



UNIVERSITAS INDONESIA

**PENGARUH TEKANAN *REFRIGERANT*
PADA *HEAT PIPE* R134A DAN R22
TERHADAP PENGKONDISIAN UDARA**

TRI WAHYUADI

0806455004

FAKULTAS TEKNIK MESIN

PROGRAM STUDI TEKNIK MESIN

DEPOK

JUNI 2012



UNIVERSITAS INDONESIA

**PENGARUH TEKANAN *REFRIGERANT*
PADA *HEAT PIPE* R134A DAN R22
TERHADAP PENGKONDISIAN UDARA**

SKRIPSI

Diajukan sebagai salah satu syarat untuk memperoleh gelar

Sarjana Teknik Mesin (S.T.)

TRI WAHYUADI

0806455004

FAKULTAS TEKNIK

PROGRAM STUDI TEKNIK MESIN

DEPOK

JUNI 2012

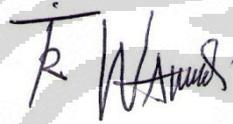
HALAMAN PERNYATAAN ORISINALITAS

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

Nama : Tri Wahyuadi

NPM : 0806455004

Tanda Tangan



Tanggal : 19 Juni 2012

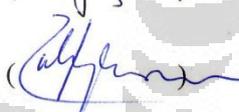
HALAMAN PENGESAHAN

Skripsi ini diajukan oleh :
Nama : Tri Wahyuadi
NPM : 0806455004
Program Studi : Teknik Mesin
Judul Skripsi : Pengaruh Tekanan *Refrigerant* pada *Heat Pipe*
R134a dan R22 Terhadap Pengkondisian Udara

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

DEWAN PENGUJI

Pembimbing : Dr. Agus S. Pamitran M. Eng., Ph. D ()

Penguji : Prof. Dr. Ir. Raldi Artono Koestoer, DEA ()

Dr. Ir. Budihardjo, Dipl. Ing ()

Dr. Ir. Muhammad Idrus Alhamid ()

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

Ditetapkan di : Departemen Teknik Mesin, Fakultas Teknik Universtas Indonesia
Kampus Baru UI – Depok

Tanggal : 19 Juni 2012

KATA PENGANTAR

Puji syukur saya panjatkan kepada Tuhan Yang Maha Esa, karena atas berkat dan rahmat-Nya, saya dapat menyelesaikan skripsi ini. Penulisan skripsi ini dilakukan dalam rangka memenuhi salah satu syarat untuk mencapai gelar Sarjana 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 skripsi ini, sangatlah sulit bagi saya untuk menyelesaikan skripsi ini. Oleh karena itu, saya mengucapkan terima kasih kepada:

- Dr. Agus S. Pamitran M. Eng., Ph. D selaku dosen pembimbing yang telah menyediakan waktu, tenaga, dan pikiran untuk mengarahkan saya dalam penyusunan skripsi ini;
- Orang tua dan keluarga saya yang telah memberikan bantuan dukungan material dan moral; dan
- Sahabat yang telah banyak membantu saya dalam menyelesaikan skripsi ini.

Akhir kata, saya berharap Tuhan Yang Maha Esa berkenan membalas segala kebaikan semua pihak yang telah membantu. Semoga skripsi ini membawa manfaat bagi pengembangan ilmu

Depok, 19 Juni 2012

Penulis

HALAMAN PERNYATAAN PERSETUJUAN PUBLIKASI

TUGAS AKHIR UNTUK KEPENTINGAN AKADEMIS

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

Nama : Tri Wahyuadi

NPM : 0806455004

Program Studi : Teknik Mesin

Fakultas : Teknik

Jenis Karya : Skripsi

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

“Pengaruh Tekanan Refrigerant Pada Heat pipe R134a dan R22 Terhadap Pengkondisian Udara”

Beserta perangkat yang ada (jika diperlukan). Dengan Hak Bebas Royalti Noneksekutif ini Universitas Indonesia berhak menyimpan, mengalihmedia/format-kan, mengelola dalam bentuk pangkalan data (database), merawat dan mempublikasikan tugas akhir saya selama tetap mencantumkan nama saya sebagai penulis/pencipta dan sebagai pemilik Hak Cipta. Demikian pernyataan ini saya buat dengan sebenarnya.

Dibuat di : Depok

Pada Tanggal : 19 Juni 2012

Yang menyatakan,



Tri Wahyuadi

ABSTRAK

Nama : Tri Wahyuadi

Program Studi : Teknik Mesin

Judul : Pengaruh Tekanan Refrigerant Pada Heat pipe R134a dan R22 Terhadap Pengkondisian Udara

Penggunaan heat pipe dalam sistem pengondisi udara diharapkan mampu menjadi alternatif penghemat energi. Di daerah beriklim tropis seperti Indonesia, proses pengkondisian udara setidaknya memerlukan dua tahap pengkondisian, yaitu pendinginan dan penurunan kelembaban. Heat pipe yang digunakan dalam pengkondisian udara dapat memenuhi kedua pengkondisian tersebut tanpa memerlukan sumber daya listrik tambahan. Sisi evaporator heat pipe berfungsi sebagai perangkat pendinginan awal (pre-cooling) dan sisi kondensor heat pipe digunakan sebagai penurun kelembaban. Salah satu cara untuk mendapatkan karakteristik heat pipe untuk digunakan pada sistem pengkondisian udara adalah melakukan variasi pada tekanan dan jenis fluida kerja yang digunakan pada heat pipe. Jenis fluida yang digunakan adalah R-134a dan R-22 dengan tekanan refrigeran R-134a di dalam heat pipe adalah 708,063 kPa (88 psig), 618,431 kPa (75 psig) dan 556,378 kPa (66 psig). Sedangkan tekanan refrigeran R-22 di dalam heat pipe adalah 1101,064 kPa (145 psig), 894,222 kPa (115 psig), 859,748 kPa (110 psig) dan 825,274 kPa (105 psig).

Kata kunci: heat pipe, pengkondisian udara, dehumidifikasi, refrigerant

ABSTRACT

Name : Tri Wahyuadi

Majoring : Mechanical Engineering

Title : Effect of Refrigerant Pressure in Heat Pipe R134a and R22
towards Air Conditioning

The use of heat pipe in air conditioning system is expected to be an energy-saving alternative. In tropical climate such as Indonesia, the air conditioning process requires at least two stages of conditioning, cooling and dehumidifying. Heat pipe used in air conditioning can meet both conditioning without additional power source. Heat pipe evaporator side is function as pre-cooling device and the condenser heat pipe side is used as dehumidifying. One of the way to obtain the heat pipe characteristics to be used in air conditioning system is by doing variation, either on the pressure and the type of working fluid used in heat pipes. Fluid type used is R-134a and R-22 with refrigerant R-134a pressure inside the pipe was 708.063 kPa (88 psig), 618,431 kPa (75 psig) dan 556,378 kPa (66 psig). While the R-22 refrigerant pressure in the heat pipe was 1101.064 kPa (145 psig), 894.222 kPa (115 psig), 859.748 kPa (110 psig) and 825.274 kPa (105 psig).

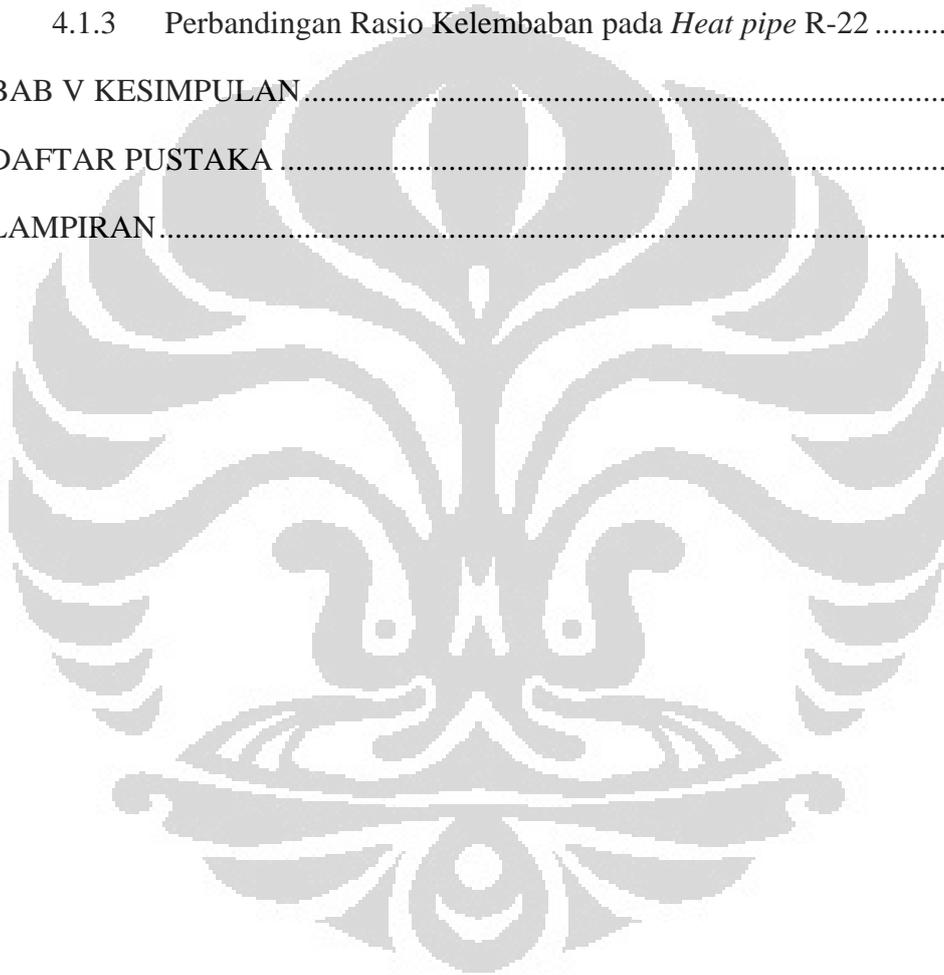
Kata kunci: heat pipe, air conditioning, dehumidification, refrigerant

DAFTAR ISI

HALAMAN PERNYATAAN ORISINALITAS.....	ii
HALAMAN PENGESAHAN.....	iii
KATA PENGANTAR	iv
HALAMAN PERNYATAAN PERSETUJUAN PUBLIKASI.....	v
TUGAS AKHIR UNTUK KEPENTINGAN AKADEMIS	v
ABSTRAK	vi
ABSTRACT.....	vii
BAB 1 PENDAHULUAN	1
1.1 Latar Belakang.....	1
1.2 Perumusan Masalah.....	2
1.3 Tujuan Penelitian.....	2
1.4 Batasan Masalah.....	2
1.5 Metodologi Penelitian	3
1.6 Sistematika Penulisan.....	4
BAB 2 LANDASAN TEORI.....	6
2.1 Sistem Refrigerasi	6
2.1.1 Komponen Utama Sistem Refrigerasi.....	6
2.1.2 Sistem Refrigerasi Kompresi Uap.....	8
2.1.3 Kinerja Sistem Refrigerasi Kompresi Uap.....	10
2.2 <i>Heat pipe</i>	11
2.2.1 Komponen <i>Heat pipe</i>	14
2.2.2 Latar Belakang Teoritis pada <i>Heat pipe</i>	20
2.2.3 Aplikasi <i>Heat pipe</i> pada Sistem Pengkondisian Udara.....	21
2.3 Psychrometric	22

2.3.1	Parameter Kelembaban	24
2.3.2	Persamaan Gas Ideal untuk Udara Kering dan Udara Basah.....	25
2.3.3	Psychrometric Chart.....	27
BAB 3 METODOLOGI PENELITIAN.....		30
3.1	Metode Eksperimental.....	32
3.2	Spesifikasi detail komponen eksperimental	34
3.2.1	<i>Heat pipe</i>	34
3.2.2	Temokopel	36
3.2.3	Instrumen Data Akuisisi.....	37
3.2.4	Saluran Udara (<i>Ducting</i>)	37
3.2.4	Ruangan Pengondisi Udara Masukan	38
3.2.5	Unit Pengkondensasi.....	40
3.2.6	Perangkat Komputer.....	41
3.2.7	RH meter	41
3.2.8	Anemometer	42
3.2.10	Pompa vakum.....	42
3.2.11	Alat Timbang Digital	43
3.3	Metode Pengambilan Data	43
3.3.1	Persiapan Penelitian	43
3.3.2	Prosedur Penelitian	44
3.3.7	Variasi Pengujian	44
3.4	Metode Pengolahan Data.....	45
3.4.1	Pengukuran Kinerja <i>Heat pipe</i>	45
3.4.1	Pengukuran Paramater Penunjang.....	46
BAB 4 HASIL DAN ANALISA		50
4.1	<i>Heat pipe</i> dengan Fluida Kerja R-134a.....	50

4.1.1	Perbandingan <i>Sensible Heat Ratio</i> pada <i>Heat pipe</i> R-134a.....	51
4.1.2	Perbandingan Efek Pendinginan pada <i>Heat pipe</i> R-134a	56
4.1.3	Perbandingan Rasio Kelembaban pada <i>Heat pipe</i> R-134a	58
4.2	<i>Heat pipe</i> dengan Fluida Kerja R-22.....	59
4.2.1	Perbandingan <i>Sensible Heat Ratio</i> pada <i>Heat pipe</i> R-22.....	60
4.1.2	Perbandingan Efek Pendinginan pada <i>Heat pipe</i> R-22.....	62
4.1.3	Perbandingan Rasio Kelembaban pada <i>Heat pipe</i> R-22	63
BAB V KESIMPULAN.....		65
DAFTAR PUSTAKA		66
LAMPIRAN.....		68



DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 Sistem refrigerasi kompresi uap, (a) diagram skematik, (b) Diagram T – s, (c) Diagram P – h	9
Gambar 2.2 Sistem refrigerasi kompresi uap ideal	10
Gambar 2.3 Perbandingan <i>Thermosiphon</i> dan <i>Heat pipe</i>	12
Gambar 2.4 Siklus termodinamika pada heat pipe	13
Gambar 2.5 Komponen-komponen pada heat pipe	14
Gambar 2.6 Struktur wick: (a) Mesh. (b) Sintered, (c) Grooved	16
Gambar 2.7 Penggunaan <i>heat pipe</i> sebagai <i>pre-cooling</i> dan penurun kelembaban	22
Gambar 2.8 <i>Psychrometric chart</i>	28
Gambar 2.9 Kerangka <i>psychrometric chart</i>	29
Gambar 3.1 Diagram Skematik Alur Penelitian	31
Gambar 3.2 Diagram Skematik Penelitian	33
Gambar 3.3 <i>Heat pipe</i>	34
Gambar 3.4 Fluida kerja pada <i>heat pipe</i> : (a) R-134a, (b) R-22	35
Gambar 3.5 Formasi <i>heat pipe</i> yang dipasang pada saluran udara	35
Gambar 3.6 Termokopel tipe T	36
Gambar 3.7 Instrumen data akuisisi	37
Gambar 3.8 Saluran Udara	37
Gambar 3.9 Insulasi pada saluran udara: (a) <i>thermaflox</i> , (b) <i>styrofoam</i> , (c) <i>aluminium foil</i>	39
Gambar 3.10 Ruang pengondisi udara masukan	39

Gambar 3.11 Mesin pendingin ruangan portabel	39
Gambar 3.12 <i>Blower</i> sentrifugal	40
Gambar 3.13 Unit pengkondensasi	40
Gambar 3.14 Perangkat komputer	41
Gambar 3.15 RH meter	42
Gambar 3.16 Anemometer	42
Gambar 3.17 Pompa Vakum	43
Gambar 3.18 Alat Timbangan Digital	43
Gambar 4.1 Grafik perbandingan SHR pada <i>heat pipe</i> R-134a dan tanpa <i>heat pipe</i>	51
Gambar 4.2 Grafik perbandingan selisih entalpi udara pada <i>heat pipe</i> R-134a dan tanpa <i>heat pipe</i>	56
Gambar 4.3 Grafik perbandingan rasio kelembaban udara pada <i>heat pipe</i> R-134a dan tanpa <i>heat pipe</i>	58
Gambar 4.5 Grafik perbandingan SHR pada <i>heat pipe</i> R-134a dan tanpa <i>heat pipe</i>	60
Gambar 4.6 Grafik perbandingan selisih entalpi udara pada <i>heat pipe</i> R-22 dan tanpa <i>heat pipe</i>	62
Gambar 4.7 Grafik perbandingan selisih entalpi udara pada <i>heat pipe</i> R-22 dan tanpa <i>heat pipe</i>	63

DAFTAR TABEL

Tabel .2.1 Kesesuaian fluida kerja dengan kontainer pada <i>heat pipe</i>	15
Tabel 2.2 Ukuran pori-pori <i>wick</i> dan data permeabilitas	18
Tabel 2.3 Fluida kerja untuk <i>Heat pipe</i>	20
Tabel 2.4 Komposisi udara kering	24



BAB 1

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Idealnya, sebuah bangunan memiliki nilai estetis, berfungsi sebagai mana bangunan tersebut dirancang, memberikan rasa aman serta memberikan kenyamanan. Kenyamanan secara umum pada suatu bangunan dipengaruhi oleh berbagai faktor seperti kenyamanan termal, kebisingan, pencahayaan. Pengkondisian udara merupakan suatu cara dalam memberikan kenyamanan di sisi termal serta kualitas udara dalam suatu bangunan.

Dewasa ini, pengkondisian udara semakin marak sejak pertama kali ditemukan oleh Carrier pada tahun 1902. Teknologi pengkondisian udara telah berkembang sejak saat itu dan telah mengalami perbaikan dari waktu ke waktu. Berbagai jenis mesin pengkondisian udara telah di kembangkan dari *direct expansion* hingga *water chiller* dan telah menjadi bagian yang tidak terpisahkan bagi manusia pada saat ini. Mesin pendingin telah menjadi suatu kebutuhan utama untuk tempat-tempat umum seperti perkantoran, hotel, rumah sakit, mal, supermarket, bar dsb. yang ditempati banyak orang dimana kenyamanan udara menjadi sangat penting.

Indonesia sebagai negara beriklim tropis pada umumnya memiliki temperatur udara berkisar 28°C - 35°C dengan kelembaban relatif 70%-90%, sedangkan kondisi nyaman udara pada suatu bangunan temperatur 22°C-25°C dengan kelembaban relatif 40% hingga 60% (ASHRAE, 1989). Sehingga hampir semua pengkondisian udara di Indonesia dilakukan dengan penurunan temperatur dan kelembaban. Pada perkembangan beberapa akhir tahun ini, biaya operasional bangunan telah habis hingga 45% digunakan untuk pengkondisian udara (Arvin et al. (2001).

Heat pipe merupakan sebuah alat penukar kalor dengan kemampuan transfer panas yang sangat baik. Pertama kali *heat pipe* dikenalkan oleh Gaugler (Gaugler.R.S, 1944) pada tahun 1942 dan terus berkembang hingga saat ini.

Beberapa kajian *heat pipe* pada pengkondisian udara yang telah dilakukan, menunjukkan bahwa *heat pipe* dapat berfungsi sebagai pendingin awal (*pre-cooler*) dan pemanas (*reheater*), penghemat energi dan juga memiliki kapasitas sebagai penurun kelembaban. (Y.H. Yau, M. Ahmadzadehtalatapeh 2009)

Fakta ini mendorong penulis untuk merealisasikan sebuah penelitian dan kajian tentang *heat pipe* yang diaplikasikan pada pengkondisian udara sebagai pemulih panas dan perangkat penurun kelembaban, serta mengkaji karakteristik kinerja *heat pipe*.

1.2 Perumusan Masalah

Penggunaan sistem pengkondisian udara menggunakan *heat pipe* terutama di daerah beriklim tropis seperti Indonesia yang memiliki temperatur dan kelembaban yang tinggi dapat dijadikan sebagai alternatif dalam penghematan energi. Namun diperlukan karakterisasi kerja *heat pipe* untuk dapat diaplikasikan dalam pengkondisian udara sehingga memberikan perbaikan pada sistem pendingin yang konvensional. Salah satu upaya mendapatkan karakteristik kerja *heat pipe* tersebut adalah menggunakan variasi tekanan dan jenis refrigeran sebagai fluida kerja di dalam *heat pipe* dengan orientasi vertikal.

1.3 Tujuan Penelitian

- Mengetahui karakteristik *heat pipe* dengan variasi jenis dan tekanan refrigeran yang digunakan sebagai fluida kerja di dalam *heat pipe* dalam sistem pengkondisian udara dengan orientasi vertikal.
- Mengetahui kinerja *heat pipe* yang dilihat dari jumlah pemulihan panas dan penghematan energi.
- Membandingkan penggunaan energi sistem pengkondisian udara konvensional dengan sistem pengkondisian udara menggunakan *heat pipe* yang ditinjau dari pengaruh variasi jenis dan tekanan refrigeran yang digunakan sebagai fluida kerja di dalam *heat pipe*.

1.4 Batasan Masalah

Berikut merupakan batasan yang digunakan dalam laporan penelitian ini:

- Penggunaan refrigeran sebagai fluida kerja pengisi *heat pipe* menggunakan dua refrigeran yang berbeda, yaitu R-134a dan R-22.
- Besarnya tekanan refrigeran di dalam *heat pipe* divariasikan mendekati temperatur saturasi jenis refrigeran yang digunakan di dalam *heat pipe* sehingga besarnya tekanan refrigeran di dalam *heat pipe* yang menggunakan refrigeran R-134a dan R-22 tidak sama.
- Besarnya tekanan refrigeran R-134a di dalam *heat pipe* adalah 708,063 kPa (88 psig), 618,431 kPa (75 psig) dan 556,378 kPa (66 psig). Sedangkan tekanan refrigeran R-22 di dalam *heat pipe* adalah 1101,064 kPa (145 psig), 894,222 kPa (115 psig), 859,748 kPa (110 psig) dan 825,274 kPa (105 psig).

1.5 Metodologi Penelitian

Metodologi penelitian yang dilakukan adalah sebagai berikut :

1. Studi Literatur
Mengumpulkan informasi yang berkaitan dengan tema penelitian melalui studi literatur yang berasal dari buku-buku, jurnal dan internet.
2. Rancang Bangun Alat
Rancang bangun alat berupa pembuatan saluran udara (*ducting*) yang dilengkapi dengan insulasi sebagai tempat untuk melakukan percobaan sehingga mendapatkan karakterisasi *heat pipe* berdasarkan variasi yang ditentukan sebelumnya.
3. Kalibrasi alat uji
Kalibrasi dilakukan untuk mengkondisikan alat ukur yang akan digunakan pada penelitian agar sesuai dengan standar rancangannya sehingga hasil pengukuran yang diperoleh lebih akurat. Kalibrasi dilakukan pada termokopel, alat pengukur tekanan dan alat timbang.
4. Pengecekan sistem

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

5. Pengujian sistem

Pengujian sistem dilakukan dengan cara mengamati temperatur pada beberapa titik di dalam saluran udara (*ducting*) menggunakan termokopel melalui instrumen data akuisisi yang terhubung dengan komputer untuk merekam data temperatur di titik-titik tersebut. Serta mengukur kelembaban udara pada titik-titik tersebut menggunakan *RH meter*.

