



**UNIVERSITAS INDONESIA**

**MODEL SIMULASI EVAPORATOR TEMPERATUR SANGAT  
RENDAH PADA SISTEM REFRIJERASI CASCADE DENGAN  
MENGUNAKAN REFRIJERAN CAMPURAN CO<sub>2</sub> DAN  
ETHANE**

**TESIS**

**ARNAS**

**1006735643**

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



**UNIVERSITAS INDONESIA**

**MODEL SIMULASI EVAPORATOR TEMPERATUR SANGAT  
RENDAH PADA SISTEM REFRIJERASI CASCADE DENGAN  
MENGUNAKAN REFRIJERAN CAMPURAN CO<sub>2</sub> DAN  
ETHANE**

**TESIS**

**Diajukan sebagai salah satu syarat untuk memperoleh gelar  
Magister Teknik**

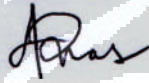
**ARNAS**

**1006735643**

**FAKULTAS TEKNIK  
PROGRAM STUDI TEKNIK MESIN  
KONVERSI ENERGI  
DEPOK  
JANUARI 2012**

## HALAMAN PERNYATAAN ORISINALITAS

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

Nama : Arnas  
NPM : 1006735643  
Tanda Tangan :   
Tanggal : 24 Januari 2012

## HALAMAN PENGESAHAN

Tesis ini diajukan oleh :  
Nama : Arnas  
NPM : 1006735643  
Program Studi : Teknik Mesin Konversi Energi  
Judul Tesis : Model Simulasi Evaporator Temperatur Sangat Rendah Pada Sistem Refrijerasi Cascade Dengan Menggunakan Refrijeran Campuran CO<sub>2</sub> Dan Ethane

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

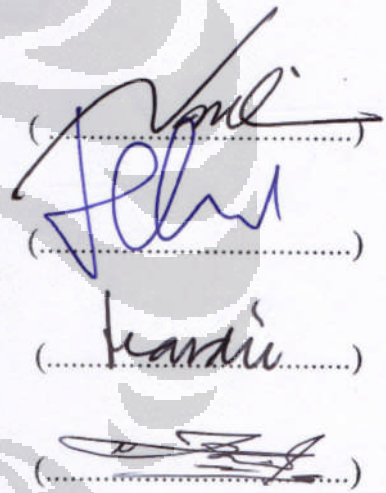
### DEWAN PENGUJI

Pembimbing : Dr. Ing. Ir. Nasruddin, M.Eng.

Penguji : Dr. Ir. M. Idrus Alhamid

Penguji : Dr. Ir. Budihardjo, Dipl. Ing.

Penguji : Dr. Ir. Engkos A. Kosasih, MT.



(.....)  
(.....)  
(.....)  
(.....)

Ditetapkan di : Depok

Tanggal : 24 Januari 2012

## UCAPAN TERIMA KASIH

Puji syukur saya panjatkan kepada ALLAH SWT, karena atas berkat dan rahmat-Nya, saya dapat menyelesaikan tesis ini. Penulisan tesis ini dilakukan dalam rangka memenuhi salah satu syarat untuk mencapai gelar Magister Teknik Jurusan Teknik Mesin pada Fakultas Teknik Universitas Indonesia. Saya menyadari bahwa, tanpa bantuan dan bimbingan dari berbagai pihak, dari masa perkuliahan sampai pada penyusunan tesis ini, sangatlah sulit bagi saya untuk menyelesaikan tesis ini. Oleh karena itu, saya mengucapkan terima kasih kepada:

- (1) Dr-Ing. Ir. Nasruddin Meng, selaku dosen pembimbing, yang telah menyediakan waktu, tenaga, dan pikiran untuk mengarahkan saya dalam penyusunan Tesis ini;
- (2) Dr. Ir. Engkos Kosasi MT, Dr. Ir. M. Idrus Alhamid dan Dr. Ir. Budihardjo, Dipl. Ing. yang telah memberikan masukan dalam penyusunan tesis ini.
- (3) Rekan-rekan Lab Pendingin Pak Darwin, Pak Endang, Pak Seno, Pak Ali, Mas Yul, Pak Ruli, Pak supri, Dimas, Iswanto, Deni, Fitrah, Lucky, Julian, Juniver, Hamdani, Riki yang telah banyak membantu dalam usaha memperoleh data yang saya perlukan;
- (4) Orang tua dan keluarga saya yang telah memberikan bantuan dukungan material dan moral;
- (5) Rekan-rekan S2 : Pak Maswan, Bang Sabar, Bro Irvan;
- (6) Sahabat pejaten : Haolia, Uji, Hendra, Wiko dan Andi yang telah banyak memberikan motivasi dan menghibur selama proses pembuatan tesis ini; dan
- (7) Seluruh orang-orang yang tidak bisa saya sebutkan namanya satu persatu yang membatu dalam proses pembuatan tesis ini.

Akhir kata, saya berharap ALLAH SWT berkenan membalas segala kebaikan semua pihak yang telah membantu. Semoga tesis ini membawa manfaat bagi pengembangan ilmu.

Depok, 24 Januari 2012

Penulis

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

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

Nama : Arnas  
NPM : 1006735643  
Program Studi : Teknik Mesin Konversi Energi  
Departemen : Teknik Mesin  
Fakultas : Teknik  
Jenis karya : Tesis

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 :

**MODEL SIMULASI EVAPORATOR TEMPERATUR SANGAT RENDAH  
PADA SISTEM REFRIJERASI CASCADE DENGAN MENGGUNAKAN  
REFRIJERAN CAMPURAN CO<sub>2</sub> DAN ETHANE**

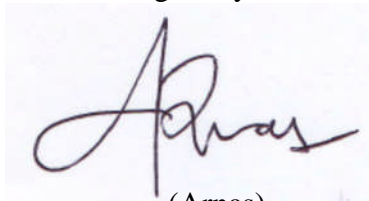
beserta perangkat yang ada (jika diperlukan). Dengan Hak Bebas Royalti Noneksklusif ini Universitas Indonesia berhak menyimpan, mengalihmedia/formatkan, mengelola dalam bentuk pangkalan data (*database*), merawat, dan memublikasikan tugas akhir saya selama tetap mencantumkan nama saya sebagai penulis/pencipta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

Demikian pernyataan ini saya buat dengan sebenarnya.

Dibuat di : Depok

Pada tanggal : 24 Januari 2012

Yang menyatakan



(Arnas)

## ABSTRAK

Nama : Arnas  
Program studi : Teknik Mesin  
Judul : Model Simulasi Evaporator Temperatur Sangat Rendah Pada Sistem Refrijerasi Cascade Dengan Menggunakan Refrijeran Campuran CO<sub>2</sub> Dan Ethane

Pada perhitungan model simulasi, yang terutama adalah untuk pengembangan desain alat penukar kalor (evaporator), tetapi dibatasi oleh spesifikasi dari komponen sistem dan jenis Refrijeran. Tujuan dari penelitian ini adalah membuat permodelan matematika evaporator dari sistem Refrijerasi *cascade* untuk membantu permodelan seluruh sistem. Pada sistem Refrijerasi *cascade* ini menggunakan Refrijeran *propane/CO<sub>2</sub>/ethane*.

Kerja evaporator sistem *cascade* pada temperatur yang sangat rendah yaitu -70°C. Sistem sirkuit temperatur rendah menggunakan refrijeran campuran CO<sub>2</sub> dan *ethane* sedangkan pada sirkuit temperatur tinggi menggunakan *propane*. Permodelan dihitung dengan menggunakan software Matlab. Evaporator yang digunakan dalam jenis *fin* dan *tube* dengan *fin* berbentuk plat, di mana perhitungan dilakukan dengan mengadopsi persamaan dari EVSIM. Parameter yang diketahui adalah temperatur masuk evaporator, laju masa, koefisien *heat transfer* dan tekanan masuk dan keluar evaporator, temperatur kabin dan kecepatan udara di dalam kabin.

Eksperimen dilakukan dengan menggunakan variasi beban pendinginan pada evaporator kemudian dibandingkan dengan hasil perhitungan secara teori. Sehingga didapatkan prosentase penyimpangan antara hasil perhitungan dan eksperimental sebesar 38 %.

Kata Kunci : Simulasi Evaporator, *cascade*, Matlab, CO<sub>2</sub>, *ethane*

## ABSTRACT

Name : Arnas  
Major : Mechanical Engineering  
Title : Simulation Model of Very Low Temperature Evaporator at Cascade Refrigeration System Using Refrigerant Mixture of CO<sub>2</sub> and Ethane

In the simulation model calculations, which mainly are for the development of the design heat exchanger (evaporator), but limited by the specification of the system components and the type refrigerant. The purpose of this study is to make mathematical modeling of Refrijerasi cascade systems evaporator to help modeling the entire system. In this cascade system using refrigerant propane/CO<sub>2</sub>/ethane.

Work evaporator cascade system at extremely low temperatures of -70°C. The low system using refrigerant mixture of CO<sub>2</sub> and Ethane while at high temperature circuits using propane. Modeling calculated using Matlab software. Evaporator used fin and tube type with fin-shaped plate, in which the calculation is done by adopting the equation from EVSIM. Parameters that are known to inlet evaporator temperature, the mass flow rate, heat transfer coefficient and pressure inlet and outlet of the evaporator, cabin temperature and air velocity inside the cabin.

Experiments performed using variations of the cooling load on the evaporator is then compared with the results of theoretical calculations. The percentage error between the calculated and experimental results by 38%.

Keyword : Simulation evaporator, cascade, matlab, CO<sub>2</sub>, ethane



## DAFTAR ISI

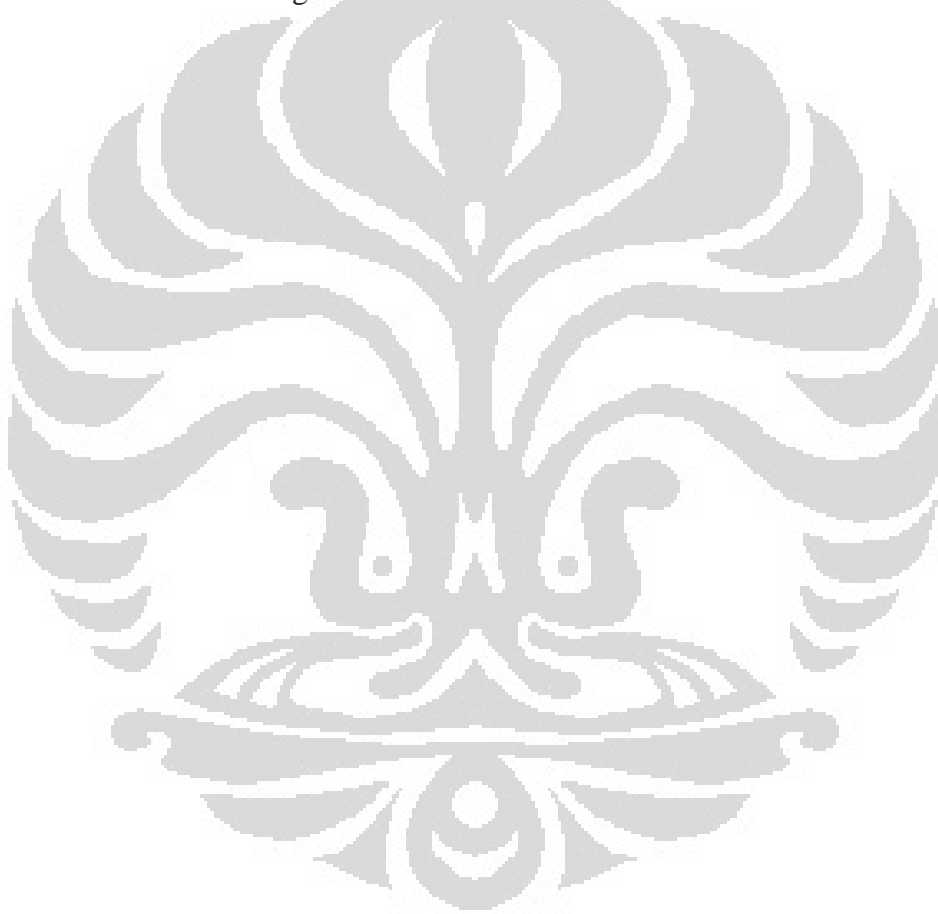
HALAMAN PERNYATAAN ORISINALITAS.....	ii
HALAMAN PENGESAHAN.....	iii
UCAPAN TERIMA KASIH.....	iv
HALAMAN PERNYATAAN PERSETUJUAN PUBLIKASI TUGAS AKHIR UNTUK KEPENTINGAN AKADEMIS.....	v
ABSTRAK.....	vi
ABSTRACT.....	vii
DAFTAR ISI.....	viii
DAFTAR GAMBAR.....	x
DAFTAR TABEL.....	xii
DAFTAR RUMUS.....	xiii
DAFTAR LAMPIRAN.....	xv
BAB 1 PENDAHULUAN.....	1
1.1 Latar Belakang.....	1
1.2 Perumusan Masalah.....	3
1.3 Tujuan Penelitian.....	4
1.4 Batasan Masalah.....	4
1.5 Metodologi Penelitian.....	4
1.6 Sistematika Penulisan.....	6
BAB 2 DASAR TEORI.....	8
2.1 Refrijerasi dan Sistem Refrijerasi.....	8
2.2 Refrijerasi Untuk Temperatur Sangat Rendah.....	10
2.3 Sistem Refrijerasi Cascade.....	12
2.4 Refrijeran.....	18
BAB 3 METODOLOGI PENELITIAN.....	25
3.1 Pengujian Komposisi Campuran CO <sub>2</sub> dan Etana.....	26
3.2 Pengujian Campuran CO <sub>2</sub> dan Etana pada Temperatur -80°C.....	29
3.3 Permodelan Evaporator.....	30
3.3.1 Perhitungan Nilai Koefisien <i>Heat Transfer</i> .....	31
3.4 Alat dan Komponen Pengujian.....	35
3.4.1 <i>Condensing Unit</i> .....	37

3.4.2	<i>Cascade Heat Exchanger</i> .....	38
3.4.3	Alat Ekspansi .....	39
3.4.4	<i>Filter Dryer</i> .....	40
3.4.5	Akumulator .....	41
3.4.6	<i>Oil separator</i> .....	41
3.4.7	Pipa Tembaga.....	42
3.4.8	<i>Shut Off Valve</i> .....	43
3.4.9	Evaporator .....	44
3.4.10	Alat Ukur.....	45
3.4.11	Komputer .....	48
3.4.12	<i>Power supply</i> .....	50
3.4.13	Refrijeran.....	51
3.5	Tes Kebocoran.....	52
3.6	<i>Vacuum System</i> .....	52
3.7	<i>Charging System</i> .....	53
BAB 4 PEMBAHASAN .....		56
4.1	Simulasi analisa termodinamika.....	56
4.2	Karakteristik Karbon Dioksida dan Ethane pada Temperature $-80^{\circ}\text{C}$ ....	57
4.3	Model simulasi evaporator .....	61
BAB 5 KESIMPULAN.....		68
5.1	Kesimpulan.....	68
5.2	Saran .....	68
DAFTAR REFERENSI .....		70

## DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 Sistem kompresi uap .....	9
Gambar 2.2 Perbandingan sistem kompresi uap dengan sistem absorpsi.....	10
Gambar 2.3 Sistem ekspansi gas.....	10
Gambar 2.4 Sistem Refrijerasi dua tahap dengan satu Refrijeran ( <i>two-stage single Refrijerant system</i> ) (Singh, 2010). .....	11
Gambar 2.5 Skema sederhana dan diagram T-s sistem Refrijerasi <i>cascade</i> (Cengel dan Boles, 1998). .....	13
Gambar 2.6 Survei umum Refrijeran alternatif (Bitzer International, 2004).....	19
Gambar 2.7 Diagram p-h karbon dioksida (Campbell, 2007 ).....	21
Gambar 3.1 Skema metode penelitian .....	25
Gambar 3.2 Skema alat uji .....	27
Gambar 3.3 Evaporator <i>fin and tube</i> .....	30
Gambar 3.4 Skematik alat pengujian .....	35
Gambar 3.5 <i>Wiring</i> diagram pada sistem refrijerasi <i>cascade</i> .....	36
Gambar 3.6 <i>Condensing unit</i> sirkuit temperatur tinggi dan temperatur rendah....	37
Gambar 3.7 Kondenser pada kondensing uni .....	38
Gambar 3.8 <i>Plate heat exchanger</i> .....	39
Gambar 3.9 <i>Needle valve</i> .....	40
Gambar 3.10 <i>Filter dryer</i> .....	40
Gambar 3.11 Akumulator.....	41
Gambar 3.12 <i>Oil separator</i> .....	42
Gambar 3.13 Pipa tembaga .....	43
Gambar 3.14 <i>Shut off valve</i> .....	43
Gambar 3.15 Evaporator sirkuit temperatur rendah.....	44
Gambar 3.16 <i>Pressure gauge</i> .....	45
Gambar 3.17 <i>Pressure transmitter</i> .....	45
Gambar 3.18 Termokopel .....	46
Gambar 3.19 <i>Coriolis</i> .....	47
Gambar 3.20 Komputer.....	48
Gambar 3.21 Tampilan <i>front pannel</i> dan <i>block diagram</i> labview.....	49
Gambar 3.22 DAQ NI.....	50
Gambar 3.23 <i>Power supply</i> .....	51
Gambar 3.24 Tabung refrijeran R290, R744 dan R174.....	52
Gambar 3.25 <i>Pompa vakum</i> .....	53
Gambar 3.26 Timbangan digital .....	54
Gambar 4.1 Perbandingan antara temperatur evaporator HS terhadap COP dengan variasi campuran antara CO <sub>2</sub> dan ethane .....	56
Gambar 4.2 Temperatur evaporasi campuran CO <sub>2</sub> / <i>ethane</i> pada komposisi 20%/80% pada fraksi massa.....	57
Gambar 4.3 Temperatur evaporasi campuran CO <sub>2</sub> / <i>ethane</i> pada komposisi 30%/70% pada fraksi massa.....	58
Gambar 4.4 Temperatur evaporasi campuran CO <sub>2</sub> / <i>ethane</i> pada komposisi 40%/60% pada fraksi massa.....	59

Gambar 4.5 Temperatur evaporasi campuran $\text{CO}_2/\text{ethane}$ pada komposisi 50%/50% pada fraksi massa.....	59
Gambar 4.6 Temperatur evaporasi campuran $\text{CO}_2/\text{ethane}$ pada komposisi 60%/40% pada fraksi massa.....	60
Gambar 4.7 Perbandingan beban aktual dan beban simulasi.....	62
Gambar 4.8 Perbandingan temperatur masuk evaporator aktual dengan simulasi	63
Gambar 4.9 Pengaruh temperatur udara masuk terhadap beban aktual pada pipa kapiler diameter 0,064 inch dengan panjang 6 m. ....	64
Gambar 4.10 Pengaruh temperatur udara masuk terhadap beban aktual pada pipa kapiler diameter 0,064 inch dengan panjang 3 m. ....	65
Gambar 4.11 Pengaruh temperatur udara masuk terhadap beban aktual pada pipa kapiler diameter 0,064 inch dengan panjang 1 m. ....	66
Gambar 4.12 Perbandingan beban aktual dan beban simulasi.....	67



## DAFTAR TABEL

Tabel 2.1 Nilai mudah terbakar ( <i>flammability</i> ) beberapa hidrokarbon (engineeringtoolbox.com) .....	22
Tabel 3.1 Parameter pengukuran dan ketidakpastian.....	28
Tabel 3.2 Variasi komposisi massa refrijeran .....	29
Tabel 3.3 Parameter pengukuran dan ketidakpastian.....	30
Tabel 3.4 Geometri evaporator .....	31
Tabel 3.5 Spesifikasi kompresor pada kondensing unit.....	37
Tabel 3.6 Spesifikasi kondenser pada kondenser unit .....	38
Tabel 3.7 Spesifikasi <i>heat exchanger</i> .....	39
Tabel 3.8 Spesifikasi alat ekspansi.....	39
Tabel 3.9 Spesifikasi <i>filter dryer</i> .....	40
Tabel 3.10 Spesifikasi akumulator .....	41
Tabel 3.11 Spesifikasi <i>oil separator</i> .....	42
Tabel 3.12 Spesifikasi evaporator .....	44
Tabel 3.13 Spesifikasi <i>pressure gauge</i> .....	45
Tabel 3.14 Spesifikasi <i>pressure transmitter</i> .....	46
Tabel 3.15 Termokopel .....	47
Tabel 3.16 Spesifikasi <i>coriolis</i> .....	47
Tabel 3.17 Spesifikasi komputer.....	48
Tabel 3-3.18 Spesifikasi National Instrument.....	50
Tabel 3.19 Spesifikasi <i>power supply</i> .....	51
Tabel 4.1 Parameter data.....	61

## DAFTAR RUMUS

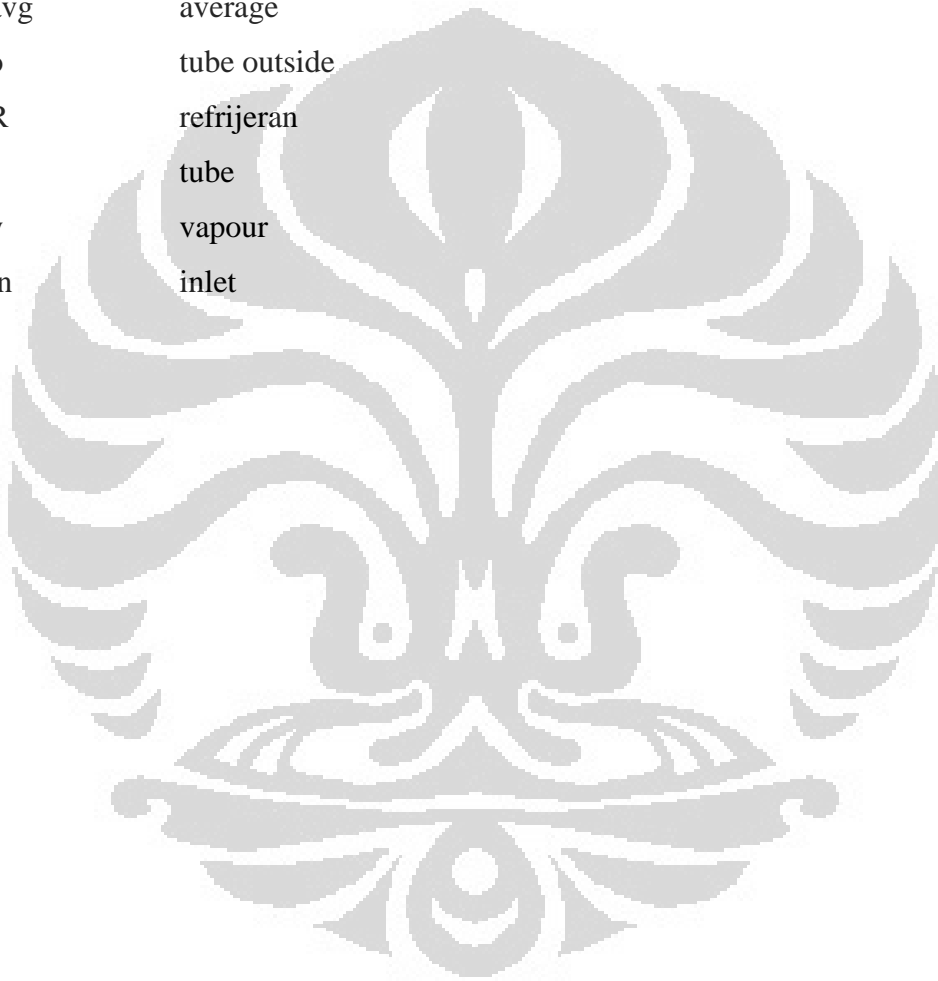
### Nomenclatur

A	Area ( $m^2$ )
cp	Specific heat capacity (kJ/kg.K)
D	Diameter (m)
h	Heat transfer koefisien ( $W/m^2.K$ )
i	Enthalpy (kJ/kg)
K	Thermal conductivity ( $W/m^2.K$ )
m	Mass flow (kg/s)
Q	Heat transfer rate (W)
$h_{tf}$	Contact thermal conductance ( $W/m^2.K$ )
$h_R$	Koefisien heat transfer refrigerant ( $W/m^2.K$ )
$h_{co}$	Koefisien <i>heat transfer air</i> to tube ( $W/m^2.K$ )
$p_{pitch}$	Pitch fin (m)
$s_{pitch}$	Jarak antar fin (m)
G	Mass flux ( $kg/m^2.s$ )
j	colburn factor
$N_{t,ver}$	Jumlah baris pipa vertikal
$N_{t,hor}$	Jumlah baris pipa horizontal
Pr	Prandtl number
$p_{t,ver}$	Jarak pitch pipa vertikal
$p_{t,hor}$	Jarak pitch pipa horizontal
Re	Reynold number
r	Jari-jari (m)
W	Panjang evaporator (m)
H	Lebar evaporator (m)
L	Tebal evaporator (m)
$L_t$	Panjang pipa evaporator (m)
X	Kualitas uap
Greek letters	
$\rho$	Density ( $kg/m^3$ )

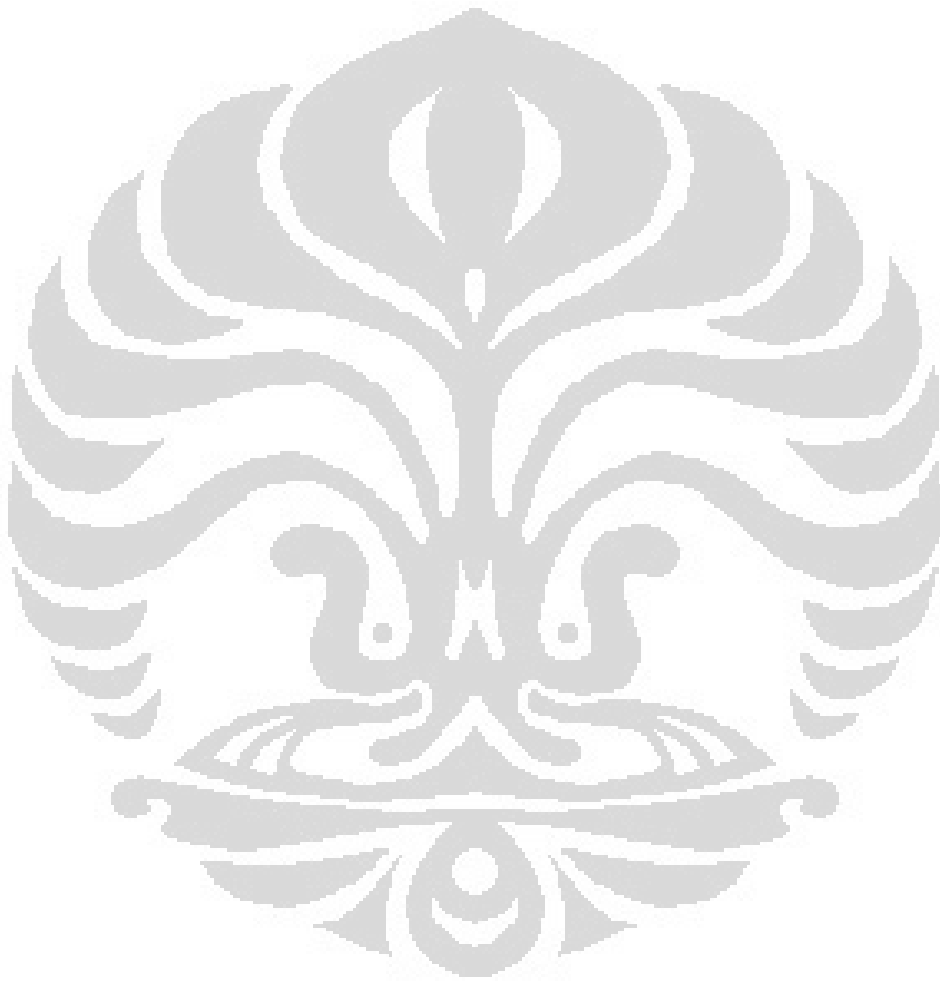
$\mu$	Viscosity (kg/m.s)
$\eta_{of}$	Effisiensi seluruh permukaan fin

#### Subscripts

A	air
i	tube inside
l	liquid
avg	average
o	tube outside
R	refrijeran
t	tube
v	vapour
in	inlet



## DAFTAR LAMPIRAN





# BAB 1

## PENDAHULUAN

### 1.1 Latar Belakang

Dewasa ini kemajuan teknologi berkembang sangat pesat dalam kehidupan manusia. Salah satu teknologi tersebut adalah alat pengkondisian udara atau yang biasa disebut dengan sistem Refrijerasi. Refrijerasi merupakan proses penyerapan kalor dari ruangan bertemperatur tinggi dan memindahkan kalor tersebut ke suatu medium tertentu yang bertemperatur lebih rendah sehingga didapatkan tercapainya suatu temperatur dan dipertahankannya temperatur tersebut dibawah temperatur lingkungan.

