



UNIVERSITAS INDONESIA

**OPTIMISASI TERMOEKONOMI DAN ANALISIS *EXERGY*
DARI SISTEM REFRIGERASI *CASCADE* MENGGUNAKAN
CAMPURAN REFRIGERAN KARBON DIOKSIDA DAN
HIDROKARBON PADA SIRKUIT TEMPERATUR RENDAH**

SKRIPSI

**AHMAD FAQIH
0806329786**

**FAKULTAS TEKNIK
PROGRAM STUDI TEKNIK MESIN
DEPOK
JUNI 2012**



UNIVERSITAS INDONESIA

**OPTIMISASI TERMOEKONOMI DAN ANALISIS *EXERGY*
DARI SISTEM REFRIGERASI *CASCADE* MENGGUNAKAN
CAMPURAN REFRIGERAN KARBON DIOKSIDA DAN
HIDROKARBON PADA SIRKUIT TEMPERATUR RENDAH**

SKRIPSI

Diajukan sebagai salah satu syarat untuk memperoleh gelar sarjana teknik

**AHMAD FAQIH
0806329786**

**FAKULTAS TEKNIK
PROGRAM STUDI TEKNIK MESIN
DEPOK
JUNI 2012**

HALAMAN PERNYATAAN ORISINALITAS

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

Nama : Ahmad Faqih

NPM : 0806329786

Tanda Tangan : 

Tanggal : 16 Juli 2012

HALAMAN PENGESAHAN

Skripsi ini diajukan oleh :
Nama : Ahmad Faqih
NPM : 0806329786
Program Studi : Teknik Mesin
Judul Skripsi : Optimisasi Termoekonomi dan Analisis *Exergy*
dari Sistem Refrigerasi *Cascade* Menggunakan
Campuran Refrigeran Karbon Dioksida dan
Hidrokarbon pada Sirkuit Temperatur Rendah

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

DEWAN PENGUJI

Pembimbing : Dr.-Ing. Ir. Nasruddin, M.Eng. ()

Penguji : Dr. Ir. M. Idrus Alhamid, M.Eng. ()

Penguji : Arnas, ST., MT. ()

Ditetapkan di : Depok

Tanggal : 16 Juli 2012

KATA PENGANTAR

Puji dan syukur kehadiran Allah SWT atas segala nikmat dan anugerah-Nya yang telah diberikan kepada kita setiap saat. Skripsi ini dibuat sebagai salah satu syarat kelulusan dan sekaligus bagian dari representasi hasil belajar yang telah saya dapatkan selama masa perkuliahan di Universitas Indonesia. Pada kesempatan ini, saya sampaikan rasa terima kasih saya kepada pihak-pihak yang telah membantu, baik dalam melakukan penelitian maupun dalam penulisan skripsi ini, khusus nya kepada :

1. Dr.-Ing. Ir. Nasruddin, M.Eng, selaku dosen pembimbing yang dengan keramahan dan keikhlasannya telah meluangkan banyak waktu untuk membimbing saya dalam melakukan penelitian ini dari awal hingga akhir.
2. Dewan penguji sidang skripsi yang bersedia memberikan masukan-masukan berharga kepada saya.
3. Kedua orang tua dan seluruh keluarga yang selalu memberikan doa dan dukungan yang tiada henti kepada saya.
4. Rekan-rekan laboratorium teknik pendingin atas kerjasama dan dukungan moril dalam melakukan penelitian ini.

Akhir kata, saya sadari bahwa dalam penelitian yang telah saya lakukan maupun dalam penulisan skripsi ini masih terdapat kekurangan, sehingga saya mengharapkan masukan dari semua pihak demi perbaikan kedepannya. Semoga skripsi ini bisa memberikan manfaat bagi banyak pihak.

Depok, 25 Juni 2012

Ahmad Faqih

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

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

Nama : Ahmad Faqih
NPM : 0806329786
Program Studi : Teknik Mesin
Departemen : Teknik Mesin
Fakultas : Teknik
Jenis Karya : Skripsi

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

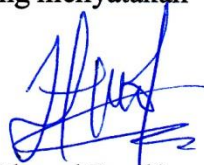
Optimisasi Termoekonomi dan Analisis *Exergy* dari Sistem Refrigerasi Cascade Menggunakan Campuran Refrigeran Karbon Dioksida dan Hidrokarbon pada Sirkuit Temperatur Rendah

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

Demikian pernyataan ini saya buat dengan sebenarnya.

Dibuat di : Depok
Pada Tanggal : 16 Juli 2012

Yang menyatakan



(Ahmad Faqih)

ABSTRAK

Nama : Ahmad Faqih
Program studi : Teknik Mesin
Judul : Optimisasi Termoekonomi dan Analisis *Exergy* dari Sistem Refrigerasi *Cascade* Menggunakan Campuran Refrigeran Karbon Dioksida dan Hidrokarbon pada Sirkuit Temperatur Rendah

Banyak aplikasi dan proses-proses di industri yang membutuhkan temperatur pendinginan sangat rendah, bahkan bidang biomedis membutuhkan *cold storage* yang mampu mendinginkan hingga temperatur -80°C . Penggunaan sistem refrigerasi siklus tunggal pada aplikasi temperatur sangat rendah menjadi tidak ekonomis karena tinggi nya rasio tekanan dan juga menghasilkan efek pendinginan yang tidak efektif karena rendah nya tekanan evaporasi, sehingga digunakan sistem refrigerasi *cascade*. Penggunaan refrigeran alamiah, seperti campuran karbon dioksida dan hidrokarbon merupakan alternatif dari penggunaan refrigeran yang mengandung bahan perusak lapisan ozon dan pemanasan global. Pada penelitian ini, dilakukan analisis termodinamika untuk menentukan komposisi campuran karbon dioksida dan hidrokarbon yang optimum. Selanjutnya, dilakukan optimisasi secara termoeekonomi untuk menentukan kondisi operasi yang optimum dari sistem refrigerasi *cascade*, dimana peningkatan efisiensi *exergy* merupakan sasaran optimisasi secara termodinamika, sedangkan meminimumkan pengeluaran biaya tahunan merupakan sasaran optimisasi secara ekonomi.

Kata kunci : optimisasi, termoekonomi, *cascade*, karbon dioksida, hidrokarbon, temperatur rendah

ABSTRACT

Name : Ahmad Faqih
Study Program : Mechanical Engineering
Title : Thermoeconomic Optimization and Exergy Analysis of Cascade Refrigeration System Using Refrigerant Mixtures of Carbon Dioxide and Hydrocarbon at Low Temperature Circuit

There are many industrial applications and processes in which ultra-low temperature is necessary, even the biomedical preservation that needs cold storage providing temperature about -80°C . The use of single cycle refrigeration system for ultra-low temperature application is economically unacceptable caused by the high pressure ratio and results the ineffective evaporating effect as the low evaporating pressure, hence the cascade refrigeration system is applied. Natural refrigerants, such as carbon dioxide and hydrocarbon will be the alternative solutions of the used of ozon depleting and global warming effect refrigerants. In this research, thermodynamic analysis is applied to decide the optimum composition of the mixtures between carbon dioxide and hydrocarbon. Furthermore, thermoeconomic optimization results the optimum operating conditions of the cascade refrigeration system where the increasing of exergetic efficiency is the thermodynamic objective, while the minimization of the annual cost is the economic objective.

Key words : optimization, thermoeconomic, cascade, carbon dioxide, hydrocarbon, low temperature

DAFTAR ISI

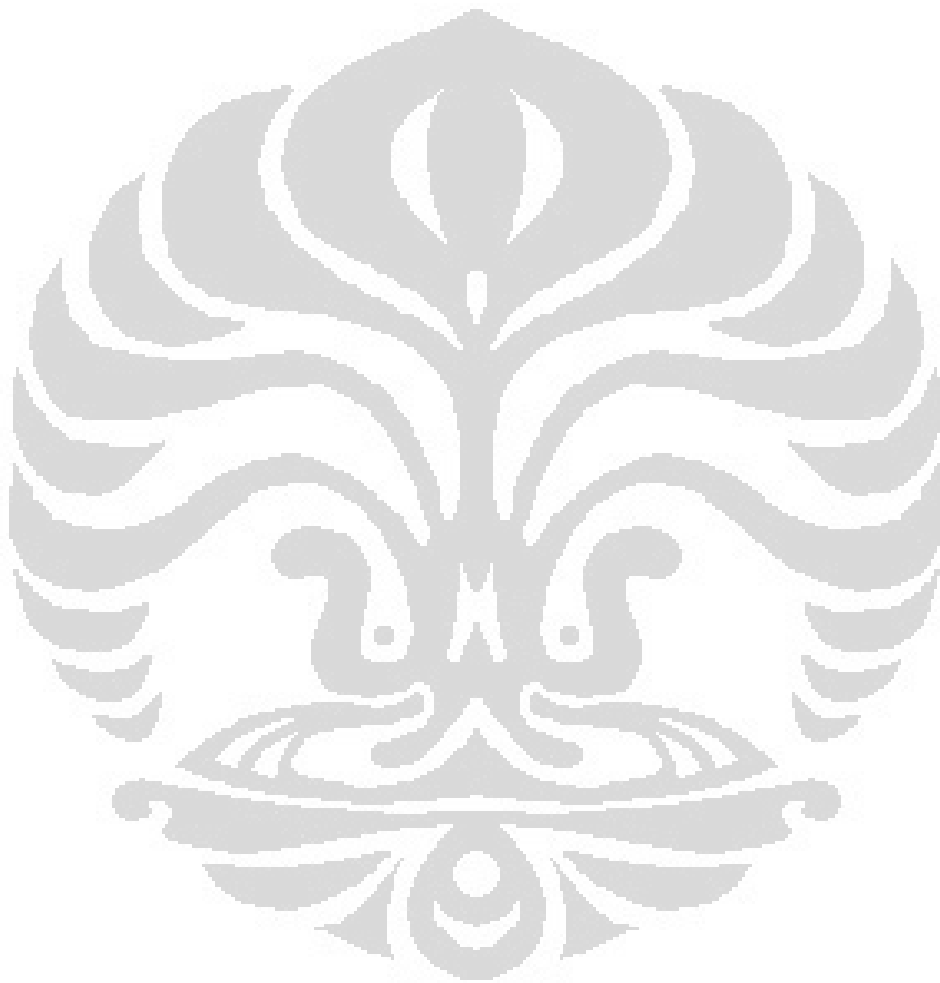
HALAMAN PERNYATAAN ORISINALITAS.....	ii
HALAMAN PENGESAHAN.....	iii
KATA PENGANTAR	iv
HALAMAN PERNYATAAN PERSETUJUAN PUBLIKASI.....	v
ABSTRAK	vi
DAFTAR ISI.....	viii
DAFTAR GAMBAR	x
DAFTAR TABEL.....	xii
DAFTAR ISTILAH DAN SIMBOL	xiii
BAB 1 PENDAHULUAN	1
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Perumusan Masalah.....	3
1.3 Tujuan Penelitian.....	3
1.4 Batasan Masalah.....	4
1.5 Sistematika Penulisan.....	4
BAB 2 TINJAUAN PUSTAKA	6
2.1 Refrigerasi dan Sistem Refrigerasi.....	6
2.2 Refrigerasi untuk Temperatur Sangat Rendah	8
2.3 Sistem Refrigerasi <i>Cascade</i>	10
2.4 Refrigeran.....	15
2.5 Exergy	23
2.6 Optimisasi Multi-objektif dengan Algoritma Genetika	26
BAB 3 METODOLOGI PENELITIAN	32
3.1 Analisis Termodinamika	33
3.2 Simulasi Sistem Refrigerasi <i>Cascade</i> Menggunakan Campuran Refrigeran Karbon Dioksida dan Hidrokarbon	37
3.3 Simulasi Campuran Karbon Dioksida dan Hidrokarbon pada Temperatur Evaporasi -80 °C	39
3.4 Analisis Ekonomi	41
3.5 Optimisasi Sistem Refrigerasi <i>Cascade</i>	43
BAB 4 HASIL DAN PEMBAHASAN	45
4.1 Pemilihan Refrigeran Sirkuit Temperatur Tinggi	45
4.2 Karakteristik CO ₂ dan Hidrokarbon sebagai Refrigeran Sirkuit Temperatur Rendah.....	48

4.3	Pemilihan Komposisi Campuran Refrigeran Sirkuit Temperatur Rendah	51
4.3.1	Campuran Karbon Dioksida dan Propana.....	51
4.3.2	Campuran Karbon Dioksida dan Etana.....	52
4.3.3	Campuran Karbon Dioksida dan Etilen	55
4.4	Sistem Refrigerasi <i>Cascade</i> Menggunakan Campuran Refrigeran CO ₂ dan Hidrokarbon pada Sirkuit Temperatur Rendah	56
4.4.1	<i>Analisis Exergy Destruction</i>	58
4.5	Optimisasi Termoekonomi Sistem Refrigerasi <i>Cascade</i>	61
4.5.1	Karbon Dioksida dan Propana pada Sirkuit Temperatur Rendah ...	62
4.5.2	Karbon Dioksida dan Etana pada Sirkuit Temperatur Rendah	66
4.5.3	Karbon Dioksida dan Etilen pada Sirkuit Temperatur Rendah.....	69
BAB 5 KESIMPULAN		73
DAFTAR PUSTAKA		75
DAFTAR LAMPIRAN		83

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 Sistem refrigerasi kompresi uap	7
Gambar 2.2 Perbandingan antara sistem kompresi uap dengan sistem absorpsi	7
Gambar 2.3 Sistem ekspansi gas	8
Gambar 2.4 Sistem refrigerasi dua tahap dengan satu refrigeran (<i>two-stage single refrigerant system</i>)	9
Gambar 2.5 Skema sederhana dan diagram <i>T-s</i> sistem refrigerasi <i>cascade</i>	10
Gambar 2.6 Survei umum refrigeran alternative.....	17
Gambar 2.7 Diagram <i>p-h</i> karbon dioksida.....	18
Gambar 2.8 Analogi prinsip kesetimbangan exergy	24
Gambar 2.9 Solusi optimum <i>Pareto frontier</i>	28
Gambar 2.10 Diagram alur siklus evolusi dengan algoritma genetika	30
Gambar 3.1 Diagram alur metodologi penelitian secara garis besar	32
Gambar 3.2 Skema sistem refrigerasi <i>cascade</i>	34
Gambar 3.3 Titik-titik keadaan dari sistem <i>cascade</i> pada diagram <i>p-h</i>	35
Gambar 3.4 Diagram alur proses simulasi sistem refrigerasi <i>cascade</i>	39
Gambar 3.5 Diagram alur pengujian komposisi optimum campuran refrigeran ..	40
Gambar 3.6 Diagram alur skema optimisasi multi-objektif.....	44
Gambar 4.1 Perubahan temperatur evaporasi <i>cascade</i> terhadap COP	46
Gambar 4.2 Rasio laju aliran massa dari beberapa refrigeran	47
Gambar 4.3 Pengaruh komposisi campuran CO ₂ dan Propana terhadap COP	51
Gambar 4.4 Pengaruh komposisi campuran CO ₂ dan Etana terhadap COP	53
Gambar 4.5 Hubungan tekanan dan temperatur dari komposisi azeotropik karbon dioksida dan etana.....	54
Gambar 4.6 Pengaruh komposisi campuran CO ₂ dan etilen terhadap COP	55
Gambar 4.7 Perbandingan beberapa golongan refrigeran dalam fungsi tekanan dan temperatur	57
Gambar 4.8 Exergy destruction komponen sistem refrigerasi <i>cascade</i> untuk campuran refrigeran sirkuit temperatur rendah yang berbeda	59
Gambar 4.9 <i>Pareto frontier</i> dari campuran CO ₂ dan propana (94/6)	63
Gambar 4.10 Kerugian exergy pada campuran CO ₂ /propana (94/6)	65

Gambar 4.11 <i>Pareto frontier</i> dari campuran CO ₂ dan etana (64/36).....	67
Gambar 4.12 Kerugian exergy pada campuran CO ₂ /etana (64/36).....	69
Gambar 4.13 <i>Pareto frontier</i> dari campuran CO ₂ dan etilen (37/63)	70
Gambar 4.14 Kerugian exergy pada campuran CO ₂ /etilen (37/63).....	72



DAFTAR TABEL

Tabel 2.1 Nilai mampu bakar (<i>flammability</i>) beberapa hidrokarbon.....	20
Tabel 2.2 Penggolongan keamanan refrigeran.....	21
Tabel 3.1 Persamaan kesetimbangan untuk setiap komponen dari sistem.....	35
Tabel 3.2 Perhitungan titik keadaan termodinamika sebagai fungsi dari parameter sistem.....	37
Tabel 3.3 Variasi pengujian komposisi massa refrigeran	38
Tabel 4.1 Temperatur <i>triple</i> dan kondisi <i>critical</i> refrigeran	48
Tabel 4.2 Properti termodinamika campuran refrigeran CO ₂ dan hidrokarbon....	49
Tabel 4.3 Hasil optimisasi <i>single</i> -objektif termodinamika dan ekonomi campuran CO ₂ dan propana.....	63
Tabel 4.4 Hasil optimisasi secara termoekonomi campuran CO ₂ dan propane	64
Tabel 4.5 Unjuk kerja sistem refrigerasi <i>cascade</i> dengan refrigeran CO ₂ /Propana	65
Tabel 4.6 Hasil optimisasi <i>single</i> -objektif termodinamika dan ekonomi campuran CO ₂ dan etana	66
Tabel 4.7 Hasil optimisasi secara termoekonomi campuran CO ₂ dan etana.....	67
Tabel 4.8 Unjuk kerja sistem refrigerasi <i>cascade</i> dengan refrigeran CO ₂ /Etana..	68
Tabel 4.9 Hasil optimisasi <i>single</i> -objektif termodinamika dan ekonomi campuran CO ₂ dan etilen.....	70
Tabel 4.10 Hasil optimisasi secara termoekonomi campuran CO ₂ dan etilen.....	70
Tabel 4.11 Unjuk kerja sistem refrigerasi <i>cascade</i> dengan refrigeran CO ₂ /Etilen	72
Tabel 5.1 Desain kondisi operasi yang optimum dari sistem refrigerasi <i>cascade</i> menggunakan campuran refrigeran CO ₂ /propana (94/6) pada sirkuit temperatur rendah.....	73
Tabel 5.2 Desain kondisi operasi yang optimum dari sistem refrigerasi <i>cascade</i> menggunakan campuran refrigeran CO ₂ /etana (64/36) pada sirkuit temperatur rendah.....	74
Tabel 5.3 Desain kondisi operasi yang optimum dari sistem refrigerasi <i>cascade</i> menggunakan campuran refrigeran CO ₂ /etilen (37/63) pada sirkuit temperatur rendah.....	74

DAFTAR ISTILAH DAN SIMBOL

Nomenklatur		Karakter spesial	
T	Temperatur (°C)	η	Efisiensi
P	Tekanan (kPa)	η_{II}	Efisiensi exergetik
h	Entalpi spesifik (kJ/kg)	ψ	Exergy spesifik (kJ/kg)
s	Entropi spesifik (kJ/kg.K)		
<i>COP</i>	<i>Coefficient of performance</i>	<i>Subscripts</i>	
\dot{Q}	Laju aliran kalor (Watt)	<i>CAS</i>	<i>Cascade</i>
\dot{W}	Kerja (Watt)	<i>E</i>	Evaporator
<i>DT</i>	Beda temperatur di penukar kalor <i>cascade</i> (°C)	<i>C</i>	Kondenser
<i>RC</i>	Rasio tekanan <i>discharge</i> dan <i>suction</i> di kompresor	<i>CL</i>	Ruang pendingin
\dot{m}	Laju aliran massa (kg/s)	<i>F</i>	Fan
\dot{X}_{des}	<i>Exergy destruction</i> (Watt)	<i>Comp</i>	Kompresor
<i>x</i>	Kualitas uap (0.0 sampai 1.0)	<i>L</i>	Sirkuit temperatur rendah
A_o	Luas <i>outer</i> dimensi penukar kalor (m ²)	<i>H</i>	Sirkuit temperatur tinggi
U_o	Koefisien perpindahan kalor (W/m ² .K)	<i>OPT</i>	Optimum
<i>C</i>	Harga (\$)	<i>is</i>	Isentropik
<i>i</i>	Laju suku bunga (%)	<i>el</i>	Elektrikal
<i>H</i>	Total waktu operasi sistem per tahun (jam)	<i>max/min</i>	Maksimum/minimum
<i>n</i>	Umur pakai peralatan (tahun)	<i>j</i>	Sumber
<i>CRF</i>	<i>Capital recovery factor</i>	<i>0</i>	<i>Ambient</i>

BAB 1 PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Banyak proses-proses di industri yang membutuhkan temperatur sangat rendah, seperti pada industri pengawetan makanan, *blast freezing*, farmasi, pengolahan bahan kimia, pencairan gas, dan aplikasi *cryogenics*. Kegiatan pengobatan dan penelitian biomedis membutuhkan media penyimpanan dingin (*cold storage*) untuk menyimpan spesimen biologi. Untuk mencegah spesimen-spesimen biologi dari kerusakan selama penyimpanan, disyaratkan temperatur dari *cold storage* hingga mencapai -80°C (Scott et al., 2005).

Penggunaan sistem refrigerasi yang menggunakan siklus tunggal hanya mampu mencapai temperatur pendinginan efektif sekitar -40°C , dan efisiensinya memburuk di bawah -35°C karena rendahnya tekanan evaporasi. Untuk dapat menjangkau temperatur yang lebih rendah secara efektif, digunakan sistem refrigerasi *cascade* (Wu et al., 2007). Sistem refrigerasi *cascade* minimal terdiri dari dua siklus sistem refrigerasi yang bekerja secara mandiri. Kedua siklus refrigerasi ini dihubungkan oleh penukar kalor *cascade* dimana kalor yang dilepaskan kondenser di sirkuit temperatur rendah diserap oleh evaporator dari sirkuit temperatur tinggi (ASHRAE, 2006).

Secara umum, refrigeran yang banyak digunakan untuk sirkuit temperatur tinggi di antaranya R22, ammonia, R507, dan R404a. Untuk sirkuit temperatur rendah, digunakan refrigeran yang memiliki densitas uap tinggi pada temperatur rendah. Selama ini, refrigeran CFC seperti R503, yakni campuran azeotrop dari R13 dan R12, banyak digunakan sebagai refrigeran pada sirkuit temperatur rendah. Namun, penggunaan refrigeran CFC bagi negara berkembang setelah tahun 2010 sudah tidak diperbolehkan karena dapat merusak lapisan ozon (Protokol Montreal, 1987). Sementara, refrigeran alternatif HFC seperti R23 yang walaupun tidak mengandung bahan perusak lapisan ozon, namun masih berpotensi terhadap pemanasan global. Oleh karena itu, dicari refrigeran alternatif yang diarahkan pada penggunaan refrigeran alami, salah satunya adalah karbon dioksida (Lee et al., 2006).

Karbon dioksida memiliki keunggulan karena tidak beracun, tidak dapat terbakar (*non-flammable*), mudah didapat, tidak merusak ozon dan sangat rendah potensinya terhadap pemanasan global. Namun, tingginya tekanan dan temperatur rangkap tiga (*triple*) membatasi penggunaan karbon dioksida dibawah temperatur $-56,6^{\circ}\text{C}$. Solusi untuk mengatasi kekurangan ini adalah dengan mencampurkan karbon dioksida dengan refrigeran alami yang lain, yakni hidrokarbon. Sebagai refrigeran, hidrokarbon memiliki sifat termofisik yang cukup baik. Meski tidak beracun dan ramah lingkungan, hidrokarbon dikenal sebagai bahan yang mudah terbakar (Cox, 2007). Oleh karena itu, pencampuran hidrokarbon dan karbon dioksida diharapkan mampu mengurangi *flammability* dari hidrokarbon, sekaligus akan menurunkan tekanan dan temperatur *triple* dari karbon dioksida.

Studi mengenai penggunaan refrigeran karbon dioksida dan hidrokarbon untuk sistem refrigerasi *cascade* telah dilakukan, di antaranya oleh Bhattacharyya et al.(2005) yang menggunakan propana pada sirkuit temperatur rendah dan karbon dioksida pada sirkuit temperatur tinggi dengan melakukan optimisasi terhadap sistem refrigerasi *cascade* yang dimanfaatkan untuk pendinginan dan pemanasan. Alhamid et al.(2010) juga melakukan simulasi termodinamika yang dilanjutkan dengan investigasi eksperimen untuk menentukan komposisi yang optimum dari refrigeran campuran karbon dioksida dan etana pada sirkuit temperatur rendah sistem refrigerasi *cascade* yang mendapatkan komposisi azeotrop (54% CO_2 dan 46% etana) dalam fraksi mol untuk mencapai temperatur evaporasi hingga -80°C . Namun demikian, komposisi serta cakupan parameter operasi dari beberapa variasi refrigeran campuran karbon dioksida dan hidrokarbon, yakni $\text{CO}_2/\text{R290}$, $\text{CO}_2/\text{R170}$, $\text{CO}_2/\text{R1150}$ pada sirkuit temperatur rendah sistem refrigerasi *cascade* belum diketahui. Oleh karena itu, pada penelitian ini akan dilakukan simulasi untuk mendapatkan cakupan parameter operasi dan komposisi fraksi massa yang sesuai dari refrigeran campuran karbon dioksida dan hidrokarbon pada sirkuit temperatur rendah, serta mengoptimisasi secara termoekonomi parameter-parameter operasi sistem, baik dari segi efisiensi exergy dan juga dari segi biaya yang dikeluarkan dari sistem refrigerasi *cascade*.

1.2 Perumusan Masalah

Dalam aplikasi industri dan penelitian biomedis yang membutuhkan temperatur sangat rendah hingga mencapai temperatur -80°C digunakan sistem refrigerasi *cascade*. Selama ini, kebanyakan sistem refrigerasi *cascade* masih menggunakan refrigeran yang mengandung CFC dan HFC pada sirkuit temperatur rendah yang berpotensi terhadap perusakan lapisan ozon dan pemanasan global, sehingga dibutuhkan refrigeran alternatif yang salah satunya adalah karbon dioksida. Temperatur dan tekanan *triple* yang tinggi dari karbon dioksida menjadi penghalang dari penggunaan karbon dioksida untuk mencapai temperatur sangat rendah. Refrigeran lain yang memiliki sifat termofisik yang baik untuk digunakan pada temperatur sangat rendah adalah hidrokarbon. Meskipun demikian, sifat dari hidrokarbon adalah mudah terbakar, sehingga solusinya adalah dengan mencampurkan karbon dioksida dan hidrokarbon yang akan mampu mengurangi *flammability* dari hidrokarbon, sekaligus menaikkan temperatur dan tekanan *triple* dari karbon dioksida.

Pengujian campuran refrigeran karbon dioksida dan beberapa hidrokarbon (R290, R170, dan R1150) agar memiliki efisiensi energi yang baik membutuhkan eksperimen yang cukup panjang serta biaya yang besar. Oleh karena itu, pada penelitian ini diusulkan sebuah model simulasi termodinamika dan ekonomi untuk menentukan komposisi dan parameter operasi yang optimum dari campuran refrigeran karbon dioksida dan hidrokarbon untuk sirkuit temperatur rendah sistem refrigerasi *cascade*.

1.3 Tujuan Penelitian

Tujuan penelitian ini adalah menentukan komposisi dari campuran refrigeran CO_2 dan hidrokarbon yang mampu bekerja dibawah kondisi *triple* CO_2 dan memiliki *flammability* yang lebih rendah dari hidrokarbon murni pada sirkuit temperatur rendah serta parameter operasi sistem refrigerasi *cascade* secara optimum.

Tujuan khusus penelitian ini adalah :

1. Membuat simulasi termodinamika dan ekonomi dari sistem refrigerasi *cascade* dengan campuran refrigeran CO₂ dan hidrokarbon pada sirkuit temperatur rendah.
2. Menentukan komposisi yang optimum dari campuran refrigeran CO₂ dan hidrokarbon pada temperatur evaporasi -80°C.
3. Melakukan optimisasi terhadap parameter-parameter operasi sistem refrigerasi *cascade* menggunakan refrigeran campuran CO₂ dan hidrokarbon pada komposisi fraksi massa yang optimum.

1.4 Batasan Masalah

Pada penelitian ini ditentukan batasan-batasan masalah, sebagai berikut :

1. Sistem refrigerasi *cascade* yang digunakan terdiri dari dua tingkat dengan jenis siklus kompresi uap, dimana pada sirkuit temperatur tinggi digunakan refrigeran propana dan pada sirkuit temperatur rendah digunakan variasi campuran refrigeran CO₂ dan hidrokarbon.
2. Data-data sifat termofisik dari semua jenis refrigeran yang digunakan pada sistem refrigerasi *cascade* didapat dari perangkat lunak REFPROP versi 8.0 (NIST, 2007).
3. Simulasi termodinamika dan ekonomi sistem refrigerasi *cascade* dilakukan menggunakan perangkat lunak MATLAB 2010b (Mathworks, 2010).
4. Optimisasi multi-objektif dilakukan menggunakan perangkat yang dimiliki oleh program MATLAB 2010b.