6. Analisa dan Kesimpulan Hasil Pengujian

Analisa dilakukan dengan mengolah data hasil penelitian kemudian menarik kesimpulan hasil penelitian.

I.6 Sistematika Penulisan

Berikut merupakan sistematika penulisan dalam laporan penelitian ini:

BAB I PENDAHULUAN

Bab ini berisi tentang latar belakang penelitian, perumusan masalah, tujuan penulisan, pembatasan masalah, metodologi penelitian, dan sistematika penulisan.

BAB II DASAR TEORI

Bab ini menjelaskan tentang teori-teori yang menunjang penelitian ini. Dasar teori meliputi prinsip kerja, jenis dan konstruksi *heat pipe*, proses pengkondisian udara, sistem saluran udara dan teori lainnya yang terkait dengan penelitian ini.

BAB III METODE PENELITIAN

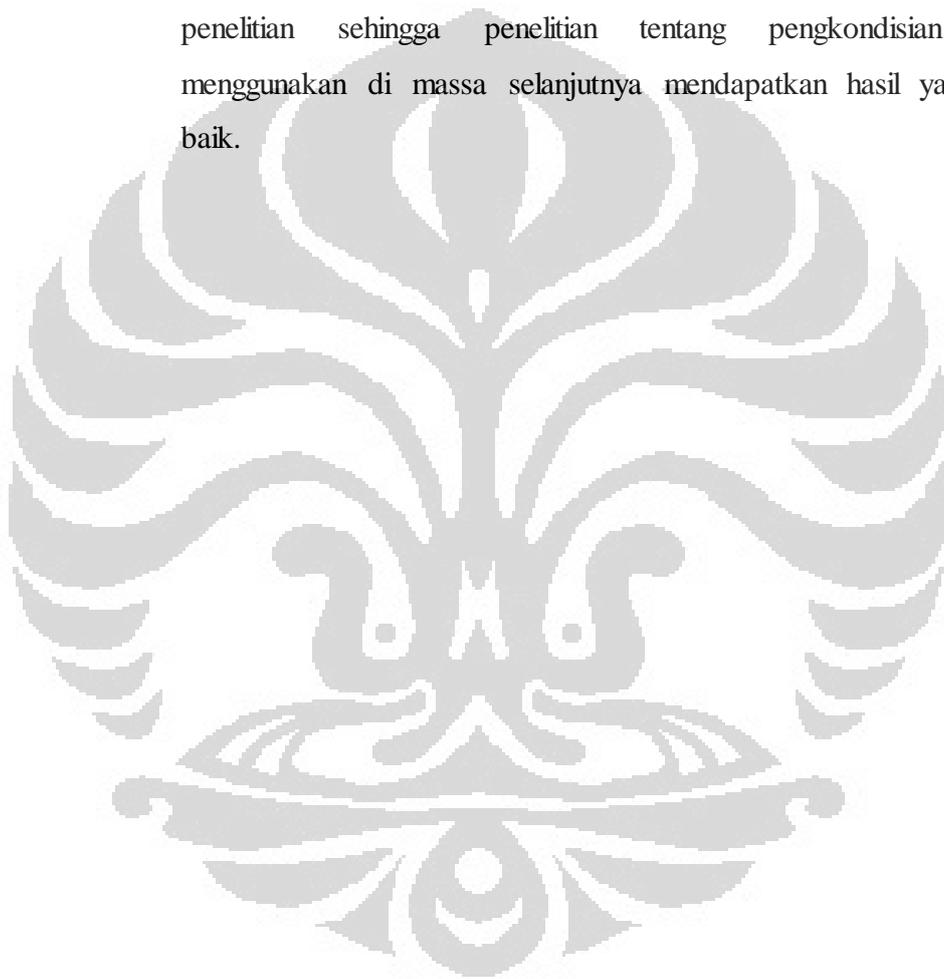
Bab ini berisi proses penelitian yang dilakukan, mulai dari persiapan, pengujian dan pengambilan serta pengolahan data.

BAB IV HASIL DAN ANALISA

Bab ini menjelaskan tentang penyajian data hasil penelitian beserta analisa untuk menjelaskan fenomena yang terjadi dalam proses pengkondisian udara menggunakan *heat pipe*. Analisa tersebut akan dijadikan acuan dalam penarikan kesimpulan

BAB V KESIMPULAN

Bab ini menjelaskan tentang kesimpulan dan saran dari hasil penelitian sehingga penelitian tentang pengkondisian udara menggunakan di massa selanjutnya mendapatkan hasil yang lebih baik.



BAB 2

LANDASAN TEORI

2.1 Sistem Refrigerasi

Refrigerasi adalah proses pelepasan kalor dari suatu benda atau ruangan sehingga temperatur benda atau ruangan tersebut menjadi lebih dingin dibandingkan dengan temperatur lingkungan di sekitarnya. Sistem refrigerasi merupakan kombinasi dari komponen dan peralatan yang terhubung secara berurutan untuk menghasilkan efek refrigerasi. Dalam sistem refrigerasi diperlukan fluida kerja yang berfungsi sebagai penyerap dan pemindah kalor yang disebut refrigeran. Refrigeran menyerap kalor ketika dalam keadaan temperatur dan tekanan yang rendah dan melepas panas ketika memiliki temperatur dan tekanan yang tinggi. Umumnya, refrigeran memanfaatkan perubahan fasa dalam proses penyerapan kalor atau evaporasi dari bentuk cair menjadi bentuk uap. Sebaliknya, ketika terjadi pelepasan kalor atau kondensasi, refrigeran berubah fasa dari gas menjadi cair. Sistem refrigerasi dapat digunakan dalam berbagai macam aplikasi, salah satunya adalah pendingin ruangan.

2.1.1 Komponen Utama Sistem Refrigerasi

Sistem refrigerasi umumnya terdiri dari beberapa komponen utama antara lain, kompresor, kondensor, katup ekspansi, evaporator.

2.1.1.1 Kompresor

Dalam siklus refrigerasi, kompresor berfungsi untuk memampatkan fluida pendingin berupa refrigeran dari evaporator yang berfase gas dengan tekanan rendah sehingga memiliki tekanan yang lebih tinggi dan secara bersamaan kenaikan tekanan tersebut akan menyebabkan kenaikan temperatur. Selain itu, kompresor juga berfungsi sebagai alat sirkulasi refrigeran pada sistem refrigerasi, sehingga evaporator dapat mencapai tekanan dan temperatur diinginkan.

Berdasarkan cara kompresinya, kompresor dibagi menjadi dua jenis, yaitu kompresor perpindahan positif (*positive displacement*) dan

kompresor dinamis. Kompresor perpindahan positif memanfaatkan perubahan ruang kompresi untuk memampatkan refrigeran sedangkan kompresor dinamis meningkatkan tekanan refrigeran melalui perubahan momentum sudut antara elemen mekanik yang berputar dengan fluida yang akan dikompresi.

Adapun jenis-jenis kompresor yang termasuk ke dalam jenis kompresor perpindahan positif, antara lain:

- Kompresor Torak

Kompresor torak atau kompresor bolak-balik pada dasarnya adalah mengubah gerakan putar dari motor penggerak menjadi gerak bolak-balik torak/piston. Gerakan ini diperoleh dengan menggunakan poros engkol dan batang penggerak yang menghasilkan gerak bolak-balik pada torak.

- Kompresor Rotasi

Ada dua jenis kompresor yang termasuk ke dalam kelompok kompresor rotasi, yaitu kompresor sekrup dan kompresor sudu lurus. Kompresor sudu lurus memiliki sebuah rotor yang memiliki sudu-sudu dan berputar di dalam sebuah stator berbentuk silinder yang dipasang secara eksentrik. Sudu-sudu dipasang pada alur di sekeliling rotor dan didorong oleh gaya sentrifugal yang timbul saat rotor berputar sehingga selalu rapat dengan dinding silinder. Sedangkan kompresor sekrup terdiri dari sebuah penutup kompresor yang didalamnya terdapat sepasang rotor, yang memiliki arah putar berlawanan.

2.1.1.2 Kondensor

Kondensor merupakan alat penukar kalor yang berfungsi untuk melakukan kondensasi pada refrigeran. Dengan melepas kalor dari refrigeran yang mulanya berfasa gas menjadi fasa cair. Ada berbagai macam jenis kondensor tersedia. Berdasarkan media pendinginnya, kondensor dibagi menjadi tiga jenis, yaitu kondensor berpendingin udara, kondensor berpendingin air dan kondensor evaporatif. Dalam pemilihan kondensor, hal yang perlu diperhatikan antara lain, ukuran dan berat dari

unit kondensor tersebut, kondisi cuaca, lokasi, ketersediaan listrik dan ketersediaan air.

Jenis kondensor baik yang berpendingin udara maupun yang berpendingin air dapat dibedakan berdasarkan bentuknya, antara lain, *shell and tube*, *shell and coil* dan *tube in tube*.

2.1.13 Evaporator

Evaporator merupakan komponen yang bertugas untuk menangkap panas dalam sistem refrigerasi sehingga menghasilkan efek pendinginan. Kalor yang diterima evaporator akan diserap oleh refrigeran sehingga terjadi proses evaporasi. Secara umum, evaporator dapat dibedakan menjadi dua jenis media yang didinginkan, yaitu evaporator pendingin langsung (*direct cooler evaporator*) dan evaporator pendingin tidak langsung (*indirect cooler evaporator*).

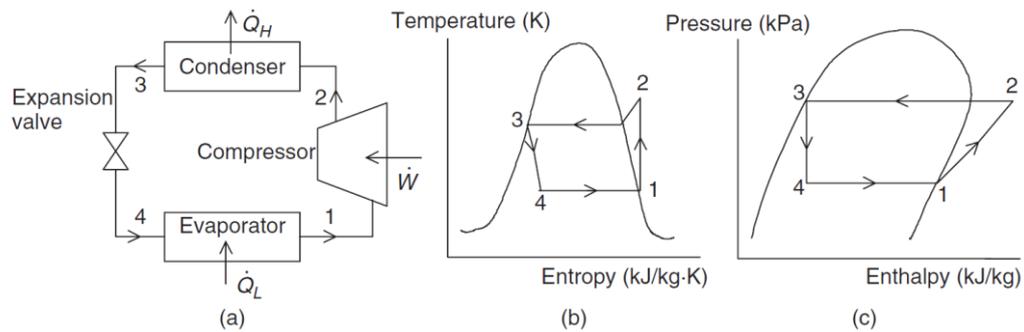
2.1.1.4 Katup Ekspansi

Katup ekspansi (*expansion valve*) atau juga disebut katup penghambat (*throttling valve*) berfungsi untuk mengurangi tekanan kondensat refrigeran yang keluar dari kondensor sehingga sesuai dengan tekanan yang dibutuhkan pada evaporator. Dengan penggunaan katup ekspansi, pengaturan aliran refrigeran yang akan memasuki bagian evaporator dapat dikontrol agar sesuai dengan beban pendinginan.

Ada empat jenis katup ekspansi yang paling banyak digunakan dalam sistem pengondisi udara, diantaranya katup ekspansi termostatik (*thermostatic expansion valves*), katub ekspansi tekanan konstan (*constant pressure expansion valves*), katub melayang (*float valves*) dan pipa kapiler (*capillary tube*).

2.1.2 Sistem Refrigerasi Kompresi Uap

Sistem refrigerasi Kompresi uap merupakan sistem refrigerasi yang paling banyak digunakan, termasuk dalam aplikasi pengkondisian udara. Sistem refrigerasi kompresi uap terdiri dari empat proses termal, yaitu evaporasi, kompresi, kondensasi dan ekspansi.



Gambar 2.1 Sistem refrigerasi kompresi uap, (a) diagram skematik,

(b) Diagram $T-s$, (c) Diagram $P-h$

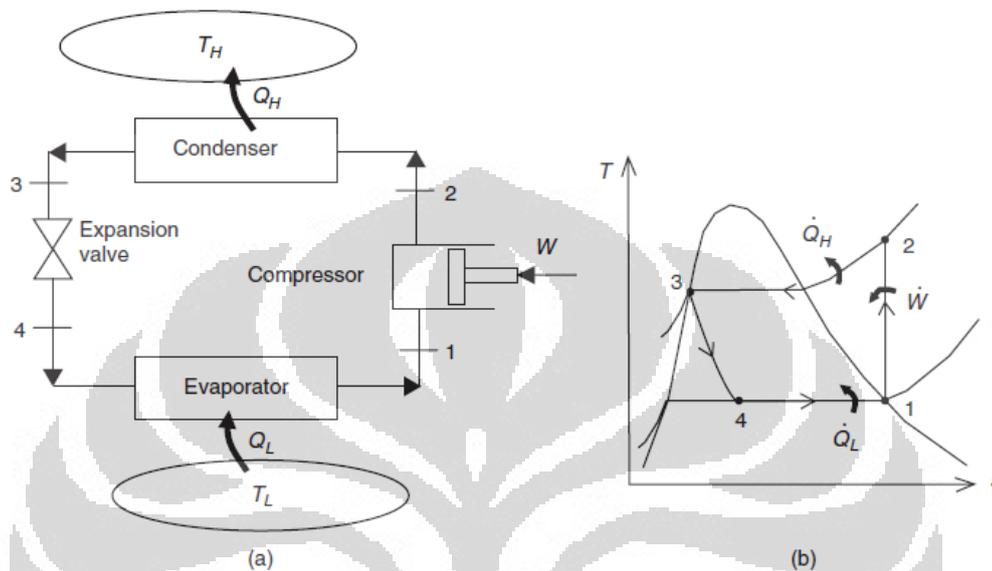
(Dincer & Kanoglu, 2010)

Gambar 2.1a merupakan diagram skematik dari sistem refrigerasi kompresi uap. Namun untuk lebih memahami sistem refrigerasi ini, siklus refrigerasi juga dapat digambarkan melalui diagram temperatur-entropi ($T-s$) dan diagram tekanan-entalpi ($p-h$). Berikut merupakan penjelasan dari setiap proses berdasarkan diagram di atas:

- (1-2) Kompresi adiabatik reversibel. Ketika keluar dari evaporator, refrigeran berfasa gas dan memiliki tekanan uap yang rendah. Akibat adanya kerja dari kompresor, tekanan uap dan temperatur refrigeran menjadi lebih tinggi dan bergerak menuju kondensor.
- (2-3) Pelepasan kalor pada tekanan konstan. Pada bagian kondensor, refrigeran memiliki tekanan uap dan temperatur yang tinggi sehingga dapat melepaskan kalor keluar. Akibat pelepasan kalor tersebut, refrigeran terkondensasi.
- (3-4) Ekspansi ireversibel pada tekanan konstan. Refrigeran yang berfasa cair setelah keluar dari kondensor, memasuki bagian katup ekspansi sehingga temperatur dan tekanannya tereduksi.
- (4-1) Penerimaan panas reversibel pada tekanan konstan. Setelah melewati katup ekspansi, refrigeran yang berfasa cair melewati bagian evaporator. Pada bagian evaporator terjadi proses penerimaan kalor oleh refrigeran sehingga menghasilkan efek pendinginan yang menyebabkan lingkungan sekitar menjadi lebih dingin serta mengubah fasa evaporator menjadi gas sebelum memasuki kompresor kembali.

2.1.3 Kinerja Sistem Refrigerasi Kompresi Uap

Untuk mengetahui kinerja sistem refrigerasi kompresi uap ideal dapat dianalisa menggunakan kesetimbangan energi yang terjadi pada setiap proses refrigerasi.



Gambar 2.2 Sistem refrigerasi kompresi uap ideal, (a) diagram skematik, (b) Diagram $T-s$ (Dincer & Kanoglu, 2010)

Berikut merupakan persamaan yang digunakan untuk mengetahui kinerja sistem refrigerasi pada setiap komponen.

- Kompresor

$$\begin{aligned} \dot{E}_{in} &= \dot{E}_{out} \\ \dot{m} h_1 + \dot{W} &= \dot{m} h_2 \\ \dot{W} &= \dot{m} (h_2 - h_1) \end{aligned} \quad (2.1)$$

dengan:

\dot{m} = laju aliran masa refrigeran (kg/s)

h = entalpi (kJ/kg)

\dot{W} = daya kompresor (kW)

- Kondensator

$$\begin{aligned}\dot{m} h_2 &= \dot{m} h_3 + \dot{Q}_H \\ \dot{Q}_H &= \dot{m}(h_2 - h_3)\end{aligned}\quad (2.2)$$

dengan:

\dot{Q}_H = kalor yang dilepas kondensator ke lingkungan yang bertemperatur tinggi(kW)

- Katup ekspansi

$$\begin{aligned}\dot{m} h_3 &= \dot{m} h_4 \\ h_3 &= h_4\end{aligned}\quad (2.3)$$

- Evaporator

$$\begin{aligned}\dot{m} h_4 + \dot{Q}_L &= \dot{m} h_1 \\ \dot{Q}_L &= \dot{m}(h_4 - h_1)\end{aligned}\quad (2.4)$$

dengan:

\dot{Q}_L = kalor yang diserap evaporator dari lingkungan yang bertemperatur rendah (kW)

- Kestimbangan energi untuk keseluruhan sistem refrigerasi

$$W + \dot{Q}_L = \dot{Q}_H \quad (2.5)$$

- Kofesien kinerja (*Coefficient of Performance*) dari sistem refrigerasi

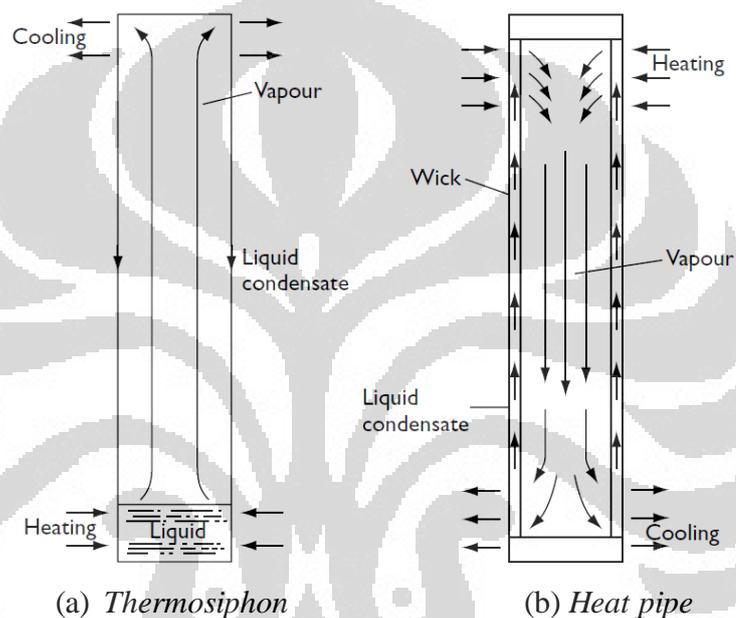
$$COP = \frac{\dot{Q}_L}{W} \quad (2.6)$$

Persamaan-persamaan di atas, dikutip dari ASHRAE (ASHRAE, 2001)

2.2 Heat pipe

Heat pipe merupakan alat sederhana yang memiliki konduktivitas termal yang tinggi dan tidak memiliki bagian bergerak namun dapat mentransfer panas dalam jumlah yang besar dengan perbedaan temperatur yang sangat kecil antara sisi evaporator dan sisi kondensator tanpa membutuhkan listrik sebagai sumber daya tambahan (Faghri, 1995). Pengembangan *heat pipe* awalnya dimulai oleh

Angier March Perkins yang menggunakan konsep fluida kerja satu fasa. Pada tahun 1839 tabung kedap udara yang menggunakan konsep kerja tersebut dipatenkan olehnya. Konsep awal *heat pipe* tersebut kemudian dikembangkan oleh Jacob Perkins yang masih keturunan dari Angier March Perkins menjadi sebuah alat yang dinamakan tabung perkins yang merupakan awal dari *thermosiphon*. Pada tahun 1942 Ide awal *heat pipe* modern yang menggunakan media kapilaritas dicetuskan oleh R.S Gaugler.

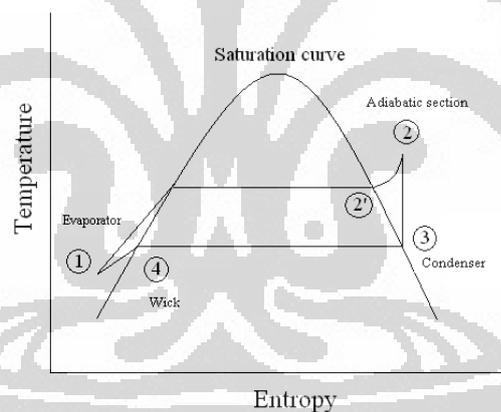


Gambar 2.3 Perbandingan *Thermosiphon* dan *Heat pipe*
(Reay & Kew, 2006)

Pada dasarnya, *heat pipe* memiliki prinsip kerja yang hampir sama dengan *thermosiphon*. *Thermosiphon* merupakan sebuah tabung yang di dalamnya terdapat fluida kerja yang dapat berupa air, refrigeran ataupun jenis fluida lainnya. Udara yang terdapat di dalam *thermosiphon* dikeluarkan sebelum diisi dengan fluida kerja. *Thermosiphon* terdiri dari tiga bagian utama, yaitu sisi evaporator, sisi adiabatik dan sisi kondensor. Kalor diserap pada sisi evaporator pada *thermosiphon* sehingga mengakibatkan fluida kerja menguap hingga ke sisi kondensor melalui sisi adiabatik. Saat berada pada bagian kondensor fluida kerja mengalami pendinginan sehingga fluida tersebut terkondensasi dan kembali ke sisi evaporator dengan bantuan gravitasi. Pada proses tersebut terjadi perpindahan

panas akibat perubahan kalor yang besar akibat perubahan kalor laten pada fluida kerja.

Thermosiphon sederhana memiliki keterbatasan karena hanya memanfaatkan gaya gravitasi untuk mengembalikan kondensat dari sisi kondensor menuju sisi evaporator. Perbedaan yang mendasar antara *thermosiphon* dan *heat pipe* adalah ada atau tidaknya *wick* sebagai media kapilaritas. Pada *heat pipe* dengan adanya *wick*, proses perpindahan kondensat dari sisi kondensor ke sisi evaporator tidak hanya terbatas dengan memanfaatkan gaya gravitasi, namun dibantu dengan gaya kapilaritas melalui pori-pori yang terdapat pada *wick*. Dengan demikian penggunaan *heat pipe* tidak terbatas hanya pada orientasi vertikal namun dapat digunakan dalam beragam orientasi. *Wick* dapat berupa lapisan kawat kasa ataupun material lain yang memiliki pori-pori yang rapat dan konduktivitas termal yang baik untuk membantu proses kapilaritas dan perpindahan kalor.



