



UNIVERSITAS INDONESIA

**APLIKASI HEAT PIPE PADA PENGKONDISIAN UDARA
DENGAN VARIASI MASS FLOW RATE UDARA DAN
ORIENTASI HEAT PIPE**

SKRIPSI

**SIGIT JULIUS SETYAWAN
0806454960**

**DEPARTEMEN TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNIK UNIVERSITAS INDONESIA
DEPOK 2012**



UNIVERSITAS INDONESIA

**APLIKASI HEAT PIPE PADA PENGKONDISIAN UDARA
DENGAN VARIASI MASS FLOW RATE UDARA DAN
ORIENTASI HEAT PIPE**

SKRIPSI

Diajukan sebagai salah satu syarat untuk memperoleh gelar Sarjana Teknik

**SIGIT JULIUS SETYAWAN
0806454960**

**DEPARTEMEN TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNIK UNIVERISTAS INDONESIA
DEPOK 2012**

Universitas Indonesia

HALAMAN PERNYATAAN ORISINALITAS

Skripsi ini adalah hasil karya saya sendiri, dan dikerjakan bersama teman saya Bagus Ragil Kurniawan dan Triwahyu Adi dan semua sumber baik yang dikutip maupun dirujuk telah saya nyatakan dengan benar.

NAMA : SIGIT JULIUS SETYAWAN

NPM : 0806454960

Tanda Tangan :

Tanggal : 13 JUNI 2012

Universitas Indonesia

HALAMAN PENGESAHAN

Skripsi ini diajukan oleh :

Nama : SIGIT JULIUS SETYAWAN
 NPM : 0806454960
 Program Studi : Teknik Mesin
 Judul Skripsi :

APLIKASI HEAT PIPE PADA PENGKONDISIAN UDARA DENGAN VARIASI MASS FLOW RATE UDARA DAN ORIENTASI HEAT PIPE

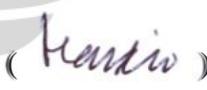
Telah berhasil dipertahankan di hadapan Dewan Penguji dan diterima sebagai bagian persyaratan yang diperlukan untuk memperoleh gelar Doktor pada Program Studi Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Indonesia

DEWAN PENGUJI

Pembimbing : Dr. Agus S Pamitran S.T M.Eng ()

Penguji : Prof.Dr.Ir.Raldi A Koestoer ()

Penguji : Dr.-Ing Ir.Nasrudin M.Eng ()

Penguji : Ir.Budiharjo Dipl-Ing ()

Penguji : Dr.Ir. Muhammad Idrus Alhamid ()

Ditetapkan di : Depok
 Tanggal : Juli 2012

Universitas Indonesia

KATA PENGANTAR

Dengan mengucapkan syukur Alhamdulillah atas karunia dan izin-Nya yang diberikan kepada saya sehingga dapat menyelesaikan skripsi ini. Penulisan skripsi ini dilakukan dalam rangka memenuhi salah satu syarat untuk mencapai gelar Sarjana Teknik pada Program Studi Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Indonesia. Oleh karena itu, perkenankanlah saya menyampaikan rasa terima kasih dan hormat kepada:

1. Dr. Agus S Pamitran, S.T. M.Eng. atas kesediaannya untuk menjadi Pembimbing, yang dengan penuh keteladanannya memberikan bimbingan, pengarahan, masukan yang tidak ternilai sejak awal hingga selesainya penulisan skripsi ini..
2. Ketua Departemen dan seluruh staf pengajar Departemen Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Indonesia, yang telah membimbing dan mendidik selama perkuliahan dan memberikan ilmu yang sangat bermanfaat
3. Anggota panitia penguji yang terdiri dari Prof.Dr. Ir. Raldi koestioer M.Eng Dr-ing. Ir. Nasrudin M.Eng , Ir. Budiharjo Dipl-ing,
4. Bagus Ragil Kurniawan, Tri Wahyu Adi, Sidra Ahmed, Aris Budianto, Selaku Patner kerja dalam pembuatan alat uji skripsi
5. Helmi Dadang, Machi Noviandri, Surya Fikri Utomo, Hernadi, Hanif, Mike, Indra Mario, Daniel, yang telah banyak membantu pembuatan alat uji
6. Seluruh teknisi di laboratorium Departemen Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Indonesia.
7. Teman-teman sejawat jurusan Teknik Mesin khususnya angkatan 2008 yang telah bersama- sama mengukir kisah perjalanan hidup di FT-UI
8. Kepada semua pihak yang telah berkenan membantu penyelesaian skripsi ini, yang tidak dapat saya sebutkan satu per satu.

Akhir kata, saya sampaikan terima kasih kepada orang tua tercinta yang telah membesarkan, mendidik, dan membimbing saya selama ini.. Saya menyadari bahwa, tanpa bantuan dan bimbingan dari berbagai pihak, dari masa perkuliahan

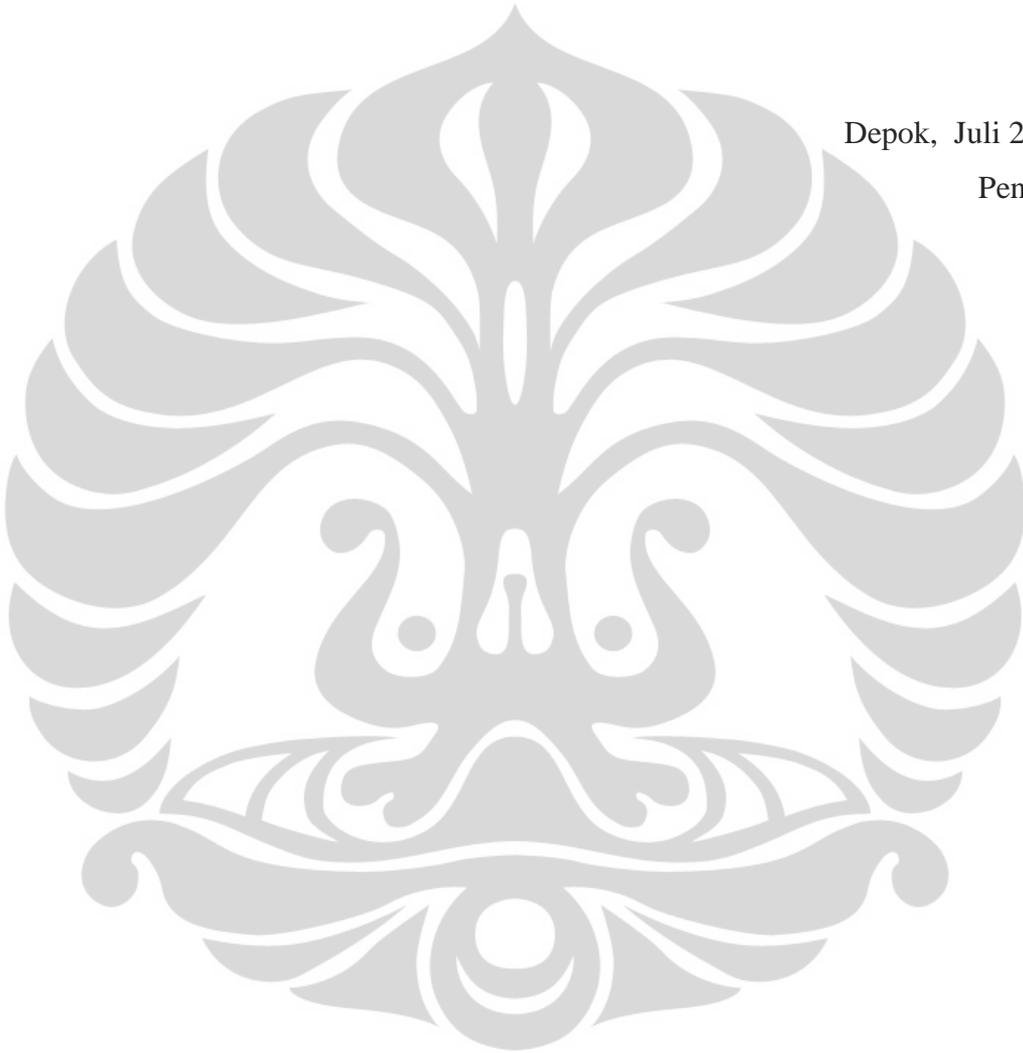
Universitas Indonesia

sampai pada penyusunan skripsi ini, sangatlah sulit bagi saya untuk menyelesaikan skripsi ini. Saya berharap Tuhan Yang Maha Esa berkenan membalas segala kebaikan semua pihak yang telah membantu.

Semoga skripsi ini membawa manfaat bagi pengembangan ilmu pengetahuan di Indonesia.

Depok, Juli 2010

Penulis



Universitas Indonesia

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

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

Nama : SIGIT JULIUS SETYAWAN

NPM : 0806454960

Program Studi : Teknik Mesin

Departement : Teknik Mesin

Fakultas : Teknik

Jenis karya : Skripsi

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

Aplikasi Heat Pipe pada Pengkondisian Udara dengan Variasi Mass Flow Rate Udara dan Orientasi Heat Pipe

beserta perangkat yang ada (jika diperlukan). Dengan Hak Bebas Royalti Noneksklusif ini Universitas Indonesia berhak menyimpan, mengalihmedia/formatkan, mengelola dalam bentuk pangkalan data (*database*), merawat, dan 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 : 15 Juni 2012

Yang menyatakan



(Sigit Julius Setyawan)

Universitas Indonesia

Abstrak

Nama : Sigit Julius Setyawan
NPM : 0806454960
Program Studi : Teknik Mesin

Judul :

Aplikasi Heat Pipe pada Pengkondisian Udara dengan Variasi Mass Flow Rate Udara dan Orientasi Heat Pipe

Relative Humidity adalah salah satu aspek penting yang harus dikontrol pada system pengkondisian udara. Namun, Penggunaan energy reheat untuk mengontrol Humidity pada system pengkondisian udara secara konvensional memerlukan energy tambahan yang tidak sedikit . Untuk meningkatkan efisiensi, dilakukan penelitian heat pipe pada aplikasi pengkondisian udara yang dilakukan di Laboratorium Pendingin, Departmen Teknik Mesin FTUI. Pada studi ini beberapa aspek yang dikaji adalah besar performance heat pipe dalam meningkatkan Penurunan Humidity, Besar energy untuk Reheat dari Heat pipe, Penurunan Humidity ratio, dan total penghematan energy pengkondisian udara dengan memvariasikan mass flow rate udara dan orientasi heat pipe. Dari studi yang telah dilakukan, Heat pipe dapat berperan meningkatkan penurunan kelembaban system pengkondisian udara secara konvensional dan Mengurangi energy untuk *reheating*. Penggunaan *Heat pipe* dapat meningkatkan penurunan *humidity* hingga maksimal 6.405% dan minimal 3.12% pada keseluruhan variable pengujian. Penggunaan *Heat pipe* dapat menghemat energy untuk *reheating* hingga maksimum 18.2% dan minimum 8.77% pada keseluruhan variable uji. *Mass flow rate* udara mempengaruhi *performance heat pipe* dalam *precooling* dan *reheating*. Peningkatan *mass flow rate* meningkatkan *preheating* dan *precooling heat pipe* namun disisi lain daya untuk kipas juga meningkat. *Performance heat pipe* dengan orientasi *heat pipe* vertical dan evaporator dibawah lebih baik bila dibandingkan dengan orientasi *heat pipe* horizontal hal ini disebabkan karena laju aliran *working fluida* dari condenser *heat pipe* ke evaporator meningkat karena pengaruh gravitasi.

