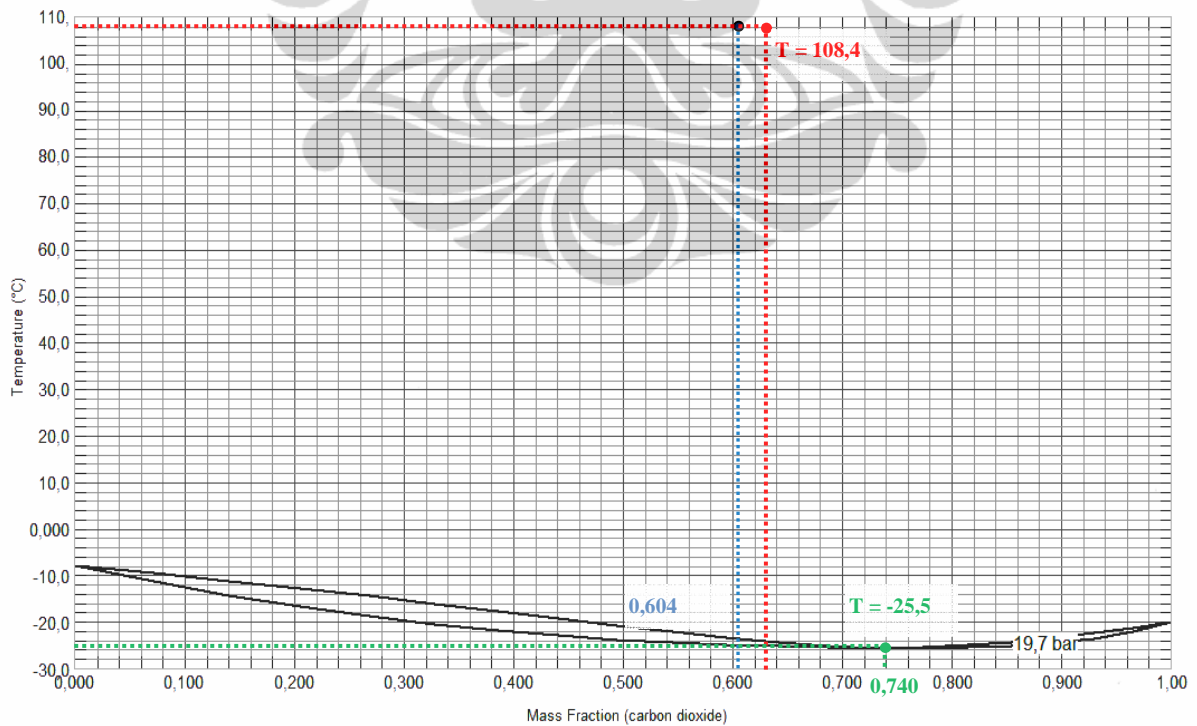
Sebaliknya, di kondenser dan evaporator, refrigeran pada daerah ini dalam keadaan (fase) cairan. Pada fase cair ini komposisi karbon dioksida lebih sedikit dari pada *discharge* dan *suction*. Sehingga dari data ini diketahui bahwa terjadi penurunan komposisi karbon dioksida pada daerah fase cair.

Tabel 4.5. Tekanan dan temperatur pada empat posisi pengambilan sampel

Daerah Pengambilan	Percobaan 3	
	Pressure [bar]	Temperatur [°C]
<i>Discharge</i>	19,7	108,4
<i>Out Cond.</i>	19,7	-23,2
<i>In Evap.</i>	2,9	-70,9
<i>Suction</i>	2,4	-70,3

Bila dilihat pada gambar 4.34 dimana pada diagram hubungan antara temperatur, fraksi massa karbon dioksida/etana dan tekanan dengan menggunakan *software* REFPROP 8.0 menunjukkan bahwa saat pengambilan sampel pada posisi *discharge*, tekanannya sebesar 19,7 bar dengan temperatur kerja 108,4 °C seperti data yang dapat dilihat pada table 4.5.

Kurva yang ditunjukkan pada gambar 4.34. merupakan garis saturasi uap dan saturasi cair dan titik azeotropik campuran karbon dioksida/etana dengan tekanan konstan 19,7 bar. Titik azeotropik pada tekanan ini berada pada komposisi 74% karbon dioksida dan 26% etana dalam fraksi massa yang ditunjukkan dengan garis hijau. Sedangkan kondisi aktual yang ditunjukkan dengan garis merah berada pada temperatur 108,4 °C dengan komposisi 63% dan 37% yang berarti campuran berada dalam fase gas (*superheat*) dengan kondisi bukan zoetropik. Hasil pengujian konsentrasi menggunakan *Gas Chromatography* ditunjukkan garis biru (gambar 4.34) menunjukkan ada perubahan konsentrasi komposisi menjadi 60,42 % karbon dioksida dan 39,58 % etana. Nilai konsentrasi etana meningkat melebihi konsentrasi pengisian. dan berdasarkan hasil ini, bila di lihat pada diagram T-x diatas campuran berada dalam fase gas.

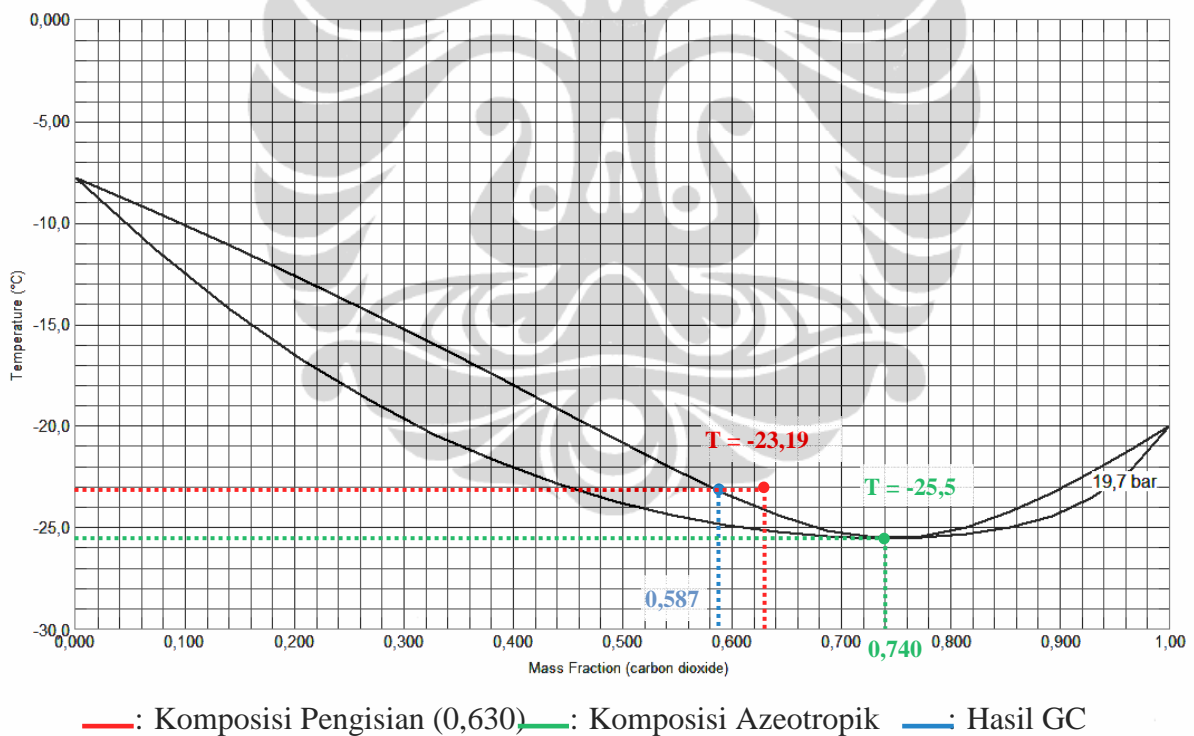


—: Komposisi Pengisian (0,630) —: Komposisi Azeotropik —: Hasil GC

Gambar 4.34. Diagram T-x pada *discharge*

Gambar 4.35 menunjukkan kurva pada tekanan konstan di daerah keluar kondenser nilainya sama dengan tekanan *discharge* sebesar 19,7 bar. Pada tekanan ini campuran azeotropik berada pada komposisi 74% karbon dioksida dan 26% etana yang ditunjukkan dengan garis hijau di temperatur saturasi $-25,5\text{ }^{\circ}\text{C}$. dari gambar 4.35, diketahui dengan komposisi pengisian 63% karbon dioksida dan 37% etana dengan temperatur keluaran kondenser $-23,19\text{ }^{\circ}\text{C}$, campuran berada dalam fase gas (*superheat*) dengan kondisi zeotropik.

Hasil dari pengujian konsentrasi komposisi dengan alat uji *Gas Chromatography* menunjukkan perubahan komposisi sirkulasi dari komposisi pengisian dengan nilai etana meningkat lebih besar dari komposisi pengisian pada daerah *discharge* menjadi 41,33%, sedangkan karbon dioksida berkurang menjadi 58,67% dan berada pada dalam kurva sehingga fasenya campuran cair dan gas seperti yang ditunjukkan dengan garis biru.

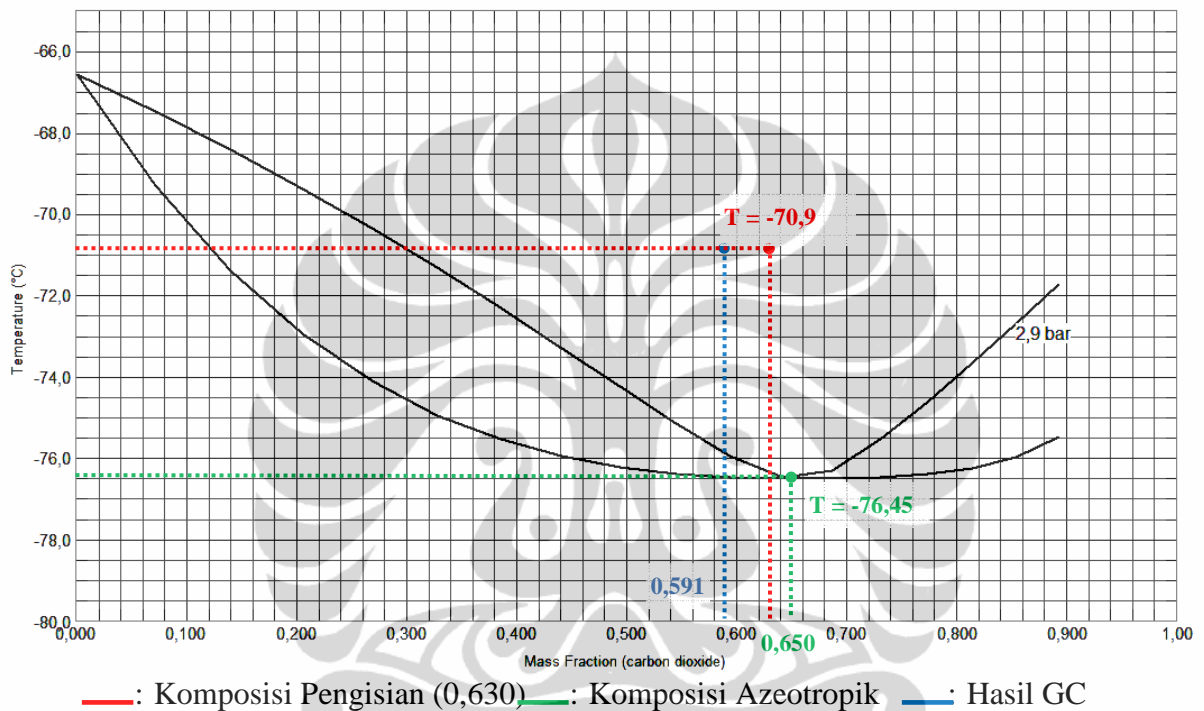


Gambar 4.35. Diagram T-x pada keluar kondenser

Gambar 4.36 menunjukkan keadaan keadaan pada saat memasuki evaporator. Pada saat tekanan evaporasi 2,9 bar seperti yang ditunjukkan gambar 4.36, komposisi azeotropik berada pada konsentrasi 65% karbon dioksida dan 35% etana pada temperatur $-76,45\text{ }^{\circ}\text{C}$. Sedangkan berdasarkan komposisi

pengisian dan temperatur pengambilan sampel sebesar $-70,9$ °C. Kondisi campuran hampir mencapai kondisi azeotropik dengan fase gas.

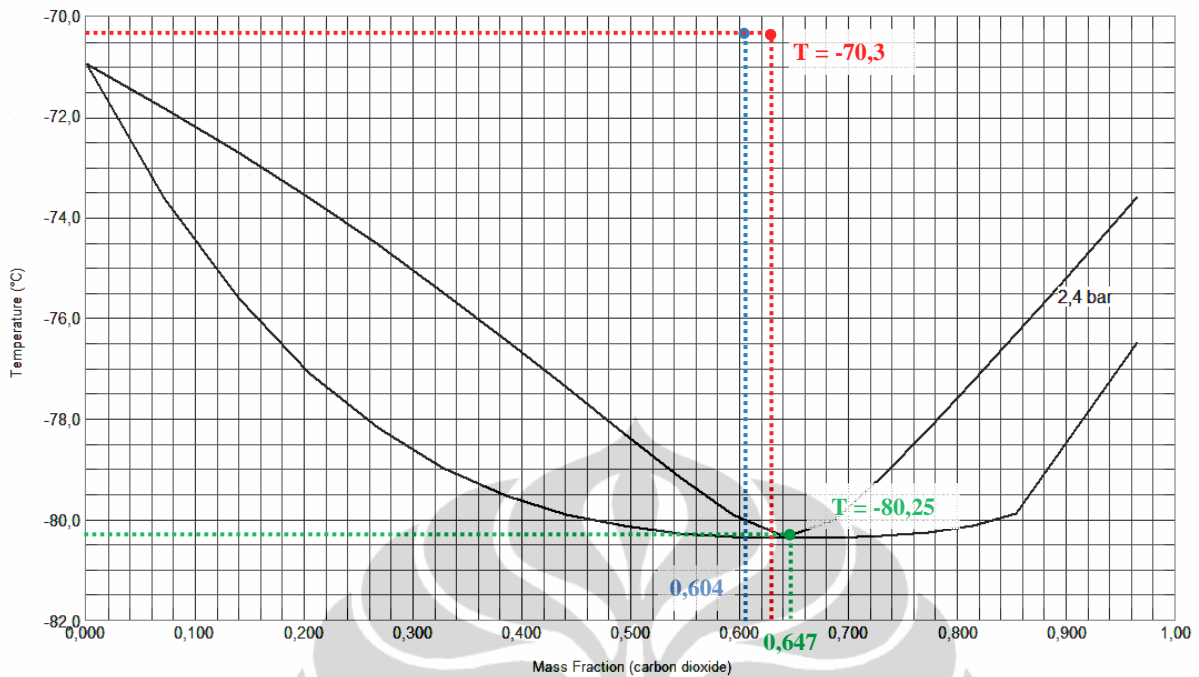
Nilai konsentrasi komposisi dari hasil alat uji *Gas Chromatography* menunjukkan 59,11% karbon dioksida dan 40,89% etana dengan temperatur pada titik *in evaporator* berada pada fase gas. Berdasarkan nilai tersebut kita ketahui bahwa nilai komposisi etana berkurang dari titik *out condenser*, namun tetap lebih besar dari komposisi pengisian.