1.5 Sistematika Penulisan

Penulisan isi skripsi ini disusun kedalam lima bab. Adapun kelima bab tersebut adalah sebagai berikut :

BAB 1 PENDAHULUAN

Terdiri atas latar belakang dan tujuan dilakukannya penelitian ini, perumusan masalah, batasan-batasan sebagai penyederhanaan

masalah, dan sistematika penulisan yang berisi tentang pengorganisasian penulisan skripsi.

BAB 2 TINJAUAN PUSTAKA

Memaparkan teori-teori dasar dan penelurusan literatur yang mendasari penelitian ini. Teori-teori yang digunakan dalam penelitian ini meliputi teori refrigerasi dan sistem refrigerasi, refrigerasi untuk temperatur sangat rendah, sistem refrigerasi *cascade*, refrigeran, exergy, dan optimisasi multi-objektif menggunakan algoritma genetika.

BAB 3 METODOLOGI PENELITIAN

Menjelaskan serangkaian sistematika penelitian yang dilakukan. Penelitian dimulai dengan melakukan analisis termodinamika untuk mengetahui karakteristik dari refrigeran yang digunakan untuk sirkuit temperatur tinggi dan sirkuit temperatur rendah. Selanjutnya, dicari komposisi campuran refrigeran pada sirkuit temperatur rendah yang optimum dan cakupan parameter operasi dari sistem refrigerasi *cascade*. Setelah diketahui komposisi optimum dan cakupan parameter dari sistem, kemudian dilakukan optimisasi secara termoekonomi untuk mendapatkan kondisi operasi yang terbaik.

BAB 4 HASIL DAN PEMBAHASAN

Memaparkan hasil yang didapat dari penelitian. Sebagian data dan hasil perhitungan disajikan dalam bentuk grafik atau pun tabel. Hasil yang disajikan pada bab ini dikelompokkan berdasarkan campuran refrigeran yang digunakan.

BAB 5 KESIMPULAN

Berisi kesimpulan yang didapat dari penelitian yang telah dilakukan. Kesimpulan ini dijadikan tolak ukur tingkat keberhasilan dari tujuan awal penelitian.

BAB 2 **TINJAUAN PUSTAKA**

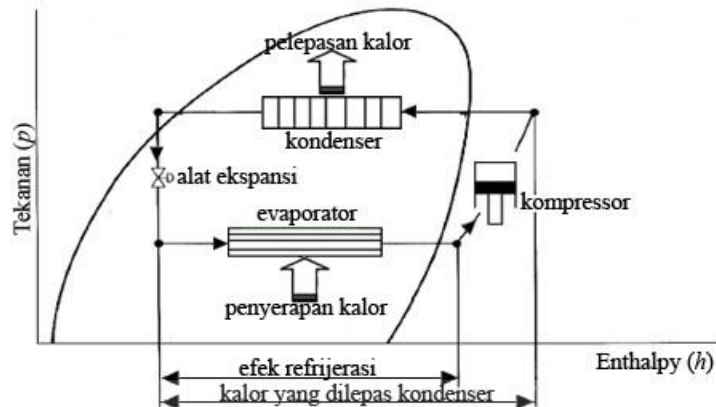
2.1 Refrigerasi dan Sistem Refrigerasi

Refrigerasi adalah suatu proses pemindahan energi panas dari daerah yang bertemperatur rendah ke daerah yang bertemperatur lebih tinggi. Biasanya, daerah pembuangan panas (*heat sink*) tersebut adalah lingkungan atau air pendingin yang memiliki temperatur sama dengan temperatur lingkungan (ASHRAE, 2006). Pada dunia industri, proses refrigerasi banyak digunakan untuk pendinginan produk, pengkondisian udara, atau pun sebagai alat penyimpanan beku (*cold storage*). Pada beberapa sektor industri, seperti industri makanan atau minuman, proses refrigerasi biasanya merupakan proses yang memiliki proporsi paling besar dalam hal biaya konsumsi energi dari keseluruhan sistem (Dincer, 2007).

Sistem refrigerasi merupakan satu kesatuan dari beberapa unit sistem atau komponen yang bekerja saling berhubungan satu sama lain untuk menghasilkan efek refrigerasi, atau biasa disebut dengan efek pendinginan. Secara garis besar, sistem refrigerasi dapat diklasifikasikan kedalam beberapa jenis sistem yang umum digunakan, di antara nya :

- Sistem kompresi uap (*Vapor compression systems*)

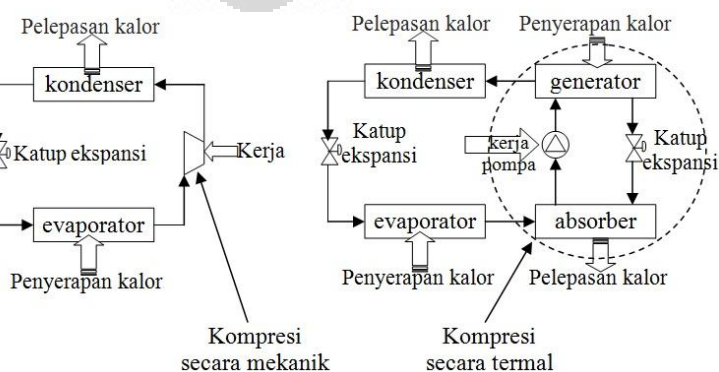
Sistem ini menggunakan siklus kompresi uap dan paling umum digunakan dalam sistem refrigerasi. Pada sistem ini, seperti yang ditunjukkan gambar 2.1, fluida kerja, biasa disebut refrigeran, dikompresi secara adiabatik oleh kompresor, sehingga tekanan dan temperatur nya naik, kemudian terjadi pelepasan kalor dari refrigeran pada kondenser secara isobarik dan isotermik, sehingga terjadi perubahan fasa refrigeran dari uap menjadi liquid. Selanjutnya, refrigeran diekspansikan secara adiabatik oleh alat ekspansi, sehingga tekanan dan temperatur nya turun. Terakhir, refrigeran menyerap kalor secara isobarik dan isotermik pada evaporator, sehingga panas yang diterima refrigeran digunakan untuk mengubah fasa nya dari liquid menjadi uap yang kemudian akan dikompresikan kembali oleh kompresor.



Gambar 2.1 Sistem refrigerasi kompresi uap

- Sistem Absorpsi (*Absorption systems*)

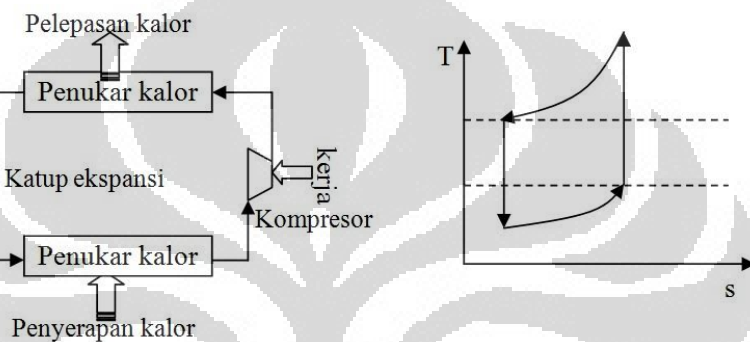
Sistem refrigerasi ini mirip dengan sistem kompresi uap, tetapi terdapat perbedaan pada metode untuk meningkatkan tekanan dari uap refrigeran, seperti yang terlihat pada gambar 2.2. Dalam sistem absorpsi, refrigeran pada temperatur dan tekanan yang rendah masuk ke evaporator untuk menghasilkan efek pendinginan, selanjutnya uap refrigeran masuk ke dalam absorber dimana refrigeran akan terlarut di dalam nya. Larutan yang kaya akan refrigeran ini kemudian dipompa, sehingga tekanan nya naik dan dimasukkan ke dalam generator. Di generator, larutan ini kemudian di panaskan, sehingga menghasilkan uap refrigeran yang bertekanan tinggi dan terpisah dari absorber-nya. Uap refrigeran yang bertekanan tinggi ini kemudian dikondensasikan di kondenser untuk selanjutnya diekspansi pada alat ekspansi dan dialirkan ke evaporator, sedangkan cairan absorber yang bertekanan tinggi akan diekspansi kemudian dikembalikan ke absorber.



Gambar 2.2 Perbandingan antara sistem kompresi uap dengan sistem absorpsi

- Sistem ekspansi gas (*Gas expansion systems*)

Ketika fluida kerja adalah gas yang dikompresi dan kemudian diekspansi tidak mengalami perubahan fase, maka sistem refrigerasi ini disebut dengan sistem ekspansi gas. Udara merupakan fluida kerja yang paling sering digunakan dalam sistem ini. Pada sistem ini, tidak ada proses perubahan fasa dari fluida kerja, baik secara kondensasi maupun evaporasi, sehingga sebagai pengganti komponen kondensor dan evaporator digunakan alat penukar kalor untuk memindahkan panas.



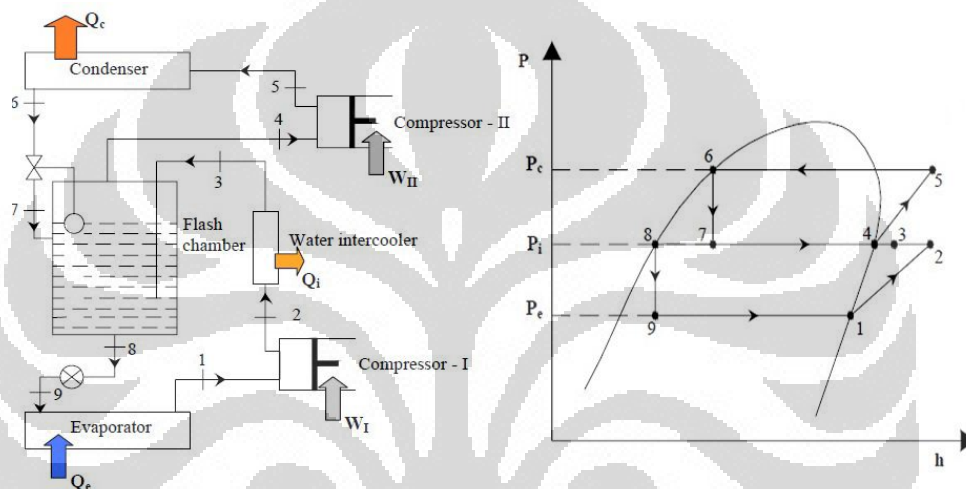
Gambar 2.3 Sistem ekspansi gas

2.2 Refrigerasi untuk Temperatur Sangat Rendah

Refrigerasi untuk temperatur sangat rendah (*Ultralow-temperature refrigeration*) didefinisikan sebagai refrigerasi yang memiliki daerah temperatur antara -50 hingga -100°C . Umumnya, refrigerasi ini diaplikasikan pada 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 sangat tinggi. Tingginya rasio tekanan ini berakibat pada tingginya temperatur *discharge* dan minyak pelumas kompresor serta rendahnya efisiensi volumetrik yang akan 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 2.4. Pada sistem ini,

rasio kompresi dari kompresor pada tiap tahap dapat diatur 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 , bergantung pada spesifikasi refrigeran yang digunakan (Stegmann, 2000). Lebih lanjut, penggunaan refrigeran tunggal pada daerah cakupan temperatur yang luas akan mengakibatkan tekanan evaporator dan volume *suction* yang sangat rendah atau tekanan yang sangat tinggi di kondenser (Bansal, 2007).



Gambar 2.4 Sistem refrigerasi dua tahap dengan satu refrigeran (*two-stage single refrigerant system*)(Singh, 2008)

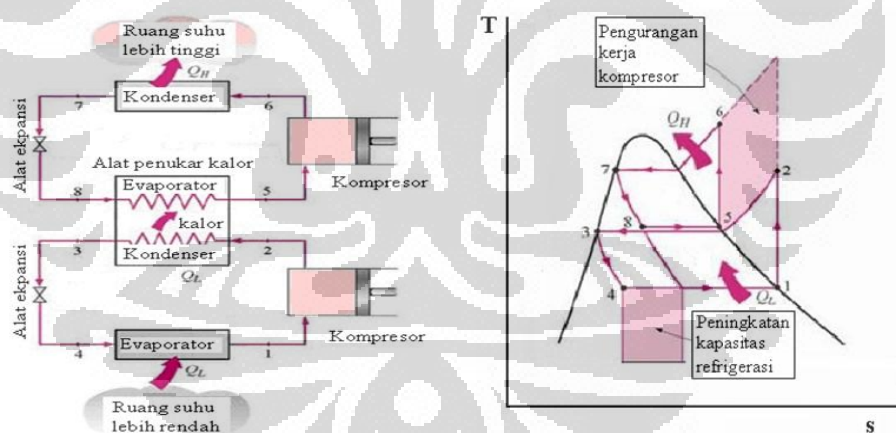
Refrigeran standar tidak dapat beroperasi pada temperatur yang sangat rendah karena mengakibatkan tekanan saturasi nya menjadi terlalu rendah. Jika tekanan saturasi kurang dari 21 inchHg vacum / 4 psia (28 kPa), uap refrigeran akan sangat sedikit yang ditarik ke dalam kompresor. Selain itu, densitas uap refrigeran juga sangat rendah pada tekanan ini, sehingga aliran massa 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 yang dihadapi oleh sistem dengan refrigeran tunggal. Hal ini disebabkan sistem refrigerasi *cascade* terdiri dari dua sirkuit terpisah yang berjalan secara tidak

saling ketergantungan, yang masing-masing menggunakan refrigeran sesuai dengan cakupan temperatur yang hendak dicapai (ASHRAE, 2006).

2.3 Sistem Refrigerasi *Cascade*

Sistem refrigerasi *cascade* terdiri dari minimal dua sistem refrigerasi siklus tunggal yang bekerja terpisah. 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 refrigerasi tunggal (Cengel & Boles, 1998). Gambar 2.5 memperlihatkan titik-titik keadaan sistem refrigerasi *cascade* dua tingkat.



Gambar 2.5 Skema sederhana dan diagram T - s sistem refrigerasi *cascade* (Cengel & Boles, 1998)

Dalam 10 tahun terakhir, kepedulian 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 alternatif sebagai 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 analisis termodinamika guna mencari unjuk kerja terbaik dari suatu pasangan refrigeran sirkuit temperatur rendah dan sirkuit temperatur tinggi pada sistem refrigerasi *cascade*. Agnew dan Ameli (2004) telah melakukan studi untuk mencari kondisi operasi optimum yang memperlihatkan unjuk kerja yang meningkat pada kombinasi R508b dan R717 terhadap kombinasi semula refrigeran CFC yakni R13 dan R12. Penggunaan refrigeran alamiah yang lain, yakni hidrokarbon telah dilakukan oleh Mafi et al. (2008) dengan menggunakan kombinasi etilen (C_2H_4) dan propilen (C_3H_6) yang menunjukkan bahwa efisiensi exergetik 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 etilen (C_2H_4) dan propilen (C_3H_6) juga telah dilakukan oleh Zhang dan Xu (2011) melalui suatu studi dengan mengkombinasikan hukum-hukum termodinamika dan pendekatan pemrograman matematika, yang menunjukkan efektivitas dari metodologi yang dikembangkan ini melalui studi kasus rehabilitasi sistem refrigerasi *cascade* untuk pabrik etilen.

Jika dihubungkan dengan sifat termodinamika nya, sistem refrigerasi yang menggunakan refrigeran CO_2 harus dirancang sebagai sistem *cascade* atau *transcritical* agar memperoleh COP yang baik. Karena sistem *transcritical* belum mencapai kapasitas pendinginan yang diinginkan industri, sistem *cascade* lebih banyak digunakan industri (Reinholdt et al., 2007). Studi analisis termodinamika pada sistem refrigerasi *cascade* dengan membandingkan beberapa kelompok kombinasi refrigeran R22-R12, R134a- CO_2 , NH_3 - CO_2 , R290- CO_2 , dan CO_2 - CO_2 dengan *expander* yang dilakukan oleh Wei et al. (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 et al. (2005) melakukan studi optimisasi sistem *cascade* kombinasi refrigeran C_3H_8 (R290)- CO_2 dengan kesimpulan 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, sehingga didapat unjuk kerja yang maksimal dengan biaya sistem yang minimal (Bhattacharyya et al., 2005).

Studi untuk mendapatkan parameter disain dan performa optimal (diukur dalam COP) melalui analisa termodinamika telah dilakukan diantaranya oleh Lee et al. (2006) dengan menggunakan piranti lunak yang dikembangkan oleh *International Institute of Refrigeration* (IIR) pada kombinasi refrigeran CO_2 -Amonia dilakukan untuk menentukan temperatur kondensasi optimal pada *cascade* kondenser. Melalui analisis regresi diperoleh dua korelasi untuk menentukan temperatur optimal condenser CO_2 dan COP maksimum sebagai fungsi temperatur evaporasi CO_2 (T_E), temperatur kondensasi amonia (T_C) dan perbedaan temperatur pada penukar kalor cascade (DT). Dopazo et al. (2009) juga melakukan analisis termodinamika pada kombinasi refrigeran CO_2 -Amonia yang serupa dengan yang dilakukan dengan Lee et al. (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. Gettu 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}), sehingga disimpulkan 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*.

Namun demikian, investigasi melalui eksperimen pada unjuk kerja kombinasi refrigeran CO_2 -Amonia yang dilakukan oleh Bingming et al. (2009) lebih jauh menunjukkan bahwa analisis termodinamika persamaan COPmax yang dikemukakan oleh Lee et al. (2006) lebih sesuai dibandingkan yang dengan dikemukakan oleh Dopazo et al. (2009). Walaupun begitu, Dopazo et al. (2010)

juga telah melakukan eksperimen untuk mengevaluasi sistem refrigerasi *cascade* dengan CO₂-Amonia untuk aplikasi pembekuan (*freezing*). Adapun studi yang berkaitan dengan sistem refrigerasi *cascade* dengan kombinasi refrigeran CO₂-Amonia mengenai optimalisasi termoekonomi dan analisa exergy dengan tujuan untuk menentukan nilai optimum dari variabel penentu dengan membandingkan biaya masukan exergy dengan modal lebih lanjut juga telah dikembangkan oleh Rezayan dan Behbahaninia (2011), Hasil optimisasi menunjukkan bahwa dengan kapasitas pendinginan konstan 40 kilowatt, akan mengurangi biaya tahunan sebesar 9,34 %.

Pengalaman menunjukkan bahwa sistem refrigerasi *cascade* yang menggunakan propana (R290) di sirkuit temperatur tinggi dan karbon dioksida (R744) di sirkuit temperatur rendah untuk keperluan supermarket memberikan hasil 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 & Bertelsen, 2003).

Penggunaan CO₂ pada sistem refrigerasi *cascade* dua tingkat pada aplikasi temperatur sangat rendah (*ultra-low temperature*) umumnya dibatasi oleh tingginya tekanan dan temperatur *triple* dari CO₂ (5,2 bar dan -56,6°C). Namun demikian, penelitian terhadap penggunaan CO₂ dibawah tekanan dan temperatur *triple* sudah pernah pula dilakukan. Penelitian mengenai performa CO₂ solid-gas ini telah diawali oleh Yamaguchia dan Zhang (2009), selanjutnya Niu et al. (2010) dan Yamaguchia et al. (2011), melaporkan hasil eksperimennya yang menunjukkan bahwa di bawah kondisi operasi yang sesuai, CO₂ dapat beroperasi pada -62°C secara terus-menerus dan stabil. Akan 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 et al. (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 jangka panjang demi mengurangi jumlah HFC yang digunakan. Oleh karena itu, ditawarkan alternatif yang lain yakni mencampur CO_2 dengan hidrokarbon yang keduanya merupakan golongan refrigeran alami.

Studi mengenai refrigeran campuran biner CO_2 dan hidrokarbon sebagai pengganti R13 untuk temperatur rendah di sistem refrigerasi *cascade* juga sudah mulai dilakukan. Salah satunya dilakukan oleh Niu et al. (2007) yang mengusulkan suatu campuran biner CO_2 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 sistem refrigerasi *cascade* dijaga tetap. Namun demikian, campuran CO_2 dan propana hanya mencapai temperatur minimum -72°C , karena pada temperatur yang lebih rendah refrigeran campuran CO_2 dan propana akan menjadi kristal (Niu et al., 2007).

Hidrokarbon yang biasa 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 et al., 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 *triple* CO_2 (Niu & Zhang, 2007). Niu et al. (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 Niu dan Zhang (2007) diketahui bahwa, selama kurang dari 50% dalam fraksi massa, karbon dioksida dapat

digunakan hingga temperatur evaporasi -80°C tanpa terjadi kristalisasi. Analisis 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).

Hidrokarbon lain yang berpotensi untuk digunakan pada sirkuit temperatur rendah adalah etilen. Studi mengenai penggunaan campuran etilen dengan hidrokarbon lain telah dilakukan oleh Zhang dan Xu (2011) melalui pendekatan pemrograman matematika dan termodinamika yang menunjukkan efektivitas dari penggunaan campuran ini dalam kasus rehabilitasi sistem refrigerasi *cascade* pada pabrik etilen. Meskipun memiliki rentang nilai *flammability* yang lebih luas dibanding dengan etana, pencampuran CO_2 pada etilen akan mengurangi *flammability* dari etilen murni. Etilen memiliki temperatur dan tekanan *triple* yang rendah (-169.16°C dan 0.001 bar), sehingga dengan mencampurkan CO_2 kedalam etilen akan mampu menurunkan temperatur *triple* dari CO_2 . Dengan demikian, diharapkan campuran CO_2 dan etilen ini akan mampu mencapai temperatur evaporasi kurang dari -80°C dengan tekanan evaporasi yang tidak terlalu rendah, sekaligus mengurangi tingkat *flammability* dari penggunaan etilen murni.

Studi mengenai campuran CO_2 dan hidrokarbon telah dilakukan oleh Nicola et al. (2011) yang menunjukkan bahwa penambahan karbon dioksida dengan hidrokarbon akan mengurangi efisiensi siklus. Namun, hal utama yang menarik dari penambahan karbon dioksida dan hidrokarbon adalah pengurangan *GWP*, *ODP* dan mampu menurunkan nilai *flammability* dari hidrokarbon murni, sehingga perlu ditentukan komposisi campuran CO_2 dan hidrokarbon yang mampu menjangkau temperatur evaporasi kurang dari -80°C tanpa terjadi kristalisasi dan memiliki *flammability* yang serendah mungkin.

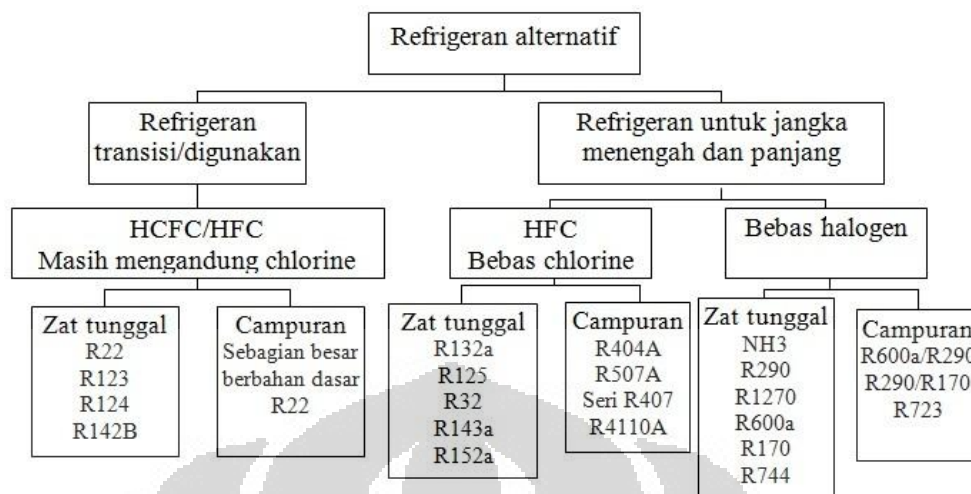
2.4 Refrigeran

Refrigeran merupakan fluida kerja yang digunakan pada sistem refrigerasi atau pompa kalor. Refrigeran berfungsi menyerap kalor dari suatu lingkungan terkondisi dan membuangnya ke lingkungan lain, hal ini dilakukan melalui proses evaporasi dan kondensasi yang dialami refrigeran.

Pemilihan refrigeran memerlukan pertimbangan terhadap sifat-sifat termodinamik nya. Beberapa sifat refrigeran yang berhubungan dengan faktor keamanan, seperti tidak mudah terbakar (*non-flammable*) dan tidak beracun saat digunakan, merupakan sifat yang dibutuhkan. Faktor harga, ketersediaan, efisiensi, dan kecocokan dengan pelumas kompresor dan bahan-bahan dari komponen-komponen sistem refrigerasi juga harus diperhatikan dalam memilih refrigeran. Selain itu, harus diperhatikan pula pengaruh refrigeran terhadap lingkungan apabila terjadi kebocoran refrigeran dari suatu sistem refrigerasi (Calm & Didion, 1998).

Untuk menjangkau temperatur pendinginan sekitar -80°C , pada sirkuit temperatur tinggi dapat digunakan refrigeran yang umum dipakai, misalnya amonia (R717), Propana (R290), Propilen (R1270), Isobutana (R600a) atau R404A (Gettu & Bansal, 2008). Hal ini didasari oleh alasan bahwa sirkuit temperatur tinggi pada sistem refrigerasi *cascade* umumnya bekerja di sekitar temperatur evaporasi antara -15 sampai dengan -40°C , yang mana disesuaikan menurut variasi tekanan dari sirkuit temperatur rendah, sehingga kompresor dari tiap sirkuit dapat bekerja pada daerah tekanan yang biasanya digunakan pada sistem refrigerasi (Wu et al., 2007).

Sedangkan untuk sirkuit temperatur rendah, dipilih refrigeran yang memiliki densitas uap tinggi pada tekanan tinggi. Densitas uap yang tinggi diperlukan agar kompresor yang dibutuhkan memiliki kapasitas yang jauh lebih kecil untuk menyediakan kapasitas pendinginan yang setara jika menggunakan refrigeran standar (Stegmann, 2000; ASHRAE, 2006). Akan tetapi, kenyataannya hanya sedikit pilihan refrigeran yang mampu 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 boleh dipergunakan lagi (Montreal Protocol, 1987). Untuk itu, refrigeran alternatif yang lain harus segera ditemukan untuk menggantikannya. Beberapa alternatif refrigeran ditunjukkan gambar 2.6, refrigeran yang masih mengandung *chlorine* masih digunakan sebagai transisi yang untuk jangka menengah akan digantikan oleh refrigeran bebas *chlorine* (Bitzer International, 2004).



Gambar 2.6 Survei umum refrigeran alternative (Bitzer International, 2004)

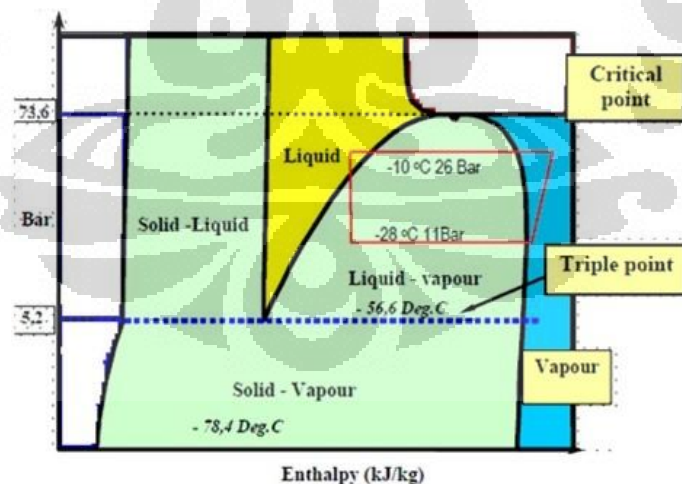
Alternatif penggunaan golongan refrigeran HFC (*Hydrofluorocarbon*) seperti R23, R508B dan R508A untuk menggantikan R13 untuk jangka panjang kini sedang menemukan masalah. Hal ini dikaitkan dengan kontribusi HFC terhadap efek rumah kaca (Wu et al., 2007). Oleh karena itu, untuk jangka panjang perlu dicari refrigeran alternatif baru yang bebas terhadap efek rumah kaca yang diarahkan pada penggunaan refrigeran-refrigeran alamiah, seperti karbon dioksida (CO_2), amonia (NH_3) atau hidrokarbon (Lorentzen, 1995).

Karena ramah terhadap lingkungan, karbon dioksida dianggap masih lebih menguntungkan dibandingkan dengan amonia atau hidrokarbon. Alasan nya karena 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 bidangomotif di mana kebocoran refrigeran secara langsung telah menjadi kontributor yang signifikan untuk pemanasan global (Kim et al., 2004). Pada tahun 1990, Gustav Lorentzen mengeluarkan paten untuk sebuah sistem *transcritical* karbon dioksida di AC mobil (Pearson, 2005).