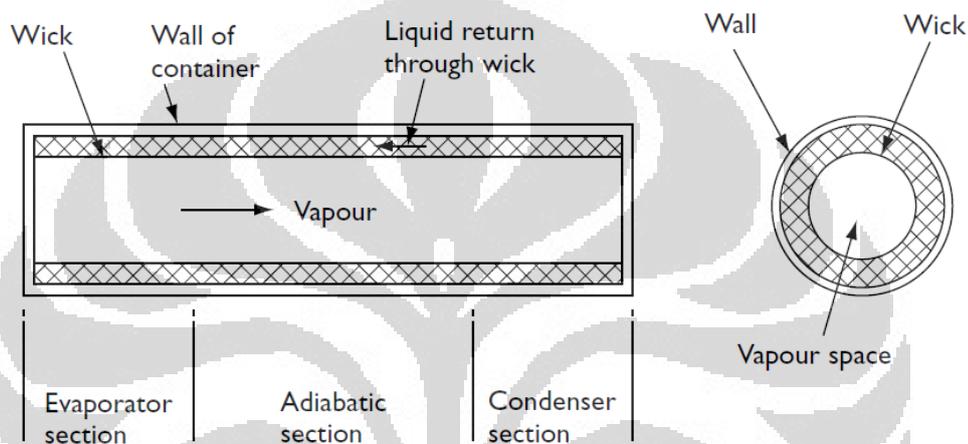
Gambar 2.4 Siklus termodinamika pada *heat pipe*

Siklus termodinamika ideal pada *heat pipe* dapat dilihat pada Gambar 2.x. Pada titik 1 – 2 panas diterima sisi evaporator *heat pipe* sehingga mengakibatkan fluida kerja di dalam *heat pipe* terevaporasi hingga titik saturasi uap (2') atau titik *superheated* uap (2). Tekanan uap yang mendorong uap melalui bagian adiabatik ke kondensor seperti yang terjadi pada titik 2 - 3. Pada titik 3 – 4 yang berlangsung di sisi kondensor, terjadi kondensasi uap dari fluida kerja sehingga kembali ke fasa cair akibat pelepasan kalor. Ketika fluida kerja berfasa cair, tekanan kapilaritas dari *wick* akan memompa kondensat menuju sisi evaporator

pada *heat pipe* seperti yang terjadi pada titik 4 -1. Rangkaian proses di atas selalu berulang dan membentuk sebuah siklus yang menggambarkan proses kerja dari sebuah *heat pipe*.

2.2.1 Komponen *Heat pipe*

Dalam proses pembuatan *heat pipe*, ada tiga bagian dasar yang menjadi komponen utama, meliputi material pembungkus atau kontainer, fluida kerja dan *wick* seperti terlihat pada Gambar 2.2.



Gambar 2.5 Komponen-komponen pada *heat pipe*

(Reay & Kew, 2006)

2.2.3.1 Kontainer

Kontainer pada *heat pipe* merupakan komponen yang berfungsi untuk mengisolasi fluida kerja agar tidak terbang ke lingkungan untuk menjaga siklus di dalam *heat pipe*, oleh karena itu kontainer harus melewati tahap pengetesan kebocoran sebelum dapat digunakan. Selain itu, kontainer juga berfungsi untuk melakukan perpindahan panas dari lingkungan ke bagian dalam *heat pipe* yang berisi fluida kerja. Material yang digunakan sebagai kontainer harus memiliki konduktivitas termal yang baik untuk memaksimalkan kinerja *heat pipe* dengan mencegah penurunan temperatur dari bagian luar ke bagian dalam *heat pipe* berupa *wick* dan fluida kerja. Material kontainer juga harus memiliki kompatibilitas dengan fluida kerja maupun lingkungan kerja di luar untuk mencegah

terjadinya korosi akibat reaksi kimia sehingga kinerja *heat pipe* secara keseluruhan tetap terjaga.

Tabel .2.1 Kesesuaian fluida kerja dengan kontainer pada *heat pipe*
(Groll et al., 1998)

Kesesuaian fluida kerja dengan kontainer		
Fluida kerja	Direkomendasikan	Tidak direkomendasikan
Ammonia	Aluminium Carbon steel Nickel Stainless steel	Copper
Aceton	Copper Silica Aluminium' Stainless steel'	
Methanol	Copper Stainless steel Silica	Aluminium
Water	Copper Monel 347 Stainles steel''	Stainless steel Aluminium Silica Inconel Nickel Carbon steel
Dowtherm A	Copper Silica Stainless steel'''	
Potassium	Stainless steel Inconel	Titanium
Sodium	Stainless steel Inconel	Titanium

Tidak hanya tahan terhadap korosi, material kontainer harus memiliki porositas yang kecil dan memiliki kekuatan yang baik agar tidak ada fluida kerja yang masuk ke dalam dinding kontainer atau bahkan keluar dari dinding kontainer karena tekanan di dalam kontainer yang

tinggi. Pemilihan material pada kontainer sebaiknya memperhatikan kemudahan fabrikasinya, seperti kemudahan pengelasan dan permesinan.

2.2.3.2 Wick

Pada sebuah *heat pipe*, *wick* menyelimuti dinding bagian dalam kontainer dengan jumlah lapisan tertentu. Fungsi utama *wick* untuk menghasilkan tekanan kapilaritas fluida kerja di dalam kontainer fluida kerja mengalami kondensasi dari sisi kondensor ke sisi evaporator. Selain sebagai media kapilaritas, *wick* juga berfungsi untuk mendistribusikan fluida kerja pada sisi evaporator *heat pipe* sehingga terjadi perpindahan kalor yang merata.

Tekanan kapilaritas pada *wick* dapat ditingkatkan dengan cara memperkecil ukuran pori-porinya. Namun, apabila ukuran pori-pori terlalu kecil akan mempengaruhi permeabilitas atau kemampuan *wick* untuk ditembus oleh fluida menjadi semakin sulit. Faktor lain yang mempengaruhi kinerja *wick* adalah ketebalan. Ketebalan *wick* akan berpengaruh terhadap besarnya tekanan kapilaritas dan proses perpindahan kalor. Tekanan kapilaritas akan bertambah seiring dengan penambahan ketebalan *wick*. Namun, akibat penambahan tebal *wick* tersebut akan menghasilkan hambatan termal yang lebih besar sehingga mengurangi aliran kalor ke fluida kerja yang berada di dalam *heat pipe*.



Gambar 2.6 Struktur *wick*: (a) *Mesh*. (b) *Sintered*, (c) *Grooved*
(Thermolab, 2010)

Ada tiga jenis struktur *wick* yang umumnya digunakan pada *heat pipe*, diantaranya struktur *mesh*, *sintered* dan beralur (*grooved*). *Wick* dengan struktur *mesh* menggunakan material dengan lapisan yang berpori-pori untuk menghasilkan tekanan kapilaritas pada dinding bagian dalam kontainer. Material yang umum digunakan pada *wick* dengan struktur *mesh* antara lain, *stainless steel* dan tembaga. *Wick* dengan struktur *mesh* dapat digunakan pada orientasi vertikal dengan bantuan gravitasi maupun horizontal. Proses pembuatan *wick* dengan struktur *sintered* dilakukan dengan cara difusi bubuk partikel dan bagian dalam tabung atau disebut *sintering* agar menghasilkan permukaan yang berpori. Sedangkan untuk struktur *wick* beralur dilakukan dengan proses ekstrusi dan penggaluran.

2.2.3.4 Fluida Kerja

Prinsip kerja *heat pipe* yaitu memanfaatkan siklus evaporasi dan kondensasi dari fluida kerja sehingga *heat pipe* menghasilkan konduktivitas termal yang tinggi. Dalam pemilihan fluida kerja yang digunakan di dalam *heat pipe*, faktor yang paling penting adalah jangkauan temperatur kerja *heat pipe* tersebut. Apabila temperatur kerja *heat pipe* terlalu tinggi, maka fluida kerja akan terevaporasi seluruhnya dan tidak dapat terkondensasi. Namun sebaliknya, apabila temperatur kerja lebih rendah maka fluida kerja di dalam *heat pipe* tidak dapat terevaporasi. Untuk mengantisipasi hal tersebut, harus diketahui temperatur kerja *heat pipe* yang disesuaikan dengan tekanan dan temperatur saturasi fluida kerja yang digunakan. Dengan demikian, proses evaporasi dan kondensasi pada *heat pipe* dapat diprediksi.

Tabel 2.2 Ukuran pori-pori *wick* dan data permeabilitas

Material and mesh size	Capillary height ¹ (cm)	Pore radius (cm)	Permeability (m ²)	Porosity (%)
Copper powder (sintered) [32]	156.8	0.0009	1.74×10^{-12}	52
Copper powder (sintered) [34]				
45 – 56 μ	–	0.0009	–	28.7
100 – 145 μ	–	0.0021	–	30.5
150 – 200 μ	–	0.0037	–	35
Nickel 50 [29]	4.8	–	–	62.5
50 [35]	–	0.0305	6.635×10^{-10}	–
Copper 60 [32]	3.0	–	8.4×10^{-10}	–
Nickel 60 [34]	–	0.009	–	–
100 [35]	–	0.0131	1.523×10^{-10}	–
100 [36]	–	–	2.48×10^{-10}	–
120 [32]	5.4	–	6.00×10^{-10}	–
120 ³ [32]	7.9	0.019	3.50×10^{-10}	–
2 ⁵ × 120 [37]	–	–	1.35×10^{-10}	–
120 [38]	–	–	1.35×10^{-10}	–
S/s 180 (22 °C) [39]	8.0	–	0.5×10^{-10}	–
2 × 180 (22 °C) [39]	9.0	–	0.65×10^{-10}	–
200 [34]	–	0.0061	0.771×10^{-10}	–
200 [32]	–	–	0.520×10^{-10}	–
Nickel 200 [29]	23.4	0.004	0.62×10^{-10}	68.9
2 × 200 [37]	–	–	0.81×10^{-10}	–
Phosp./brönze 200 [40]	–	0.003	0.46×10^{-10}	67
Titanium 2 × 200 [34]	–	0.0015	–	67
4 × 200 [34]	–	0.0015	–	68.4
250 [36]	–	–	0.302×10^{-10}	–
Nickel ³ 2 × 250 [34]	–	0.002	–	66.4
4 × 250 [34]	–	0.002	–	66.5
325 [34]	–	0.0032	–	–
Phosp/bronze [38]	–	0.0021	0.296×10^{-10}	67
S/s (twill) 80 ⁴ [41]	–	0.013	2.57×10^{-10}	–
90 ⁴ [41]	–	0.011	1.28×10^{-10}	–
120 ⁴ [41]	–	0.008	0.79×10^{-10}	–
250 [37]	–	0.0051	–	–
270 [37]	–	0.0041	–	–
400 [37]	–	0.0029	–	–
450 [41]	–	0.0029	–	–

(Sumber : David Rey dan Peter Kew. 2006)

Material and mesh size	Capillary height ¹ (cm)	Pore radius (cm)	Permeability (m ²)	Porosity (%)
Glass fibre [29]	25.4	–	0.061×10^{-11}	–
Refrasil				
sleeving [29]	22.0	–	0.104×10^{-10}	–
Refrasil (bulk) [30]	–	–	0.18×10^{-10}	–
Refrasil (batt) [30]	–	–	1.00×10^{-10}	–
Monel beads [31]				
30–40	14.6	0.052 ²	4.15×10^{-10}	40
70–80	39.5	0.019 ²	0.78×10^{-10}	40
100–140	64.6	0.013 ²	0.33×10^{-10}	40
140–200	75.0	0.009	0.11×10^{-10}	40
Felt metal [32]				
FM1006	10.0	0.004	1.55×10^{-10}	–
FM1205	–	0.008	2.54×10^{-10}	–
Nickel powder [29]				
200 μ	24.6	0.038	0.027×10^{-10}	–
500 μ	> 40.0	0.004	0.081×10^{-11}	–
Nickel fibre [29]				
0.01 mm dia.	> 40.0	0.001	0.015×10^{-11}	68.9
Nickel felt [33]	–	0.017	6.0×10^{-10}	89
Nickel foam [33]				
Ampornik 220.5	–	0.023	3.8×10^{-9}	96
Copper foam [33]				
Amporcop 220.5	–	0.021	1.9×10^{-9}	91
Copper powder (sintered) [32]	156.8	0.0009	1.74×10^{-12}	52

Selain temperatur kerja *heat pipe*, hal yang perlu diperhatikan adalah kompatibilitas atau kesesuaian antara fluida kerja dengan *wick* maupun kontainer sehingga tidak menimbulkan efek negatif, seperti korosi dan kebocoran ketika dioperasikan. Pemilihan fluida kerja yang memiliki jangkauan temperatur yang besar akan meningkatkan kemampuan perpindahan kalor dari *heat pipe*. Pada Tabel 2.1 disajikan fluida yang umumnya digunakan pada *heat pipe*.

Tabel 2.3 Fluida kerja untuk *Heat pipe*
(Sumber: David Reay dan Peter Kew, 2006)

Medium	Titik Lebur (°C)	Titik didih pada tekanan ATM (°C)	Temperatur operasi (°C)
Helium	-271	-261	-271 s/d -269
Nitrogen	-210	-196	-203 s/d -160
Ammonia	-78	-33	-60 s/d 100
Pentane	-130	28	-20 s/d 120
Acetone	-95	57	0 s/d 120
Methanol	-98	64	10 s/d 130
Flutec PP2	-50	76	10 s/d 160
Ethanol	-112	78	0 s/d 130
Heptane	-90	98	0 s/d 150
Water	0	100	30 s/d 200
Toluene	-95	110	50 s/d 200
Flutec PP9	-70	160	0 s/d 225
Thenex2	12	257	150 s/d 350
Mercury	-39	361	250 s/d 650
Caesium	29	670	450 s/d 900
Potassium	62	774	500 s/d 1000
Sodium	98	892	600 s/d 1200
Lithium	179	1340	1000 s/d 1800
Silver	960	2212	1800 s/d 2300

2.2.2 Latar Belakang Teoritis pada *Heat pipe*

2.2.2.1 Gravitational Head

Perbedaan tekanan ΔP_g karena tekanan hidrostatik dapat bernilai positif, negatif atau pun nol bergantung pada posisi kondensor relatif terhadap evaporator. Secara teori besar beda tekanan hidrostatik didefinisikan dengan persamaan:

$$\Delta P_g = \rho g l \sin \theta \quad (2.7)$$

dimana,

ρ = masa jenis working fluida dalam fasa liquid [kg/m³]

g = adalah percepatan gravitasi [9.81 m/s^2]

l = panjang *heat pipe* [m]

θ = sudut antara *heat pipe* dan garis horizontal (bernilai positif jika kondensator berada dibawah evaporator)

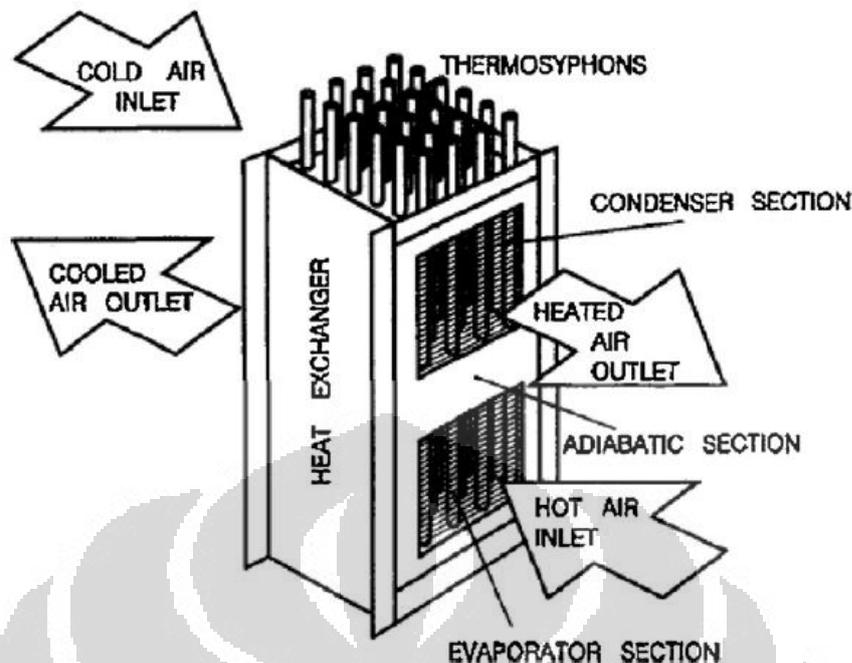
2.2.2.2 Tegangan Permukaan dan Kapilaritas

Tegangan permukaan adalah gaya yang diakibatkan oleh suatu benda yang bekerja pada permukaan zat cair sepanjang permukaan yang menyentuh benda tersebut. Semua fluida memiliki tegangan permukaan. Tegangan permukaan didefinisikan gaya persatuan panjang yang harus dikerjakan sejajar permukaan untuk mengimbangi gaya tarikan ke dalam pada cairan. Hal tersebut terjadi karena pada permukaan, gaya adhesi antara cairan dan udara lebih kecil dari pada gaya kohesi antara molekul cairan sehingga menyebabkan terjadinya gaya ke dalam pada permukaan cairan. Tegangan antar muka adalah gaya persatuan panjang yang terdapat pada antarmuka dua fase cair yang tidak bercampur.

Tekanan kapilaritas berfungsi sebagai pengalir fluida kerja berfase cair dari kondensator ke evaporator melalui *wick* sehingga terbentuk sirkulasi dalam *heat pipe*. Kapilaritas adalah kemampuan untuk menahan perbedaan tekanan antar cairan dengan gas atau uap dalam sebuah struktur berongga.

2.2.3 Aplikasi *Heat pipe* pada Sistem Pengkondisian Udara

Salah satu tujuan pengkondisian udara adalah untuk mencapai kondisi kenyamanan normal manusia. Kondisi kenyamanan normal pada manusia tersebut berada pada rentang temperatur $22 - 25^\circ\text{C}$ dengan kelembaban relatif antara $40 - 60\%$ (ASHRAE, 1989). Pada daerah yang memiliki iklim tropis, untuk memenuhi kondisi kenyamanan tersebut diperlukan setidaknya dua tahap pengkondisian udara, yaitu pendinginan dan penurunan kelembaban udara.



Gambar 2.7 Penggunaan *heat pipe* sebagai *pre-cooling* dan penurun kelembaban (Srimuang & Amatachaya, 2012)

Salah satu cara yang cukup efektif untuk menanggulangi masalah tersebut adalah *heat pipe*. Dalam pengkondisian udara, sisi evaporator *heat pipe* memiliki fungsi sebagai pendinginan awal (*pre-cooler*) udara masuk sebelum melewati koil pendingin pada perangkat pengondisi udara konvensional sehingga mengurangi beban pendinginan. Di bagian lainnya, yaitu pada sisi kondensor *heat pipe* berfungsi sebagai pemanas (*reheater*) udara yang telah melewati koil pendingin untuk mengurangi kelembaban relatif. Penggunaan sisi kondensor *heat pipe* dalam pengkondisian udara dapat menurunkan kelembaban relatif hingga dibawah 70% (Wu, Johnson, & Akbarzadeh, 1997). Apabila dibandingkan dengan perangkat pengkondisian udara konvensional, penggunaan *heat pipe* dinilai lebih hemat energi karena tidak diperlukan sumber daya tambahan seperti listrik untuk melakukan proses pendinginan awal maupun proses pemanasan.

2.3 Psychrometric

Psychrometric ialah pengetahuan untuk menentukan sifat-sifat termodinamika untuk menganalisis kondisi-kondisi dan proses-proses yang berhubungan dengan udara basah (*moist air*). Udara di atmosfer mengandung

berbagai komponen gas dan uap air serta sejumlah kontaminan seperti asap, debu dan gas polutan.

Udara kering (*dry air*) adalah ketika udara atmosfer tidak mengandung uap air dan kontaminan. Komposisi udara kering relatif konstan, namun terjadi sedikit variasi dalam jumlah yang dipengaruhi oleh waktu, letak geografis dan ketinggian. Massa molekul relatif dari udara kering ini bernilai 28.9645 mol^{-1} yang didapat dengan menghitung komposisi gas yang terdapat pada udara kering. Komposisi udara kering dapat dilihat pada Tabel 2.4

Udara basah (*moist air*) adalah campuran dari dua komponen udara yaitu udara kering dan uap air (*water vapor*). Jumlah uap air di dalam udara basah bervariasi, mulai dari nol (udara kering) sampai maksimum. Jumlah kandungan maksimum udara basah tergantung dari temperatur dan tekanan. Udara basah yang mengandung uap air maksimum disebut udara dalam keadaan jenuh (saturasi). Pada keadaan ini udara berada dalam keadaan keseimbangan antara fasa udara basah dan air (cair atau padat). Massa molekul relatif untuk uap air adalah $18.01528 \text{ mol}^{-1}$.