Kata Kunci : Heat Pipe; Dehumidification; Pengkondisian Udara;

Abstract

Name : Sigit Julius Setyawan
NPM : 0806454960
Program Studi : Mechanical Engineering

Judul :

Heat Pipe Application in Air Conditioning With Mass Flow Rate Air and Orientation of Heat Pipe

Relative Humidity is important aspect that must be controlled in Air Conditioning, however, air conditioning system, must have additional energy reheat to control Humidity in the air conditioning. To improve efficiency, conducted research on the application of heat pipe in air conditioning is performed at the Laboratory, Department of Mechanical Engineering University of Indonesia. In the present study examined several aspect of the performance heat pipe to increasing humidification, energy to reheat form heat pipe and total air conditioning saving energy by varying the air mass flow rate and heat pipe orientations.

The studies have been done, heat pipe can be enchanment humidification in convetional air conditioning and reduce energy for reheating. Using heat pipe in conventional air conditioning system can improve humidification minimum at 3.12 % and maximum at 6.405% in the overall test variable. the use of heat pipe can save energy for reheating up to maximum 18.2% and minimum 8.77% on the overall test variable. Air mass flow rate affect the performance of heat pipe in the precooling and reheating. Increase in air mass flow rate increase precooling and reheating heat pipe but on the other hand power of fan also increase. Performance of heat pipe with vertical orientation where evaporator of heat pipe in bottom is more better when compared to the horizontal orientation. this is because the flow rate of working fluid from the condenser of heat pipe to evaporator of heat pipe is increasing by gravity

Keywords: Heat Pipe; dehumidification; Air Conditioning;

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL	ii
HALAMAN PERNYATAAN ORISINALITAS	iii
LEMBAR PENGESAHAN	iv
KATA PENGANTAR.....	v
LEMBAR PERSETUJUAN PUBLIKASI KARYA ILMIAH	vii
ABSTRAK	viii
DAFTAR ISI.....	xii
DAFTAR GAMBAR.....	xv
DAFTAR TABEL	xx
DAFTAR NOTASI	xxi
DAFTAR LAMPIRAN	xxiii
BAB 1 PENDAHULUAN	1
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Perumusan Masalah	2
1.3 Tujuan Penelitian	2
1.4 Manfaat Penelitian.....	3
1.5 Sistematika Penulisan	3
BAB 2 TEORI PENUNJANG.....	5
2.1 Dasar Teori.....	5
2.2 Pengertian <i>Heat Pipe</i>	11
2.2.1 Karakteristik Kerja <i>Heat Pipe</i>	13
2.2.2 Pengaruh Tegangan Permukaan.....	13
2.2.3 Pengaruh <i>Gravitational Head</i>	15
2.2.4 Pengaruh Tekanan Kapilaritas.....	15
2.2.5 Perpindahan Panas dan Beda Temperatur.....	17
2.3 Konstruksi <i>HeatPipe</i>	18
2.3.1 <i>Container</i>	18
2.3.2 <i>Wick</i>	19
2.3.2.1 <i>Sintered Powder Wick</i>	19
2.3.2.2 <i>Screen Mesh Wick</i>	20
2.3.3 <i>Working Fluida</i>	21
2.4 Psychometric	24
2.4.1 Pendahuluan.....	24
2.4.2 <i>Properties Moist Air</i>	26
2.4.3 Persamaan Gas Ideal Untuk Udara Kering dan Uap Air	29
2.4.4 Psychometric Chart	32
2.4.5 Bagan-Bagan Psychometric Chart.....	33

2.4.5.1	Garis Jenuh (Saturation Line).....	33
2.4.5.2	Kelembaban Relative (Relative Humidity).....	34
2.4.5.3	Rasio Kelembaban (Humidity Ratio).....	34
2.4.5.4	Entalpi Udara Campuran	35
2.4.5.5	Volume Spesifik Udara Campuran.....	36
2.4.6	Proses-Proses Pengkondisian Udara	37
2.4.6.1	Sensible Heating dan Sensible Cooling.....	37
2.4.6.2	Penurunan Kelembaban (Dehumidification).....	38
BAB 3	ASPEK PENELITIAN.....	41
3.1	Design Heat pipe	43
3.1.1	Konstruksi Heat pipe	43
3.1.1.1	Pemilihan Container	43
3.1.1.2	Pemilihan Working Fluida.....	46
3.1.1.3	Pemilihan Wick.....	47
3.2	Exsperimental Set-up dan Skematik Pengujian... ..	48
3.3	Mengukur Besar Performance Heat Pipe Pada pengkondisian Udara.....	60
3.3.1	Performance Heat Pipe dalam Kapasitas Penurunan Kelembaban	60
3.3.2	Besar Precooling dan Reheating Heat Pipe.....	61
3.3.3	Besar Penurunan Humidity Ratio Menggunakan Heat Pipe	61
3.3.4	Besar Performance Heat Pipe Untuk Mengkondisikan Udara Sesuai Standart Kenyamanan ASHRAE.....	62
3.4	Parameter Besaran yang Diukur.....	63
3.5	Penurunan Besaran Parameter Ukur dengan Parameter Thermal Performance Heat pipe	64
3.6	Persiapan Penelitian	67
3.7	Prosedur Penelitian	67
3.8	Variasi Pengujian	68
BAB 4	HASIL DAN PEMBAHASAN	70
4.1	Variasi Mass flow Rate Udara.....	70
4.1.1	Perbandingan <i>Sensible Heat Ratio</i> Dengan Menggunakan <i>Heat Pipe</i> Dan Tanpa <i>Heat Pipe</i> Dengan Variasi Mass Flow Rate	72
4.1.2	Contoh Perhitungan SHR Sistem.....	75
4.1.3	Besar Efek Pendinginan Sistem Pengkondisian Udara Dengan Menggunakan <i>Heat Pipe</i> Dan Tanpa <i>Heat Pipe</i>	78
4.14	Besar <i>Performance Heat Pipe</i> Dalam Melepas	80

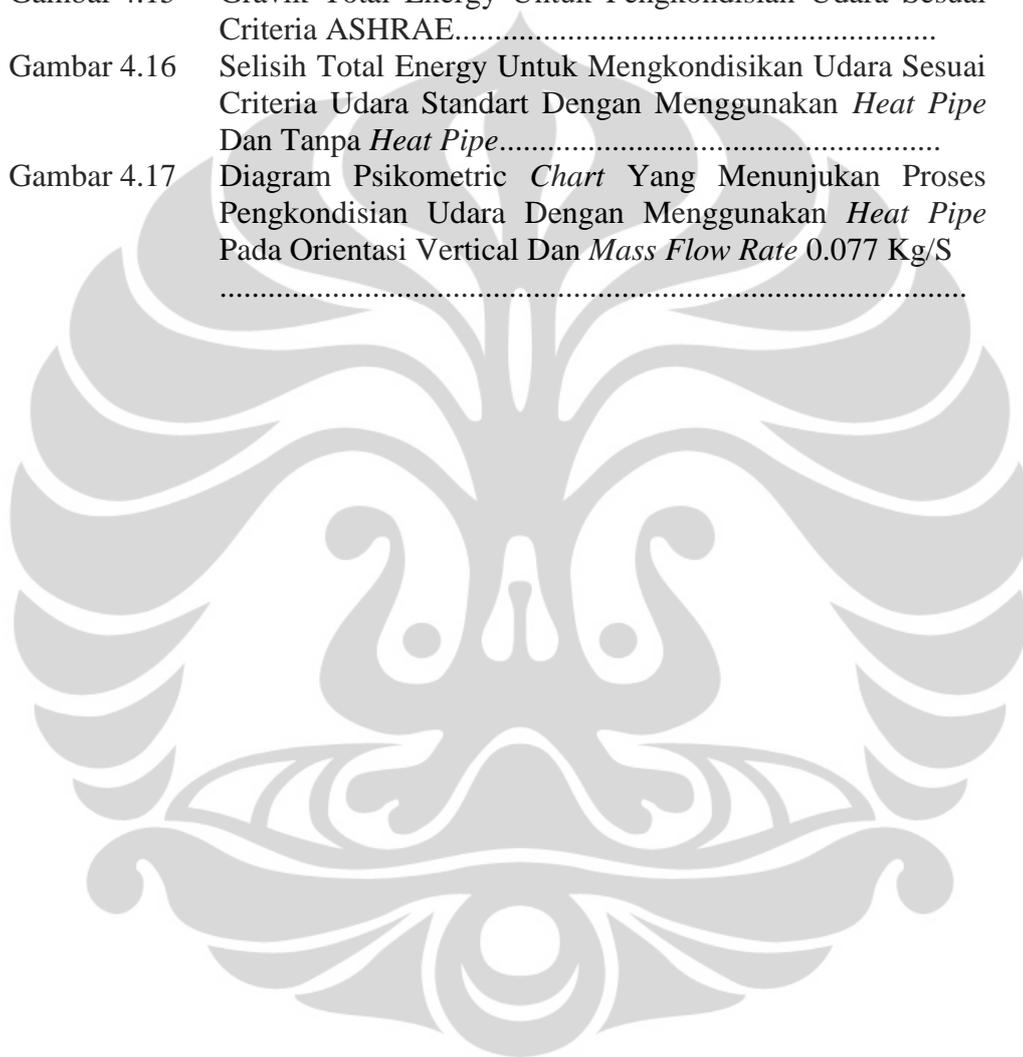
Kandungan Uap Air Dalam Udara.....	80
4.1.5 Besar <i>Performance Heat Pipe</i> Dalam Menghemat Energy Untuk Pengkondisian Udara.....	81
4.2 Variasi Orientasi <i>Heat pipe</i> Vertical dan Horizontal.....	84
4.2.1 Perbandingan <i>Sensible Heat Ratio</i> Dengan Menggunakan <i>Heat Pipe</i> Dan Tanpa <i>Heat Pipe</i> Dengan Variasi <i>Mass Flow Rate</i> Dan Orientasi <i>Heat Pipe</i>	85
4.2.2 Besar <i>Performance Heat Pipe</i> Dalam Meningkatkan Efek Pendinginan Sistem Pengkondisian Udara..	86
4.2.3 Besar <i>Performance Heat Pipe</i> Dalam Melepas Kandungan Uap Air Dalam Udara.....	88
4.2.4 Besar <i>Performance Heat Pipe</i> Dalam Menghemat Energy Untuk Pengkondisian Udara.....	90
4.3 Diagram Psikometric Chart.....	92
4.4 Estimasi biaya Produksi dan Penghematan Energi.....	94
BAB 5 KESIMPULAN DAN SARAN.....	95
DAFTAR PUSTAKA	96
LAMPIRAN	98