Kajian teoritis dan eksperimental pada *two-stage transcritical carbon dioxide cycle* untuk aplikasi pengkondisian udara juga telah dilakukan oleh Cavallini et al. (2008). Selanjutnya, analisis disain dan eksperimental yang dilakukan oleh Cecchinato et al. (2010) membahas mengenai masalah tekanan

optimal dari karbon dioksida. Studi eksperimental yang dilakukan oleh Tao et al. (2010) pada sistem *transcritical* CO₂ untuk aplikasi pengkondisian udara menunjukkan bahwa kinerja sistem dipengaruhi oleh kerugian pendinginan saat proses *throttling*. Kerugian di katup ekspansi ini selanjutnya dibuktikan lebih lanjut melalui analisis exergy (Tao et al., 2010). Oleh karena itu, untuk meningkatkan kinerja sistem pengkondisian udara yang menggunakan CO₂, Lee et al. (2011), melakukan studi eksperimental pada variasi geometri *ejector* untuk mendapatkan parameter desain yang optimal.

Bagaimanapun, prospek siklus *transcritical* CO₂ masih memerlukan penelitian yang cukup panjang, hal ini terkait dengan masih perlu banyak inovasi yang harus dilakukan pada komponen sistem, terutama dalam mengontrol tekanan yang tinggi dan mengembangkan evaporator *microchannel* untuk mengatasi kristalisasi atau pembekuan dan kondensasi saat distribusi refrigeran tidak merata (Kim et al., 2004). Adapun solusi terhadap siklus *transcritical* CO₂ lebih disesuaikan untuk iklim dingin, sedangkan sistem *cascade* NH₃-CO₂ memiliki konsumsi energi terendah pada iklim panas. Namun demikian, kedua sistem tersebut bisa menjadi alternatif yang lebih baik daripada sistem R404A pada sistem refrigerasi di supermarket (Sawalha, 2008).



Gambar 2.7 Diagram *p-h* karbon dioksida (Campbell, 2007)

Untuk mencapai temperatur pendinginan sekitar -80°C pada sistem refrigerasi *cascade* dua tingkat, penggunaan karbon dioksida sebagai refrigeran dibatasi oleh tingginya tekanan dan temperatur *triple* (5,2 bar dan -56,6°C),

sehingga tekanan dan temperatur dalam sistem refrigerasi yang menggunakan karbon dioksida tidak boleh lewat dibawah tekanan dan temperatur *triple* nya (gambar 2.7). Apabila CO₂ berada dibawah tekanan dan temperatur *triple* nya, maka akan terbentuk *dry ice* CO₂ yang mana tidak diinginkan (Reinholdt, et al., 2007), karena akan menyumbat pipa evaporator sehingga mengganggu kesetabilan aliran refrigeran. Hal ini lah yang membatasi penggunaan karbon dioksida untuk sirkuit temperatur rendah pada sistem refrigerasi *cascade*. Solusi untuk mengatasi kekurangan ini diantaranya adalah dengan mencampurkan CO₂ dengan refrigeran lain yang memiliki tekanan kritis yang lebih rendah dari CO₂, sehingga secara efektif campuran ini dapat bekerja dibawah temperatur triple CO₂.

Studi melalui simulasi campuran CO₂ dengan HFC telah dilakukan oleh Nicola et al. (2005) yang menyatakan bahwa campuran CO₂ dengan HFC dapat dipergunakan untuk aplikasi temperatur dibawah *triple point* CO₂ murni. Namun, karena HFC masih tergolong GHG, perlu ada alternatif lain yakni dengan mencampur CO₂ dengan hidrokarbon. Adapun eksperimen yang dilakukan Niu dan Zhang (2007) pada campuran CO₂ dan propana hanya mencapai temperatur minimum -72°C, karena pada temperatur yang lebih rendah refrigeran campuran CO₂ dan propana akan terjadi kristalisasi.

Hidrokarbon yang biasa 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 serta memiliki tekanan kritis yang lebih rendah (4.87 MPa) dari CO₂, sehingga dapat secara efektif mengurangi tekanan CO₂ tanpa terjadi kristalisasi. Berdasarkan permodelan matematika untuk rasio campuran CO₂ dan etana yang dilakukan oleh Niu dan Zhang (2007), diketahui bahwa selama CO₂ kurang dari 50% dalam fraksi massa, campuran tersebut dapat digunakan hingga temperatur evaporasi mencapai -80°C tanpa terjadi kristalisasi.

Selain etana, etilen yang memiliki temperatur dan tekanan kritis lebih rendah dari CO₂ (9.2°C dan 50.42 bar) diyakini memiliki efek refrigerasi yang cukup baik pada aplikasi temperatur rendah. Namun, tinggi nya nilai *flammability* dari etilen menjadi kendala penggunaan etilen pada sirkuit temperatur rendah

sistem refrigerasi cascade. Pencampuran CO₂ dan etilen diharapkan akan mampu menjangkau temperatur evaporasi kurang dari -80°C dengan tekanan triple yang lebih rendah, sekaligus mengurangi *flammability* dari etilen murni secara signifikan.

Seperti yang telah diketahui, kelemahan hidrokarbon 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*) dengan 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 hidrokarbon yang masih dapat menyalakan api. Adapun *Lower Explosive Limit* (LEL) atau *Upper Explosive Limit* (UEL) memiliki arti yang sama dengan *Lower Flammable Limit* atau *Upper Flammable Limit* (Bjerketvedt et al., 1992). Batas mudah terbakar hidrokarbon di udara bergantung pada temperatur awal dan tekanan nya. Tabel 2.1 menunjukkan nilai mudah terbakar (*flammability*) untuk beberapa hidrokarbon pada kondisi standar, yaitu 20°C dan 1 atm.

Tabel 2.1 Nilai mampu bakar (*flammability*) beberapa hidrokarbon

Hidrokarbon	" <i>Lower Explosive</i> atau <i>Flammable Limit (%)</i> " (LEL/LFL)	" <i>Upper Explosive</i> atau <i>Flammable Limit (%)</i> " (UEL/UFL)
n-Butana	1,86	8,41
Etana	3	12,4
Ethylen	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

(Sumber : <http://www.engineeringtoolbox.com>)

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

$$L_m = 100 / (x_1/L_1 + x_2/L_2 + \dots x_i/L_i) \text{ (\% vol)} \quad (2.1)$$

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 dikombinasikan dari kadar racun dan tingkat kemudahan terbakar nya: A1, A2, A3, B1, B2, dan B3 seperti dapat dilihat pada tabel 2.2 (ASHRAE, 2001).

Tabel 2.2 Penggolongan keamanan refrigeran

<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

(Sumber : ASHRAE, 2001)

Jika refrigeran yang diisikan ke dalam sistem refrigerasi lebih dari 0,15 kg, maka apabila terjadi kebocoran, konsentrasi refrigeran di dalam ruangan tidak boleh berada di atas batas $0,008 \text{ kg/m}^3$. Berdasarkan hal tersebut, volume minimal

ruangan yang dibutuhkan untuk memenuhi standar keselamatan apabila sejumlah tertentu refrigeran diisikan ke dalam sistem refrigerasi dapat ditentukan dengan persamaan 2.2 (ACRIB, 2001) :

Dimana,

$$V_{room} = \frac{M_r}{0.2 (LFL)} \quad (2.2)$$

M_r = Maksimum refrigeran yang diisikan ke dalam sistem (kg)

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

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

Metode yang bisa dilakukan untuk mengurangi sifat mampu bakar hidrokarbon adalah dengan cara mencampur hidrokarbon dan gas lain yang tidak dapat terbakar (gas *inert*), dan salah satu gas *inert* tersebut adalah CO_2 . Apabila hidrokarbon dicampurkan dengan CO_2 , maka penambahan ini akan mengurangi konsentrasi hidrokarbon di dalam campuran tersebut, yang selanjutnya akan mengisolasi oksigen, sehingga mengurangi mampu bakar (*flammability*) dari hidrokarbon (Niu et al., 2007).

Niu et al. (2007) menyatakan bahwa pada 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 eksperimental lebih lanjut yang dilakukan oleh Ilminafik (2010) menyatakan bahwa campuran hidrokarbon yang telah ditambah CO_2 sebesar 20% akan berpengaruh terhadap penurunan kecepatannya. Berdasarkan hal tersebut, diketahui bahwa semakin besar penambahan karbon dioksida, faktor keselamatan juga akan meningkat secara signifikan.

Berdasarkan hal tersebut di atas, studi analisis termodinamika dengan mensimulasikan sistem refrigerasi *cascade* menggunakan refrigeran campuran CO_2 dan beberapa variasi hidrokarbon untuk menjangkau temperatur evaporasi kurang dari $-80^\circ C$ pada sirkuit temperatur rendah dan memiliki *flammability* yang rendah perlu dilakukan. Oleh karena itu, penelitian ini bertujuan menentukan komposisi yang optimum dari campuran CO_2 dan hidrokarbon pada cakupan parameter operasi yang lebih luas, kemudian dilanjutkan dengan melakukan

optimisasi terhadap parameter operasi sistem refrigerasi *cascade* agar didapatkan hubungan antara efisiensi exergy dan biaya tahunan yang optimum.

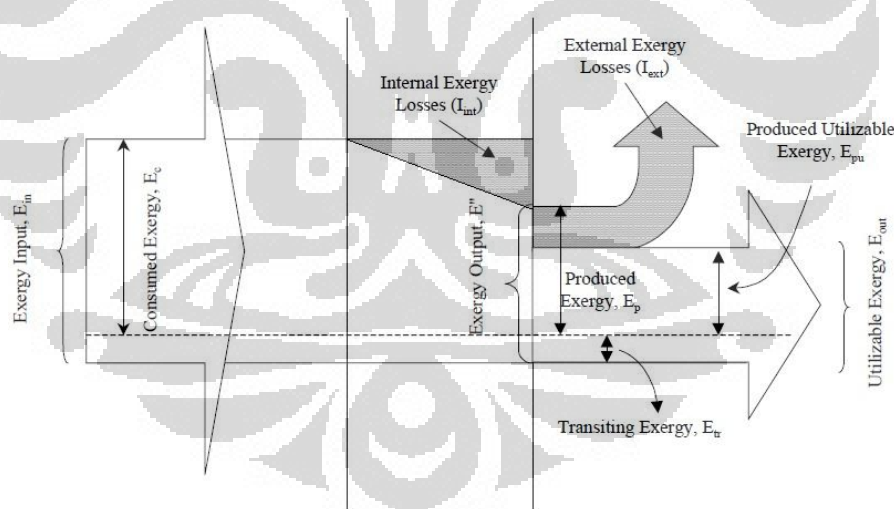
2.5 Exergy

Proses termodinamika yang terjadi dalam sistem refrigerasi umumnya melepaskan sejumlah besar kalor ke lingkungan (Yumrutas, 2002). Perpindahan kalor terjadi karena adanya batasan perbedaan temperatur antara sistem dengan lingkungan, hal ini merupakan sumber dari tidak mampu balik (*irreversibility*) sistem refrigerasi. Penurunan unjuk kerja sistem yang disebabkan oleh *irreversibility* dapat dievaluasi dengan mempertimbangkan tiap-tiap proses dari keseluruhan siklus proses termodinamika yang terjadi. Hukum termodinamika pertama, yaitu konsep kekekalan energi, merupakan metode paling umum yang digunakan dalam menganalisis suatu sistem termal. Namun, metode ini hanya mempertimbangkan prinsip-prinsip konservasi energi tanpa memberikan informasi tentang dimana, bagaimana, dan seberapa besar penurunan unjuk kerja sistem yang terjadi. Analisis exergy adalah cara yang tepat dalam melakukan evaluasi sekaligus optimisasi terhadap unjuk kerja dari sistem termal. Selain itu, analisis exergy dapat digunakan untuk mengidentifikasi jumlah kerugian exergy yang terjadi pada tiap proses. Pada sistem besar yang lebih kompleks, analisis exergy dapat diterapkan pada proses-proses yang lebih kecil secara terpisah, sehingga pada akhirnya dapat diketahui total kerugian exergy. Dengan demikian, potensi terhadap perbaikan sistem akan dapat dilakukan (Yumrutas, 2002).

Salah satu objek penerapan dari analisis exergy adalah sistem yang menghasilkan kerja besar, seperti sistem refrigerasi. Studi mengenai analisis exergy pada sistem refrigerasi banyak dilakukan, di antaranya Leidenfrost (1980) yang menginvestigasi siklus refrigerasi menggunakan freon-12 sebagai refrigeran. Akau dan Schoenhals (1980) melakukan eksperimen pada sistem *heat pump* yang menggunakan air sebagai sumber panas sekaligus media pembuang panas (*heat sink*). Kanoglu (2002) membuat metode analisis exergy pada siklus refrigerasi *cascade* bertingkat yang mendapatkan hubungan matematika dari kerja minimum yang diperlukan pada proses pencairan gas. Melalui pendekatan yang lebih konvensional, Strobridge (1974) melakukan studi yang menunjukkan bahwa

efisiensi exergy dari siklus refrigerasi aktual tidak bergantung pada temperatur evaporasi, namun sebagaimana yang dikaji oleh Bejan (1989) menunjukkan bahwa efisiensi exergy akan turun dengan menurunnya temperatur evaporasi. Strobridge (1974) menggunakan dua model untuk menjelaskan hubungan ini, dimana proses perpindahan kalor yang tidak mampu balik merupakan penyebab utama dari kerugian exergy yang terjadi.

Exergy didefinisikan sebagai kerja maksimum yang bisa dihasilkan dari suatu proses. Pada penelitian ini, proses yang dimaksud adalah proses termal dari siklus refrigerasi *cascade*. Proses-proses termal pada siklus refrigerasi *cascade* di antaranya adalah proses kompresi, evaporasi, kondensasi, dan ekspansi. Pendekatan terhadap konsep kekekalan energi yang menyatakan bahwa energi bersifat kekal, tidak berlaku ketika diterapkan pada analisis exergy. Dalam setiap siklus termodinamika, exergy selalu mengalami penurunan yang disebabkan adanya sifat tidak mampu balik suatu proses dan juga kondisi ketidaksetimbangan antara sistem dengan lingkungan. Analogi terjadinya kehilangan exergy dari suatu proses diilustrasikan pada gambar 2.8



Gambar 2.8 Analogi prinsip kesetimbangan exergy (Shukuya, 2002)

Berbeda dengan hukum kesetimbangan energi yang menyatakan energi yang diterima oleh satu sistem sama dengan energi yang dilepaskan oleh sistem lain, kesetimbangan exergy menyatakan kehilangan exergy pada suatu proses disebabkan oleh terjadinya peningkatan entropi. Perbandingan antara keluaran exergy (*product*) yang diharapkan terhadap potensi exergy yang digunakan

disebut sebagai rasio efisiensi exergy (*rational exergetic efficiency*), yang dinyatakan sebagai (Shukuya, 2002) :

$$\eta_{II} = \frac{\psi_{out}}{\psi_{in}} = 1 - \frac{\dot{X}_{des}}{\psi_{in}} \quad (2.3)$$

Analisis exergy dengan menghitung nilai efisiensi exergy dapat digunakan untuk memberikan penjelasan mengenai hubungan antara harga energi yang harus dikeluarkan dengan kerja yang dapat dihasilkan, sehingga efisiensi exergy menjadi parameter yang sangat penting dalam optimisasi sistem energi. Pada penelitian ini, analisis exergy diterapkan pada komponen-komponen utama sistem refrigerasi *cascade* secara terpisah. Tujuan nya adalah untuk mengetahui seberapa besar kerugian exergy yang terjadi pada tiap-tiap proses, sehingga bisa dilakukan optimisasi secara lebih tepat terhadap setiap komponen sistem guna memperbaiki kinerja sistem secara keseluruhan. Persamaan-persamaan yang mewakili kerugian exergy dari tiap-tiap komponen sistem refrigerasi *cascade* adalah sebagai berikut (Rezayan, 2011) :

Alat penukar kalor :

Evaporator

$$\dot{X}_{des,E} = \sum_{out} \left(1 - \frac{T_{ambient}}{T_{EVAP}} \right) \cdot \dot{Q}_{CL} + \dot{W}_{fan,E} + \dot{m}_L (\psi_{in} - \psi_{out}) \quad (2.4)$$

Kondenser

$$\dot{X}_{des,C} = \sum_{out} \left(1 - \frac{T_{ambient}}{T_{COND}} \right) \cdot \dot{Q}_{COND} + \dot{W}_{fan,C} + \dot{m}_H (\psi_{in} - \psi_{out}) \quad (2.5)$$

Cascade

$$\dot{X}_{des,CAS} = (\dot{m}_H + \dot{m}_L) (\psi_{in} - \psi_{out}) \quad (2.6)$$

Kompresor :

Sirkuit temperatur tinggi

$$\dot{X}_{des,Comp,H} = \dot{W}_{Comp,H} + \dot{m}_H (\psi_{in} - \psi_{out}) \quad (2.7)$$

Sirkuit temperatur rendah

$$\dot{X}_{des,Comp,L} = \dot{W}_{Comp,L} + \dot{m}_L(\psi_{in} - \psi_{out}) \quad (2.8)$$

Alat ekspansi :

Sirkuit temperatur tinggi

$$\dot{X}_{des,Comp,H} = \dot{m}_H(\psi_{in} - \psi_{out}) \quad (2.9)$$

Sirkuit temperatur rendah

$$\dot{X}_{des,Comp,L} = \dot{m}_L(\psi_{in} - \psi_{out}) \quad (2.10)$$

Total masukan exergy pada sistem :

$$\dot{\psi}_{in,total} = \dot{W}_{Comp,H} + \dot{W}_{Comp,L} + \dot{W}_{fan,EVAP} + \dot{W}_{fan,COND} \quad (2.11)$$

Total exergy yang dihasilkan sistem :

$$\dot{\psi}_{out,total} = \left(\frac{T_{ambient}}{T_{CL}} - 1 \right) \dot{Q}_{CL} \quad (2.12)$$

Total kerugian exergy sistem :

$$\dot{X}_{des,total} = \dot{\psi}_{in,total} - \dot{\psi}_{out,total} \quad (2.13)$$

Pada persamaan (2.4 – 2.13), arah aliran kalor ke dalam sistem dan kerja yang dilakukan oleh sistem didefinisikan bertanda positif, sedangkan aliran kalor keluar sistem dan kerja yang diterima oleh sistem didefinisikan bertanda negatif.

2.6 Optimisasi Multi-objektif dengan Algoritma Genetika

Pemilihan desain dan penentuan parameter operasi dari suatu sistem energi sering kali dihadapi oleh masalah yang menyangkut kriteria-kriteria yang menjadi pertimbangan. Sebagai contoh, pada kasus optimisasi sistem refrigerasi kompresi uap, seorang desainer mungkin lebih menitikberatkan salah satu dari banyak aspek yang terkait, yaitu aspek termodinamika, ekonomi, atau lingkungan dibanding aspek lainnya. Jika pemilihan hanya didasarkan pada kriteria termodinamika saja,

sistem akan bersifat sangat ideal dari sudut pandang termodinamika, tetapi dari aspek lain, misalnya ekonomi, sistem tidak mungkin diterapkan jika biaya yang diperlukan terlalu tinggi. Sementara, jika pemilihan hanya dititikberatkan pada aspek ekonomi, sistem mungkin akan memiliki harga yang sangat murah, tetapi bukan merupakan sistem yang baik dari sudut pandang termodinamika, bahkan menjadi buruk jika dilihat dari sudut pandang lingkungan, atau bisa dikatakan sistem memiliki efisiensi energi yang buruk dan menghasilkan emisi yang banyak ke lingkungan. Dalam pengambilan keputusan, kedua kriteria tersebut tidak dapat dipisahkan satu sama lain, sehingga seorang pengambil keputusan perlu mempertimbangkan seluruh kriteria tersebut secara menyeluruh untuk menghasilkan sebuah sistem yang baik, secara energi atau pun ekonomi. Optimisasi secara multi-objektif digunakan untuk memberikan solusi dalam mencari nilai-nilai optimum pada kasus dengan banyak kriteria pertimbangan (Sayyadi, 2011).

Berdasarkan jumlah kriteria keputusan yang dijadikan pertimbangan, optimisasi dikelompokkan kedalam objektif tunggal dan banyak objektif atau multi-objektif. Tujuan dari optimisasi dengan satu objektif adalah menemukan sebuah solusi global yang maksimum atau minimum untuk menentukan desain terbaik. Sementara dalam kasus optimisasi multi-objektif, tidak mungkin didapatkan solusi tunggal yang bersifat optimum terhadap seluruh objektif, sehingga solusi yang dihasilkan bersifat optimum lokal. Permasalahan multi-objektif didefinisikan oleh persamaan berikut:

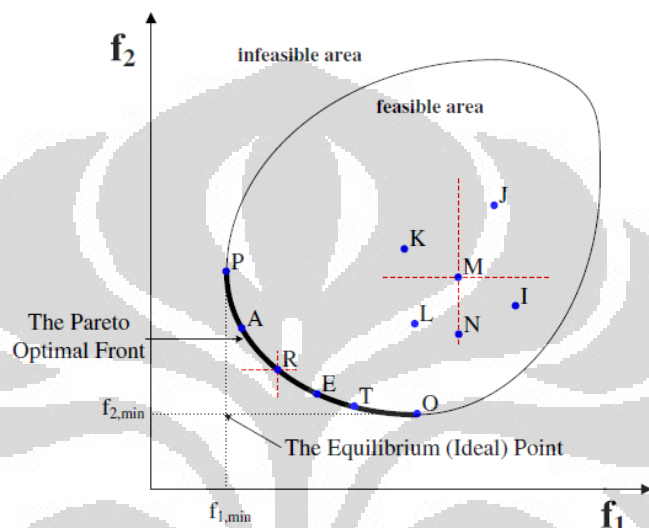
$$\min/\max F(x) = [f_1(x), f_2(x), \dots, f_n(x)] \quad (2.14)$$

$$g(x) \leq 0; h(x) = 0 \quad (2.15)$$

$$x_l < x < x_u \quad (2.16)$$

Pada persamaan 2.14, $f_1(x), f_2(x), \dots, f_k(x)$ adalah sejumlah objektif dengan nilai x merupakan parameter yang akan dicari nilai optimum nya yang biasa disebut variabel keputusan (*decision variables*). Fungsi $g(x)$ dan $h(x)$ merupakan batasan-batasan yang dihadapi oleh fungsi dengan x_u dan x_l merupakan batas nilai tertinggi dan batas nilai terkecil dari parameter yang dicari. Optimisasi terhadap fungsi $F(x)$ sering kali dihadapi oleh permasalahan terkait nilai objektif yang

dicari. Di satu sisi, diharapkan $f_1(x)$ bernilai maksimum, sedangkan di sisi lain diharapkan $f_2(x)$ bernilai minimum, sehingga optimisasi secara multi-objektif akan memberikan sekumpulan solusi optimum terhadap kedua fungsi tersebut secara simultan. Sekumpulan solusi optimum yang dihasilkan dari permasalahan optimisasi multi-objektif disebut sebagai *Pareto optimality solutions* atau lebih dikenal sebagai *Pareto frontier*.



Gambar 2.9 Solusi optimum *Pareto frontier* (Sayyadi, 2011)

Solusi yang diberikan oleh kumpulan *Pareto* akan bersifat dominan terhadap solusi yang lain hanya ketika seluruh objektif dipertimbangkan, sedangkan akan bersifat non-dominan ketika hanya satu objektif yang menjadi pertimbangan. Karena tidak ada satu pun solusi yang secara mutlak lebih baik daripada solusi lainnya, maka setiap solusi dari *Pareto solutions* merupakan solusi yang optimum. Selanjutnya, pemilihan terhadap solusi yang diambil akan bergantung pada preferensi kriteria yang diinginkan oleh pengambil keputusan (Konak, 2006).

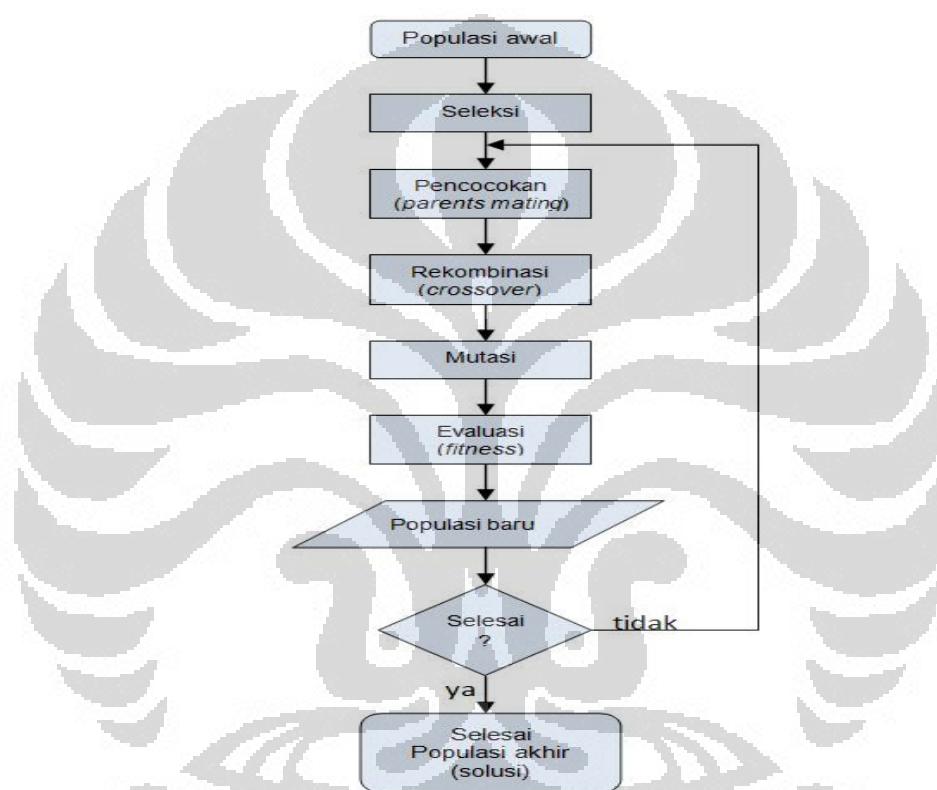
Metode yang digunakan untuk melakukan optimisasi umumnya diklasifikasikan kedalam kategori apakah menggunakan gradien (*gradient based method*) atau tidak (*non-gradient based method*) dalam mencari solusi optimum. Metode gradien digunakan dalam mencari nilai maksimum atau minimum dari suatu fungsi dengan mencari nilai gradien fungsi objektifnya, sehingga ketepatan dalam menentukan gradien suatu fungsi objektif merupakan hal yang sangat

menentukan keberhasilan metode ini. Metode gradien yang paling dikenal di antaranya *finite difference estimation*, *frequency domain analysis*, dan *Infinitesimal Perturbation Analysis (IPA)*. Namun, permasalahan keteknikan sebagian besar dimodelkan sebagai fungsi non-linier, sehingga optimisasi sangat sulit dilakukan melalui metode gradien mengingat sulitnya mendapatkan nilai gradien dari fungsi objektif non-linier. Dengan demikian, *non-gradient based method* merupakan cara yang paling banyak digunakan dalam menyelesaikan permasalahan optimisasi dalam bidang keteknikan (Gholap, 2009). Metode *non-gradient* yang paling dikenal di antaranya *Simulated Annealing (SA)*, *random search*, *complex search*, *simplex*, *Tabu search*, dan *Genetic Algorithm (GA)*. Pada penelitian ini, optimisasi dilakukan hanya menggunakan pendekatan algoritma genetika.

Algoritma genetika (*Genetic Algorithm*) merupakan istilah lain dari *Evolutionary Algorithm* yang menirukan serangkaian proses evolusi biologi, seperti penurunan sifat (*inheritance*), mutasi, seleksi, dan persilangan atau rekombinasi. Penggunaan metode algoritma genetika dalam optimisasi sudah banyak dilakukan, di antaranya oleh Borup et al. (1992), Fonseca et al. (1995), dan Jansson A. (1994) yang menunjukkan bahwa algoritma genetika dapat diterapkan untuk mengoptimisasi fungsi objektif dengan parameter *real* maupun diskrit. Ide yang mendasari metode algoritma genetika adalah tentang adanya seleksi alam. Gen yang berhubungan dengan semua parameter pembentuk kromosom disebut sebagai individu. Setiap individu mewakili sebuah solusi dan sekumpulan individu tergabung membentuk sebuah populasi. Pada awalnya, beberapa individu diciptakan secara acak untuk membentuk sebuah populasi awal. Ukuran populasi bergantung pada besarnya permasalahan yang dikaji, tetapi umumnya mengandung ratusan sampai ribuan individu atau solusi. Populasi diciptakan secara acak yang mencakup seluruh kemungkinan solusi yang ada, biasa disebut sebagai daerah solusi (*solution space*).