Tabel 2.4 Komposisi udara kering

(Sumber: Harrison, 1965)

Unsur	Persen volume
Nitrogen	78,084
Oksigen	20,9476
Argon	0,934
Karbondioksida	0,0314
Neon	0,001818
Helium	0,000524
Metan	0,00015
Sulfurdioksida	0 s/d 0,001
Hidrogen	0,00005

2.3.1 Parameter Kelembaban

- Rasio kelembaban (*Humidity Ratio*, W) merupakan perbandingan masa dari uap air dan massa udara kering.

$$W = M_w/M_{da} \quad (2.8)$$

dengan,

M_w = massa uap air

M_{da} = massa udara kering

Rasio kelembaban juga dapat dihitung melalui perkalian antara perbandingan fraksi mol dan perbandingan massa molekul relatif.

$$W = \left(\frac{Mr_w}{Mr_{da}} \right) \left(\frac{x_w}{x_{da}} \right)$$

$$W = 0,62198 \left(\frac{x_w}{x_{da}} \right) \quad (2.9)$$

- Kelembaban spesifik (*specific humidity*, γ) merupakan perbandingan antara massa uap air dengan massa udara basah (*moist air*).

$$\gamma = \frac{M_w}{M_w + M_{da}} \quad (2.10)$$

Dengan menggunakan rasio kelembaban

$$\gamma = \frac{W}{1 + W} \quad (2.11)$$

- Rasio kelembaban saturasi (*saturation humidity ratio*, $W_s(t,p)$) adalah rasio kelembaban dari udara basah saturasi terhadap air pada temperatur t dan tekanan p yang sama.
- Derajat saturasi (*degree of saturation*, μ) adalah perbandingan dari rasio kelembaban W dengan rasio kelembaban udara basah saturasi W_s pada temperatur dan tekanan yang sama.

$$\mu = \frac{W}{W_s} \Big|_{t,p} \quad (2.12)$$

- Kelembababn relatif (*relatif humidity*, ϕ) adalah rasio dari fraksi masa dari uap air x_w dari sampel udara basah dengan fraksi mol x_{ws} udara basah dalam keadaan saturasi pada temperatur dan tekanan yang sama.

$$\phi = \frac{x_w}{x_{ws}} \Big|_{t,p} \quad (2.13)$$

2.3.2 Persamaan Gas Ideal untuk Udara Kering dan Udara Basah

Ketika udara basah dianggap sebagai campuran gas ideal yang independen yaitu, udara kering dan uap air, masing-masing diasumsikan mematuhi persamaan gas ideal dari keadaan sebagai berikut:

- Udara kering

$$p_{da}V = n_{da}RT \quad (2.14)$$

- Uap air

$$p_wV = n_wRT \quad (2.15)$$

dengan,

p_{da} = tekanan parsial udara kering

p_w = tekanan parsial uap air

V = volume total campuran udara

n_{da} = jumlah mol dari udara kering

n_w = jumlah mol dari uap air

R = konstanta gas universal (8314.41 J/kg mol K)

T = temperature absolute (K)

Sehingga, campuran gas ideal juga memenuhi persamaan berikut:

$$p_{da}V = n_{da}RT \quad (2.16)$$

dimana $p = p_{da} + p_w$ adalah total dari tekanan campuran gas ideal dan $n = n_{da} + n_w$ merupakan mol dari campuran gasideal, sehingga menjadi persamaan berikut:

$$(p_{da} + p_w)V = (n_{da} + n_w)RT$$

Dengan menggunakan persamaan (2.14) dan (2.15), fraksi mol dari udara kering dan uap air menjadi:

$$x_{da} = \frac{p_{da}}{p_{da} + p_w} = \frac{p_{da}}{p} \quad (2.17)$$

$$x_w = \frac{p_w}{p_{da} + p_w} = \frac{p_w}{p}$$

Dari persamaan (x), (x) dan (x) diperoleh persamaan rasio kelembaban W dan rasio kelembaban saturasi W_s sebagai berikut:

$$W = 0,62198 \frac{p_w}{p - p_w}$$

$$W_s = 0,62198 \frac{p_{ws}}{p - p_{ws}} \quad (2.18)$$

Istilah p_{ws} mewakili tekanan saturasi uap air dengan tidak adanya udara pada suhu t tertentu. Tekanan p_{ws} adalah fungsi dari suhu dan hanya sedikit berbeda dari tekanan uap air di udara basah saturasi.

Dengan demikian, untuk mendapatkan kelembaban relatif ϕ dapat digunakan persamaan berikut:

$$\phi = \frac{p_w}{p_{ws}} \Big|_{t,p} \quad (2.19)$$

- Volume spesifik udara basah, v

Spesifik volume dari moist air didefinisikan sebagai jumlah volume total campuran per satuan massa udara kering

$$v = V / M_{da} = V / (28.9645 n_{da}) \quad (2.20)$$

Dengan menggunakan persamaan gas ideal untuk udara kering di dapat

$$v = RT / 28.9645(P - P_w) = R_{da} T / P - P_w$$

$$v = R_{da} T (1 + 1.6078W) / P \quad (2.21)$$

- Entalpi dari campuran gas ideal adalah penjumlahan dari entalpi udara kering dan entalpi udara basah.

$$h = h_{da} + W h_g$$

$$h = c_p t + W(h_{fg} + c_{p,w} t) \quad (2.22)$$

dengan,

c_p = kalor spesifik dry air pada tekanan konstan (kJ/kg K)

$c_{p,w}$ = kalor spesifik uap air (kJ/kg K)

t = temperatur bola basah ($^{\circ}\text{C}$)

h_{da} = entalpi dry air pada temperatur t (kJ/kg K)

h_g = entalpi uap air pada temperature t (kJ/kg K)

h_{fg} = kalor latent penguapan pada temperature 0°C (kJ/kg)

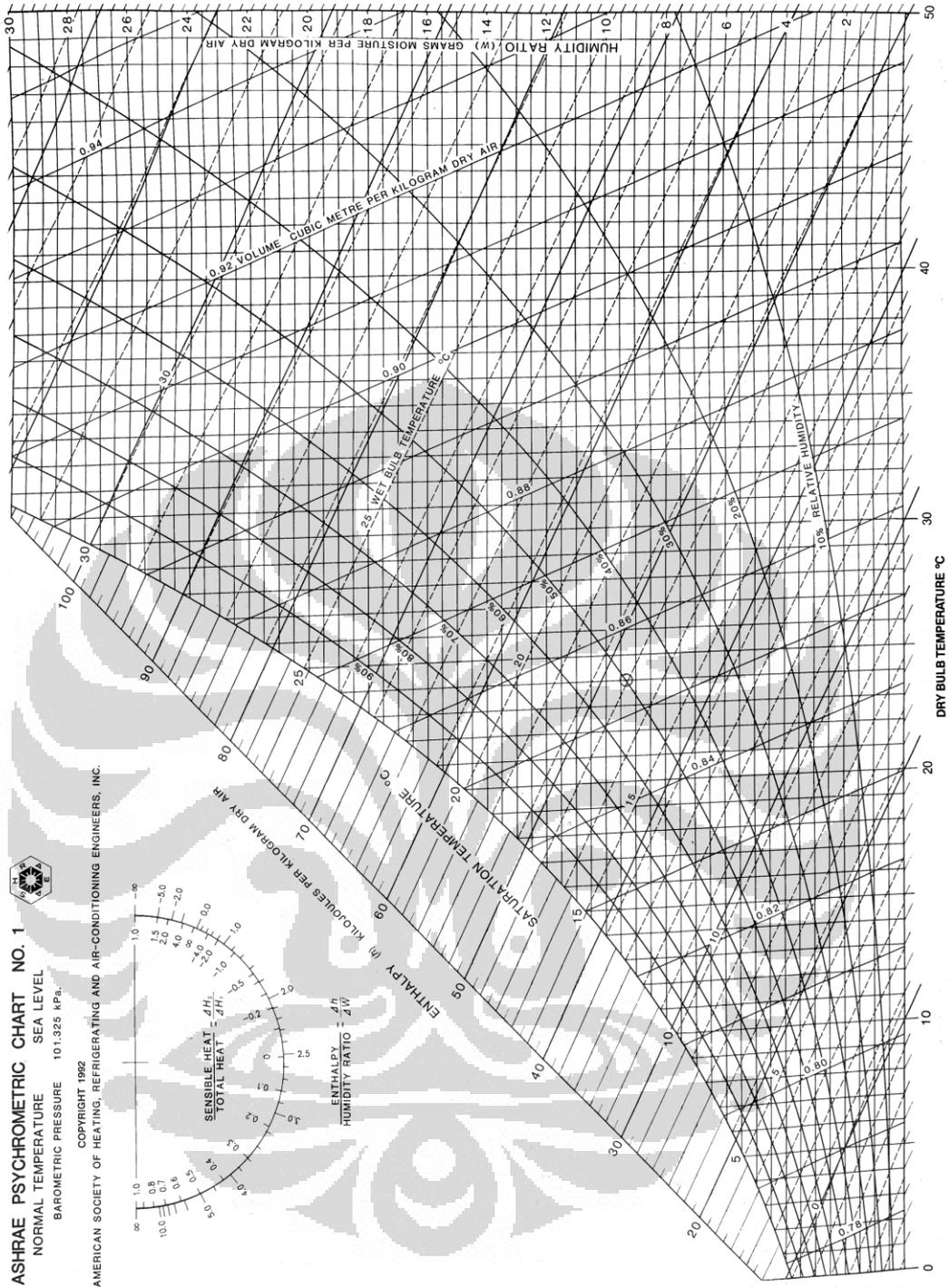
Dengan pendekatan c_p dianggap konstan sebesar 1.006 dan h_g meningkat secara linear terhadap peningkatan temperature $hg \approx 2501 + 1.86 t$, maka untuk menghitung entalpi gas ideal campuran dapat digunakan persamaan berikut:

$$h = 1.006 t + W (2501 + 1.86 t) \quad (2.23)$$

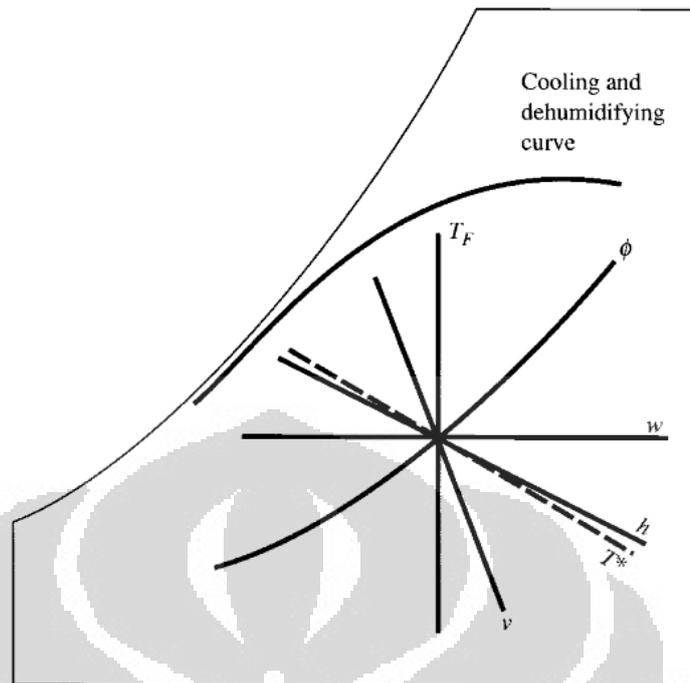
2.3.3 Psychrometric Chart

Psychrometric chart memberikan representasi secara grafis terhadap sifat termodinamika dari udara basah, berbagai proses dan siklus pengkondisian udara. Psychrometric chart sangat membantu dalam perhitungan, analisis, dan solusi dari masalah rumit yang dihadapi dalam proses dan siklus pengkondisian udara. Gambar 2.8 merupakan contoh *psychrometric chart* yang dikeluarkan oleh ASHRAE. Jenis *psychrometric chart* yang dikeluarkan oleh ASHRAE terdiri dari beberapa jenis, tergantung dari jangkauan temperatur dan ketinggiannya.

Psychrometric chart terdiri dari beberapa garis dan kurva yang menggambarkan sifat dari udara basah, antara lain garis entalpi, garis rasio kelembaban, garis temperatur konstan, kurva saturasi, kelembaban relatif, garis temperatur bola basah dan kurva pendinginan dan penurunan kelembaban. Gambar 2.9 merupakan kerangka dari *psychrometric chart* yang menggambarkan untuk mengetahui letak garis dan kurva tersebut.



Gambar 2.8 Psychrometric chart



Gambar 2.9 Kerangka *psychrometric chart*

BAB 3

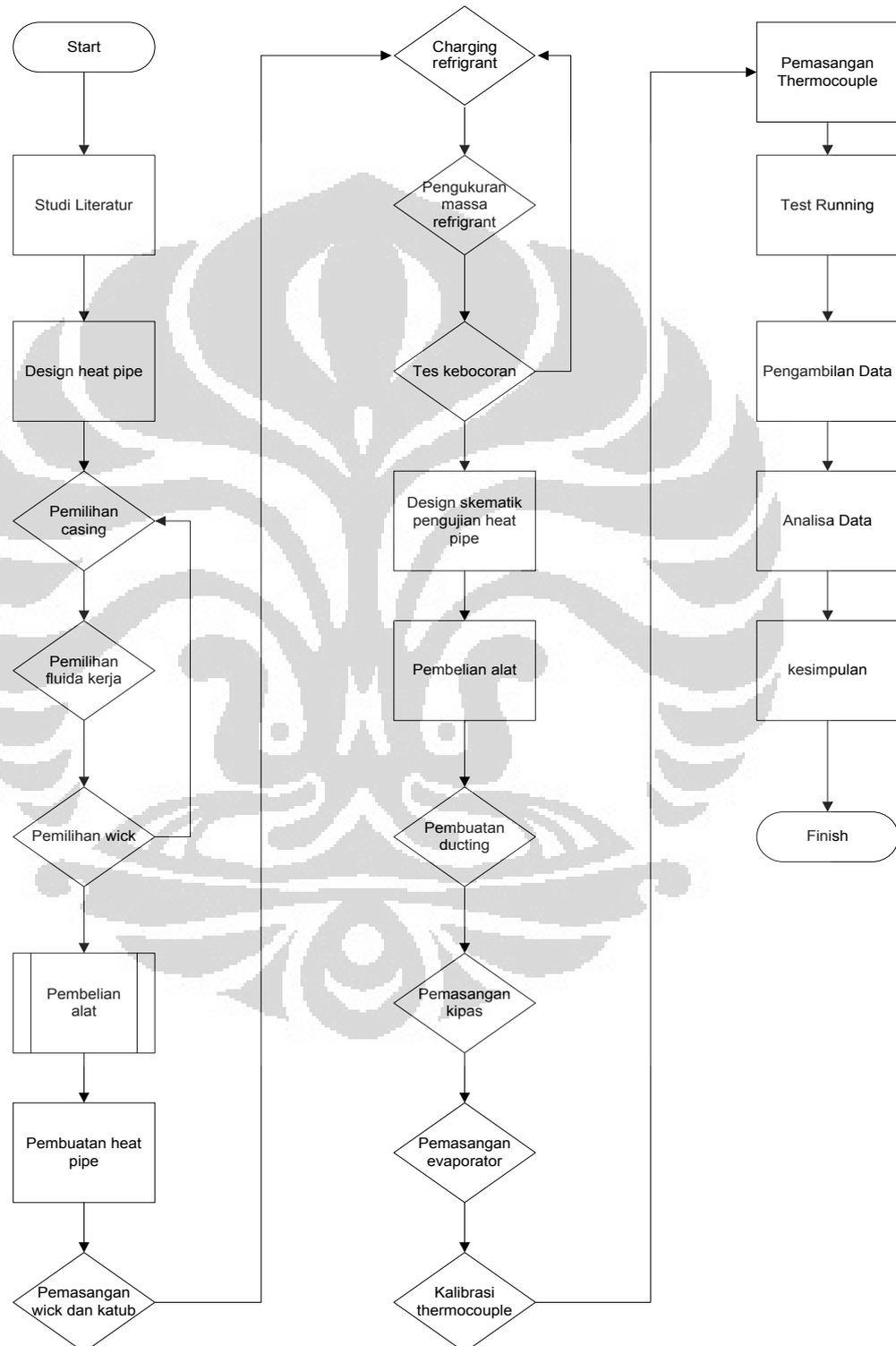
METODOLOGI PENELITIAN

Tahap awal penelitian adalah melakukan studi literatur dari berbagai sumber, baik berupa buku, jurnal dan artikel di internet yang membahas tentang aplikasi *heat pipe* dalam pengkondisian udara. Dari studi literatur tersebut didapat gambaran mengenai prinsip kerja *heat pipe* dan penelitian tentang *heat pipe* yang telah dilakukan sebelumnya. Kemudian informasi-informasi tersebut dikumpulkan dan digunakan dalam proses desain, konstruksi, geometri, pemilihan material pembungkus, pemilihan fluida kerja dan material *wick* dalam pembuatan *heat pipe*.

Ketika komponen-komponen *heat pipe* ditentukan tahap selanjutnya adalah proses pembuatan *heat pipe*. Bagian dalam material pembungkus berupa pipa tembaga diberikan *wick stainless* dengan ukuran *mesh* 200 sebanyak enam lapis. Setelah pipa tembaga dan *wick* terpasang, salah satu ujung pipa ditutup dengan cara ditekan hingga berbentuk pipih dan dilakukan pengelasan. Pada ujung pipa lainnya, dipasang pentil (*nipple*) sebagai tempat memasukkan fluida kerja berupa refrigeran. Bagian pentil tersebut juga dilakukan pengelasan untuk mencegah kebocoran.

Setelah konstruksi *heat pipe* selesai dibangun, dilakukan pengetesan terhadap kebocoran. *Heat pipe* diisi menggunakan udara bertekanan kemudian dicelupkan ke dalam air untuk melihat mendeteksi kebocoran pada *heat pipe* tersebut. Setelah dipastikan tidak ada kebocoran di *heat pipe* langkah selanjutnya adalah melakukan pemvakuman *heat pipe*, sebelum diisi fluida kerja berupa refrigeran. Setelah divakum, *heat pipe* diisi refrigeran, baik berupa R-134a ataupun R-22 sesuai dengan percobaan yang akan dilakukan. Proses pengisian (*charging*) fluida kerja berupa refrigeran ke dalam *heat pipe* dilakukan dengan membalik tabung refrigeran sehingga refrigeran memasuki ruangan di dalam *heat pipe* dalam fasa cair. Jumlah refrigeran yang diisikan ke dalam *heat pipe* adalah setengah dari volume *heat pipe*. Untuk mengetahui jumlah refrigeran yang masuk,

dilakukan penimbangan sebelum dan sesudah *heat pipe* diisi refrigeran yang digunakan sebagai fluida kerja.



Gambar 3.1 Diagram Skematik Alur Penelitian

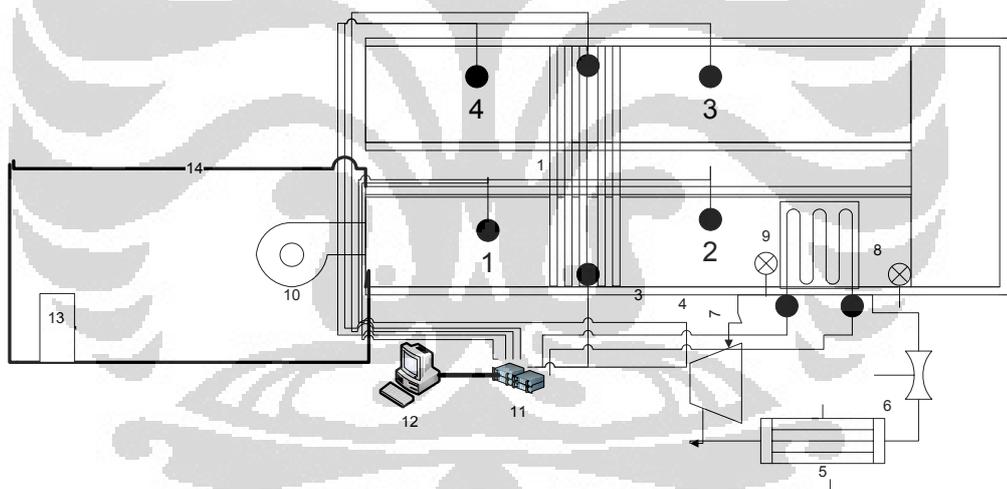
Untuk mengetahui karakteristik kerja *heat pipe* dibuat sebuah sistem pendingin yang terdiri dari saluran udara (*ducting*), koil pendingin, kipas dan unit kondensasi sebagai tempat untuk melakukan pengujian kerja *heat pipe*. Kemudian, untuk mendapatkan karakteristik kerja *heat pipe* yang lebih akurat, disiapkan ruangan pengkondisian udara sebelum memasuki saluran udara (*ducting*) yang terdiri dari rangka besi berbentuk kubus yang ditutupi dengan plastik dan menggunakan pendingin ruangan portabel untuk mengatur temperatur di ruangan tersebut. Secara umum, tahapan penelitian dapat dilihat pada diagram skematik pada Gambar 3.1.

3.1 Metode Eksperimental

Secara sederhana, peralatan yang digunakan pada penelitian untuk mengetahui kinerja *heat pipe* yang dalam pengkondisian udara dapat dilihat pada diagram skematik Gambar 3.2. Untuk mengamati kinerja *heat pipe* digunakan saluran udara (*ducting*) sebagai tempat untuk memperoleh data hasil pengukuran. Saluran udara dibuat menggunakan material seng dan bagian luarnya dilapisi dengan gabus dan *thermaflex* untuk mengisolasi udara yang berada di dalam saluran udara agar tidak terkontaminasi panas dari lingkungan. Bagian terluar saluran udara, ditutupi dengan menggunakan aluminium foil untuk memantulkan panas yang masuk. Pada saluran udara tersebut ditentukan empat buah titik yang dijadikan sebagian titik uji untuk mengetahui karakteristik kinerja *heat pipe*. Titik 1 berada dekat dengan bagian inlet dari saluran udara, titik 2 diletakkan setelah melewati sisi evaporator *heat pipe*, titik 3 berada diletakkan setelah melewati bagian koil pendingin dan titik 4 terletak setelah melewati sisi kondensor *heat pipe*. Koil pendingin, terhubung dengan unit kondensasi dengan daya sebesar 1 PK. Pada titik-titik tersebut diletakkan termokopel tipe T untuk merekam perubahan temperatur melalui instrumen data akuisisi yang terhubung dengan komputer. *Heat pipe* dipasang pada posisi vertikal dan diletakkan pada posisi yang telah ditentukan seperti yang terlihat pada diagram skematik sebanyak delapan buah. Pada sisi

samping saluran udara tepat lokasi yang terdapat termokopel disediakan pintu untuk memasukkan alat pengukur kelembabab udara atau RH meter dan pengukur kecepatan angin atau anemometer.

Pada bagian inlet dari saluran udara, disediakan ruangan khusus yang terbuat dari rangka besi yang ditutupi dengan plastik transparan dan dilengkapi dengan perangkat pendingin udara portabel sebagai media pengkondisian udara. Ruang tersebut memiliki dimensi panjang dan lebar 1,5 meter dan tinggi 1,2 meter. Untuk mengalirkan udara dari ruangan pengkondisian awal ke dalam saluran udara digunakan kipas yang terletak tepat di depan bagian sisi masuk saluran udara. Pengkondisian udara tersebut dimaksudkan agar udara yang memasuki sisi masuk saluran udara memiliki RH dan temperaturnya yang relatif konstan. Dengan pengkondisian udara pada sisi masuk tersebut diharapkan data-data hasil percobaan dapat dibandingkan dengan lebih wajar dan memberikan hasil yang lebih akurat.



Gambar 3.2 Diagram Skematik Penelitian

Komponen-komponen yang digunakan dalam penelitian:

- 8 buah *heat pipe*
- Termokopel
- Saluran udara (*ducting*)
- Insulator
- Unit kondensasi dengan kapasitas 1 PK
- Koil pendingin

- Pengukur tegangan (*pressure gage*)
- Kipas sentrifugal
- Instrumen data akuisisi
- Komputer
- Pendingin udara portabel
- Insulator plastik
- Kerangka besi
- Styrofoam
- Anemometer
- RH meter
- Alat pendukung lainnya

3.2 Spesifikasi detail komponen eksperimental

3.2.1 *Heat pipe*

Heat pipe yang digunakan pada penelitian ini berjumlah delapan dengan material kontainer berupa pipa tembaga yang memiliki diameter dalam 14 mm dan diameter luar 15,875 mm dengan panjang *heat pipe* 600 mm. Material tembaga dipilih karena kesesuaiannya dengan fluida kerja, *wick*, temperatur kerja dan kemudahannya dalam proses manufaktur.