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1	Gambar <i>Heat pipe</i> (Y.H. Yau, M. Ahmadzadehtalatapeh, 2009).....	5
Gambar 2.2	Diagram skematik aplikasi <i>heat pipe</i> pada pengkondisian udara (Mcfarland et al, 1996)	7
Gambar 2.3	Diagram skema pengujian <i>heat pipe</i> pada pengkondisian udara (Beckwith,2005).....	7
Gambar 2.4	Diagram skematik Penelitian <i>heat pipe</i> (Yang,1998)	8
Gambar 2.5	Diagram skematik proses pengkondisian udara secara konvensional pada <i>psychometric chart</i>	9
Gambar 2.6	Siagram skematik system pengkondisian udara dengan menggunakan <i>heat pipe</i> (Y.H.Yau 2009)	10
Gambar 2.7	Skematik Diagram Proses Pengkondisian Udara Dengan <i>Heat Pipe</i> Pada <i>Psychometric Chart</i>	11
Gambar 2.8	<i>Heat Pipe</i> Dan <i>Thermosyphon</i>	12
Gambar 2.9	Bagian-Bagian <i>Heat Pipe</i> Dan Skematik Cara Kerja <i>Heat Pipe</i>	13
Gambar 2.10	Hubungan Beda Tekanan Dengan Perbandingan Tegangan Permukaan Terhadap Radius.....	14
Gambar 2.11	Gambar Metode Pengukuran Tegangan Permukaan.....	16
Gambar 2.12	<i>Sintered Heat Pipe</i>	20
Gambar 2.13	<i>Screen Mesh</i>	21
Gambar 2.14	<i>Useful Temperature Range of Working fluids</i>	23
Gambar 2.15	Komposisi Udara Atmosphere.....	24
Gambar 2.16	Diagram <i>psychometric chart</i>	32
Gambar 2.17	Diagram <i>Psychometric Chart</i> Pembentukan <i>Saturation Line</i>	33
Gambar 2.18	Diagram <i>Psychometric</i> Pembentukan Garis <i>Relative Humidity Constant</i>	34
Gambar 2.19	Diagram <i>Psychometric Chart</i> Pembentukan Garis <i>Humidity Ratio</i> Konstan.....	35
Gambar 2.20	Diagram <i>Psychometric Chart</i> Pembentukan Garis Entalpi Konstan.....	36
Gambar 2.21	Diagram <i>Psychometric Chart</i> Pembentukan Garis Volume Spesifik Konstan.....	37
Gambar 2.22	Diagram Schematic Alat Pemanas Udara.....	38
Gambar 2.23	Proses <i>Sensible Heating</i> Dan <i>Sensible Cooling</i> Pada Diagram <i>Psychometric Chart</i>	38
Gambar 2.24	Diagram Schematic Dehumidifier	39
Gambar 3.1	Diagram Skematik Alur Penelitian.....	42

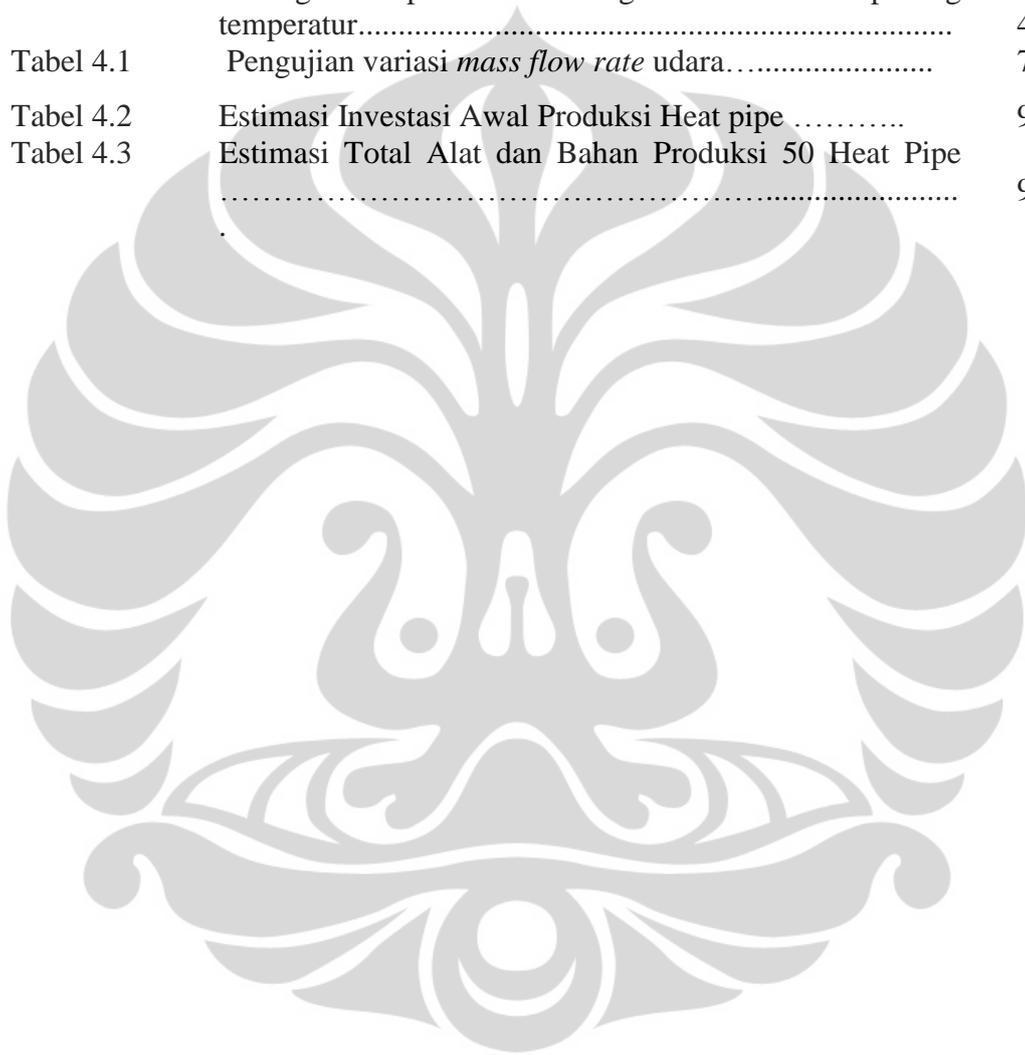
Gambar 3.2	<i>Heat Pipe</i>	43
Gambar 3.3	Exspermental Set-Up.....	48
Gambar 3.4	Foto <i>Heat pipe</i>	51
Gambar 3.5	Foto <i>Thermocouple</i> dan DAQ.....	52
Gambar 3.6	Foto <i>Ducting</i>	53
Gambar 3.7	Foto Condensing Unit.....	54
Gambar 3.8	Foto <i>Pressure Gauge</i>	55
Gambar 3.9	Foto Centrifugal Fan.....	56
Gambar 3.10	Foto Personal Komputer dan software Labview.....	56
Gambar 3.11	Foto Portable AC.....	57
Gambar 3.12	Foto RH meter	58
Gambar 3.13	Foto Fan Anemometer.....	58
Gambar 3.14	Foto Pompa Vakum.....	59
Gambar 3.15	Foto Timbangan Digital.....	59
Gambar 3.16	Foto Variasi <i>Mass Flow Rate</i> Dengan Mengatur Bukaannya Suction Pada Fan	69
Gambar 4.1	Grafik Hasil Perhitungan <i>Sensible Heat Ratio</i> System Dengan Menggunakan <i>Heat Pipe</i> Dan Tanpa Menggunakan <i>Heat Pipe</i> Dengan Variasi <i>Mass Flow Rate</i> Udara dengan Posisi vertikal.....	72
Gambar 4.2	Grafik Hasil Perhitungan <i>Sensible Heat Ratio</i> System Dengan Menggunakan <i>Heat Pipe</i> Dan Tanpa Menggunakan <i>Heat Pipe</i> Dengan Variasi <i>Mass Flow Rate</i> Udara Dengan Posisi Horizontal.....	73
Gambar 4.3	Diagram Skematik Pengujian <i>Heat Pipe</i> Untuk Pengkondisian Udara (Y.H.Yau 2007).....	74
Gambar 4.4	Grafik Perbandingan SHR system dengan Referensi.....	75
Gambar 4.5	Grafik Efek Pendinginan Sistem Menggunakan <i>Heat Pipe</i> Dan Tanpa <i>Heat Pipe</i> Dengan Variasi <i>Mass Flow Rate</i> Udara posisi vertical.....	79
Gambar 4.6	Grafik Efek Pendinginan System Pengkondisian Udara Dengan Menggunakan <i>Heat Pipe</i> Dan Tanpa <i>Heat Pipe</i>	80
Gambar 4.7	Grafik Perbandingan Pelepasan Kandungan Uap Air Per Kg Udara Dengan Menggunakan <i>Heat Pipe</i> Dan Tanpa <i>Heat Pipe</i> VS <i>Mass Flow Rate</i>	81
Gambar 4.8	Grafik Perbandingan Total Energy Dengan <i>Heat Pipe</i> Dan Tanpa <i>Heat Pipe</i> VS <i>Mass Flow Rate</i> Udara	83
Gambar 4.9	Besar Penghematan Energy Menggunakan <i>Heat Pipe</i>	84
Gambar 4.10	Grafik Perbandingan SHR System Dengan Menggunakan <i>Heat Pipe</i> Dan Tanpa <i>Heat Pipe</i> Dengan Variasi <i>Mass Flow Rate</i> Dan Orientasi <i>Heat Pipe</i>	86
Gambar 4.11	Grafik Penurunan Entalphi Udara Dengan Menggunakan <i>Heat Pipe</i> Dan Tanpa <i>Heat Pipe</i> Dengan Variasi <i>Mass Flow Rate</i> Dan Orientasi <i>Heat Pipe</i>	87
Gambar 4.12	Peningkatan Penurunan Entalphi Udara Dengan Variasi	