Awalnya Refrijerasi sudah digunakan manusia sejak zaman dahulu kala, yaitu dengan menggunakan gumpalan es yang disimpan pada musim dingin dan digunakan pada musim panas. Seiring dengan kemajuan teknologi, sistem Refrijerasi terus mengalami perkembangan, dan hingga kini pemanfaatan dari Refrijerasi dapat dinikmati hampir dalam semua aspek kehidupan. Sebagai salah satu contohnya pemanfaatan efek Refrijerasi dirasakan pada suatu gedung atau ruangan perkantoran yang dapat memberikan kenyamanan kepada penghuninya ataupun dalam suatu industri untuk menjaga kualitas proses dan produksinya.

Pemanfaatan Refrijerasi lainnya di bidang industri aplikasi Refrijerasi diterapkan pada proses pengawetan makanan, perminyakan, dan pengolahan bahan kimia. Umumnya temperatur yang dibutuhkan pada proses-proses tersebut sangat rendah berkisar dari  $-30^{\circ}\text{C}$  hingga  $-50^{\circ}\text{C}$ . Bahkan dalam kegiatan biomedis dibutuhkan temperatur yang lebih rendah lagi hingga  $-80^{\circ}\text{C}$  (Tianing et al, 2002).

Untuk mendapatkan kondisi temperatur yang lebih rendah hingga  $-80^{\circ}\text{C}$  dapat menggunakan sistem Refrijerasi satu tingkat yang menggunakan satu kompresor, sistem bertekanan banyak menggunakan lebih dari satu kompresor seperti yang terdapat pada sistem Refrijerasi bertingkat (*multistage*) atau kombinasi dua atau lebih sistem Refrijerasi tunggal (*cascade*) dimana satu sistem sebagai sirkuit temperatur tinggi dan lainnya sebagai sirkuit temperatur rendah.

Kegiatan dan penelitian biomedis menuntut dibutuhkannya *cold storage* bertemperatur sangat rendah, disyaratkan mencapai temperatur  $-80^{\circ}\text{C}$ , sebagai tempat penyimpanan spesimen biomedis dalam jangka waktu lama. Penggunaan sistem Refrijerasi siklus tunggal hanya mampu mencapai pendinginan efektif sekitar  $-40^{\circ}\text{C}$ , dan efisiensinya memburuk di bawah  $-35^{\circ}\text{C}$  karena turunnya tekanan evaporasi. Sehingga, untuk dapat menjangkau temperatur yang lebih rendah, digunakan sistem bertekanan banyak yang menggunakan lebih dari satu kompresor seperti yang terdapat pada sistem Refrijerasi bertingkat (*multi stage*) atau kombinasi dua atau lebih sistem Refrijerasi tunggal (*cascade*).

Sistem Refrijerasi *cascade* minimal terdiri dari dua sistem Refrijerasi yang bekerja secara mandiri. Dua sistem Refrijerasi ini dihubungkan penukar kalor *cascade* di mana kalor yang dilepaskan kondenser di sistem temperatur rendah (*low-stage/LS*) diserap evaporator dari sistem temperatur tinggi (*high-stage/HS*).

Mesin Refrijerasi *cascade* minimal terdiri dua mesin Refrijerasi yang dihubungkan alat penukar kalor di mana kalor yang dilepaskan kondenser sirkuit temperatur rendah diserap evaporator dari sirkuit temperatur tinggi (ASHRAE handbook, 2006). Studi yang dilakukan Hoşöz (2004) menyatakan bahwa kinerja (COP) mesin Refrijerasi *cascade* lebih rendah dibandingkan siklus tunggal karena kerugian kalor pada alat penukar kalor. Analisa termodinamika pengaruh alat penukar kalor terhadap kinerja mesin Refrijerasi *cascade* yang dilakukan oleh Gettu (2008) diketahui bahwa kinerja maksimum diperoleh saat temperatur tertentu pada alat penukar kalor dengan beda temperatur seminimal mungkin. Berdasarkan hal tersebut maka, untuk meningkatkan kinerja mesin Refrijerasi *cascade* perlu dikembangkan alat penukar kalor yang bekerja pada kondisi temperatur tertentu serta dapat mengatasi kerugian kalor.

Selain alat penukar kalor tersebut ada alat penukar kalor lainnya yang mempunyai pengaruh besar terhadap kinerja mesin refrijerasi cascade yaitu evaporator. Evaporator adalah sebuah alat yang berfungsi untuk menyerap panas dan mempunyai berbagai macam bentuk tergantung dari desain yang diinginkan. Desain dari sebuah evaporator dapat mempengaruhi kerja dan efisiensinya. Untuk mengetahui performa dari sebuah evaporator digunakan beberapa model persamaan matematika antara lain *Black-box* model (Russell et al. 2000),  $\varepsilon$ -NTU

dan distribusi pada perhitungan model simulasi, yang terutama adalah untuk pengembangan desain alat penukar kalor, tetapi dibatasi oleh spesifikasi dari komponen sistem. Diantara dua model simulasi yang populer, EVAP-COND dan EVSIM yang dikembangkan oleh Domanski dan meskipun EVAP-COND akurat dan nyaman digunakan, tetapi tidak bebas untuk memilih korelasi dari persamaan perpindahan panas. Sedangkan EVSIM lebih fleksibel dalam pemilihan jenis fluida dan korelasi persamaan perpindahan panas tergantung pada jenis evaporatornya. Jadi, sangat cocok untuk menganalisa alat penukar kalor jenis *fin* dan *tube*.

Pada penelitian ini evaporator yang digunakan adalah jenis *fin* dan *tube*. Performa dari evaporator ini dihitung menggunakan persamaan yang diadopsi dari EVSIM. Metode perhitungannya menggunakan model *black-box*. Nilai hasil perhitungan yang akan dicari adalah kapasitas pendinginann yang nantinya juga akan digunakan sebagai model perhitungan performa dari evaporator dalam penelitian ini. Model simulasi ini nantinya juga bisa digunakan sebagai acuan dalam mendesain ulang evaporator untuk sistem tersebut. Dari segi luasan, jarak *fin*, jumlah pipa dan diameter pipa.

## 1.2 Perumusan Masalah

Pada sistem Refrijerasi *cascade* evaporator pada sirkuit temperatur rendah merupakan salah satu alat penukar panas yang memiliki pengaruh besar terhadap COP sistem. Performa dari sebuah evaporator bisa dihitung dengan beberapa metode, untuk menghitung diperlukan parameter data yaitu laju massa, temperatur masuk evaporator, temperatur keluar evaporator, temperatur kabin, kecepatan aliran udara di dalam kabin dan tekanan masuk evaporator. Metode perhitungan yang akan digunakan adalah model *black-box* dengan mengadopsi persamaan dari EVSIM karena lebih fleksibel dalam pemilihan jenis fluida dan korelasi persamaan perpindahan panas tergantung pada jenis evaporatornya.

Simulasi perhitungan menggunakan software Matlab dan hasilnya dapat langsung dibandingkan dengan data hasil eksperimental. Dari perbandingan tersebut didapatkan nilai prosentase penyimpangan antara kapasitas pendinginan simulasi dengan kapasitas pendinginan eksperimental.

### 1.3 Tujuan Penelitian

Penulisan tesis ini memiliki tujuan untuk membuat permodelan matematika evaporator dari sistem Refrijerasi *cascade* untuk membantu permodelan seluruh sistem dan mengetahui performa kerja dari evaporator.

### 1.4 Batasan Masalah

Pada proses perhitungan parameter data yang diketahui berdasarkan alat ukur yang ada pada sistem Refrijerasi *cascade* yaitu temperatur masuk evaporator, tekanan masuk evaporator, temperatur keluar evaporator, tekanan keluar evaporator, laju massa refrijeran, temperatur kabin dan daya *heater*. Perhitungan menggunakan metode *black-box* berdasarkan pada persamaan yang diperoleh dari EVSIM dan dihitung dengan software Matlab dengan mengasumsikan beberapa data yang tidak diketahui.

Hal yang akan dibahas dalam tesis ini adalah kapasitas beban pendinginan serta kecenderungan parameter-parameter yang mempengaruhi nilai kapasitas beban pendinginan dari sistem Refrijerasi *cascade*, dengan asumsi dan batasan sebagai berikut :

1. Refrijeran yang digunakan adalah propane pada sirkuit temperatur tinggi sebesar 1200 gram dan campuran carbondioksida (CO<sub>2</sub>) sebesar 60 gram dan ethane (C<sub>2</sub>H<sub>6</sub>) sebesar 140 gram pada sirkuit temperatur rendah.
2. Temperatur pada keluaran kondenser dikondisikan pada temperatur lingkungan dengan toleransi  $\pm 0,5^{\circ}\text{C}$ .
3. Katup ekspansi di sirkuit temperatur tinggi menggunakan *needle valve*.
4. Alat ekspansi *low stage* menggunakan pipa kapiler diameter 0,064 inch.
5. Temperatur masuk evaporator  $-70^{\circ}\text{C}$ .
6. Sistem dianggap siklus ideal.
7. Diasumsikan bahwa humidity konstan, tekanan masuk evaporator dan keluar evaporator konstan, tidak terjadi frosting pada evaporator.

### 1.5 Metodologi Penelitian

Metodologi penelitian yang dilakukan adalah sebagai berikut:

1. Studi Literatur

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

2. Permodelan evaporator dengan perhitungan secara *black-box* dan per-elemen

Permodelan ini nantinya mengadopsi beberapa persamaan dari EVSIM.

3. Modifikasi Sistem Refrijerasi *Cascade*

Modifikasi ini meliputi rancang ulang sistem pemipaan dan penambahan alat ukur tekanan dan temperatur, serta pemasangan kompresor, kondenser, evaporator, pipa kapiler pada sisi sirkuit temperatur tinggi dan rendah, alat ukur coriolis, *filter dryer* dan beban *heater* di dalam kabin.

4. Pengadaan Alat

Proses ini meliputi persiapan dan pembelian terhadap alat-alat yang dibutuhkan untuk melakukan pengujian diantaranya tabung coriolis dengan merk mass flow 2000, pipa, kawat las, termokopel, *pressure transmitter*, *pressuregauge*, *powermeter*, termokopel, perekat armalflek, panel listrik, kabel-kabel, ampermeter, voltmeter, satu set komputer, seperangkat *DataAcquisitionSystem* (DAQ) merk *NationalInstrument* (NI) 9211 dan 9203, timbangan digital, mesin vakum, dan Refrijeran R290/R744/R170.

5. Perbaikan Alat Uji

Pada tahap ini meliputi perbaikan, penggantian, dan penambahan alat uji. Hal ini dilakukan untuk mengembalikan dan meningkatkan kondisi alat, sehingga pengujian dapat dilakukan dan data yang diperoleh lebih akurat, perbaikan dilakukan pada bagian-bagian seperti sambungan pipa, isolator dinding pipa, penambahan alat ukur tekanan dan temperatur, kondenser pada sirkuit temperatur tinggi dan evaporator pada sirkuit temperatur rendah, pemasangan pipa kapiler.

6. Verifikasi Alat Uji

Verifikasi adalah membandingkan alat ukur yang akan kita gunakan dengan alat ukur standar, sebelum pengujian dilakukan verifikasi

**Universitas Indonesia**

terhadap alat ukur tekanan dan temperatur agar data yang dihasilkan lebih akurat.

#### 7. Pengecekan sistem

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

#### 8. Pengujian sistem

Pengujian dilakukan dengan memantau data dari alat ukur seperti *pressure gauge*, *pressure transmitter*, *National Instrument*, *powermeter*, *ampermeter*, dan *voltmeter* untuk mengetahui COP sistem secara keseluruhan. Proses pengujian ini meliputi pengambilan data pada alat ukur, dan perhitungan COP sistem.

#### 9. Analisa dan Kesimpulan Hasil Pengujian

Data yang didapatkan dari pengujian kemudian diolah dan dianalisa.. Dari analisa tersebut akan dibandingkan dengan perhitungan secara teori, dan mengetahui prosentase penyimpangan antara perhitungan secara teori dan eksperimental.

### 1.6 Sistematika Penulisan

Agar tesis ini memiliki struktur yang baik dan tujuan penulisan dapat tercapai dengan baik, maka penulisan tesis ini akan mengikuti sistematika penulisan sebagai berikut :

#### BAB I PENDAHULUAN

Bagian ini berisi tentang latar belakang yang melandasi penulisan tesis, perumusan masalah, tujuan penulisan, pembatasan masalah, metodologi penelitian dan sistematika penulisan.

#### BAB II DASAR TEORI

Bab ini menjelaskan teori-teori yang mendasari penelitian ini. Dasar teori meliputi: dasar teori tentang sistem Refrijerasi, persamaan-persamaan yang digunakan pada sistem Refrijerasi dan dasar pemilihan Refrijeran. Dasar teori yang ada di kutip dari beberapa buku dan referensi lain yang mendukung dalam penulisan ini.

**Universitas Indonesia**

**BAB III      METODE PENELITIAN**

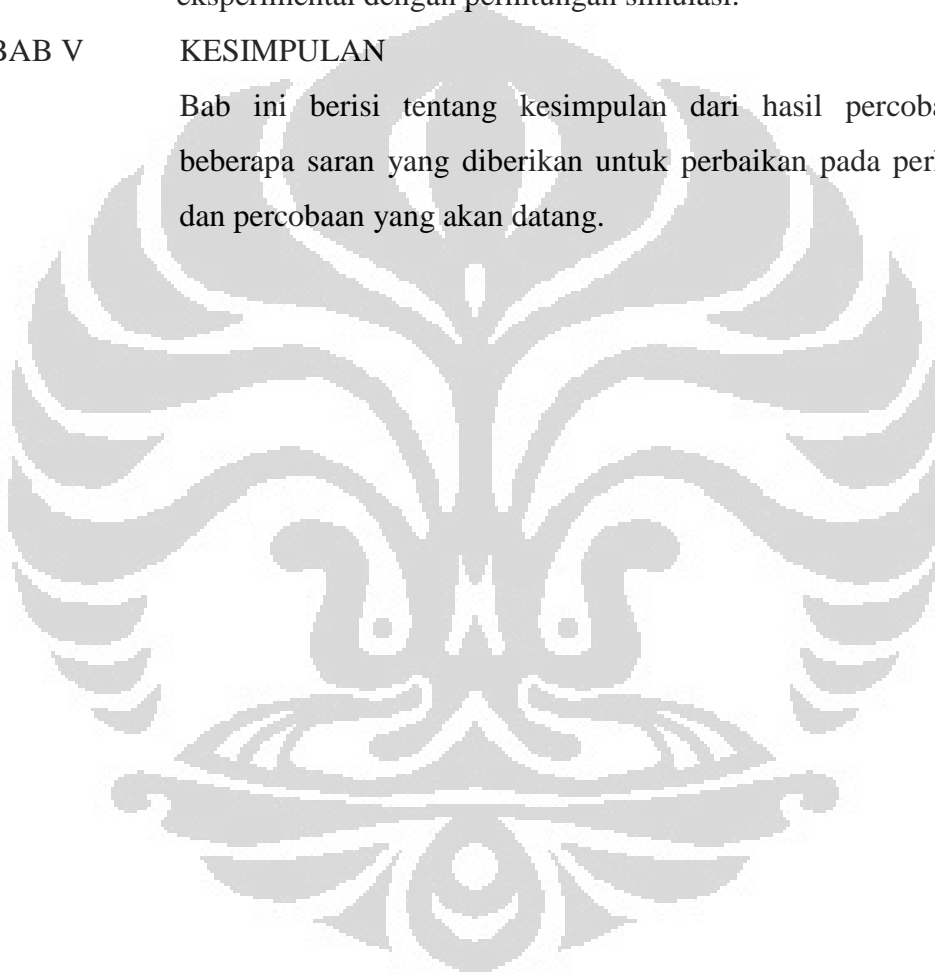
Bab ini berisikan tentang metode perhitungan secara *balck-box*, spesifikasi alat pengujian yang digunakan, metode persiapan dan metode pengambilan data yang dilakukan.

**BAB IV      HASIL DAN ANALISA**

Bab ini berisi tentang hasil yang diperoleh dari proses pengujian, serta analisa perbandingan kapasitas pendinginan berdasarkan eksperimental dengan perhitungan simulasi.

**BAB V      KESIMPULAN**

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



## BAB 2 DASAR TEORI

### 2.1 Refrijerasi dan Sistem Refrijerasi

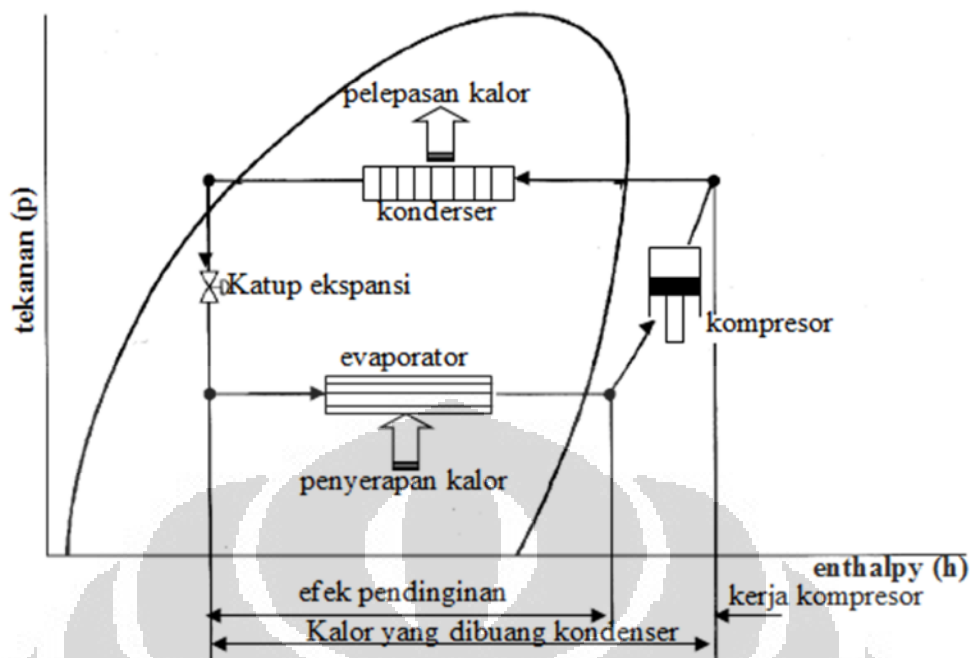
Refrijerasi merupakan proses memindahkan energi panas dari daerah bertemperatur rendah ke tempat yang bertemperatur lebih tinggi. Biasanya tempat pembuangan (*heat sink*) yang bertemperatur tinggi adalah temperatur lingkungan, atau air pendingin yang memiliki temperatur sama dengan temperatur lingkungan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

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

- Sistem kompresi uap (*Vapor compression systems*)

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

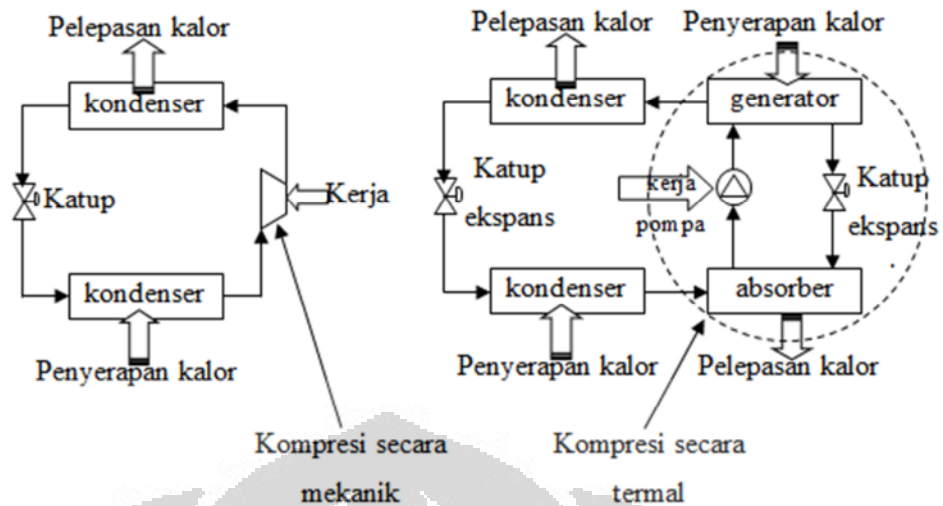




Gambar 2.1 Sistem kompresi uap

- Sistem Absorpsi (*Absorption systems*)

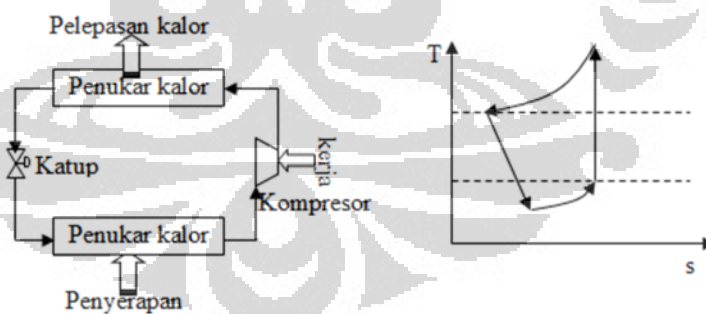
Sistem Absorpsi mirip dengan sistem kompresi, kecuali untuk metode meningkatkan tekanan dari uap Refrijeran. Seperti ditunjukkan pada gambar 2.2 dalam sistem Absorpsi, Refrijeran pada temperatur dan tekanan yang rendah masuk ke evaporator untuk menghasilkan efek pendinginan ( $Q_E$ ). kemudian uap Refrijerant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



Gambar 2.2 Perbandingan sistem kompresi uap dengan sistem absorpsi

- Sistem ekspansi gas (*Gas expansion system*)

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



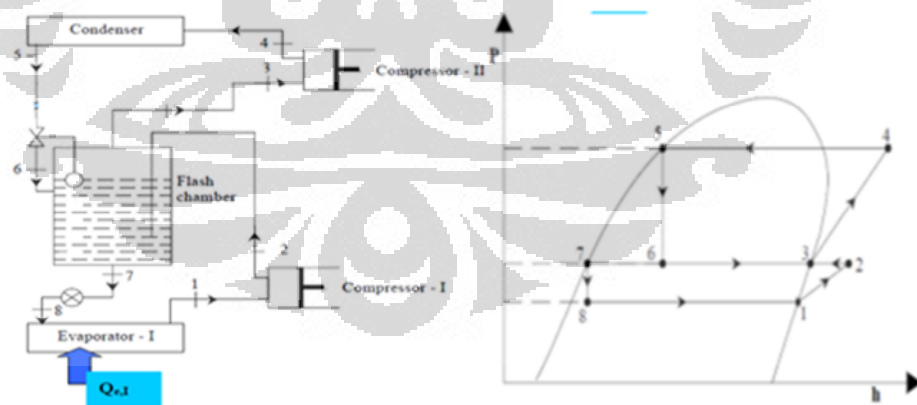
Gambar 2.3 Sistem ekspansi gas

## 2.2 Refrijerasi Untuk Temperatur Sangat Rendah

Refrijerasi untuk temperatur sangat rendah (*Ultralow-temperature Refrijerasi*) didefinisikan sebagai Refrijerasi yang memiliki daerah temperatur dari -50 hingga -100°C, umumnya diaplikasikan untuk bidang-bidang seperti farmasi,

kimia, *blast freezing*, *cold storage*, pencairan gas dan lain-lain [ASHRAE, 2006]. Untuk dapat mencapai daerah temperatur ini, sistem kompresi satu tahap (*single-stage*) dengan menggunakan jenis kompresor piston (*reciprocating compressor*) tidak umum untuk diterapkan, karena akan terjadinya ratio tekanan yang tinggi. Tingginya rasio tekanan ini berakibat pada tingginya temperatur *discharge* dan minyak pelumas kompresor serta rendahnya efisiensi volumetrik yang berakibat juga pada rendahnya nilai COP [Stegmann, 2000].