Gambar 4.36. Diagram T-x masuk evaporator

Gambar 4.37 menunjukkan pada tekanan *suction* 2,4 bar kondisi azeotropik berada pada komposisi 64,7% karbon dioksida dan 35,3% etana dengan temperatur $-80,3$ °C. Sedangkan temperatur *suction* dengan komposisi pengisian yang di dapat berada pada temperatur $-70,3$ °C, sehingga dengan kondisi komposisi pengisian fase pada campuran adalah gas.

Pengujian dengan alat uji *Gas Chromatography* menunjukkan perbedaan komposisi sirkulasi dengan pengisian, yaitu nilai komposisi CO_2 lebih kecil dari komposisi pengisian yaitu 60,4 % dan 39,6% etana. Namun nilai ini mengalami peningkatan jika dibandingkan dengan proses sebelumnya yakni di evaporator.



— : Komposisi Pengisian (0,630) — : Komposisi Azeotropik — : Hasil GC

Gambar 4.37. Diagram T-x Suction

Berdasarkan analisa yang telah dilakukan, ternyata kondisi campuran 63 % karbon dioksida dan 37 % etana dalam fraksi massa pada sistem refrigerasi cascade yang diuji sangat sulit untuk berada dalam kondisi azeotropis. Hal ini, karena daerah azeotropis campuran ini sangat sempit dan tergantung pada tekanan dan temperatur tertentu. Namun demikian, penyimpanan sampel biomedis membutuhkan sistem refrigerasi yang mampu mencapai temperatur -80°C , oleh karena itu perlu dicari komposisi campuran karbon dioksida dan etana yang mampu mencapai temperatur -80°C , dan memiliki mampu bakar (*flammability*) yang serendah mungkin.

Oleh karena itu, penelitian selanjutnya dilakukan untuk mengetahui komposisi campuran karbon dioksida dan etana yang masih mampu mencapai temperatur -80°C dan memiliki mampu bakar (*flammability*) yang rendah untuk dipergunakan dalam sirkuit temperatur rendah pada sistem refrigerasi cascade.

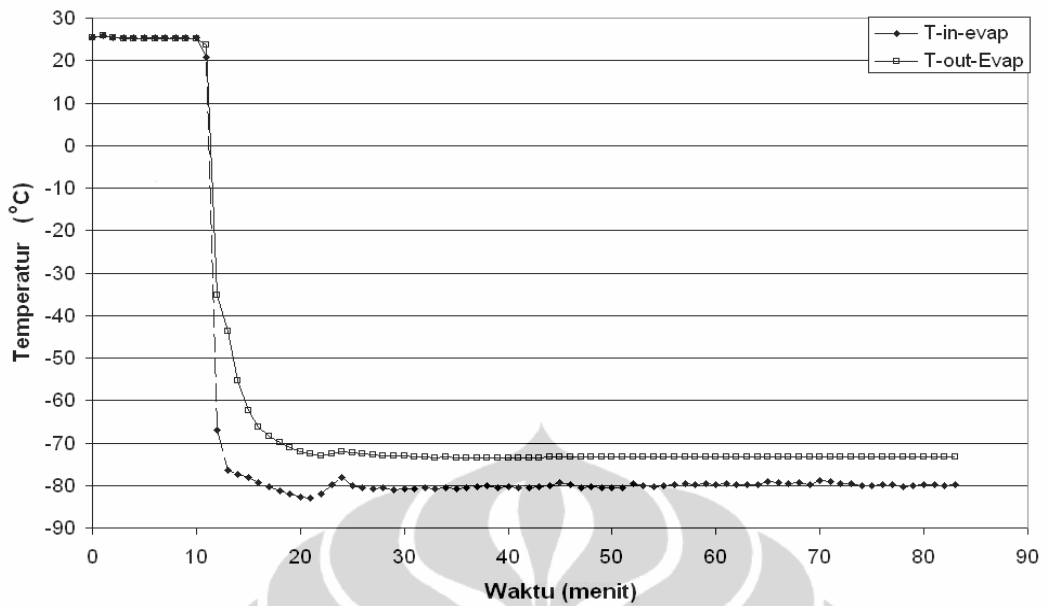
4.4 Karakteristik Campuran Karbon Dioksida dan Etana pada Temperatur -80°C

4.4.1 Temperatur Evaporasi Campuran Karbon Dioksida dan Etana

Metode untuk mengurangi sifat mampu bakar etana adalah dengan mencampur etana dengan gas yang tidak dapat terbakar (gas inert), dan salah satu gas inert tersebut adalah karbon dioksida. Apabila etana dicampurkan dengan karbon dioksida, maka penambahan ini akan mengurangi konsentrasi etana dalam campuran tersebut, dan selanjutnya akan mengisolasi oksigen sehingga mengurangi mampu bakar (*flammability*) etana. Berdasarkan hal tersebut maka diketahui bahwa semakin besar penambahan karbon dioksida faktor keselamatan juga akan meningkat. Oleh karena itu perlu dicari komposisi campuran karbon dioksida dan ethane yang stabil pada temperatur -80°C , namun memiliki *flammability* yang serendah mungkin.

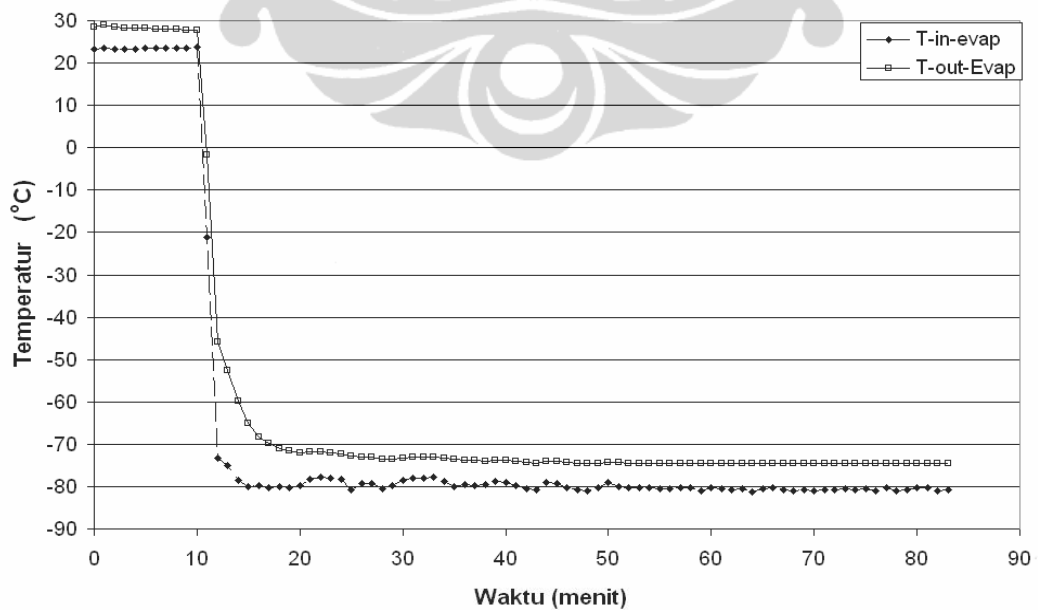
Terjadi ketidak setabilan temperatur evaporasi dan laju aliran refrigeran pada sirkuit temperatur rendah pada sub bab 4.2.2 dan 4.3 disebabkan adanya sumbatan dalam saluran evaporator. Sumbatan tersebut terjadi karena tidak tercampurnya karbon dioksida dan etana sehingga saat temperatur evaporasi sangat rendah, dibawah *triple point* karbon dioksida, karbon dioksida berubah fase menjadi padat yang kemudian terakumulasi di belokan pada saluran evaporator yang selanjutnya akan menyumbat saluran evaporator. Pembentukan fase padat (kristalisasi) karbon dioksida ditandai dengan terjadinya ketidak setabilan temperatur di evaporator terutama pada saat masuk dan keluar evaporator.

Niu dkk. (2007) dan Ilminnafik (2010) menyatakan bahwa pada campuran 20% karbon dioksida dan 80% etana, telah terjadi penurunan mampu bakar (*flammability*) yang signifikan. Berdasarkan hal tersebut maka campuran karbon dioksida dan ethane yang dilakukan dalam penelitian ini dimulai dari campuran campuran 20% karbon dioksida dan 80% etana. Temperatur evaporasi campuran 20% karbon dioksida dan 80% etana dalam fraksi massa yang ditunjukkan pada gambar 4.38 memperlihatkan bahwa campuran ini stabil digunakan pada temperatur -80°C dan tidak ada tanda-tanda terjadinya pembentukan fase padat (kristalisasi) CO_2 yang dapat menyumbat sistem refrigerasi.



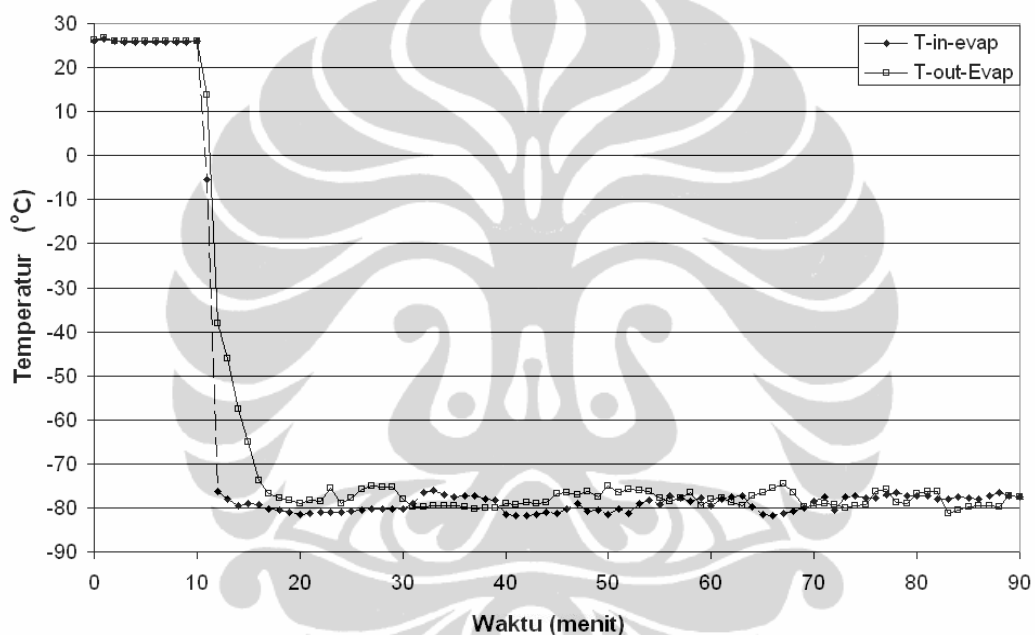
Gambar 4.38. Temperatur evaporasi campuran karbon dioksida dan etana pada komposisi 20/80 dalam fraksi massa.

Lebih lanjut dalam rangka menurunkan mampu bakar (*flammability*) campuran ini maka selanjutnya ditambahkan kesentrasi karbon dioksida dalam etana. Pada penambahan karbon dioksida pada campuran 30% karbon dioksida dan 70% etana pada gambar 4.39, terlihat juga bahwa tidak ada tanda-tanda terbentuknya fase padat (kristalisasi) CO_2 yang dapat menyumbat sistem refrigerasi pada temperatur masuk evaporator -80°C .



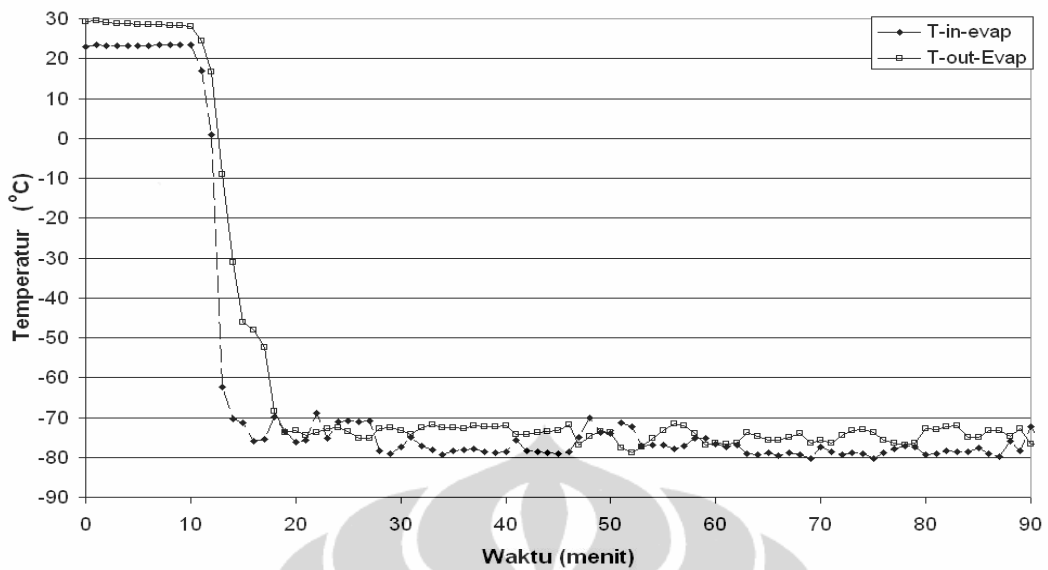
Gambar 4.39. Temperatur evaporasi campuran karbon dioksida dan etana pada komposisi 30/70 dalam fraksi massa.