	Mass Flow Rate Udara Dan Orientasi <i>Heat Pipe</i> Vertical Dan Horizontal	88
Gambar 4.13	Grafik Perbandingan Penurunan <i>Humidity Ratio</i> Dengan Variasi <i>Mass Flow Rate</i> Dan Orientasi <i>Heat Pipe</i>	89
Gambar 4.14	Besar Peningkatan Penurunan <i>Humidity</i> Dengan Menggunakan <i>Heat Pipe</i> Dan Tanpa <i>Heat Pipe</i> Pada Variasi Orientasi <i>Heat Pipe</i>	90
Gambar 4.15	Gravik Total Energy Untuk Pengkondisian Udara Sesuai Criteria ASHRAE.....	91
Gambar 4.16	Selisih Total Energy Untuk Mengkondisikan Udara Sesuai Criteria Udara Standart Dengan Menggunakan <i>Heat Pipe</i> Dan Tanpa <i>Heat Pipe</i>	92
Gambar 4.17	Diagram Psikometric <i>Chart</i> Yang Menunjukkan Proses Pengkondisian Udara Dengan Menggunakan <i>Heat Pipe</i> Pada Orientasi Vertical Dan <i>Mass Flow Rate</i> 0.077 Kg/S	94



DAFTAR TABEL

Tabel 2.1	Compatibilitas <i>Working fluid</i> Dengan <i>Container</i> (<i>Groll et al., 1998</i>).....	22
Tabel 3.1	Kompatibilitas <i>Container</i> dengan <i>Working fluida</i>	45
Tabel 3.2	Konduktifitas Thermal Material Casing Heat Pipe.....	45
Tabel 3.3	Berbagai Properties <i>Working Fluida</i> dan <i>Operting temperatur</i>	46
Tabel 4.1	Pengujian variasi <i>mass flow rate</i> udara.....	71
Tabel 4.2	Estimasi Investasi Awal Produksi Heat pipe	95
Tabel 4.3	Estimasi Total Alat dan Bahan Produksi 50 Heat Pipe	95



DAFTAR NOTASI

P	Tekanan absolute
σ	Tegangan Permukaan
R	Jari-jari Wick
ρ	Massa Jenis
g	Percepatan Gravitasi
l	Panjang Heat Pipe
Φ	Sudut antara Heat pipe dan garis horizontal
P_g	Tekanan Hidrostatik karena Gravitasi
h	Kenaikan Cairan Karena gaya kapilaritas
P_c	Tekanan Kapilaritas
P_w	Tekanan Uap air
P_v	Tekanan Vapour
P_l	Tekanan Liquid
m	Massa
n	Mol
Mr	Massa Molaritas
x	Fraksi mol
R	Konstanta Gas Ideal
R_{da}	Konstanta Gas ideal Udara Kering
R_w	Konstanta Gas Ideal Uap Air
P_{sat}	Tekanan Saturasi Uap air
T	Temperatur Absolute
W	Humidity Ratio
M_w	Massa Uap Air
M_{da}	Massa Udara Kering
X_{da}	Fraksi Mol Udara Kering
X_w	Fraksi Mol Uap Air
γ	Specific Humidity
Ω	Degree Of Saturation
W_s	Humidity Ratio pada Keadaan Saturasi
X_{ws}	Fraksi Mol Uap air pada keadaan Saturasi
t^*	Thermodynamic Wet-bulb Temperature
n_{da}	Mol udara kering
n_w	Mol uap air
v	Volume spesifik
h	Entalpi Udara
h_{da}	Entalpi Udara Kering
h_g	Entalpi Uap air pada temperature (t)
h_{fg}	Kalor Latent Penguapan pada temperature 0°C
C_p	kalor spesifik <i>dry air</i> pada tekanan konstan [kJ/kg K]
C_{pw}	kalor spesifik uap air [kJ/kg K]
c_{pm}	humid specific <i>heat</i> [kJ/kg K]
Q	Energi Kalor
SHR	Sensible Heat Ratio
V	Kecepatan Udara

A Luas penampang Ducting

Subscript

da

w

1

2

3

4

'

Udara kering

uap air

Posisi inlet ducting

Posisi setelah evaporator Heat pipe

Posisi setelah cooling coil

Posisi setelah condenser Heat pipe *cell* [kg/m³]

Posisi ketika tanpa Heat pipe

DAFTAR LAMPIRAN



Universitas Indonesia

BAB I

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 thermal, kebisingan, pencahayaan. Pengkondisian udara merupakan suatu cara dalam memberikan kenyamanan disisi *thermal* 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 temperature udara berkisar 28°C - 35°C dengan kelembaban *Relative Humidity* 70%-90%, sedangkan kondisi nyaman udara pada suatu bangunan temperature 22°C - 25°C dengan kelembaban *Relative humidity* 40%-60% (ASHRAE,ASHRAE standart 62-1989.ASHRAE,Washington DC (1989)). Sehingga hampir semua pengkondisian udara di Indonesia dilakukan dengan *cooling* dan *dehumidification*. 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 *heat exchanger* 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 *precooler* dan *reheater*, penghemat energy dan juga memiliki kapasitas sebagai *dehumidifier*. (Y.H. Yau, M. Ahmadzadehtalatapeh 2009)

Fakta ini mendorong penulis untuk merealisasikan sebuah penelitian dan kajian tentang *heat pipe heat exchanger* yang diaplikasikan pada pengkondisian udara sebagai *heat recovery* dan *dehumidification device*, serta mengkaji karakteristik *performance heat pipe* terutama dengan memvariasikan *mass flow rate* udara dan *orientasi heat pipe* pada penggunaan untuk daerah beriklim tropis seperti Indonesia.

1.2 PERUMUSAN MASALAH

Dari latar belakang yang telah disampaikan, maka permasalahan yang timbul adalah sejauh mana perbedaan besar penggunaan energy pada system pengkondisian udara dengan menggunakan *heat pipe*, dan system pengkondisian konvensional tanpa menggunakan *heat pipe*. Serta seberapa besar kemampuan *heat pipe* menurunkan *humidity* ditinjau dari variasi *mass flowrate* udara dan *orientasi heat pipe*.

1.3 TUJUAN PENELITIAN

Tujuan dari penelitian ini adalah

1. Mengetahui peran *Heat pipe* pada Pengkondisian udara.
2. Mengetahui Pengaruh *mass flow rate* udara terhadap *performance Heat pipe* pada pengkondisian udara

3. Mengetahui Pengaruh Orientasi *Heat pipe* terhadap *performance heat pipe* pada pengkondisian udar

1.4 MANFAAT PENELITIAN

Manfaat dari penelitian ini adalah

1. Memperoleh data-data karakteristik *performance heat pipe* pada pengkondisian udara dengan *variasi mass flow rate* udara
2. Memperoleh informasi karakteristik *Performance heat pipe* pada pengkondisian udara terhadap orientasi *heat pipe* vertical dan horizontal
3. Memberikan informasi dan masukan kepada pembaca dan penulis sebagai pengetahuan dan perkembangan terhadap teknologi pengkondisian udara

1.5 SISTEMATIKA PENULISAN

Skripsi ini dibagi menjadi beberapa bab dengan garis besar bab adalah sebagai berikut :

1. Bab 1 Pendahuluan

Bab ini berisikan latar belakang penelitian, tujuan penelitian, manfaat penelitian, batasan masalah dan sistematika penulisan skripsi

2. Bab 2 Dasar Teori

Bab ini berisikan landasan teori yang digunakan yaitu mengenai pengertian, fungsi, jenis, prinsip kerja, konstruksi *heat pipe*, persamaan-persamaan termodinamika untuk mengkaji *heat pipe* pada pengkondisian udara, *psychometric chart* dan teori dasar pengukuran yang digunakan dalam penelitian

3. Bab 3 Aspek Penelitian

Bab ini berisikan urutan dan cara yang dilakukan pada penelitian mulai dari perencanaan awal penelitian, perencanaan instalasi dan experimental set-up, alat ukur yang digunakan, pelaksanaan penelitian, dan perumusan hasil penelitian.

4. Bab 4 Hasil Penelitian dan Pembahasan

Bab ini berisikan penyajian data-data hasil penelitian *heat pipe* yang di plotkan ke beberapa grafis dan pembahasan kinerja *heat pipe*

5. Bab 5 Kesimpulan dan Saran

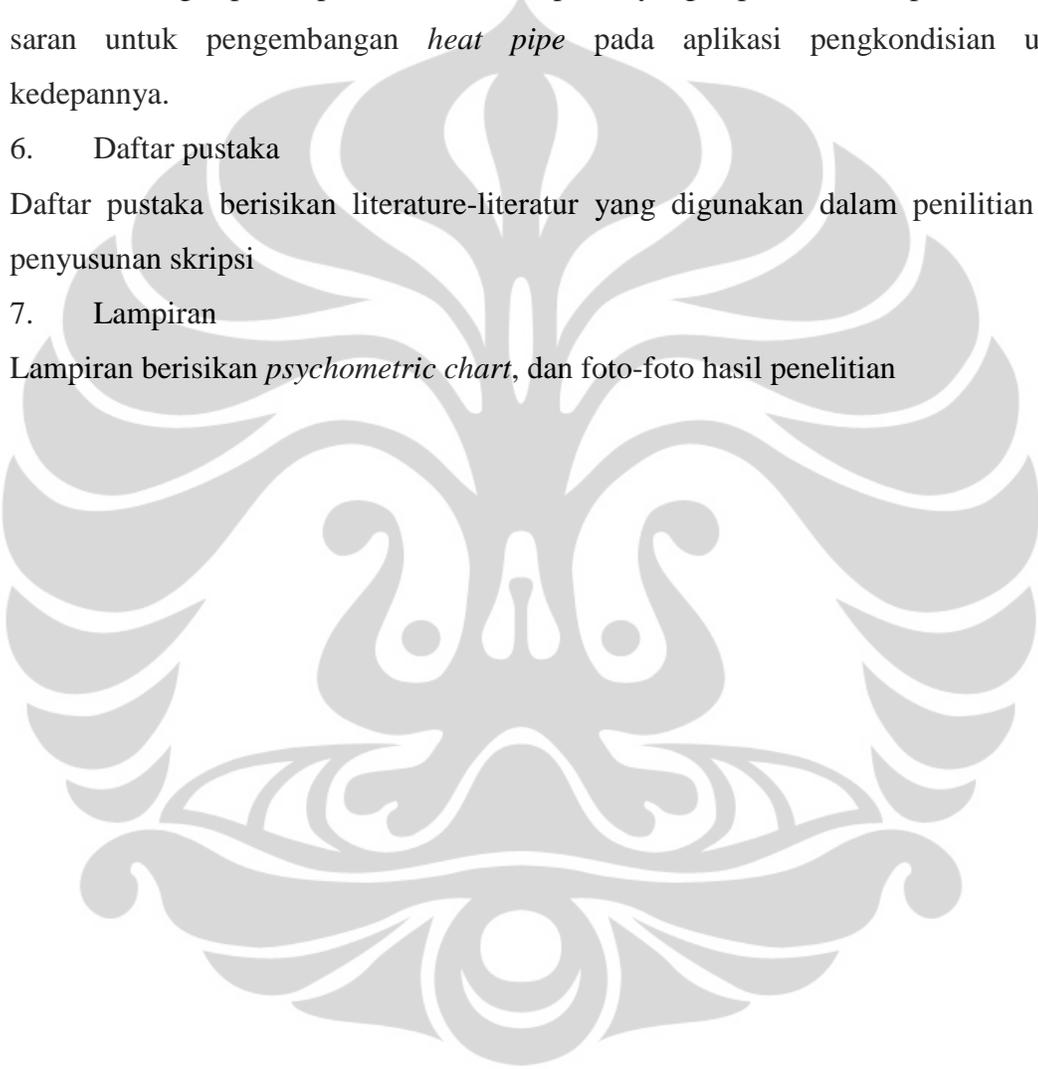
Bab ini sebagai penutup berisikan kesimpulan yang diperoleh dari penelitian dan saran untuk pengembangan *heat pipe* pada aplikasi pengkondisian udara kedepannya.