Untuk mengatasi kekurangan sistem kompresi satu tahap ini, maka digunakan sistem Refrijerasi dua tahap dengan satu Refrijeran (*two-stage single Refrijerant system*) seperti yang di tunjukkan pada gambar 2.4. Pada sistem ini, rasio kompresi kompresor pada tiap tahap dapat diset pada daerah yang sesuai dengan spesifikasi kompresor yang digunakan, sehingga temperatur *discharge* menjadi normal. Namun demikian, batasan temperatur yang dapat dicapai hanya berkisar antara  $-50$  hingga  $-70^{\circ}\text{C}$ , tergantung pada spesifikasi Refrijeran yang digunakan [Stegmann, 2000]. Lebih lanjut, penggunaan rerigeran tunggal pada daerah cakupan temperatur yang luas mengakibatkan tekanan evaporator dan volume *suction* yang sangat rendah atau sangat tinggi tekanan di kondenser [P.K Bansal, 2007].



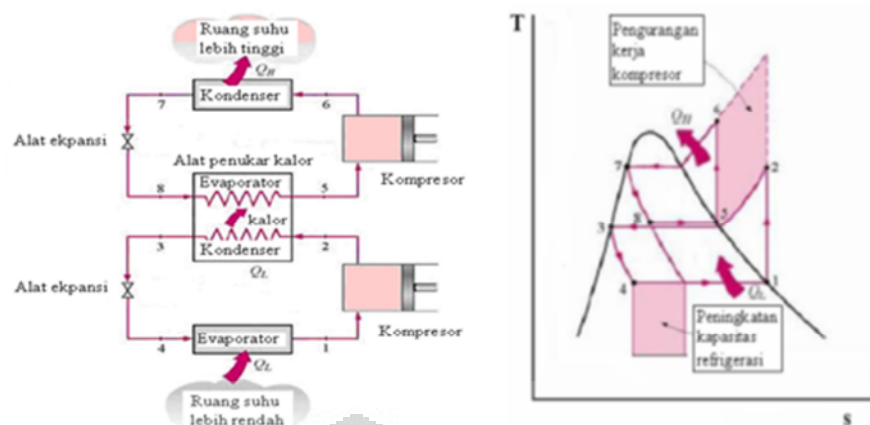
**Gambar 2.4** Sistem Refrijerasi dua tahap dengan satu Refrijeran (*two-stage single Refrijerant system*) (Singh, 2010).

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

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

### 2.3 Sistem Refrijerasi Cascade

Sistem Refrijerasi *cascade* terdiri dari dua sistem Refrijerasi siklus tunggal. Sistem pertama disebut sirkuit temperatur tinggi dan sistem kedua sirkuit temperatur rendah. Pada prinsipnya efek Refrijerasi 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 Refrijerasi *cascade* menjanjikan keunggulan dalam hal penghematan kebutuhan daya kompresor sekaligus meningkatkan kapasitas Refrijerasi apabila dibandingkan dengan sistem pendinginan tunggal (Cengel dan Boles, 1998). Gambar 2.5. menyajikan titik-titik keadaan sistem Refrijerasi *cascade* dua tingkat.



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

Dalam 10 tahun terakhir ini, keperdulian akan issue-issue lingkungan seperti rusaknya lapisan *ozone* dan pemanasan global yang salah satunya disebabkan oleh digunakannya Refrijeran CFC dan HCFC, sehingga perlu dicari penggantinya dari golongan Refrijeran alamiah seperti  $\text{CO}_2$  (R744), Ammonia (R717), atau hidrokarbon telah memicu studi mengenai sistem Refrijerasi *cascade*.

Studi mengenai sistem Refrijerasi *cascade* ini umumnya diawali dengan melakukan simulasi analisa termodinamika untuk mencari performa terbaik dari suatu pasangan Refrijeran sirkuit temperatur rendah dan sirkuit temperatur tinggi pada sistem Refrijerasi *cascade*. Agnew dan Ameli (2004) dalam rangka mencari kondisi operasi optimum memperlihatkan performa yang meningkat pada kombinasi R508b dan R717 atas kombinasi yang asli Refrijeran CFC yakni R13 dan R12. Penggunaan Refrijeran alamiah yang lain yakni hidrokarbon telah dilakukan oleh Mafi et al. (2008) dengan menggunakan kombinasi etilen ( $\text{C}_2\text{H}_4$ ) dan propilen ( $\text{C}_3\text{H}_6$ ) menunjukkan bahwa efisiensi exergetic sirkuit temperatur rendah sistem Refrijerasi *cascade* pada pabrik hanya 30,88%, sehingga masih memiliki potensi yang besar untuk dapat diperbaiki. Studi sistem Refrijerasi *cascade* dengan menggunakan kombinasi ethylene ( $\text{C}_2\text{H}_4$ ) dan propylene ( $\text{C}_3\text{H}_6$ ) juga telah dilakukan oleh Zhang dan Xu (2011) melalui studi dengan mengkombinasikan pengertian termodinamik dan pendekatan pemrograman

matematika, menunjukkan efektivitas dari metodologi yang dikembangkan ini melalui studi kasus rehabilitasi sistem Refrijerasi *cascade* untuk pabrik etilen.

Sehubungan dengan properti termodinamika-nya, maka sistem Refrijerasi yang menggunakan Refrijeran CO<sub>2</sub> harus dirancang sebagai sistem *cascade* atau *transcritical* agar memperoleh COP yang dapat diterima. Sistem *transcritical* belum mencapai kapasitas pendinginan yang diinginkan industri, sehingga sistem *cascade* lebih banyak dipergunakan industri (Reinholdt. et al, 2007). Studi analisa termodinamika pada Sistem pendinginan kaskade dengan membandingkan beberapa kelompok kombinasi-kombinasi Refrijeran R22-R12 , R134a-CO<sub>2</sub> , NH<sub>3</sub>-CO<sub>2</sub> , R290-CO<sub>2</sub> , CO<sub>2</sub>-CO<sub>2</sub> , dan CO<sub>2</sub>-CO<sub>2</sub> dengan expander yang dilakukan oleh Wei et al. (2004) berkesimpulan bahwa COP dari Refrijeran alami hampir sama dengan Refrijeran konvensional (sintetik). Oleh karena itu, sistem Refrijeran alami cukup menjanjikan jika faktor lingkungan dan pemilihan peralatan menjadi perhatian. Bhattacharyya et al (2005) melakukan studi optimasi sistem *cascade* kombinasi Refrijeran C<sub>3</sub>H<sub>8</sub> (R290)-CO<sub>2</sub> menyimpulkan bahwa untuk proses pendinginan dan pemanasan, kombinasi ini menawarkan daerah operasi lebih luas dan lebih baik dibanding amoniak berkaitan dengan sifat tidak beracun dari C<sub>3</sub>H<sub>8</sub> maupun CO<sub>2</sub> tetapi, sifat mampu bakar dari C<sub>3</sub>H<sub>8</sub> masih harus menjadi suatu perhatian. Studi sistem *cascade* kombinasi Refrijeran C<sub>3</sub>H<sub>8</sub> (R290)-CO<sub>2</sub> kemudian dilanjutkan dengan melakukan simulasi model analitik untuk menyelidiki alokasi jumlah maksimum penukaran kalor untuk memaksimalkan performa dan meminimalkan biaya sistem (Bhattacharyya et al., 2008).

Studi untuk mendapatkan parameter disain dan performa optimal (diukur dalam COP) melalui analisa termodinamika telah dilakukan diantaranya oleh Lee et al pada tahun 2006 dengan menggunakan *software* yang dikembangkan oleh IIR pada kombinasi Refrijeran CO<sub>2</sub>-Ammonia dilakukan untuk menentukan temperatur kondensasi optimal pada *cascade* kondenser. Getu dan Bansal (2008) juga telah melakukan studi serupa namun dilakukan dengan menggunakan perangkat lunak *Engineering Equation Solver 2006* dengan tujuan mendapatkan parameter disain dan operasi sistem yang optimal, menyimpulkan bahwa suatu analisis regresi multilinear dapat dipergunakan untuk mengungkapkan temperatur

kondensasi optimal pada *cascade* kondenser, COP maksimum dan rasio laju aliran massa antara R717 dengan R744 pada sistem Refrijerasi *cascade*.

Dopazo et al. (2008) juga melakukan analisa termodinamika pada kombinasi Refrijeran CO<sub>2</sub>-Ammonia yang serupa dengan yang dilakukan dengan Lee et al. Namun dengan persamaan efisiensi isentropis yang berbeda. Namun demikian, investigasi eksperimen pada performa kombinasi Refrijeran CO<sub>2</sub>-Ammonia yang dilakukan oleh Bingming et al. (2009) lebih jauh menunjukkan bahwa analisa termodinamik persamaan COPmax yang dikemukakan oleh Lee et al. (2006) lebih sesuai dibandingkan yang dengan dikemukakan oleh Dopazo et al. (2007). Walaupun begitu, Dopazo et al. (2010) juga telah melakukan eksperimen untuk mengevaluasi sistem Refrijerasi *cascade* dengan CO<sub>2</sub>-Ammonia untuk aplikasi pembekuan (*freezing*). Adapun studi yang berkaitan dengan sistem Refrijerasi *cascade* dengan kombinasi Refrijeran CO<sub>2</sub>-Ammonia mengenai optimalisasi termoekonomi dan analisa exergi dengan tujuan untuk menentukan nilai optimum variabel keputusan dengan membandingkan biaya masukan exergi dengan modal lebih lanjut juga telah dikembangkan oleh Rezayan dan Behbahaninia (2011), Hasil optimasi menunjukkan bahwa dengan kapasitas pendinginan konstan 40 kilowatt, akan mengurangi biaya tahunan sebesar 9,34 %.

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

Penggunaan CO<sub>2</sub> pada sistem Refrijerasi *cascade* dua tingkat untuk aplikasi temperatur sangat rendah (*ultra-low temperature*) umumnya dibatasi oleh tingginya tekanan dan temperatur *triple* (5,2 bar dan 56,6°C). Namun demikian penelitian penggunaan CO<sub>2</sub> dibawah tekanan dan temperatur *triple* sudah pernah pula dilakukan. Penelitian mengenai performa CO<sub>2</sub> solid-gas ini telah diawali oleh Yamaguchi dan Zhang (2009), selanjutnya Niu et al. (2010) dan Yamaguchi

(2011) melaporkan hasil eksperimennya yang menunjukkan bahwa di bawah kondisi operasi yang sesuai CO<sub>2</sub> dapat beroperasi pada -62°C secara terus-menerus dan stabil. Tetapi, kondisi solid-gas CO<sub>2</sub> di bawah tekanan dan temperatur *triple* masih menjadi kendala penggunaan CO<sub>2</sub>. Untuk menjangkau temperatur evaporasi di sekitar -80°C,

Solusi untuk mengatasi kekurangan ini adalah dengan mencampurkan karbon dioksida dengan Refrijerasi lain. Nicolaa et al. (2005) melakukan simulasi sistem Refrijerasi *cascade* dimana ammonia (R717) digunakan pada sirkuit temperatur tinggi menunjukkan bahwa campuran CO<sub>2</sub> dengan HFC dapat dipergunakan untuk aplikasi temperatur di bawah titik pembekuan normal CO<sub>2</sub> murni. Namun beberapa campuran ini hanya mencapai temperatur -68.15°C pada tekanan evaporasi di atas tekanan atmosfer. Lebih lanjut, karena HFC masih tergolong *Global Warming Potential* (GWP), maka diperlukan usaha jangka panjang untuk mengurangi jumlah HFC yang diperlukan, sehingga campurandalam penelitian ini tersebut masih belum final untuk generasi Refrijerasi berikutnya. Usaha jangka panjang untuk mengurangi jumlah HFC yang diperlukan. Oleh karena itu, maka ditawarkan alternatif yang lain yakni mencampur CO<sub>2</sub> dengan hidrokarbon yang mana keduanya merupakan golongan Refrijerasi alami.

Studi mengenai Refrijerasi campuran biner CO<sub>2</sub> dan hidrokarbon sebagai pengganti R13 untuk temperatur rendah di mesin Refrijerasi *cascade* juga sudah mulai dilakukan. Salah satunya dilakukan oleh Niu et al. (2007) yang mengusulkan suatu campuran biner CO<sub>2</sub> dengan propana (21/79 dalam fraksi mole) cukup menjanjikan dimana didapatkan bahwa COP dan kapasitas pendinginan lebih tinggi dibanding R13 ketika sirkuit temperatur tinggi dari mesin Refrijerasi *cascade* dijaga tetap. Namun demikian, campuran CO<sub>2</sub> dan propana hanya mencapai temperatur minimum -72°C, karena pada temperatur yang lebih rendah Refrijerasi campuran CO<sub>2</sub> dan propana akan menjadi kristal (Niu et al., 2007).



Hidrokarbon yang biasanya digunakan untuk temperatur sangat rendah adalah etana. Etana memiliki performa dan efek Refrijerasi yang lebih baik untuk aplikasi temperatur rendah dibandingkan R23 (Rahadiyan, 2007). Lebih lanjut studi eksperimen campuran etana dan HFC membuktikan bahwa berpotensi untuk temperatur  $-80^{\circ}\text{C}$  (Gong et al., 2009). Etana juga merupakan salah satu Refrijeran alami yang memiliki keunggulan dalam hal kinerja dan tekanan kritis yang lebih rendah ( $4.87\text{MPa}$ ) dari  $\text{CO}_2$  sehingga dapat secara efektif mengurangi tekanan  $\text{CO}_2$  (Niu et al., 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 Nui dan Zhang diketahui bahwa, selama karbon dioksida kurang dari 50% dalam fraksi massa, dapat digunakan hingga temperatur evaporasi  $-80^{\circ}\text{C}$  tanpa terjadi kristalisasi (Nui dan Zhang, 2007). Analisa termodinamik lebih lanjut mengindikasikan campuran karbon dioksida dan etana untuk temperatur evaporasi  $-80^{\circ}\text{C}$  memberikan efesiensi (COP) lebih baik dari pada komposisi azeotropik (54/46 fraksi mole). Studi campuran  $\text{CO}_2$  dengan Refrijeran alami diantaranya yakni dengan etana, juga dilakukan oleh Nicola et al. (2011) menunjukkan bahwa penambahan R744 dengan Hidrokarbon akan mengurangi efesiensi siklus. Namun hal utama yang menarik dari penambahan R744 ke hidrokarbon adalah karena mengurangi GWP, ODP dan menurunkan mampu bakar dari hidrokarbon murni

Namun demikian, studi analisa termodinamik yang dilanjutkan dengan investigasi eksperimen pada campuran  $\text{CO}_2$  dan etana yang mampu mencapai temperatur evaporasi  $-80^{\circ}\text{C}$ , masih belum dilakukan. Berdasarkan hal tersebut diatas, penelitian ini dilakukan dengan tujuan untuk menentukan komposisi campuran  $\text{CO}_2$  dan etana yang stabil pada temperatur evaporasi  $-80^{\circ}\text{C}$  dan karakteristik unjuk kerja sistem untuk desain komponen sistem Refrijerasi cascade dengan campuran  $\text{CO}_2$  dan etana serta dibandingkan dengan campuran  $\text{CO}_2$  dan propana.

## 2.4 Refrijeran

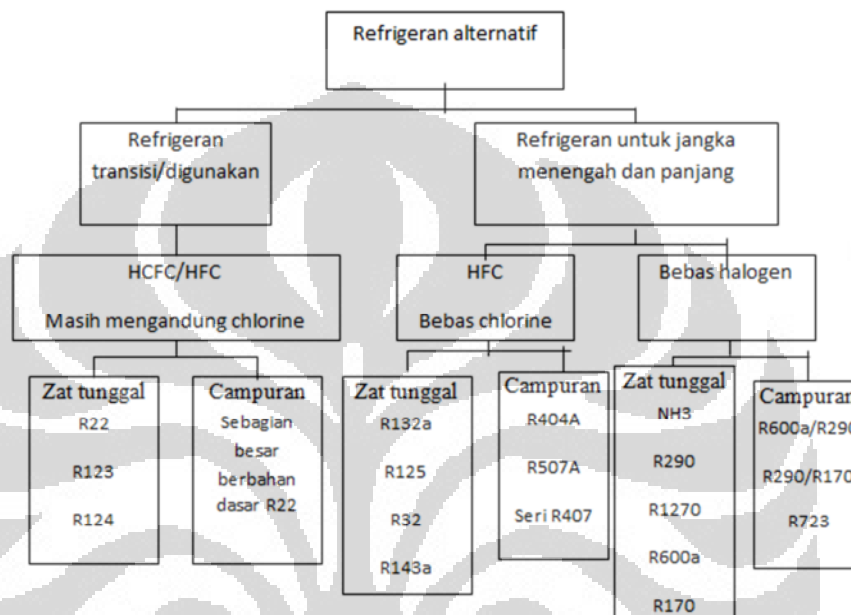
Refrijeran merupakan fluida kerja pada sistem Refrijerasi atau pompa kalor. Refrijeran ini berfungsi menyerap kalor dari suatu lingkungan yang dikondisikan dan membuangnya ke lingkungan yang lain, hal ini dilakukan melalui proses evaporasi (penguapan) dan kondensasi (pengembunan).

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

Dalam rangka menjangkau suhu pendinginan sekitar  $-80^{\circ}\text{C}$  pada sirkuit temperatur rendah dapat menggunakan Refrijeran yang umum digunakan misalnya ammonia (R717), Propana (R290), Propilen (R1270), Isobutana (R600a) atau R404A (Getu et all 2008). Hal ini karena pada sistem Refrijerasi *cascade* umumnya di sirkuit temperatur tinggi bekerja disekitar temperatur evaporasi antara  $-15$  sampai dengan  $-40^{\circ}\text{C}$ , yang hal ini disesuaikan menurut variasi tekanan dalam sirkuit temperatur rendah sehingga kompresor dari tiap sirkuit dapat bekerja pada daerah tekanan yang biasanya digunakan pada sistem Refrijerasi (Wu et all, 2007).

Sedangkan untuk temperatur rendah, dipilih Refrijeran tekanan tinggi dengan densitas uap yang tinggi, karena densitas ini diperlukan agar supaya kompresor yang dibutuhkan jauh lebih kecil untuk menyediakan kapasitas yang diperlukan agar setara jika menggunakan Refrijeran standar (ASHRAE, 2006 dan Stegmann, 2000). Tetapi hanya sedikit pilihan Refrijeran yang memenuhi syarat diatas. Selama ini R13 dan R503a merupakan Refrijeran yang paling umum dipakai. Namun demikian, Refrijeran ini termasuk Refrijeran CFC, yang menurut Protokol Montreal bagi negara berkembang, paling lambat pada 2015 sudah tidak

dapat dipergunakan lagi (Montreal Protocol, 1987). Sehingga, Refrijeran alternatif yang lain harus segera ditemukan untuk menggantikannya. Beberapa alternatif Refrijeran ditunjukkan gambar 2.6, Refrijerant yang masih mengandung chlorine masih digunakan sebagai transisi yang untuk jangka menengah akan digantikan oleh Refrijeran bebas chlorine (Bitzer International, 2004).



**Gambar 2.6** Survei umum Refrijeran alternatif (Bitzer International, 2004)

Alternatif penggunaan golongan Refrijeran HFC (*Hydro-fluoro-carbon*) seperti R23, R508B dan R508A untuk menggantikan R13 untuk jangka panjang kini sedang dipermasalahkan. Hal ini berkaitan dengan kontribusi HFC terhadap efek rumah kaca (Wu et all, 2007). Oleh karena itu, untuk jangka panjang perlu dicari Refrijeran alternatif baru bebas terhadap zat halogen dan gas rumah kaca yang diarahkan pada penggunaan Refrijeran-Refrijeran alamiah semisal karbon dioksida (CO<sub>2</sub>), ammonia atau hidrokarbon (Lorentzen, 1995) .

Karena ramah terhadap lingkungan, karbon dioksida dirasa masih lebih menguntungkan dibandingkan dengan amonia atau hidrokarbon. Hal ini dikarenakan Refrijeran karbon dioksida murah dan sesuai dengan pelumas dan peralatan pada sistem Refrijerasi (Cox, 2007). Sebagian besar penelitian awal Refrijeran karbon dioksida difokuskan pada aplikasi pengkondisian udara di

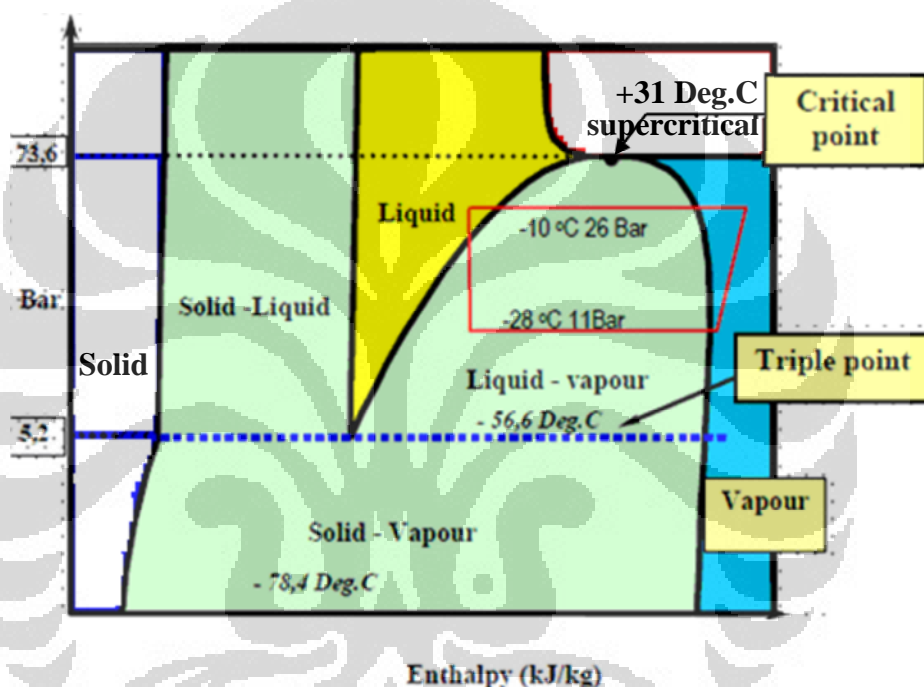
bidang otomotif di mana kebocoran Refrijerasi secara langsung telah menjadi kontributor yang signifikan untuk pemanasan global (Kim et al., 2004). Pada tahun 1990, Prof Gustav Lorentzen mengeluarkan paten untuk sebuah sistem *transcritical* karbon dioksida di AC mobil (Pearson, 2005).

Analisa teoritis dan eksperimental pada *Two-stage transcritical carbon dioxide cycle* untuk aplikasi pengkondisian udara juga telah dilakukan oleh Cavallini et al. (2008). Selanjutnya analisa disain dan eksperimental yang dilakukan oleh Cecchinato et al. (2010) membahas mengenai masalah tekanan optimal karbon dioksida. Studi eksperimen yang dilakukan oleh Tao et al. (2010) pada sistem trans-kritis CO<sub>2</sub> untuk aplikasi pengkondisian udara menunjukkan bahwa kinerja-nya dipengaruhi kerugian pendinginan saat proses *throttling*. Kerugian di katup ekspansi ini selanjutnya dibuktikan lebih lanjut melalui analisa energetik (Tao et al., 2010). Oleh karena itu dalam rangka meningkatkan kinerja sistem pengkondisian udara yang menggunakan CO<sub>2</sub>, Lee et al. (2011), mengadakan eksperimen studi pada variasi geometri *ejector* untuk mendapatkan parameter desain yang optimal.

Bagaimanapun juga, prospek untuk siklus *transcritical* CO<sub>2</sub> masih memerlukan penelitian yang cukup panjang, hal ini terkait dengan masih perlu banyak inovasi yang simultan pada komponen sistem, terutama untuk mengontrol tekanan yang tinggi dan mengembangkan evaporator *microchannel* untuk mengatasi pembekuan dan kondensasi saat distribusi Refrijerasi tidak merata (Kim et al., 2004). Adapun solusi trans-kritis CO<sub>2</sub> lebih sesuai untuk iklim dingin, sedangkan sistem *cascade* NH<sub>3</sub>-CO<sub>2</sub> memiliki konsumsi energi terendah di iklim panas. Namun demikian, kedua sistem tersebut merupakan alternatif yang baik untuk sistem R404A untuk sistem Refrijerasi di supermarket (Sawalha, 2008).