Gambar 3.3 *Heat pipe*

Material *wick* yang digunakan pada *heat pipe* adalah jenis *screen mesh* stainless steel berukuran 200 mesh dan dipasang sebanyak 6 lapis di dalam *heat pipe*.

Ada dua jenis fluida kerja yang digunakan sebagai pengisi *heat pipe*, yaitu R-134a dan R-22 dengan berbagai macam variasi tekanan. Pada fluida kerja berupa R-134a variasi tekanan fluida kerja dalam *heat pipe* di variasikan menjadi

tiga, yaitu pada tekanan 88 psig, 75 psig dan 66 psig. Sedangkan variasi tekanan pada *heat pipe* yang menggunakan fluida kerja berupa R-22 adalah 145 psig, 115 psig, 110 psig dan 105 psig. Tekanan tersebut dipilih karena mendekati tekanan saturasi pada fluida temperatur 25°C yang merupakan temperatur udara masuk yang akan didinginkan.



(a)



(b)

Gambar 3.4 Fluida kerja pada *heat pipe*: (a) R-134a, (b) R-22

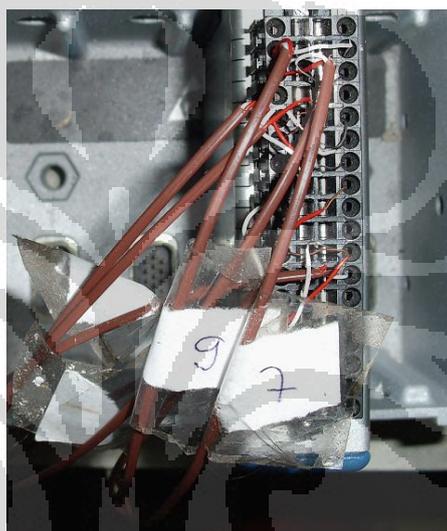
Dalam melakukan penelitian ini, posisi *heat pipe* dalam orientasi vertikal, sisi evaporator *heat pipe* berada pada bagian bawah dan sisi kondensor *heat pipe* berada pada bagian atas. Posisi *heat pipe* pada saluran udara dipasang dengan formasi seperti yang terlihat pada gambar 3.5



Gambar 3.5 Formasi *heat pipe* yang dipasang pada saluran udara

3.2.2 Termokopel

Ada berbagai macam jenis termokopel yang beredar di pasaran dengan sensitivitas terhadap perubahan temperatur yang beragam. Termokopel merupakan sensor yang digunakan untuk membaca temperatur dengan memanfaatkan efek seeback. Efek seeback menghasilkan beda potensial karena pengaruh beda temperatur pada material yang berbeda. Termokopel yang digunakan adalah termokopel tipe T yang terdiri dari material tembaga dan *alloy constantan*. Termokopel tipe T dapat digunakan untuk pengukuran antara -200°C hingga 350°C dengan sensitivitas sekitar $43\ \mu\text{V}/^{\circ}\text{C}$



Gambar 3.6 Termokopel tipe T

Sebelum digunakan termokopel diberi label dan dilakukan dikalibrasi dengan termometer standart. Proses kalibrasi pada termokopel dilakukan dengan cara mencelupkan termokopel ke dalam *thermostat water bath* dengan lima keadaan temperatur air berbeda, yaitu $20,8^{\circ}\text{C}$, $15,7^{\circ}\text{C}$, $10,7^{\circ}\text{C}$, $7,5^{\circ}\text{C}$ dan $5,1^{\circ}\text{C}$. Dari keadaan tersebut, dibandingkan antara hasil pengukuran data menggunakan instrumen data akuisisi dengan pengukuran menggunakan termometer sehingga didapat nilai deviasi untuk kalibrasi tiap-tiap termokopel. Ada beberapa faktor yang mempengaruhi ketelitian termokopel, diantaranya jenis termokopel, udara yang mengandung kontaminan, faktor pengelasan dan arus yang kurang stabil.

3.2.3 Instrumen Data Akuisisi

Instrumen data akuisisi berfungsi untuk merekam temperatur melalui termokopel yang dipasang pada posisi yang telah ditetapkan dan terhubung dengan instrumen data akuisisi. Proses perekaman data temperatur dilakukan dengan bantuan komputer yang terintegrasi dengan instrumen data akuisisi dengan perangkat lunak LabView. Penggunaan instrumen data akuisisi memungkinkan untuk melakukan perekaman data temperatur menggunakan lebih dari satu sensor secara bersamaan.



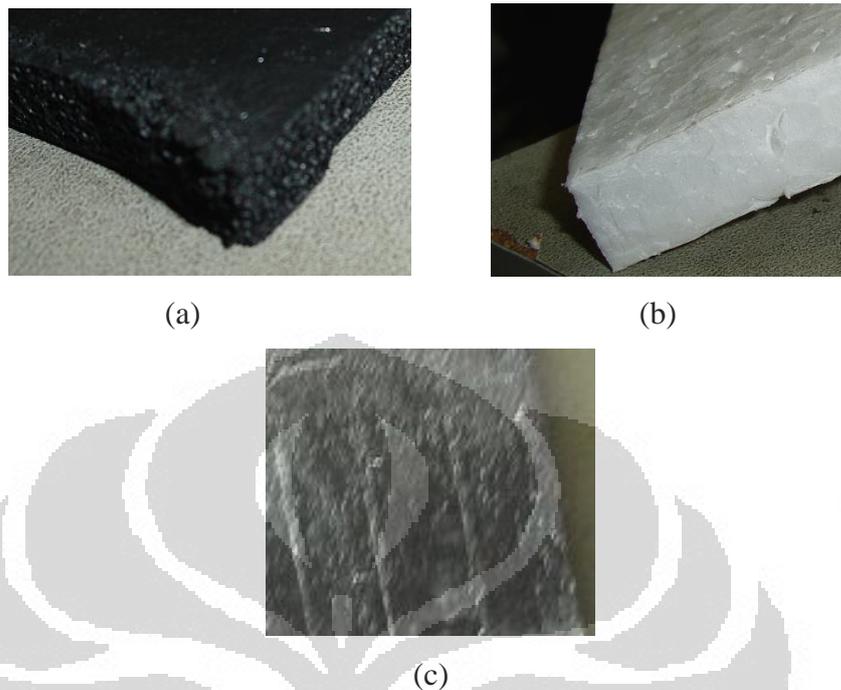
Gambar 3.7 Instrumen data akuisisi

3.2.4 Saluran Udara (*Ducting*)

Saluran udara atau *ducting* merupakan komponen yang berfungsi untuk mengatur arah aliran udara yang akan dikondisikan. Saluran udara terbuat dengan menggunakan material seng dengan tebal 1 mm. Pembentukan saluran udara dilakukan dengan proses *bending*, yaitu dengan menekuk seng sehingga diperoleh ukuran dan bentuk yang sesuai yang kemudian disambung dengan proses rivet.



Gambar 3.8 Saluran Udara



Gambar 3.9 Insulasi pada saluran udara: (a) *thermaflex*, (b) *styrofoam*, (c) *aluminium foil*

Luas muka saluran udara adalah 200 mm x 200 mm dengan panjang lintasan 1500 mm yang terdiri dari dua lintasan. Saluran udara yang baik memiliki kemampuan untuk menjaga agar kondisi udara di dalam saluran tersebut tidak terkontaminasi kalor ataupun kotoran. Setelah konstruksi awal saluran udara dari seng dibuat, kemudian saluran udara tersebut diberikan insulasi berupa *thermaflex*, *styrofoam* dan *aluminium foil*. Insulasi berupa *thermaflex*, *styrofoam* yang masing-masing berukuran 5/8 inci dimaksudkan agar tidak ada kalor dari lingkungan yang masuk ke dalam saluran udara, sedangkan penggunaan *aluminium foil* bertujuan untuk merefleksikan panas dari lingkungan untuk meminimalisir kalor yang masuk ke dalam saluran udara.

3.2.4 Ruang Pengondisi Udara Masukan

Untuk mendapatkan perbandingan data yang akurat, sebelum memasuki saluran udara, terlebih dahulu dilakukan pengkondisian terhadap udara masukan. Pengkondisian dilakukan pada temperatur dan kelembaban relatif pada udara masukan.

Proses pengkondisian udara masukan dilakukan dengan menyediakan ruangan khusus yang terbuat dari rangka besi yang ditutupi plastik. Ruangan tersebut berukuran panjang dan lebar 1500 mm dengan tinggi 1200 mm.



Gambar 3.10 Ruang pengondisi udara masukan

Untuk melakukan proses pengkondisian terhadap udara masukan digunakan sebuah mesin pendingin ruangan portabel merk Midea yang memiliki spesifikasi, model MPN190R, kapasitas pendinginan 9000 Btu/h ; tekanan maksimum operasi renda 1.0 MPa dan tinggi 2.6 MPa, refrigeran R22 350 gram , daya listrik normal 900 W dan daya listrik maksimum 1300Watt.



Gambar 3.11 Mesin pendingin ruangan portabel

Udara masukan yang telah dikondisikan akan dilairkan ke saluran udara menggunakan kipas atau *blower* sentrifugal. *Blower* sentrifugal tersebut diletakkan di dalam ruangan pengkondisian udara dengan sisi masuk blower

menghadap pendingin ruangan portabel dan sisi keluarannya menghadap saluran udara, seperti yang terlihat pada Gambar 3.2.6. Blower sentrifugal tersebut memiliki spesifikasi sebagai berikut, kapasitas aliran udara $450 \text{ m}^3/\text{jam}$; tekanan 1100 Pa , daya 180 Watt , kecepatan putaran 1800 rpm .



Gambar 3.12 *Blower* sentrifugal

3.2.5 Unit Pengkondensasi

Unit penkondensasi digunakan untuk membuang kalor dari aliran refrigeran setelah melewati koil pendingin. Unit pengkondensasi yang digunakan adalah merek Changhong dengan spesifikasi, daya kompresor 860 W , refrigeran R-22, volume pengisian refrigeran 0.7 kg ; volume sirkulasi udara $1500 \text{ m}^3/\text{jam}$; tekanan rendah 1.0 MPa , tekanan dan tinggi 2.2 MPa .



Gambar 3.13 Unit pengkondensasi

3.2.5 Koil Pendingin

Koil pendingin atau evaporator digunakan sebagai media penangkap kalor, baik laten maupun sensibel dari aliran udara yang melewati koil. Desain koil pendingin memiliki luas muka 200 mm x 200 mm yang dilengkapi dengan fin untuk disesuaikan dengan luas muka saluran udara yang memiliki ukuran yang sama. Kapasitas koil pendingin yang digunakan adalah 1 PK yang juga disesuaikan dengan unit pengkondensasi.

3.2.6 Perangkat Komputer

Untuk melakukan perekaman data temperatur dari instrumen data akuisisi diperlukan sebuah perangkat komputer yang dilengkapi dengan perangkat lunak yang terintegrasi dengan instrumen data akuisisi sehingga dapat diperoleh data temperatur yang dapat diolah.



Gambar 3.14 Perangkat komputer

3.2.7 RH meter

RH meter digunakan untuk mengukur kelembaban relatif udara di saluran udara pada beberapa titik yang telah ditentukan. Alat pengukur kelembaban relatif yang digunakan adalah jenis KD RH-600 dengan akurasi $RH > 70\% \pm (3\% \text{ reading} + 1\% RH)$; $RH < 70\% \pm 3\% RH$ dengan resolusi 0.1% RH.



Gambar 3.15 RH meter

3.2.8 Anemometer

Anemometer digunakan untuk mengukur kecepatan aliran udara pada saluran udara. Jenis anemometer yang digunakan adalah anemometer AM841 dengan jangkauan operasional 0.4 m/s – 30 m/s , ketidakpastian 0.01% dan resolusi 0.1m/s.



Gambar 3.16 Anemometer

3.2.10 Pompa vakum

Pada saat proses pembuatan *heat pipe*, pompa vakum digunakan untuk mengeluarkan udara yang terjebak di dalam kotainer sehingga ruangan kontainer

heat pipe dalam keadaan vakum sebelum diisi fluida kerja. Selain dalam pembuatan *heat pipe*, pompa vakum digunakan pada saat pengisian refrigeran pada unik pengkondensasi.



Gambar 3.17 Pompa Vakum

3.2.11 Alat Timbang Digital

Alat timbangan digital digunakan untuk menimbang masa *heat pipe* sebelum dan setelah pengisian fluida kerja untuk mengetahui jumlah refrigeran yang masuk di dalam kontainer *heat pipe*. Alat timbang yang digunakan memiliki ketelitian 0,05gram dengan berat maksimum sebesar 5 kg.



Gambar 3.18 Alat Timbangan Digital

3.3 Metode Pengambilan Data

3.3.1 Persiapan Penelitian

Sebelum dilakukan pengujian *heat pipe* ada beberapa prosedur yang harus dilakukan untuk memastikan pengambilan data telah dilakukan dengan tepat. beberapa prosedur yang harus dipersiapkan adalah :

1. Memastikan instrumen data akuisisi telah menampilkan data temperature secara benar, memastikan sambungan termokopel dengan instrumen data akuisisi sudah cukup kuat agar ketika telah proses pengambilan data temperatur terekam dengan baik.
2. Menyalakan kipas hal ini dilakukan untuk membuat system dalam keadaan *steady*.
3. Mengatur temperatur dan kelembaban pada ruangan pengondisi udara masukan menggunakan alat pendingin udara portabel.

3.3.2 Prosedur Penelitian

Berikut merupakan prosedur penelitian untuk mendapatkan data yang diperlukan dalam menghitung kinerja *heat pipe* pada sistem pengkondisian udara:

- 1 Pengambilan data dilakukan setelah system dalam keadaan stabil ± 15 menit setelah condensing unit di aktifkan
- 2 dilakukan pengukuran RH pada ke-empat titik pada ducting secara berkala dan berkesinambungan.
- 3 lakukan pengukuran kecepatan aliran udara pada outlet setiap 5 menit
- 4 mencatat hasil pengukuran RH dan kecepatan aliran udara

3.3.7 Variasi Pengujian

Variasi pengujian pada penelitian ini adalah variasi pada jenis fluida kerja yang digunakan pada *heat pipe*, yaitu R-134a dan R-22 dan variasi tekanan pada masing-masing jenis fluida kerja tersebut. Pada fluida kerja berupa R-134a variasi tekanan fluida kerja dalam *heat pipe* di variasikan menjadi tiga, yaitu pada tekanan 708,063 kPa (88 psig), 618,431 kPa (75 psig) dan 556,378 kPa (66 psig), sedangkan variasi tekanan pada *heat pipe* yang menggunakan fluida kerja berupa R-22 adalah 1101,064 kPa (145 psig), 894,222 kPa (115 psig), 859,748 kPa (110 psig) dan 825,274 kPa (105 psig).

Pada penelitian ini udara inlet dijaga konstan pada temperature 24.75°C dan relative Humidity 73 % dengan menggunakan Portable AC, adapun beberapa variable yang konstan pada penelitian ini antara lain:

- Temperature dan RH inlet ($24.75 \pm 0.25^{\circ}\text{C}$ dan RH 73% $\pm 2\%$)

- Jumlah *heat pipe* yang digunakan 8 buah
- Orientasi *heat pipe* vertikal
- Kecepatan udara 1,6 m/s

3.4 Metode Pengolahan Data

3.4.1 Pengukuran Kinerja *Heat pipe*

Untuk mengetahui beban pendinginan system maka metode yang digunakan adalah dengan mengukur perubahan entalpi udara saat memasuki inlet dan keluar melalui outlet di kali dengan mass flow rate udara yang mengalir pada saluran udara

$$Q_{\text{cooling load system}} = m \Delta h_{\text{in-out}} \text{ [kW]}$$

$$Q_{\text{cooling load system}} = m (h_a - h_d) \text{ [kW]}$$

dimana

m = mass flow rate [kg/s]

h_a = entalphi udara memasuki Inlet [kJ/kg]

h_d = entalphi udara keluar outlet [kJ/kg]

Besar performance *heat pipe* dalam penghematan energy dapat diukur dengan membandingkan cooling load system dengan menggunakan *heat pipe* dan cooling load system tanpa menggunakan *heat pipe*.

$$Q_{\text{Performance HP}} = Q_{\text{cooling load system tanpa heat pipe}} - Q_{\text{cooling load system dengan Heat pipe}} \text{ [kW]}$$

$$\text{Performance Heat pipe} = (Q_{\text{Performance HP}} / Q_{\text{cooling load system tanpa heat pipe}}) \times 100 \%$$

Parameter lain yang digunakan untuk mengetahui performance *heat pipe* dalam mereduksi konsumsi energy adalah dengan membandingkan perubahan entalpi system dengan menggunakan *heat pipe* dan tanpa *heat pipe*

$$\Delta h_{\text{drop by heat pipe}} = \Delta h_{\text{system tanpa heat pipe}} - \Delta h_{\text{system dengan heat pipe}} \text{ [kJ/kg]}$$

$$\text{Performance Heat pipe} = (\Delta h_{\text{drop by heat pipe}} / \Delta h_{\text{system tanpa heat pipe}}) \times 100 \%$$

Untuk mengukur besar performance *heat pipe* dalam hal kapasitas penurunan kelembaban parameter yang paling relevan digunakan adalah Sensible Heat Rasio (J.M Hill, 1994) . *Sensible heat rasio* didefinisikan sebagai perbandingan panas yang diserap/diberikan untuk menaikkan/menurunkan temperatur suatu sistem dengan jumlah panas total yang diserap/diberikan sistem. Pada penelitian ini besar SHR system didefinisikan dalam persamaan

$$\text{SHR system} = m C_p (T_a - T_d) / m (h_a - h_d)$$

atau dapat disederhanakan menjadi

$$\text{SHR system} = C_p (T_a - T_d) / (h_a - h_d)$$

dimana

m = mass flow rate [kg/s]

T_a = Temperatur udara inlet [$^{\circ}\text{C}$]

T_d = Temperatur udara outlet [$^{\circ}\text{C}$]

h_a = entalpi udara inlet [kJ/kg]

h_d = entalpi udara outlet [kJ/kg]

C_p = panas spesifik udara pada tekanan konstan (diasumsikan konstan pada range temperature 0-40 $^{\circ}\text{C}$ sebesar 1.005 kJ/kg K)

3.4.1 Pengukuran Paramater Penunjang

3.4.1.1 Pengukuran Temperatur

Pengukuran temperature merupakan besaran utama yang diukur guna menentukan besarnya beban pendinginan dan besar thermal performance *heat pipe*. besaran temperature ini digunakan untuk menentukan besaran-besaran lain seperti massa jenis udara, entalpi dari udara.oleh karena itu ketidakpastian kaliberasi thermocouple merupakan sumber kesalahan dari perhitungan beban pendinginan dan thermal

performance *heat pipe*. thermocouple tipe T telah dikalibrasi dengan menggunakan thermostat water bath dengan ketidakpastian 0.005% dalam range temperature 5-30°C.

3.4.1.2 Pengukuran RH

Pengukuran RH digunakan sebagai pengukur tingkat kelembaban kandungan uap air dalam udara. dengan mengetahui RH udara kita dapat menentukan jumlah kandungan uap air dalam udara (spesifik humidity) serta mengetahui entalphi uap air pada kandungan udara. alat yang digunakan pada pengukuran RH adalah RH meter jenis KD RH-600 dengan akurasi $RH > 70\% \pm (3\% \text{ reading} + 1\% RH)$; $RH < 70\% \pm 3\%$ RH dengan resolusi 0.1% RH

3.4.1.3 Pengukuran kecepatan udara

Pengukuran kecepatan aliran udara dilakukan dengan menggunakan fan anemometer anemometer AM841 dengan range operasional 0.4 m/s – 30 m/s , ketidak pastian 0.01% dan resolusi 0.1m/s. Pengukuran kecepatan udara dilakukan untuk mengetahui besar mass flow rate udara pada system pengujian *heat pipe*

3.4.1.4 Laju masa aliran udara udara

Mass flow rate udara merupakan besar laju massa pada suatu system dengan satuan kg/s , untuk mengetahui besar mass flow rate pada system besaran yang diukur adalah kecepatan aliran udara , temperature udara dan Relative humidity udara dengan persamaan sebagai berikut :

$$m = Q \times \rho$$

dimana

m = mass flow rate [kg/s]

Q = debit aliran udara [m³/s]

ρ = massa jenis udara [kg/ m³]

Q (debit aliran udara) dapat dihitung dengan menggunakan besaran kecepatan aliran udara pada ducting dengan persamaan :

$$Q = V \times A$$

dimana

$$Q = \text{debit aliran udara [m}^3/\text{s]}$$

$$V = \text{kecepatan (face velocity) udara pada ducting [m}^2/\text{s]}$$

$$A = \text{besar luas penampang ducting [m}^2\text{]}$$

Massa jenis udara didefinisikan sebagai massa udara kering dibagi dengan volume udara total

$$\rho = M_{da}/V = (28.9645 n_{da})/V$$

Dengan menggunakan persamaan gas ideal untuk udara kering di dapat

$$\rho = RT/28.9645(P - P_w) = R_{da} T / P - P_w$$

$$\rho = R_{da}T(1 + 1.6078W)/P$$

3.4.1.5 Entalpi Udara

Besaran yang digunakan untuk mengukur entalpi udara antara lain adalah temperature udara kering dan relative humidity udara. persamaan untuk entalpi udara dapat diturunkan dari persamaan gas ideal merujuk pada (ASHRAE 1998).