Tanda-tanda terbentuknya fase padat (kristalisasi) CO_2 di dalam sistem refrigerasi pada temperatur masuk evaporator -80°C mulai tampak pada campuran 40% karbon dioksida dan 60% etana, seperti yang dapat dilihat pada gambar 4.40. Terbentuknya fase padat (kristalisasi) CO_2 ditunjukkan dengan mulai tidak stabilnya temperatur evaporasi, dimana temperatur masuk evaporator terkadang lebih tinggi dari pada temperatur keluar evaporator. Lebih tingginya temperatur masuk evaporator jika dibandingkan dengan temperatur keluar evaporator mengindikasikan adanya sumbatan karena fase padat (kristalisasi) CO_2 beku (*dry ice*) terjadi dan mulai terakumulasi di saluran evaporator.



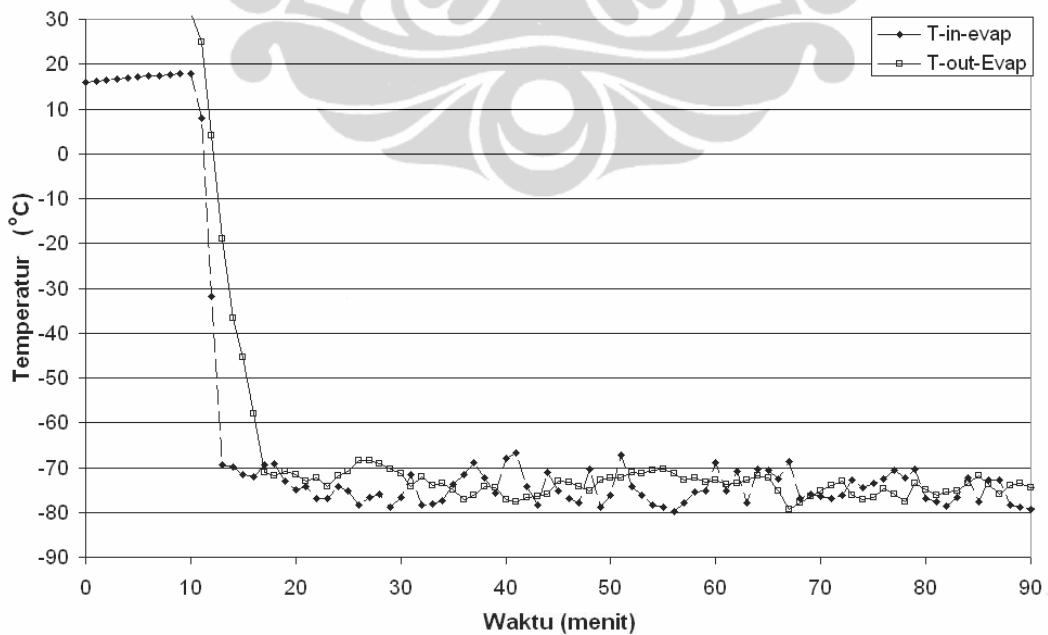
Gambar 4.40. Temperatur evaporasi campuran karbon dioksida dan etana pada komposisi 40/60 dalam fraksi massa.

Pada campuran 50% CO_2 dan 50% etana dalam fraksi massa yang ditunjukkan gambar 4.41, tanda-tanda terjadinya sumbatan karena kristalisasi CO_2 dalam sistem semakin jelas, ditunjukkan dengan semakin seringnya temperatur masuk evaporator yang lebih tinggi dari pada temperatur keluar evaporator. Ketidak stabilan temperatur evaporasi ini menunjukkan sumbatan karena kristalisasi CO_2 semakin banyak terakumulasi di saluran evaporator.



Gambar 4.41. Temperatur evaporasi campuran karbon dioksida dan etana pada komposisi 50/50 dalam fraksi massa.

Sumbatan karena kristalisasi CO_2 dan terakumulasi semakin banyak di saluran evaporator bertambah jelas pada campuran 60% karbon dioksida dan 40% etana. Akumulasi kristalisasi CO_2 ini ditunjukkan dengan seringnya temperatur masuk evaporator yang lebih tinggi dari pada temperatur keluar evaporator bahkan, pada campuran 60% karbon dioksida dan 40% etana ini, mulai sulit untuk mencapai temperatur evaporasi -80°C .



Gambar 4.42. Temperatur evaporasi campuran karbon dioksida dan etana pada komposisi 60/40 dalam fraksi massa

Dari beberapa kali pengujian yang dilakukan, maka dapat diketahui bahwa komposisi maksimum karbon dioksida yang dapat ditambahkan pada etana adalah sekitar 30% dalam fraksi massa. Karena apabila karbon dioksida yang ditambahkan lebih dari 30% maka, kristal karbon dioksida akan terbentuk dan terakumulasi di saluran evaporator sehingga mengganggu kestabilan temperatur evaporasi sistem refrigerasi *cascade* ini.

4.4.2 Analisa *Flammability*

Refrigeran alternatif baru yang terdiri atas beberapa komposisi campuran karbon dioksida dan etana telah dikemukakan di atas. Mengingat mampu bakar (*flammability*) dari etana maka, karbon dioksida yang tak dapat terbakar ditambahkan untuk mengurangi mampu bakar dari etana. Mampu bakar suatu zat dapat diidentifikasi melalui *Lower Explosive Limit* (LEL) atau *Upper Explosive Limit* (UEL) campuran tersebut.

Karbon dioksida yang merupakan gas inert akan berpengaruh pada reaksi pembakaran, karena berperan sebagai menyerap panas ketika hadir dalam campuran hidrokarbon. Karena itu, menambahkan gas inert ini dalam campuran cenderung mempengaruhi nilai LEL dan UEL sampai akhirnya campuran tidak lagi mudah terbakar. Penambahan karbon dioksida sebagai gas inert ini, dapat meningkatkan nilai LEL/UEL, sehingga mengurangi mampu bakar refrigeran campuran karbon dioksida dan etana. Adapun Nilai LEL/UEL dari campuran berbagai hidrokarbon dapat dihitung menggunakan hukum Le Chatelier dapat dilihat dari tabel 4.6.

Tabel 4.6. *Explosive Limit*

Komposisi fraksi massa CO ₂ /C ₂ H ₆	LEL/LFL		UEL/UFL	
	Volume (%)	(kg/m ³)	Volume (%)	(kg/m ³)
0/100	3,0	0,038	12,4	0,156
10/100	3,2	0,041	13,3	0,168
20/80	3,5	0,044	14,5	0,183
30/70	3,9	0,049	16,0	0,202
40/60	4,4	0,055	18,0	0,227
50/50	5,0	0,064	20,9	0,263
60/40	6,1	0,077	25,1	0,316

Table 4.6 menunjukkan bahwa nilai LFL/UFL etana akan meningkat apabila dicampur dengan CO₂, yaitu yang semula nilai LFL etana murni 0,038 kg/m³, pada campuran karbon dioksida dan etana dengan komposisi rasio massa 30/70, terjadi peningkatan LFL sebesar 0,011 kg/m³. Adapun berdasarkan standar ASHRAE 34-2001, refrigeran campuran karbon dioksida dan etana dengan komposisi rasio massa 30/70 masih tergolong kelas 3 karena nilai LFL sebesar 0,049 kg/m³ masih jauh lebih kecil dari batas untuk naik menjadi refrigeran kelas 2 yaitu harus memiliki nilai LFL lebih besar dari 0,1 kg/m³.

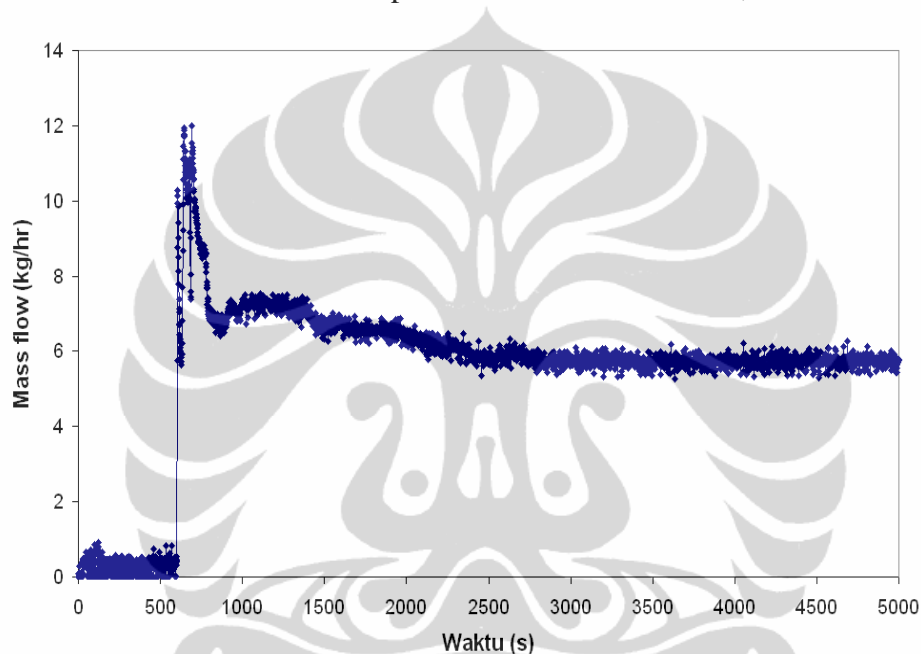
Namun demikian, pada kondisi lingkungan yang sama, ruangan terkecil yang memenuhi keselamatan minimum untuk rasio massa 30/70 telah terjadi pengurangan. Hal ini dapat ditentukan dengan apabila terjadi kebocoran 1 kg etana murni volume ruangan minimum yang diperlukan dihitung dengan menggunakan persamaan (2.9) adalah sebesar 132,265 m³, sedangkan apabila terjadi kebocoran 1 kg refrigeran campuran karbon dioksida dan etana dengan komposisi rasio massa 30/70 volume ruangan minimum yang diperlukan menyempit menjadi 102,308 m³, dengan demikian, telah terjadi peningkatan faktor keamanan. Sebagai tambahan, total jumlah massa refrigeran yang terdapat dalam sistem sistem refrigerasi *cascade* untuk kebutuhan *cold storage* sampel biomedis relative kecil (total refrigeran untuk kompresor 1 hp kurang dari 500 gram), sehingga hal ini juga semakin memperkecil resiko ke mudah terbakar refrigeran campuran yang digunakan.

4.5 Korelasi Pipa Kapiler Campuran Karbon Dioksida dan Etana

Berdasarkan beberapa kali pengujian maka, komposisi maksimum karbon dioksida yang dapat ditambahkan pada etana adalah 30%. Saat refrigeran alternatif ini digunakan pada suatu sistem refrigerasi, maka setiap komponen sistem harus dirancang kembali untuk mendapatkan keandalan dan efisiensi yang tinggi, salah satu komponen yang penting pada sistem refrigerasi alat ekspansi. Pipa kapiler merupakan alat ekspansi yang umumnya digunakan dalam mesin pendingin ukuran kecil seperti *air conditioning*, *refrigerator* dan *cold storage*, karena murah, sederhana dan handal. Oleh karena itu perlu dikembangkan suatu korelasi baru untuk menentukan dimensi pipa kapiler dan laju alir refrigeran

alternatif baru campuran karbon dioksida dan etana, dalam sirkuit temperatur rendah pada sistem refrigerasi *cascade*.

Hasil pengujian mass flow pada komposisi 30% karbon dioksida dan 70% etana dapat dilihat pada gambar 4.43. Berdasarkan hal tersebut, selanjutnya pengujian dilakukan pada komposisi perbandingan massa 30% karbon dioksida dan 70% etana, laju aliran massa yang terjadi cukup stabil sehingga penyimpangan data dari beberapa pengujian yang dilakukan mempunyai nilai standar deviasi rata-rata dari semua percobaan adalah sebesar 3,8%.



Gambar 4.43. *Mass flow* pada komposisi dalam perbandingan massa 70% etana dan 30% karbon dioksida

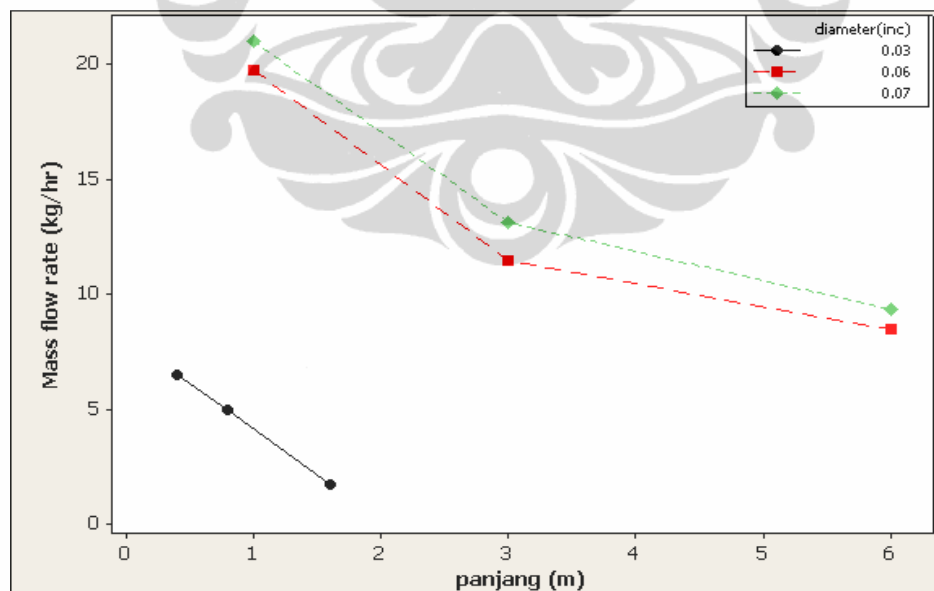
Pengujian yang dilakukan pada beberapa variasi diameter dan panjang pipa kapiler, didapatkan hasil berupa tekanan dan temperatur masuk dan keluar pipa kapiler serta laju aliran massa refrigeran seperti yang dapat dilihat pada tabel 4.7.

Perbandingan laju aliran massa (*Mass flow rate*) refrigeran pada beberapa variasi panjang dan diameter pipa kapiler, seperti yang ditunjukkan pada gambar 4.44, menunjukkan bahwa laju aliran massa refrigeran akan menurun dengan bertambahnya panjang pipa kapiler atau dengan semakin kecilnya diameter pipa kapiler. Hal ini sudah dapat diduga sebelumnya karena pertambahan panjang pipa kapiler akan menambah hambatan pada aliran refrigeran yang melintasi pipa kapiler tersebut. Pengaruh sebaliknya terjadi apabila diameter pipa kapiler semakin kecil maka hambatan pada aliran refrigeran yang terjadi semakin besar.