Untuk mencapai suhu pendinginan sekitar -80°C pada sistem Refrijerasi *cascade* dua tingkat, penggunaan karbon dioksida sebagai Refrijerasi dibatasi oleh tingginya tekanan dan tingginya temperatur *triple* (5,2 bar dan 56,6°C). Tekanan dan temperatur dalam sistem Refrijerasi tidak boleh lewat dibawah tekanan dan temperatur *triple* (gambar 2.9), apabila CO<sub>2</sub> berada dibawah tekanan dan

temperatur *triple* maka, *dry ice* CO<sub>2</sub> akan terbentuk dan hal ini tidak diinginkan (Reinholdt. Et all, 2007), karena kristal *dry ice* CO<sub>2</sub> yang terbentuk akan menyumbat pipa evaporator sehingga mengganggu kestabilan aliran Refrijeran. Hal inilah yang membatasi penggunaan karbon dioksida untuk sirkuit temperatur rendah pada sistem Refrijerasi *cascade*. Solusi untuk mengatasi kekurangan ini diantaranya adalah mencampurkan CO<sub>2</sub> dengan Refrijeran lain, yang memiliki tekanan kritis yang lebih rendah dari CO<sub>2</sub> sehingga dapat secara efektif mengurangi tekanan CO<sub>2</sub>.



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

Studi simulasi campuran CO<sub>2</sub> dengan HFC telah dilakukan oleh Nicola et all. (2005), menyatakan bahwa campuran CO<sub>2</sub> dengan HFC dapat dipergunakan untuk aplikasi temperatur dibawah *triple point* CO<sub>2</sub> murni. Namun, karena HFC masih tergolong *Global Warming Potential*, maka perlu ada alternatif yang lain yakni mencampur CO<sub>2</sub> dengan hidrokarbon. Adapun eksperimen yang dilakukan Niu dan Zhang (2007) pada campuran CO<sub>2</sub> dan propana hanya mencapai temperatur minimum -72°C, karena pada temperatur yang lebih rendah Refrijeran campuran CO<sub>2</sub> dan propana akan terjadi kristalisasi.

Hidrokarbon yang biasanya digunakan untuk temperatur sangat rendah adalah etana. Etana memiliki performa dan efek Refrijerasi yang lebih baik untuk aplikasi temperatur rendah dibandingkan R23 [Rahadiyan 2007]. Etana juga merupakan salah satu Refrijeran alami yang memiliki keunggulan dalam hal kinerja dan tekanan kritis yang lebih rendah (4.87MPa) dari CO<sub>2</sub> sehingga dapat secara efektif dapat untuk mengurangi tekanan CO<sub>2</sub>. Berdasarkan permodelan matematika untuk rasio campuran CO<sub>2</sub> dan etana yang dilakukan oleh Nui dan Zhang (2007) diketahui bahwa, selama CO<sub>2</sub> kurang dari 50% dalam fraksi massa, dapat digunakan hingga temperatur evaporasi -80°C tanpa terjadi kristalisasi.

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

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

Hidrokarbon	"Lower Explosive atau Flammable Limit" (LEL/LFL) (%)	"Upper Explosive atau Flammable Limit" (UEL/UFL) (%)
n-Butana	1,86	8,41
Etana	3	12,4
Ethylin	2,75	28,6

Isobutana	1,8	9,6
Metana	5	15
n-Heptana	1,0	6,0
n-Hexana	1,25	7,0
n-Pentana	1,4	7,8
iso-Pentana	1,32	9,16
Propane	2,1	10,1
Propylene	2,0	11,1

Nilai LEL/UEL dari campuran berbagai hidrokarbon dapat dihitung menggunakan hukum Le Chatelier, yang menyatakan 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

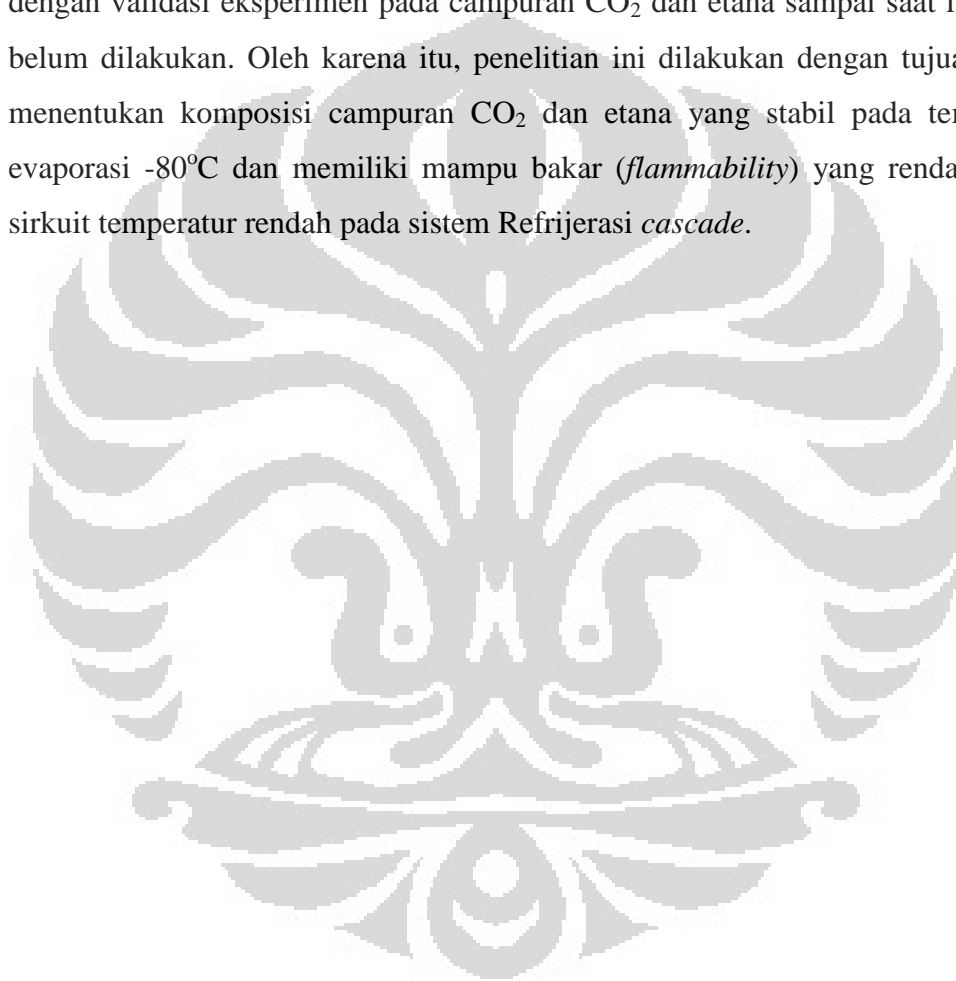
$x_i$  = Konsentrasi komponen i pada campuran gas.

Salah satu cara untuk mengurangi sifat mampu bakar etana adalah dengan mencampur etana dengan gas yang tidak dapat terbakar (*gas inert*). Salah satu *gas inert* tersebut adalah CO<sub>2</sub>. Apabila etana dicampurkan dengan CO<sub>2</sub>, maka penambahan ini akan mengurangi konsentrasi etana dalam campuran tersebut, dan selanjutnya akan mengisolasi oksigen sehingga mengurangi mampu bakar (*flammability*) etana Niu et al. (2007).

Niu et al. (2007) menyatakan bahwa pada campuran CO<sub>2</sub> etana komposisi 2/8 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 bernilai 3,0/12,4 menjadi 3,5/14,3. Studi eksperimen lebih lanjut yang dilakukan oleh Ilminnafik (2010) menyatakan

bahwa campuran hidrokarbon yang telah ditambah CO<sub>2</sub> sebesar 20%. akan berpengaruh terhadap penurunan kecepatan pembakaran. Berdasarkan hal tersebut maka diketahui bahwa semakin besar penambahan karbon dioksida faktor keselamatan juga akan meningkat secara signifikan. Oleh karena itu perlu dicari komposisi campuran karbon dioksida dan etana yang mampu mencapai temperatur -80°C, namun memiliki *flammability* yang serendah mungkin.

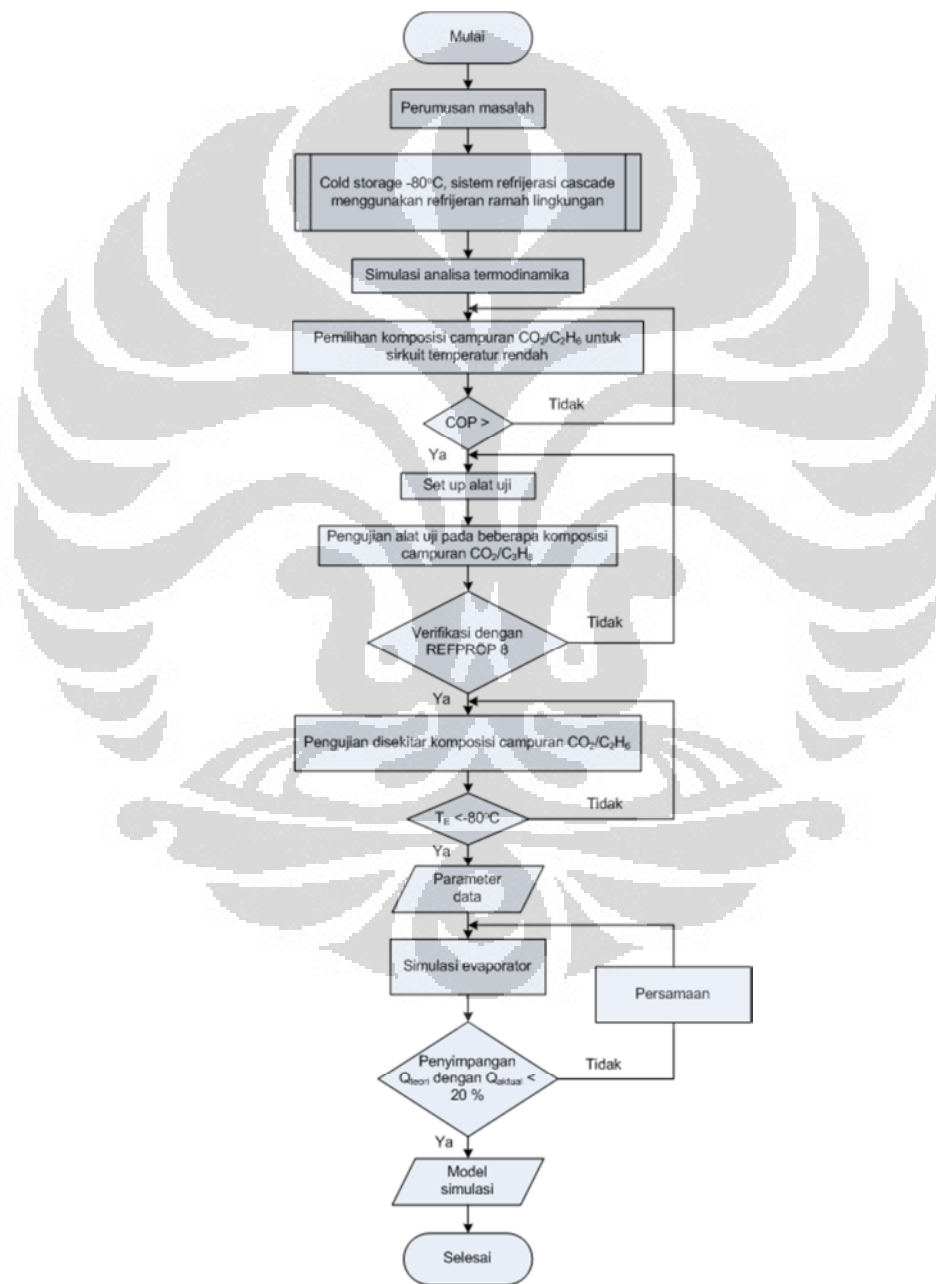
Berdasarkan hal tersebut diatas, studi analisa teoritis yang dilanjutkan dengan validasi eksperimen pada campuran CO<sub>2</sub> dan etana sampai saat ini masih belum dilakukan. Oleh karena itu, penelitian ini dilakukan dengan tujuan untuk menentukan komposisi campuran CO<sub>2</sub> dan etana yang stabil pada temperatur evaporasi -80°C dan memiliki mampu bakar (*flammability*) yang rendah dalam sirkuit temperatur rendah pada sistem Refrijerasi *cascade*.





### BAB 3 METODOLOGI PENELITIAN

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



Gambar 3.1 Skema metode penelitian

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

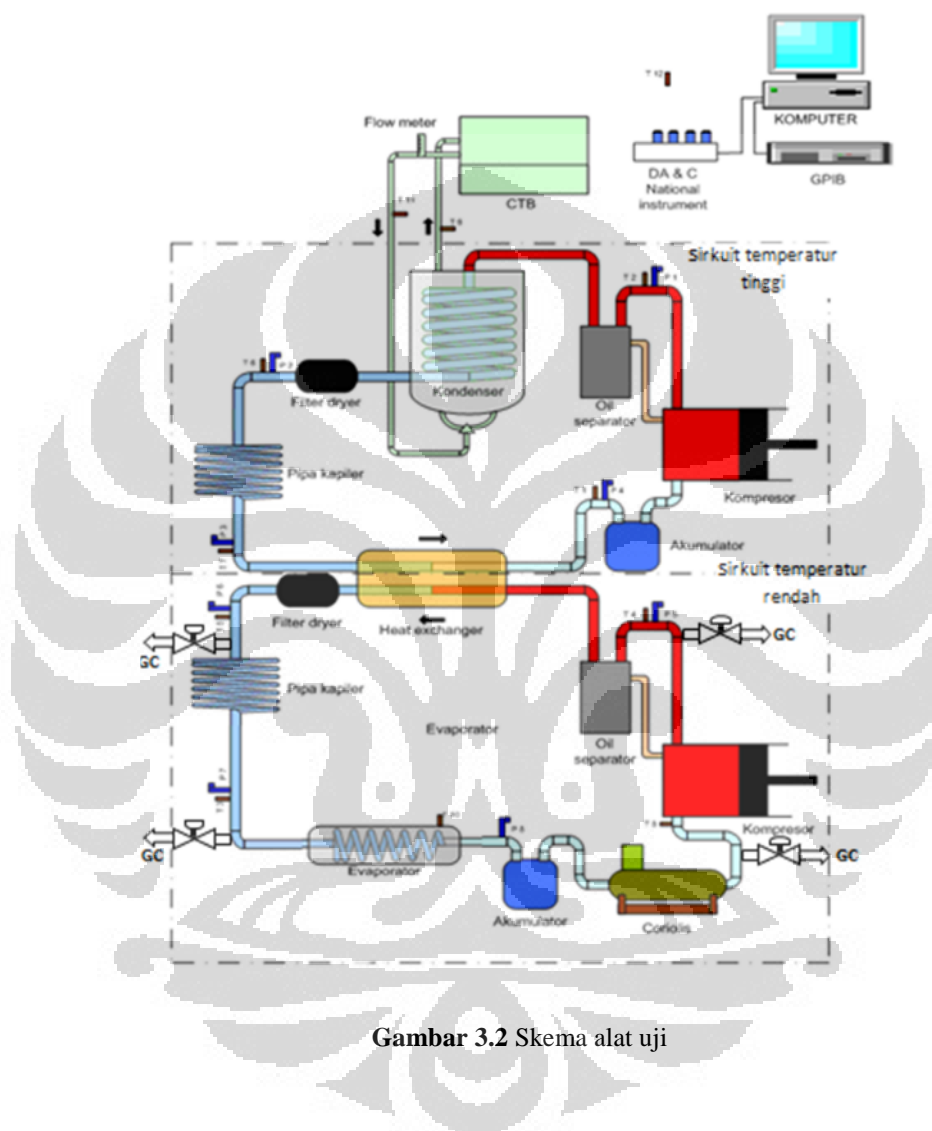
### 3.1 Pengujian Komposisi Campuran CO<sub>2</sub> dan Etana

Alat uji ini merupakan sistem Refrijerasi *cascade* dimana pada sirkuit temperatur tinggi diisi Refrijeran propana (R290) sejumlah 700 gram, diukur dengan menggunakan timbangan digital merek Quantro model MACS015A/C kapasitas 15 kg dengan ketelitian hingga 1 gram. Pada sirkuit temperatur rendah diisi campuran karbondioksida (R744) dan etana (R170). Dimana total massa Refrijeran campuran adalah sebesar 100 gram diukur dengan timbangan digital AND FX-4000 dengan ketelitian  $\pm 0,01$  gram.

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

Temperatur Refrijeran diukur dengan termokopeltipe k dengan akurasi  $\pm 0.14\%$  dari pembacaan pada lokasi yang ditunjukkan pada gambar 3.7, dimana 7 buah *pressure transmitter* merk Druck PTX 1400, dengan akurasi kombinasi antara non-linearity, hysteresis dan repeatability  $\pm 0.15\%$  typically,  $\pm 0.25\%$  maximum base straight line (BSL), digunakan untuk mengukur tekanan baik pada sirkuit temperatur tinggi maupun sirkuit temperatur rendah. Daya listrik kompresor diukur menggunakan *powermeter* Yokogawa W1010 dengan basic akurasi 0.2% dari skala penuh. Laju aliran massa Refrijeran pada sirkuit temperatur rendah diketahui melalui Corriolis mass flow rate Sitrans FC Massflow produksi Siemens yang memiliki kesalahan pembacaan maksimum sebesar 0,1%

dari pembacaan. Lebih lanjut rangkuman mengenai parameter pengukuran dan ketidakpastian-nya (*uncertainty*) ditunjukkan pada tabel 3.1. Semua data ini dicatat dalam melalui data Acquisition National Instrumen 9211 & 9203 tiap detik hingga sistem *steady state* (tunak).



Gambar 3.2 Skema alat uji

**Tabel 3.1** Parameter pengukuran dan ketidakpastian

<b>Parameter</b>	<b>Instrument</b>	<b>Ketidakpastian</b>
Temperatur discharge	Termokopeltipe k	0,149 %
Temperatur kondenser	Termokopeltipe k	0,147 %
Temperatur evaporasi	Termokopeltipe k	0,152 %
Temperatur suction	Termokopeltipe k	0,152 %
Temperatur kabin	Termokopeltipe k	0,148 %
Tekanan discharge	Druck PTX 1400	2,281 %
Tekanan kondenser	Druck PTX 1400	0,328 %
Tekanan evaporasi	Druck PTX 1400	0,287 %
Tekanan suction	Druck PTX 1400	0,291 %
Mass flow rate	Sitrans F C Massflo	6,155 %

Pada sirkuit temperatur tinggi Refrijeran yang keluar dari kompresor didinginkan di kondenser berpendingin air dimana temperatur air yang digunakan untuk mendinginkan kondenser sehingga temperatur Refrijeran keluar kondenser terjaga pada temperatur 30°C. Sementara itu, kondenser pada sirkuit temperatur rendah didinginkan oleh Refrijeran dari evaporator sirkuit temperatur tinggi dalam alat penukar kalor *cascade*.

Dalam mol fraksi, kemurnian R744 (karbon dioksida) yang digunakan adalah 98,86% sedangkan sisanya terdiri dari Hexane, Propana, Isobutane, n-Butane, Isopentane, n-Pentane, Etana, Nitrogen, Metana. Sedangkan kemurnian R170 (etana) adalah 97,27% dimana sisanya terdiri dari 1.89% karbon dioksida dan 0,84 % terdiri dari Propana, Isobutane, n-Butana, Isopentana, n-Pentana, Nitrogen dan Metana. Adapun Komposisi massa R744/170 yang dimasukkan ke dalam sirkuit temperatur rendah apabila dinyatakan dalam fraksi massa adalah

karbon dioksida 63 % dan etana 37 %, dimana komposisi ini didapat dari hasil simulasi penelitian sebelumnya.

### 3.2 Pengujian Campuran CO<sub>2</sub> dan Etana pada Temperatur -80°C

Alat uji ini merupakan sistem Refrijerasi *cascade* dimana pada sirkuit temperatur tinggi diisi Refrijeran propana (R290) sejumlah 700 g diukur dengan menggunakan timbangan digital merek Quantro model MACS015A/C kapasitas 15 kg dengan ketelitian hingga 1 g. Sirkuit temperatur rendah diisi campuran karbondioksida (R744)/etana (R170), dimana total massa Refrijeran campuran adalah sebesar 200 gram diukur dengan menggunakan timbangan digital AND FX-4000 dengan ketelitian  $\pm 0,01$  g.

Variasi komposisi massa campuran karbon dioksida dan etana yang dilakukan dalam penelitian ini dimulai dari komposisi 20% karbon dioksida dan 80% etana, karena pada komposisi ini mulai terjadi penurunan batasledakan (*Explosive limit/EL*) yang signifikan (Niu et.al, 2007 dan Ilminnafik, 2010). Adapun beberapa variasi komposisi yang dilakukan pada penelitian ini dapat dilihat di tabel 3.2.

**Tabel 3.2** Variasi komposisi massa refrijeran

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

Gambar 3.2 memperlihatkan skema alat uji yang digunakan. Refrijeran pada sirkuit temperatur tinggi keluar kompresor didinginkan oleh sebuah kondenser berpendingin air, sehingga temperatur Refrijeran keluar kondenser pada sirkuit temperatur tinggi terjaga konstan pada 30°C. Sementara itu, kondenser pada sirkuit temperatur rendah atau Refrijeran yang keluar dari penukar kalor *cascade* dijaga konstan pada -30°C. Katup ekspansi menggunakan *needle valve* digunakan

baik pada sirkuit temperatur tinggi maupun rendah sehingga tekanan dan temperatur evaporasi pada baik sirkuit temperatur tinggi maupun sirkuit temperatur rendah dapat dikendalikan.

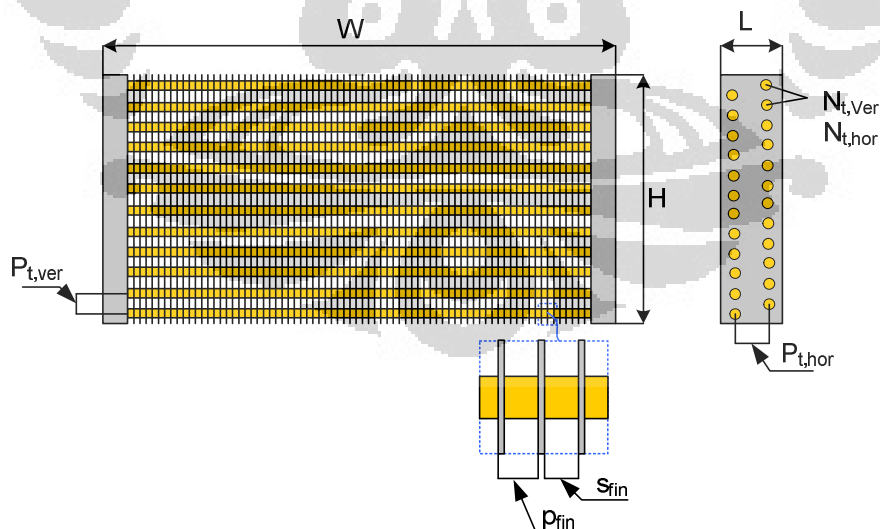
Lebih lanjut rangkuman mengenai parameter pengukuran dan ketidakpastian-nya (*uncertainty*) ditunjukkan pada tabel 3.3.

**Tabel 3.3** Parameter pengukuran dan ketidakpastian

Parameter	Instrument	Ketidakpastian
Temperatur kondenser HS	Termokopel tipe k	0,152 %
Temperatur kondenser LS	Termokopel tipe k	0,153 %
Temperatur in evaporator LS	Termokopel tipe k	0,235 %
Temperatur out evaporator LS	Termokopel tipe k	0,284 %

### 3.3 Permodelan Evaporator

Dapat dilihat dari gambar 3.3, evaporator *fin* dan *tube* digunakan pada model simulasi ini. Terdiri dari dua baris pipa horizontal dan dua belas baris pipa vertikal. Aliran refrijeran dari pipa yang paling bawah menuju pipa yang paling atas. Detail dari evaporator dapat dilihat pada tabel di bawah.