Solusi dari setiap individu diseleksi berdasarkan nilai kecocokan (*fitness based*). Solusi yang dianggap lebih memiliki kecocokan dibanding yang lain, diukur dalam fungsi *fitness*, akan diseleksi ke dalam populasi. Mekanisme penyeleksian dilakukan dengan memberikan peringkat (*rate*) pada tiap individu

dan hanya individu terbaik yang akan terseleksi. Selama proses pencocokan (*fitness*), individu baru akan tercipta melalui rekombinasi gen dari individu sumber (*parents*) yang berbeda, atau disebut persilangan (*crossover*). Karakteristik dari tiap-tiap individu yang berhasil melewati generasi berikutnya diwakili oleh suatu nilai solusi yang baru. Akhirnya, tercipta kembali sekumpulan individu baru di dalam populasi, sehingga siklus evolusi terus berjalan (Gholap, 2009). Gambar 2.10 menunjukkan siklus evolusi dari suatu populasi.



Gambar 2.10 Diagram alur siklus evolusi dengan algoritma genetika

Pada penelitian ini, metode algoritma genetika diterapkan untuk melakukan optimisasi multi-objektif pada sistem refrigerasi *cascade* dua tingkat, dimana parameter optimisasi adalah temperatur evaporasi, temperatur kondensasi, temperatur evaporasi sirkuit temperatur rendah, dan perbedaan temperatur pada penukar kalor *cascade*. Pada penelitian ini terdapat dua buah fungsi objektif, yaitu efisiensi exergy yang diharapkan bernilai maksimum dan biaya tahunan yang dikeluarkan yang diharapkan bernilai minimum. Proses optimisasi multi-objektif dengan algoritma genetika dilakukan dengan bantuan program Matlab melalui

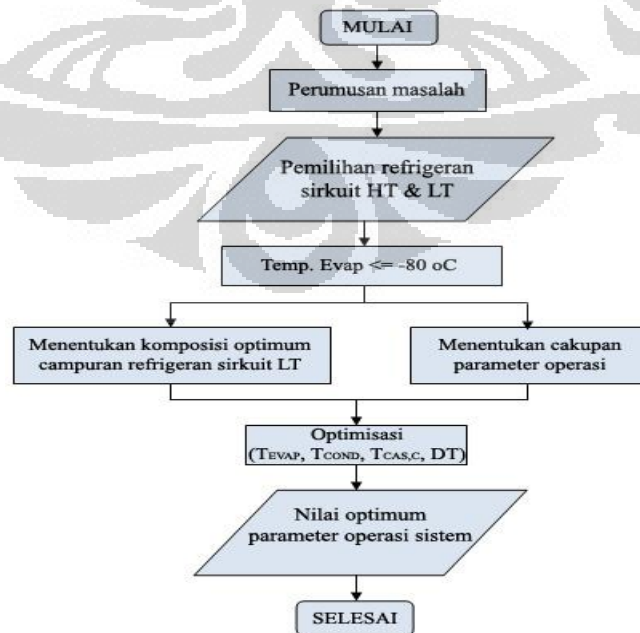
fungsi *gamultiobj* (*Multiobjective optimization using genetic algorithm*) dari *optimization tools* dengan empat buah variabel keputusan. Batasan yang diberikan berupa cakupan nilai terendah sampai tertinggi dari keempat variabel keputusan, yaitu temperatur evaporasi, temperatur kondensasi, temperatur evaporasi sirkuit temperatur tinggi, dan perbedaan temperatur penukar kalor.



BAB 3 METODOLOGI PENELITIAN

Simulasi yang dilakukan pada penelitian ini dimulai dengan menganalisis proses-proses termodinamika yang terjadi pada siklus teoretis sistem refrigerasi *cascade*. Proses termodinamika yang disimulasikan pada siklus temperatur tinggi dan siklus temperatur rendah dilakukan secara simultan, kemudian dilanjutkan dengan memberikan beberapa variasi komposisi campuran refrigeran pada sirkuit temperatur rendah dengan cakupan kondisi operasi tertentu dari sistem refrigerasi *cascade*.

Optimisasi terhadap parameter-parameter yang berkaitan dengan kondisi operasi sistem refrigerasi *cascade* dilakukan pada komposisi tertentu campuran refrigeran pada sirkuit temperatur rendah setelah ditentukan cakupan kondisi operasi yang sesuai terhadap komposisi campuran refrigeran tersebut. Pengujian nilai optimum dari parameter-parameter yang didapat bertujuan untuk melihat pengaruhnya terhadap aspek ekonomi dan energy dari sistem refrigerasi *cascade*, sehingga bisa dilakukan negosiasi (*trade-off*) antara kebutuhan akan biaya yang minimum yang harus dikeluarkan terhadap efisiensi exergy maksimum yang diinginkan. Secara garis besar, skema metodologi penelitian ini ditunjukkan oleh diagram alur pada gambar 3.1.



Gambar 3.1 Diagram alur metodologi penelitian secara garis besar

3.1 Analisis Termodinamika

Perhitungan termodinamika pada sistem refrijerasi *cascade* dilakukan dengan cara mensimulasikan setiap keadaan termodinamika-nya. Semua sifat-sifat termofisik dan karakteristik teoretis dari campuran refrigeran didapatkan dari *database* yang dimiliki perangkat lunak REFRPROP versi 8.0. Proses perhitungan dan optimisasi dilakukan dengan menggunakan bahasa pemrograman MATLAB versi 2010b. Penentuan komposisi campuran refrigeran untuk sirkuit temperatur rendah diarahkan pada kondisi COP yang optimum, dengan syarat karbon dioksida tidak mengalami kristalisasi dan nilai mampu bakar (*flammability*) dari hidrokarbon berkurang.

Analisis termodinamika dari sistem refrigerasi *cascade* yang dilakukan pada penelitian ini menggunakan asumsi-asumsi sebagai berikut :

1. Proses kompresi tidak isentropik, namun dinyatakan sebagai fungsi dari rasio tekanan. Gabungan efisiensi elektris dan mekanis pada tiap kompresor diasumsikan sebesar 0,93 (Lee et al., 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 terhadap keseluruhan sistem.
5. Kondisi *dead state* (ketika sistem berada dalam kesetimbangan termodinamika dengan lingkungan), diasumsikan pada temperatur 25°C dan tekanan 101,3 kPa.
6. Perbedaan antara temperatur ruangan pendingin (T_{CL}) dan temperatur evaporasi (T_E) diasumsikan sebesar 5°C.
7. Kapasitas pendinginan diasumsikan sebesar 0,5 kW.
8. Arah aliran kalor kedalam sistem dan kerja yang dilakukan sistem dinyatakan bernilai positif, dan berlaku sebaliknya.

Berdasarkan pertimbangan asumsi-asumsi diatas, digunakan persamaan kesetimbangan untuk menghitung laju aliran massa di dalam siklus, kerja yang

dilakukan kompresor, laju perpindahan kalor dari kondenser dan penukar kalor *cascade*, laju pertambahan entropi, dan laju kerugian exergy, sebagai berikut :

Kesetimbangan massa

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

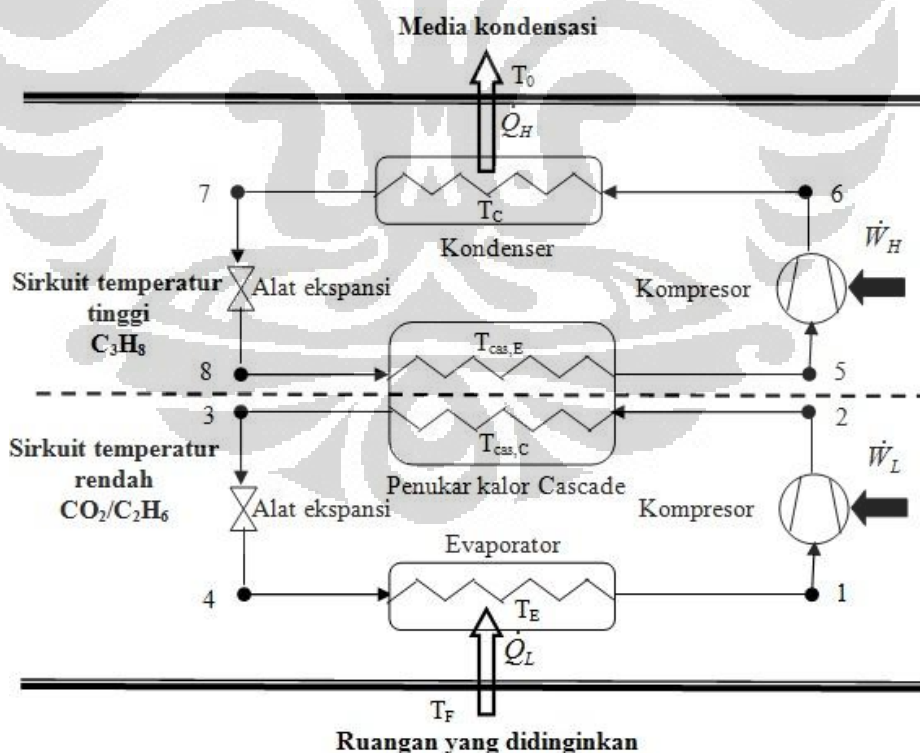
Kesetimbangan energy

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

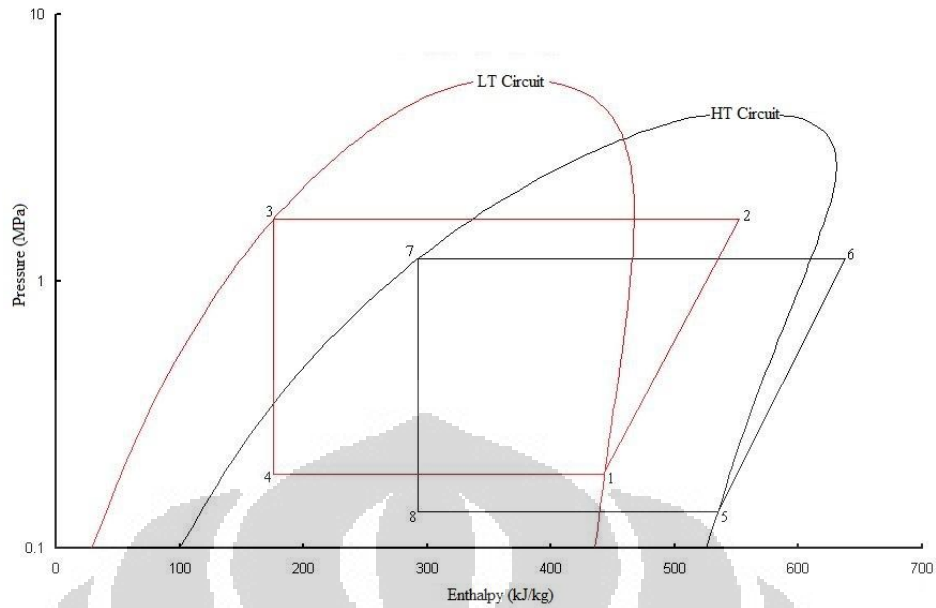
Kesetimbangan exergy

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

Dengan menggunakan titik-titik keadaan yang ditunjukkan pada gambar 3.2 dan 3.3, persamaan-persamaan kesetimbangan pada setiap komponen sistem ditulis pada tabel 3.2.



Gambar 3.2 Skema sistem refrigerasi *cascade* (Syaka, 2011)



Gambar 3.3 Titik-titik keadaan dari sistem *cascade* pada diagram *p-h*

Tabel 3.1 Persamaan kesetimbangan untuk setiap komponen dari sistem

Komponen	Massa	Energi	Exergy
Sirkuit temperatur tinggi			
Kompresor	$\dot{m}_6 = \dot{m}_5$	$\dot{W}_H = \frac{\dot{m}_5(h_6 - h_5)}{\eta_H}$	$\dot{X}_{des} = \dot{W}_H - \dot{m}_5(\psi_6 - \psi_5)$
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	$\dot{m}_8 = \dot{m}_7$	$h_8 = h_7$	$\dot{X}_{des} = \dot{m}_8(\psi_7 - \psi_8)$
Penukar kalor <i>cascade</i>	$\dot{m}_5 = \dot{m}_8, \dot{m}_3 = \dot{m}_2$	$\dot{Q}_{cas} = \dot{m}_5(h_5 - h_8) = \dot{m}_3(h_3 - h_2)$	$\dot{X}_{des} = \dot{m}_5(\psi_8 - \psi_5) - \dot{m}_3(\psi_3 - \psi_2)$
Sirkuit temperatur rendah			
Kompresor	$\dot{m}_2 = \dot{m}_1$	$\dot{W}_L = \frac{\dot{m}_1(h_2 - h_1)}{\eta_L}$	$\dot{X}_{des} = \dot{W}_L - \dot{m}_1(\psi_2 - \psi_1)$
Alat ekspansi	$\dot{m}_4 = \dot{m}_3$	$h_4 = h_3$	$\dot{X}_{des} = \dot{m}_4(\psi_3 - \psi_4)$
Evaporator	$\dot{m}_1 = \dot{m}_4$	$\dot{Q}_E = \dot{m}_1(h_1 - h_4)$	$\dot{X}_{des} = \left(1 - \frac{T_0}{T_E}\right)\dot{Q}_E + \dot{m}_1(\psi_4 - \psi_1)$

Coefficient of performance(COP) sistem dapat ditulis dengan persamaan sebagai berikut:

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

Untuk sirkuit temperatur tinggi, COP dapat ditulis sebagai:

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

Sedangkan, COP untuk sirkuit temperatur rendah ditulis sebagai:

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

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

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

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 menunjukkan bahwa kedua sistem COP dan efisiensi energi dapat dinyatakan sebagai fungsi dari lima parameter desain dan operasi, seperti yang ditunjukkan persamaan berikut:

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

Setiap titik keadaan (*state points*) termodinamika sistem refrigerasi *cascade* dinyatakan sebagai fungsi dari parameter desain dan operasi di atas, dimana untuk menghitung setiap titik keadaan dibutuhkan minimal dua parameter yang diketahui. Perhitungan setiap titik keadaan dalam fungsi parameter sistem disajikan pada tabel 3.3. Semua informasi mengenai sifat-sifat termofisik refrigeran didapat dari *database* perangkat lunak REFPROP versi 8.0 (NIST, 2007). Proses perhitungan dilakukan menggunakan bahasa pemrograman MATLAB versi 2010b (Mathworks, 2010).

Tabel 3.2 Perhitungan titik keadaan termodinamika sebagai fungsi dari parameter sistem

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

Efisiensi isentropik tiap kompresor dinyatakan sebagai fungsi dari rasio tekanan, sebagai berikut (Dopazo et al., 2009).

$$\eta_{is} = 1 - 0,04RC \quad (3.12)$$

Dalam melakukan analisis termodinamika ini terdapat beberapa parameter yang divariasikan, yaitu : temperatur evaporasi penukar kalor *cascade* ($T_{cas,E}$), divariasikan dari 0°C sampai dengan -40°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 15°C. Selanjutnya, pengaruh dari parameter-parameter ini terhadap unjuk kerja sistem refrigerasi diukur dalam nilai COP dan efisiensi exergy.

Verifikasi terhadap nilai parameter-parameter sistem dilakukan untuk mendapatkan komposisi campuran refrigeran yang optimum dan cakupan daerah operasi dari sistem refrigerasi *cascade*, sehingga dapat dilakukan optimisasi terhadap seluruh parameter sistem untuk mendapatkan hubungan antara biaya yang harus dikeluarkan dengan efisiensi exergy yang optimum.

3.2 Simulasi Sistem Refrigerasi *Cascade* Menggunakan Campuran Refrigeran Karbon Dioksida dan Hidrokarbon

Simulasi yang akan dilakukan untuk pengujian terdiri atas dua sirkuit refrigerasi, yaitu sirkuit temperatur tinggi dan sirkuit temperatur rendah. Pada sirkuit temperatur tinggi, refrigeran yang digunakan adalah propana (R290).

Sementara, pada sirkuit temperatur rendah dilakukan empat variasi pengujian, yaitu refrigeran karbon dioksida (R744) murni, kemudian campuran karbon dioksida (R744) dengan hidrokarbon, yakni propana(R290), etana(R170), dan etilen(R1150). Pada simulasi ini, dilakukan beberapa variasi komposisi massa refrigeran pada sirkuit tempersatur rendah, seperti yang ditunjukkan tabel 3.4.

Tabel 3.3 Variasi pengujian komposisi massa refrigeran

Nomor pengujian	Komposisi (persentase massa)			
	CO ₂	Propana (C ₃ H ₈)	Etana (C ₂ H ₆)	Etilen (C ₂ H ₄)
<i>I</i>	100	-	-	-
<i>II</i>	80	20	-	-
	60	40	-	-
	40	60	-	-
<i>III</i>	80	-	20	-
	50	-	50	-
	35	-	65	-
<i>IV</i>	80	-	-	20
	60	-	-	40
	30	-	-	70

Simulasi dilakukan menggunakan program Matlab dengan cara memvariasikan komposisi campuran refrigeran pada sirkuit temperatur rendah, kemudian dilanjutkan dengan mengendalikan parameter operasi dari sirkuit temperatur rendah dan sirkuit temperatur tinggi. Metode pengujian dilakukan melalui dua cara, pertama dengan melakukan simulasi pada sirkuit temperatur tinggi dan sirkuit temperatur rendah secara terpisah, kemudian memberikan nilai parameter operasi yang bervariasi untuk diketahui mampu tidak nya masing-masing sirkuit berjalan pada cakupan kondisi operasi yang diberikan. Kedua, melakukan simulasi pengujian pada sistem refrigerasi *cascade* secara keseluruhan dengan memberikan variasi komposisi campuran refrigeran pada sirkuit temperatur rendah, kemudian memberikan nilai parameter operasi yang bervariasi.

Pengujian ini dilakukan dengan tujuan mengetahui cakupan kondisi operasi yang berlaku dari sistem refrigerasi *cascade* jika diberikan variasi komposisi campuran refrigeran pada sirkuit temperatur rendah. Hasil dari

pengujian ini akan berupa perbandingan karakteristik dari beberapa variasi campuran refrigeran karbon dioksida dan hidrokarbon pada komposisi dan kondisi operasi tertentu. Diagram alur yang merepresentasikan metode pengujian ini ditunjukkan oleh gambar 3.4.



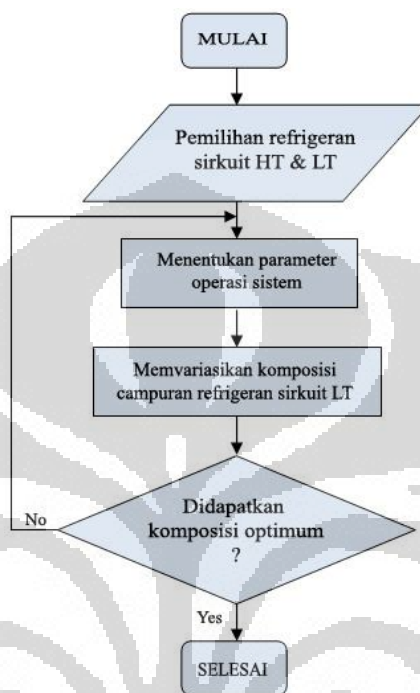
Gambar 3.4 Diagram alur proses simulasi sistem refrigerasi *cascade*

3.3 Simulasi Campuran Karbon Dioksida dan Hidrokarbon pada Temperatur Evaporasi $-80 \text{ }^{\circ}\text{C}$

Perhitungan unjuk kerja sistem dilakukan untuk setiap variasi komposisi campuran refrigeran yang diberikan pada setiap pengujian. Unjuk kerja sistem, yang dinyatakan dalam COP, dihitung melalui cara iteratif untuk setiap variasi fraksi massa refrigeran campuran pada suatu kondisi operasi yang ditentukan berdasarkan hasil yang didapat dari pengujian sebelumnya.

Pada setiap variasi campuran refrigeran dan kondisi operasi pengujian yang ditentukan, didapatkan nilai COP sebagai fungsi dari komposisi fraksi massa refrigeran campuran. Selanjutnya, proses iterasi perhitungan nilai COP sebagai fungsi komposisi refrigeran dilakukan beberapa kali pada kondisi operasi yang berbeda, hal ini dilakukan pada tiap jenis campuran karbon dioksida dan

hidrokarbon lain nya. Simulasi pengujian ini diharapkan dapat memberikan gambaran dan verifikasi mengenai pengaruh komposisi fraksi massa campuran refrigeran terhadap nilai COP pada kondisi operasi yang berbeda-beda, kemudian didapatkan komposisi campuran refrigeran dengan fraksi massa yang optimum.



Gambar 3.5 Diagram alur pengujian komposisi optimum campuran refrigeran

Perhitungan unjuk kerja sistem pada penelitian ini dilakukan secara iteratif dengan memberikan cakupan nilai temperatur evaporasi mulai dari $-80\text{ }^{\circ}\text{C}$ sampai dengan $-90\text{ }^{\circ}\text{C}$. Pada cakupan temperatur evaporasi tersebut, akan diamati perubahan unjuk kerja sistem dari setiap variasi komposisi campuran refrigeran. Variasi komposisi massa refrigeran yang diberikan dipertimbangkan berdasarkan nilai *Explosive Limit* dari hidrokarbon yang digunakan dan juga keadaan *triple* dari karbon dioksida. Dalam penelitian ini, temperatur kondenser diasumsikan bernilai konstan sebesar $30\text{ }^{\circ}\text{C}$. Sementara itu, kondenser pada sirkuit temperatur rendah atau refrigeran yang keluar dari penukar kalor *cascade* dijaga konstan yang mana nilai nya sesuai pada cakupan kondisi operasi yang masih berlaku pada campuran refrigeran yang diamati. Parameter-parameter lain yang berkaitan dengan unjuk kerja sistem akan dikendalikan dan disesuaikan pada cakupan kondisi operasi dari tiap-tiap variasi campuran refrigeran.

3.4 Analisis Ekonomi

Pengaruh nilai-nilai parameter sistem pada harga energi yang harus dibayar dianalisis berdasarkan pertimbangan faktor ekonomis dari tiap-tiap komponen pada sistem refrigerasi *cascade*. Faktor-faktor ekonomis pada penelitian ini dibatasi pada dua hal, yaitu harga pembelian (*capital cost*) dan biaya operasional (*operational cost*) dari masing-masing komponen ketika sistem ini berjalan pada spesifikasi kondisi operasi yang ditentukan.

Pada penelitian ini, persamaan-persamaan dan variabel-variabel yang digunakan dalam menentukan harga pembelian dan biaya operasional suatu komponen bersifat fleksibel, artinya dapat berubah suatu waktu bergantung pada dinamika kondisi perekonomian dan faktor lain yang berpengaruh.

Analisis ekonomi yang dilakukan pada penelitian sistem refrigerasi *cascade* ini menggunakan asumsi-asumsi sebagai berikut :

1. Umur pakai sistem (*lifetime, n*) diasumsikan selama 10 tahun.
2. Total waktu operasi sistem (*H*) diasumsikan selama 7000 jam per tahun.
3. Biaya listrik (C_{el}) diasumsikan sebesar \$0,12 per kWh.
4. Laju suku bunga (*interest rate, i*) diasumsikan sebesar 8%.
5. Biaya pembelian alat ekspansi diabaikan karena dianggap memiliki porsi yang kecil dibandingkan biaya keseluruhan sistem.

Persamaan untuk menghitung perkiraan biaya-biaya yang ditimbulkan dari sistem ini dapat ditulis sebagai biaya dari tiap-tiap komponen sistem, sebagai berikut (Smith, 2005):

Pembelian kompresor sebagai fungsi dari kerja (dalam kW)

Untuk sirkuit temperatur tinggi, $C_{Comp,H}$:

$$C_{Comp,H} = 9624,2 W_{Comp,H}^{0,46} \quad (3.13)$$

sedangkan, harga pembelian kompresor untuk sirkuit temperatur rendah,

$C_{Comp,L}$:

$$C_{Comp,L} = 10167,5 W_{Comp,L}^{0,46} \quad (3.14)$$

Pembelian alat penukar kalor dinyatakan sebagai fungsi dari kerja (kW) dan luas dimensi penukar kalor (A_o , dalam m^2).

Untuk sirkuit temperatur tinggi, ditulis sebagai harga kondenser:

$$C_C = 1397A_{o,C}^{0,89} + 629,05W_{F,C}^{0,76} \quad (3.15)$$

Untuk sirkuit temperatur rendah, ditulis sebagai harga evaporator:

$$C_E = 1397A_{o,E}^{0,89} + 629,05W_{F,E}^{0,76} \quad (3.16)$$

Kerja dari fan kondenser dan evaporator diasumsikan masing-masing bernilai 50 Watt.

Harga penukar kalor *cascade*, ditulis sebagai:

$$C_{cas,C} = 2382,9A_{o,cas,C}^{0,68} \quad (3.17)$$

Luas dari masing-masing penukar kalor dapat ditulis sebagai fungsi dari laju perpindahan kalor (Q), koefisien perpindahan kalor (U_o), dan perbedaan temperatur antara penukar kalor dengan lingkungannya (ΔT), sebagai berikut (Rezayan, 2011):

$$A_o = \frac{Q}{U_o \Delta T} \quad (3.18)$$

Nilai koefisien perpindahan panas untuk masing-masing penukar kalor diasumsikan bernilai konstan (Rezayan, 2011) sebesar $18,03 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$ untuk evaporator; $6,85 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$ untuk kondenser; dan $64,87 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$ untuk penukar kalor *cascade*. Harga-harga komponen di atas ditulis dalam satuan mata uang dollar (US \$). Dengan menghubungkan persamaan (3.13-3.17), dapat dihitung nilai dari total biaya tahunan (*total annual cost*) yang harus dikeluarkan, sebagai berikut:

$$C_{total} = [C_{Comp,H} + C_{Comp,L} + C_C + C_E + C_{cas,C}] \cdot CRF + C_{el} \cdot H \cdot [W_{Comp,H} + W_{Comp,L} + W_{F,C} + W_{F,E}] \quad (3.19)$$

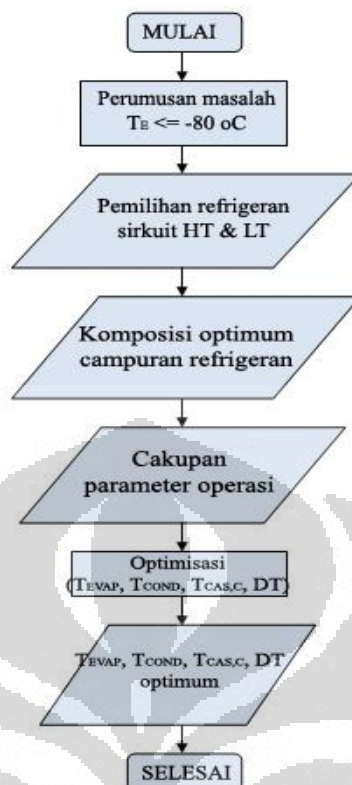
Pada persamaan 3.19, variabel CRF merupakan *Capital Recovery Factor* yang seolah-olah memiliki arti sebagai faktor pengembalian modal dari biaya pembelian komponen per tahun (Bejan, 1996), dinyatakan sebagai:

$$CRF = \frac{i \times (1+i)^n}{(1+i)^n - 1} \quad (3.20)$$

dengan i merupakan laju suku bunga (*interest rate*); n merupakan umur pakai dari sistem.

3.5 Optimisasi Sistem Refrigerasi *Cascade*

Optimisasi diarahkan pada komposisi fraksi massa yang optimum, sehingga proses optimisasi sistem refrigerasi *cascade* dilakukan setelah didapat komposisi campuran yang optimum pada cakupan parameter operasi tertentu dari sistem refrigerasi *cascade*. Optimisasi dilakukan secara *single*-objektif terhadap efisiensi exergy dan terhadap biaya, kemudian optimisasi secara *multi*-objektif untuk mendapatkan beberapa pilihan nilai parameter operasi sistem yang optimum terhadap aspek efisiensi exergy maupun biaya. Parameter operasi sistem yang dijadikan sebagai variabel keputusan (*decision variables*) di antaranya temperatur evaporasi, temperatur kondensasi sirkuit temperatur rendah, temperatur kondenser, dan perbedaan temperatur pada penukar kalor *cascade*. Keempat variabel keputusan tersebut dipilih karena merupakan parameter dasar yang paling mempengaruhi unjuk kerja dan biaya yang dikeluarkan dari sistem refrigerasi *cascade*. Skema optimisasi sistem refrigerasi *cascade* ditunjukkan oleh gambar 3.6.