6. Daftar pustaka

Daftar pustaka berisikan literature-literatur yang digunakan dalam penelitian dan penyusunan skripsi

7. Lampiran

Lampiran berisikan *psychometric chart*, dan foto-foto hasil penelitian



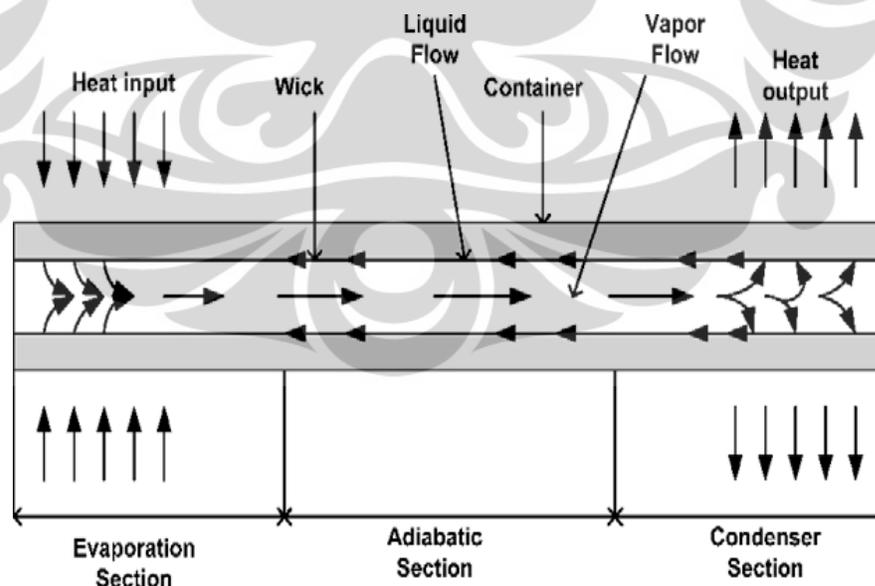
BAB II

TEORI PENUNJANG

2.1 TEORI DASAR

Sebagai alat penukar kalor yang efisien, *heat pipe* memiliki peran penting pada beberapa sector industry termasuk pada pengkondisian udara. *Heat pipe* adalah alat penukar kalor yang memindahkan panas *latent* penguapan *working fluida* pada sisi evaporator *heat pipe* kesisi kondenser *heat pipe* dengan perbedaan temperature yang kecil.

Heat pipe merupakan sebuah tabung tertutup yang mana didalamnya terdapat *working fluida*, ketika beroperasi *working fluida* pada sisi evaporator terevaporasi dengan menyerap panas lingkungan dan kembali terkondensasi dengan melepas panas pada sisi condenser *heat pipe*. Seperti yang terlihat pada gambar 2.1 kondensat pada sisi condenser akan kembali ke sisi evaporator *heat pipe* dengan menggunakan prinsip kapilaritas atau dengan gaya gravitasi jika pada thermosyphon.

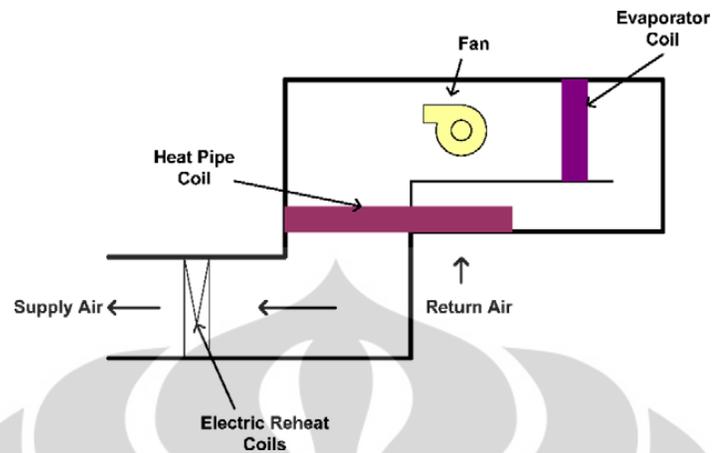


Gambar 2.1 *Heat pipe* (Y.H. Yau, M. Ahmadzadehtalatapeh,2009)

Keuntungan menggunakan *heat pipe* sebagai alat penukar kalor dari pada alat penukar kalor lainnya adalah *heat pipe* dapat memindahkan sejumlah kalor yang cukup besar dengan beda temperature kecil. Selain itu kemudahan *design heat pipe*, kemudahan *manufaktur*, variasi pada penggunaan temperature yang luas, bentuk yang compact, investasi yang murah serta biaya operasional dan perawatan yang murah (Y.H. Yau, M. Ahmadzadehtalatapeh,2009) .

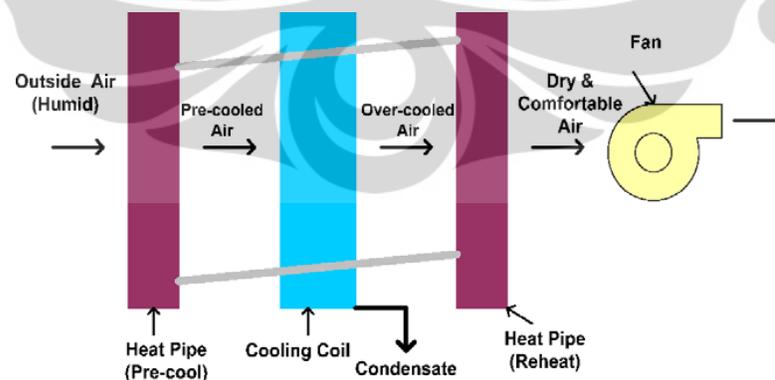
Salah salah satu fungsi *heat pipe* pada aplikasi pengkondisian udara yang menarik adalah *heat pipe* dapat meningkatkan kapasitas penurunan kelembaban lebih baik dari pada system pengkondisian udara secara konvensional (tanpa *heat pipe*). Pada pengkondisian udara konvensional, *humidity* dikontrol dengan mendinginkan udara (*supply* udara) hingga dibawah *dew-point* temperature sehingga terbentuk kondensat dan uap air pada kandungan udara menurun kemudian udara dingin ini dipanaskan kembali dengan menggunakan *heater* untuk mencapai temperature udara nyaman.

(Mcfarland et al,1996) telah melakukan percobaan untuk mengetahui efek *heat pipe* pada pengkondisian udara dengan exsperimental yang diilustrasikan pada gambar2.2 . Pada penelitian tersebut dikaji pengaruh *heat pipe* pada penurunan jumlah *moisture* (uap air) dan besar energy *reheating* yang dibutuhkan untuk menurunkan *relative humidity*. Pada penelitian ini system pengkondisian udara dioperasikan pada dua kondisi, yang pertama pengkondisian udara secara konvensional (tanpa *heat pipe*) dan yang kedua pengkondisian udara menggunakan *heat pipe*. Hasil dari penelitian diketahui bahwa penggunaan *heat pipe* pada pengkondisian udara meningkatkan kapasitas penurunan *humidity* hingga 32% dan menurunkan jumlah energy yang dibutuhkan untuk *reheating* sebesar 20% .



Gambar 2.2 Diagram skematik aplikasi *heat pipe* pada pengkondisian udara (Mcfarland et al,1996)

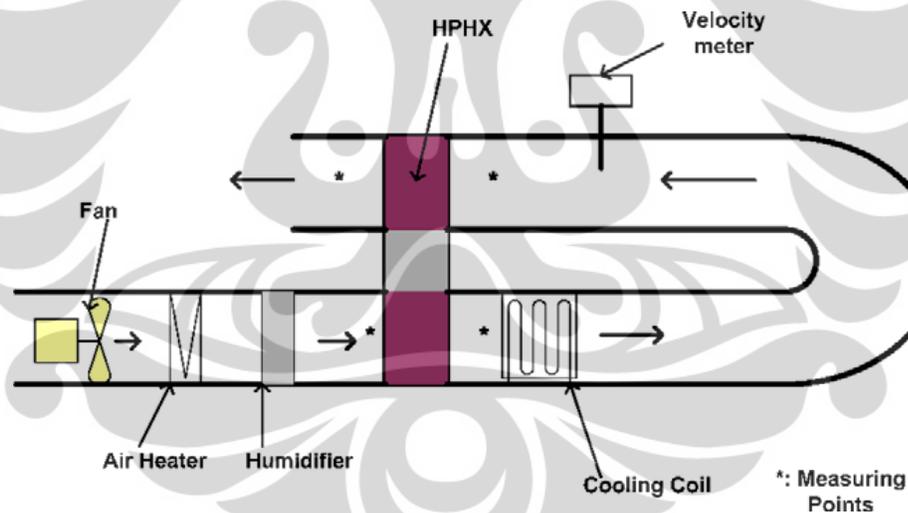
Aplikasi *heat pipe* untuk mengontrol *humidity* pada pengkondisian udara khususnya pada daerah beriklim tropis telah diteliti oleh beberapa peneliti diantaranya oleh (Beckwith,2005). Beckwith meneliti aplikasi *heat pipe* pada pengkondisian udara yang beroperasi pada daerah tampa, florida. Dari penelitian tersebut diketahui bahwa penggunaan *heat pipe* meningkatkan kapabilitas penurunan kelembaban dan biaya operasional dengan sangat signifikan jika dibandingkan dengan menggunakan cara konvensional (tanpa *heat pipe*). Diagram skematik penelitian Beckwith ditunjukkan seperti pada gambar 2.3 .