**Gambar 3.3** Evaporator *fin* and *tube*

Tabel 3.4 Geometri evaporator

Parameter	Spesifikasi
Jumlah baris pipa	12
Jumlah kolom pipa	2
Diameter luar pipa	3/8 inch
Pitch diameter transversal	25 mm
Pitch diameter longitudinal	22.5 mm
Tinggi koil	150 mm
Lebar koil	45 mm
Tebal fin	2 mm
Panjang total pipa	3,96 m
Material pipa	tembaga
Material fin	aluminium

### 3.3.1 Perhitungan Nilai Koefisien *Heat Transfer*

Beberapa asumsi digunakan untuk menyederhanakan perhitungan. Pertama, kondisi udara dan Refrijeran dalam keadaan *steady state*. Kecepatan udara konstan dan sama untuk setiap baris pipa. *Heat transfer* pada belokan pipa diabaikan. Tekanan masuk dan keluar dari evaporator dianggap sama. *Relatif humidity* dianggap konstan. Untuk perhitungan pertama parameter yang dibutuhkan adalah geometri evaporator, konfigurasi refrijeran dalam evaporator dan konfigurasi udara. Kapasitas pendinginan aktual dapat dihitung dengan menggunakan persamaan :

$$Q_{act} = \varepsilon \cdot Q_{max} \quad (3.1)$$

Di mana nilai *effectiveness* untuk Refrijeran aliran dua fase dapat dihitung dengan persamaan :

$$\varepsilon = 1 - e^{-NTU} \quad (3.2)$$

Persamaan NTU dengan temperatur masukan antara udara dan Refrijeran yang berbeda dapat digunakan untuk menghitung rata-rata *heat transfer*. Beberapa

persamaan NTU mungkin digunakan untuk menghitung nilai *effectiveness*. *Heat transfer* dari udara menuju Refrijeran dapat dihitung dengan persamaan :

$$NTU = \frac{UA}{m_A \cdot cp_A} \quad (3.3)$$

Dari perhitungan kapasitas pendinginan aktual ini nantinya dapat diketahui temperatur keluar evaporator. Kapasitas pendinginan maksimal adalah dengan mengalikan nilai minimum konstan *heat capacity*  $C_{min}$  dengan perbedaan temperatur masuk evaporator  $T_{R,in}$  dengan temperatur udara  $T_{A,in}$ .

$$Q_{max} = C_{min} \cdot (T_{R,in} - T_{A,in}) \quad (3.4)$$

$$C_{min} = \min(C_R, C_A) \quad (3.5)$$

Nilai UA untuk evaporator dapat dihitung dengan menggabungkan masing-masing heat transfer yang terjadi pada setiap bagian dari evaporator. Persamaan dapat dilihat di bawah ini :

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{h_R \cdot A_{t,i}} + \frac{\ln\left(\frac{r_{t,o}}{r_{t,i}}\right)}{K_t \cdot A_{t,avg}} + \frac{1}{h_{tf} \cdot A_{t,o}} + \frac{1}{h_{co} \cdot A_{t,o} \cdot \eta_{of}} \quad (3.6)$$

Di mana, A adalah nilai heat transfer permukaan, K thermal konduktivitas, r adalah jari-jari. Subscript R, A, t, f, tf, avg, i, o mewakili refrijeran, udara, pipa tembaga, alumunium fin, pipa alumunium, rata-rata, bagian dalam dan bagian luar.  $h_R$  koefisien *heat transfer* dari Refrijeran,  $h_{tf}$  koefisien *heat transfer* dari pipa tembaga dan fin sedangkan  $h_{co}$  koefisien *heat transfer* dari pipa tembaga yang bersentuhan dengan udara.  $\eta_{of}$  adalah efisiensi keseluruhan dari permukaan fin. Dapat dihitung dengan menggunakan persamaan sebagai berikut :

$$\eta_{of} = 1 - \frac{A_{fin,total}}{A_{total}} \cdot (1 - \eta_{fin}) \quad (3.7)$$

Di mana nilai  $\eta_{fin}$  sebesar 0,75.

$$A_{fin,total} = 2 \cdot \frac{W}{p_{fin}} \cdot \left( H \cdot L - N_{t,ver} \cdot N_{t,hor} \cdot \frac{\pi \cdot D_{t,o}^2}{4} \right) \quad (3.7)$$



$$A_{unfin} = \pi \cdot D_{t,o} \cdot L_t \cdot \left(1 - \frac{t_{fin}}{p_{fin}}\right) \quad (3.8)$$

Maka :

$$A_{total} = A_{fin,total} + A_{unfin} \quad (3.9)$$

*Thermal conductivity* antara pipa tembaga dengan fin  $h_{tf}$  dapat dihitung dengan menggunakan persamaan dari Sheffield et al.

$$h_{tf} = \exp \left[ 6,902 + 2,889 \cdot \left[ \frac{1, FPI \cdot e}{D_{t,o}} \right]^{0,75} [t_{fin} \cdot FPI]^{1,25} \right] \quad (3.10)$$

Di mana FPI adalah jumlah *fin* per inch dan  $t_{fin}$  tebal *fin*.  $e$  adalah kekasaran dari permukaan dalam pipa. Koefisien *heat transfer* konveksi pada diameter luar pipa  $h_{co}$  ditunjukkan oleh persamaan di bawah ini :

$$h_{co} = j \cdot G_a \cdot c_{pA} \cdot Pr^{-2/3} \quad (3.11)$$

Di mana  $G_a$  minimum aliran udara *mass flux* dan  $j$  adalah j-faktor. Untuk mendapatkan koefisien *heat transfer* pada sisi udara, j-faktor ditentukan berdasarkan bentuk dari *fin*. Di mana bentuk *fin* yang digunakan adalah plat maka menggunakan persamaan dari Gray dan Webb :

$$j = j_4 \cdot 0,991 \cdot \left[ 2,24 \cdot Re^{-0,092} \cdot \left( N_{t,hor} / 4 \right)^{-0,031} \right]^{0,607 \cdot (4 - N_{t,hor})} \quad (3.12)$$

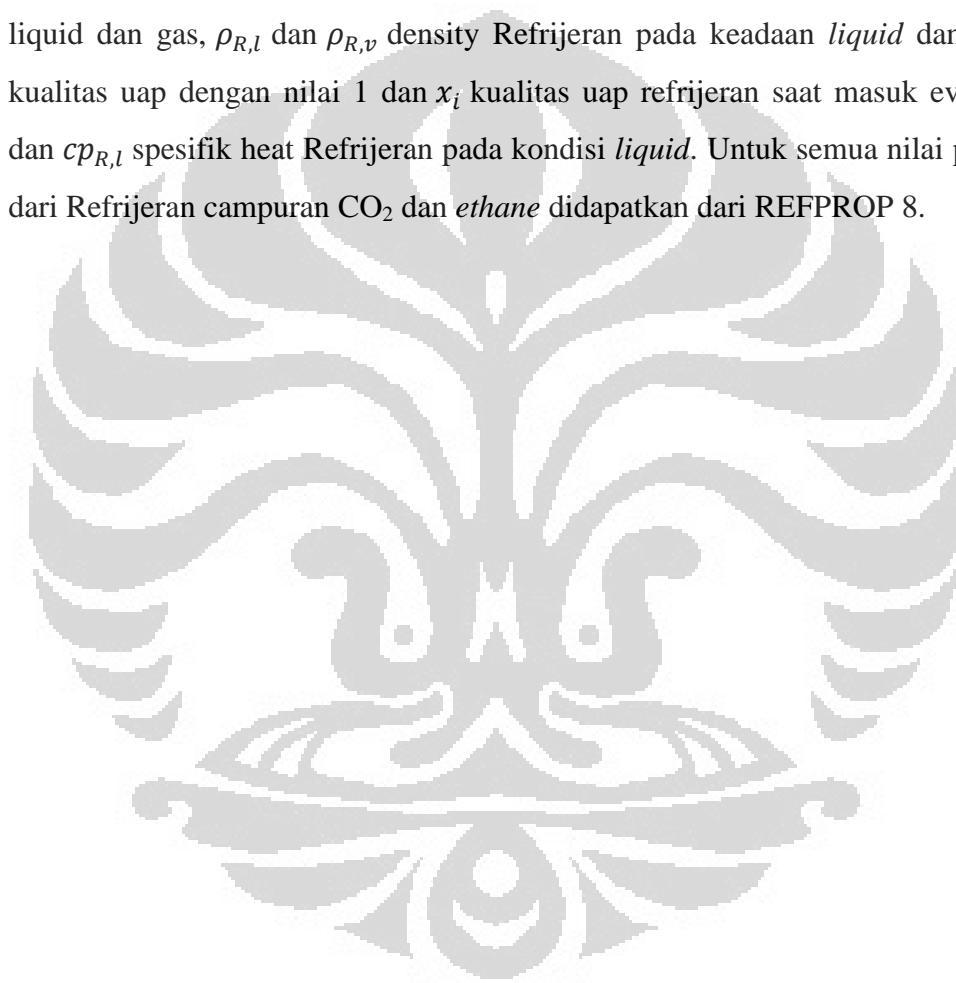
$$j_4 = 0,14 \cdot Re^{-0,32} \cdot \left( \frac{p_{t,ver}}{p_{t,hor}} \right)^{-0,502} \cdot \left( \frac{s_{fin}}{D_{t,o}} \right)^{0,0312} \quad (3.13)$$

Di mana  $N_{t,hor}$  jumlah baris pipa horisontal,  $s_{fin}$  adalah jarak antar *fin*,  $p_{t,ver}$  dan  $p_{t,hor}$  adalah jarak *pitch* antar pipa secara vertikal dan jarak *pitch* antar pipa secara horisontal.  $j_4$  j-faktor untuk empat atau lebih kecil jumlah baris pipa secara horisontal.

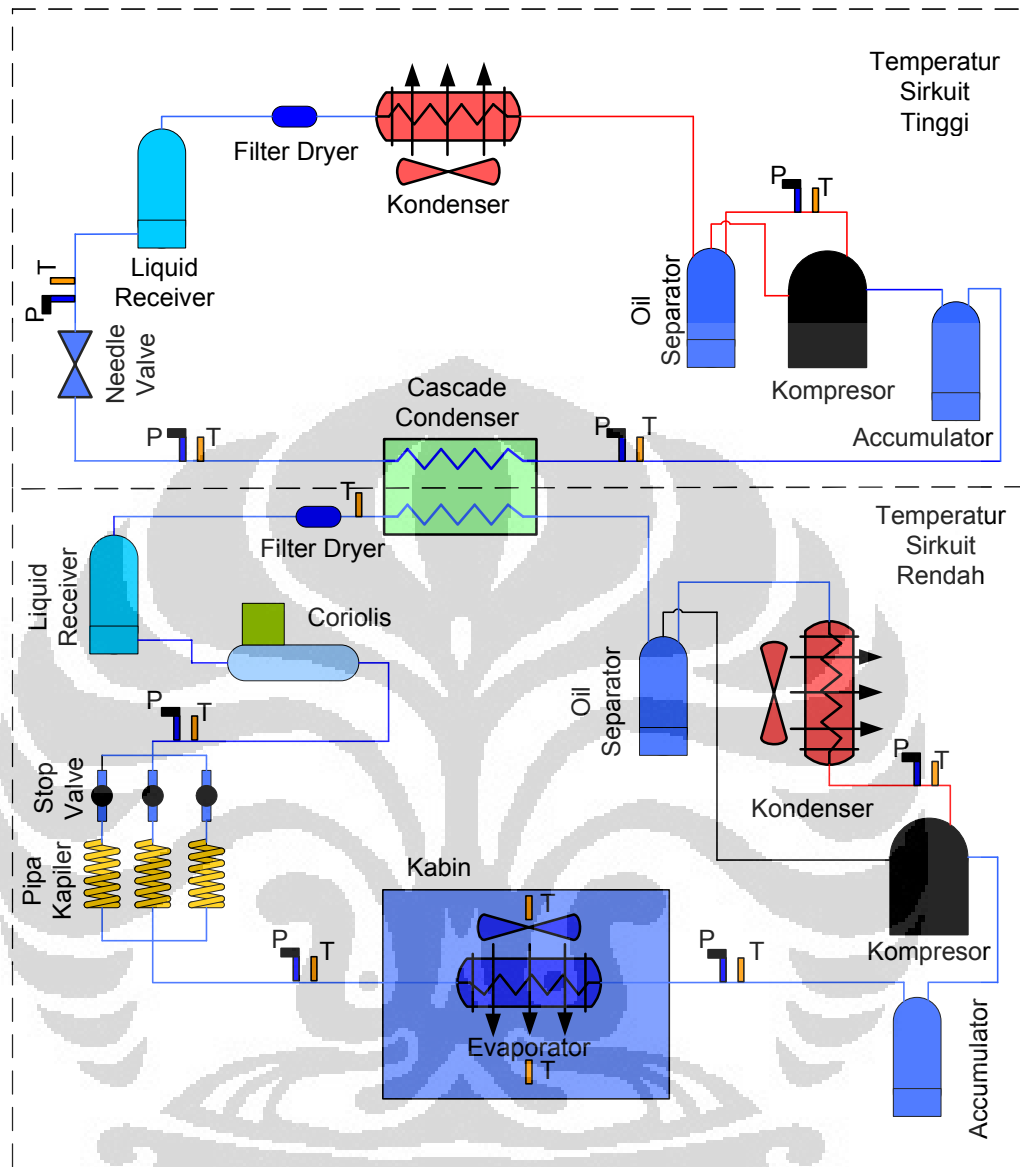
Korelasi untuk menentukan koefisien perpindahan panas evaporasi  $h_R$  terbatas, sehingga menggunakan persamaan koefisien *heat transfer* dua fase rata-rata dari Tong (1965). Dengan mengasumsikan temperatur antara Refrijeran di dalam pipa dan temperatur di luar pipa konstan maka :

$$h_R = (0.0186875) \frac{K_t}{D_{t,i}^{0.2}} \left( \frac{G_R}{\mu_{R,l}} \right)^{0.8} \left( \frac{\mu_{R,l} c_{p,R,l}}{K_t} \right)^{0.4} \left( \frac{\rho_{R,l}}{\rho_{R,v}} \right)^{0.375} \left( \frac{\mu_{R,v}}{\mu_{R,l}} \right)^{0.075} \left( \frac{x_e - x_i}{x_e^{0.325} - x_i^{0.325}} \right) \quad (3.14)$$

Di mana  $G_R$  *mass flux* Refrijeran,  $\mu_{R,l}$  dan  $\mu_{R,v}$  viskositas Refrijeran keadaan liquid dan gas,  $\rho_{R,l}$  dan  $\rho_{R,v}$  density Refrijeran pada keadaan *liquid* dan gas.  $x_e$  kualitas uap dengan nilai 1 dan  $x_i$  kualitas uap refrijeran saat masuk evaporator dan  $c_{p,R,l}$  spesifik heat Refrijeran pada kondisi *liquid*. Untuk semua nilai propertis dari Refrijeran campuran CO<sub>2</sub> dan *ethane* didapatkan dari REFPROP 8.



### 3.4 Alat dan Komponen Pengujian



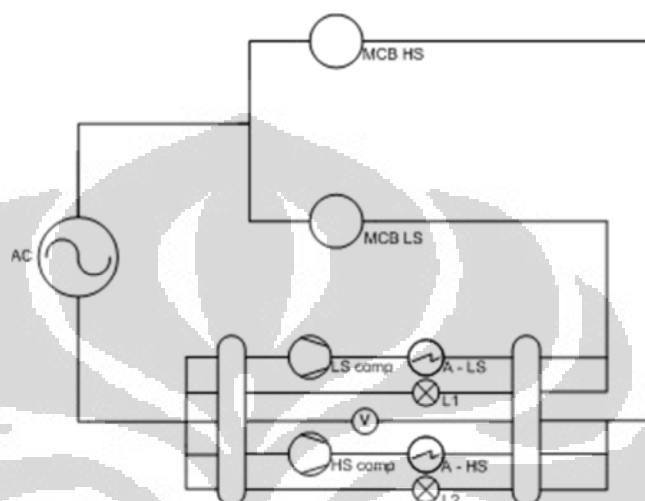
Gambar 3.4 Skematik alat pengujian

Dalam melakukan pengujian alat yang digunakan untuk menganalisa pengaruh temperatur di alat penukar kalor sistem Refrijerasi *cascade* pada aplikasi temperatur rendah. menggunakan sistem Refrijerasi *cascade* yang berada di laboratorium pendingin lantai 3 (tiga) Departemen Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Indonesia (DTM FTUI) .

Gambar 3.4 menunjukkan skematik dari alat penguji dari sistem Refrijerasi *cascade*. Pemasangan alat ukur tekanan (*pressure transmitter*) dan temperatur (*thermocouple*) masing-masing di 4 (empat) dan 2 (dua) titik pada sirkuit

Universitas Indonesia

temperatur tinggi maupun sirkuit temperatur rendah yang berbasis komputer dengan menggunakan *software* labview, penggunaan variasi pipa kapiler sebagai alat ekspansi, perubahan *layout* pipa sistem Refrijerasi *cascade*, serta pemasangan sitrans FC siemens massflo 2000 yang digunakan untuk mengukur laju ukuran massa pada sirkuit temperatur rendah.



**Gambar 3.5** Wiring diagram pada sistem refrijerasi cascade

Wiring diagram pada sistem Refrijerasi *cascade* dapat dilihat pada gambar 3.5 3 (tiga) *mini circuit breaker* (MCB) dipasang masing-masing sebagai *power* utama, kompresor sirkuit temperatur tinggi dan kompresor sirkuit temperatur rendah. Dimana arus yang terbaca pada amper meter merupakan arus dari masing-masing kompresor akan tetapi pada power meter arus yang tebaca merupakan arus gabungan dari kompresor sirkuit temperatur tinggi dan kompresor sirkuit temperatur rendah. Sehingga daya yang di baca adalah daya total dimana daya sirkuit temperatur tinggi dan kompresor sirkuit temperatur rendah. *Power* utama untuk menyalakan seluruh sistem tergabung, setelah *power* utama ditekan maka tombol yang aktif selanjutnya adalah kompresor pada bagian sirkuit temperatur tinggi dan oleh karenanya jika tombol kompresor sirkuit temperatur rendah ditekan tanpa menyalakan kompresor sirkuit temperatur tinggi dan maka kompresor sirkuit temperatur rendah tidak akan menyala, karena aliran listrik tidak langsung terhubung pada kompresor sirkuit temperatur rendah melainkan melalui kompresor sirkuit temperatur tinggi terlebih dahulu.

### 3.4.1 Condensing Unit

*Condensing Unit* merupakan bagian dari sistem Refrijerasi yang didalamnya terdapat kompresor, *liquid receiver*, kondenser.

- Kompresor merupakan bagian terpenting dari sistem Refrijerasi, yaitu berfungsi untuk memompa Refrijeran yang berbentuk uap dari evaporator sehingga menimbulkan perbedaan tekanan dan mengalirkan Refrijeran dalam sebuah sistem Refrijerasi.
- *Liquid receiver* adalah alat yang berfungsi sebagai penampung Refrijerant dari kondensor dan memastikan bahwa yang keluar adalah Refrijerant berfase cair.
- Kondenser berfungsi sebagai media pemindah kalor dari Refrijerant ke lingkungan untuk mencairkan uap Refrijerant yang bertekanan dan bertemperatur tinggi dari kompresor.



**Gambar 3.6** *Condensing unit* sirkuit temperatur tinggi dan temperatur rendah

**Tabel 3.5** Spesifikasi kompresor pada kondensing unit

Spesifikasi	High Stage	Low Stage
Merk/Model :	Tecumseh / CAJ9480T	Tecumseh / CAJ9480T
Tipe :	Hermatik	Hermatik
Daya :	3/4 hp	3/4 hp
Refrijeran :	R22	R22
Voltage :	220V - 240V/50Hz	220V - 240V/50Hz
Pelumas :	Sintetis	Sintetis

Dimensi :	Panjang : 23 cm	Panjang : 23 cm
	Lebar : 15 cm	Lebar : 15 cm
	Tinggi : 30 cm	Tinggi : 30 cm

**Tabel 3.6** Spesifikasi kondenser pada kondenser unit

Spesifikasi Kondenser	
Tipe :	<i>Shell and coils water cooled condenser</i>
Material :	Pipa tembaga, Polycarbonat
Dimensi :	Panjang : 32 cm Lebar : 9 cm Tinggi : 28 cm



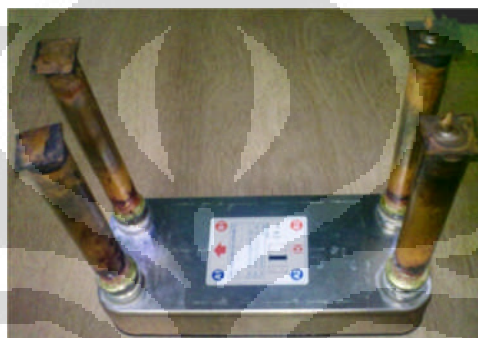
**Gambar 3.7**Kondenser pada kondensing uni

### 3.4.2 *Cascade Heat Exchanger*

*Cascade heat exchanger* atau alat penukar kalor merupakan komponen dari sistem Refrijerasi *cascade* dalam mentransfer kalor dari sirkuit temperatur rendah ke sirkuit temperatur tinggi, dimana pada sirkuit temperatur tinggi alat ini sebagai evaporator, sedangkan untuk pada sirkuit temperatur rendah alat ini sebagai kondenser. Berikut spesifikasi alat penukar kalor yang digunakan pada proses pengujian sistem Refrijerasi *cascade*.

**Tabel 3.7** Spesifikasi *heat exchanger*

Spesifikasi Heat Exchanger	
Tipe	: <i>Plate heat exchanger</i>
Material	: Pipa tembaga
Dimensi	: Panjang :32cm Lebar : 19 cm Tinggi : 27,5 cm

**Gambar 3.8** *Plate heat exchanger*

### 3.4.3 Alat Ekspansi

Dalam pengujian yang dilakukan, alat ekspansi yang digunakan adalah *needle valve* dan pipa kapiler.

**Tabel 3.8** Spesifikasi alat ekspansi

Spesifikasi	Sirkuit temperatur tinggi	Sirkuit temperatur rendah
Tipe	: Swagelok	Kapiler 1,3, 6 meter
Ukuran	: 3/8 inch	0,064 inch, 0,07 inch



**Gambar 3.9** *Needle valve*

#### 3.4.4 *Filter Dryer*

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



**Gambar 3.10** *Filter dryer*

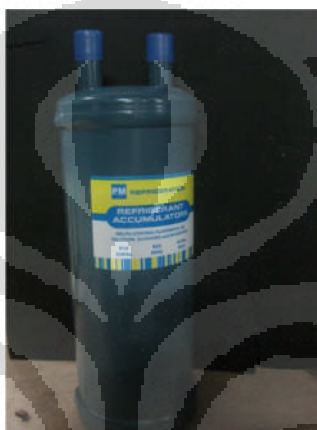
**Tabel 3.9** Spesifikasi *filter dryer*

<b>Spesifikasi <i>Filter Dryer</i></b>	
Tipe :	Emerson/EK 163
Refrijeran :	CFC, HCFC dan HFC
Dimensi :	Panjang :17,46 cm Lebar : 6,67 cm



### 3.4.5 Akumulator

Akumulator merupakan sebuah bejana yang berfungsi untuk memastikan bahwa tidak ada Refrijeran yang masuk ke dalam kompresor dengan fasa cair. Karena cairan merupakan fluida tak mampu mampat, masuknya cairan kedalam kompresor dapat menyebabkan kerusakan pada kompresor. Pada sistem akumulator ditempatkan diantara alat ekspansi dan *suctionline* kompresor, kapasitas akumulator diharuskan minimal 50% dari kapasitas Refrijeran dalam sistem.



Gambar 3.11 Akumulator

Tabel 3.10 Spesifikasi akumulator

Spesifikasi Akumulator	
Tipe	: Emerson/A-AS 464
Refrijeran	: CFC, HCFC dan HFC
Dimensi	: Panjang :31,5 cm Diameter : 10,5cm

### 3.4.6 Oil separator

*Oil separator* berfungsi untuk memastikan pelumas yang digunakan kompresor untuk kembali ke *crankcase* kompresor. Sebelum masuk ke kondenser, campuran pelumas dan Refrijeran masuk ke *inlet oil separator* dan melalui serangkaian *buffle* yang menyebabkan partikel pelumas terkumpul kemudian jatuh ke bagian bawah *oil separator*. Pelumas yang telah dipisahkan dari Refrijeran dikembalikan ke *crankcase* dengan prinsip perbedaan tekanan pada *oilseparator*

Universitas Indonesia

dan *crankcase*. Karena tekanan pada *oil separator* lebih tinggi dibandingkan tekanan pada *crankcase*. *Oil separator* pada sistem terletak diantara *discharge line* kompresor dan kondenser. Pada alat uji ini digunakan 2 (dua) unit *oil separator* pada sistem sirkuit temperatur tinggi dan temperatur rendah.



Gambar 3.12 Oil separator

Tabel 3.11 Spesifikasi *oil separator*

Spesifikasi Oil Separator	
Tipe :	Asian First Brand
Refrijeran :	CFC, HCFC dan HFC
Dimensi :	Panjang : 26,04 cm Diameter : 10,16 cm

### 3.4.7 Pipa Tembaga

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



**Gambar 3.13** Pipa tembaga

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

#### 3.4.8 *Shut Off Valve*



**Gambar 3.14** *Shut off valve*

Penggunaan *shut off valve* dalam percobaan ini diperlukan dalam *charging system* atau proses pemasukan Refrijeran. Penggunaan *shut off valve* dapat memudahkan dalam proses pemasukan Refrijeran. *Shut off valve* yang digunakan berukuran 1/4 inch hal ini disesuaikan dengan drat yang ada pada selang Refrijeran yang digunakan. Penggunaan *shut off valve* lainnya adalah pada variasi kapiler. Hal ini bertujuan agar dalam proses pengujian tidak bongkar pasang. Bongkar pasang pada sistem mengakibatkan kehilangan banyak Refrijeran. Selain itu keuntungannya dalam menggunakan *shut off valve* adalah selama pengujian variasi pipa kapiler, kandungan Refrijeran dalam sistem memiliki komposisi yang sama.

### 3.4.9 Evaporator

Pada pengujian ini evaporator yang digunakan evaporator fin dan tube. Di dalam kabin ini terdapat evaporator yang berfungsi untuk mendinginkan temperatur dalam kabin. Temperatur pada kabin kemudian dimonitor menggunakan termokopel yang dihubungkan pada komputer.