Gambar 3.6 Diagram alur skema optimisasi multi-objektif

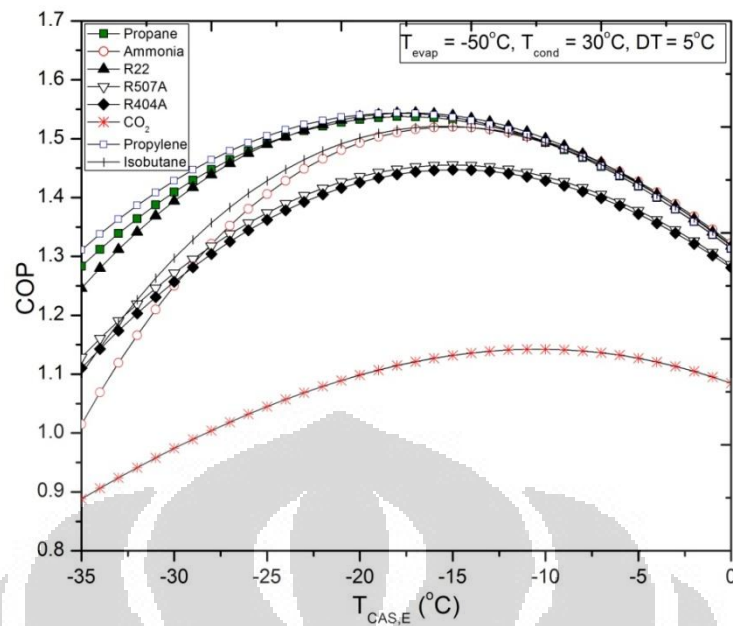
Batasan yang diberikan dalam optimisasi adalah cakupan nilai parameter operasi dari masing-masing campuran refrigeran pada sirkuit temperatur rendah sistem refrigerasi *cascade*. Cakupan parameter operasi dari setiap refrigeran ditentukan oleh karakteristik dan komposisi dari masing-masing campuran, sehingga pada setiap campuran refrigeran tertentu diberikan batasan parameter yang berbeda-beda, baik untuk nilai terendahnya (*lower bounds*) maupun nilai tertingginya (*upper bounds*). Selain itu, batasan-batasan yang dimiliki oleh sistem refrigerasi *cascade* di antaranya adalah kapasitas pendinginan (*cooling load*), maksimum temperatur pendinginan (T_{CL}) atau temperatur drop antara evaporator dan lingkungan, dan juga temperatur lingkungan ($T_{ambient}$). Oleh karena itu, optimisasi dilakukan dengan memvariasikan nilai-nilai dari seluruh variabel keputusan pada cakupan nilai yang diizinkan.

BAB 4 HASIL DAN PEMBAHASAN

4.1 Pemilihan Refrigeran Sirkuit Temperatur Tinggi

Analisis termodinamika dilakukan dengan cara mensimulasikan sistem refrigerasi *cascade* menggunakan beberapa jenis refrigeran yang umum digunakan sebagai refrigeran sirkuit temperatur tinggi. Beberapa refrigeran yang umum digunakan sebagai refrigeran sirkuit temperatur tinggi, di antaranya R22, R507A, dan R404A untuk golongan sintesis (ASHRAE, 2006). Sedangkan, untuk golongan refrigeran alamiah di antaranya dipilih CO₂ (Bhattacharyya et al., 2005), Amonia (Gettu & Bansal, 2008), Propana (Niu & Zhang, 2007) dan Propilen (Gettu & Bansal, 2008) serta Isobutana (Cox, 2007). Untuk membandingkan karakteristik dari masing-masing refrigeran sirkuit temperatur tinggi, pada sirkuit temperatur rendah digunakan refrigeran HFC yang umum dipakai, yakni R23.

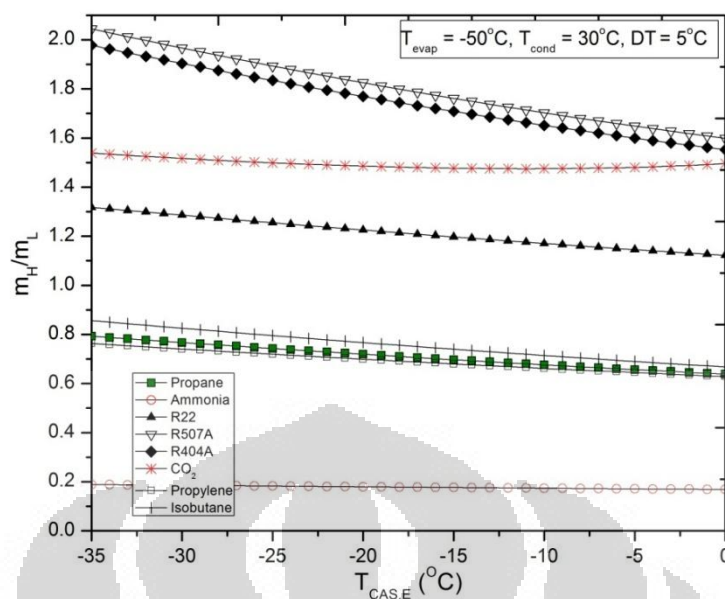
Untuk mengetahui karakteristik dari masing-masing refrigeran pada sirkuit temperatur tinggi, studi awal yang dilakukan adalah dengan membandingkan pengaruh perubahan temperatur evaporasi pada penukar kalor *cascade* ($T_{cas,E}$) terhadap unjuk kerja sistem yang dinyatakan dalam COP (*coefficient of performance*). Grafik perubahan COP terhadap perubahan temperatur evaporasi *cascade* untuk tiap-tiap refrigeran yang digunakan pada sirkuit temperatur tinggi ditunjukkan oleh gambar 4.1. Pengujian terhadap karakteristik beberapa refrigeran sirkuit temperatur tinggi dilakukan pada kondisi operasi yang sama, dengan syarat temperatur kondensasi berada dibawah temperatur kritis dari refrigeran yang digunakan, dan juga temperatur evaporasi minimum tidak berada dibawah temperatur *triple* dari refrigeran. Pada pengujian ini, diberikan temperatur evaporasi sebesar -50°C, temperatur kondensasi 30°C, dan perbedaan temperatur penukar kalor *cascade* sebesar 5°C. Selanjutnya, temperatur evaporasi sirkuit temperatur tinggi divariasikan dari -35°C sampai 0°C.



Gambar 4.1 Perubahan temperatur evaporasi *cascade* terhadap COP

Gambar 4.1 memperlihatkan pengaruh nilai temperatur evaporasi *cascade* ($T_{CAS,E}$) terhadap nilai COP yang menunjukkan bahwa nilai COP tertinggi dicapai apabila pada sirkuit temperatur tinggi digunakan refrigeran propilen, sedangkan COP terendah dicapai ketika digunakan refrigeran CO_2 . Pada gambar 4.1 juga dapat ditentukan nilai temperatur evaporasi *cascade* yang menghasilkan COP tertinggi dari tiap-tiap refrigeran. Seluruh refrigeran, kecuali CO_2 , menghasilkan COP tertinggi ketika temperatur evaporasi berada pada kisaran $-22^{\circ}C$ sampai $-15^{\circ}C$.

Rasio laju aliran massa refrigeran ditunjukkan oleh gambar 4.2, terlihat bahwa rasio laju aliran massa terendah terjadi ketika digunakan refrigeran ammonia, dan yang tertinggi ketika digunakan refrigeran R507A. Dari grafik pada gambar 4.2 juga terlihat bahwa semakin tinggi temperatur evaporasi *cascade*, rasio laju massa refrigeran semakin rendah. Hal ini sebagai akibat dari berkurangnya perpindahan kalor dari evaporator sirkuit temperatur tinggi ke kondenser sirkuit temperatur rendah yang diakibatkan oleh peningkatan temperatur kondensasi *cascade*, seperti korelasi yang diberikan oleh persamaan 3.10.



Gambar 4.2 Rasio laju aliran massa dari beberapa refrigeran

Perubahan unjuk kerja sebagai fungsi dari perubahan temperatur evaporasi *cascade* dari tiap-tiap refrigeran menunjukkan bahwa refrigeran yang menghasilkan COP terbaik adalah R22 meskipun membutuhkan rasio laju aliran massa yang cukup tinggi. Namun, refrigeran R22 telah dibatasi penggunaannya karena berpotensi merusak lapisan ozon. Refrigeran yang menghasilkan COP cukup baik setelah R22 adalah propilen dan ammonia, disamping rasio laju aliran massa yang dibutuhkan cukup rendah. Namun, penggunaan ammonia dibatasi karena sifatnya yang beracun (*toxic*), serta dapat menyebabkan korosi pada logam tembaga, sehingga menghadapi kesulitan untuk digunakan sebagai refrigeran sirkuit temperatur tinggi. Refrigeran lain yang memiliki COP terbaik adalah isobutana, namun karena rendahnya *normal boiling point* dari isobutana, yakni -11.8°C , menghalangi penggunaan isobutana sebagai refrigeran sirkuit temperatur tinggi, sehingga penggunaan isobutana untuk temperatur dibawah -11.8°C akan menyebabkan tekanan *suction* yang rendah dan sangat beresiko mengalami kebocoran. Oleh karena itu, refrigeran untuk sirkuit temperatur tinggi dipilih menggunakan propana. COP yang dihasilkan oleh propana juga tidak berbeda jauh dari propilen, serta rasio laju aliran massa yang dibutuhkan propana berada dibawah isobutana. Meskipun bersifat *flammable*, propana tidak beracun dan sesuai untuk hampir semua sistem refrigerasi yang biasa digunakan.

4.2 Karakteristik CO₂ dan Hidrokarbon sebagai Refrigeran Sirkuit Temperatur Rendah

Karakteristik dari masing-masing refrigeran yang akan digunakan pada sirkuit temperatur rendah dibandingkan satu sama lain untuk mendapatkan cakupan kondisi operasi yang diizinkan oleh masing-masing refrigeran. Karakteristik dari tiap-tiap refrigeran yang digunakan untuk sirkuit temperatur rendah ditunjukkan oleh tabel 4.1. Parameter-parameter yang perlu diketahui untuk menentukan cakupan kondisi operasi dari refrigeran di antaranya adalah temperatur *triple*, yang membatasi refrigeran tidak boleh berada pada kondisi dibawah kondisi *triple* nya karena akan mengakibatkan terjadinya kristalisasi dari refrigeran. Selain itu, temperatur dan tekanan *critical* dari refrigeran juga perlu diketahui untuk menjaga agar kondisi refrigeran tidak berada pada kondisi di atas kondisi *critical* nya karena pada kondisi di atas kondisi *critical* nya, semua refrigeran berada hanya pada fase gas.

Dari tabel 4.1 terlihat bahwa CO₂ murni tidak memungkinkan untuk digunakan sebagai refrigeran sirkuit temperatur rendah yang mampu mencapai temperatur hingga -80°C. Hal ini disebabkan temperatur *triple* CO₂ berada pada -56,56°C. Oleh karena itu, untuk mencapai temperatur evaporasi hingga -80°C, karbon dioksida harus dicampurkan dengan hidrokarbon. Selain menurunkan *flammability* hidrokarbon, tujuan pencampuran karbon dioksida kedalam hidrokarbon adalah untuk menaikkan temperatur kritis dari hidrokarbon murni, disamping itu juga menurunkan temperatur *triple* dari CO₂. Hal yang perlu diperhatikan dalam pencampuran karbon dioksida dan hidrokarbon adalah perubahan karakteristik untuk setiap komposisi fraksi massa yang berbeda-beda, sehingga perlu dilakukan pengujian pada masing-masing komposisi fraksi untuk mengetahui cakupan kondisi operasi yang diizinkan ketika campuran itu digunakan untuk sirkuit temperatur rendah sistem refrigerasi *cascade*.

Tabel 4.1 Temperatur *triple* dan kondisi *critical* refrigeran

Refrigeran	Temperatur <i>triple</i> (°C)	Temperatur <i>Critical</i> (°C)	Tekanan <i>Critical</i> (MPa)
CO ₂	-56,56	30,978	7,377
Propana	-187,62	96,74	4,2512
Etana	-182,78	32,172	4,8722
Etilen	-169,16	9,2	5,0418

Pengujian terhadap karakteristik campuran CO₂ dan hidrokarbon bertujuan untuk mendapatkan cakupan kondisi operasi yang berlaku dari masing-masing campuran. Cakupan kondisi operasi untuk setiap campuran refrigeran diukur sebagai minimum temperatur evaporasi yang bisa dicapai dengan syarat maksimum temperatur kondensasi sirkuit temperatur rendah diperbolehkan pada komposisi yang ditentukan. Hasil perhitungan properti termodinamika untuk tiap-tiap komposisi campuran refrigeran antara karbon dioksida dan hidrokarbon ditunjukkan oleh tabel 4.2.

Tabel 4.2 Properti termodinamika campuran refrigeran CO₂ dan hidrokarbon

Campuran Refrigeran (fraksi massa)	T _{EVAP} (°C)	T _{CAS,C} (°C)	Tekanan Evaporasi (bar)	Tekanan Discharge (bar)
CO₂/Propana				
80/20	-70	-20	1,106	17,635
60/40	-80	-15	0,316	18,058
40/60	-85	-15	0,152	14,994
CO₂/Etana				
80/20	-80	-25	2,104	19,943
50/50	-90	-25	1,323	19,031
35/65	-95	-25	0,884	17,607
CO₂/Etilen				
80/20	-80	-25	2,105	21,115
60/40	-90	-25	1,542	22,677
30/70	-95	-25	1,558	23,089

Hasil perhitungan properti termodinamika pada tabel 4.2 didapatkan melalui cara coba-coba (*trial and error*). Percobaan dilakukan untuk setiap variasi fraksi massa campuran karbon dioksida dan hidrokarbon dengan cara mengubah-ubah nilai temperatur evaporasi dari -80°C hingga mencapai batas minimum temperatur evaporasi, seperti yang ditunjukkan tabel 4.2. Ketika menurunkan temperatur evaporasi, parameter yang harus dikontrol adalah batas cakupan temperatur kondensasi pada penukar kalor *cascade*(T_{CAS,C}). Dari percobaan yang telah dilakukan didapatkan bahwa semakin kecil temperatur evaporasi, maka semakin kecil pula tekanan evaporasi yang terjadi. Jika tekanan evaporasi berada

dibawah tekanan atmosfer, maka akan beresiko masuknya udara dari luar ke dalam sistem yang mengakibatkan menurunnya efek refrigerasi. Sementara, jika temperatur kondensasi *cascade* ($T_{CAS,C}$) semakin rendah, maka tekanan *discharge* dari kompresor pada sirkuit temperatur rendah yang dihasilkan juga menjadi lebih rendah, hal ini diharapkan agar rasio kompresi yang diperlukan tidak terlalu besar. Oleh karena itu, kondisi operasi untuk tiap-tiap komposisi dari masing-masing campuran refrigeran karbon dioksida dan hidrokarbon berbeda-beda satu dengan yang lain nya, yang mana disebabkan oleh karakteristik atau cakupan kondisi yang diizinkan dari masing-masing campuran refrigeran pada setiap komposisi fraksi massa yang berbeda-beda.

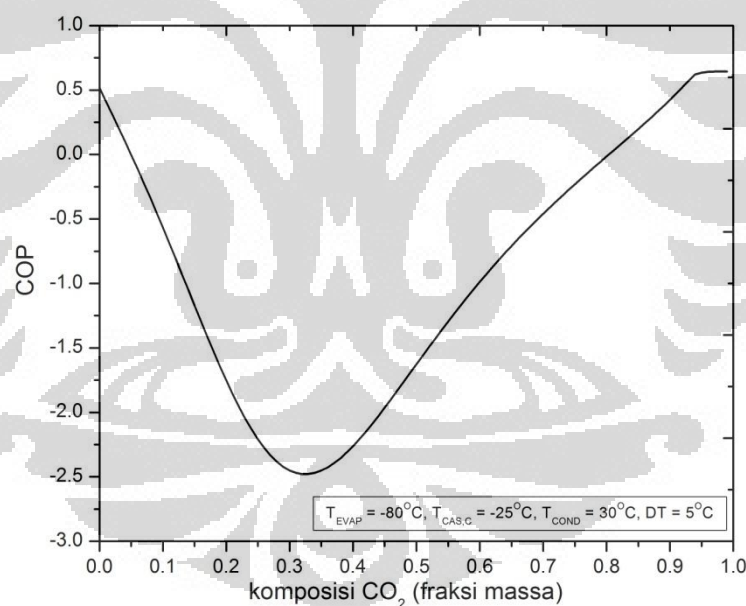
Pada campuran antara CO₂ dan propana, untuk temperatur evaporasi -70°C dan temperatur kondensasi *cascade* sebesar -20°C, menghasilkan tekanan evaporasi dan tekanan *discharge* yang masih berada dalam batas normal, yakni T_{EVAP} berada di atas 1 atmosfer dengan tekanan *discharge* 17,6 bar. Namun, pada komposisi fraksi massa CO₂/propana sebesar 60/40 dan 40/60, tekanan evaporasi berada dibawah 1 atm, sehingga penggunaan campuran ini untuk temperatur evaporasi dibawah -80°C harus sangat memperhatikan faktor kebocoran dari sistem. Untuk campuran antara CO₂ dan etana pada temperatur evaporasi dibawah -90°C dengan temperatur kondensasi *cascade* -25°C dan fraksi massa 35 CO₂/65 etana, tekanan evaporasi yang dihasilkan sebesar 0,884 bar, atau sedikit berada dibawah kondisi atmosfer. Sementara, pada temperatur evaporasi di antara -80°C sampai -90°C dengan fraksi massa CO₂ dan etana sebesar 50/50 dan 35/65, tekanan evaporasi dan tekanan *discharge* yang dihasilkan berada pada cakupan kondisi yang cukup baik. Sedangkan, pada campuran antara CO₂ dan etilen untuk temperatur evaporasi berkisar -80°C sampai -95°C dengan temperatur kondensasi *cascade* ($T_{CAS,C}$) dijaga konstan -25°C, pada setiap komposisi fraksi massa yang diberikan tabel 4.2, campuran ini dapat beroperasi dengan baik meskipun tekanan *discharge* yang dihasilkan cukup tinggi dibandingkan dengan campuran lain nya pada kondisi yang sama, sehingga penggunaan campuran CO₂ dan etilen menjadi pilihan yang terbaik untuk aplikasi dengan temperatur evaporasi berada dibawah -80°C. Selanjutnya, akan ditentukan komposisi yang paling optimum dari tiap-tiap

jenis campuran refrigeran berdasarkan nilai parameter operasi yang berada pada kondisi yang diizinkan.

4.3 Pemilihan Komposisi Campuran Refrigeran Sirkuit Temperatur Rendah

4.3.1 Campuran Karbon Dioksida dan Propana

Dalam menentukan komposisi yang optimum dari campuran karbon dioksida dan hidrokarbon, harus diamati perubahan unjuk kerja sistem sebagai fungsi dari komposisi campuran refrigeran. Perubahan nilai COP terhadap penambahan komposisi CO₂ di dalam campuran ditunjukkan oleh gambar (4.3 – 4.5). Gambar 4.3 memperlihatkan efek penambahan komposisi fraksi massa CO₂ di dalam campuran dengan propana pada temperatur evaporasi ($T_{EVAP} = -80^{\circ}\text{C}$), temperatur kondensasi sirkuit temperatur rendah ($T_{CAS,E} = -25^{\circ}\text{C}$), temperatur kondenser ($T_{COND} = 30^{\circ}\text{C}$), dan perbedaan temperatur pada penukar kalor *cascade* ($DT = 5^{\circ}\text{C}$).



Gambar 4.3 Pengaruh komposisi campuran CO₂ dan Propana terhadap COP

Pada gambar 4.3 terlihat bahwa kurva COP mengalami fluktuasi yang signifikan dengan adanya perubahan komposisi CO₂, dimana COP tertinggi dicapai pada 99% karbon dioksida. Pada komposisi fraksi massa CO₂ dari 0 sampai 4% terlihat nilai COP mengalami penurunan, tetapi pada fraksi massa CO₂ diatas 80% COP kembali naik, seperti ditunjukkan oleh titik a dan titik b. Dari

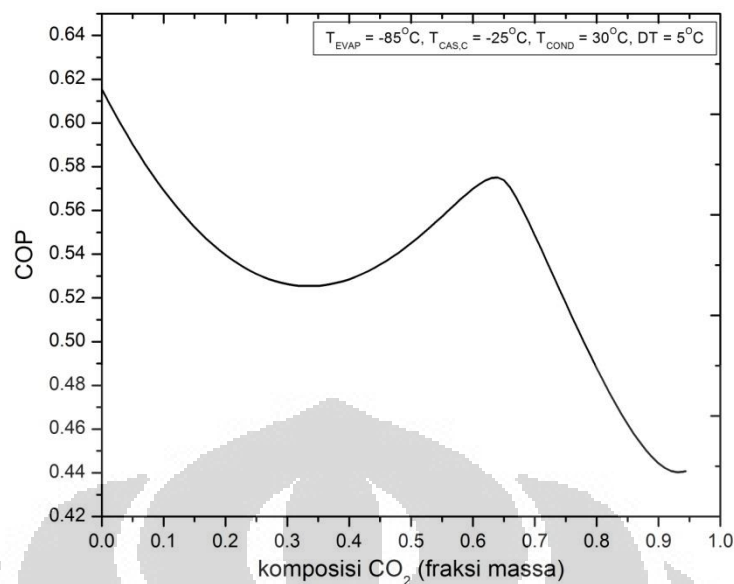
kurva di atas ditunjukkan bahwa pada daerah di antara titik a dan titik b, yakni pada komposisi fraksi massa CO₂ antara 4% sampai 80%, campuran tidak dapat digunakan bila temperatur evaporasi ($T_{EVAP} = -80^{\circ}\text{C}$), hal ini disebabkan oleh tingginya temperatur dan tekanan *triple* dari CO₂ dimana karbon dioksida berada pada fase uap-padat di daerah ini, yang pada gambar 4.3 ditunjukkan dengan COP yang bernilai negatif.

Gambar 4.3 menunjukkan nilai COP yang sama pada komposisi yang berbeda, yakni sekitar pada komposisi CO₂ sebesar 0% dan 91%, hal ini disebabkan kedua komposisi campuran memiliki temperatur glide yang sama, meskipun pada komposisi yang berbeda. Agar dapat mengurangi *flammability* dari propana, komposisi optimum yang menghasilkan COP terbaik terjadi pada komposisi massa karbon dioksida 94% dan propana 6%. Berdasarkan hasil ini, maka dalam melihat pengaruh parameter-parameter lain di dalam sistem refrigerasi *cascade*, campuran karbon dioksida dan propana diarahkan pada komposisi fraksi massa 94% karbon dioksida dan 6% propana, atau dalam fraksi mol maka komposisinya adalah 94,011% karbon dioksida dan 5,989% propana.

Komposisi campuran karbon dioksida dan propana ini memiliki kondisi *critical* pada temperatur 31,297 °C, tekanan 7,0527 MPa, dan densitas sebesar 433,96 kg/m³. Sifat-sifat termodinamika campuran ini didapat berdasarkan perangkat lunak REFPROP versi 8.0.

4.3.2 Campuran Karbon Dioksida dan Etana

Hal yang sama seperti pada penentuan komposisi optimum campuran karbon dioksida dan propana, dilakukan untuk menentukan komposisi optimum dari campuran karbon dioksida dan etana. Pengaruh perubahan nilai COP terhadap komposisi campuran karbon dioksida dan etana ditunjukkan oleh gambar 4.4. Untuk mengamati pengaruh dari penambahan komposisi karbon dioksida di dalam campurannya dengan etana terhadap nilai COP, dilakukan simulasi termodinamika dengan cara memvariasikan komposisi massa CO₂ pada temperatur evaporasi ($T_{EVAP} = -85^{\circ}\text{C}$), temperatur kondensasi sirkuit temperatur rendah ($T_{CAS,E} = -25^{\circ}\text{C}$), temperatur kondenser ($T_{COND} = 30^{\circ}\text{C}$), dan perbedaan temperatur pada penukar kalor *cascade* ($DT = 5^{\circ}\text{C}$).

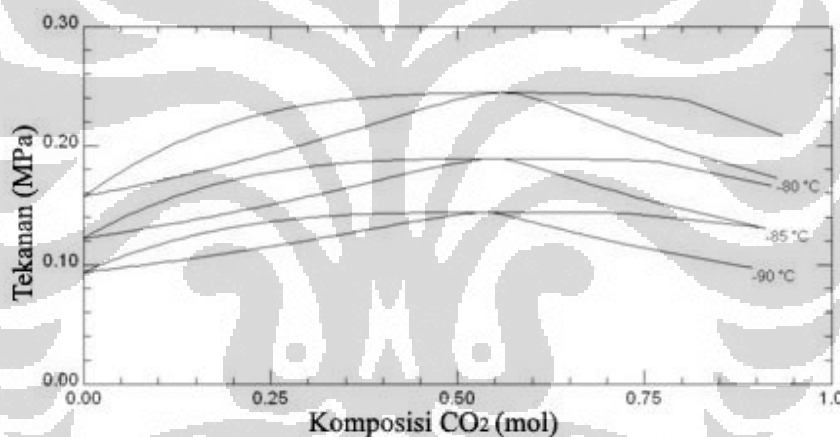


Gambar 4.4 Pengaruh komposisi campuran CO₂ dan Etana terhadap COP

Dari gambar 4.4 terlihat bahwa penambahan karbon dioksida menyebabkan nilai COP yang fluktuatif dimana nilai COP tertinggi dihasilkan pada komposisi massa 100% etana. Hal ini sesuai dengan hasil penelitian yang dilakukan oleh Rahadian (2007) yang menyatakan bahwa etana memiliki unjuk kerja dan efek refrigerasi yang baik sebagai refrigeran sirkuit temperatur rendah pada sistem refrigerasi *cascade*. Komposisi fraksi massa karbon dioksida diatas 94% dari campuran ini tidak dapat digunakan untuk mencapai temperatur evaporasi (T_{EVAP}) sekitar -85°C , hal ini karena karbon dioksida telah mencapai daerah *triple* nya, dimana CO₂ mengalami kristalisasi, yang pada gambar 4.4 ditunjukkan oleh kurva yang terputus pada komposisi fraksi massa karbon dioksida di atas 94%.

Agar dapat mengurangi sifat *flammability* dari etana, maka komposisi etana di dalam campuran perlu dikurangi seminimal mungkin, dengan syarat campuran masih dapat mencapai temperatur evaporasi sekitar -80°C . Pada gambar 4.4, terlihat bahwa penurunan nilai COP terjadi sangat signifikan dengan penambahan komposisi karbon dioksida, tetapi mulai pada komposisi CO₂ di atas 40% terjadi peningkatan nilai COP yang juga signifikan dan mencapai puncaknya pada komposisi 64%, lalu kembali lagi terjadi penurunan nilai COP yang signifikan ketika fraksi massa CO₂ diatas 64%. Dari hasil yang didapat ini, maka

komposisi optimum dari campuran karbon dioksida dan etana adalah 64% karbon dioksida dan 36% etana dalam fraksi massa, atau sekitar 54% karbon dioksida dan 46% etana dalam fraksi mol. Hal ini sesuai dengan penelitian yang dilakukan oleh Alhamid et al.(2010) yang mendapatkan bahwa komposisi yang optimum dari campuran karbon dioksida dan etana didapat pada fraksi mol 54% karbon dioksida dan 46% etana, atau 63,2% karbon dioksida dan 36,8% etana dalam fraksi massa. Pada komposisi ini terjadi campuran *azeotropic* dari karbon dioksida dan etana sebagai fungsi dari tekanan dan temperatur, seperti yang ditunjukkan oleh gambar 4.5. Campuran azeotropik adalah campuran yang mengalami perubahan fase pada temperatur konstan, pada tekanan yang diberikan, tanpa terjadi perubahan komposisi dari campuran selama mengalami perubahan fase. Hal ini terjadi karena campuran azeotropik menghasilkan temperatur glide yang rendah.

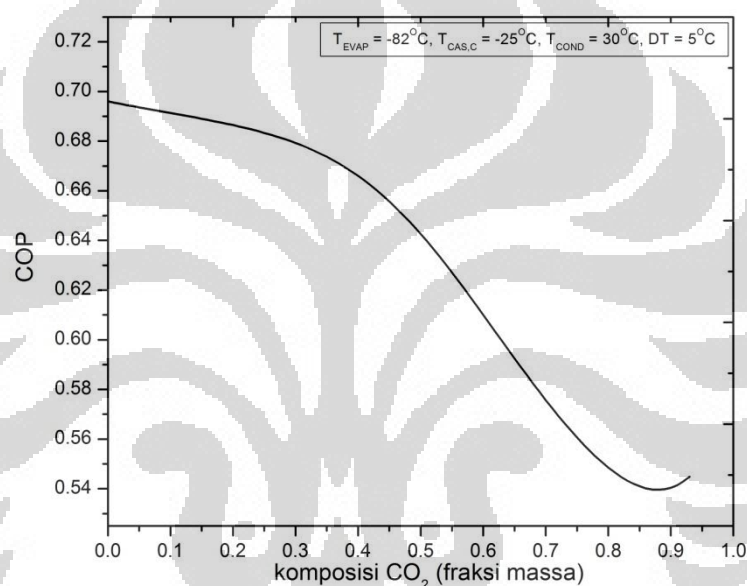


Gambar 4.5 Hubungan tekanan dan temperatur dari komposisi azeotropik karbon dioksida dan etana (Syaka, 2011)

Berdasarkan hasil yang didapat dari gambar 4.4, maka dalam melihat pengaruh perubahan parameter-parameter lain pada sistem refrigerasi *cascade*, komposisi campuran diarahkan pada fraksi massa 64% karbon dioksida dan 36% etana. Pada komposisi ini, kondisi *critical* campuran berada pada temperatur 17,575 °C, tekanan 5,7849 MPa, dan densitas sebesar 311,06 kg/m³. Sifat-sifat termodinamika campuran ini didapat berdasarkan perangkat lunak REFPROP versi 8.0.