Gambar 2.3 Diagram skema pengujian *heat pipe* pada pengkondisian udara (Beckwith,2005)

Pada sisi condenser *heat pipe* panas dilepaskan keudara dingin yang telah melewati *cooling coil*, tanpa menggunakan *heat pipe cooling coil* beroperasi dengan beban pendinginan 35.2kW dan 3.68 g/s pelepasan uap air atau jumlah kondensat yang terbentuk sedangkan dengan menggunakan *heat pipe cooling coil* beroperasi dengan beban pendinginan 4.26 kW dan 5.25 g/s pelepasan uap air pada udara. Dari penelitian ini *heat pipe* memberikan energy sebesar 7.1kW sebagai energy *reheating* untuk penurunan *humidity*.

Aplikasi *heat pipe* pada pengkondisian udara dengan prinsip yang sama diteliti oleh (Yang,1998). pada sisi evaporator *heat pipe* pada pengkondisian udara berperan sebagai *precooling* sehingga *latent cooling capacity* dari system bertambah. Dari hasil penelitian ini didapat hasil penggunaan *heat pipe* pada pengkondisian udara menurunkan *Sensible heat ratio* dari 0.65 menjadi 0.6 dan juga penurunan kandungan uap air meningkat hingga 8.4% .

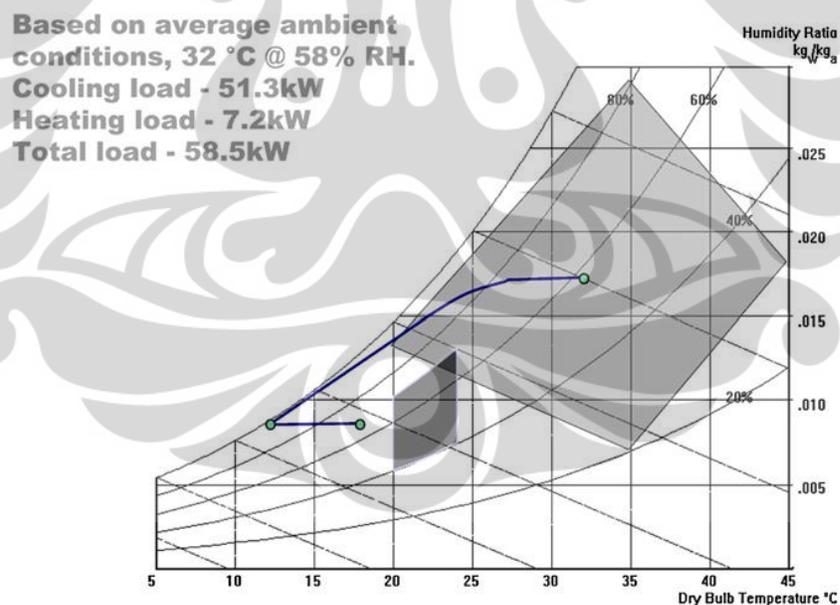


Gambar 2.4 diagram skematik Penelitian *heat pipe* (Yang,1998)

(Wan et al,2007) meneliti aplikasi *heat pipe* jenis *close loop heat pipe* pada pengkondisian udara dengan metodologi yang hampir sama. Hasil pengujian tersebut menyebutkan bahwa *heat pipe* dapat menghemat energy *precooling* dan *reheating*. Pada penelitian tersebut *indoor temperature* didesign pada temperature 22-26⁰C dan Relative *humidity* 50%. Besar penghematan

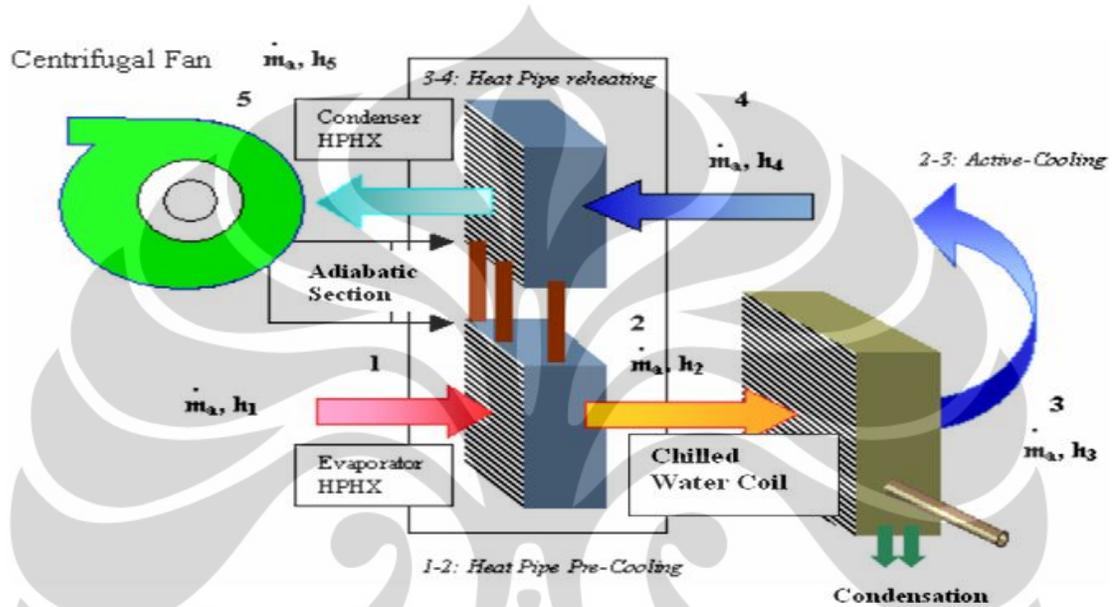
energy untuk Pencapaian *indoor* temperature dengan menggunakan *heat pipe* mencapai 23.5-25.7 %. Besar penghematan energy ini meningkat seiring dengan meningkatnya temperature *indoor design* dan penurunan relative humidity *indoor design*. Pada penelitian ini disimpulkan bahwa penggunaan *heat pipe* pada pengkondisian udara dapat menghemat energy yang sangat significant untuk mencapai kondisi *indoor* yang nyaman.

Pengkondisian udara dengan menggunakan *heat pipe* dan diorientasikan khusus untuk daerah tropis juga diteliti oleh (Y.H. Yau 2005). Pada penelitian ini dijelaskan bahwa penurunan temperature atau *sensible cooling* dilakukan dengan mengambil panas pada aliran udara yang melalui *ducting* dengan menggunakan *cooling coil*. *Cooling coil* juga mengambil *latent heat* udara hingga udara mencapai *dew-pointnya* dan mulai terbentuk kondensat, untuk mencapai suhu yang dikehendaki maka dilakukan pemanasan kembali (*reheating*).



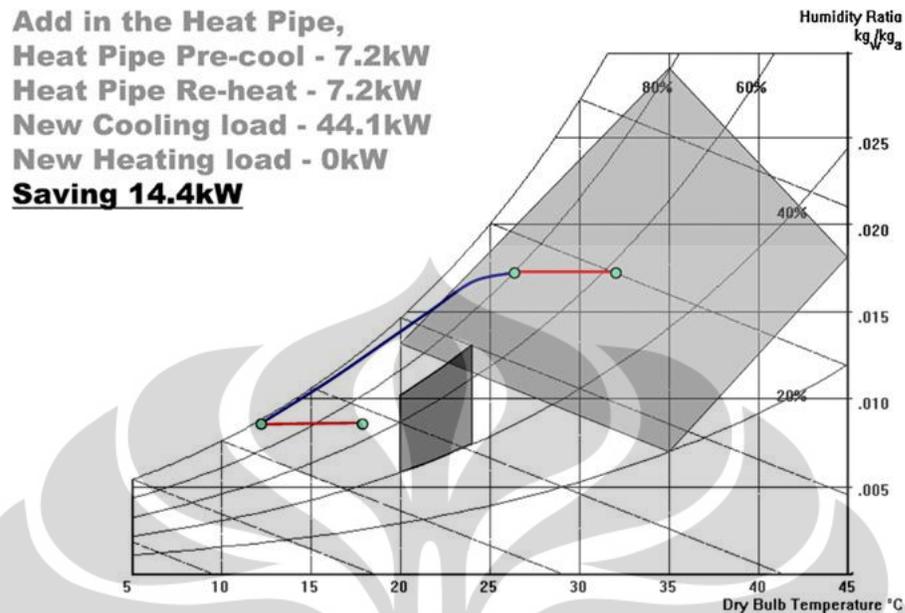
Gambar.2.5 Diagram skematik proses pengkondisian udara secara konvensional pada *psychrometric chart* (sumber :A. Westbury, *Heat pipes: The Benefits of Heat pipes in Hot and Humid Climates*, S&P Coil Products Limited, S.P.C. House, Evington Valley Road, Leicester LE5 5LU, England, <http://www.spc coils.co.uk>.)

Heat pipe yang merupakan sebuah *heat exchanger* dapat berperan sebagai *precooler* dan *reheater* pada system pengkondisian udara. *Heat pipe* terdapat sisi evaporasi yang berfungsi sebagai *pre-cooler* pada system pengkondisian udara dan sisi condenser berfungsi sebagai *reheater* seperti terlihat pada gambar 2.6



Gambar.2.6 diagram skematik system pengkondisian udara dengan menggunakan *heat pipe* (sumber: Y.H. Yau, A.S. Tucker, *The performance study of a wet six-row heat pipe heat exchanger operating in tropical buildings*, International Journal of Energy Research 27 (2003) 187–202)

Dengan menggunakan *heat pipe* pada system pengkondisian udara, maka beban pendinginan system akan terdistribusi ke kedua alat yaitu *heat pipe* dan evaporator, dengan demikian akan terjadi penghematan energy pada system pendingin. Selain itu, penambahan *heat pipe* akan menyebabkan kapabilitas evaporator untuk mendinginkan udara hingga *dew-pointnya* dan menurunkan kelembapan akan semakin besar, dan sisi condenser pada *heat pipe* memungkinkan untuk memanaskan kembali udara yang telah mencapai suhu *dew-point* ke suhu yang nyaman (Y.H. Yau 2005).