Gambar 3.15 Evaporator sirkuit temperatur rendah

Tabel 3.12 Spesifikasi evaporator

Spesifikasi Evaporator	
Tipe	: <i>Fin and tube</i>
Dimensi	Panjang 33 cm
	: Lebar 5 cm
	Tinggi 15 cm
Material	: Tembaga dan alumunium


### 3.4.10 Alat Ukur

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

- **Pressure Gauge**

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

Tabel 3.13 Spesifikasi *pressure gauge*

Spesifikasi <i>Pressure Gauge</i>	
Range	: <i>High pressure</i> : 0 – 35 bar <i>Low pressure</i> : 0 – bar
Gambar	: 

**Gambar 3.16** *Pressure gauge*

- **Pressure Transmitter**



**Gambar 3.17** *Pressure transmitter*

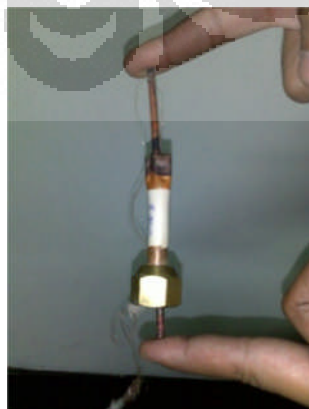
**Tabel 3.14** Spesifikasi *pressure transmitter*

<b>Spesifikasi <i>PressureTransmitter</i></b>	
Pabrikan	: General electric
Tipe	: Druck PTK 1400
<i>Range</i>	: 0 – 40 bar absolute
Analog Output	: 4 – 20 mA
Akurasi	: 0.15 %

Untuk mengukur tekanan yang bekerja pada siklus Refrijerasi *cascade*, *pressure transmitter* diletakan pada 4 (empat) titik. Untuk mengukur tekanan di tiap titik kita menggunakan *pressure transmitter* yang datanya kemudian di informasikan melalui labview. *Pressure transmitter* ditempatkan di 2 (empat) titik sirkuit temperatur tinggi dan 4 titik di sirkuit temperatur rendah. Titik-titik tersebut yaitu pada *discharge line*, *sunction line*, keluaran kondenser, dan keluaran dari alat ekspansi. Kemudian data hasil pembacaan dari *pressure transmitter* diinformasikan oleh labview.

- **Termokopel**

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

**Gambar 3.18** Termokopel


Tabel 3.15 Termokopel

Spesifikasi Termokopel	
Tipe :	K
Range :	100 <sup>0</sup> C - 1500 <sup>0</sup> C
Akurasi :	+/- 1 <sup>0</sup> C

- **Coriolis**

Alat ini digunakan untuk mengukur laju massa dari Refrijeran pada *low stage*. Karena coriolis hanya dapat dilakukan pada fluida dengan fasa gas, maka alat ini ditempatkan diantara evaporator dan *suction*.

Tabel 3.16 Spesifikasi coriolis

Spesifikasi Coriolis	
Model :	Corriolis mass flow rate Sitrans FC Massflo
Volt/Freq :	220/50
Gambar :	

Gambar 3.19 Coriolis

### 3.4.11 Komputer

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

**Tabel 3.17** Spesifikasi komputer

Spesifikasi Komputer	
Model	: Intel Pentium 4 Dual Core CPU E5400 2,7 GHz
Tipe	: 2 GB of RAM
Jenis	: Microsoft XP service pack 2
Output	: 4 port USB
Software	: Notepad, NI dan Labview 8.5



**Gambar 3.20** Komputer

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

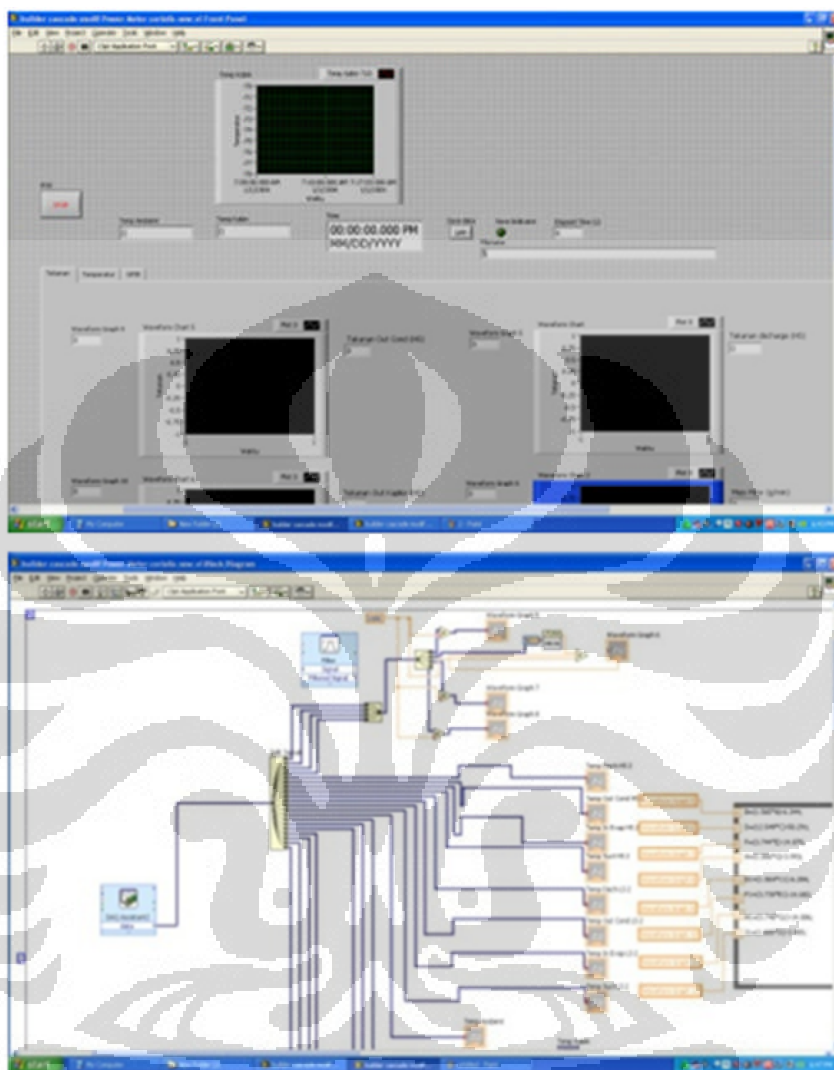
- **Perangkat Lunak Labview**

Dalam memudahkan dalam pembacaan dan pengambilan data baik itu data temperatur, tekanan maupun data yang dihasilkan *powermeter* maka dalam

**Universitas Indonesia**



pengujian ini menggunakan *software* labview, dengan ini kita dapat melakukan pengambilan data secara otomatis.



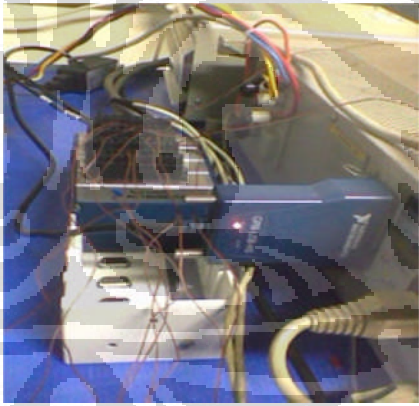
**Gambar 3.21** Tampilan *front pannel* dan *block diagram* labview

Pada gambar 3.19 diatas merupakan tampilan dari perangkat lunak labview. *Front panel* merupakan menu pada labview yang berfungsi menampilkan informasi yang diterima dari data akuisisi. Informasi yang didapatkan dapat berupa grafik ataupun informasi numerik dari sistem cascade yang dibuat diagram alirnya pada *block diagram*.

- **Data Akuisisi**

National instrument merupakan data akuisisi yang digunakan untuk melakukan pengukuran dalam sistem ini, dalam pengujian ini digunakan 4 (empat) panel dimana 1 (satu) panel dengan tipe 9211 untuk *pressure transmitter* dan 3 (tiga) panel untuk termokopel. Nantinya data dari *national instrument* ini akan di konversikan ke dalam bentuk digital dengan bantuan *software* labview, sehingga data yang kita peroleh, terukur dengan akurat.

**Tabel 3-3.18 Spesifikasi National Instrument**

<b>Spesifikasi National Instrument</b>	
Model :	9211 dan 9203
Tipe :	4 panel
Dimensi :	Panjang 9 cm; Lebar 3 cm;Tinggi 7 cm
Gambar :	 <p style="text-align: center;"><b>Gambar 3.22 DAQ NI</b></p>

### 3.4.12 Power supply

Power supply digunakan untuk memberikan *supply* tegangan pada instrumen dan alat ukur. Pada *cascade*, *supply* tegangan diperlukan untuk memberikan tegangan pada data akuisisi dan *pressure transmitter*. Besar tegangan

*supply* untuk kedua komponen tersebut tidak boleh melebihi tegangan maksimal komponen.



**Gambar 3.23** *Power supply*

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

**Tabel 3.19** Spesifikasi *power supply*

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

### 3.4.13 Refrijeran

Refrijeran R290 merupakan fluida kerja yang digunakan pada sisi sirkuit temperatur tinggi. Hal ini dikarenakan pada pengujian sebelumnya R290 dinilai cukup optimal dalam sistem Refrijerasi *cascade* yang digunakan. Sedangkan untuk sirkuit temperatur rendah fluida yang digunakan adalah R744 dan R170 dengan *highpurity* (99,99%).



**Gambar 3.24** Tabung refrijeran R290, R744 dan R174

### 3.5 Tes Kebocoran

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

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

### 3.6 Vacuum System

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

**Universitas Indonesia**

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

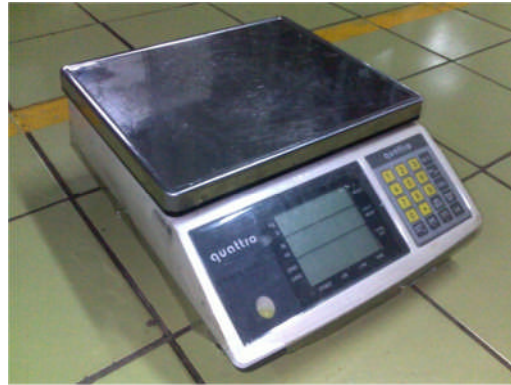


**Gambar 3.25** Pompa vakum

### **3.7** *Charging System*

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

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



**Gambar 3.26** Timbangan digital

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

Adapun prosedur pengambilan data ini adalah sebagai berikut :

Langkah Persiapan:

1. Nyalakan seluruh komponen elektrik.
2. Nyalakan komputer, kemudian hubungkan kabel USB *PowerMeter* dan *National Instrument*.
3. Buka *shut off valve* pada variasi pipa kapiler yang di uji.
4. Hidupkan MCB utama dari sistem pada panel.

Langkah Pengujian:

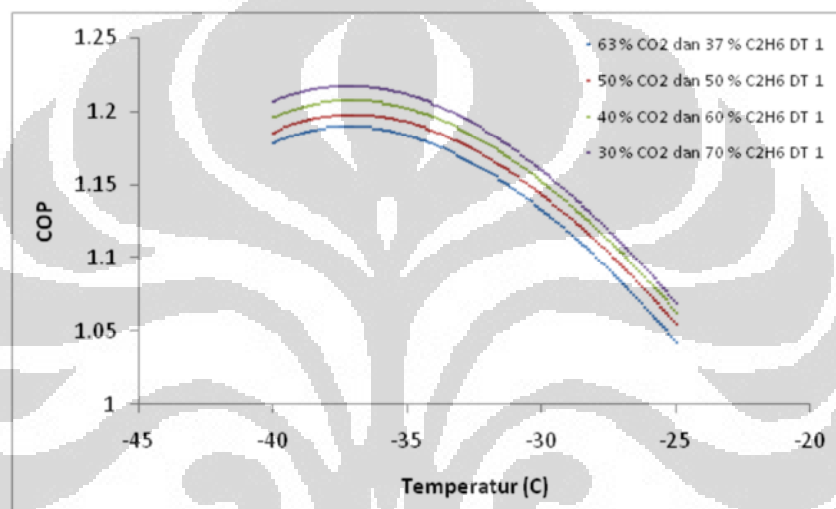
1. Buka program perangkat lunak labview.
2. Jalankan program.
3. Pada detik ke-10 tekan icon “save” untuk menjalankan proses penyimpanan data.
4. Pada detik ke-20 nyalakan *high stage*.
5. Pada detik ke-1000 nyalakan *low stage*.
6. Tunggu hingga detik ke-12000 (pengujian dilakukan selama  $\pm$  3jam).
7. Untuk pengambilan berbagai variasi dibutuhkan waktu steady 10 menit untuk disimpan.
8. Matikan program labview.
9. Matikan *low stage*, *high stage*, dan *power* utama secara berurutan.
10. Matikan komputer.
11. Pengujian selesai.

## BAB 4

### PEMBAHASAN

#### 4.1 Simulasi analisa termodinamika

Pada simulasi ini bertujuan untuk mencari nilai campuran yang optimal antara Refrijeran CO<sub>2</sub> dan *ethane*. Simulasi yang dilakukan berdasarkan persamaan analisa *thermal*.



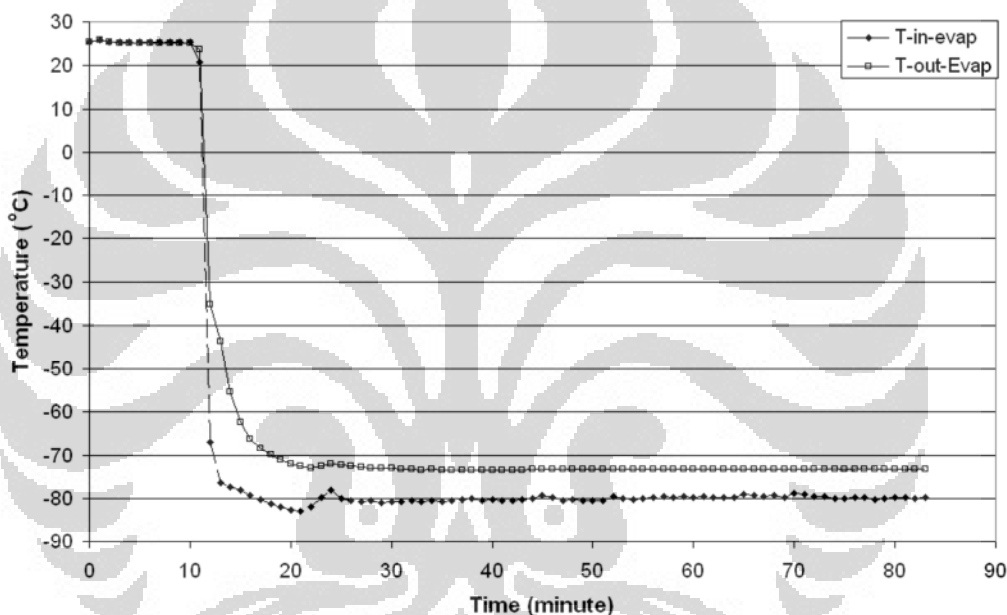
**Gambar 4.1** Perbandingan antara temperatur evaporator HS terhadap COP dengan variasi campuran antara CO<sub>2</sub> dan ethane

Dari gambar di atas dapat disimpulkan bahwa dengan menggunakan alat penukar kalor yang memiliki perbedaan temperatur minimum yaitu 1°C maka akan meningkatkan nilai COP dari sistem. Kemudian didukung dengan nilai campuran antara CO<sub>2</sub> dan C<sub>2</sub>H<sub>6</sub> yang optimal yaitu 30 % CO<sub>2</sub> dan 70 % C<sub>2</sub>H<sub>6</sub> maka nilai COP suatu sistem akan semakin meningkat. Penggunaan temperatur yang optimal pada temperatur evaporator sirkuit tinggi adalah antara -36°C sampai dengan -37°C ketika ketiga parameter tersebut diterapkan pada sistem Refrijerasi dua tingkat maka akan mendapatkan nilai COP sebesar 1,218.



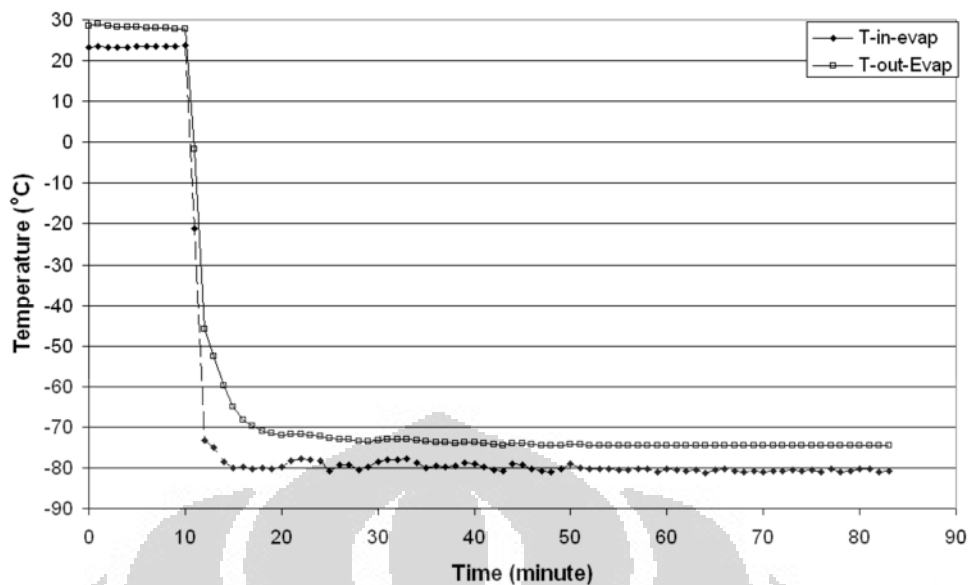
#### 4.2 Karakteristik Karbon Dioksida dan Ethane pada Temperature $-80^{\circ}\text{C}$

Nasrul Iminnafik (2010) menyatakan bahwa campuran hidrokarbon yang telah ditambah  $\text{CO}_2$  sebesar 20%. akan berpengaruh terhadap penurunan kecepatan pembakaran. Berdasarkan hal tersebut maka campuran karbon dioksida dan ethane yang dilakukan dalam penelitian ini dimulai dari campuran 20%  $\text{CO}_2$  dan 80% ethane. Temperatur evaporasi campuran 20% karbon dioksida dan 80% ethane dalam fraksi massa yang ditunjukkan pada gambar 4.2 memperlihatkan bahwa campuran ini stabil digunakan pada temperature  $-80^{\circ}\text{C}$  dimana tidak ada tanda-tanda terjadinya sumbatan  $\text{CO}_2$  beku di dalam sistem Refrijerasi.



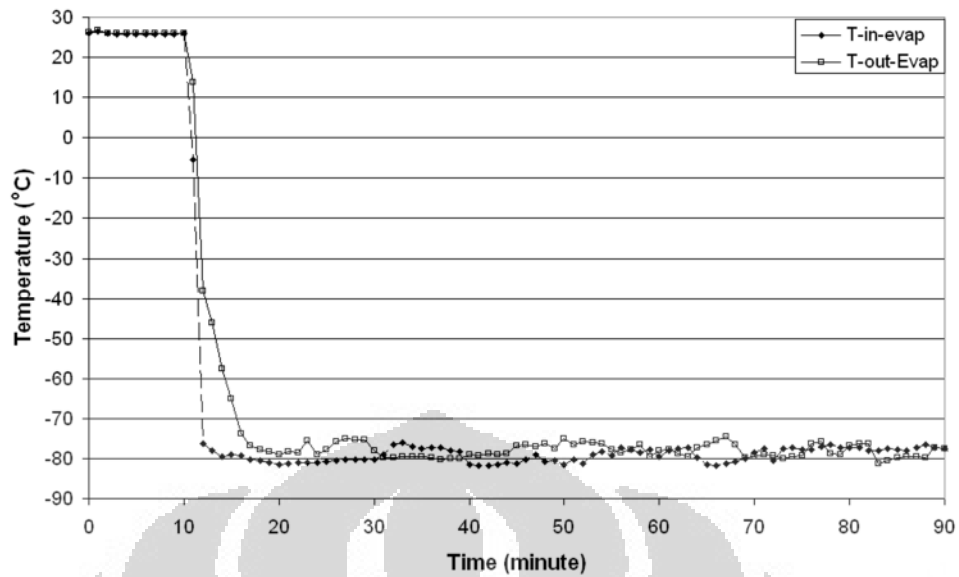
**Gambar 4.2** Temperatur evaporasi campuran  $\text{CO}_2$ /ethane pada komposisi 20%/80% pada fraksi massa

Semakin besar karbon dioksida yang ditambahkan maka hal ini akan menurunkan kecepatan pembakaran. Lebih lanjut pada penambahan karbon dioksida pada campuran 30% karbon dioksida dan 70% ethane pada gambar 4.3, memperlihatkan tidak ada tanda-tanda terjadinya sumbatan  $\text{CO}_2$  beku di dalam sistem Refrijerasi pada temperatur masuk evaporator  $-80^{\circ}\text{C}$ .



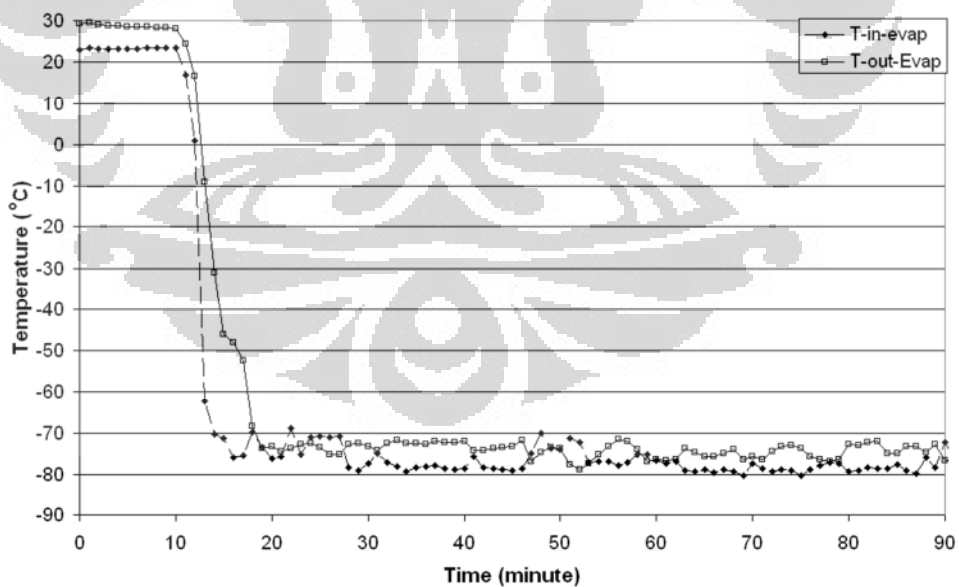
**Gambar 4.3** Temperatur evaporasi campuran  $\text{CO}_2$ /ethane pada komposisi 30%/70% pada fraksi massa

Tanda-tanda terjadinya sumbatan  $\text{CO}_2$  beku di dalam sistem Refrijerasi pada temperatur masuk evaporator  $-80^\circ\text{C}$  mulai tampak pada campuran 40% karbon dioksida dan 60% ethane, dimana tanda-tanda sumbatan seperti yang dapat dilihat pada gambar 4.4 ditunjukkan dengan mulai tidak setabilnya temperature evaporasi, dimana temperature masuk evaporator terkadang lebih tinggi dari pada temperature keluar evaporator. Lebih tingginya temperature masuk evaporator jika dibandingkan dengan temperature keluar evaporator mengindikasikan sumbatan karbon dioksida beku (dry ice) terjadi pada saluran di evaporator.



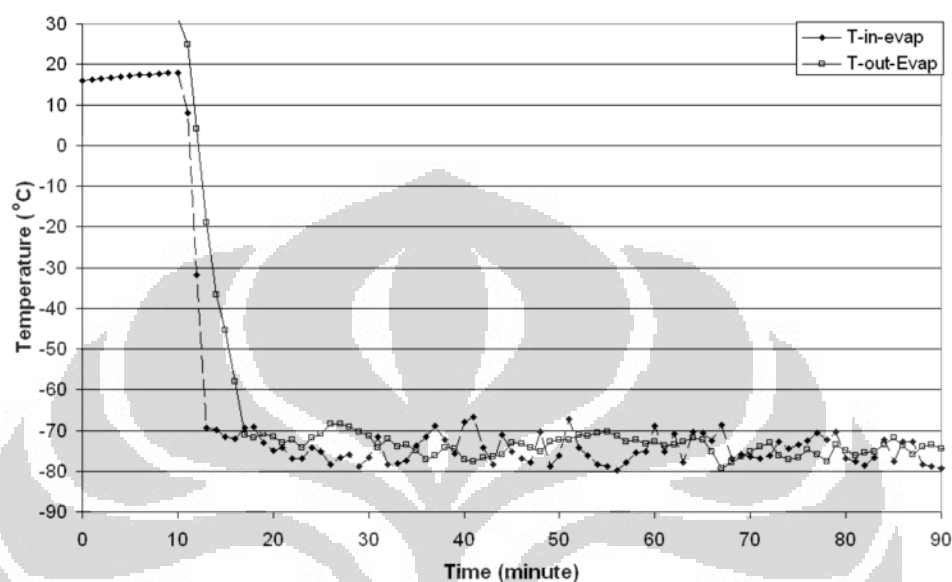
**Gambar 4.4** Temperatur evaporasi campuran  $\text{CO}_2/\text{ethane}$  pada komposisi 40%/60% pada fraksi massa

Pada campuran 50% karbon dioksida dan 50% ethane dalam fraksi massa yang ditunjukkan pada gambar di bawah tanda-tanda terjadinya sublimasi  $\text{CO}_2$  beku di dalam sistem Refrijerasi semakin jelas.



**Gambar 4.5** Temperatur evaporasi campuran  $\text{CO}_2/\text{ethane}$  pada komposisi 50%/50% pada fraksi massa

Gambar di bawah ini tanda-tanda terjadinya sumbatan CO<sub>2</sub> beku di dalam sistem Refrijerasi pada campuran 60% karbon dioksida dan 40% ethane semakin jelas. Selain itu, pada campuran 60% karbon dioksida dan 40% ethane ini, mulai sulit untuk mencapai temperatur evaporasi temperatur -80°C.