Tabel 4.7. Hasil pengujian pipa kapiler

Diameter	Panjang	Tekanan		Temperatur		Mass flow
		P_{in} (kPa)	P_{out} (kPa)	T_{in} (°C)	T_{out} (°C)	\dot{m} (kg/hr)
0,7874	0,4	1965,427	227,620	-15,0	-78,2	6,513
	0,8	1794,967	185,416	-17,2	-83,0	5,005
	1,6	1326,729	97,854	-25,2	-91,5	1,737
1,6256	1	1891,868	538,236	-17,8	-51,8	19,760
	3	1952,977	350,905	-16,1	-67,1	11,463
	6	1993,172	280,676	-14,8	-72,5	8,481
1,778	1	1641,365	558,420	-18,8	-32,7	20,974
	3	1665,746	374,564	-22,4	-57,8	13,119
	6	1758,495	295,695	-19,4	-70,5	9,346

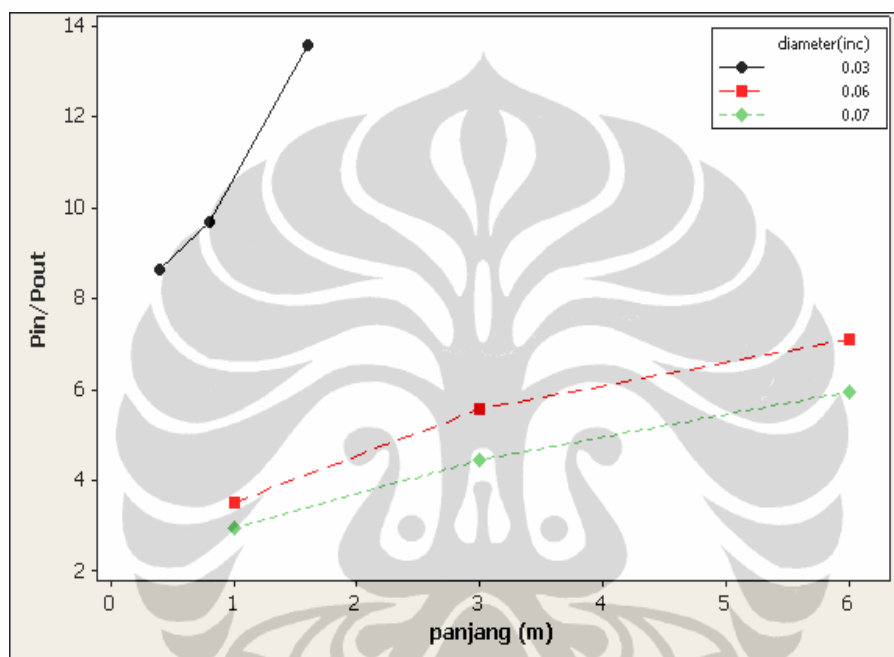
Namun demikian apabila panjang pipa kapilernya masih cukup pendek maka ditemui hubungan yang linier. Hal ini dapat dilihat pada pipa kapiler dengan diameter 0,7874 mm yang pengujiannya hanya dilakukan sampai panjang 1,5 m saja. Untuk pipa kapiler yang cukup panjang, hubungan laju aliran massa sudah mulai tidak linier lagi, hal ini dapat dilihat pada pipa kapiler 1,6256 mm dan 1,778 mm seperti yang ditunjukkan pada gambar 4.44.



Gambar 4.44. Perbandingan mass flow variasi panjang dan diameter pipa kapiler

Laju aliran massa (*mass flow rate*) refrigeran dipengaruhi oleh rasio tekanan masuk dan keluar pipa kapiler. Gambar 4.45 memperlihatkan rasio tekanan yang terjadi pada pipa kapiler akan bertambah seiring dengan semakin panjang pipa

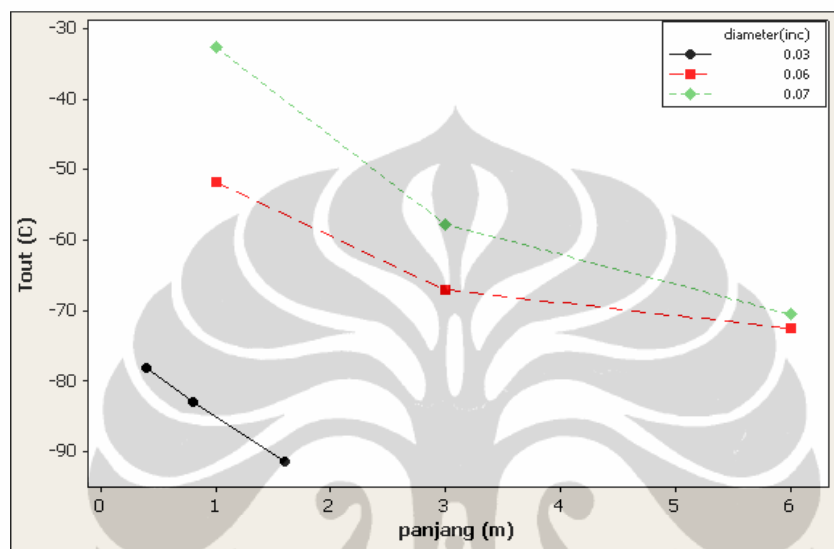
kapiler, namun sebaliknya rasio tekanan tersebut akan berkurang apabila dengan semakin kecilnya ukuran diameter pipa kapiler tersebut. Hubungan rasio tekanan dengan panjang dan juga diameter seperti yang terlihat pada gambar 4.45, ternyata secara garis besar tidak menunjukkan hubungan yang linier, sehingga seharusnya ada konstanta tertentu yang menentukan hubungan antara rasio tekanan dengan laju aliran massa refrigeran pada panjang dan diameter pipa kapiler yang berbeda.



Gambar 4.45. Perbandingan rasio tekanan variasi panjang dan diameter pipa kapiler

Gambar 4.46 menunjukkan hubungan perbandingan temperatur keluar pipa kapiler (temperatur evaporasi) pada variasi panjang dan diameter pipa kapiler. Terlihat bahwa bahwa seperti halnya laju aliran massa refrigeran, temperatur evaporasi akan menurun dengan bertambahnya panjang pipa kapiler atau dengan semakin kecilnya diameter pipa kapiler. Hal karena penambahan panjang pipa kapiler akan menambah hambatan yang mengakibatkan tekanan keluaranya rendah yang pada akhirnya akan membuat temperatur evaporasinya menjadi rendah. Sebaliknya terjadi apabila diameter pipa kapiler semakin kecil diameternya maka hambatan pada aliran refrigeran yang terjadi semakin besar, hal ini akan membuat tekanan keluar kapiler semakin kecil juga, sehingga akan membuat temperatur evaporasinya juga menjadi rendah.

Apabila panjang pipa kapilernya pendek masih terdapat hubungan yang linier. Hal ini dapat dilihat pada pipa kapiler dengan diameter 0,7874 mm yang pengujiannya hanya dilakukan sampai panjang 1,5 m saja. Untuk pipa kapiler yang cukup panjang, hubungan laju aliran massa sudah mulai tidak linier lagi, hal ini dapat dilihat pada pipa kapiler 1,6256 mm dan 1,778 mm seperti yang ditunjukkan pada gambar 4.46.



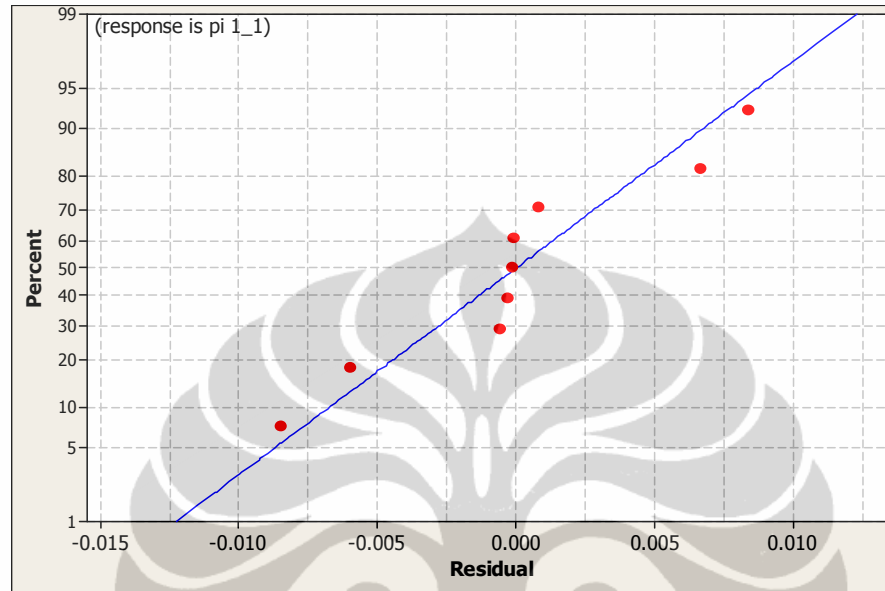
Gambar 4.46. Perbandingan temperatur keluar pipa kapiler (temperatur evaporasi) variasi panjang dan diameter pipa kapiler

Untuk menghitung konstanta korelasi maka dibutuhkan data pendukung yaitu laju massa yang didapatkan dari hasil percobaan dengan menggunakan diameter dan panjang pipa kapiler yang bervariasi. Dalam percobaan ini menggunakan diameter 0,7874 mm dengan panjang 0,4 m, 0,8 m dan 1,6 m, diameter 1,6256 mm dengan panjang 1 m, 3 m dan 6 m dan diameter 1,778 mm dengan panjang 1 m, 3 m dan 6 m. Data dari sifat fluida didapatkan dari REFPROP 8.

Setelah semua data lengkap maka dilakukan perhitungan untuk mencari konstanta K, a, b, c, d, e, f dan g seperti yang dinyatakan pada persamaan 3.15, dengan menggunakan analisis regresi non-linear dengan bantuan perangkat lunak Minitab-14, maka dikembangkanlah sebuah korelasi baru *mass flow rate* pipa kapiler untuk refrigeran campuran 30% karbon dioksida dan 70% etana dalam fraksi massa dengan persamaan korelasinya adalah sebagai berikut :

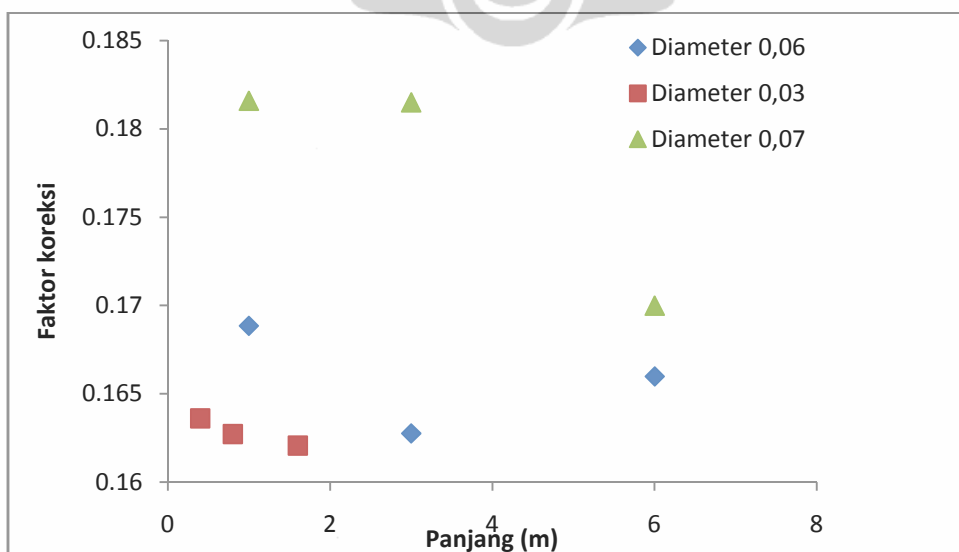
$$\pi_1 = 2,62 \pi_2^{-0,016} \pi_3^{4,38} \pi_4^{-0,379} \pi_5^{-1,1} \pi_6^{6,89} \pi_7^{0,732} \pi_8^{-2,1} \quad (4.4)$$

Persamaan 4.4 tersebut mempunyai nilai $R\text{-Sq} = 99,9\%$ dan $R\text{-Sq}(\text{adj}) = 99,5\%$, yang berarti lebih dari 99% π_1 dipengaruhi oleh faktor-faktor fisik dan fluida yang telah dipilih dan kurang dari 1% yang dipengaruhi oleh faktor yang masih belum diketahui. Adapun normal probability plot ditunjukkan pada gambar 4.47.



Gambar 4.47. Normal probability plot regresi dengan menggunakan Minitab-14. Dari persamaan di atas didapatkan laju massa teoritis \dot{m}_t yang nantinya digunakan untuk mencari faktor koreksi ϕ_1 untuk menentukan laju massa aktualnya. Dari grafik faktor geometri pada gambar 4.48, digunakan untuk menghitung laju massa aktual dengan cara mengalikan laju massa teoritis dengan faktor koreksi.

$$\dot{m}_a = \phi_1 \cdot \dot{m}_t \quad (4.5)$$



Gambar 4.48 Faktor koreksi ϕ_1 untuk menentukan laju massa aktual

BAB 5

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Berdasarkan analisa analisis data hasil penelitian maka dapat ditarik kesimpulan antara lain :

1. Berdasarkan simulasi analisa termodinamika, komposisi optimum untuk temperatur -85°C yang menghasilkan COP terbaik terjadi pada komposisi campuran azeotropik dalam fraksi massa adalah karbon dioksida 0,63 dan etana 0,37.
2. Saat campuran karbon dioksida dan propana pada komposisi optimal 70/30, mencapai temperatur evaporasi -68°C , tekanan *suction* masih berada di atas tekanan atmosfer, dan memiliki daya kompresor terendah dibandingkan dengan campuran karbon dioksida dan propana yang lainnya.
3. Campuran karbon dioksida dan etana digunakan untuk temperatur yang lebih rendah dari -70°C , dengan komposisi optimal campuran karbon dioksida dan etana adalah 66/34 dalam fraksi massa, mampu mencapai temperatur evaporasi sekitar -75°C dan mulai stabil setelah 65 menit.
4. Pada temperatur evaporasi -80°C , komposisi maksimum karbon dioksida yang dapat ditambahkan pada etana adalah 30% dalam fraksi massa. Apabila lebih dari 30% maka kristal karbon dioksida mulai terbentuk dan mengganggu kestabilan aliran refrigeran terutama di evaporator.
5. Korelasi untuk menentukan *mass flow rate* dalam pipa kapiler refrigeran campuran dalam fraksi massa 70% etana dan 30% karbon dioksida ditentukan dengan menggunakan persamaan :

$$\pi_1 = 2,62 \pi_2^{-0,016} \pi_3^{4,38} \pi_4^{-0,379} \pi_5^{-1,1} \pi_6^{6,89} \pi_7^{0,732} \pi_8^{-2,1}$$

5.2 Saran

Adapun beberapa saran yang mungkin bermanfaat untuk pengembangan lebih lanjut yaitu sebagai berikut ;

1. Penanganan yang tepat untuk campuran zoetrope pada saat pemasangan refrigeran antara lain dilakukan dengan selalu memeriksa hubungan selang

manifold gauge pada *suction* kompresor dan tabung refrigeran yang sebelumnya telah ditimbang terlebih dahulu, *shut off valve* pada sistem dalam keadaan tertutup, kemudian buka katup pada refrigeran, *flashing* refrigerant beberapa saat, kemudian pastikan selang *manifold gauge* pada *suction* kompresor terpasang dengan kencang, buka perlahan-lahan *shut off valve* sambil memperhatikan pembacaan timbangan, hingga berat refrigeran yang akan diisi sesuai dengan yang diinginkan.