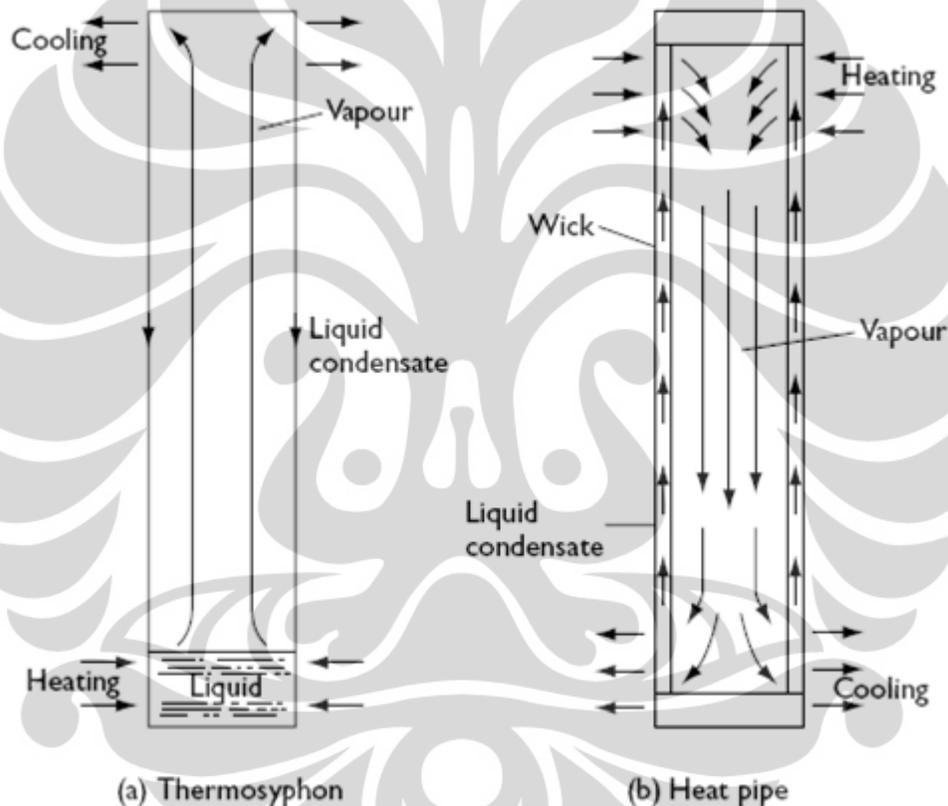
Gambar.2.7 skematik diagram proses pengkondisian udara dengan *heat pipe* pada *psychrometric chart* (sumber :A. Westbury, *Heat pipes: The Benefits of Heat pipes in Hot and Humid Climates*, S&P Coil Products Limited, S.P.C. House, Evington Valley Road, Leicester LE5 5LU, England, <http://www.spcoils.co.uk>.)

2.2 PENGERTIAN *HEAT PIPE*

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

Thermosyphon merupakan sebuah *heat exchanger*, umumnya berupa tabung (*container*) yang berisikan *working fluid* didalamnya. Pada sisi bawah tabung (*evaporative side*) panas lingkungan diserap sehingga menyebabkan *working fluid* ini menguap dan bergerak kesisi atas tabung karena perbedaan densitas antara uap dan *liquid* hingga kesisi kondensasi, pada sisi kondensasi uap kembali terkondensasi menjadi *liquid* dan bergerak kebawah karena gaya gravitasi.(David Rey dan Peter Kew 2006)

Pada proses ini terjadi perpindahan panas yang cukup besar (panas *latent*) namun dapat beroperasi pada perbedaan temperature yang kecil pada evaporator dan condenser. Perbedaan yang mendasar antara *heat pipe* dan *thermosyphon* adalah pada *wick*. *Wick* ini terbuat dari banyak layer berupa kawat kasa yang halus pada sisi dalam permukaan pipa yang berperan sebagai kapilar dan memungkinkan kondensat bergerak ke evaporator dengan menggunakan gaya kapilaritas (David Rey dan Peter Kew 2006).

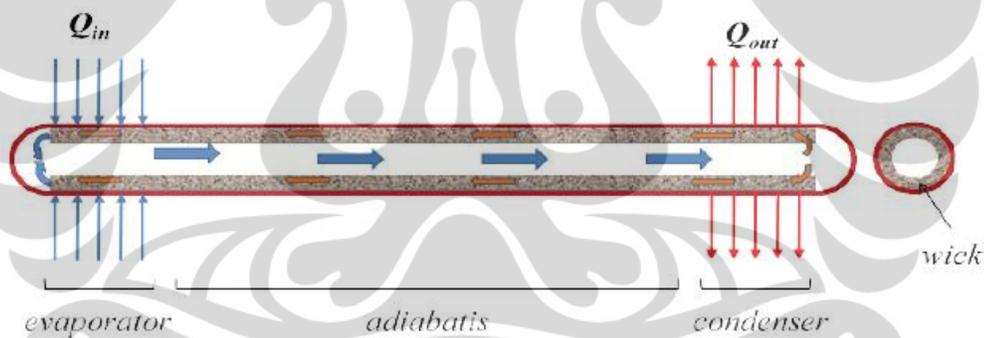


Gambar.2.8 *heat pipe* dan *thermosyphon* (sumber : David Rey and Peter Kew. 2006. *Heat pipe design, theory and application*. Butterworth-Heinemann is an imprint of Elsevier Linacre House, Jordan Hill, Oxford OX2 8DP)

Pada *heat pipe* pemosisian dan orientasi tabung tidak lah mempengaruhi kinerja sedangkan pada *thermosyphon* evaporator harus berada pada sisi bawah.

2.2.1 KARAKTERISTIK KERJA *HEAT PIPE*

Cara kerja *heat pipe* adalah dengan cara menyerap kalor *latent* untuk penguapan *liquid* dari *working fluida* pada evaporator side (X.Huang 2007). Perbedaan tekanan antara evaporator dan kondenser menyebabkan uap hasil penguapan bergerak menuju sisi kondenser yang memiliki temperatur lebih rendah. Pada sisi kondenser uap melepaskan kalor *latent* sehingga uap terkondensasi membentuk fasa *liquid*. *Liquid* dialirkan melalui *wick* dengan gaya kapilaritas sehingga terbentuk sirkulasi terus menerus. Secara umum *heat pipe* dibagi menjadi 3 bagian, sisi evaporator yaitu salah satu sisi *heat pipe* yang menyerap kalor *latent* sehingga terjadi penguapan *working fluida*, sisi *adiabatic* merupakan sisi dipertengahan antara sisi evaporator dan sisi kondenser dimana pada sisi ini tidak terjadi perpindahan panas dan atau perpindahan panas sangat kecil sehingga dapat diabaikan, yang terakhir sisi kondenser disini terjadi pelepasan panas *latent* dan tempat kondensasi *working fluida*.



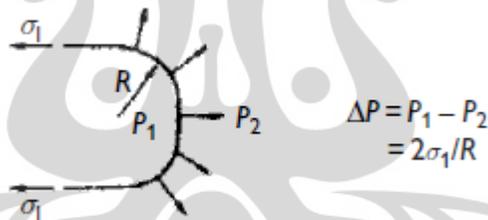
Gambar.2.9 Bagian-Bagian *Heat Pipe* Dan Skematik Cara Kerja *Heat Pipe* (sumber : Haolia Rahman . 2010 . KAJIAN EKSPERIMENTAL *WICK SCREEN MESH* DAN *SINTERED POWDER* TERHADAP KINERJA *HEAT PIPE*. Tesis. Departemen Teknik Mesin FTUI 2010)

2.2.2 PENGARUH TENGANGAN PERMUKAAN

Tegangan permukaan merupakan fenomena yang terjadi pada zat cair (fluida) yang berada dalam keadaan diam (statis) yang bekerja pada suatu permukaan benda. Contoh tetes air cenderung berbentuk seperti balon (yang merupakan gambaran luas

minimum sebuah volum) dengan zat cair berada di tengahnya. Hal yang sama terjadi pada jarum baja yang memiliki rapat massa lebih besar dari air tapi dapat mengambang di permukaan zat cair. Fenomena ini terjadi karena selaput zat cair dalam kondisi tegang, tegangan fluida ini bekerja paralel terhadap permukaan dan timbul dari adanya gaya tarik menarik antara molekulnya. Gaya yang bekerja ditentukan dari gaya adhesi dan kohesi. Gaya kohesi adalah gaya kecenderungan suatu molekul fluida untuk tetap bersatu, sedangkan gaya adhesi adalah kecenderungan suatu molekul zat cair untuk bersatu dengan zat solid.

Besarnya tegangan permukaan dapat di perhitungkan berdasarkan besar radius lengkungan antara zat cair yang bekerja dengan suatu permukaan benda padat. Perbandingan antara energi tegangan permukaan dengan radius kelengkungan sebanding dengan beda tekanan antara kedua sisi. Hal ini dapat di ilustrasikan seperti pada Gambar.2.10



Gambar.2.10 Hubungan Beda Tekanan Dengan Perbandingan Tegangan Permukaan Terhadap Radius (sumber : David Rey and Peter Kew. 2006.*Heat pipe design, theory and application*. Butterworth-Heinemann is an imprint of Elsevier)

Ketika dalam keadaan static untuk sebuah hemispherical, gaya tegangan permukaan yang bekerja terhadap seluruh permukaan ditentukan berdasarkan persamaan $2\pi R\sigma$ dan harus sama dengan total gaya pada permukaan akibat tekanan $(P_1 - P_2)\pi R^2$ sehingga berlaku persamaan

$$\Delta P = 2 \sigma / R$$

Pada perancangan *heat pipe*, besarnya tegangan permukaan dibutuhkan untuk melawan gaya grafitasi dimana orientasi *heat pipe* aliran fase *liquid* dari kondenser ke evaporatornya berlawanan terhadap gaya grafitasi. Selain itu semakin tinggi tegangan permukaan juga menyebabkan besarnya gaya kapilaritas.

2.2.3 PENGARUH GRAVITATIONAL HEAD

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

$$\Delta P_g = \rho g l \sin \theta$$

Dimana

ρ = masa jenis *working fluida* dalam fasa *liquid* [kg/m^3]

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

l = panjang *heat pipe* [m]

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

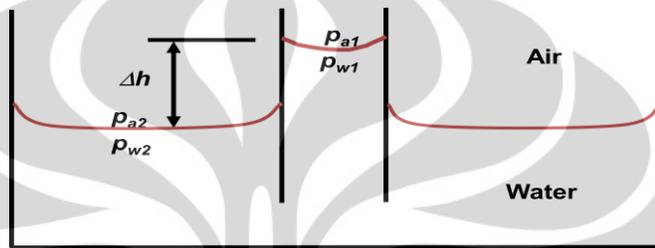
2.2.4 PENGARUH TEKANAN KAPILARITAS

Tekanan kapilaritas adalah tekanan yang timbul akibat interaksi antara *liquid* dengan suatu struktur berongga (Calvin 1992). Sejumlah metode untuk pengukuran tegangan permukaan dan kapilaritas cairan dijelaskan pada teks standart Shaw DJ

(1970) . Metode pengukuran besar tegangan permukaan secara sederhana pada pipa kapiler dapat diilustrasi seperti pada gambar.2.11

Hubungan antara kenaikan permukaan dengan tegangan permukaan ditunjukkan pada persamaan

$$\sigma_1 \cos \Phi \approx \Delta \rho g \Delta h r / 2 \quad (1)$$



Gambar.2.11 Gambar Metode Pengukuran Tegangan Permukaan (sumber : olahan pribadi merujuk pada Shaw, D.J. Introduction to Colloid and Surface Chemistry. 2nd Ed. Butterworth, 1970.)