4.3.3 Campuran Karbon Dioksida dan Etilen

Perubahan unjuk kerja sistem, sebagai nilai COP, terhadap pengaruh komposisi campuran karbon dioksida dan etilen ditunjukkan gambar 4.6. Untuk mendapatkan komposisi yang optimum dari campuran ini, simulasi termodinamika dilakukan dengan bervariasi komposisi campuran karbon dioksida dan etana dalam fraksi massa pada temperatur evaporasi ($T_{EVAP} = -82^{\circ}\text{C}$), temperatur kondensasi sirkuit temperatur rendah ($T_{CAS,E} = -25^{\circ}\text{C}$), temperatur kondenser ($T_{COND} = 30^{\circ}\text{C}$), dan perbedaan temperatur pada penukar kalor *cascade* ($DT = 5^{\circ}\text{C}$).



Gambar 4.6 Pengaruh komposisi campuran CO₂ dan etilen terhadap COP

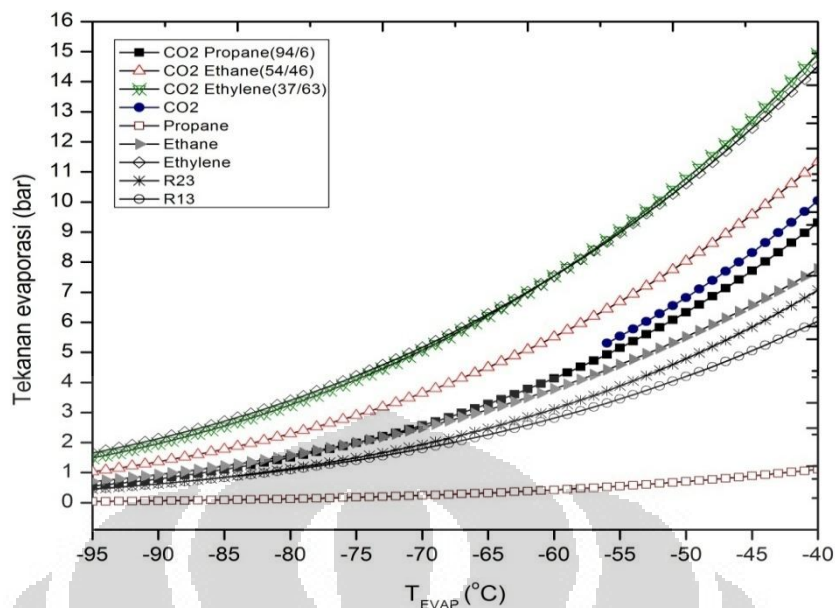
Dari gambar 4.6 terlihat bahwa semakin besar penambahan komposisi karbon dioksida di dalam campuran menyebabkan nilai COP semakin rendah, dimana COP tertinggi dicapai pada komposisi fraksi massa 100% etilen. Penurunan nilai COP cenderung linier pada daerah dengan komposisi CO₂ berkisar antara 0 sampai 33%. Pada gambar 4.6 juga terlihat bahwa pada komposisi massa karbon dioksida diatas 93%, campuran ini tidak dapat digunakan pada temperatur evaporasi (T_{EVAP}) sekitar -82°C , hal ini disebabkan karbon dioksida telah mencapai kondisi *triple* nya dan mulai mengalami fase uap-padat, yakni mulai terjadinya kristalisasi dari karbon dioksida, seperti ditunjukkan oleh kurva yang terputus pada komposisi fraksi massa CO₂ diatas 93%. Dengan

mempertimbangkan aspek *flammability* dari etilen serta nilai COP yang dicapai, maka dari grafik yang ditunjukkan pada gambar 4.6 didapatkan komposisi yang optimum dari campuran karbon dioksida dan etilen berada pada fraksi massa 37% karbon dioksida dan 63% etilen, atau sebesar 27% karbon dioksida dan 78% etilen dalam fraksi mol.

Berdasarkan hasil yang didapat, dalam melihat pengaruh perubahan parameter-parameter lain dalam sistem refrigerasi *cascade* yang menggunakan campuran refrigeran karbon dioksida dan etilen pada sirkuit temperatur rendah, komposisi campuran ini diarahkan pada fraksi massa 37% karbon dioksida dan 63% etilen. Pada komposisi ini, kondisi *critical* campuran berada pada temperatur 9,555 °C, tekanan 5,4297 MPa, dan densitas sebesar 265,12 kg/m³. Sifat-sifat termodinamika campuran ini didapat berdasarkan perangkat lunak REFPROP versi 8.0.

4.4 Sistem Refrigerasi *Cascade* Menggunakan Campuran Refrigeran CO₂ dan Hidrokarbon pada Sirkuit Temperatur Rendah

Sebagai refrigeran sirkuit temperatur rendah pada sistem refrigerasi *cascade*, dipilih refrigeran yang 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 dari senyawa CFC dan HFC terhadap lingkungan. Oleh karena itu, refrigeran yang berasal dari golongan refrigeran alami, seperti karbon dioksida atau hidrokarbon, kembali banyak digunakan sebagai refrigeran pengganti (alternatif) dari refrigeran yang mengandung CFC atau HFC. Gambar 4.7 menunjukkan perbandingan dari beberapa refrigeran CFC, HFC, dan refrigeran alternatif dalam hubungan antara tekanan dan temperatur nya.



Gambar 4.7 Perbandingan beberapa golongan refrigeran dalam fungsi tekanan dan temperatur

Untuk dapat menggantikan R13 atau R23 sebagai refrigeran sirkuit temperatur rendah, sifat termodinamika, khususnya tekanan dan temperatur evaporasi, hendaknya serupa atau mendekati sifat yang dimiliki oleh R13 dan R23. Gambar 4.7 menunjukkan bahwa karbon dioksida memiliki keterbatasan berupa tinggi nya tekanan dan temperatur *tripel* (5,2 bar; $-56,6^{\circ}\text{C}$), sehingga tidak dapat digunakan pada temperatur dibawah temperatur $-56,6^{\circ}\text{C}$. Ketika CO_2 bekerja di bawah tekanan dan temperatur *triple*-nya, maka akan terbentuk kristal karbon dioksida (*dry ice*), keadaan tersebut merupakan hal yang tidak diinginkan karena dapat menyumbat saluran dalam sistem refrigerasi (Reinholdt et al., 2007).

Pada gambar 4.7 terlihat bahwa penggunaan refrigeran propana di bawah temperatur -40°C akan menyebabkan tekanan evaporasi berada di bawah tekanan atmosfer. Hal ini tentunya harus dihindari pada sistem refrigerasi karena akan beresiko masuk nya udara ke dalam sistem jika terjadi kebocoran, yang mengakibatkan penurunan efek refrigerasi yang dihasilkan, sehingga penggunaan propana pada sirkuit temperatur rendah harus sangat memperhatikan faktor kebocoran. Untuk beroperasi hingga mencapai temperatur evaporasi sekitar -80°C , refrigeran yang cocok untuk digunakan yakni campuran CO_2 dan propana pada fraksi massa (94/6), CO_2 dan etana pada fraksi massa (54/46), serta campuran CO_2 dan etilen dengan fraksi massa (37/63). Pada komposisi tersebut, masing-masing

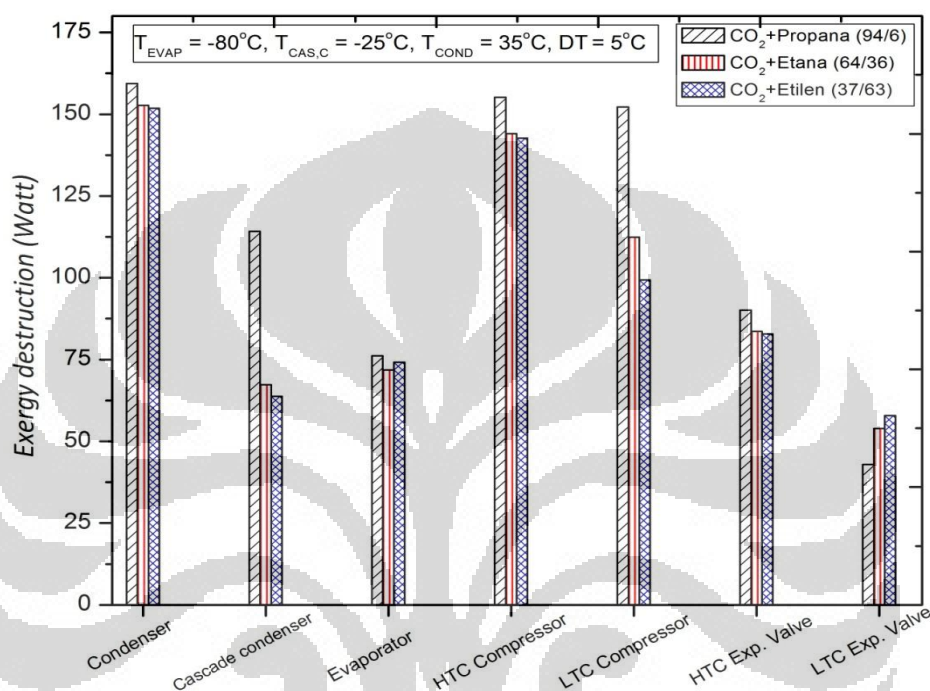
campuran refrigeran masih dapat bekerja pada tekanan evaporasi diatas tekanan atmosfer. Selain rendahnya tekanan evaporasi, kemampuan hidrokarbon untuk menghasilkan efek refrigerasi yang baik pada temperatur rendah dibatasi oleh sifatnya yang mudah terbakar (*flammable*). Oleh karena itu, untuk mengurangi sifat *flammability* nya, hidrokarbon dicampurkan dengan karbon dioksida, sehingga diharapkan campuran tersebut mampu memberikan efek refrigerasi yang cukup baik pada aplikasi temperatur rendah dan juga memiliki *flammability* yang lebih rendah dibanding dengan hidrokarbon murni.

4.4.1 Analisis *Exergy Destruction*

Proses yang terjadi pada siklus termodinamika dalam sistem refrigerasi *cascade*, yakni perubahan fase pada evaporator dan kondenser, peningkatan tekanan dan temperatur pada proses kompresi, serta penurunan tekanan pada proses ekspansi, semuanya merupakan proses-proses yang tidak mampu balik (*irreversible*). Ketidakmampuan untuk kembali ke kondisi semula inilah yang menyebabkan terjadinya kerugian *exergy* pada sistem refrigerasi *cascade*. *Exergy* merupakan kerja maksimum yang bisa dihasilkan dari suatu proses, pada konteks ini adalah efek refrigerasi maksimum yang bisa dihasilkan dari kerja kompresor yang diberikan. Berbeda dengan konsep konservasi energi, *exergy* selalu mengalami kerugian (*destruction*) di dalam suatu siklus. Hal ini disebabkan oleh fakta bahwa pada setiap sistem (termal) yang berjalan, tidak mungkin bisa dicapai kondisi kesetimbangan dengan lingkungannya, sehingga akan selalu ada kerugian-kerugian akibat adanya pertukaran kalor yang tidak mampu balik antara sistem dengan lingkungannya.

Gambar 4.8 memperlihatkan besarnya *exergy destruction* yang terjadi pada tiap-tiap komponen sistem refrigerasi *cascade* dengan menggunakan campuran refrigeran sirkuit temperatur rendah yang berbeda-beda. Pada campuran antara refrigeran karbon dioksida dan propana, komposisi optimum dari campuran ini terjadi pada fraksi massa 94% karbon dioksida dan 6% propana. Untuk campuran antara refrigeran karbon dioksida dan etana, komposisi optimum dari campuran ini terjadi pada fraksi massa 64% karbon dioksida dan 36% etana, sedangkan pada campuran antara karbon dioksida dan etilen, komposisi optimum

dari campuran ini terjadi pada fraksi massa 37% karbon dioksida dan 63% etilen. Oleh karena itu, dalam menganalisis *exergy destruction* dari tiap-tiap komponen sistem refrigerasi *cascade*, untuk masing-masing campuran refrigeran sirkuit temperatur rendah, komposisi dari campuran refrigeran diarahkan pada komposisi optimum dari masing-masing campuran yang berbeda.



Gambar 4.8 Exergy destruction komponen sistem refrigerasi *cascade* untuk campuran refrigeran sirkuit temperatur rendah yang berbeda

Analisis *exergy* dari komponen sistem refrigerasi *cascade* yang menggunakan campuran refrigeran berbeda pada sirkuit temperatur rendah dilakukan pada kondisi operasi yang sama, yakni pada temperatur evaporasi (T_{EVAP}) -80°C , temperatur kondensasi *cascade* ($T_{CAS,C}$) -25°C , temperatur kondenser (T_{COND}) 35°C , dan perbedaan temperatur *cascade* (DT) sebesar 5°C . Dari gambar 4.8 terlihat bahwa rata-rata kerugian *exergy* yang terbesar dari masing-masing campuran terjadi pada kondenser. Hal ini disebabkan perpindahan kalor yang terjadi antara sistem dengan lingkungan cukup besar, dimana perbedaan temperatur antara kondenser dengan lingkungan sebesar 10°C ($T_{ambient} = 25^{\circ}\text{C}$). Pada kondenser, campuran karbon dioksida dan propana menghasilkan kerugian *exergy* yang terbesar, disusul dengan campuran karbon dioksida dan etana, kemudian campuran karbon dioksida dan etilen.

Kerugian exergy yang terbesar setelah kondenser terjadi pada kompresor sirkuit temperatur tinggi dan kompresor sirkuit temperatur rendah secara berurutan. Hal ini sebagai akibat dari besarnya rasio kompresi yang dibutuhkan oleh masing-masing kompresor untuk menghasilkan *cooling load* sebesar 500 Watt. Campuran refrigeran CO₂ dan propana (94/6 fraksi massa) masih menghasilkan kerugian exergy yang terbesar dibandingkan dengan campuran antara karbon dioksida dan etana, ataupun dengan etilen. Komposisi fraksi massa karbon dioksida yang terlalu besar dalam campurannya dengan propana, menyebabkan efek pendinginan yang dihasilkan tidak terlalu baik dibandingkan dengan campuran lainnya, hal ini sejalan dengan hasil yang didapatkan pada gambar 4.1 dimana CO₂, pada kondisi operasi yang sama, menghasilkan COP paling rendah jika dibandingkan dengan refrigeran lainnya, sehingga karbon dioksida kurang cocok untuk digunakan sebagai refrigeran sirkuit temperatur rendah yang mencapai temperatur evaporasi dibawah temperatur *triple* nya, kecuali jika ditambahkan hidrokarbon pada komposisi yang proporsional. Sementara, kerugian exergy paling rendah terjadi pada komponen *expansion valve* dari sirkuit temperatur rendah, dimana nilai terendah terjadi pada campuran karbon dioksida dan propana, disusul oleh campuran karbon dioksida dan etana, kemudian yang tertinggi terjadi pada campuran karbon dioksida dan etilen. Kerugian exergy yang cukup kecil pada *expansion valve* wajar terjadi karena komponen ini tidak menghasilkan kerja atau pun perpindahan kalor, yakni hanya melakukan ekspansi secara isoentalpi dari refrigeran bertekanan tinggi menjadi bertekanan lebih rendah.

Dari hasil yang didapat pada gambar 4.8, maka terdapat potensi untuk meningkatkan efisiensi exergy, yang berbanding lurus dengan COP, dari sistem refrigerasi *cascade* melalui beberapa cara, di antaranya dengan menurunkan temperatur kondenser sedekat mungkin dengan temperatur lingkungan, atau dengan menaikkan sedikit temperatur evaporasi dari sistem refrigerasi *cascade*. Selanjutnya, untuk mendapatkan desain operasi yang optimum, baik secara termodinamika maupun kaitannya dengan biaya yang harus dikeluarkan, maka dilakukan optimisasi terhadap beberapa parameter yang paling berpengaruh dalam sistem refrigerasi *cascade*, yakni temperatur evaporasi (T_{EVAP}), temperatur

kondensasi sirkuit temperatur rendah ($T_{CAS,C}$), temperatur kondenser (T_{COND}), dan perbedaan temperatur pada penukar kalor *cascade* (DT). Dari sini diharapkan sistem dapat menghasilkan efisiensi exergy yang baik dengan biaya yang tidak terlalu tinggi.

4.5 Optimisasi Termoekonomi Sistem Refrigerasi *Cascade*

Sistem refrigerasi *cascade* dioptimisasi dengan cara menentukan nilai dari parameter-parameter operasi yang menghasilkan kondisi paling optimum, dimana kondisi optimum dapat berupa maksimum efisiensi exergy yang dicapai ataupun biaya minimum yang dikeluarkan, atau istilah lain dengan menggunakan pendekatan efisiensi secara termodinamika dan ekonomi. Penentuan kondisi operasi yang optimum dari sistem refrigerasi *cascade* ditentukan berdasarkan parameter-parameter operasi yang paling mempengaruhi keadaan sistem, disebut sebagai variabel keputusan (*decision variable*). Sesuai dengan nama nya, nilai dari *decision variables* menentukan kondisi sistem secara keseluruhan, baik terhadap aspek energi maupun ekonomi. Pada penelitian ini, parameter operasi yang dijadikan sebagai *decision variables* dari sistem refrigerasi *cascade* terdiri dari temperatur evaporasi (T_{EVAP}), temperatur kondensasi dari sirkuit temperatur rendah ($T_{CAS,C}$), temperatur kondenser (T_{COND}), dan perbedaan temperatur pada penukar kalor *cascade* (DT).

Metode optimisasi dilakukan dengan cara memvariasikan keempat *decision variable* pada cakupan nilai tertentu, kemudian dicari kombinasi dari keempat nilai *decision variable* yang menghasilkan kondisi optimum. Skema optimisasi dilakukan dengan cara mengoptimisasi sistem secara termodinamika terhadap efisiensi exergy, kemudian dilanjutkan dengan mengoptimisasi sistem secara ekonomi terhadap biaya yang dikeluarkan, dalam hal ini optimisasi dilakukan secara *single-objektif*. Hasil yang didapat dari metode optimisasi *single-objektif* ini akan berupa nilai dari keempat *decision variable* yang paling optimum terhadap fungsi objektif nya. Namun demikian, hasil yang diharapkan dari optimisasi ini tidak sekedar sebuah sistem yang optimum secara termodinamika saja, tetapi juga optimum terhadap faktor ekonomi. Oleh karena itu, optimisasi secara multi-objektif dilakukan untuk mendapatkan kondisi operasi

sistem yang optimum secara termoekonomi, dimana sistem refrigerasi *cascade* dapat bekerja dengan efisiensi exergy yang besar, disamping biaya yang dikeluarkan cukup rendah.

Batasan-batasan (*constraints*) yang ada pada optimisasi sistem refrigerasi *cascade* ini adalah kapasitas pendinginan (*cooling load*) sebesar 500 Watt, temperatur lingkungan (T_{ambient}) sebesar 25°C, dan juga perbedaan temperatur evaporasi dengan temperatur pendinginan (T_{drop}) yang diizinkan sebesar 5°C. Cakupan nilai-nilai parameter yang menjadi variabel keputusan divariasikan menurut daerah operasi yang diizinkan pada sistem refrigerasi *cascade*, didasari pada kondisi operasi yang umum pada sistem refrigerasi *cascade*, dengan temperatur evaporasi (T_{EVAP}) antara -80 °C sampai -90 °C, temperatur kondensasi sirkuit temperatur rendah ($T_{\text{CAS,C}}$) antara -40 °C sampai 0 °C, temperatur kondenser (T_{COND}) antara 30 °C sampai 40 °C, serta perbedaan temperatur pada penukar kalor *cascade* antara 1 °C sampai 15 °C.

Proses optimisasi untuk mencari nilai-nilai parameter yang optimum dilakukan menggunakan bantuan program Matlab melalui *tools* yang dimilikinya, yakni *gamultiobj* (*Multiobjective optimization using Genetic Algorithm*). Metode optimisasi dilakukan dengan cara proses iterasi yang mengikuti prinsip-prinsip evolusi biologi, seperti diperlihatkan pada gambar 2.10. Hasil dari optimisasi secara multi-objektif ini bukan merupakan sebuah solusi tunggal, melainkan sekumpulan solusi atau nilai-nilai optimum dari *decision variables* yang membentuk sebuah populasi solusi. Setiap solusi dari hasil optimisasi multi-objektif merupakan nilai yang optimum, dan tidak ada satu pun solusi yang bersifat lebih optimum dibandingkan solusi lainnya. Oleh karena itu, pemilihan solusi ditentukan berdasarkan preferensi (*trade-offs*) dari pengambil keputusan, apakah aspek termodinamika yang lebih ditekankan atau aspek ekonomi yang harus lebih diperhatikan.

4.5.1 Karbon Dioksida dan Propana pada Sirkuit Temperatur Rendah

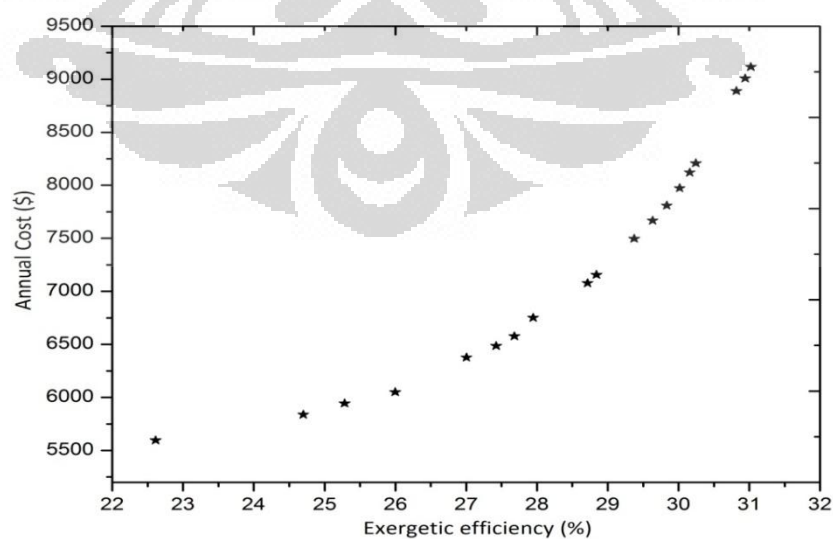
Optimisasi termoekonomi dari campuran refrigeran karbon dioksida dan propana pada sirkuit temperatur rendah diarahkan pada komposisi optimum dari campuran ini, dimana fraksi massa karbon dioksida 94%, propana 6%. Komposisi

ini ditentukan berdasarkan nilai optimum COP yang dicapai, seperti pada simulasi pengujian yang telah dilakukan (gambar 4.3), dengan syarat karbon dioksida tidak terjadi kristalisasi dan *flammability* dari propana berkurang. Tabel 4.3 memperlihatkan nilai-nilai optimum *decision variables* yang didapat dari hasil optimisasi terhadap termodinamika dan ekonomi secara terpisah.

Tabel 4.3 Hasil optimisasi *single*-objektif termodinamika dan ekonomi campuran CO₂ dan propana (94/6)

Parameter operasi	Optimisasi Termodinamika	Optimisasi Ekonomi
Temp. evaporasi, T_{EVAP} (°C)	-80	-80
Temp. <i>cascade</i> condenser, $T_{CAS,C}$ (°C)	-33,028	-30,494
Temp. kondenser, T_{COND} (°C)	30	40
Perbedaan temp. <i>cascade</i> , DT (°C)	1	5,737

Optimisasi secara termoekonomi melibatkan fungsi multi-objektif terhadap fungsi termodinamika dan ekonomi secara bersamaan, sehingga hasil dari optimisasi ini merupakan negosiasi (*trade-off*) antara efisiensi exergy dengan pengeluaran biaya. Gambar 4.9 memperlihatkan sekumpulan solusi yang didapat dari optimisasi secara multi-objektif yang menggambarkan hubungan saling tarik-menarik antara efisiensi exergy(%) dan biaya tahunan(\$), disebut sebagai *pareto optimatily solutions* atau *pareto frontier*.



Gambar 4.9 *Pareto frontier* dari campuran CO₂ dan propana (94/6)

Dari tabel 4.4 terlihat bahwa untuk mendapatkan kondisi yang optimum secara termoekonomi, rata-rata temperatur evaporasi berkisar -80°C , temperatur kondensasi *cascade* berkisar pada nilai -30°C sampai -32°C , sedangkan nilai temperatur kondenser dan perbedaan temperatur pada penukar kalor *cascade* bervariasi cukup besar. Dengan mempertimbangkan aspek termodinamika dan ekonomi, dari tabel 4.4, preferensi solusi optimum dipilih pada temperatur evaporasi (T_{EVAP}) $-80,018^{\circ}\text{C}$, temperatur kondensasi sirkuit temperatur rendah ($T_{CAS,C}$) $-32,85^{\circ}\text{C}$, temperatur kondenser (T_{COND}) $31,13^{\circ}\text{C}$, dan perbedaan temperatur pada penukar kalor *cascade* $1,53^{\circ}\text{C}$, sehingga didapatkan efisiensi exergetik sebesar 30,17% dengan biaya tahunan sebesar \$7973,7102.

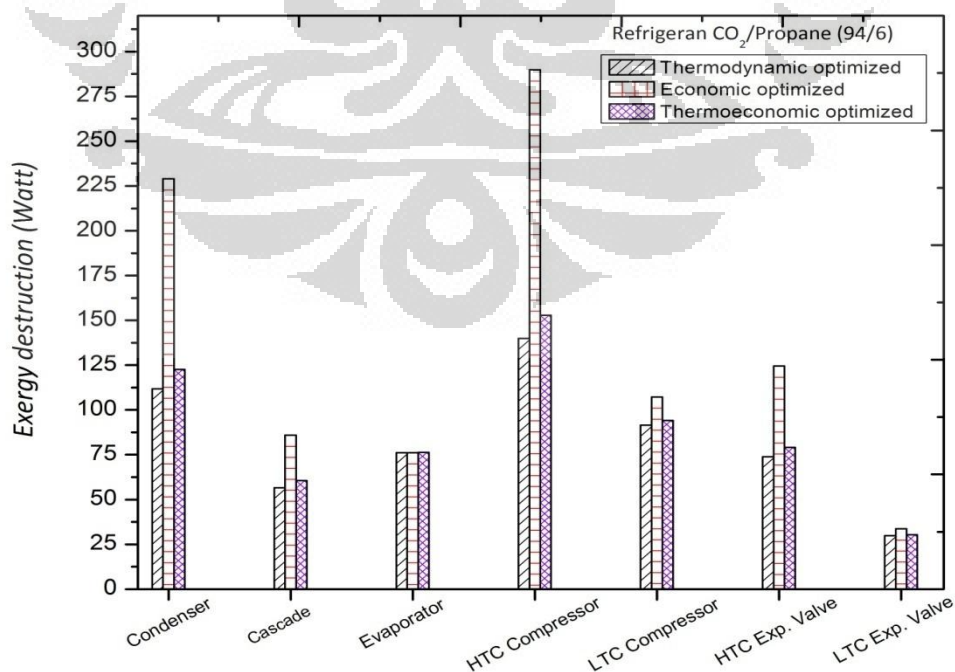
Tabel 4.4 Hasil optimisasi secara termoekonomi campuran CO_2 dan propane (94/6)

Parameter operasi				Effisiensi	Biaya
$T_{EVAP} (^{\circ}\text{C})$	$T_{CAS,C} (^{\circ}\text{C})$	$T_{COND} (^{\circ}\text{C})$	$DT (^{\circ}\text{C})$	Exergy (%)	Tahunan (\$)
-80.000	-30.51	40.00	5.36	22.612	5595.242
-80.002	-33.08	30.00	1.00	31.023	9116.3439
-80.045	-32.82	31.14	1.30	30.158	8119.8052
-80.000	-30.51	40.00	5.36	22.612	5595.242
-80.002	-30.52	36.85	4.05	25.282	5944.5995
-80.012	-32.96	31.53	1.46	29.835	7809.2541
-80.046	-31.88	34.83	1.60	27.946	6751.1285
-80.029	-32.65	38.90	2.74	24.699	5838.0806
-80.019	-32.25	34.36	2.32	27.682	6577.2074
-80.018	-32.38	34.75	2.93	27.004	6376.4566
-80.040	-32.42	31.65	1.66	29.635	7667.2923
-80.005	-32.99	30.11	1.03	30.943	9007.5749
-80.052	-32.58	30.19	1.10	30.818	8889.465
-80.035	-30.78	37.13	2.73	25.998	6050.6127
-80.030	-30.86	35.17	2.17	27.425	6485.834
-80.045	-32.72	33.18	1.56	28.841	7156.8325
-80.014	-32.36	31.73	2.00	29.374	7496.8972
-80.058	-32.63	32.83	2.01	28.715	7077.3214
-80.016	-32.51	30.73	1.53	30.245	8207.9331
-80.018	-32.85	31.13	1.53	30.017	7973.7102

Dari hasil optimisasi yang telah dilakukan, maka didapatkan perbandingan unjuk kerja sistem refrigerasi *cascade* yang ditinjau secara termodinamika, ekonomi, dan termoekonomi. Tabel 4.5 memperlihatkan unjuk kerja sistem refrigerasi *cascade* dengan menggunakan campuran refrigeran karbon dioksida dan propana pada sirkuit temperatur rendah pada fraksi massa 94% karbon dioksida dan 6% propana, dalam perbandingan kondisi operasi yang optimum secara termodinamika, ekonomi, dan termoekonomi.