2. Untuk mengantisipasi terhadap kebocoran, setelah semua sistem pemipaan serta komponennya terpasang, maka terlebih dahulu lakukan tes kebocoran. Kebocoran pada sistem dapat menurunkan performa dari sistem tersebut. Selain itu, untuk menghindari bahaya kebakaran apabila terjadi kebocoran, maka tempatkan sistem refrigerasi cascade ini pada tempat yang cukup luas dan memiliki sirkulasi udara yang baik.
3. Perlu di lakukan penelitian lanjutan mengenai pengaruh sifat-sifat (*property*) pelumas untuk diaplikasikan pada temperatur rendah tanpa mempengaruhi pendinginan.
4. Perlu di lakukan penelitian lanjutan untuk mengetahui kehandalan sistem refrigerasi cascade dengan refrigeran campuran karbon dioksida dan etana ini, terutama yang berkonsentrasi pada kehandalan kompresor (seal, rotor, dan lain-lain) yang digunakan.

DAFTAR PUSTAKA

- ACRIB, 2001, *Guidelines for the use of Hydrocarbon Refrigerants in Static Refrigeration and Air Conditioning Systems*, Surrey: Air Conditioning and Refrigeration Industry Board, UK.
- Agnew, B., Ameli, S.M, 2004, *A finite time analysis of a cascade refrigeration system using alternative refrigerants*, Applied Thermal Engineering 24, 2667-2565.
- Alhamid, M.I., Syaka, D.R.B., Nasruddin, 2010, *Exergy and energy analysis of a cascade refrigeration system using R744+R170 for low temperature applications*, International Journal of Mechanical & Mechatronics Engineering IJMME-IJENS, vol: 10 No:06.
- ASHRAE Handbook, 2005, *Fundamentals (SI)*, American Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineer, Atlanta, Georgia.
- ASHRAE Handbook, 2006, *Refrigeration System and Applications (SI)*, American Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineer, Atlanta, Georgia.
- ASHRAE, 2001, *ANSI/ASHRAE Standard 34-2001, Designation and Safety Classification of Refrigerants*, Atlanta: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers. Inc.
- Bansal, P.K., Wang, G., 2004, *Numerical analysis of choked refrigerant flow in adiabatic capillary tubes*, Applied Thermal Engineering 24 (2004) 851–863.
- Bansal, P.K., Jain, S., 2007, *Cascade systems: past, present, and future*, ASHRAE Trans. 113 (1), 245–252 (DA-07-027).
- Bell, S., 1999, *A Beginner's Guide to Uncertainty of Measurement*, National Physical Laboratory, Teddington, Middlesex, United Kingdom.
- Bhattacharyya, S., Mukhopadhyay, S., Kumar, A., Khurana, R.K., Sarkar, J., *Optimization of a CO₂–C₃H₈ cascade system for refrigeration and heating*, Int J refrig 28, 1284-1292.

- Bhattacharyya, S., Mukhopadhyay, S., Sarkar, J., *CO₂-C₃H₈ cascade refrigeration-heat pump system: Heat exchanger inventory optimization and its numerical verification*, Int J refrig x xx, 1 – 7.
- Best. Ben, 2007, *Physical Parameter of Cooling in Cryonics*, www.benbest.com/cryonics/cooling.html. 11 Februari 2009.
- Bingming, W., Huagen, W., Jianfeng, L., Ziwen, X., 2009, *Experimental investigation on the performance of NH₃/CO₂ cascade refrigeration system with twin-screw compressor*, international journal of refrigeration 32, 1358 – 1365.
- Bitzer International, 2004, *Refrigerant report, 13th edition A-501-13*, Bitzer International.
- Bjerketvedt, D., Bakke, J.R., Wingerden, K.V., 1992, *Gas Explosion Handbook*, Christian Michelsen Research's (CMR) research programme.
- Branan, C.R., 2002, *Rules of thumb for chemical engineers*, Third Edition, Gulf Professional Publishing, an imprint of Elsevier, Houston, USA, pp 280.
- Calm, J.M., Didion, D.A., 1998, *Trade-offs in refrigerant selections: past, present, and future*, IntJ. Refrig. Vol. 21, No. 4, pp. 308-321.
- Campbell, A., Missenden, J.F. & Maidment, G.G., 2007, *Carbon Dioxide for Supermarket*, the Institute of Refrigeration, Session 2006-07.
- Cavallini, A., Cecchinato, L., Corradi, M., Fornasieri, E., Zilio, C., 2005, *Two-stage transcritical carbon dioxide cycle optimisation: A theoretical and experimental analysis*, International Journal of Refrigeration 28, 1274–1283.
- Cecchinato, L., Chiarello, M., Corradi, M., 2010, *Design and experimental analysis of a carbon dioxide transcritical chiller for commercial refrigeration*, Applied Energy 87, 2095–2101.
- Cengel. Y.A., Boles, M., 1998, *Thermodynamics an engineering approach*, Third Edition, Mcgraw-Hill, International Edition.
- Christensen, K.G., Bertilsen, P., 2003, *Refrigeration systems in supermarkets with propana and CO₂ – energy consumption and economy*, Proceedings International Congress of Refrigeration, ICR0131, Washington, DC , USA.

- Choi, J., Kim, Y., Chung, J.T., 2004, *An empirical correlation and rating charts for the performance of adiabatic capillary tubes with alternative*, Applied Thermal Engineering 24 (2004) 29–41.
- Cox.N, Mazur.V, Colbourne.D, 2006, *New High Pressure Low-GWP Azeotropic and Near-Azeotropic Refrigeran Blends* , IIR Ustav Lorentzen Convergence On Natural Working Fluids, Trondheim, Norway, May 28-31.
- Cox, N., 2007, *Working towards more environmentally friendly refrigerant blends*, 12th European Conference, Milano, Italy, Juni 8 – 9.
- Dopazo, J.A., Fernandez-Seara J., Sieres J., Uhi F.J., 2009, *Theoretical Analysis of a CO₂-NH₃ Cascade Refrigeration System for Cooling Applications At Low Temperatures*, Applied thermal engineering; 29: 1577-1583.
- Dopazo, J.A., Fernandez-Seara J., 2010, *Experimental evaluation of a cascade refrigeration system prototype with CO₂ and NH₃ for freezing process applications*, international journal of refrigeration xxx, 1 – 11.
- Garcia-Valladares, O., Perez-Segarra,C.D., Oliva, A., 2002, *Numerical simulation of capillary-tube expansion devices behaviour with pure and mixed refrigerants considering metastable region. Part I: mathematical formulation and numerical model*, Applied Thermal Engineering; 22, 173–182.
- Garcia-Valladares, O., Perez-Segarra,C.D., Oliva, A., 2002, *Numerical simulation of capillary-tube expansion devices behaviour with pure and mixed refrigerants considering metastable region. Part II: experimental validation and parametric studies*, Applied Thermal Engineering; 22, 379–391.
- Gettu. H.M, Bansal. P.K, 2008, *Thermodynamic analysis of an R744-R717 cascade refrigeration system*, International Jurnal of Refrigeration, 31, 45-54
- Gong, M., Sun, Z., Wu, J., Zhang, Y., Meng, C., Zhou, Y., 2009, *Performance of R170 mixtures as refrigerants for refrigeration at -80°C temperature range*, international journal of refrigeration 32, 892 – 900.
- Hermes, C.J.L., Melo, C., Gonçalves, J.M., 2008, *Modeling of non-adiabatic capillary tube flows: A simplified approach and comprehensive*

- experimental validation*, International Journal of Refrigeration; 31, 1358 – 1367.
- Hermes, C.J.L., Melo, C., Knabben, F.T., 2010, *Algebraic solution of capillary tube flows Part I: Adiabatic capillary tubes*, Applied Thermal Engineering; 30, 449–457.
- http://www.engineeringtoolbox.com/explosive-concentration-limits-d_423.html, 27 oktober 2011.
- Iminafik. N, 2010, *Pengaruh karbondioksida pada kecepatan pembakaran dari refrigeran hidrokarbon*, Seminar Nasional Tahunan Teknik Mesin (SNTTM) ke-9, Palembang, 13-15 Oktober, MI-477 – 480.
- Kim, M.H., Pettersen, J., Bullard, C.W., 2004, *Fundamental process and system design issues in CO₂ vapor compression systems*, Progress in Energy and Combustion Science 30, 119–174.
- Kim, J.H., Cho, J.M., Kim, M.S., 2008, *Cooling performance of several CO₂/propana mixtures and glide matching with secondary heat transfer fluid*, International Journal of Refrigeration, Volume 31, 800-806.
- Lee, T.S., Liu, C.H., and Chen, T.W., 2006, *Thermodynamic analysis of optimal condensing temperature of cascade-condenser in CO₂/NH₃ cascade refrigeration systems*, International Journal of Refrigeration, Volume 29, pp. 1100-1108.
- Lee, J.S., Kim, M.S., Kim, M.S., 2011, *Experimental study on the improvement of CO₂ air conditioning system performance using an ejector*, International journal of refrigeration 34, 1614 – 1625.
- Lorentzen, G., 1995, *the use of natural refrigerants: a complete solution to the CFC/HCFC predicament*, Int. J. Refri 9. Vol. 18, No. 3, pp 190 197.
- Nicola. G.D., Giuliani, G., Polonara, F., Stryjek, R., 2005, *Blends of carbon dioxide and HFCs as working fluids for the low-temperature circuit in cascade refrigerating systems*, International Journal Of Refrigeration, 28,130-140.
- Nicola. G.D., Giuliani, G., Polonara, F., Stryjek, R., Arteconi, A., 2011, *Performance of cascade cycles working with blends of CO₂ + natural refrigerants*, International Journal of Refrigeration, 34,1436 - 1445.

- NIST Standard Reference Database 23, 2007. *NIST Thermodynamics and Transport Properties of Refrigerants and Refrigerant Mixtures*, REFPROP, Version 8.0.
- Niu, B., Zhang, Y., Tao, L., Xiao-juan, G., 2006, *Performance of CO₂ Mixtures Used in Cascade Refrigeration System*, Journal of Tianjin University, Vol.1 39 No. 12, Dec.
- Niu, B., Zhang, Y., 2007, *Experimental study of the refrigeration cycle performance for R744/R290 mixtures*, International Journal of Refrigeration; 30 :37-42.
- Niu, B., Zhang, Y., 2007, *Performance of binary mixture of CO₂ /R170 as low temperature circuit refrigerant in cascade refrigeration system*, Journal of Tianjin University, Vol. 58, No. 3, March.
- Niu, X.D, Yamaguchi, H., Iwamoto, Y., Neksa, P., 2010, *Experimental study on a CO₂ solid-gas-flowbased ultra-low temperature cascade refrigeration system*, International Journal of Low-Carbon Technologies 2010, 0, 1–7.
- Mafi, M., Naeynian, S.M.M., Amidpour, M., 2008, *Exergy analysis of multistage cascade low temperature refrigeration systems used in olefin plants*, International Journal of Refrigeration, xxx, 1 – 16.
- Montreal Protocol on Substances that Deplete the Ozone Layer, 1987, *Article 5: Special situation of developing countries*, United Nations Environment Programme, Nairobi, Kenya.
- Pearson, A., 2005, *Carbon dioxide—new uses for an old refrigerant*, International Journal of Refrigeration 28, 1140–1148.
- Rahadiyan, L., 2007, *Study of Propana and Etana Characteristics in Cascade Refrigeration System*, Thesis, Department of Mechanical and Precision Engineering, The Graduate School of Gyeongsang National University, Gyeongsang.
- Reinholdt, L., Andreasen. Marcin. Blazniak, 2007, *Industrial Freezers For Food Utilizing CO₂ Part 2: Development And Testing Of A CO₂ Cascade System, Spiral Freezer And Ice-Cream Freezer*, International Congress of Refrigeration, ICR07-B2-454, Beijing.

- Rezayan, R., Behbahaninia, A., 2011, *Thermoeconomic optimization and exergy analysis of CO₂/NH₃ cascade refrigeration systems*, *Energy* 36, 888-895.
- Sawalha, S., 2008, *Theoretical evaluation of trans-critical CO₂ systems in supermarket refrigeration. Part II: System modifications and comparisons of different solutions*, *international journal of refrigeration* 31, 525 – 534.
- Sciubba, E., 2008, *Exergy Destruction as an Ecological Indicator*, Elsevier B.V. All rights reserved
- Scott, K. L., Lecak J., Acker, J. P., 2005, *Biopreservation of Red Blood Cells: Past, Present, and Future*, *Transfusion Medicine Reviews*, Vol. 19, No 2 (April): pp 127-142.
- Singh, J., 2010, *Lesson of refrigeration*, Version 1 ME, IIT Kharagpur.
- Stegmann, R., 2000, *Practical Guide Low Temperature Refrigeration*, Air Conditioning and Refrigeration Journal, Issue: July – September.
- Stoecker, Jones, Supratman Hara, 1989, *Refrigerasi dan pengkondisian udara*, Penerbit Erlangga, Jakarta.
- Tao, Y.B., He, Y.L., Tao, W.Q., Wu, Z.G., 2010, *Experimental study on the performance of CO₂ residential air-conditioning system with an internal heat exchanger*, *Energy Conversion and Management* 51, 64–70.
- Tao, Y.B., He, Y.L., Tao, W.Q., 2010, *Exergetic analysis of transcritical CO₂ residential air-conditioning system based on experimental data*, *Applied Energy* 87, 3065–3072.
- Tianing. Ni Wayan, Sumitro, Sulistyowati dan Muliarta, 2002, *Gambaran Histopatologi Dan Amplifikasi Gen Atpase 6, 8 Serta Cox Iii Pada mtDNA Dari Jaringan Kanker Payudara*, *Biosain*, Vol. 2, No. 2, Agustus.
- Tsatsaroni, G., 2007, *Definitions and nomenclature in exergy analysis and exergoeconomics*, *Energy*, 32, 249–253
- Unit Ozon Nasional, 2007, *Kumpulan peraturan pemerintah tentang perlindungan lapisan ozon*, Kementerian Negara Lingkungan Hidup Republik Indonesia.
- Wu, J., Gong, M., Zhang, Y., 2007, *Refrigerant mixtures used in the lower temperature stage of two-stage cascade refrigeration systems*, USPTO Applicaton #: 20070007487 - Class: 252067000 (USPTO).