Entalpi udara campuran adalah besarnya penjumlahan dari *entalpi* udara kering dengan *entalpi* uap air

$$h = h_{da} + W h_g$$

$$h = c_p t + W(h_{fg} + c_{p,w} t)$$

dengan,

$$p_{da} = \text{tekanan parsial udara kering}$$

$$p_w = \text{tekanan parsial uap air}$$

$$V = \text{volume total campuran udara}$$

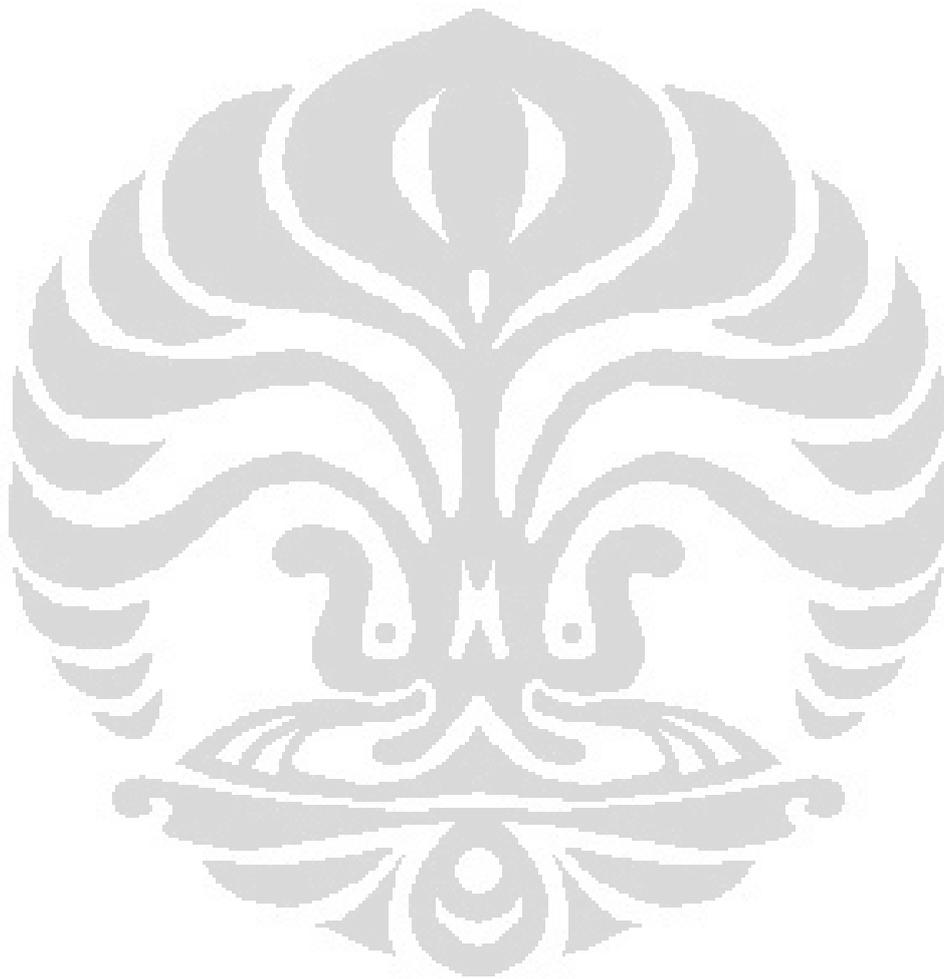
$$n_{da} = \text{jumlah mol dari udara kering}$$

$$n_w = \text{jumlah mol dari uap air}$$

- R = konstanta gas universal (8314.41 J/kg mol K)
 T = temperature absolute (K)

Dengan pendekatan c_p dianggap konstan sebesar 1.006 dan h_g meningkat secara linear terhadap peningkatan temperature $h_g \approx 2501 + 1.86 t$, maka untuk menghitung entalpi gas ideal campuran dapat digunakan persamaan berikut:

$$h = 1.006 t + W (2501 + 1.86 t)$$



BAB 4

HASIL DAN ANALISA

Pada bab ini, hasil penelitian akan ditampilkan dan dilakukan analisa untuk menjelaskan peristiwa yang terjadi dalam penelitian yang telah dilakukan. Dalam penelitian yang telah dilakukan, dilakukan variasi terhadap jenis fluida kerja dan tekanan fluida kerja pada *heat pipe*. Jenis fluida kerja yang digunakan dalam penelitian adalah R134a dan R-22. Untuk variasi tekanan, pada *heat pipe* dengan fluida kerja R134a variasi tekanannya adalah 88 psig, 75 psig dan 66 psig, sedangkan untuk *heat pipe* dengan fluida kerja berupa R-22, variasi tekanannya adalah 1101,064 kPa (145 psig), 894,222 kPa (115 psig), 859,748 kPa (110 psig) dan 825,274 kPa (105 psig). Dengan demikian, diharapkan dapat diperoleh karakteristik kinerja *heat pipe* akibat pengaruh dari jenis dan tekanan fluida kerja yang digunakan pada *heat pipe*.

4.1 *Heat pipe* dengan Fluida Kerja R-134a

Untuk memperoleh karakteristik kinerja *heat pipe*, salah satu cara yang dilakukan adalah melakukan variasi terhadap jenis dan tekanan fluida kerja pada *heat pipe*. Pada *heat pipe* dengan fluida kerja R-134a proses pengujian dilakukan dengan beberapa variabel konstan sebagai berikut:

- Jumlah *heat pipe* yang digunakan berjumlah 8 buah
- Fluida kerja berupa R-134a
- Temperatur sisi masuk saluran udara ± 24.75
- Kelembaban relatif sisi masuk saluran udara $\pm 73\%$
- Laju aliran massa udara 0,077 kg/s
- Orientasi *heat pipe* diposisikan vertikal

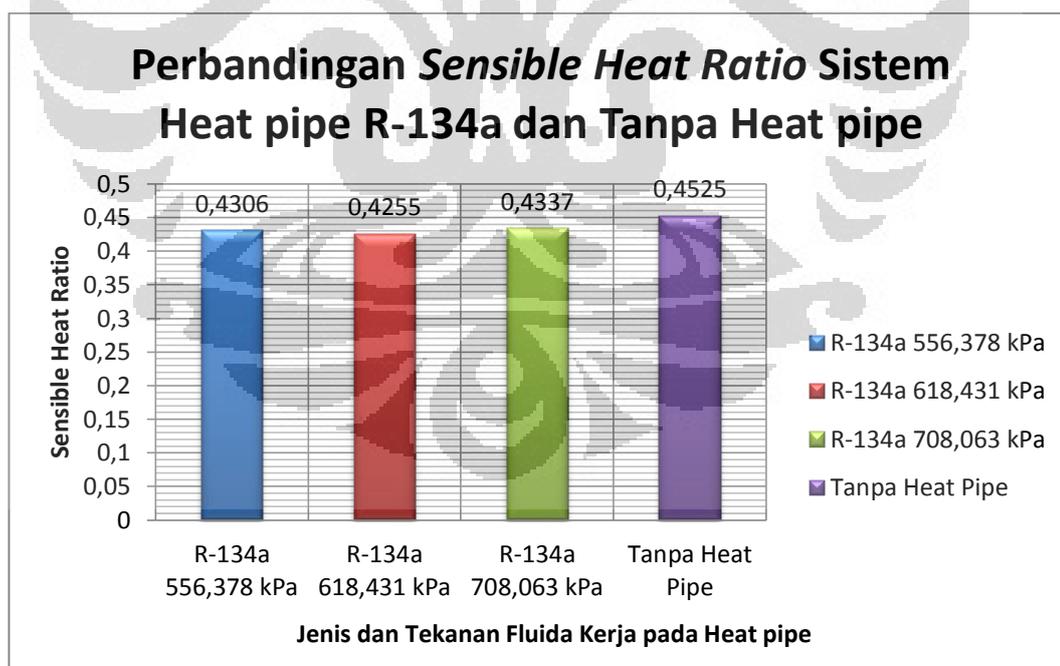
Sebagai variabel yang dibandingkan, dilakukan variasi tekanan pada fluida kerja yang digunakan pada *heat pipe*. Tekanan R-134a yang digunakan sebagai fluida kerja pada *heat pipe* adalah 708,063 kPa (88 psig), 618,431 kPa (75 psig) dan 556,378 kPa (66 psig). Selain dibandingkan antar variasi tekanan yang digunakan pada *heat pipe* data hasil penelitian juga akan membandingkan kinerja

sistem pengkondisian udara yang menggunakan *heat pipe* dengan sistem pengkondisian udara konvensional yang tidak menggunakan *heat pipe* berdasarkan parameter-parameter yang telah ditentukan. Dalam penelitian ini, ada tiga parameter yang dijadikan untuk menentukan kinerja *heat pipe* yang digunakan dalam sistem pengkondisian udara, antara lain:

- Besar kinerja *heat pipe* dalam upaya penurunan kelembaban udara dengan menggunakan parameter *sensible heat ratio*.
- Besar kinerja *heat pipe* dalam meningkatkan efek pendinginan sistem
- Besar laju pembentukan kondensat atau pelepasan uap air dari udara

4.1.1 Perbandingan *Sensible Heat Ratio* pada *Heat pipe* R-134a

Sensible heat ratio (SHR) atau rasio kalor sensibel merupakan perbandingan antara kapasitas pendinginan sensibel dengan kapasitas pendinginan total (sensibel dan laten). Semakin kecil nilai SHR dapat diartikan bahwa bagian dari kapasitas total pendinginan yang digunakan untuk melakukan pendinginan laten atau penurunan kelembaban semakin banyak.



Gambar 4.1 Grafik perbandingan SHR pada *heat pipe* R-134a dan tanpa *heat pipe*

Berdasarkan grafik pada Gambar 4.1, pada sistem pengkondisian udara yang menggunakan *heat pipe* memiliki nilai SHR yang lebih rendah bila dibandingkan dengan sistem pengkondisian udara tanpa menggunakan *heat pipe*. Sistem pengkondisian udara tanpa menggunakan *heat pipe* memiliki nilai SHR 0,4525 sedangkan nilai SHR pada sistem pengkondisian memiliki nilai SHR terendah 0.4255 atau lebih rendah sekitar 5,96%.

Penurunan nilai SHR pada sistem pengkondisian udara yang menggunakan *heat pipe* menggambarkan proses penurunan kelembaban atau dehumidifikasi memiliki bagian yang lebih besar dibandingkan dengan sistem pengkondisian udara konvensional. Peristiwa tersebut disebabkan oleh fungsi sisi evaporator pada *heat pipe* dalam pendinginan awal atau *pre-cooler* yang mengakibatkan penurunan temperatur udara (pendinginan sensibel) dan penurunan kandungan udara basah di udara (pendinginan laten) sehingga terkondensasi menjadi air. Selain itu, fungsi pada sisi kondensor evaporator juga berperan sebagai *reheater* sehingga kelembaban udara menjadi menurun.

Besarnya tekanan fluida kerja berupa R-134a yang digunakan dalam *heat pipe* mempengaruhi titik saturasi dari fluida kerja tersebut. Semakin tinggi tekanan fluida kerja maka titik saturasi yang dimiliki fluida kerja tersebut akan semakin tinggi sehingga memungkinkan untuk menangkap kalor lebih banyak untuk melakukan *pre-cooling*. Pada grafik yang terlihat pada Gambar 4.1 Nilai SHR pada *heat pipe* dengan fluida kerja R-134a bertekanan 556,378 kPa mengalami penurunan ketika tekanannya dinaikkan menjadi 618,431 kPa. Namun, ketika *heat pipe* dengan fluida kerja R-134a dinaikkan lagi tekanannya menjadi 708,063 kPa, terjadi kenaikan nilai SHR. Hal tersebut diakibatkan pengisolasian sisi evaporator yang keluar dari saluran udara pada *heat pipe* dengan tekanan fluida kerja 708,063 kPa kurang baik sehingga terjadi penurunan kinerja *heat pipe* karena kontaminasi kalor dari luar saluran udara.

Berikut merupakan contoh perhitungan nilai SHR sistem pada *heat pipe* dengan fluida kerja R134a dengan tekanan 66 psig, yang ditampilkan dalam grafik pada Gambar 4.1:

- Temperatur dan RH diperoleh dari hasil pengukuran pada saat penelitian

T = Temperatur bola kering ($^{\circ}\text{C}$) RH = Kelembaban relatif (%)

$$T_1 = 24,75^{\circ}\text{C}$$

$$RH_1 = 73\%$$

$$T_2 = 24,58^{\circ}\text{C}$$

$$RH_2 = 73,6\%$$

$$T_3 = 13,41^{\circ}\text{C}$$

$$RH_3 = 88,625 \%$$

$$T_4 = 14,63^{\circ}\text{C}$$

$$RH_4 = 87,575 \%$$

- Debit udara:

$$Q = A \times V$$

$$Q = 0,04 \text{ m}^2 \times 1,6 \text{ m/s}$$

$$Q = 0,064 \text{ m}^3/\text{s}$$

- Tekanan uap air saturasi

Tekanan uap air saturasi diperoleh dengan menggunakan persamaan regresi yang diberikan oleh ASHRAE atau dapat dengan menggunakan tabel standar uap air

$$\ln(P_{ws}) = \frac{C_1}{T} + C_2 + C_3T + C_4T^2 + C_5T^3 + C_6T^4 + C_7 \ln T$$

dimana,

P_{ws} = tekanan uap air saturasi [kPa]

T = Temperatur absolut [K]

dan c_1 hingga c_6 adalah koefisien regresi

$$c_1 = -5.80022006 \times 10^{-3}; c_2 = -5.516256; c_3 = -4.8640239 \times 10^{-2};$$

$$c_4 = 4.1764768 \times 10^{-5}; c_5 = -1.4452093 \times 10^{-8}; c_6 = 6.5459673$$

Untuk menghitung nilai P_{ws} dapat juga digunakan persamaan berikut (Singh, et al. 2002):

$$P_{ws} = 610,78 \exp \left[\frac{17,269T}{237,3 + T} \right]$$

Pada temperatur bola kering di titik 1 dan 4 diperoleh tekanan uap air saturasi sebagai berikut:

$$P_{ws1} = 3089,426169 \text{ Pa}$$

$$P_{ws4} = 1664,91506 \text{ Pa}$$

- Tekanan uap air diperoleh dengan menggunakan persamaan kelembaban relatif (RH) dan tekanan uap air saturasi.

$$\phi = \frac{p_w}{p_{ws}} \Big|_{t,p}$$

Sehingga diperoleh nilai tekanan uap air:

$$P_{w1} = 2277,974868 \text{ Pa}$$

$$P_{w4} = 1458,049364 \text{ Pa}$$

- Massa jenis udara didefinisikan sebagai massa udara kering dibagi dengan volume udara total

$$\rho = M_{da}/V = (28.9645 n_{da})/V$$

Dengan menggunakan persamaan gas ideal untuk udara kering di dapat

$$\rho = RT/28.9645(P - P_w) = (P - P_w)/R_{da} T$$

Sehingga, massa jenis udara di titik 4 adalah

$$\rho_4 = (P - P_{w4})/R_{da} T_4$$

$$\rho_4 = (101300 - 1458,049364) / 287.055 (14,63 + 273.15)$$

$$\rho_4 = 1,20859595 \text{ kg/m}^3$$

- Laju aliran masa udara

$$\dot{m} = Q \times \rho_4$$

$$\dot{m} = 0.064 \text{ m}^3/\text{s} \times 1,20859595 \text{ kg/m}^3$$

$$\dot{m} = 0,077350141 \text{ kg/s}$$

- Rasio kelembaban atau *Humidity Ratio*

$$W = M_w/M_{da}$$

dengan menggunakan Persamaan ideal gas

$$W = (P_w V / R_w T) / (P_{da} V / R_{da} T)$$

$$W = (P_w / P_{da}) \times (R_{da} / R_w)$$

dengan mensubstitusikan nilai konstanta gas ideal untuk udara kering dan uap air didapat

$$W = 0.6219 P_w / P_{da}$$

$$W = 0.6219 P_w / (P - P_w)$$

Sehingga diperoleh rasio kelembaban:

$$W_1 = 0.6219 P_{w1} / (P - P_{w1})$$

$$W_1 = 0.6219 \cdot 2277,974868 / (101300 - 2277,974868)$$

$$W_1 = 0,014308481 \text{ kg uap air/kg udara kering}$$

sedangkan untuk *humidity ratio* titik 4

$$W_4 = 0,009083134 \text{ kg uap air/kg udara kering}$$

- Entalpi udara campuran adalah besarnya penjumlahan dari entalpi udara kering dengan entalpi uap air

$$h = h_{da} + W h_g$$

$$h = c_p t + W(h_{fg} + c_{p,w} t)$$

Dengan pendekatan c_p dianggap konstan sebesar 1.006 dan h_g meningkat secara linear terhadap peningkatan temperature $h_g \approx 2501 + 1.86 t$, maka untuk menghitung entalpi gas ideal campuran dapat digunakan persamaan berikut:

$$h = 1.006 t + W (2501 + 1.86 t)$$

Sehingga diperoleh nilai entalpi

$$h_1 = 1.006 t_1 + W_1 (2501 + 1.86 t_1)$$

$$h_1 = 1.006 (24,75) + 0,014308481 (2501 + 1.86 (24,75))$$

$$h_1 = 61,31083087 \text{ kJ/kg}$$

Dengan menggunakan persamaan yang sama diperoleh

$$h_4 = 37,66903175 \text{ kJ/kg}$$

- *Sensible heat ratio* sistem

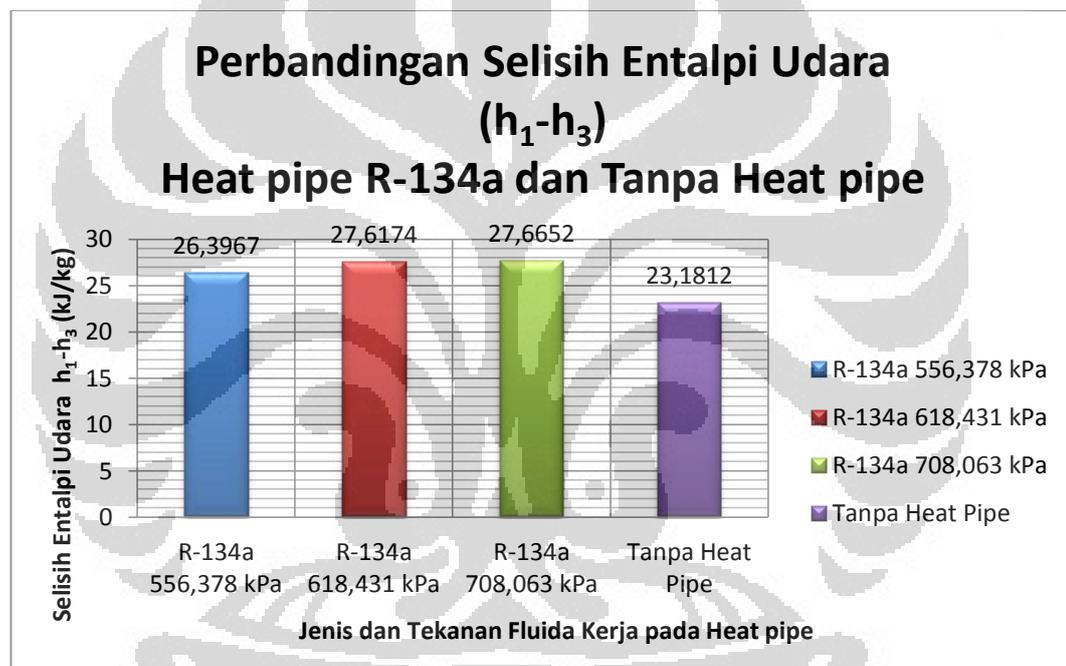
$$SHR = C_p (T_1 - T_4) / (h_1 - h_4)$$

$$SHR = 1,006 (24,75 - 14,63) / (61,31083087 - 37,66903175)$$

$$SHR = 0,43057544$$

4.1.2 Perbandingan Efek Pendinginan pada *Heat pipe* R-134a

Efek pendinginan pada sistem pengkondisian udara dilihat dari selisih entalpi pada titik 1 dan titik 3. Pada titik tersebut udara yang masuk ke saluran udara telah mengalami pendinginan melalui sistem pengkondisian udara di dalam saluran udara baik yang menggunakan *heat pipe* ataupun tanpa menggunakan *heat pipe*.



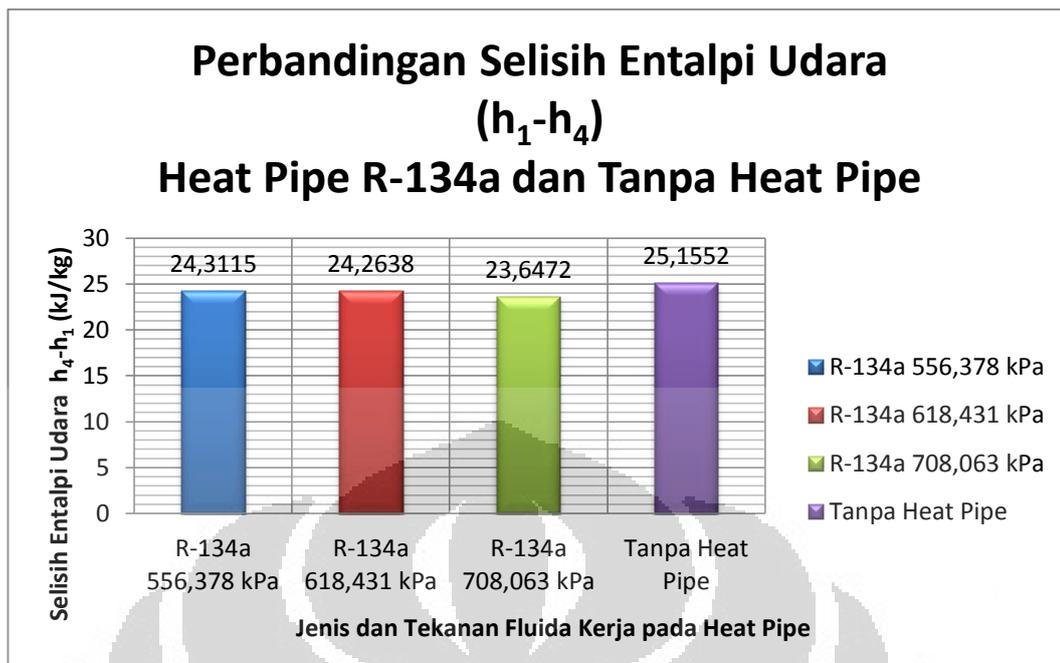
Gambar 4.2 Grafik perbandingan selisih entalpi udara pada *heat pipe* R-134a dan tanpa *heat pipe*

Melalui grafik pada Gambar 4.2 secara umum, terlihat bahwa efek pendinginan yang terjadi pada sistem pengkondisian udara yang menggunakan *heat pipe* menghasilkan efek pendinginan yang lebih besar bila dibandingkan sistem pengkondisian udara yang konvensional tanpa menggunakan *heat pipe*. Dari grafik tersebut, nilai efek pendinginan yang dihitung melalui selisih entalpi udara di titik 1 dan titik 3 pada sistem pengkondisian udara konvensional adalah 23,1812 kJ/kg. Pada sistem pengkondisian udara yang menggunakan *heat pipe*

nilai selisih entalpi berada pada jangkauan 26,3967 kJ/kg -27,6652 kJ/kg atau dengan kata lain, efek pendinginan pada sistem pengkondisian menggunakan *heat pipe* memiliki nilai hingga 19,34% lebih besar bila dibandingkan dengan sistem pengkondisian udara tanpa *heat pipe*.