Tabel 4.5 Unjuk kerja sistem refrigerasi *cascade* dengan refrigeran CO₂/Propana (94/6)

Parameter operasi	Optimisasi Termodinamika	Optimisasi Ekonomi	Optimisasi Termoekonomi
Condenser heat transfer area (m ²)	33,47	14,02	28,01
Evaporator heat transfer area (m ²)	5,546	5,546	5,546
Cascade heat transfer area (m ²)	11,55	2,094	7,597
Power compressor HT (Watt)	427,1	711,3	453,8
Power compressor LT (Watt)	267,9	300,2	273,1
Refrigeran mass flow ratio (m _H /m _L)	1,68	1,95	1,71
COP	0,7194	0,4943	0,6878
Exergetic efficiency (%)	31,03	22,34	29,93
Annual Cost (\$)	9121,2528	5597.2414	7997,0135



Gambar 4.10 Kerugian exergy pada campuran CO₂/propana (94/6)

Besarnya kerugian exergy (*exergy destruction*) dari sistem refrigerasi *cascade* yang dioptimisasi dengan skema yang berbeda ditunjukkan oleh diagram batang pada gambar 4.10 dimana kerugian exergy hasil dari optimisasi secara multi-objektif akan selalu berada pada nilai diantara optimum secara termodinamika dan optimum secara ekonomi.

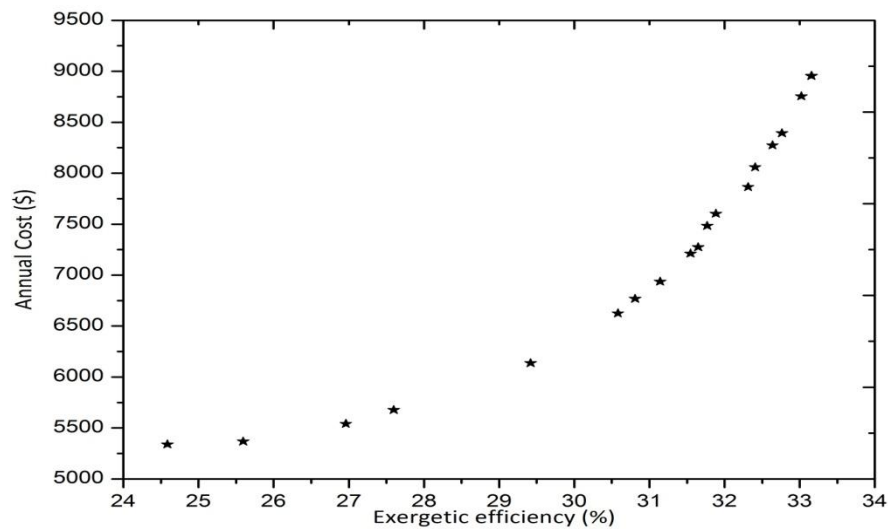
4.5.2 Karbon Dioksida dan Etana pada Sirkuit Temperatur Rendah

Optimisasi pada campuran refrigeran karbon dioksida dan etana untuk sirkuit temperatur rendah diarahkan pada komposisi fraksi massa 64% karbon dioksida dan 36% etana. Komposisi ini dipilih karena menghasilkan COP yang paling optimum, dimana karbon dioksida tidak mengalami kristalisasi dan juga *flammability* dari etana berkurang. Tabel 4.6 memperlihatkan nilai-nilai optimum *decision variables* yang didapat dari hasil optimisasi secara termodinamika dan ekonomi.

Tabel 4.6 Hasil optimisasi *single*-objektif termodinamika dan ekonomi campuran CO₂ dan etana (64/36)

Parameter operasi	Optimisasi Termodinamika	Optimisasi Ekonomi
Temp. evaporasi, T_{EVAP} (°C)	-80	-80
Temp. <i>cascade</i> condenser, $T_{CAS,C}$ (°C)	-30,29	-27,78
Temp. kondenser, T_{COND} (°C)	30	40
Perbedaan temp. <i>cascade</i> , DT (°C)	1	6,01

Grafik *pareto frontier* dari campuran karbon dioksida dan etana (64/36) dalam hubungan (*trade-offs*) antara efisiensi exergy(%) dan biaya tahunan (\$) ditunjukkan oleh gambar 4.11.



Gambar 4.11 Pareto frontier dari campuran CO₂ dan etana (64/36)

Tabel 4.7 memperlihatkan kumpulan solusi yang didapat dari optimisasi secara multi-objektif dari sistem refrigerasi *cascade* menggunakan campuran refrigeran CO₂/Etana (64/36) pada sirkuit temperatur rendah.

Tabel 4.7 Hasil optimisasi secara termoekonomi campuran CO₂ dan etana (64/36)

Parameter operasi				Effisiensi Exergy (%)	Biaya Tahunan (\$)
T_{EVAP} (°C)	$T_{CAS,C}$ (°C)	T_{COND} (°C)	DT (°C)		
-80.00	-27.777	40.00	6.00	24.5862	5339.6056
-80.00	-27.850	30.00	1.00	33.1571	8955.1341
-80.00	-27.813	32.60	2.12	31.1439	6936.7744
-80.00	-27.837	30.19	1.49	32.7651	8392.9867
-80.00	-27.806	33.41	2.35	30.5822	6624.6201
-80.00	-27.841	30.23	1.02	33.0225	8755.0977
-80.00	-27.798	38.90	3.45	26.9606	5540.8150
-80.00	-27.833	31.15	2.31	31.7698	7483.2170
-80.00	-27.850	30.00	1.00	33.1571	8955.1341
-80.00	-27.850	30.00	1.00	33.1568	8954.5437
-80.00	-27.813	37.32	3.76	27.5974	5676.5091
-80.00	-27.815	32.49	1.56	31.5479	7212.0900
-80.00	-27.793	30.96	1.58	32.3145	7864.4881
-80.00	-27.829	32.81	2.47	30.8097	6768.8961
-80.00	-27.835	30.38	1.92	32.4077	8058.5147

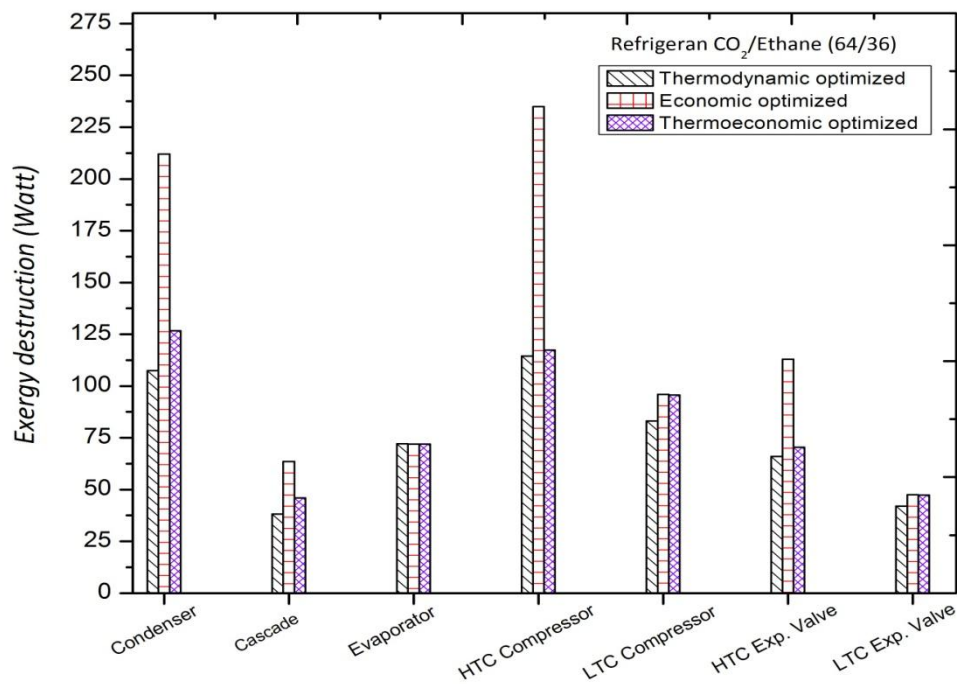
-80.00	-27.828	30.93	2.31	31.8860	7603.0245
-80.00	-27.819	31.96	1.83	31.6490	7275.0377
-80.00	-27.827	35.33	2.59	29.4196	6136.2187
-80.00	-27.787	40.00	4.58	25.5939	5367.8301
-80.00	-27.816	30.22	1.67	32.6378	8273.0494

Dari tabel 4.7 terlihat bahwa untuk mendapatkan kondisi yang optimum secara termoekonomi, rata-rata temperatur evaporasi berkisar -80°C , temperatur kondensasi *cascade* berkisar pada nilai -27°C , sedangkan nilai temperatur kondenser dan perbedaan temperatur pada penukar kalor *cascade* bervariasi cukup besar. Dengan mempertimbangkan aspek termodinamika dan ekonomi, dari tabel 4.7, preferensi solusi optimum dipilih pada temperatur evaporasi (T_{EVAP}) -80°C , temperatur kondensasi sirkuit temperatur rendah ($T_{\text{CAS,C}}$) $-27,815^{\circ}\text{C}$, temperatur kondenser (T_{COND}) $32,49^{\circ}\text{C}$, dan perbedaan temperatur pada penukar kalor *cascade* $1,56^{\circ}\text{C}$, sehingga didapatkan efisiensi exergetik sebesar 31,55% dengan biaya tahunan sebesar \$7212,09.

Tabel 4.8 Unjuk kerja sistem refrigerasi *cascade* dengan refrigeran CO_2/Etana (64/36)

Parameter operasi	Optimisasi Termodinamika	Optimisasi Ekonomi	Optimisasi Termoekonomi
Condenser heat transfer area (m^2)	31,96	13,09	22,1
Evaporator heat transfer area (m^2)	5,546	5,546	5,546
Cascade heat transfer area (m^2)	11,45	1,971	7,59
Power compressor HT (Watt)	378,2	619,6	393,4
Power compressor LT (Watt)	261,2	288,7	288,3
Refrigeran mass flow ratio (m_H/m_L)	1,55	1,78	1,59
COP	0,782	0,5505	0,7335
Exergetic efficiency (%)	33,304	24,58	31,544
Annual Cost (\$)	8862,489	5339,60	7209,4111

Tabel 4.8 memperlihatkan unjuk kerja sistem refrigerasi *cascade* dengan menggunakan campuran refrigeran karbon dioksida dan etana pada sirkuit temperatur rendah pada fraksi massa 64% karbon dioksida dan 36% etana, dengan perbandingan kondisi operasi yang optimum secara termodinamika, ekonomi, dan termoekonomi.



Gambar 4.12 Kerugian exergy pada campuran CO₂/etana (64/36)

Kerugian exergy dari sistem refrigerasi *cascade* dengan refrigeran campuran karbon dioksida dan etana (64/36) yang terbesar dihasilkan oleh kondenser, kemudian kompresor sirkuit temperatur rendah. Sedangkan, kerugian exergy yang paling sedikit terjadi adalah pada alat ekspansi sirkuit temperatur rendah, kemudian pada penukar kalor *cascade*, hal ini disebabkan karena perbedaan temperatur antara evaporator sirkuit temperatur tinggi dan kondenser sirkuit temperatur rendah cukup kecil, sehingga tidak terlalu banyak terjadi kerugian kalor pada komponen ini.

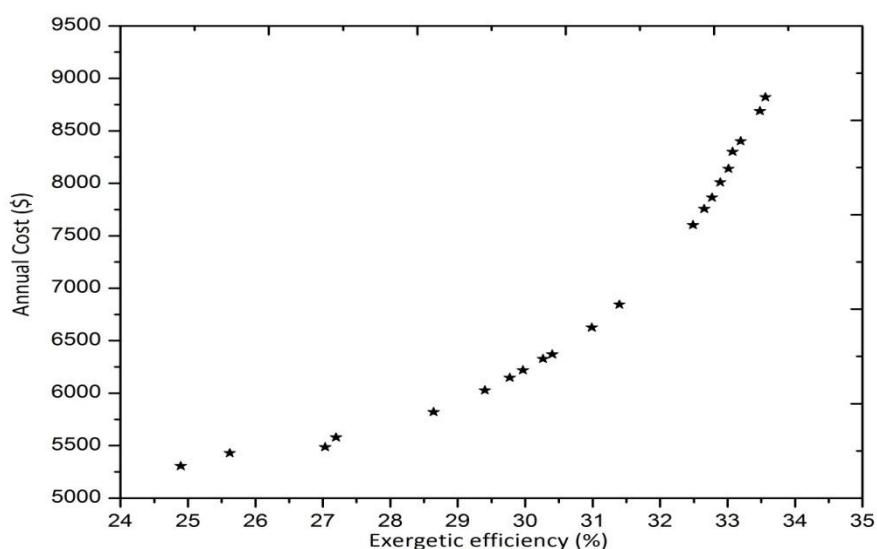
4.5.3 Karbon Dioksida dan Etilen pada Sirkuit Temperatur Rendah

Optimisasi pada campuran refrigeran karbon dioksida dan etilen untuk sirkuit temperatur rendah diarahkan pada komposisi fraksi massa 37% karbon dioksida dan 63% etilen. Komposisi ini dipilih karena menghasilkan COP yang paling optimum, dimana karbon dioksida tidak mengalami kristalisasi dan juga *flammability* dari etilen berkurang. Tabel 4.9 memperlihatkan nilai-nilai optimum *decision variables* yang didapat dari hasil optimisasi secara termodinamika dan ekonomi.

Tabel 4.9 Hasil optimisasi *single*-objektif termodinamika dan ekonomi campuran CO₂ dan etilen (37/63)

Parameter operasi	Optimisasi Termodinamika	Optimisasi Ekonomi
Temp. evaporasi, T_{EVAP} (°C)	-80	-80
Temp. <i>cascade</i> condenser, $T_{CAS,C}$ (°C)	-29,65	-26,95
Temp. kondenser, T_{COND} (°C)	30	40
Perbedaan temp. <i>cascade</i> , DT (°C)	1	6,19

Grafik *pareto frontier* dari campuran karbon dioksida dan etana (64/36) dalam hubungan (*trade-offs*) antara efisiensi exergy(%) dan biaya tahunan (\$) ditunjukkan oleh gambar 4.13.



Gambar 4.13 *Pareto frontier* dari campuran CO₂ dan etilen (37/63)

Tabel 4.10 memperlihatkan kumpulan solusi yang didapat dari optimisasi secara multi-objektif dari sistem refrigerasi *cascade* menggunakan campuran refrigeran CO₂/Etilen (37/63) pada sirkuit temperatur rendah.

Tabel 4.10 Hasil optimisasi secara termoekonomi campuran CO₂ dan etilen (37/63)

Parameter operasi				Efisiensi Exergy (%)	Biaya Tahunan (\$)
T_{EVAP} (°C)	$T_{CAS,C}$ (°C)	T_{COND} (°C)	DT (°C)		
-80.03	-29.28	30.01	1.02	33.5608	8819.9641
-80.00	-26.91	39.99	6.23	24.8949	5305.8511
-80.10	-28.75	30.10	1.66	33.0749	8300.5395

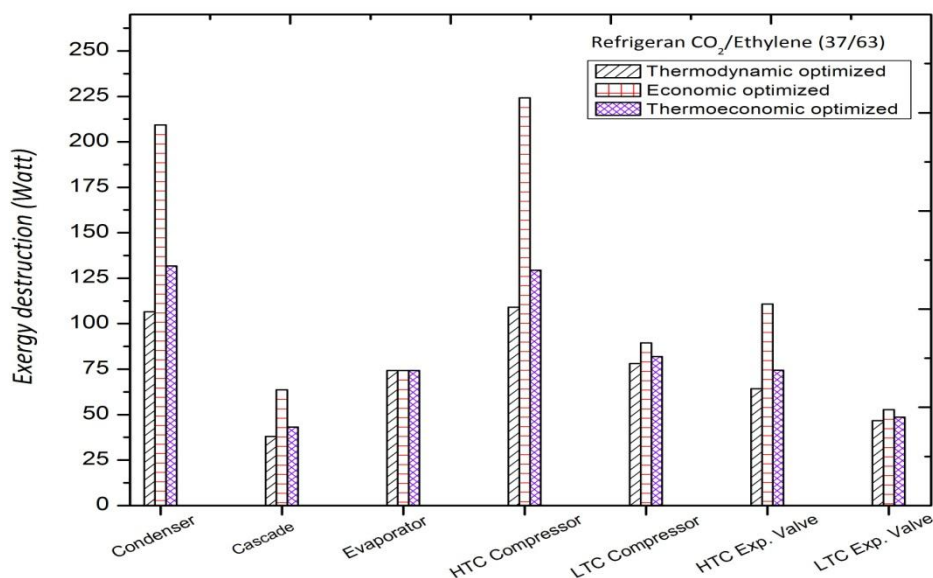
-80.09	-28.66	34.83	2.81	29.7719	6147.1456
-80.04	-28.99	30.99	1.43	32.7688	7864.2684
-80.17	-27.70	38.67	5.93	25.6202	5429.4773
-80.08	-28.71	36.48	3.11	28.6433	5820.4897
-80.07	-28.90	30.85	1.33	32.8925	8009.3791
-80.07	-28.61	35.31	2.98	29.4017	6027.8004
-80.07	-28.76	30.06	1.52	33.1935	8400.9978
-80.03	-29.24	31.27	1.36	32.6555	7755.9772
-80.03	-27.88	39.68	3.10	27.0346	5486.1348
-80.03	-29.24	31.48	1.44	32.4879	7602.4011
-80.03	-28.43	33.25	2.31	30.9871	6625.2460
-80.14	-28.09	34.22	2.61	30.2638	6327.1160
-80.07	-28.74	34.46	2.81	29.9655	6219.0045
-80.07	-28.85	32.98	1.87	31.3956	6844.8697
-80.04	-29.21	30.40	1.53	33.0133	8138.5482
-80.06	-28.35	34.02	2.57	30.4026	6370.4984
-80.03	-27.52	37.38	4.79	27.1955	5578.7952
-80.03	-29.25	30.01	1.15	33.4795	8689.2422

Dari tabel 4.10 terlihat bahwa untuk mendapatkan kondisi yang optimum secara termoekonomi, rata-rata temperatur evaporasi berkisar -80°C , temperatur kondensasi *cascade* berkisar pada nilai -26°C sampai -30°C , sedangkan nilai temperatur kondenser dan perbedaan temperatur pada penukar kalor *cascade* bervariasi cukup besar. Dengan mempertimbangkan aspek termodinamika dan ekonomi, dari tabel 4.7, preferensi solusi optimum dipilih pada temperatur evaporasi (T_{EVAP}) $-80,07^{\circ}\text{C}$, temperatur kondensasi sirkuit temperatur rendah ($T_{\text{CAS,C}}$) $-28,85^{\circ}\text{C}$, temperatur kondenser (T_{COND}) $32,98^{\circ}\text{C}$, dan perbedaan temperatur pada penukar kalor *cascade* $1,87^{\circ}\text{C}$, sehingga didapatkan efisiensi exergetik sebesar 31,395% dengan biaya tahunan sebesar \$6844,86.

Tabel 4.11 memperlihatkan unjuk kerja sistem refrigerasi *cascade* dengan menggunakan campuran refrigeran karbon dioksida dan etana pada sirkuit temperatur rendah pada fraksi massa 37% karbon dioksida dan 63% etilen, dengan perbandingan kondisi operasi yang optimum secara termodinamika, ekonomi, dan termoekonomi.

Tabel 4.11 Unjuk kerja sistem refrigerasi *cascade* dengan refrigeran CO₂/Etilen (37/63)

Parameter operasi	Optimisasi Termodinamika	Optimisasi Ekonomi	Optimisasi Termoekonomi
Condenser heat transfer area (m ²)	31,78	12,96	20,86
Evaporator heat transfer area (m ²)	5,546	5,546	5,546
Cascade heat transfer area (m ²)	11,5	1,921	6,221
Power compressor HT (Watt)	368,1	602,8	414,7
Power compressor LT (Watt)	264,8	291,8	273,8
Refrigeran mass flow ratio (m _H /m _L)	1,61	1,84	1,67
COP	0,79	0,5589	0,7263
Exergetic efficiency (%)	33,591	24,912	31,363
Annual Cost (\$)	8845,4506	5305,113	6853,2002

**Gambar 4.14** Kerugian exergy pada campuran CO₂/etilen (37/63)

Sistem refrigerasi *cascade* menggunakan campuran refrigeran CO₂ dan etilen pada sirkuit temperatur rendah menghasilkan kerugian exergy yang terbesar pada komponen kondenser, hal ini serupa dengan sistem yang menggunakan campuran CO₂ dengan propana maupun CO₂ dengan etana. Hal ini disebabkan adanya perpindahan kalor yang cukup besar dari kondenser ke lingkungan sebagai akibat perbedaan temperatur yang terjadi antara kondenser dengan lingkungan, sehingga optimisasi terhadap komponen kondenser dari sistem refrigerasi *cascade* berpengaruh cukup besar terhadap efisiensi exergy dari keseluruhan sistem.

BAB 5 KESIMPULAN

Komposisi campuran refrigeran yang optimum dari masing-masing jenis campuran karbon dioksida dan hidrokarbon sebagai refrigeran sirkuit temperatur rendah sistem refrigerasi *cascade*, sebagai berikut :

1. Campuran karbon dioksida dan propana yang optimum terjadi pada komposisi fraksi massa 94% karbon dioksida dan 6% propana, atau 94,001% karbon dioksida dan 5,989% propana dalam fraksi mol.
2. Campuran karbon dioksida dan etana yang optimum terjadi pada komposisi fraksi massa 64% karbon dioksida dan 36% etana, atau 54,846% karbon dioksida dan 45,154% etana dalam fraksi mol.
3. Campuran karbon dioksida dan etilen yang optimum terjadi pada komposisi fraksi massa 37% karbon dioksida dan 63% etilen, atau 27,239% karbon dioksida dan 72,761% etilen dalam fraksi mol.

Kondisi operasi yang optimum untuk masing-masing jenis campuran refrigeran karbon dioksida dan hidrokarbon, ditentukan pada komposisi fraksi massa optimum, sebagai berikut :

Tabel 5.1 Desain kondisi operasi yang optimum dari sistem refrigerasi *cascade* menggunakan campuran refrigeran CO₂/propana (94/6) pada sirkuit temperatur rendah

Parameter operasi CO ₂ /Propana	Optimum Termodinamika	Optimum Ekonomi	Optimum Termoekonomi
Temp. evaporasi, T_{EVAP} (°C)	-80	-80	-80,018
Temp. <i>cascade</i> condenser, $T_{CAS,C}$ (°C)	-33,028	-30,494	-32,85
Temp. kondenser, T_{COND} (°C)	30	40	31,13
Perbedaan temp. <i>cascade</i> , DT (°C)	1	5,737	1,53

Tabel 5.2 Desain kondisi operasi yang optimum dari sistem refrigerasi *cascade* menggunakan campuran refrigeran CO₂/etana (64/36) pada sirkuit temperatur rendah

Parameter operasi CO ₂ /Etana	Optimum Termodinamika	Optimum Ekonomi	Optimum Termoekonomi
Temp. evaporasi, T_{EVAP} (°C)	-80	-80	-80
Temp. <i>cascade</i> condenser, $T_{CAS,C}$ (°C)	-30,29	-27,78	-27,815
Temp. kondenser, T_{COND} (°C)	30	40	32,49
Perbedaan temp. <i>cascade</i> , DT (°C)	1	6,01	1,56

Tabel 5.3 Desain kondisi operasi yang optimum dari sistem refrigerasi *cascade* menggunakan campuran refrigeran CO₂/etilen (37/63) pada sirkuit temperatur rendah

Parameter operasi CO ₂ /Etilen	Optimum Termodinamika	Optimum Ekonomi	Optimum Termoekonomi
Temp. evaporasi, T_{EVAP} (°C)	-80	-80	-80,07
Temp. <i>cascade</i> condenser, $T_{CAS,C}$ (°C)	-29,65	-26,95	-28,85
Temp. kondenser, T_{COND} (°C)	30	40	32,98
Perbedaan temp. <i>cascade</i> , DT (°C)	1	6,19	1,87

Dari penelitian yang telah dilakukan, dengan membandingkan setiap jenis campuran refrigeran antara karbon dioksida dan hidrokarbon, didapat bahwa pada sistem refrigerasi *cascade* yang didesain untuk mencapai temperatur evaporasi hingga -80°C dengan propana sebagai refrigeran sirkuit temperatur tinggi, refrigeran yang paling baik untuk digunakan pada sirkuit temperatur rendah adalah campuran antara karbon dioksida dan etilen dengan komposisi fraksi massa 37% karbon dioksida dan 63% etilen.

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.
- Akau, R.L., Schoenhals, R.J., *The second law efficiency of a heat pump system*, Energy 5 (1980) 853–863.
- Alhamid, M.I., Syaka, Darwin, 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., Jain, S., 2007, *Cascade systems: past, present, and future*, ASHRAE Trans. 113 (1), 245–252 (DA-07-027).
- Bejan, A., 1989, *Theory of heat transfer-irreversible refrigeration plants*, International Journal of Heat Mass Transfer 32 (9) 1631–1639.
- Bejan A, Tsatsaronis, G., Moran, M., 1996, *Thermal design and optimization*, New York: John Wiley & Sons.

- Bhattacharyya, S., Mukhopadhyay, S., Kumar, A., Khurana, R.K., Sarkar, J., 2005, *Optimization of a CO₂-C₃H₈ cascade system for refrigeration and heating*, Int J refrig 28, 1284-1292.
- 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.
- Borup, L., Parkinson, A. 1992. *Comparison of four non-derivative optimization methods on two problem containing heuristic and analytic knowledge*, ASME Advances in Design Automation. Scottsdale, Arizona.
- 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 enfineering approach*, Third Edition, Mc Graw-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.
- Cox, N., 2007, *Working towards more environmentally friendly refrigerant blends*, 12th European Conference, Milano, Italy, Juni 8 – 9.
- Dincer, I., Rosen, M.A., 2007, *Exergy: Energy, Environtment, and Sustainable Development*, Elsevier, All rights reserved.
- Dincer, I., Kanoglu, M., 2010, *Refrigeration System and Application*, John Wiley & Sons Ltd., West Sussex, PO19 8SQ, United Kingdom.
- 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.
- Fonseca, C., Fleming, P., 1995, *An Overview of Evolutionary Algorithms in Multiobjective Optimization*, Evolutionary Computation. 3: 1-18.
- Gettu. H.M, Bansal. P.K, 2008, *Thermodynamic analysis of an R744-R717 cascade refrigeration system*, International Jurnal of Refrigeration, 31, 45-54.
- Gholap, A.K., 2009, *Design Tool for Multi-Objective Optimization of Heat Exchangers in Domestic Refrigerators with A Single and Dual Evaporator*, UMI Number: 3350341.

- 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.
- Iliminifik. 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.
- Jansson A., 1994, *Fluid Power System Design – A Simulation Approach*, Dissertation, Department of mechanical engineering, Linköping University.
- Kanoglu, M., 2002, *Exergy analysis of the multistage cascade refrigeration cycle used for natural gas liquefaction*, International Journal of Energy Res., page proof.
- 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.
- Konak, A., Coit, D.W., Smith, A.E., 2006, *Multi-objective optimization using genetic algorithms: A tutorial*, Int. Journal of Reliability Engineering and System Safety (91) 992–1007.
- 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.
- 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.
- Leidenfrost, W., Lee, K.H. Korenic, K.H., *Conservation of energy estimated by second law analysis of power-consuming process*, Energy 5 (1980) 47–61.

- LFL/UFL Table of Hydrocarbon, http://www.engineeringtoolbox.com/explosive-concentration-limits-d_423.html, 31 Mei 2012.
- 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.
- 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.
- Mathworks, 2010, *MATLAB The Language of Technical Computing*, The Mathworks Inc., Version 7.11.0.584 (R2010b), Licence number: 161051.
- Montreal Protocol on Substances that Deplete the Ozone Layer, 1987, *Article 5: Special situation of developing countries*, United Nations Environment Programme, Nairobi, Kenya.
- 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, Vo.l 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.
- 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., Andreassen. 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, O., 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.
- Sayyadi, H., Nejatohali M., 2011, *Multi-objective optimization of a cooling tower assisted vapor compression refrigeration system*, International Journal of Refrigeration 34, 243-256.
- 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.