- Wei, L., Yi-tai, M., Zhi-guo, W., Min-xia, L., 2004, *Thermodynamic Analysis on Cascade Refrigeration System with CO₂ Working in Low Temperature Stage*, Journal of Tianjin University, Vol. 37 , No. 3, Mar.
- Yang, L., Wang, W., 2008, *A generalized correlation for the characteristics of adiabatic capillary tubes*, International Journal Of Refrigeration; 31, 197–203.
- Yamaguchia, H., Zhang, X.R., 2009, *A novel CO₂ refrigeration system achieved by CO₂ solid–gas two-phase fluid and its basic study on system performance*, International Journal of Refrigeration 32, 1683 – 1693.
- Yamaguchia, H., Niu, X.D, Sekimoto, K., Neksa, P., 2011, *Investigation of dry ice blockage in an ultra-low temperature cascade refrigeration system using CO₂ as a working fluid*, International Journal of Refrigeration 34, 466 – 475.
- Zhang, C., Ding, G., 2004, *Approximate analytic solutions of adiabatic capillary tube*, International Journal of Refrigeration; 27, 17–24.
- Zhang, C, 2005, *Generalized correlation of refrigerant mass flow rate through adiabatic capillary tubes using artificial neural network*, International Journal of Refrigeration; 28, 506–514.
- Zhang, J., Xu, Q., 2011, *Cascade refrigeration system synthesis based on exergy analysis*, [Computers and Chemical Engineering](#) 35, 1901– 1914.

LAMPIRAN A

Program Utama Analisa Termodinamika

PROGRAM Simulasi sistem refrigerasi *cascade*

implicit double precision (a-h,o-z)

implicit integer (i-k,m,n)

parameter (ncmax=20) !max number of components in mixture

dimension x(ncmax),xliq(ncmax),xvap(ncmax),f(ncmax)

character hrf*3, herr*255

character*255 hf(ncmax),hfmix

character*3 htype,hmix,hcomp(1:ncmax)

open (unit=1,file='f:\tSimJrn\lab\PROPYLCASeM.XLS'

& ,status='new')

c... input

data c1,c7,delta,c5/-50,35,5,-41/

data SBH,SPH,SBL,SPL/0.00d0,0.00d0,0.00d0,0.00d0/

c data EH,EL/1.01d0,0.75d0/

data ev,T0,P0/.5,298.15d0,101.325d0/

c data C/.54d0/

data TINK,TOTK,PINK,POTK/303.15D0,308.15d0,101.325d0,101.325d0/

data TINE,TOTE,PINE,POTE/193.15d0,188.15d0,101.325d0,101.325d0/

10 C7= C7 + 1

9 C1= C1 - 1

8 DELTA= DELTA + 1

7 SBH= SBH + 5.00d0

SBL= SBL + 1.00d0

6 SPH= SPH + 5.00d0

SPH= SPH + 1.00d0

SPL= SPL + 1.00d0

5 SBL= SBL + 5.00d0

4 SPL= SPL + 5.00d0

```

3  EH= EH - 0.01d0
2  EL= EL - 0.01d0
15 C= C + 0.01d0

1  c5 = C5 + 1.00d0
   t5=c5+273.15d0
   t7=c7+273.15d0
   t1=c1+273.15d0
   t3=t5 + delta
   write (*,*)'unit : '
   write (*,101) 'P(MPa),T(C),H(J/kg),S(J/kg.K),Ex(KW) '
   write
(*,*)'=====

```

c...The calculation of the thermodynamic state point in high-temperature circuit

```

CALL HT(EH,SBH,SPH,T5,T7,P5,H5,S5,T6,H6,P7,H7,S7,H8,S8,qh,CPH,S6)

```

c CALL HTC(T5,T7,P5,H5,S5,T6,H6,P7,H7,S7,H8,S8,QH,CPH)

c...The calculation of the thermodynamic state point in low-temperature circuit

```

CALL LTC(EL,SBL,SPL,T1,T3,P1,H1,S1,T2,H2,P3,H3,S3,H4,S4,QL,CPL)
CALL LT(EL,SBL,SPL,T1,T3,P1,H1,S1,T2,H2,P3,H3,S3,H4,S4,QL,CPL,C,S2)

```

c...to get specific flow exergy in LTC :

```

CALL LT0(T0,P0,C,H0L,S0L)

```

c WRITE (*,*)'H0L,S0L',H0L,S0L

```

EX1 = (H1 - H0L) - T0*(S1 - S0L)
EX2 = (H2 - H0L) - T0*(S2 - S0L)
EX3 = (H3 - H0L) - T0*(S3 - S0L)
EX4 = (H4 - H0L) - T0*(S4 - S0L)

```

c...to get specific flow exergy in HTC :

```

CALL HT0(T0,P0,H0H,S0H)

```

c WRITE (*,*)'H0H,S0H',H0H,S0H

$$EX5 = (H5 - H0H) - T0*(S5 - S0H)$$

$$EX6 = (H6 - H0H) - T0*(S6 - S0H)$$

$$EX7 = (H7 - H0H) - T0*(S7 - S0H)$$

$$EX8 = (H8 - H0H) - T0*(S8 - S0H)$$

c...to get mass flow HTC to LTC ratio :

$$bh=(h2-h3)/(h5-h8)$$

c...to get mass flow rate in HTC (Mh) and LTC (Ml) :

$$Al=(EV/(h1-h4))$$

$$Ah=(Al*(h2-h3))/(h5-h8)$$

CALL ENVIRO(TINK,TOTK,PINK,POTK,T0,P0,HINK,HOTK,
& SINK,SOTK,CPINK,CPOTK,H0U,S0U)

$$AaK=(Ah*(h6 - h7))/(HOTK-HINK)$$

$$EXuIk = (HINK - H0U) - T0*(SINK - S0U)$$

$$EXuok = (Hotk - H0U) - T0*(SOTK - S0U)$$

$$EXRuIk = AaK*EXuIk$$

$$EXRuok = AaK*EXuok$$

CALL ENVIRO(TINE,TOTE,PINE,POTE,T0,P0,HINE,HOTE,
& SINE,SOTE,CPINE,CPOT,H0U,S0U)

$$AaE=(EV)/(HOTE-HINE)$$

$$EXuIE = (HINE - H0U) - T0*(SINE - S0U)$$

$$EXuoE = (HotE - H0U) - T0*(SOTE - S0U)$$

$$EXRuIE = AaE*EXuIE$$

$$EXRuOE = AaE*EXuoE$$

c...to get exergy in LTC :

$$EXR1 = AL*EX1$$

$$EXR2 = AL*EX2$$

$$EXR3 = AL*EX3$$

$$EXR4 = AL*EX4$$

c...to get exergy in HTC :

$$\text{EXR5} = \text{AH} * \text{EX5}$$

$$\text{EXR6} = \text{AH} * \text{EX6}$$

$$\text{EXR7} = \text{AH} * \text{EX7}$$

$$\text{EXR8} = \text{AH} * \text{EX8}$$

c...to get Pressure ratio in HTC (Rph) and LTC (Rpl) :

$$\text{Rph} = \text{P7/P5}$$

$$\text{Rpl} = \text{P3/P1}$$

c...to get U.A product in heat exchanger :

$$\text{UA} = (\text{AH} * (\text{h5} - \text{h8})) / \text{DELTA}$$

c...to get Power in HTC (Wh) and LTC (Wl) :

$$\text{Wh} = (\text{Ah} * (\text{h6} - \text{h5})) / 0.93$$

$$\text{WL} = (\text{Al} * (\text{h2} - \text{h1})) / 0.93$$

c WRITE (*,80)'COMPRESSOR POWER FLOW IN LS AND HS',WL,WH

c...to get exergy destructions in HTC :

$$\text{EXdesCH} = \text{WH} - (\text{EXR6} - \text{EXR5})$$

$$\text{EXdesKOND} = (\text{EXR6} - \text{EXR7}) + (\text{EXRuIk} - \text{EXRuOk})$$

$$\text{EXdesEXH} = \text{EXR7} - \text{EXR8}$$

$$\text{EXdesCAS} = (\text{EXR8} - \text{EXR5}) + (\text{EXR2} - \text{EXR3})$$

c...to get exergy destructions in LTC :

$$\text{EXdesCL} = \text{WL} - (\text{EXR2} - \text{EXR1})$$

$$\text{EXdesEXL} = \text{EXR3} - \text{EXR4}$$

$$\text{EXdesEVAP} = (\text{EXR4} - \text{EXR1}) + (\text{EXRuIE} - \text{EXRuOE})$$

c...to get exergy destructions in LTC :

$$\text{SX} = \text{EXdesCH} + \text{EXdesKOND} + \text{EXdesEXH} + \text{EXdesCas} + \text{EXdesCL} + \text{EXdesEXL} + \text{EXdesEVAP}$$

c...to get total coefficient of performance :

$$\text{cop} = ((\text{h5} - \text{h8}) * (\text{h1} - \text{h4})) / (((\text{h6} - \text{h5}) * (\text{h2} - \text{h3})) + ((\text{h5} - \text{h8}) * (\text{h2} - \text{h1})))$$

$$\text{COP} = \text{EV}/(\text{WH} + \text{WL})$$

$$\text{COPc} = \text{T1}/(\text{T7} - \text{T1})$$

$$\text{COPex} = \text{COP} * \text{abs}(1 - ((25 + 273.15)/\text{T1}))$$

c...to get exergy efficiency :

$$\text{PSIs} = (\text{EXR4} - \text{EXR1})/(\text{WH} + \text{WL})$$

c...to get relative irreversibility, RI, is evaluated as (Szargut dkk., 2002)

$$\text{RdesCH} = \text{EXdesCH}/\text{SX}$$

$$\text{RdesKOND} = \text{EXdesKOND}/\text{SX}$$

$$\text{RdesEXH} = \text{EXdesEXH}/\text{SX}$$

$$\text{RdesCAS} = \text{EXdesCAS}/\text{SX}$$

$$\text{RdesCL} = \text{EXdesCL}/\text{SX}$$

$$\text{RdesEXL} = \text{EXdesEXL}/\text{SX}$$

$$\text{RdesEVAP} = \text{EXdesEVAP}/\text{SX}$$

c...to get Exergy balance in HTC :

$$\text{Xdhc} = (\text{WH} + (\text{EXR6} - \text{EXR5}))$$

$$\text{Xdhk} = (\text{EXR6} - \text{EXR7})$$

$$\text{Xdhex} = \text{EXR7} - \text{EXR8}$$

$$\text{Xdhcas} = (\text{EXR8} - \text{EXR5}) + (\text{EXR2} - \text{EXR3})$$

c...to get Exergy balance in LTC :

$$\text{Xdlc} = (\text{WL} + (\text{EXR2} - \text{EXR1}))$$

$$\text{Xdlex} = \text{EXR3} - \text{EXR4}$$

$$\text{Xdle} = ((1 - (\text{T0}/(\text{T1} + 5))) * \text{EV}) + (\text{EXR4} - \text{EXR1})$$

$$\text{Xdle} = (\text{al} * (\text{h4} - \text{h1} -$$

$$\text{WRITE}(*, *) \text{'TEST'}, ((1 - (\text{T0}/\text{T1})) * \text{EV})$$

$$\text{SXL} = \text{Xdhc} + \text{Xdhk} + \text{Xdhex} + \text{Xdhcas} + \text{Xdlc} + \text{Xdlex} + \text{Xdle}$$

$$\text{PSIsL} = \text{Xdle}/(\text{WH} + \text{WL})$$

c...to get Exergy balance in HTC :

$$\text{Xdhc} = \text{T0} * (\text{Ah} * (\text{s6} - \text{s5}))/1000$$

$$Xdhk = T0*((Ah*(s7 - s6))-((Ah*(h6 - h7))/T7))$$

$$Xdhex = T0*(Ah*(s8 - s7))/1000$$

$$Xdhcas = T0*ABS((Al*(s3 - s2)+(Ah*(s5 - s8)))/1000)$$

c...to get Exergy balance in LTC :

$$Xdlc = T0*(Al*(s2 - s1))/1000$$

$$Xdlex = T0*(Al*(s4 - s3))/1000$$

$$Xdle = T0*((Al*(s1 - s4))+abs(EV/T1))$$

$$SXL = Xdhc + Xdhk + Xdhex + Xdhcas + Xdlc + Xdlex + Xdle$$

c...write to all result in HTC:

```

write (*,*)'REFRIGERATION CAPACITY = ',EV
write(*,100) 'P5,T5,H5,S5,Ex5  ',p5/1000.d0,t5-273.15,h5,s5,ExR5
write(*,100) 'P6,T6,H6,S6,Ex6  ',p7/1000.d0,t6-273.15,h6,s6,ExR6
write(*,100) 'P7,T7,H7,S7,Ex7  ',p7/1000.d0,t7-273.15,h7,s7,ExR7
write(*,100) 'P8,T8,H8,S8,Ex8  ',p5/1000.d0,t5-273.15,h8,s8,ExR8
write (*,*)'kualitas uap high= ',qh
write (*,*)'copH = ',cph
write (*,*)'EFF ISENTROPIC H = ',EH
write (*,*)