Efek pendinginan yang lebih pada sistem pengkondisian udara yang menggunakan *heat pipe* diperoleh dari sisi evaporator *heat pipe*. Sama seperti penjelasan sebelumnya, sisi evaporator *heat pipe* berperan dalam proses *pre-cooling* sehingga udara yang masuk dari sisi masuk saluran udara akan mengalami pendinginan awal sebelum didinginkan oleh koil pendingin. Kalor pada udara yang melewati sisi evaporator *heat pipe* akan terserap oleh fluida kerja di dalam *heat pipe* yang menyebabkan fluida kerja tersebut terevaporasi dengan kata lain sebagian besar kalor yang diserap oleh fluida kerja digunakan sebagai kalor laten untuk perubahan fasa pada refrigeran. Dengan demikian, selisih entalpi pada titik 1 dan titik 3 menjadi lebih besar.

Variasi tekanan pada fluida kerja yang digunakan dalam *heat pipe* memberikan pengaruh terhadap nilai efek pendinginan. Berdasarkan grafik pada Gambar 4.2 terlihat adanya kenaikan nilai efek pendinginan seiring dengan kenaikan tekanan fluida kerja di dalam *heat pipe*. Tekanan fluida kerja pada *heat pipe* yang semakin tinggi menghasilkan temperatur saturasi yang lebih tinggi sehingga penyerapan kalor dapat dilakukan dengan lebih optimal akibat peningkatan kapasitas kalor yang dimiliki fluida kerja. Namun, besarnya kenaikan nilai efek pendinginan tidak terlalu signifikan antara tekanan satu dengan yang lainnya dikarenakan perbedaan tekanan yang tidak terlalu besar. Perlu diperhatikan juga, apabila tekanan fluida kerja di dalam *heat pipe* terlampau besar akibatnya fluida kerja tidak dapat terevaporasi dan dapat mengurangi kinerja *heat pipe* atau sebaliknya, bila tekanan fluida kerja terlalu rendah, dikhawatirkan tidak terjadi siklus di dalam *heat pipe* yang dapat dimanfaatkan dalam sistem pengkondisian udara.

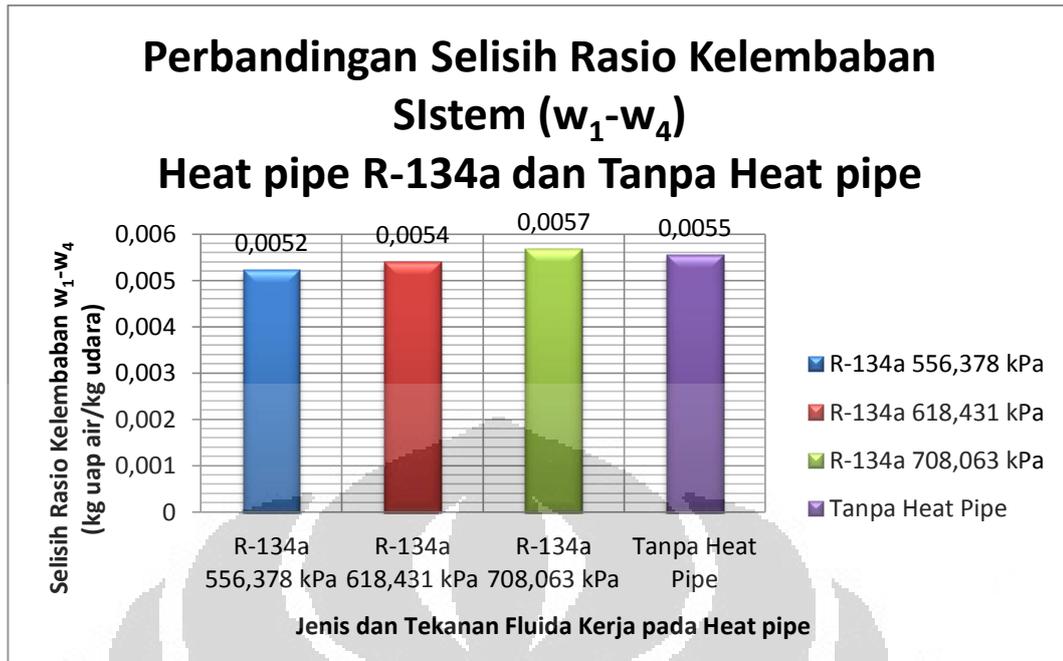


Gambar 4.3 Grafik perbandingan selisih entalpi udara pada *heat pipe* R-134a dan tanpa *heat pipe*

Apabila dilihat secara sekilas, penggunaan *heat pipe* pada sistem pengkondisian udara memiliki selisih entalpi titik 1 dan titik 4 yang lebih kecil dibandingkan dengan sistem pengkondisian udara tanpa menggunakan *heat pipe*. Hal tersebut diakibatkan oleh sisi kondensor *heat pipe* yang berfungsi sebagai *reheater* sehingga entalpi sistem menjadi lebih rendah. Sisi kondensor yang difungsikan sebagai *reheater* dapat dimanfaatkan sebagai perangkat untuk menurunkan kelembaban udara

4.1.3 Perbandingan Rasio Kelembaban pada *Heat pipe* R-134a

Rasio kelembaban merupakan perbandingan massa air yang terkandung dalam setiap kilogram udara kering. Dengan selisih dari rasio kelembaban tersebut dapat menggambarkan fenomena perubahan uap air dalam udara yang berubah menjadi kondensat ketika dilakukan proses pengkondisian udara.



Gambar 4.4 Grafik perbandingan rasio kelembaban udara pada *heat pipe* R-134a dan tanpa *heat pipe*

Berdasarkan data yang ditampilkan pada grafik yang ada pada Gambar 4.4, selisih rasio kelembaban menunjukkan angka yang relatif seimbang antara sistem pengkondisian udara yang menggunakan *heat pipe* maupun sistem pengkondisian udara yang tidak menggunakan *heat pipe*. Idealnya, sistem pengkondisian udara yang menggunakan *heat pipe* memiliki kondensat yang lebih banyak yang direpresentasikan dengan selisih rasio kelembaban sebagai akibat dari hasil kerja sisi evaporator pada *heat pipe* yang membantu proses pendinginan awal. Nilai selisih rasio kelembaban pada titik 1 dan titik 4 pada sistem pengkondisian udara konvensional memiliki nilai 0,0055 kering sedangkan pada sistem pengkondisian udara yang menggunakan *heat pipe* berada pada jangkauan 0,0052 – 0,0057 atau dengan kata lain nilai maksimum dalam peningkatan selisih rasio kelembaban hanya sekitar 3,6%.

Dari grafik pada Gambar 4.4 dapat, selisih nilai rasio kelembaban yang dimiliki sistem pengkondisian udara menggunakan *heat pipe* R-134a dengan tekanan fluida kerja 556,378 kPa dan 618,431 kPa lebih kecil dibandingkan dengan nilai selisih rasio kelembaban pada sistem pengkondisian udara tanpa menggunakan *heat pipe*. Temperatur saturasi R-134a pada tekanan 556,378 kPa

dan 618,431 kPa adalah 19,12°C dan 22,57°C , akibat selisih temperatur yang cukup besar antara temperatur saturasi fluida kerja dan temperatur udara serta laju aliran massa pada sisi evaporator *heat pipe* yang lebih besar menyebabkan siklus evaporasi dan kondensasi pada *heat pipe* tidak seimbang. Oleh karena itu, kinerja *heat pipe* dalam meningkatkan laju pembentukan kondensat menjadi kurang baik.

1.2 *Heat pipe* dengan Fluida Kerja R-22

Dalam penelitian ini, selain menggunakan fluida kerja R-134a, digunakan juga fluida kerja lain yaitu R-22. Penggunaan jenis fluida yang berbeda ini dimaksudkan untuk mempertegas karakteristik dari kinerja *heat pipe* akibat variasi tekanan fluida kerja yang digunakan di dalam *heat pipe*. Secara umum, proses pengujian *heat pipe* dengan fluida kerja berupa R-22 tidak berbeda dengan pengujian *heat pipe* sebelumnya yang menggunakan R-134a. Satu-satunya perbedaan adalah adanya lima empat variasi tekanan fluida kerja yang digunakan pada *heat pipe* R-22 sedangkan pada *heat pipe* R-134a hanya ada tiga variasi tekanan. Pada *heat pipe* dengan fluida kerja R-22 proses pengujian dilakukan dengan beberapa variabel konstan sebagai berikut:

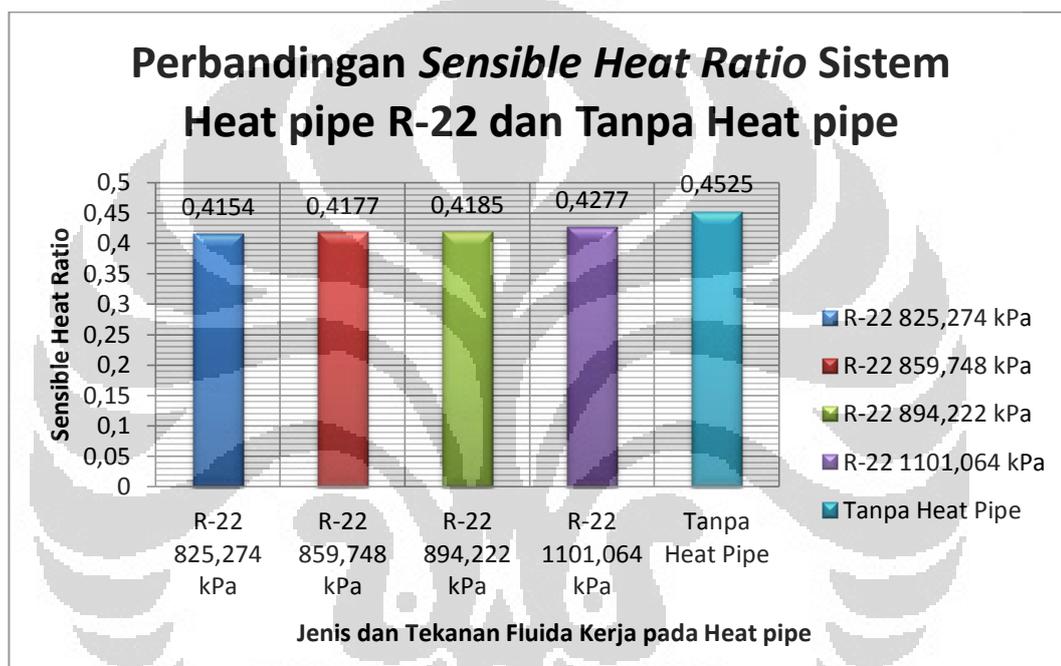
- Jumlah *heat pipe* yang digunakan berjumlah 8 buah
- Fluida kerja berupa R-22
- Temperatur sisi masuk saluran udara ± 24.75
- Kelembaban relatif sisi masuk saluran udara $\pm 73\%$
- Laju aliran massa udara 0,077 kg/s
- Orientasi *heat pipe* diposisikan vertikal

Sebagai variabel yang dibandingkan, dilakukan variasi tekanan pada fluida kerja yang digunakan pada *heat pipe*. Tekanan R-22 yang digunakan sebagai fluida kerja pada *heat pipe* adalah 825,274 kPa, 859,748 kPa, 894,222 kPa dan 1101,064 kPa. Selain dibandingkan antar variasi tekanan yang digunakan pada *heat pipe* data hasil penelitian juga akan membandingkan kinerja sistem pengkondisian udara yang menggunakan *heat pipe* dengan sistem pengkondisian udara konvensional yang tidak menggunakan *heat pipe* berdasarkan parameter-parameter yang telah ditentukan.

Dalam penelitian ini, ada tiga parameter yang dijadikan untuk menentukan kinerja *heat pipe* yang digunakan dalam sistem pengkondisian udara, antara lain:

- Besar kinerja *heat pipe* dalam upaya penurunan kelembaban udara dengan menggunakan parameter *sensible heat ratio*.
- Besar kinerja *heat pipe* dalam meningkatkan efek pendinginan sistem
- Besar laju pembentukan kondensat atau pelepasan uap air dari udara

4.2.1 Perbandingan *Sensible Heat Ratio* pada *Heat pipe* R-22



Gambar 4.5 Grafik perbandingan SHR pada *heat pipe* R-134a dan tanpa *heat pipe*

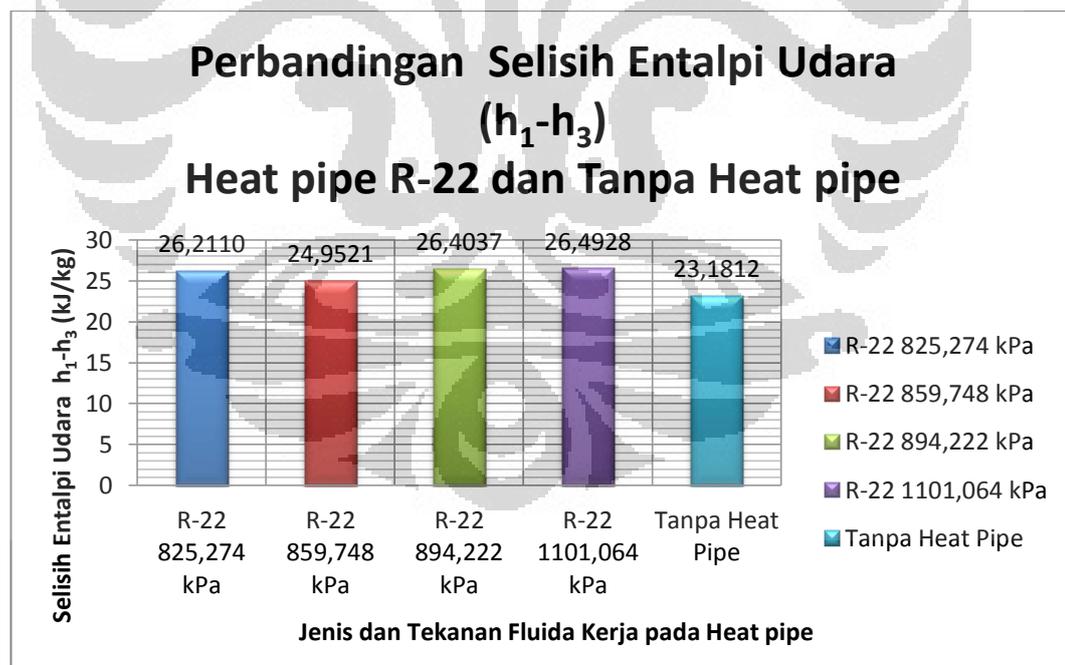
Melalui grafik pada Gambar 4.5, nilai SHR pada sistem pengkondisian udara yang menggunakan *heat pipe* lebih kecil dibandingkan dengan sistem pengkondisian udara tanpa menggunakan *heat pipe*. Nilai SHR pada sistem pengkondisian udara yang menggunakan *heat pipe* memiliki jangkauan nilai antara yang lebih rendah, yaitu 0,4156 – 0,4277 bila dibandingkan dengan sistem pengkondisian udara konvensional yang memiliki nilai SHR lebih besar, yaitu 0,4525.

Peristiwa penurunan SHR terjadi akibat fungsi dari sisi evaporator pada *heat pipe* yang digunakan sebagai perangkat pendinginan awal sebelum udara

melewati koil pendingin. Ketika melewati sisi evaporator *heat pipe*, entalpi udara berkurang karena ada sejumlah kalor yang diserap oleh fluida kerja pada *heat pipe*. Akibatnya, ketika mencapai koil pendingin, diperlukan energi yang lebih rendah untuk menghasilkan kondensat sehingga kandungan uap air dalam udara menjadi berkurang. Selain sisi evaporator *heat pipe*, sisi kondensor *heat pipe* juga memberikan pengaruh terhadap proses penurunan kelembaban udara dengan melepaskan kalor ke udara yang menyebabkan kenaikan temperatur yang berpengaruh terhadap kalor laten maupun sensibel udara yang telah melewati sisi kondensor *heat pipe*.

Nilai SHR pada keempat variasi tekanan fluida kerja dalam *heat pipe* menunjukkan angka yang seimbang satu dengan yang lainnya. Hal ini menjelaskan sisi evaporator *heat pipe* dengan tekanan fluida yang berbeda-beda tersebut sudah cukup efektif dalam mengambil kalor dari udara sehingga nilai SHR yang dihasilkan relatif seragam.

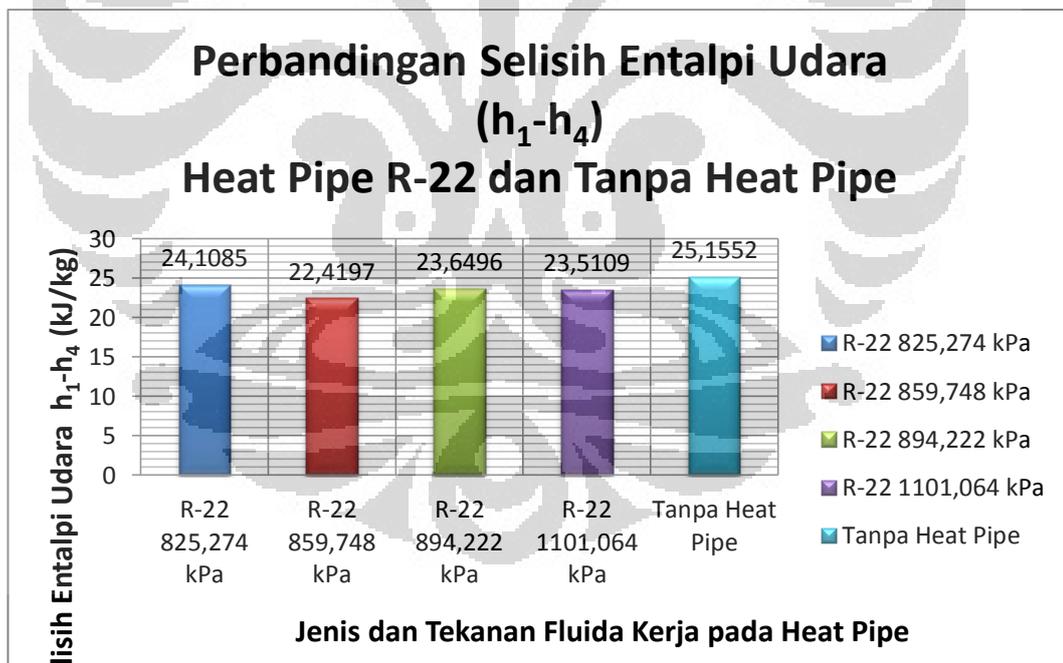
4.1.2 Perbandingan Efek Pendinginan pada *Heat pipe* R-22



Gambar 4.6 Grafik perbandingan selisih entalpi udara pada *heat pipe* R-22 dan tanpa *heat pipe*

Perhitungan selisih entalpi udara pada titik 1 dan 3 dimaksudkan untuk mengetahui seberapa besar efek pendinginan sistem ditambah kinerja dari *heat pipe* pada sisi evaporator sebagai perangkat *pre-cooling*. Dari grafik pada Gambar 4.6 efek pendinginan pada sistem pengkondisian udara yang menggunakan *heat pipe* memiliki nilai yang lebih tinggi dibandingkan dengan sistem pengkondisian udara yang konvensional. Nilai efek pendinginan terbesar didapat pada *heat pipe* yang menggunakan tekanan fluida kerja yang paling tinggi yaitu 26,4928 kJ/kg sedangkan pada sistem pengkondisian udara konvensional hanya 23,1812 atau dengan kata lain penggunaan *heat pipe* pada sistem pengkondisian udara dapat memberikan efek pendinginan hingga 14,29%.

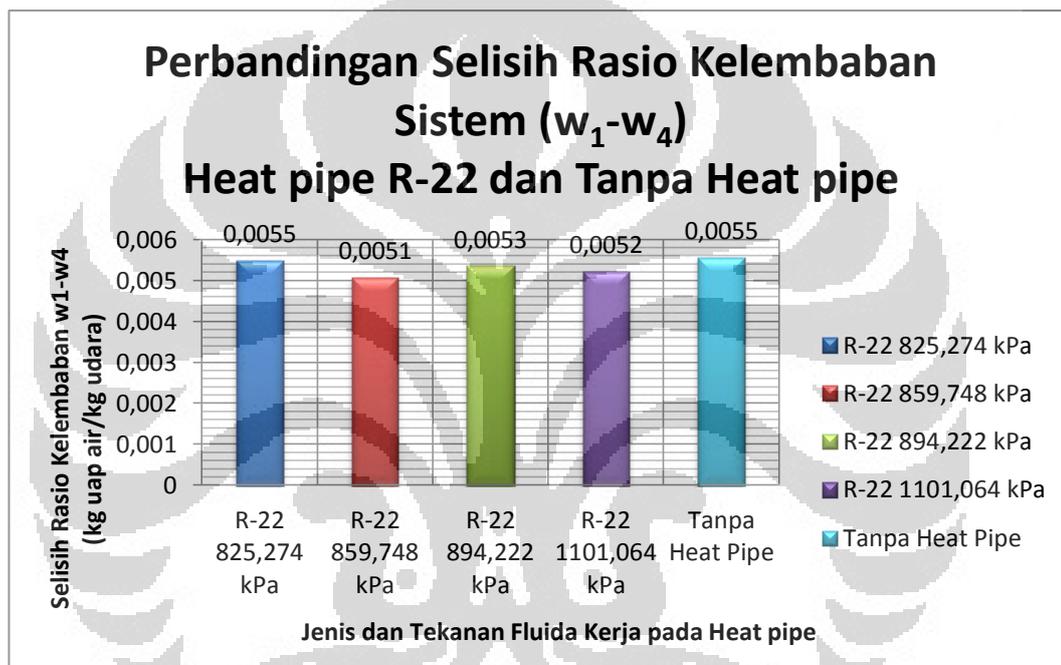
Efek pendinginan yang diberikan *heat pipe* meningkat seiring dengan penggunaan tekanan fluida kerja pada *heat pipe* yang lebih besar. Peningkatan tekanan fluida kerja menyebabkan temperatur saturasi fluida kerja menjadi lebih rendah sehingga proses penyerapan kalor menjadi lebih baik.



Gambar 4.7 Grafik perbandingan rasio kelembaban udara pada *heat pipe* R-22a dan tanpa *heat pipe*

Apabila dilihat secara sekilas, penggunaan *heat pipe* pada sistem pengkondisian udara memiliki selisih entalpi titik 1 dan titik 4 yang lebih kecil dibandingkan dengan sistem pengkondisian udara tanpa menggunakan *heat pipe*. Hal tersebut diakibatkan oleh sisi kondensor *heat pipe* yang berfungsi sebagai *reheater* sehingga entalpi sistem menjadi lebih rendah. Sisi kondensor yang difungsikan sebagai *reheater* dapat dimanfaatkan sebagai perangkat untuk menurunkan kelembaban udara.