- Shukuya, M., Hamache, A., 2002, *Introduction to the Concept of Exergy – for Better Understanding of Low Temperature Heating and High Temperature Cooling Systems*, VTT TIEDOTTEITA – Research Notes 2158.
- Singh, J., 2008, *Lesson of Refrigeration and Air Conditionning*, EE IIT, Kharagpur, India.
- Smith R., 2005, *Chemical process: design and integration*, 2nd ed., New York: John Wiley & Sons.
- Stegmann, R., 2000, *Practical Guide Low Temperature Refrigeration*, Air Conditioning and Refrigeration Journal, Issue: July – September.
- Stoecker, W.F., 1998, *Industrial Refrigeration Handbook*, New York : Mc Graw-Hill.
- Strobridge, T.R., 1974, *Cryogenics Refrigerators - An Updated Survey*, National Bureau of Standards Technical Note, Vol. 655, Washington, DC.
- Syaka, D.R.B., 2011, *Karakteristik Campuran Karbon Dioksida dan Etana di Siklus Temperatur Rendah pada Sistem Refrigerasi Cascade*, Disertasi, Universitas Indonesia, Depok.
- 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.
- 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.
- 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).

- 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.
- Yumrutas, R., Kunduz, M., Kanoglu, M., 2002, *Exergy Analysis of Vapor Compression Refrigeration System*, International Journal of Exergy 2, 266-272.
- Zhang, J., Xu, Q., 2011, *Cascade refrigeration system synthesis based on exergy analysis*, Computers and Chemical Engineering 35, 1901– 1914.
- Zitzler, E., Laumanns, M., Bleuler, S., 2002, *A Tutorial on Evolutionary Multiobjective Optimizatio*, Swiss Federal Institute of Technology (ETH): Zurich.

DAFTAR LAMPIRAN

LAMPIRAN A

Script program simulasi menggunakan Matlab

Bagian dari program utama analisis termodinamika sistem refrigerasi *cascade* menggunakan bahasa pemrograman Matlab R2010b.

```
(...)  
    X = 0.35;%           Mass fraction of CO2 in LT circuit  
  
% Batasan performance sistem  
    Ql = 500;%           Cooling capacity (0.5 kW)  
  
%%           [ p,T,h,s pada setiap titik siklus]  
% ----- LT Circuit -----  
%[1]  
t1 = Te;  
p1 = refpropm('P','T',t1,'Q',1,'CO2','ETHANE',[X (1-X)]);  
h1 = refpropm('H','T',t1,'Q',1,'CO2','ETHANE',[X (1-X)]);  
s1 = refpropm('S','P',p1,'H',h1,'CO2','ETHANE',[X (1-X)]);  
%[2]  
p2 = refpropm('P','T',Tmc,'Q',0,'CO2','ETHANE',[X (1-X)]);  
RpL = p2/p1;  
eff_is = 1-0.04*RpL;  
h2s = refpropm('H','P',p2,'S',s1,'CO2','ETHANE',[X (1-X)]);  
h2 = ((h2s-h1)/eff_is)+h1;  
t2 = refpropm('T','P',p2,'H',h2,'CO2','ETHANE',[X (1-X)]);  
s2 = refpropm('S','P',p2,'H',h2,'CO2','ETHANE',[X (1-X)]);  
%[3]  
p3 = p2;  
t3 = Tmc;  
h3 = refpropm('H','P',p3,'Q',0,'CO2','ETHANE',[X (1-X)]);  
s3 = refpropm('S','P',p3,'H',h3,'CO2','ETHANE',[X (1-X)]);  
%[4]  
p4 = p1;  
h4 = h3;  
t4 = Te;  
s4 = refpropm('S','P',p4,'H',h4,'CO2','ETHANE',[X (1-X)]);  
  
% ----- HT Circuit -----  
%[5]  
t5 = Tme;  
p5 = refpropm('P','T',t5,'Q',1,'PROPANE');  
h5 = refpropm('H','T',t5,'Q',1,'PROPANE');  
s5 = refpropm('S','P',p5,'H',h5,'PROPANE');  
%[6]  
p6 = refpropm('P','T',Tc,'Q',0,'PROPANE');  
RpH = p6/p5;  
eff_is = 1-0.04*RpH;  
h6s = refpropm('H','P',p6,'S',s5,'PROPANE');  
h6 = ((h6s-h5)/eff_is)+h5;  
t6 = refpropm('T','P',p6,'H',h6,'PROPANE');  
s6 = refpropm('S','P',p6,'H',h6,'PROPANE');  
%[7]  
p7 = p6;  
t7 = Tc;  
h7 = refpropm('H','P',p7,'Q',0,'PROPANE');  
s7 = refpropm('S','P',p7,'H',h7,'PROPANE');
```

```

%[8]
p8 = p5;
h8 = h7;
t8 = Tme;
s8 = refpropm('S','P',p8,'H',h8,'PROPANE');

```

Sub-routine iterasi untuk mencari komposisi optimum dari tiap-tiap jenis campuran refrigeran (contoh: CO₂ dan etilen)

```

% Decision variables
x = [-82 -25 30 5];
    Te = x(1)+273.15;%    LT (CO2+Propane) Evaporating temp.(K)
    Tmc = x(2)+273.15;%    LT (CO2+Propane) Condensing temp.(K)
    Tc = x(3)+273.15;%    HT (Propane) Condensing temp.(K)
    dT = x(4);%    Cascade temperature difference
    Tme = Tmc-dT;%    HT (Propane) Evaporating temp.(K)

% Batasan performance sistem
    Ql = 500;%    Cooling capacity (0.5 kW)

disp('tunggu...');
iter = 100;
for i = 1:1:iter
% Fraksi massa
    mCO2(i) = (i-1)/iter;
    mEthylene(i) = 1 - mCO2(i);

    if (mCO2(i) <= 0.93)
        X(i) = mCO2(i);
    else
        X(i) = 0.93;
    end

%%                                [Thermodynamic states]
% ----- LT Circuit -----
%[1]
t1(i) = Te;
p1(i) = refpropm('P','T',t1(i),'Q',1,'CO2','ETHYLENE',[X(i) (1-X(i))]);
h1(i) = refpropm('H','T',t1(i),'Q',1,'CO2','ETHYLENE',[X(i) (1-X(i))]);
s1(i) = refpropm('S','T',t1(i),'Q',1,'CO2','ETHYLENE',[X(i) (1-X(i))]);
%[2]
p2(i) = refpropm('P','T',Tmc,'Q',0,'CO2','ETHYLENE',[X(i) (1-X(i))]);
RpL(i) = p2(i)/p1(i);
eff_is(i) = 1-0.04*RpL(i);
h2s(i) = refpropm('H','P',p2(i),'S',s1(i),'CO2','ETHYLENE',[X(i) (1-
X(i))]);
h2(i) = ((h2s(i)-h1(i))/eff_is(i))+h1(i);
%[3]
p3(i) = p2(i);
t3(i) = Tmc;
h3(i) = refpropm('H','P',p3(i),'Q',0,'CO2','ETHYLENE',[X(i) (1-X(i))]);
%[4]
p4(i) = p1(i);
h4(i) = h3(i);
t4(i) = Te;

% ----- HT Circuit -----
%[5]
t5(i) = Tme;
p5(i) = refpropm('P','T',t5(i),'Q',1,'PROPANE');
h5(i) = refpropm('H','T',t5(i),'Q',1,'PROPANE');

```

```

s5(i) = refpropm('S','P',p5(i),'H',h5(i),'PROPANE');
%[6]
p6(i) = refpropm('P','T',Tc,'Q',0,'PROPANE');
RpH(i) = p6(i)/p5(i);
eff_is(i) = 1-0.04*RpH(i);
h6s(i) = refpropm('H','P',p6(i),'S',s5(i),'PROPANE');
h6(i) = (h6s(i)-h5(i))/eff_is(i)+h5(i);
%[7]
p7(i) = p6(i);
t7(i) = Tc;
h7(i) = refpropm('H','P',p7(i),'Q',0,'PROPANE');
%[8]
p8(i) = p5(i);
h8(i) = h7(i);
t8(i) = Tme;

% refrigerant mass flow
mL(i) = Q1/(h1(i)-h4(i));
mH(i) = mL(i)*(h2(i)-h3(i))/(h5(i)-h8(i));

% compressor work
eff_m = 0.93;
Wltc(i) = mL(i)*(h2(i)-h1(i))/eff_m;
Whc(i) = mH(i)*(h6(i)-h5(i))/eff_m;

% Coeficient of performance
COP_Carnot = Te/(Tc-Te);
COP(i) = Q1/(Wltc(i)+Whc(i));
hasil = [mCO2(i) (1-mCO2(i)) COP(i)]
end
%%
clc
hasil = [X (1-X) COP];
%
hasil = [COP];
disp('-----')
disp('mass CO2 ETHYLENE COP');
disp('-----')
disp(hasil)
disp('-----')
plot(X,COP)
xlabel('Composition of CO2 (mass fraction)')
ylabel('COP')
legend(['Te= ',num2str(Te-273.15),' Tmc= ',num2str(Tmc-273.15),'
Tc= ',num2str(Tc-273.15),' dT= ',num2str(dT)])

```

Program simulasi sistem refrigerasi *cascade* menggunakan analisis termodinamika dan ekonomi

```

% Decision variables
% x = [-80 -29.50 30 1]; %termodinamika
% x = [-80 -26.95 40 6.19]; %ekonomi
x = [-80.18 -28.85 32.98 1.87]; %multiobjektif
Te = x(1)+273.15;% LT (CO2+Ethylene) Evaporating temperature (K)
Tmc = x(2)+273.15;% LT (CO2+Ethylene) Condensing temperature (K)
Tc = x(3)+273.15;% HT (Propane) Condensing temperature (K)
dT = x(4);% Cascade temperature difference
Tme = Tmc-dT;% HT (Propane) Evaporating temperature (K)
X = 0.37;% Optimum compositition of CO2 (mass fraction)
% Batasan performance sistem
Q1 = 500;% Cooling capacity (0.5 kW)

```

```

Tdr = 5;%           Temp. drop between Te & Tc1 (K)
Tc1 = Te+Tdr;%     Cold refrigerated space temperature (K)
% Asumsi
H = 7000;%         period of operation per year (hours)
Cel = 0.12;%       electricity cost ($/kWh)
Opp = 10;%         lifetime of operation (years)
Int = 0.08;%       Interest rate per year
%capital recovery factor, CRF
CRF = (Int*((1+Int)^Opp))/((1+Int)^Opp-1);
Uoe = 18.03;%      heat transfer coefficient evap. (W/m^2.K)
Uoc = 6.85;%       heat transfer coefficient cond. (W/m^2.K)
Uocas = 64.87;%   heat transfer coeff. cascade cond. (W/m^2.K)

%% [Thermodynamic states]
% ----- LT Circuit -----
%[1]
t1 = Te;
p1 = refpropm('P','T',t1,'Q',1,'CO2','ETHYLENE',[X (1-X)]);
h1 = refpropm('H','T',t1,'Q',1,'CO2','ETHYLENE',[X (1-X)]);
s1 = refpropm('S','P',p1,'H',h1,'CO2','ETHYLENE',[X (1-X)]);
%[2]
p2 = refpropm('P','T',Tmc,'Q',0,'CO2','ETHYLENE',[X (1-X)]);
RpL = p2/p1;
eff_is = 1-0.04*RpL;
h2s = refpropm('H','P',p2,'S',s1,'CO2','ETHYLENE',[X (1-X)]);
h2 = ((h2s-h1)/eff_is)+h1;
t2 = refpropm('T','P',p2,'H',h2,'CO2','ETHYLENE',[X (1-X)]);
s2 = refpropm('S','P',p2,'H',h2,'CO2','ETHYLENE',[X (1-X)]);
%[3]
p3 = p2;
t3 = Tmc;
h3 = refpropm('H','P',p3,'Q',0,'CO2','ETHYLENE',[X (1-X)]);
s3 = refpropm('S','P',p3,'H',h3,'CO2','ETHYLENE',[X (1-X)]);
%[4]
p4 = p1;
h4 = h3;
t4 = Te;
s4 = refpropm('S','P',p4,'H',h4,'CO2','ETHYLENE',[X (1-X)]);

% ----- HT Circuit -----
%[5]
t5 = Tme;
p5 = refpropm('P','T',t5,'Q',1,'PROPANE');
h5 = refpropm('H','T',t5,'Q',1,'PROPANE');
s5 = refpropm('S','P',p5,'H',h5,'PROPANE');
%[6]
p6 = refpropm('P','T',Tc,'Q',1,'PROPANE');
RpH = p6/p5;
eff_is = 1-0.04*RpH;
h6s = refpropm('H','P',p6,'S',s5,'PROPANE');
h6 = ((h6s-h5)/eff_is)+h5;
t6 = refpropm('T','P',p6,'H',h6,'PROPANE');
s6 = refpropm('S','P',p6,'H',h6,'PROPANE');
%[7]
p7 = p6;
t7 = Tc;
h7 = refpropm('H','P',p7,'Q',0,'PROPANE');
s7 = refpropm('S','P',p7,'H',h7,'PROPANE');
%[8]
p8 = p5;
h8 = h7;
t8 = Tme;
s8 = refpropm('S','P',p8,'H',h8,'PROPANE');

% refrigerant mass flow

```

```

mL = Q1/(h1-h4);
mH = mL*(h2-h3)/(h5-h8);

%%          [ Thermodynamic and Exergetic Analyses ]

%   dead state condition (T = 25 degC; P = 101.3 kPa)
T0 = 25+273.15; p0 = 101.3;
%   low temp. circuit
h0L = refpropm('H','T',T0,'P',p0,'CO2','ETHYLENE',[X (1-X)]);
s0L = refpropm('S','T',T0,'P',p0,'CO2','ETHYLENE',[X (1-X)]);
%   high temp. circuit
h0H = refpropm('H','T',T0,'P',p0,'PROPANE');
s0H = refpropm('S','T',T0,'P',p0,'PROPANE');

%   specific exergy
ex1 = (h1-h0L) - T0*(s1-s0L);
ex2 = (h2-h0L) - T0*(s2-s0L);
ex3 = (h3-h0L) - T0*(s3-s0L);
ex4 = (h4-h0L) - T0*(s4-s0L);
ex5 = (h5-h0H) - T0*(s5-s0H);
ex6 = (h6-h0H) - T0*(s6-s0H);
ex7 = (h7-h0H) - T0*(s7-s0H);
ex8 = (h8-h0H) - T0*(s8-s0H);

%   combined mechanical & motor efficiency (assumed)
eff_m = 0.93;
Wfane = 50/eff_m;
Wfanc = 60/eff_m;

% Exergy Destruction Analysis
%for Evaporator
    Exd_evap = (1-T0/Tc1)*(Q1) + mL*(ex4-ex1) + Wfane;
%for LTC Compressor(kW)
    Wltc = mL*(h2-h1)/eff_m;
    Exd_ltc = mL*(ex1-ex2) + Wltc;
%for LTC Expansion Valve
    Exd_expl = mL*(ex3-ex4);
%for Cascade Condenser
    Qm = mL*(h2-h3);
    Exd_cas = mL*(ex2-ex3) + mH*(ex8-ex5);
%for HTC Compressor(kW)
    Whtc = mH*(h6-h5)/eff_m;
    Exd_htc = mH*(ex5-ex6) + Whtc;
%for HTC Expansion Valve
    Exd_exph = mH*(ex7-ex8);
%for Condenser
    Qh = mH*(h6-h7);% (dibuat bernilai + )
    Exd_con = (1-T0/Tc)*(Qh) + mH*(ex6-ex7) + Wfanc;

%Total exergy input to the system, power of compressor, evaporator &
condenser fan ;
    Exin = Whtc + Wltc + Wfane + Wfanc;

%Exergy output
    Exout = Q1*((T0/Tc1)-1);
%Total exergy destruction and exergy efficiency of the overall system
    ExDtot = Exin-Exout;
%
    ExDtot2 =
Exd_evap+Exd_ltc+Exd_expl+Exd_cas+Exd_htc+Exd_exph+Exd_con
    exergy_eff = 1-(ExDtot/Exin);

%Percentage of exergy destruction per components
    exDest_tot=
Exd_con+Exd_cas+Exd_evap+Exd_htc+Exd_ltc+Exd_exph+Exd_expl;
    cond_exD = (Exd_con/exDest_tot)*100;

```

```

cas_exD = (Exd_cas/exDest_tot)*100;
evap_exD = (Exd_evap/exDest_tot)*100;
htc_exD = (Exd_htc/exDest_tot)*100;
ltc_exD = (Exd_ltc/exDest_tot)*100;
exph_exD = (Exd_exph/exDest_tot)*100;
expl_exD = (Exd_expl/exDest_tot)*100;
exD_tot = (exDest_tot/exDest_tot)*100;

%Coefficient of performance
COP_Carnot = Te/(Tc-Te);
COP = Ql/(Wltc+Whtc);

%Heat transfer area (m^2)
Aoc = Qh/ (Uoc*abs(Tc-T0));
Aoe = Ql/ (Uoe*abs(Te-Tcl));
Aocas = Qm/ (Uocas*dT);

%% _____[ Thermoeconomic optimization ]_____
Chtc = 9624.2*(0.001*Whtc ^0.46); %cost of Compressor HTC
Cltc = 10167.5*((0.001*Wltc)^0.46); %cost of Compressor LTC
Ccon = 1397*(Aoc^0.89) + 629.05*((0.001*Wfanc)^0.76); %cost of
Condenser
Cevap = 1396*(Aoe^0.89) + 629.05*((0.001*Wfane)^0.76); %cost of
Evaporator
Ccas = 2382.9*(Aocas^0.68); %cost of Cascade
Condenser
% total of annual cost of the system
Ctot = (Chtc + Cltc + Ccon + Cevap + Ccas)*CRF + Cel*H*0.001*(Wltc +
Whtc + Wfane + Wfanc);

% Tabel
clc
disp('Thermoeconomic Optimization of Cascade Refrigeration System');
disp(' Using Mixtures of CO2/Ethylene at Low Temperature Circuit');

disp('_____');
disp(['Cooling load(W) :
',num2str((Ql),3)]);
disp(['Cold refrigerated space temp. (degC) :
',num2str(Tcl-273.15,4)]);
disp('LT Circuit :');
disp([' CO2/Ethylene evaporating temperature (degC) :
',num2str(Te-273.15,4)]);
disp('HT Circuit :');
disp([' Propane evaporating temperature (degC) :
',num2str(Tme-273.15,4)]);
disp([' Propane condensing temperature (degC) :
',num2str(Tc-273.15,4)]);
disp(['Cascade condenser temperature difference (degC) :
',num2str(dT,4)];disp(' ');
disp(['Ao, condenser (m^2) :
',num2str(Aoc,4)]);
disp(['Ao, evaporator (m^2) :
',num2str(Aoe,4)]);
disp(['Ao, cascade condenser (m^2) :
',num2str(Aocas,4)]);
disp(['Power consumption of HTC compressor (Watt) :
',num2str(Whtc,4)]);
disp(['Power consumption of LTC compressor (Watt) :
',num2str(Wltc,4)]);
disp(['Refrigerant mass flow ratio (mH/mL) :
',num2str((mH/mL),3)];disp(' ');
disp(['Coefficient of system performance (COP) :
',num2str(COP,4)]);
disp(['Exergetic efficiency (%) :

```

```

', num2str((exergy_eff*100), 5)];
disp(['Total Annual Cost ($) :
', num2str(Ctot)]);
disp('-----');
');
disp('
EXERGY DESTRUCTION ');
disp('Component Exd(Watt) Exergy
destruction(%) ');

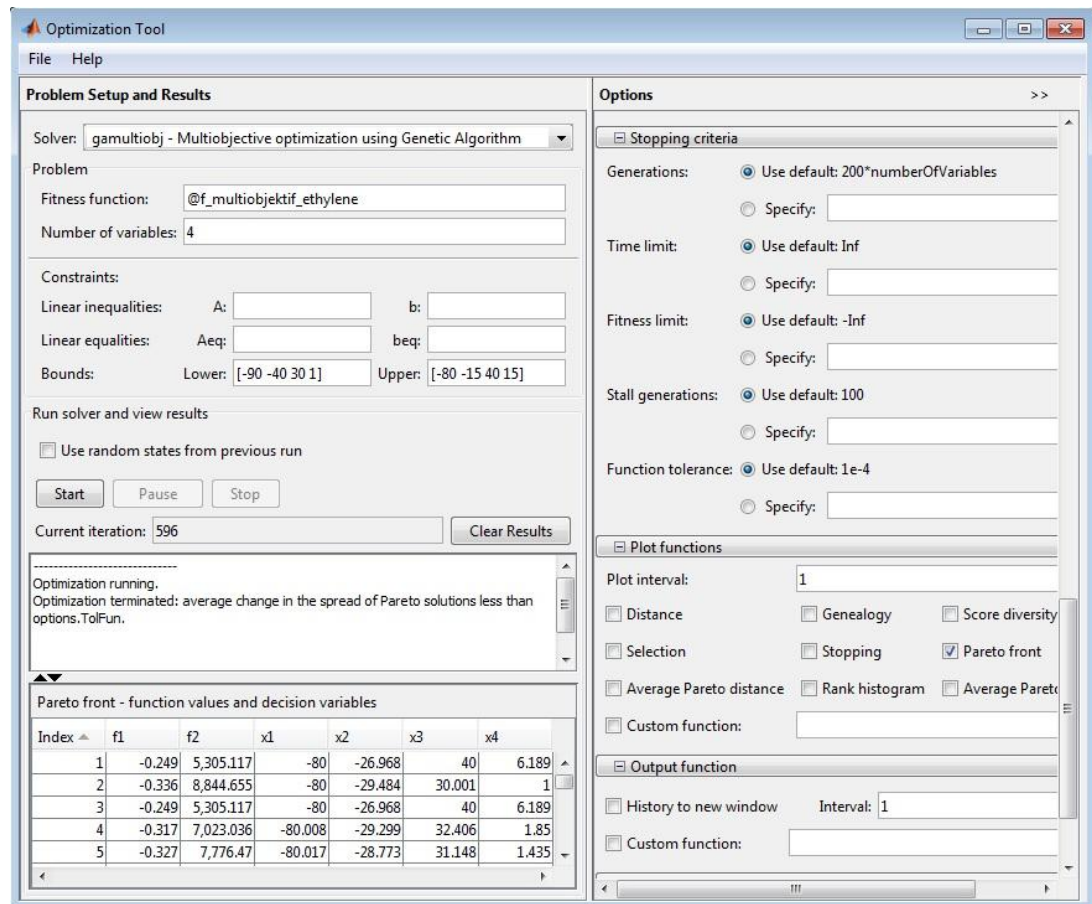
disp('-----');
disp(['Condenser ', num2str(Exd_con, 4), '
', num2str(cond_exD, 3)]);
disp(['Cascade condenser ', num2str(Exd_cas, 4), '
', num2str(cas_exD, 3)]);
disp(['Evaporator ', num2str(Exd_evap, 4), '
', num2str(evap_exD, 3)]);
disp(['HTC compressor ', num2str(Exd_htc, 4), '
', num2str(htc_exD, 3)]);
disp(['LTC compressor ', num2str(Exd_ltc, 4), '
', num2str(ltc_exD, 3)]);
disp(['HTC expansion valve ', num2str(Exd_exph, 4), '
', num2str(exph_exD, 3)]);
disp(['LTC expansion valve ', num2str(Exd_expl, 4), '
', num2str(expl_exD, 3)]);
disp(['Total ', num2str(exDest_tot, 4), '
', num2str(exD_tot, 4)]);

```

LAMPIRAN B

Optimisasi multi-objektif dengan *optimtool* di Matlab

Tampilan *optimtool* pada Matlab R2010b



Fungsi objektif yang akan dioptimisasi secara termodinamika, ekonomi, dan termoekonomi (multi-objektif)

```
function f = f_multiobjektif_ethylene(x)

% Decision variables
Te = x(1)+273.15;%      LT (CO2+Ethylene) Evaporating temperature (K)
Tmc = x(2)+273.15;%    LT (CO2+Ethylene) Condensing temperature (K)
Tc = x(3)+273.15;%    HT (Propane) Condensing temperature (K)
dT = x(4);%           Cascade temperature difference
Tme = Tmc-dT;%        HT (Propane) Evaporating temperature (K)
X = 0.37;%            Optimum compositition of CO2 (mass fraction)

% Batasan performance sistem
Ql = 500;%            Cooling capacity (0.5 kW)
Tdr = 5;%            Temp. drop between Te & Tc1 (K)
Tc1 = Te+Tdr;%       Cold refrigerated space temperature (K)

% Asumsi
H = 7000;%           period of operation per year (hours)
Cel = 0.12;%         electricity cost ($/kWh)
Opp = 10;%           lifetime of operation (years)
```



```

Int      = 0.08;%           Interest rate per year
%capital recovery factor, CRF
CRF      = (Int*((1+Int)^Opp))/(((1+Int)^Opp)-1);
Uoe      = 18.03;%        heat transfer coefficient evap. (W/m^2.K)
Uoc      = 6.85;%         heat transfer coefficient cond. (W/m^2.K)
Uocas   = 64.87;%        heat transfer coeff. cascade cond. (W/m^2.K)

%%                               [Thermodynamic states]
% ----- LT Circuit -----
%[1]
t1 = Te;
p1 = refpropm('P','T',t1,'Q',1,'CO2','ETHYLENE',[X (1-X)]);
h1 = refpropm('H','T',t1,'Q',1,'CO2','ETHYLENE',[X (1-X)]);
s1 = refpropm('S','P',p1,'H',h1,'CO2','ETHYLENE',[X (1-X)]);
%[2]
p2 = refpropm('P','T',Tmc,'Q',0,'CO2','ETHYLENE',[X (1-X)]);
RpL = p2/p1;
eff_is = 1-0.04*RpL;
h2s = refpropm('H','P',p2,'S',s1,'CO2','ETHYLENE',[X (1-X)]);
h2 = ((h2s-h1)/eff_is)+h1;
%[3]
p3 = p2;
t3 = Tmc;
h3 = refpropm('H','P',p3,'Q',0,'CO2','ETHYLENE',[X (1-X)]);
%[4]
p4 = p1;
h4 = h3;
t4 = Te;

% ----- HT Circuit -----
%[5]
t5 = Tme;
p5 = refpropm('P','T',t5,'Q',1,'PROPANE');
h5 = refpropm('H','T',t5,'Q',1,'PROPANE');
s5 = refpropm('S','P',p5,'H',h5,'PROPANE');
%[6]
p6 = refpropm('P','T',Tc,'Q',1,'PROPANE');
RpH = p6/p5;
eff_is = 1-0.04*RpH;
h6s = refpropm('H','P',p6,'S',s5,'PROPANE');
h6 = ((h6s-h5)/eff_is)+h5;
%[7]
p7 = p6;
t7 = Tc;
h7 = refpropm('H','P',p7,'Q',0,'PROPANE');
%[8]
p8 = p5;
h8 = h7;
t8 = Tme;

% refrigerant mass flow
mL = Q1/(h1-h4);
mH = mL*(h2-h3)/(h5-h8);
%%
% dead state condition (T = 25 degC; P = 101.3 kPa)
T0 = 25+273.15; p0 = 101.3;
% work
eff_m   = 0.93;
Wfane   = 50/eff_m;
Wfanc   = 60/eff_m;
Wltc    = mL*(h2-h1)/eff_m;
Whc     = mH*(h6-h5)/eff_m;
Qm      = mL*(h2-h3);
Qh      = mH*(h6-h7);
% Heat transfer area (m^2)

```

```

Aoc      = Qh/ (Uoc*abs(Tc-T0));
Aoe      = Ql/ (Uoe*abs(Te-Tcl));
Aocas   = Qm/ (Uocas*dT);

%Total exergy input to the system, power of compressor, evaporator &
condenser fan ;
    Exin   = Whtc + Wltc + Wfane + Wfanc;
    %Exergy output
    Exout  = Ql*((T0/Tcl)-1);
    %Total exergy destruction and exergy efficiency of the overall system
    ExDtot = Exin-Exout;
    exergy_eff = 1-(ExDtot/Exin);

%% _____[ Termoeconomic optimization ]_____
% persamaan berikut berasal dari referensi :
% Smith R. In: Chemical Process: design and integration. 2nd ed. New
York:
% John Wiley & Sons; 2005
    Chtc = 9624.2*(0.001*Whtc ^0.46);          %cost of Compressor HTC
    Cltc = 10167.5*((0.001*Wltc)^0.46);        %cost of Compressor LTC
    Ccon = 1397*(Aoc^0.89) + 629.05*((0.001*Wfanc)^0.76); %cost of
Condenser
    Cevap = 1396*(Aoe^0.89) + 629.05*((0.001*Wfane)^0.76); %cost of
Evaporator
    Ccas = 2382.9*(Aocas^0.68);                %cost of Cascade
Condenser
% total of annual cost of the system
    Ctot = (Chtc + Cltc + Ccon + Cevap + Ccas)*CRF + Cel*H*0.001*(Wltc +
Whtc + Wfane + Wfanc);

    f(1) = -exergy_eff;    %fungsi termodinamika
    f(2) = Ctot;          %fungsi ekonomi

```