```

c...write to all result in LTC:

```

write
(*,*)'=====
write(*,100) 'P1,T1,H1,S1,Ex1  ',p1/1000.d0,t1-273.15,h1,s1,ExR1
write(*,100) 'P2,T2,H2,S2,Ex2  ',p3/1000.d0,t2-273.15,h2,s2,ExR2
write(*,100) 'P3,T3,H3,S3,Ex3  ',p3/1000.d0,t3-273.15,h3,s3,ExR3
write(*,100) 'P4,T4,H4,S4,Ex4  ',p1/1000.d0,t1-273.15,h4,s4,ExR4
write (*,*)'kualitas uap low= ',ql
write (*,*)'copl = ',cpl
write (*,*)'EFF ISENTROPIC L = ',EL

write (*,*)

```

C...write to exergy destructions result in HTC:

```

write (*,101) 'exergy destructions result in HTC

```

```

write
(*,*)'=====
write(*,90) 'compressor HS,irrever ',EXdesCH,RdesCH,XDHC
write(*,90) 'Condensor,irrever ',EXdesKOND,RdesKOND,XDHC
write(*,90) 'expansion HS,irrever ',EXdesEXH,RdesEXH,XDHEX
write(*,90) 'cascade HS,irrever ',EXdesCas,RdesCas,XDHCAS
write (*,*)
c...write to exergy destructions result in LTC:
write (*,101) 'exergy destructions result in LTC '
write
(*,*)'=====
write(*,90) 'compressor LS,irrever ',EXdesCL,RdesCL,XDLC
write(*,90) 'expansion LS,irrever ',EXdesEXL,RdesEXL,XDLEX
write(*,90) 'Evaporator,irrever ',EXdesEVAP,RdesEVAP,XDLE
WRITE (*,*)
WRITE (*,*)'Exergy efficiencies',PSIs,PSIsL,COPex
WRITE (1,*)SX
write (*,*)AH,AL
write (*,*)Xdhc,Xdhk,Xdhex,Xdhcas,Xdlc,Xdlex,Xdle
write (*,*)'copt & COPex',COP,COPex
write (1,103)COP

write (1,104)c5,EXdesCH,EXdesKOND,EXdesEXH,EXdesCas,EXdesCL,
&
EXdesEXL,EXdesEVAP,SX
write (1,104)c5,RdesCH,RdesKOND,RdesEXH,RdesCas,RdesCL,
&
RdesEXL,RdesEVAP,PSIs
write (1,105)c5,Xdhc,Xdhk,Xdhex,Xdhcas,Xdlc,Xdlex,Xdle,SXL
write (1,102)c5,COP,Wl,Wh,h1,h2,p1/1000,p3/1000
write (*,*)c5,COP,bh,cpl,cph
write (*,*)c5,COP,bh,Wl,Wh
eff2 = COP/COPC
BESAR = DMAX1 (BESAR,COP)
IF (COP.EQ.BESAR)THEN
TcasE=c5
COPcar=COPc

```

```

Exeff=eff2
Rmh = bh
EISH=EH
EISL=EL
AU=UA
ELSE
ENDIF

WRITE (1,103)DELTA,bh,COP,EFF2
if (c5.lt.0) THEN
go to 1
else
write (*,102)C7,C1,DELTA,EISH,EISL,AU,TcasE,besar,copcar,exeff,rmh
write (1,102)C7,C1,DELTA,EISH,EISL,AU,TcasE,besar,copcar,exeff,rmh
BESAR=0
TcasE=0
COPcar=0
Exeff=0
C5 = -43
rmh=0
EISH=0
EISL=0
AU=0
endif

if (C.lt.1.01d0) THEN
write (1,103)C,COP,PSISL,SXL
write (*,*)'COMPOSISI',C,COP,PSISL,SXL
go to 15
else
write (1,103)C1,COMP,BESAR
write (*,103)C1,COMP,BESAR
C =-0.01d0
endif

```

```
WRITE (1,103)EL,COP,EFF2
if (EL.GT.0.50d0) THEN
write (*,*)'EL',EL
go to 2
else
EL = 1.1
endif
```

```
WRITE (1,103)EH,COP,EFF2
if (EH.GT.0.5d0) THEN
write (*,*)'EH',EH
go to 3
else
EH = 1.0
endif
```

```
if (SPL.lt.15) THEN
write (*,*)'SPL',SPL
go to 4
else
SPL = 0.00d0
endif
```

```
if (SBL.lt.15) THEN
write (*,*)'SBL',SBL
go to 5
else
SBL = 0.00d0
endif
```

```
if (SPH.lt.15) THEN
write (*,*)'SPH',SPH
go to 6
else
```

```
SPH = 0.00d0
```

```
endif
```

```
if (SBH.lt.15) THEN
```

```
write (*,*)'SBH',SBH
```

```
go to 7
```

```
else
```

```
SBH = 0.00d0
```

```
endif
```

```
WRITE (1,103)DELTA,COP,EFF2
```

```
if (DELTA.lt.10) THEN
```

```
write (*,*)'DELTA',DELTA
```

```
go to 8
```

```
else
```

```
DELTA = -1
```

```
endif
```

```
WRITE (1,103)C1,COP,EFF2
```

```
if (C1.Gt.-90) THEN
```

```
write (*,*)'T1',C1
```

```
go to 9
```

```
else
```

```
C1 = -79
```

```
endif
```

```
WRITE (1,103)C7,COP,EFF2
```

```
if (C7.lt.40) THEN
```

```
go to 10
```

```
else
```

```
endif
```

```
106 format (2x,a60)
```

```
105 format (1x,9f11.3)
```

```
104 format (1x,9f11.5)
```

103 format (1x,4f11.5)
102 format (1x,11f11.5)
101 format (2x,a40)
100 format (2x,a22,5f11.3)
90 format (2x,a37,3f11.5)
80 format (2x,a22,2f11.3)
stop
end



LAMPIRAN B

```

SUBROUTINE ENVIRO(TIN,TOT,PIN,POT,T0,P0,HIN,HOT,SIN,SOT,CPIN,
&
                                CPOT,H0U,S0U)
implicit double precision (a-h,o-z)
implicit integer (i-k,m,n)
parameter (ncmax=20) !max number of components in mixture
dimension x(ncmax),xliq(ncmax),xvap(ncmax),f(ncmax)
character hrf*3, herr*255
character*255 hf(ncmax),hfmix
character*3 htype,hmix,hcomp(1:ncmax)
c...If the fluid files are located in a directory that the code cannot
c.....find, make a call to SETPATH
call SETPATH('C:\Program Files\Refprop')

c...Call SETUP to initialize the program and set the pure fluid component name
c  write (*,*)'masukkan jenis refrigerant ?'
c    read (*,*)hf
c      i=1
c      hf='AIR.PPF'
c      hfmix='hmx.bnc'
c      hrf='DEF'
c    write (*,*)hf
c    call SETUP (i,hf,hfmix,hrf,ierr,herr)
c    if (ierr.ne.0) write (*,*) herr
c    write (*,*)'Wmol ',WMOL (x)

c...The calculation of the thermodynamic state point in high-temperature circui

      i=2
      call SATT (t,x,i,p,dl,dv,xliq,xvap,ierr,herr)
      call SATP (p,x,i,t,dl,dv,xliq,xvap,ierr,herr)
      call TPFLSH (TIN,PIN,x,d,dl,dv,xliq,xvap,q,e,HIN,
&
                SIN,cv,cpIN,w,ierr,herr)
      call TPFLSH (TOT,POT,x,d,dl,dv,xliq,xvap,q,e,HOT,
&
                SOT,cv,cpOT,w,ierr,herr)
      call TPFLSH (T0,P0,x,d,dl,dv,xliq,xvap,q,e,H0U,
&
                S0U,cv,cp,w,ierr,herr)

c... change to mass basis

```

```
HIN=HIN/WMOL (x)  
SIN=SIN/WMOL (x)  
HOT=HOT/WMOL (x)  
SOT=SOT/WMOL (x)  
H0U=H0U/WMOL (x)  
S0U=S0U/WMOL (x)
```

```
return
```

```
end
```



LAMPIRAN C

```

SUBROUTINE HT(EH,SBH,SPH,T5,T7,P5,H5,S5,T6,H6,P7,H7,S7,H8,S8,qh,
&                CPH,S6)
  implicit double precision (a-h,o-z)
  implicit integer (i-k,m,n)
  parameter (ncmax=20) !max number of components in mixture
  dimension x(ncmax),xliq(ncmax),xvap(ncmax),f(ncmax)
  character hrf*3, herr*255
  character*255 hf(ncmax),hfmix
  character*3 htype,hmix,hcomp(1:ncmax)
c...If the fluid files are located in a directory that the code cannot
c.....find, make a call to SETPATH
  call SETPATH('C:\Program Files\Refprop')

c...Call SETUP to initialize the program and set the pure fluid component name
c  write (*,*)'masukkan jenis refrigerant ?'
c    read (*,*)hf
c      i=1
c      hf='PROPYLEN.FLD'
c      hfmix='hmx.bnc'
c      hrf='DEF'
c    write (*,*)hf
c    call SETUP (i,hf,hfmix,hrf,ierr,herr)
c    if (ierr.ne.0) write (*,*) herr
c    write (*,*)'Wmol ',WMOL (x)
c...The calculation of the thermodynamic state point in high-temperature circui

      if (SPH .EQ.0)THEN
c...Call SATP to get vapor phase enthalpy and entropy at isobaric MPa:
c      i=2
c      call SATT (t5,x,i,p5,dl,dv,xliq,xvap,ierr,herr)
c      call ENTHAL (t5,dv,x,h5v)
c      call ENTHAL (t5,dv,x,h5)
c      call ENTRO (t5,dv,x,s5)
c      ELSE
c      i=2
c      call SATT (t5,x,i,p5,dl,dv,xliq,xvap,ierr,herr)

```

```

call SATP (p5,x,i,t,dl,dv,xliq,xvap,ierr,herr)
call TPFLSH (t5,p5,x,d,dl,dv,xliq,xvap,q,e,h5v,s5,cv,cp,w,ierr,herr)
dt5 = t5 + SPH
call TPFLSH (dt5,p5,x,d,dl,dv,xliq,xvap,q,e,h5,s5,cv,cp,w,ierr,herr)
ENDIF

```

c...Call SATP to get liquid phase enthalpy and entropy at isobaric MPa:

```

IF (SBH .EQ.0)THEN
c...call SATP (p3,x,i,t3,dl,dv,xliq,xvap,ierr,herr)
i=1
call SATT (t7,x,i,p7,dl,dv,xliq,xvap,ierr,herr)
call ENTHAL (t7,dl,x,h7)
call ENTRO (t7,dl,x,s7)
ELSE
i=1
call SATT (t7,x,i,p7,dl,dv,xliq,xvap,ierr,herr)
dc7 = t7 - SBH
call TPFLSH (dc7,p7,x,d,dl,dv,xliq,xvap,q,e,h7,s7,cv,cp,w,ierr,herr)
ENDIF

```

c...Call PSFLSH to get superheated phase enthalpy and entropy at isentropic :

```

call SATT (t5,x,i,p5,dl,dv,xliq,xvap,ierr,herr)
call PSFLSH (p7,s5,x,t,d,dl,dv,x,y,q,e,h6s,cv,cp,w,ierr,herr)
RCH=P7/P5
EH=1-(0.04*RCH)
h6 = ((h6s-h5)/EH)+h5
call PHFLSH (p7,h6,x,t6,D,Dl,Dv,x,y,q,e,s6,cv,cp,w,ierr,herr)

```

c...to get two phase enthalpy and entropy at isobaric MPa:

```

h8=h7

i=2
call SATT (t5,x,i,p5,dl,dv,xliq,xvap,ierr,herr)
call ENTHAL (t5,dv,x,h5v)

```

```
i=1
call SATT (t5,x,i,p5,dl,dv,xliq,xvap,ierr,herr)
call ENTHAL (t5,dl,x,h5l)

qh=(h8-h5l)/(h5v-h5l)
call PHFLSH (p5,h8,i,t,D,DI,Dv,x,y,q,e,s8,cv,cp,w,ierr,herr)
```

c... change to mass basis

```
h5=h5/WMOL (x)
s5=s5/WMOL (x)
h6=h6/WMOL (x)
s6=s6/WMOL (x)
h7=h7/WMOL (x)
s7=s7/WMOL (x)
h8=h8/WMOL (x)
s8=s8/WMOL (x)
```

c... to get coefecient of performance in HTC

```
cph=(h5-h8)/(h6-h5)
```

```
return
end
```

LAMPIRAN D

```

SUBROUTINE LT(EL,SBL,SPL,T1,T3,P1,H1,S1,T2,H2,P3,H3,S3,H4,S4,
&          QL,CPL,C,S2)
implicit double precision (a-h,o-z)
implicit integer (i-k,m,n)
parameter (ncmax=20) !max number of components in mixture
dimension x(ncmax),xliq(ncmax),xvap(ncmax),f(ncmax)
character*255 hrf*3, herr
character*255 hf(ncmax),hfmix
character*3 htype,hmix,hcomp(1:ncmax)
      call SETPATH('C:\Program Files\Refprop')

c.....For a mixture, use the following setup instead of the lines above.
      i=1
      hf='CO2.FLD'
      hfmix='hmx.bnc'
      hrf='DEF'
c      write (*,*)hf
      call SETUP (i,hf,hfmix,hrf,ierr,herr)
      if (ierr.ne.0) write (*,*) herr

c      j=2
c      hf(1)='CO2.FLD'
c      hf(2)='etana.FLD'
C      write (*,*)hf(1),hf(2)
c      hfmix='hmx.bnc'
c      hrf='DEF'
c      call SETUP (j,hf,hfmix,hrf,ierr,herr)
c      if (ierr.ne.0) write (*,*) herr
c      x(1)=C
c      x(2)=1.00d0- C
c      write (*,*)'Wmol mix CO2/etana',WMOL (x)
c      call INFO (2,wmm,ttrp,tnbpt,tc,pc,Dc,Zc,acf,dip,Rgas)
c      write (*,*)'Wmol2 mix CO2/etana',Wmm