4.1.3 Perbandingan Rasio Kelembaban pada *Heat pipe* R-22



Gambar 4.7 Grafik perbandingan selisih rasio kelembaban pada *heat pipe* R-22 dan tanpa *heat pipe*

Penggunaan selisih rasio kelembaban pada titik 1 dan 4 sebagai salah satu parameter kinerja *heat pipe* dimaksudkan untuk mengetahui laju pembentukan kondensat pada sistem pengkondisian udara. Nilai selisih rasio kelembaban pada sistem pengkondisian udara yang menggunakan *heat pipe* memiliki nilai yang relatif sama dibandingkan dengan sistem pengkondisian udara konvensional. Besarnya selisih rasio kelembaban pada sistem pengkondisian udara dengan menggunakan *heat pipe* memiliki nilai 0,0051 – 0,0055, nilai tersebut relatif sama

pada sistem pengkondisian udara tanpa menggunakan *heat pipe* nilai selisih rasio kelembabannya adalah 0,0055.

Berdasarkan grafik pada Gambar 4.7 tidak terlihat adanya peningkatan laju pembentukan kondensat pada penggunaan fluida kerja R-22 pada *heat pipe* dengan tekanan yang telah ditentukan tersebut. Pada tekanan fluida kerja antara 825,274 kPa hingga 894,222 kPa, temperatur saturasi fluida kerja berkisar antara 16,55°C hingga 19,37°C. Dengan perbedaan temperatur yang cukup besar antara temperatur udara masuk yaitu 24,75°C dengan temperatur saturasi pada fluida kerja, dapat menyebabkan ketidakseimbangan siklus di sisi evaporator dan sisi kondensor pada *heat pipe*.



BAB V

KESIMPULAN

Berdasarkan eksperimen yang telah dilakukan dapat ditarik kesimpulan sebagai berikut:

- Nilai SHR pada sistem pengkondisian udara yang menggunakan *heat pipe* lebih kecil dibandingkan dengan sistem pengkondisian udara tanpa menggunakan *heat pipe* dengan penurunan hingga 14,29%
- Efek pendinginan sistem pengkondisian udara yang menggunakan *heat pipe* lebih besar dibandingkan dengan sistem pengkondisian udara biasa, dengan peningkatan maksimum sebesar 19,34%
- Laju pembentukan kondensat pada sistem pengkondisian udara menggunakan *heat pipe* dapat ditingkatkan hingga 3,6%
- Penggunaan *heat pipe* yang diaplikasikan pada sistem pengkondisian udara berfungsi sebagai perangkat *precooling* dan *reheating*.
- Kinerja *heat pipe* dipengaruhi oleh tekanan dan jenis fluida kerja yang digunakan pada *heat pipe*.

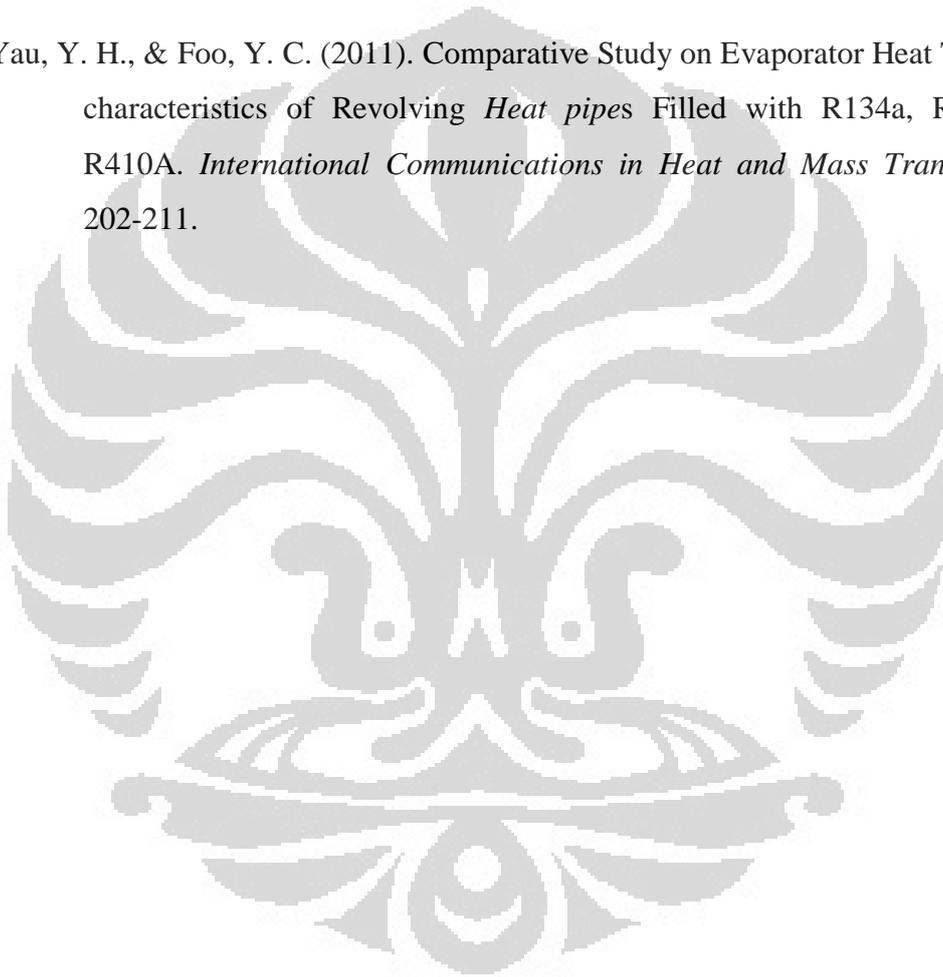
Adapun saran untuk pengembangan penelitian yang akan dilakukan di masa yang akan datang sebagai berikut:

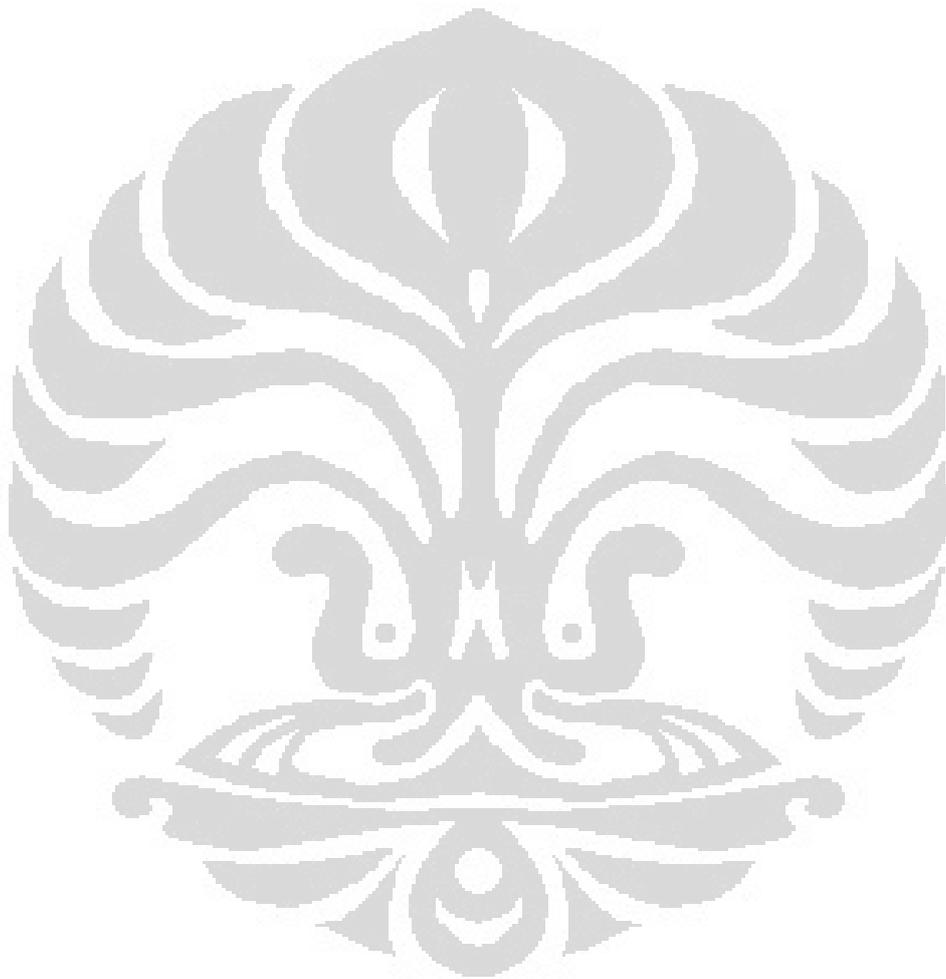
- Untuk memberikan karakteristik kinerja *heat pipe* yang lebih akurat, kebocoran aliran udara pada saluran udara sebaiknya diminimalisir dengan penggunaan insulator yang lebih baik.
- Pengukuran sifat udara, seperti kelembaban relatif sebaiknya diposisikan tetap pada titik uji sehingga dapat dipantau secara berlanjut.

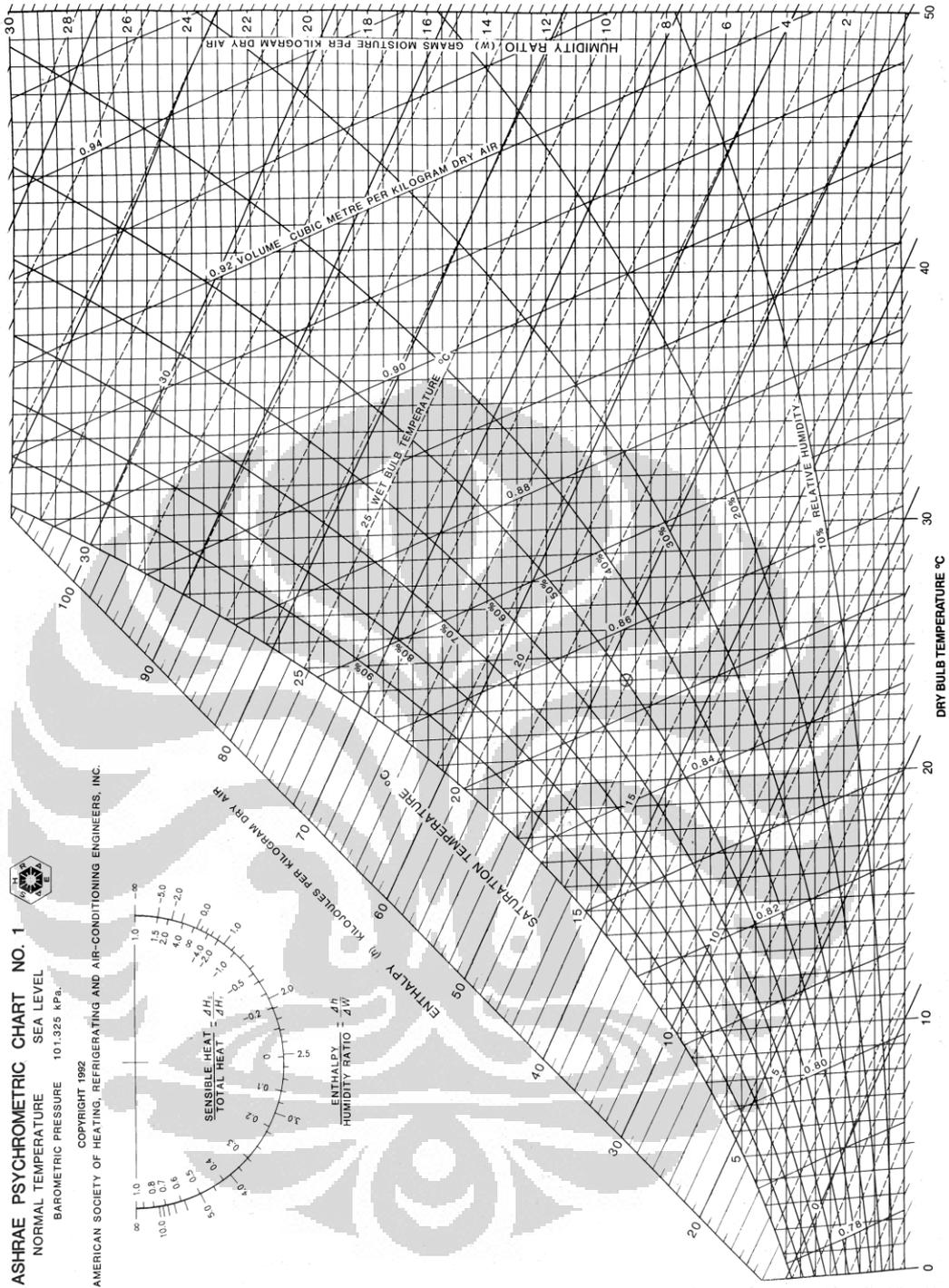
DAFTAR PUSTAKA

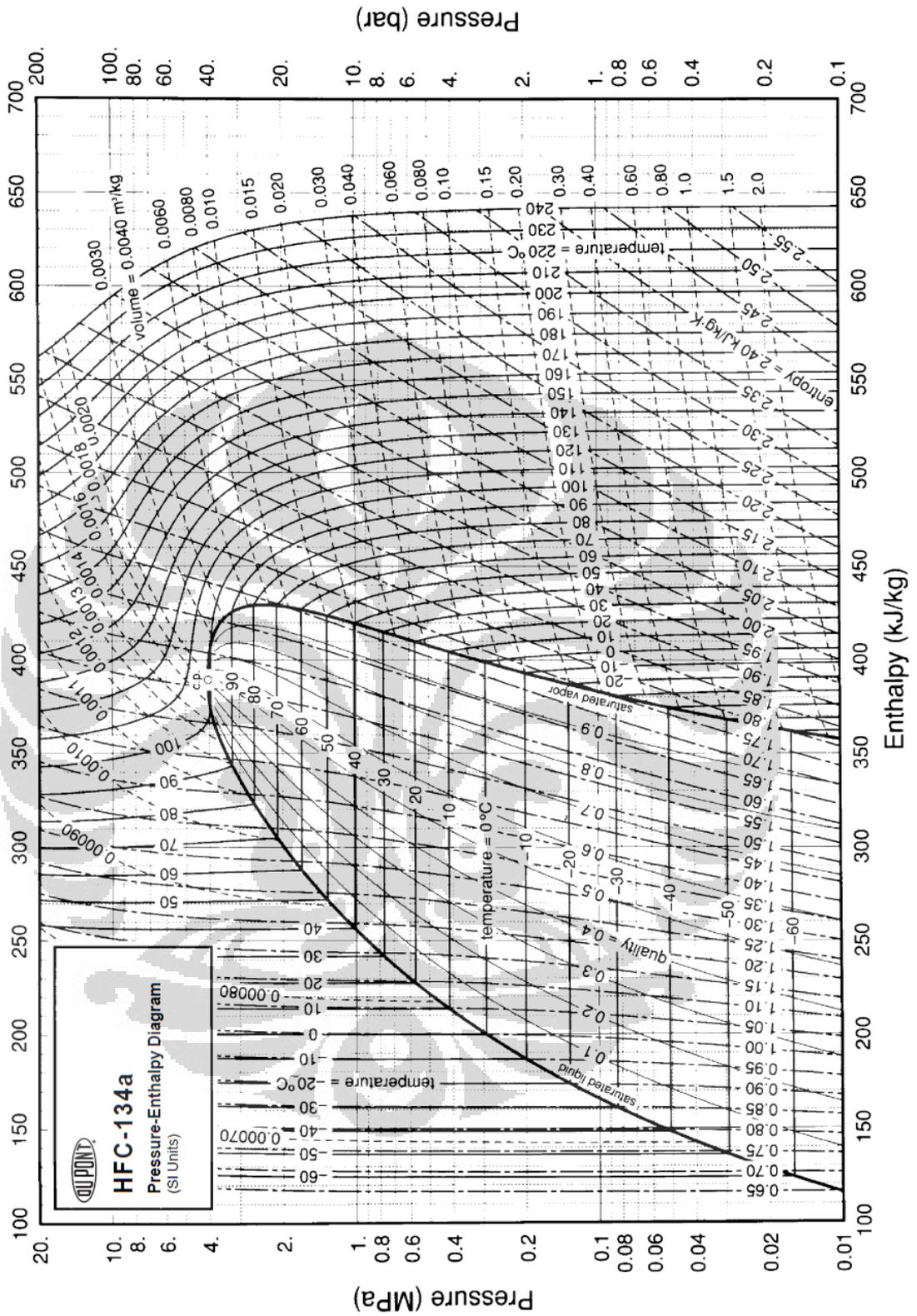
- ASHRAE. (2001). *ASHRAE Handbook 2001 Fundamentals (SI Edition)*. Atlanta: ASHRAE.
- Dincer, I., & Kanoglu, M. (2010). *Refrigeration Systems and Application Second Edition*. Chichester: John Wiley & Sons.
- El-Baky, M. A., & Mohamed, M. M. (2007). *Heat pipe Heat Exchanger for Heat Recovery in Air Conditioning*. *Applied Thermal Engineering* 27, 795–801.
- Naphon, P. (2010). On The Performance of Air Conditioner with *Heat pipe* for Cooling Air in The Condenser. *Energy Conversion and Management* 51, 2362–2366.
- Noie-Baghban, S. H., & Majideian, G. R. (2000). Waste Heat Recovery Using *Heat pipe* Heat Exchanger(HPHE) for Surgery Rooms in Hospitals. *Applied Thermal Engineering* 20, 1271-1282.
- Reay, D., & Kew, P. (2006). *Heat pipes Theory, Design and Applications Fifth Edition*. Oxford: Elsevier.
- Singhs, A. K., Singh, H., Singh, S. P., & Sawhney, R. L. (2002). Numerical Calculation of Psychrometric Properties on a Calculator. *Building and Environment* 37, 415-419.
- Srimuang, W., & Amatachaya, P. (2012). A Review of The Applications of *Heat pipe* Heat Exchangers for Heat Recovery. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 16, 4303– 4315.
- Wu, X. P., Johnson, P., & Akbarzadeh, A. (1997). Application of *Heat pipe* Heat Exchanger to Humidity Control in Air-Conditioning Systems. *Applied Thermal Engineering* 17, 561-568.

- Yau, Y. H. (2006). Application of a *Heat pipe* Heat Exchanger to Dehumidification Enhancement in a HVAC System for Tropical Climates —a Baseline Performance Characteristics Study. *International Journal of Thermal Sciences* 46, 164-17.
- Yau, Y. H., & Ahmadzadehtalatapeh, M. (2010). A Review on The Application of Horizontal *Heat pipe* Heat Exchangers in Air. *Applied Thermal Engineering* 30, 77-84.
- Yau, Y. H., & Foo, Y. C. (2011). Comparative Study on Evaporator Heat Transfer characteristics of Revolving *Heat pipes* Filled with R134a, R22 and R410A. *International Communications in Heat and Mass Transfer* 38, 202-211.



LAMPIRAN





DuPont™ Freon® 22 Saturation Properties — Temperature Table

Temp °C	Pressure [kPa]	Volume [m ³ /kg]		Density [kg/m ³]		Enthalpy [kJ/kg]			Entropy [kJ/K·kg]		Temp °C
		Liquid v _l	Vapour v _g	Liquid d _l	Vapour d _g	Liquid h _l	Latent h _{fg}	Vapour h _g	Liquid s _l	Vapour s _g	
8	640.9	0.0008	0.0368	1254.0	27.150	209.5	198.4	407.9	1.034	1.739	8
9	660.7	0.0008	0.0358	1250.0	27.970	210.7	197.5	408.2	1.038	1.738	9
10	680.9	0.0008	0.0347	1247.0	28.820	211.9	196.7	408.6	1.042	1.737	10
11	701.7	0.0008	0.0337	1243.0	29.690	213.1	195.8	408.9	1.046	1.735	11
12	722.9	0.0008	0.0327	1239.0	30.570	214.3	194.9	409.2	1.051	1.734	12
13	744.5	0.0008	0.0318	1236.0	31.480	215.5	194.0	409.5	1.055	1.733	13
14	766.7	0.0008	0.0309	1232.0	32.410	216.7	193.2	409.9	1.059	1.732	14
15	789.3	0.0008	0.0300	1229.0	33.360	217.9	192.3	410.2	1.063	1.730	15
16	812.4	0.0008	0.0291	1225.0	34.340	219.1	191.4	410.5	1.067	1.729	16
17	836.1	0.0008	0.0283	1221.0	35.340	220.4	190.4	410.8	1.071	1.728	17
18	860.2	0.0008	0.0275	1217.0	36.360	221.6	189.5	411.1	1.076	1.726	18
19	884.8	0.0008	0.0267	1214.0	37.410	222.8	188.6	411.4	1.080	1.725	19
20	910.0	0.0008	0.0260	1210.0	38.480	224.1	187.6	411.7	1.084	1.724	20
21	935.7	0.0008	0.0253	1206.0	39.570	225.3	186.6	411.9	1.088	1.722	21
22	961.9	0.0008	0.0246	1202.0	40.700	226.5	185.7	412.2	1.092	1.721	22
23	988.7	0.0008	0.0239	1198.0	41.850	227.8	184.7	412.5	1.096	1.720	23
24	1016.0	0.0008	0.0232	1195.0	43.030	229.0	183.8	412.8	1.100	1.719	24
25	1044.0	0.0008	0.0226	1191.0	44.230	230.3	182.7	413.0	1.105	1.717	25
26	1072.0	0.0008	0.0220	1187.0	45.470	231.5	181.8	413.3	1.109	1.716	26
27	1101.0	0.0009	0.0214	1183.0	46.730	232.8	180.7	413.5	1.113	1.715	27
28	1131.0	0.0009	0.0208	1179.0	48.020	234.1	179.7	413.8	1.117	1.714	28
29	1161.0	0.0009	0.0203	1175.0	49.350	235.3	178.7	414.0	1.121	1.712	29
30	1192.0	0.0009	0.0197	1171.0	50.700	236.6	177.7	414.3	1.125	1.711	30
31	1223.0	0.0009	0.0192	1167.0	52.090	237.9	176.6	414.5	1.129	1.710	31
32	1255.0	0.0009	0.0187	1163.0	53.520	239.2	175.5	414.7	1.133	1.709	32
33	1288.0	0.0009	0.0182	1158.0	54.970	240.5	174.4	414.9	1.138	1.707	33
34	1321.0	0.0009	0.0177	1154.0	56.460	241.8	173.3	415.1	1.142	1.706	34
35	1355.0	0.0009	0.0172	1150.0	57.990	243.1	172.2	415.3	1.146	1.705	35
36	1389.0	0.0009	0.0168	1146.0	59.550	244.4	171.1	415.5	1.150	1.704	36
37	1424.0	0.0009	0.0164	1142.0	61.150	245.7	170.0	415.7	1.154	1.702	37
38	1460.0	0.0009	0.0159	1137.0	62.790	247.0	168.9	415.9	1.158	1.701	38
39	1497.0	0.0009	0.0155	1133.0	64.470	248.3	167.8	416.1	1.162	1.700	39
40	1534.0	0.0009	0.0151	1129.0	66.190	249.6	166.6	416.2	1.166	1.698	40