**Gambar 4.6** Temperatur evaporasi campuran CO<sub>2</sub>/ethane pada komposisi 60%/40% pada fraksi massa

Dari beberapa kali pengujian yang dilakukan, maka diketahui bahwa komposisi maksimum karbon dioksida yang dapat ditambahkan pada ethane adalah sekitar 30% dalam fraksi massa. Lebih dari 30% maka kristal karbon dioksida sudah mulai terbentuk dan hal ini akan mengganggu kesetabilan mass flow rate Refrijeran.

Bila Refrijeran alternatif ini digunakan pada suatu sistem Refrijerasi, maka setiap komponen sistem harus dirancang kembali untuk mendapatkan keandalan dan efisiensi yang tinggi. Pada penelitian ini terfokus pada performa dari evaporator. Untuk mengetahui performa dari sebuah evaporator maka dapat dihitung dengan berbagai metode yang ada dan salah satunya adalah dengan metode *black-box* dengan mengadopsi persamaan dari EVSIM dan proses perhitungan dilakukan dengan menggunakan software Matlab. Pembahasan mengenai ini ada pada sub bab selanjutnya.

### 4.3 Model simulasi evaporator

Dari pengujian secara eksperimental dengan menggunakan mesin Refrijerasi *cascade* didapatkan data parameter untuk melakukan simulasi evaporator.

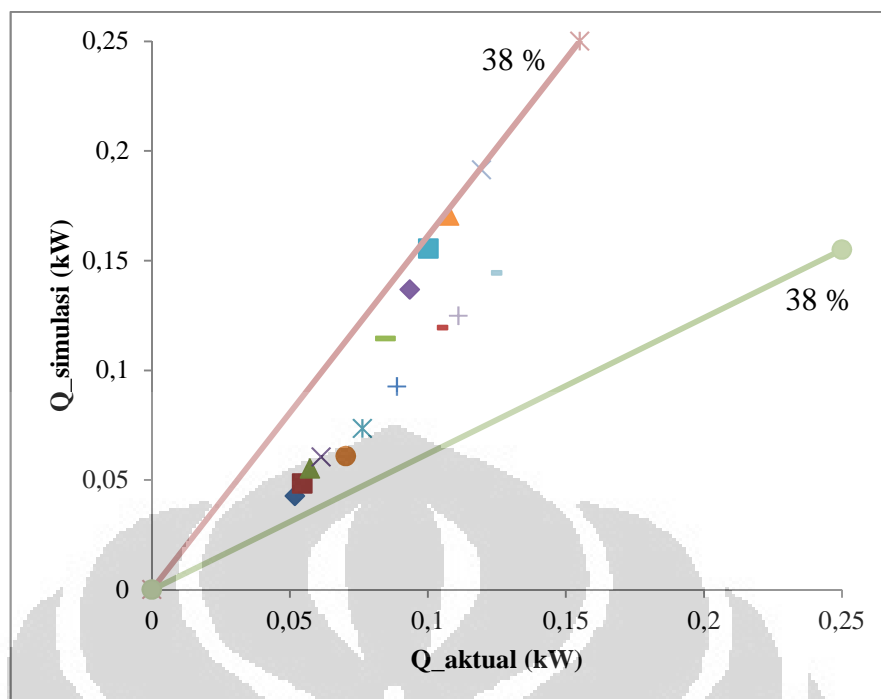
Tabel 4.1 Parameter data

DATA			TEMPERATUR OUT KONDENSER LS (°C)	TEKANAN OUT KONDENSER LS (bar)	TEMPERATUR IN EVAP LS (°C)	TEKANAN OUT KAPILER LS (bar)	TEMPERATUR OUT EVAP LS (°C)	MASS FLOW (gr/menit)	TEMPERATUR KABIN (°C)	TEMPERATUR KABIN 2 (°C)
DIAMETER (inch)	PANJANG (m)	BEBAN HEATER (W)								
0,064	6	20	-24,26	14,15	-73,23	2,51	-40,00	70,07	-47,62	-50,89
		30	-24,22	14,12	-73,02	2,54	-38,56	70,98	-44,49	-49,39
		40	-24,18	14,10	-73,10	2,54	-36,93	70,99	-40,64	-47,24
		50	-24,02	14,11	-73,22	2,52	-36,07	74,01	-39,14	-46,14
		60	-22,05	15,16	-71,82	2,68	-32,61	86,78	-36,76	-40,32
	3	20	-22,10	15,61	-65,55	3,53	-43,70	140,01	-47,59	-50,42
		30	-21,86	15,68	-65,32	3,57	-37,53	138,88	-38,09	-43,18
		40	-21,66	15,77	-65,19	3,59	-33,09	140,21	-30,60	-37,62
		50	-20,09	16,57	-44,20	4,02	-15,06	162,55	-15,40	-17,94
		60	-19,82	16,61	-42,45	4,05	-11,38	168,57	-10,67	-13,67
	1	20	-8,93	17,37	-27,07	5,99	-15,00	287,12	-13,37	-15,80
		30	-8,29	17,42	-26,28	6,04	-12,97	287,17	-10,03	-13,50
		40	-8,04	17,44	-25,98	6,03	-11,79	288,34	-7,92	-12,02
		50	-6,39	17,54	-24,07	6,06	-8,87	289,15	-4,33	-8,53
		60	-6,03	17,54	-23,45	6,08	-6,60	288,79	-1,41	-6,33

Dengan menggunakan data parameter diatas dapat dihitung nilai temperatur keluar evaporator dan nantinya dapat digunakan untuk mencari nilai *enthalpy*. Dari nilai *enthalpy* dan laju massa maka didapatkan beban pendinginan hasil simulasi. Data tersebutlah yang nantinya dapat dibandingkan dengan beban pendinginan aktual.

Simulasi ini juga bisa digunakan untuk mengetahui apakah panjang pipa evaporator yang digunakan sudah sesuai dengan beban pendinginan yang ada. Dengan mengetahui nilai kualitas uap yang keluar dari pipa evaporator maka bisa diketahui panjang pipa sudah cukup untuk proses evaporasi Refrijerasi atau tidak.

Hasil simulasi ini menunjukkan analisa perhitungan beban pendinginan aktual dengan simulasi. Dari hasil perhitungan bisa didapatkan prosentase jumlah penyimpangan antara keduanya. Gambar perbandingan antara beban pendinginan aktual dengan simulasi dapat dilihat pada gambar 4.7.



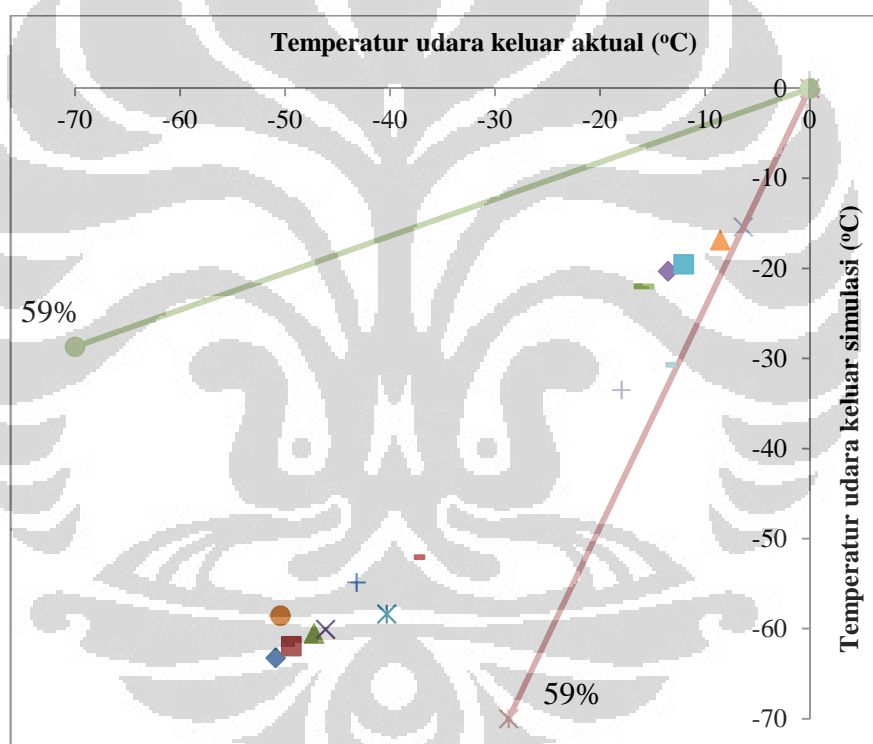
**Gambar 4.7** Perbandingan beban aktual dan beban simulasi

Dari grafik di atas antara beban aktual dan beban perhitungan mempunyai persentase error maksimal sebesar 38 %. Nilai penyimpangan tersebut cukup besar dikarenakan banyak parameter data yang diasumsikan seperti *frosting*, *pressure drop*, *relatif humidity*. Semakin bertambahnya beban maka prosentase penyimpangan terlihat semakin membesar dan ini bisa disebabkan oleh beberapa hal seperti laju massa, temperatur evaporasi sirkuit temperatur rendah yang kurang optimal, temperatur kondenser sirkuit temperatur tinggi yang kurang setabil.

Jika data dipisahkan berdasarkan panjang pipa kapiler maka penyimpangan semakin bertambah besar dikarenakan laju massa dari Refrijeran yang mengalir di dalam sistem tidak stabil. Sistem ini memiliki *liquid receiver* yang bertujuan untuk memastikan bahwa Refrijeran yang menuju pipa kapiler untuk diekspansi adalah benar-benar liquid. Hal ini pula yang menyebabkan laju massa menjadi tidak setabil mengalir menuju alat ekspansi. Aliran refrijeran yang keluar terukur langsung oleh coriolis dan terlihat nilainya yang fluktuatif. Dalam pengambilan data antara satu dengan yang lainnya membutuhkan waktu yang

cukup lama untuk memastikan bahwa data yang akan disimpan sudah benar-benar stabil. Untuk membuat sistem berjalan stabil tanpa beban dari awal running membutuhkan waktu kurang lebih 5 sampai 6 jam.

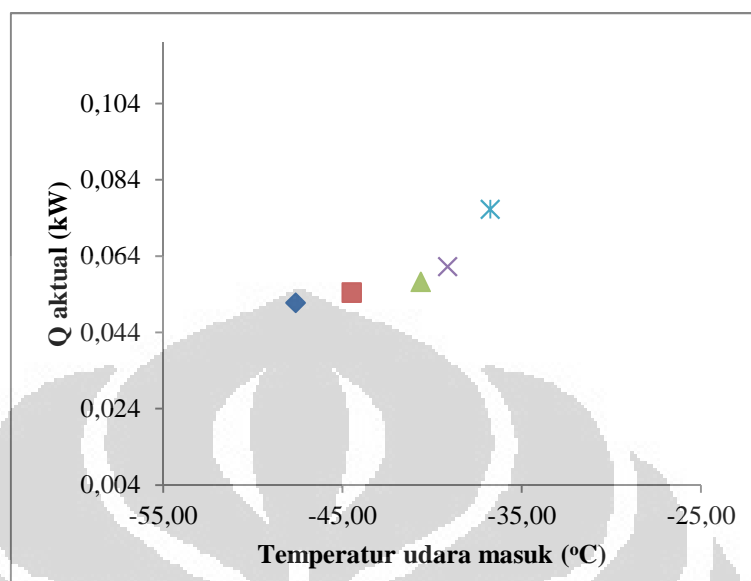
Temperatur udara masuk di dalam kabin dipanaskan oleh sebuah heater yang nantinya berfungsi sebagai temperatur udara masuk. Berdasarkan hasil simulasi yang dilakukan dengan menggunakan persamaan temperatur pada evaporator dengan menggunakan parameter data temperatur evaporasi, temperatur udara masuk dan nilai heat transfer keseluruhan dari evaporator didapatkan prosentase penyimpangan antara aktual dan simulasi sebesar 59 % dapat di lihat pada gambar 4.8.



**Gambar 4.8** Perbandingan temperatur masuk evaporator aktual dengan simulasi

Temperatur udara masuk mempengaruhi beban pendinginan pada sistem Refrijerasi *cascade*. Beban pendinginan ini juga dipengaruhi oleh laju massa dari refrijeran dan tekanan ekspansi sehingga pada temperatur udara masukan yang sama bisa saja nilai beban pendinginannya lebih besar atau lebih kecil. Gambar

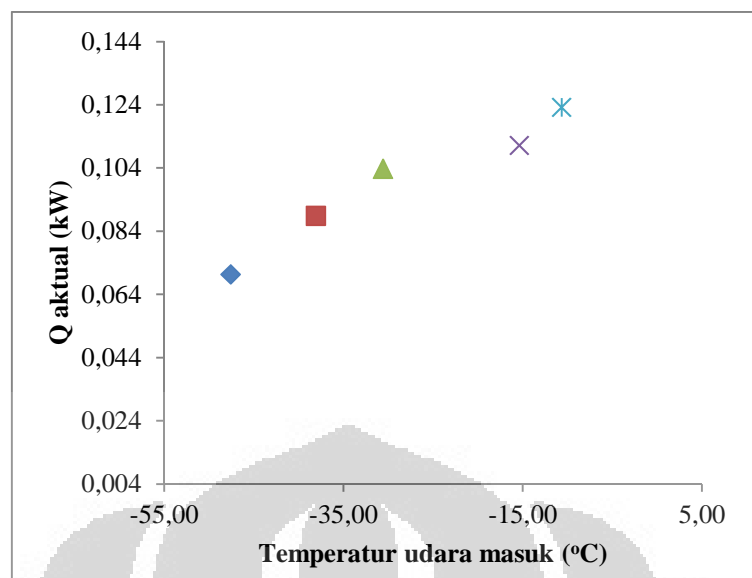
pengaruh temperatur udara masuk terhadap beban pendinginan dapat dilihat pada gambar di bawah.



**Gambar 4.9** Pengaruh temperatur udara masuk terhadap beban aktual pada pipa kapiler diameter 0,064 inch dengan panjang 6 m.

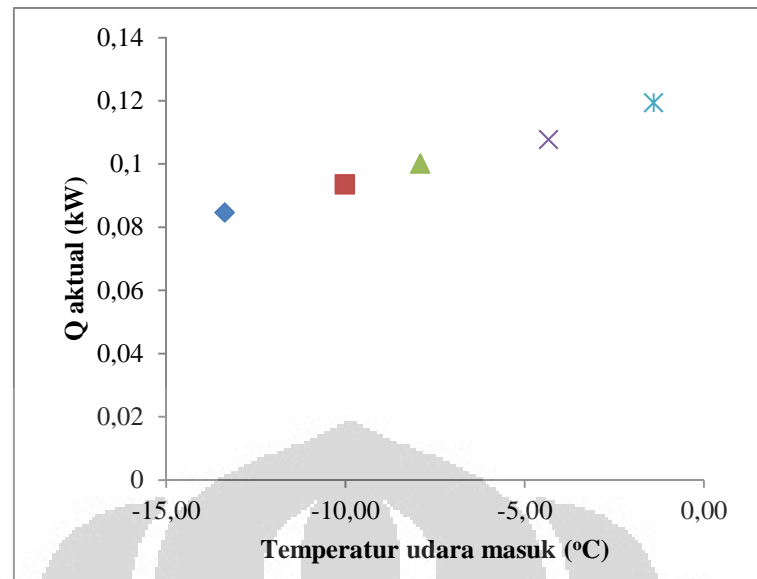
Semakin tinggi temperatur udara masuk maka semakin besar beban pendinginan yang terjadi. Kecepatan udara yang mengalir menuju evaporator stabil pada 1 m/s dan laju massa refrijerannya berkisar pada 70 gr/menit sampai dengan 90 gr/menit. Gambar 4.9 terjadi saat sistem refrijerasi cascade sirkuit temperatur rendah menggunakan alat ekspansi pipa kapiler dengan diameter 0,064 inch dan panjang 6 m.





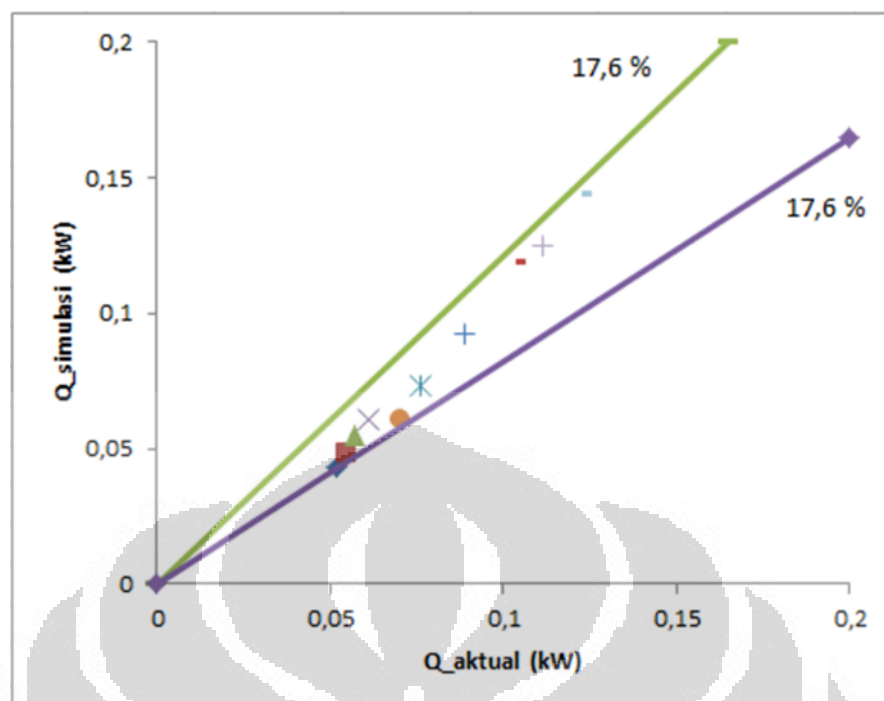
**Gambar 4.10** Pengaruh temperatur udara masuk terhadap beban aktual pada pipa kapiler diameter 0,064 inch dengan panjang 3 m.

Pada gambar 4.10 terlihat bahwa kecenderungannya hampir sama dengan pengaruh temperatur udara masuk pada pipa gambar 4.9 di mana beban akan bertambah seiring kenaikan temperatur udara masuk. Namun ada yang berbeda pada saat temperatur udara masuknya  $-47^{\circ}\text{C}$  di mana nilai beban pendinginannya meningkat hingga 26,3 % dibandingkan pada beban pendinginan pipa kapiler dengan panjang 6 m. Kejadian ini disebabkan oleh laju massa dan tekanan ekspansi pada pipa kapiler panjang 6 m lebih besar. Laju massa pada pipa kapiler ini berada pada kisaran 130 sampai dengan 140 gr/menit.



**Gambar 4.11** Pengaruh temperatur udara masuk terhadap beban aktual pada pipa kapiler diameter 0,064 inch dengan panjang 1 m.

Kecenderungan dari gambar di atas juga sama dengan kecenderungan gambar 4.9 dan 4.10 yaitu kenaikan temperatur akan meningkatkan beban pendinginan. Pada pipa kapiler ini laju massanya berkisar 280 gr/menit sampai dengan 290 gr/menit. Sehingga menyebabkan nilai beban pendinginannya lebih besar lagi dibandingkan pipa kapiler 3 m dan 6 m.



**Gambar 4.12** Perbandingan beban aktual dan beban simulasi

Dari gambar 4.12 terlihat prosentase penyimpangan maksimum antara beban pendinginan aktual dan beban pendinginan eksperimental sebesar 17,6 %. Dan ini menunjukkan bahwa metode *black-box* dengan mengadopsi persamaan dari EVSIM kurang sesuai untuk temperatur evaporasi di atas  $-40^{\circ}\text{C}$ . Perbedaan antara gambar 4.12 dan gambar 4.7 adalah pada data yang ditampilkan, di mana pada gambar 4.12 tidak menampilkan data perhitungan beban pendinginan yang menggunakan pipa kapiler dengan panjang 1 m dan hanya menampilkan data perhitungan ketika menggunakan pipa kapiler 6 m dan 3 m sebagai alat ekspansi.

## BAB 5

### KESIMPULAN

#### 5.1 Kesimpulan

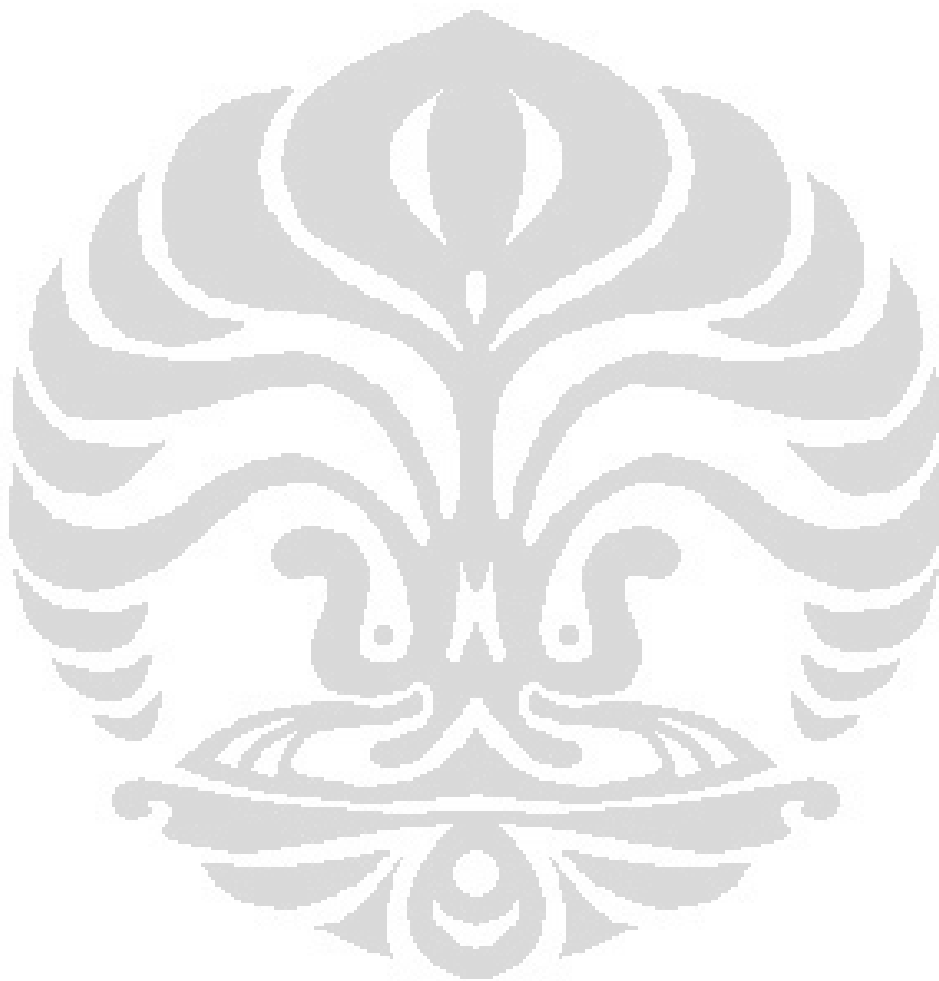
Dari hasil perhitungan dan data hasil eksperimental dapat disimpulkan sebagai berikut :

1. Dari hasil simulasi secara termodinamika dengan perhitungan menggunakan software matlab didapatkan komposisi yang memiliki COP terbesar yaitu pada campuran refrigeran 30% CO<sub>2</sub> dan 70 % *ethane*.
2. Dari hasil eksperimental mengenai karakteristik campuran CO<sub>2</sub> dan *ethane* juga didapatkan campuran yang memiliki karakteristik yang baik pada saat running sistem adalah 30 % CO<sub>2</sub> dan 70 % *ethane*. Karena tidak terjadi pemampatan atau pembentukan kristal pada CO<sub>2</sub> pada saat temperatur -80°C.
3. Simulasi model evaporator yang digunakan adalah persamaan yang diadopsi dari EVSIM. Dari hasil perhitungan seluruh data mengenai beban pendinginan didapatkan perbedaan sebesar 38 % terhadap beban pendinginan aktual.
4. Simulasi dengan metode *black-box* yang mengadopsi persamaan dari EVSIM ini lebih sesuai digunakan untuk temperatur evaporasi yang rendah yaitu di bawah -50°C. Di mana didapatkan nilai prosentase penyimpang maksimalnya sebesar 17,6 %.

#### 5.2 Saran

- Secara keseluruhan sistem masih kurang stabil jadi harus benar-benar dicari masalah yang mempengaruhi kerja sistem. Ada beberapa hal yang perlu diperhatikan yaitu isolasi sistem, daerah pengukuran temperatur dan tekanan, pengisian refrigeran campuran ke dalam sistem.
- Hasil simulasi memiliki nilai prosentase error yang masih besar dan ini menunjukkan masih perlu beberapa persamaan lagi yang harus diperbaharui

dengan persamaan yang lainnya dan juga perlu penambahan parameter pengukuran untuk mendapatkan hasil simulasi perhitungan yang lebih baik.