```

c write (*,*)'triple point mix CO2/etana',ttrp

c...The calculation of the thermodynamic state point in low-temperature circuit

```
if (SPL .EQ.0)THEN
```

c...Call SATP to get vapor phase enthalpy and entropy at isobaric MPa:

```
i=2
```

```
call SATT (t1,x,i,p1,dl,dv,xliq,xvap,ierr,herr)
```

```
call ENTHAL (t1,dv,x,h1v)
```

```
call ENTHAL (t1,dv,x,h1)
```

```
call ENTRO (t1,dv,x,s1)
```

```
call ENTRO (t1,dv,x,s1V)
```

```
ELSE
```

```
i=2
```

```
call SATT (t1,x,i,p1,dl,dv,xliq,xvap,ierr,herr)
```

```
call SATP (p1,x,i,t,dl,dv,xliq,xvap,ierr,herr)
```

```
call TPFESH (t1,p1,x,d,dl,dv,xliq,xvap,q,e,h1v,s1,
```

```
& cv,cp,w,ierr,herr)
```

```
dt1 = t1 + SPL
```

```
call TPFESH (dt1,p1,x,d,dl,dv,xliq,xvap,q,e,h1,s1,
```

```
& cv,cp,w,ierr,herr)
```

```
ENDIF
```

c...Call SATP to get liquid phase enthalpy and entropy at isobaric MPa:

```
IF (SBL .EQ.0)THEN
```

c...call SATP (p3,x,i,t3,dl,dv,xliq,xvap,ierr,herr)

```
i=1
```

```
call SATT (t3,x,i,p3,dl,dv,xliq,xvap,ierr,herr)
```

```
call ENTHAL (t3,dl,x,h3)
```

```
call ENTRO (t3,dl,x,s3)
```

```
ELSE
```

```
i=1
```

```
call SATT (t3,x,i,p3,dl,dv,xliq,xvap,ierr,herr)
```

```

dc3 =t3 - SBL
call TPFLSH (dc3,p3,x,d,dl,dv,xliq,xvap,q,e,h3,s3,
&          cv,cp,w,ierr,herr)
ENDIF

```

c...Call PSFLSH to get superheated phase enthalpy and entropy at isentropic :

```

call SATT (t1,x,i,p1,dl,dv,xliq,xvap,ierr,herr)
call PSFLSH (p3,s1,x,t2,d,dl,dv,x,y,q,e,h2s,
&          cv,cp,w,ierr,herr)
RCL=P3/P1
EL=1-(0.04*RCL)
h2 = ((h2s-h1)/EL)+h1
call PHFLSH (p3,h2,x,t2,D,DI,Dv,x,y,q,e,s2,
&          cv,cp,w,ierr,herr)

```

c...to get two phase enthalpy and entropy at isobaric MPa:

```

h4=h3

i=2
call SATT (t1,x,i,p1,dl,dv,xliq,xvap,ierr,herr)
C call ENTHAL (t1,dv,x,h1v)
C call ENTRO (t1,dv,x,s1v)

i=1
call SATT (t1,x,i,p1,dl,dv,xliq,xvap,ierr,herr)
call ENTHAL (t1,dl,x,h1l)
call ENTRO (t1,dl,x,s1l)
ql=(h4-h1l)/(h1v-h1l)
C call PHFLSH (p1,h4,x,t,D,DI,Dv,x,y,q,e,s4,
C &          cv,cp,w,ierr,herr)
s4 = s1l + (ql*(s1v-s1l))

```

c... change to mass basis

$h1=h1/WMOL(x)$

$s1=s1/WMOL(x)$

$h2=h2/WMOL(x)$

$s2=s2/WMOL(x)$

$h3=h3/WMOL(x)$

$s3=s3/WMOL(x)$

$h4=h4/WMOL(x)$

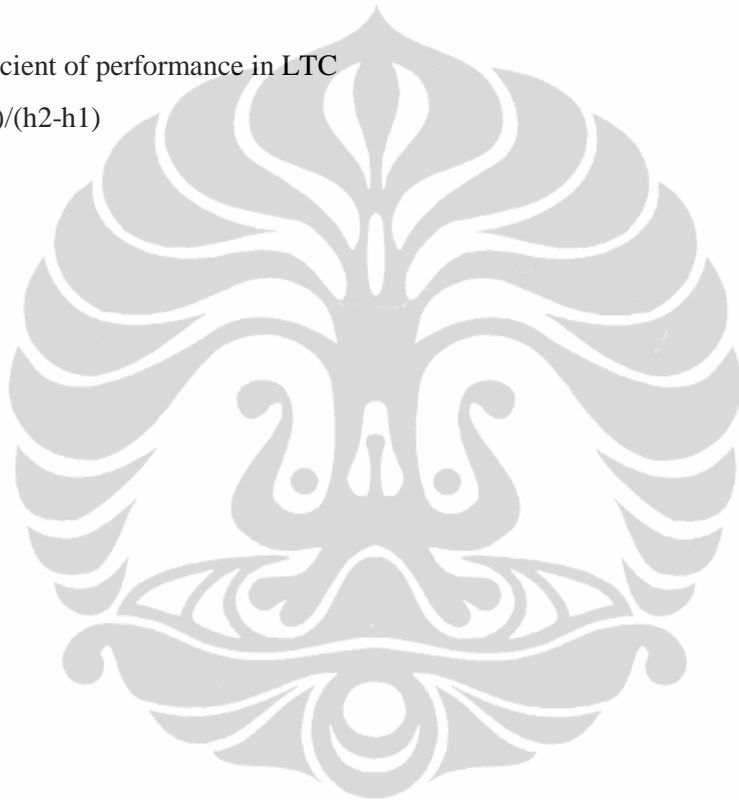
$s4=s4/WMOL(x)$

c... to get coefecient of performance in LTC

$cpl=(h1-h4)/(h2-h1)$

return

end



Riwayat Hidup

1. Data Pribadi

1. Nama Lengkap : Darwin Rio Budi Syaka, ST,MT
2. Tempat/tanggal Lahir : Metro, 22 April 1976
3. Jenis Kelamin : Laki-laki
4. Agama : Islam
5. Status : Menikah dengan Jenny Susanti, S.Sos
6. Alamat Rumah : Perum Bumi Anggrek S120, Karangsatria
Tambun Utara, Bekasi
7. No. Telepon : (021) 8825108

2. Pendidikan Tinggi

1. 1994 - 1999 Sarjana Teknik, Program Studi Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Diponegoro.
2. 2000 - 2003 Magister Teknik, Program Studi Teknik Mesin Fakultas Pascasarjana Universitas Gadjah Mada.
3. 2008 - 2012 Program Doktor, Departemen Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Indonesia.

3. Pekerjaan

1. 2001 - 2006 Staf Pengajar, Fakultas Teknik Universitas Muhammadiyah Magelang.
2. 2006-sekarang Staf Pengajar, Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Negeri Jakarta.

4. Sumber Pendanaan Penelitian

1. 2009 Riset Unggulan Universitas Indonesia (RUUI), bidang unggulan Sains dan Teknologi, Dana Riset: Direktorat Riset dan Pengabdian Masyarakat Universitas Indonesia
2. 2009-2010 Hibah Kompetitif Penelitian Sesuai Prioritas Nasional, Dana Riset: Direktorat Penelitian dan Pengabdian kepada Masyarakat , Direktorat Jenderal Pendidikan Tinggi, Kementerian Pendidikan Nasional.
3. 2010-2011 Hibah Bersaing, Dana Riset: Direktorat Penelitian dan Pengabdian kepada Masyarakat , Direktorat Jenderal Pendidikan Tinggi, Kementerian Pendidikan Nasional.
4. 2010 Penelitian Disertasi Doktor, Dana Riset: Direktorat Penelitian dan Pengabdian kepada Masyarakat , Direktorat Jenderal Pendidikan Tinggi, Kementerian Pendidikan Nasional.
5. 2010 Riset Pasca Sarjana UI (RPS-UI), Dana Riset: Direktorat Riset dan Pengabdian Masyarakat Universitas Indonesia
6. 2010 Riset Berbasis Laboratorium Internasional, Dana Riset: Direktorat Riset dan Pengabdian Masyarakat Universitas Indonesia

5. Publikasi Ilmiah

5.1 Jurnal Internasional

1. M. Idrus Alhamid, **Darwin R.B Syaka**, and Nasruddin, 2010, *Exergy and Energy Analysis of a Cascade Refrigeration System Using R744+R170 for Low Temperature Applications*, International Journal of engineering & sciences, IJMME-IJENS , December, Vol:10 No:06.
2. Nasruddin, **Darwin R.B. Syaka**, M. Idrus Alhamid, 2011, *a cascade refrigeration system using mixture of carbon dioxide and hydrocarbons for low temperature applications*, Journal of Engineering and Applied Sciences, Volume: 6, Issue: 6, Page No. : 379-386.

5.2 Seminar Internasional

1. Nasruddin, **Darwin Rio Budi Syaka**, 2009, *Thermodynamics Analysis Of Refrigerant Selection In Cascade Refrigeration System*, International Conference Of Saving Energy In Refrigeration And Air-Conditioning, Departemen Teknik Mesin Fakultas Teknik-Universitas Indonesia, Depok, January 14 – 17.
2. Nasruddin, **Darwin Rio Budi Syaka**, M. Idrus Alhamid, 2009, *Cascade Refrigeration System for Low-Temperature Application using CO₂+Hydrocarbon Mixture as Alternative Refrigerant*, Prosiding Seminar internasional – The 2nd IMAT, Taman Safari, Nov. 16-17.
3. Nasruddin, **Darwin Rio B.S** and M. Idrus Alhamid, 2010, *Exergy Analysis of Cascade Refrigeration System Using C₂H₆+CO₂ as Alternative Refrigerants for R23 and R508B at Low Temperature Applications*, HEFAT 7th International Conference on Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics, Antalya, Turkey, 19-21 July.
4. **Darwin R.B Syaka**, M. Idrus Alhamid, Rifky Tri Wahyu Rosadi and Nasruddin, 2010, *Characteristics Of Cascade Refrigeration System with Refrigerant Mixtures R744/R170; Simulation and Experiment*, The International Conference, 3rd International Meeting of Advances In Thermofluids, Singapore, November 30.
5. Nasruddin, **Darwin R.B. Syaka**, M. Idrus Alhamid, 2011, *Correlation of refrigeration mass flow rate through adiabatic capillary tubes using mixture refrigeration carbon dioxide and etana for low temperature applications*, 4th International Meeting of Advances In Thermo Fluids, Melaka, Malaysia, October 3 – 4.

5.3 Jurnal Nasional

1. **Darwin Rio Budi Syaka**, Nasruddin dan Lasman Saputra, 2010, *Campuran Karbondioksida dan Propana Sebagai Refrigeran Temperatur Rendah Ramah Lingkungan Pada Sistem Refrigerasi Cascade*, Majalah Ilmiah Nasional Terakreditasi-Jurnal Ketenaga Listrik dan Energi Terbarukan.
2. Nasruddin, M. Idrus Alhamid dan **Darwin Rio Budi Syaka**, 2010, *Analisa Model & Experimental Setup Sistem Refrigerasi Cascade dengan Campuran Karbondioksida & Etana sebagai Refrigeran Temperatur Rendah Ramah Lingkungan*, Jurnal Teknik Mesin Indonesia, Volume 5, Nomor 2, Oktober.
3. **Darwin R.B Syaka**, M. Idrus Alhamid, Rifky Tri Wahyu Rosadi dan

Nasruddin, 2011, *Pengujian dan Simulasi Karakteristik Sistem Refrigerasi Cascade dengan Refrigeran Campuran R744/R170*, Jurnal Teknik Mesin, Terakreditasi No. 43/Dikti/kep/2008, Volume 11, Nomor 2, Surabaya, Mei.

5.4 Seminar Nasional

1. **Darwin Rio Budi Syaka**, Nasruddin, 2008, *Analisa Termodinamika Pemilihan Refrigeran Pada Sistem Refrigerasi Cascade*, Seminar Nasional Tahunan Teknik Mesin (SNTTM)-VII, Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Sam Ratulangi, Manado, 4–6 November.
2. Nasruddin, M. Idrus Alhamid dan **Darwin Rio Budi Syaka**, 2009, *Analisa Model & Experimental Setup Sistem Refrigerasi Cascade dengan Campuran Karbondioksida & Etana sebagai Refrigeran Temperatur Rendah Ramah Lingkungan*, Prosiding-Seminar Nasional Tahunan Teknik Mesin (SNTTM)-VIII, Semarang 11-14 Agustus.
3. Nasruddin, Rifky Tri Wahyu Rosadi, **Darwin R.B. Syaka**, 2010, *Pengujian Sistem Refrigerasi Cascade Dengan Menggunakan Refrigeran Alami Campuran R744 dan R170 Untuk Aplikasi Temperatur Rendah*, Prosiding Seminar Nasional – Kemajuan Riset dan Teknologi Yang Ramah Lingkungan, Univ. Mataram, 25 Mei.
4. **Darwin Rio Budi Syaka**, Nasruddin dan M. Idrus Alhamid, 2010, *Analisa Termodinamika Sistem Refrigerasi Autocascade dengan Refrigeran Ramah Lingkungan*, Prosiding Seminar Nasional–Kemajuan Riset dan Teknologi yang Ramah Lingkungan, Univ. Mataram, 25 Mei.
5. Nasruddin, Ardi Yuliono dan **Darwin Rio Budi Syaka**, 2010, *Performa Sistem Autocascade Dengan Menggunakan karbondioksida Sebagai Refrigeran Campuran*, Seminar Nasional, Perkembangan Riset dan Teknologi di Bidang Industri Ke-16, KPTU Fakultas Teknik UGM, Yogyakarta, 27 Mei.
6. Ardi Yuliono dan **Darwin Rio Budi Syaka**, Nasruddin, 2010, *Optimalisasi pipa kapiler mesin pendingin autocascade pada variasi komposisi campuran refrigeran hidrokarbon*, Seminar Nasional Thermofluid, Yogyakarta, 05 Agustus.
7. **Darwin Rio Budi Syaka**, Nasruddin dan M. Idrus Alhamid, 2010, *Pengaruh Perubahan Komposisi Refrigeran Campuran CO₂/Etana Dalam Sistem Refrigerasi Cascade*, Seminar Nasional Tahunan Teknik Mesin (SNTTM) ke-9, Palembang, 13-15 Oktober.
8. **Darwin Rio Budi Syaka**, Nasruddin dan M. Idrus Alhamid, 2011, *Sistem Refrigerasi Cascade dengan Refrigeran Campuran Karbon Dioksida dan Ethane Untuk Temperatur -80°C*, Seminar Nasional Tahunan Teknik Mesin (SNTTM) ke-10, Malang, 2-3 November.

5.4 Paten

Nasruddin, M. Idrus Alhamid dan **Darwin Rio Budi Syaka**, *Komposisi campuran CO₂ dengan etana sebagai refrigeran ramah lingkungan untuk temperature sangat rendah pada sistem refrigerasi cascade*, No. Permohonan: P00201100708, tanggal penerimaan 11 November 2011.