## DAFTAR REFERENSI

- P.A. Domanski, EVSIM – an evaporator simulation model accounting for Refrijerant and one dimensional air distribution, NIST report, NISTIR 89-4133, 1989.
- Agnew, B., Ameli, S.M, 2004, *A finite time analysis of a cascade Refrijerasi system using alternative Refrijerants*, Applied Thermal Engineering 24, 2667-2565.
- Alhamid, M.I., Syaka, D.R.B., Nasruddin, 2010, *Exergy and energy analysis of a cascade Refrijerasi 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, *Refrijerasi System and Applications (SI)*, American Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineer, Atlanta, Georgia.
- Bansal, P.K., Jain, S., 2007, *Cascade systems: past, present, and future*, ASHRAE Trans. 113 (1), 245–252 (DA-07-027).
- Bansal, P.K., Wang, G., 2004, *Numerical analysis of choked Refrijerant flow in adiabatic capillary tubes*, Applied Thermal Engineering 24 (2004) 851–863.
- Bhattacharyya, S., Mukhopadhyay, S., Kumar, A., Khurana, R.K., Sarkar, J., Optimization of a CO<sub>2</sub>–C<sub>3</sub>H<sub>8</sub> *cascade* system for Refrijerasi and heating, Int J refrig 28, 1284-1292.

- Bhattacharyya, S., Mukhopadhyay, S., Sarkar, J., CO<sub>2</sub>-C<sub>3</sub>H<sub>8</sub> cascade Refrijerasi-heat pump system: Heat exchanger inventory optimization and its numerical verification, *Int J refrig* xx, 1 – 7.
- Bitzer International, 2004, *Refrijerant report, 13<sup>th</sup> edition A-501-13*, Bitzer International.
- Bjerketvedt, D., Bakke, J.R., Wingerden, K.V., 1992, Gas Explosion Handbook*,
- Cengel. Yunus.A, Boles. Michael, 1998, "*Thermodynamics An Engineering Approach*", Third Edition, Mcgraw-Hill, International Edition.
- Choi, J., Kim, Y., Chung, J.T., 2004, *An empirical correlation and rating charts for the performance of adiabatic capillary tubes with alternative*, *Applied Thermal Engineering* 24 (2004) 29–41.
- D.L. Gray, R.L. Webb, Heat transfer and friction correlations for plate finned-tube heat exchangers having plain fins, In: *Proceedings of Eighth IHTC*, 1986, pp. 2745e2750.
- Darwin Rio Budi Syaka, Nasruddin dan M. Idrus Alhamid, 2010, Pengaruh Perubahan Komposisi Refrijeran Campuran CO<sub>2</sub>/Etana Dalam Sistem Refrijerasi Cascade, Seminar Nasional Tahunan Teknik Mesin (SNTTM) ke-9, Palembang, 13-15 Oktober.
- Gettu. H.M, Bansal. P.K, 2008, *Thermodynamic analysis of an R744-R717 cascade Refrijerasi system*, *International Jurnal Of Refrijerasi*, 31, 45-54
- Iminafik. N, 2010, *Pengaruh karbondioksida pada kecepatan pembakaran dari Refrijeran hidrokarbon*, Seminar Nasional Tahunan Teknik Mesin (SNTTM) ke-9, Palembang, 13-15 Oktober, MI-477 – 480.
- J.W. Sheffield, R.A. Wood, H.J. Sauer Jr., Experimental investigation of thermal conductance of finned tube contacts, *Experimental Thermal and Fluid Science* (1989) 107e121.
- Jangho Lee, Young-Chul Kwong, Moo Hwan Kim, An improved methode for analyzing a fin and tube evaporator containing a zeotropic mixture Refrijerant

- with air mal-distribution, *International Journal of Refrijerasi* 26 (2003) 707-720
- Ju-Suk Byun, Jinho Lee, Jun-Young Choi, Numerical analysis of evaporation performance in a finned-tube heat exchanger, *International Journal of Refrijerasi* 30 (2007) 812-820.
- Kim, J.H., Cho, J.M., Kim, M.S., 2008, *Cooling performance of several CO<sub>2</sub>/propana mixtures and glide matching with secondary heat transfer fluid*, *International Journal Of Refrijerasi*, Volume 31, 800-806.
- Kim, M.H., Pettersen, J., Bullard, C.W., 2004, Fundamental process and system design issues in CO<sub>2</sub> vapor compression systems, *Progress in Energy and Combustion Science* 30, 119–174.
- Montreal Protocol on Substances that Deplete the Ozone Layer, 1987, *Article 5: Special situation of developing countries*, United Nations Environment Programme, Nairobi, Kenya
- Nasruddin\*, Darwin Rio B.S and M. Idrus Alhamid, 2010, Exergy Analysis of Cascade Refrijerasi System Using C<sub>2</sub>H<sub>6</sub>+CO<sub>2</sub> as Alternative Refrijerants for R23 and R508B at Low Temperature Applications, HEFAT 7th International Conference on Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics, Antalya, Turkey, 19-21 July.
- Nasruddin, M. Idrus Alhamid dan Darwin Rio Budi Syaka, 2010, Analisa Model & Experimental Setup Sistem Refrijerasi Cascade dengan Campuran Karbondioksida & Etana sebagai Refrijeran Temperatur Rendah Ramah Lingkungan, *Jurnal Teknik Mesin Indonesia*, Volume 5, Nomor 2, Oktober.
- NIST Standard Reference Database 23, 2007. NIST Thermodynamics and Transport Properties of Refrijerans and Refrijeran Mixtures, REFPROP, Version 8.0.
- Niu, B., Zhang, Y., 2007, Experimental study of the Refrijerasi cycle performance for R744/R290 mixtures, *International Journal of Refrijerasi*; 30 :37-42.



- Niu, B., Zhang, Y., 2007, Performance of binary mixture of CO<sub>2</sub> /R170 as low temperature circuit Refrigerant in *cascade* Refrigerasi system, Journal of Tianjin University, Vol. 58, No. 3, March.
- Niu, B., Zhang, Y., Tao, L., Xiao-juan, G., 2006, Performance of CO<sub>2</sub> Mixtures Used in *Cascade* Refrigerasi System., Journal of Tianjin University, Vol. 39 No. 12, Dec.
- Niu, X.D, Yamaguchi, H., Iwamoto, Y., Neksa, P., 2010, Experimental study on a CO<sub>2</sub> solid-gas-flowbased ultra-low temperature *cascade* Refrigerasi system, International Journal of Low-Carbon Technologies 2010, 0, 1–7.
- Russell, N. T., Bakker, H. H. C., and Chaplin, R. I. (2000). "Modular neural network modelling for long-range prediction of an evaporator." *Control Engineering Practice*, 8(1), 49-59.
- Singh, J., 2010, *Lesson of Refrigerasi*, Version 1 ME, IIT Kharagpur
- Tianing. Ni Wayan, Sumitro, Sulistyowati dan Muliarta, 2002, *Gambaran Histopatologi Dan Amplifikasi Gen Atpase 6, 8 Serta Cox Iii Pada mtDNA Dari Jaringan Kanker Payudara*, Biosain, Vol. 2, No. 2, Agustus.
- Tong, L. S. Boiling Heat Transfer and Two-Phase Flow, John Wiley & Sons, New York, 1965.

## SIMULASI TERMODINAMIKA

```

%diketahui

clc

clear

for a=-25:-0.1:-40;

%Fraksi massa campuran

CO2A=0.50;

C2H6B=0.50;

T_in_C3H8=a+273.15;      %K
T_superheat=5;          %K
T_subcool=5;            %K
T_in_mix=-80+273.15;    %K
delta_p=0;              %kPa
DT=5;

%Data dari refprop
%C3H8
rho_C3H8_f=refpropm('D','T',T_in_C3H8,'Q',0,'propane');
rho_C3H8_g=refpropm('D','T',T_in_C3H8,'Q',1,'propane');
vis_C3H8_f=refpropm('V','T',T_in_C3H8,'Q',0,'propane');
vis_C3H8_g=refpropm('V','T',T_in_C3H8,'Q',1,'propane');
h_C3H8_f=refpropm('H','T',T_in_C3H8,'Q',0,'propane');
h_C3H8_g=refpropm('H','T',T_in_C3H8,'Q',1,'propane');
cp_C3H8_f=refpropm('C','T',T_in_C3H8,'Q',0,'propane');
cp_C3H8_g=refpropm('C','T',T_in_C3H8,'Q',1,'propane');
k_C3H8_f=refpropm('L','T',T_in_C3H8,'Q',0,'propane');
k_C3H8_g=refpropm('L','T',T_in_C3H8,'Q',1,'propane');

%Data dari refprop

```

```

%Campuran CO2 dan C2H6

rho_C3H8_f=refpropm('D','T',T_in_mix,'Q',0,'CO2','ethane',[CO2A,C2
H6B]);

rho_C3H8_g=refpropm('D','T',T_in_mix,'Q',1,'CO2','ethane',[CO2A,C2
H6B]);

vis_C3H8_f=refpropm('V','T',T_in_mix,'Q',0,'CO2','ethane',[CO2A,C2
H6B]);

vis_C3H8_g=refpropm('V','T',T_in_mix,'Q',1,'CO2','ethane',[CO2A,C2
H6B]);

h_C3H8_f=refpropm('H','T',T_in_mix,'Q',0,'CO2','ethane',[CO2A,C2H6
B]);

h_C3H8_g=refpropm('H','T',T_in_mix,'Q',1,'CO2','ethane',[CO2A,C2H6
B]);

cp_C3H8_f=refpropm('C','T',T_in_mix,'Q',0,'CO2','ethane',[CO2A,C2H
6B]);

cp_C3H8_g=refpropm('C','T',T_in_mix,'Q',1,'CO2','ethane',[CO2A,C2H
6B]);

k_C3H8_f=refpropm('L','T',T_in_mix,'Q',0,'CO2','ethane',[CO2A,C2H6
B]);

k_C3H8_g=refpropm('L','T',T_in_mix,'Q',1,'CO2','ethane',[CO2A,C2H6
B]);

%High System C3H8

%KONDENSOR

T_out_kond_HS_l=30+273.15; %K

P_out_kond_HS_l=refpropm('P','T',T_out_kond_HS_l,'Q',0,'propane');

H_out_kond_HS_l=refpropm('H','T',T_out_kond_HS_l,'P',P_out_kond_HS
_l,'propane');

P_out_kond_HS_g=P_out_kond_HS_l-delta_p;

%T_in_kond_HS_g=

%EKSPANSI

%EVAPORATOR

T_in_evap_HS=T_in_C3H8;

P_in_evap_HS_f=refpropm('P','T',T_in_evap_HS,'Q',0,'propane');

```

```

H_in_evap_HS_f=h_C3H8_f;

P_out_evap_HS_g=P_in_evap_HS_f;

H_out_evap_HS_g=refpropm('H','P',P_out_evap_HS_g,'Q',1,'propane');

T_out_evap_HS_g=refpropm('T','P',P_out_evap_HS_g,'H',H_out_evap_HS_g,'propane');

%KOMPRESOR

T_in_komp_HS_g=T_out_evap_HS_g+T_superheat;

S_in_komp_HS_g=refpropm('S','P',P_out_evap_HS_g,'Q',1,'propane');

S_out_komp_HS_g_s=S_in_komp_HS_g;

H_out_komp_HS_g_s=refpropm('H','P',P_out_kond_HS_g,'S',S_out_komp_HS_g_s,'propane');

P_out_komp_HS_g=P_out_kond_HS_g;

RCH=P_out_komp_HS_g/P_out_evap_HS_g;

EH=1-(0.04*RCH);

H_out_komp_HS_g=((H_out_komp_HS_g_s-H_out_evap_HS_g)/EH)+H_out_evap_HS_g;

T_out_komp_HS_g=refpropm('T','P',P_out_komp_HS_g,'H',H_out_komp_HS_g,'propane');

%LOW SISTEM

%KONDENSOR

T_out_kond_LS_l=(a+DT)+273.15;

P_out_kond_LS_l=refpropm('P','T',T_out_kond_LS_l,'Q',0,'CO2','ethane',[CO2A,C2H6B]);

H_out_kond_LS_l=refpropm('H','T',T_out_kond_LS_l,'P',P_out_kond_LS_l,'CO2','ethane',[CO2A,C2H6B]);

P_out_kond_LS_g=P_out_kond_LS_l-delta_p;

%EKSPANSI

H_in_evap_LS_fg=H_out_kond_LS_l;

%EVAPORATOR

T_in_evap_LS_fg=-80+273.15;    %K

```

```

P_in_evap_LS_f=refpropm('P','T',T_in_evap_LS_fg,'H',H_in_evap_LS_fg,
'CO2','ethane',[CO2A,C2H6B]);

P_out_evap_LS_g=P_in_evap_LS_f-delta_p;

H_out_evap_LS_g=refpropm('H','P',P_out_evap_LS_g,'Q',1,'CO2','ethane',
[CO2A,C2H6B]);

T_out_evap_LS_g=refpropm('T','P',P_out_evap_LS_g,'H',H_out_evap_LS_g,
'CO2','ethane',[CO2A,C2H6B]);

%KOMPRESOR

T_in_komp_LS_g=T_out_evap_LS_g+T_superheat;

S_in_komp_LS_g=refpropm('S','P',P_out_evap_LS_g,'Q',1,'CO2','ethane',
[CO2A,C2H6B]);

S_out_komp_LS_g_s=S_in_komp_LS_g;

H_out_komp_LS_g_s=refpropm('H','P',P_out_kond_LS_g,'S',S_out_komp_LS_g_s,
'CO2','ethane',[CO2A,C2H6B]);

P_out_komp_LS_g=P_out_kond_LS_g;

RCH=P_out_komp_LS_g/P_out_evap_LS_g;

EH=1-(0.04*RCH);

H_out_komp_LS_g=(H_out_komp_LS_g_s-H_out_evap_LS_g)/EH+H_out_evap_LS_g;

T_out_komp_LS_g=refpropm('T','P',P_out_komp_LS_g,'H',H_out_komp_LS_g,
'CO2','ethane',[CO2A,C2H6B]);

% COP

COP=(H_out_evap_HS_g-H_in_evap_HS_f)*(H_out_evap_LS_g-H_in_evap_LS_fg)/(((H_out_komp_HS_g-H_out_evap_HS_g)*(H_out_komp_LS_g-H_out_kond_LS_l))+((H_out_evap_HS_g-H_in_evap_HS_f)*(H_out_komp_LS_g-H_out_evap_LS_g)));

fprintf('%5.3f%9.3f\n',(T_in_C3H8-273.15),COP)

end

```

```

clear
clc

%PARAMETER DATA
R_1='CO2';
R_2='ethane';
R_3='air';

g          = 9.81;           %m/s2
T_amb      = 27+273.15;     % K
T_int      = 27;           %C
T_int2     = -80;          %C
q          = 20;           %W/m2

%UDARA
R_U        = 'air';
T_A_in     = -36.76+273.15; %K
P_A_in     = 103.15;       %kPa
U_A        = 1;           %m/s

%REFRIGERANT
T_R_in     = 273.15-71.82; %K
P_R_in     = 268;         %kPa
T_s        = 273.15+27;   %K
M          = 33.227;      %kg/mol
m_R        = 86.78/60000; %kg/s

%Tube Evaporator
D_tube     = (3/8)*0.0254; %m
t_tube     = 0.001;       %m
D_tube_inner = D_tube-(2*t_tube); %m
D_tube_avg = D_tube-(t_tube); %m
P_tube     = 0.33;        %m
K_tube     = 417.7;       %W/m.K (saat
temperatur -80 C)
A_tube_outer = pi*D_tube*P_tube; %m
A_tube_inner = pi*D_tube_inner*P_tube; %m
A_tube_avg   = pi*D_tube_avg*P_tube; %m
D_tube_fin   = D_tube+(2*2e-4);

%FIN EVAPORATOR
P_fin      = 0.15;        %m
L_fin      = 0.045;       %m
t_fin      = 2e-4;        %m
N_fin      = 75;
N_row      = 2;
N_col      = 12;
s_fin      = 0.0042;      %m
FPI        = 7;
A_fin      = P_fin*L_fin; %m

```

```

I          =0.005;
P_t       =2.5/100;
P_l       =2.25/100;

A_fin_tot      = 2*(P_tube/s_fin)*((P_fin*L_fin)-
((N_row*N_col*pi*D_tube^2)/4));
A_tube_inner_tot  = A_tube_inner*P_tube*12;
A_tube_outer_tot  = A_tube_outer*P_tube*12;
A_tube_avg_tot    = A_tube_avg*P_tube*12;
A_nonfin_tot     = pi*D_tube*P_tube*12*(1-(t_fin/s_fin));

A_tot        = A_fin_tot+A_nonfin_tot;

P_kondenser   = 1516; %kPa
T_kondenser   = 273.15-22.05; %K
h_kondenser   =
refpropm('H','T',T_kondenser,'P',P_kondenser,R_1,R_2,[0.3 0.7]);

x_R_in        =
refpropm('Q','P',P_kondenser,'H',h_kondenser ,R_1,R_2,[0.3 0.7]);

h_bar_e      = h_bar_e2(R_1,R_2,T_R_in,x_R_in,D_tube_inner,m_R)
h_tp2        =
h_tp(R_1,R_2,P_R_in,T_A_in,T_R_in,m_R,D_tube_inner,q)
h_tp         = h_bar_e
h_tf         = h_tf(I,FPI,D_tube,t_fin)
h_co         =
h_co(P_t,P_l,s_fin,D_tube_fin,N_row,U_A,T_R_in,T_A_in)
eff_fin      = (1-((A_fin_tot/A_tot)*(1-0.75)))

R_tp         = 1/(h_tp *pi*D_tube_inner*P_tube*12);
R_tube       =
log((D_tube)/(D_tube_inner))/(K_tube*2*pi*P_tube*12);
R_tf         = 1/(h_tf*A_tube_outer_tot);
R_fin        = 1/(eff_fin*h_co*A_tot);

R_tot        = R_tp+R_tube+R_tf+R_fin

UA           = 1/R_tot

cp_A         =
refpropm('C','T',(T_A_in+T_R_in/2),'P',P_A_in,'AIR')/1000;
rho_A        =
refpropm('D','T',(T_A_in+T_R_in/2),'P',P_A_in,'AIR');

A_c          = (P_tube-(N_col*D_tube))*P_tube*(1-(t_fin/s_fin));
m_A          = U_A*A_c*rho_A;

```

```

C_A      = m_A*cp_A;

%x_R_in      = refpropm('Q','T',T_R_in,'P',P_R_in,R_1,R_2,[0.3
0.7]);

% if x_R_in>=1
%   x_R_in=1
% end

cp_R      = refpropm('C','T',T_R_in,'Q',0,R_1,R_2,[0.3
0.7])/1000;
i_l_R     = h_kondenser;
C_R      = m_R*cp_R;

C_min     = C_R;
C_max     = C_A;
Q_max     = C_min*(T_A_in-T_R_in)

NTU       = UA/C_A

C         = C_min/C_max;

%eff      = (1/C)*( 1-exp( -C*( 1-exp(-NTU ) ) ) )
eff       = 1-exp(-NTU)

Q_act     = Q_max*eff

i_g_R     = (Q_act/m_R)+i_l_R;

i_g_R_1000 = i_g_R;

delta_P   =
delta_P(T_R_in,P_R_in,D_tube_inner,m_R,P_tube*12,R_1,R_2,x_R_in);

T_out_R   = refpropm('T','P',P_R_in,'H',i_g_R_1000,R_1,R_2,[0.3
0.7])-273.15

x_out_R   = refpropm('Q','P',P_R_in,'H',i_g_R_1000,R_1,R_2,[0.3
0.7])

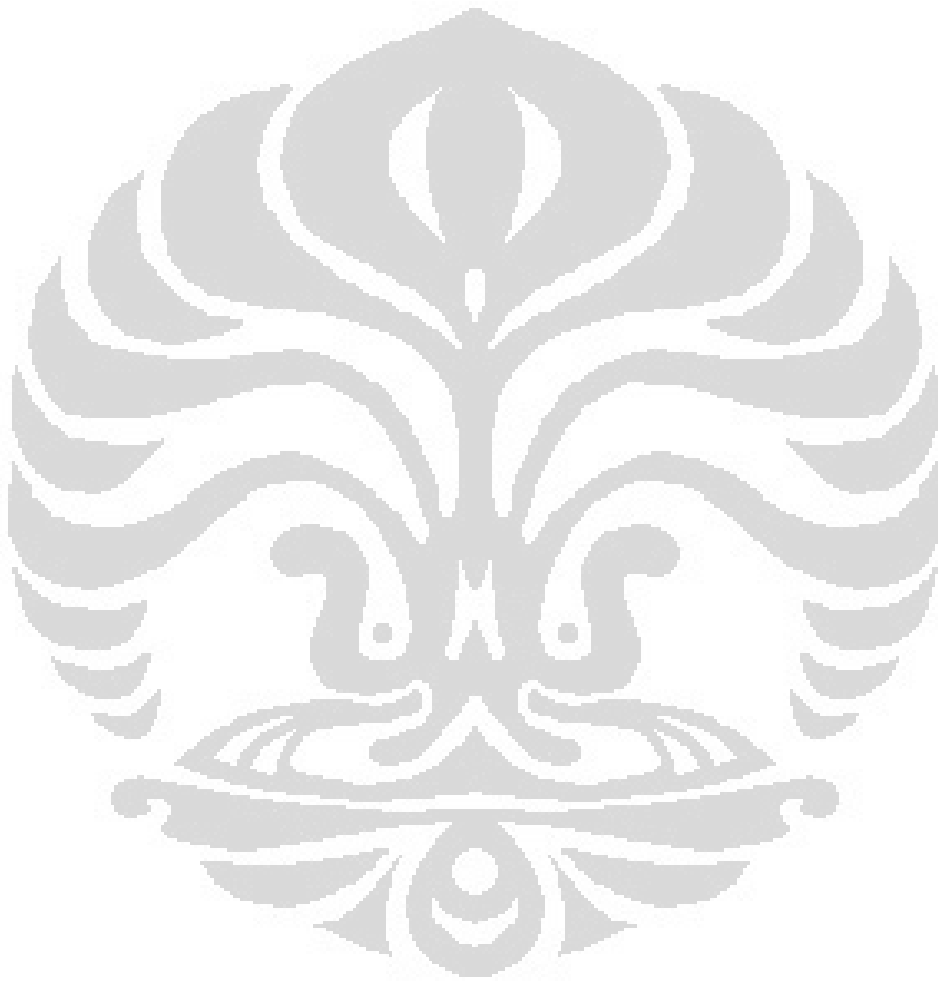
if x_out_R==1
    x_out_R='Saturasi Vapour'
else if x_out_R>=1
    x_out_R='Super heat'
else if x_out_R<=1
    x_out_R='Saturasi'
end
end
end
end

```



```
T_out_R_2 =  
refpropm('T','P',(P_R_in),'H',i_g_R_1000,R_1,R_2,[0.3 0.7])-  
273.15;
```

```
T_A_out = (T_A_in-(((T_A_in-T_R_in)*(1-exp(-  
UA/(C_A))) ))))-273.15
```



```

function [h_co] =
h_co(P_t,P_l,s_fin,D_tube_fin,N_row,U_A,T_R_in,T_A_in)
XX = T_R_in;
YY = T_A_in;
Pair= 103.15;
delT= (YY - XX);
T_avg= (XX + YY)/2;
N=N_row;
s=s_fin;
u_A=U_A;
rho_A=refpropm('D','T',T_avg,'P',Pair,'AIR');
visc_A = refpropm('V','T',T_avg,'P',Pair,'AIR');
cp_A = refpropm('C','T',T_avg,'P',Pair,'AIR')/1000;
k_A= refpropm('L','T',T_avg,'P',Pair,'AIR');
G_A      = rho_A*u_A;
Pr_A     = ((visc_A*cp_A)/k_A)*1000;
Re      = (rho_A*u_A*0.15)/visc_A;
j_4     = 0.14*Re^(-0.092)*(P_t/P_l)^(-
0.502)*(s/D_tube_fin)^0.0312;
j       = j_4*0.991*(2.24*Re^(-0.092)*(N/4)^(-
0.031))^0.607*(4-N);
h_co    = j*G_A*cp_A*Pr_A^(-2/3);
end

function [h_bar_e]
=h_bar_e(R_1,R_2,T_R_in,P_R_in,D_tube_inner,m_R)
x_in=refpropm('Q','T',T_R_in,'P',P_R_in,R_1,R_2,[0.3 0.7]);
x_i=x_in;
%Prandtl of liquid phase in condenser
mu_l=refpropm('V','T',T_R_in,'Q',0,R_1,R_2,[0.3 0.7]);
cp_l=refpropm('C','T',T_R_in,'Q',0,R_1,R_2,[0.3 0.7])/1000;
k_l=refpropm('L','T',T_R_in,'Q',0,R_1,R_2,[0.3 0.7]);
mu_v=refpropm('V','T',T_R_in,'Q',1,R_1,R_2,[0.3 0.7]); %"viscosity
of vap. phase"
mu_l=refpropm('V','T',T_R_in,'Q',0,R_1,R_2,[0.3 0.7]);
rho_l=refpropm('D','T',T_R_in,'Q',0,R_1,R_2,[0.3 0.7]);
rho_v=refpropm('D','T',T_R_in,'Q',1,R_1,R_2,[0.3 0.7]);
Pr=((mu_l*cp_l)/k_l)*1000;
x_e=1;
G=m_R/((pi*D_tube_inner^2)/4);
h_bar_ave_e1= 0.023 * 0.325 * 2.5 * k_l * (G / mu_l) ^ 0.8 *
D_tube_inner ^ (-0.2) * Pr ^ 0.4;
h_bar_ave_e2= (rho_l / rho_v) ^ 0.375 * (mu_v / mu_l) ^ 0.075
*((x_e - x_i) / (x_e ^ 0.325 - (x_i ^ 0.325)));
h_bar_e= h_bar_ave_e1 * h_bar_ave_e2;
end

function [h_tf] = h_tf(I,FPI,D_tube,t_fin)
vick=44.2e-6;
A=((I*FPI*vick)/D_tube)^0.75;
h_tf=exp(6.902+(2.889*A*(t_fin*FPI)^1.25));
end

```