Pada gambar.2.11 besarnya tekanan kapilaritas pada pipa kapiler dapat diturunkan dari persamaan tekanan hidrostatik air dan udara.

$$P_{a2} = p_{w2} = p_2$$

$$P_{a1} = p_2 - \rho_a g \Delta h$$

$$P_{w1} = p_2 - \rho_w g \Delta h$$

$$P_c = P_{a1} - P_{w1}$$

$$P_c = \rho_w g \Delta h - \rho_a g \Delta h$$

$$P_c = \Delta \rho g \Delta h \quad (2)$$

Dengan mensubstitusikan persamaan (1) dan (2) besar tekanan kapilaritas adalah $P_c = 2 \sigma_1 \cos \Phi / r$. Sehingga parameter yang digunakan untuk memperbesar

tekanan kapilaritas adalah besarnya tegangan permukaan fluida dan ukuran pori-pori dari *wick*.

Tekanan kapilaritas berfungsi sebagai pengalir *liquid* dari kondenser ke evaporator melalui *wick* sehingga terbentuk sirkulasi dalam *heat pipe*. (David Rey dan Peter Kew 2006)

Structure *wick* dalam *heat pipe* harus mampu mengalirkan kondensat dari kondenser ke evaporator, tekanan kapilaritas dalam *wick* digunakan untuk mengalirkan kondensat dari kondensor ke evaporator, sehingga besar tekanan kapilaritas maksimum (ΔP_c) dalam *heat pipe* harus lebih besar dengan total jatuh tekanan dalam *heat pipe* untuk memastikan kondensat mengalir dari kondenser ke evaporator. (David Rey dan Peter Kew 2006).

$$\Delta P_c > \Delta P_1 + \Delta P_v + \Delta P_g^1$$

Besar tekanan kapilaritas maksimum harus lebih besar dari total *pressure drop* dari *heat pipe*, total dari *pressure drop* ini terdiri dari :

1. Beda tekanan yang dibutuhkan untuk mengalirkan *liquid* dari kondenser ke evaporator (ΔP_1)
2. Beda tekanan yang dibutuhkan *vapour* untuk mengalir dari evaporator ke kondenser (ΔP_v)
3. Beda tekanan karena pengaruh tekanan hidrostatik dimana bisa bernilai positif, negatif atau nol bergantung pada sudut inclinasi *heat pipe* (ΔP_g^1)

2.2.5 PERPINDAHAN PANAS DAN BEDA TEMPERATUR

Panas yang masuk kedalam *heat pipe* dapat melalui 3 cara yaitu konduksi, konveksi dan radiasi, pada evaporator panas diserap dengan konveksi, dari aliran udara ke *container*, kemudian panas berpindah secara konduksi dari sisi luar *container*

kedalam *container* dan seterusnya sesuai model perpindahan panas pada gambar dibawah. untuk mengetahui secara tepat besar hambatan thermal pada suatu *heat pipe* kita harus melakukan pengukuran dan perhitungan dengan berbagai jenis perpindahan panas yang terjadi pada *heat pipe*

2.3 KONSTRUKSI *HEAT PIPE*

2.3.1 *CONTAINER*

Container merupakan suatu wadah tertutup dari *heat pipe* yang menampung *working fluida* di dalam *heat pipe*. *Container* dapat terbuat dari berbagai macam material seperti logam, plastic, composit, kaca, bahkan keramik (Groll et al 1998) namun karena konduktifitas panas yang baik serta kemampuan bentuk *container* (machining) logam khususnya tembaga merupakan material *container* yang paling banyak dijumpai sebagai *container* pada *heat pipe* atau *thermosyphon*.

Informasi yang komprehensif tentang *heat pipe* sebagai alat pendingin komponen elektronik terutama pemilihan material *container* telah di sajikan oleh (Groll et al. 1998). Pada paper tersebut groll et al. menyebutkan material *container* yang baik adalah carbon steel, stainless steel, tembaga dan almunium

Dalam tulisan groll et al disebutkan bahwa tembaga merupakan material yang paling baik digunakan terutama untuk *heat pipe* yang di aplikasikan pada temperature rendah, keunggulan dari material ini selain konduktifitas thermal yang baik dan kemampuan bentuk (machining) juga kompatibilitasnya terhadap berbagai macam *working fluida* seperti air dan berbagai *refrigerant*. Almunium disebutkan dalam tulisan tersebut bahwa material ini juga memiliki kelebihan di timbang material lain, selain memiliki density yang rendah almunium ini compatible dengan ammonia.

(Reay dan Key, 2006) menjelaskan fungsi dari *container* yaitu untuk mengisolasi *working fluida* terhadap lingkungan luar, menjaga tekanan dalam tabung dan sebagai media perpindahan panas dari lingkungan kedalam *working fluida* dan sebaliknya. Berdasarkan fungsi dari *container* maka material jenis tembaga, almunium dan stainless steel merupakan material yang sangat baik.

Pada perkembangannya penelitian terbaru mengenai material dari *container heat pipe* dapat ditelusuri pada berbagai jurnal seperti “*applied thermal engineering*”. Umumnya penelitian tentang material baru *container heat pipe* bertujuan untuk mencari alternative baru diberbagai range temperature aplikasi, atau membandingkan berat serta cost dengan material yang telah diketahui sebelumnya.

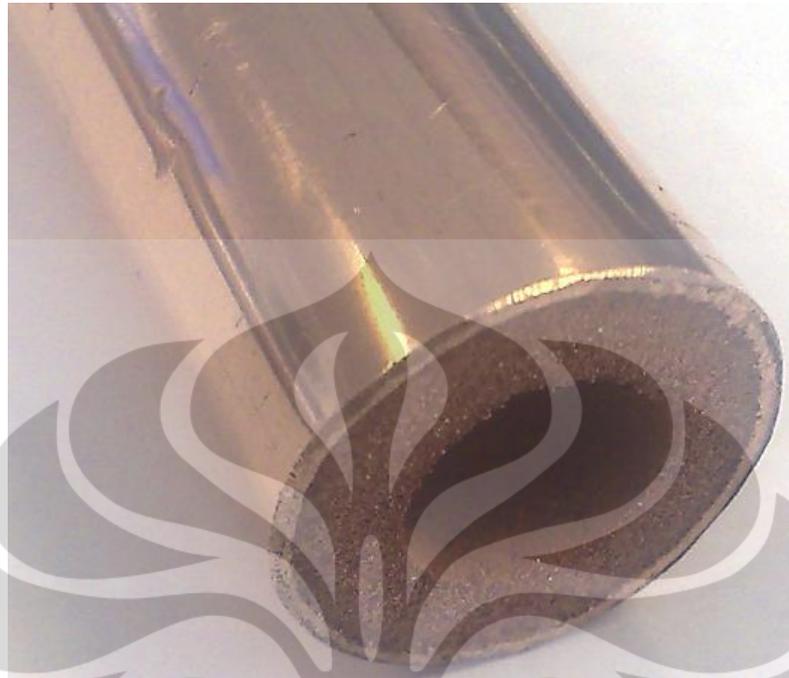
(Hwang et al, 2007) mengajukan titanium sebagai material *container heat pipe* dengan air sebagai *working fluida*. Alasan utama penggunaan titanium adalah kekuatan struktur bahan sehingga dapat digunakan dalam range temperature yang sangat tinggi dan ketahanan terhadap *vapor pressure* tanpa kehilangan kemampuan transfer panas.

2.3.2 WICK

Wick adalah material yang berada didalam *container* berbentuk kapiler-kapiler yang berfungsi sebagai sarana kembalinya *working fluida* (fase *liquid*) dari sisi condenser ke sisi evaporator dari *heat pipe*. Tujuan dari *wick* adalah untuk memperoleh tekanan kapilaritas, tekanan kapilaritas dapat di perbesar dengan memperkecil ukuran pori-pori, namun disisi lain permeabilitas akan menurun. Cara lain untuk memperbesar tekanan kapilaritas adalah dengan menambah ketebalan *wick*, namun penambahan ketebalan *wick* dapat menyebabkan hambatan thermal bertambah dan *heat flux* yang diterima *heat pipe* berkurang. Berdasarkan penelusuran literature, terdapat 2 jenis *wick* yang umumnya digunakan dalam *heat pipe* yaitu *screen mesh* dan *sintered powder*.

2.3.2.1 SINTERED POWDER WICK

Penelitian mengenai *sintered powder wick* telah dilakukan oleh (leong, liu dan lu 1997). Penelitian tersebut menjelaskan bahwa *sintered powder wick* mempunyai kelebihan berupa ukuran pori-pori yang jauh lebih kecil bila dibandingkan dengan *screen mesh* atau *wire mesh*. Penelitian tersebut juga melakukan perbandingan dari berbagai ukuran *powder*, temperature *sinter*, dan durasi lamanya *sinter* dalam oven.



Gambar.2.12 *Sintered Heat Pipe* (sumber : *Thermacore, 2008*)

Dalam penelitian tersebut dijelaskan bahwa temperature *sinter* sangat mempengaruhi ukuran *pore* dan struktur distribusi *pore*, temperature *sinter* yang baik direkomendasikan berkisar 800°C - 1000°C . mereka juga menyatakan kemampuan *heat flux rate* dalam *sintered powder wick* dalam kondisi baik dapat mencapai $50 - 100 \text{ W/cm}^2$.

2.3.2.2 *SCREEN MESH WICK*

Studi yang membahas kajian tentang *screen mesh wick* telah dilakukan oleh (Hoogendoorn, 1973), pada penelitian tersebut hoogendoorn meneliti tentang pengaruh lapisan *screen mesh* pada suatu *heat pipe* terhadap konduksi perpindahan panas. Dengan menggunakan fluida kerja air dan jumlah lapisan *screen mesh* divariasikan 1 hingga 6 lapisan maka diperoleh hasil bahwa jumlah lapisan *screen mesh* tidak begitu



Gambar.2.13 *Screen Mesh* (sumber : *Thermacore, 2008*)

mempengaruhi besar hambatan termalnya, dari penelitian tersebut diketahui beda hambatan thermal untuk lapisan tunggal dan 6 pada lapisan *screen mesh* hanya 40%.

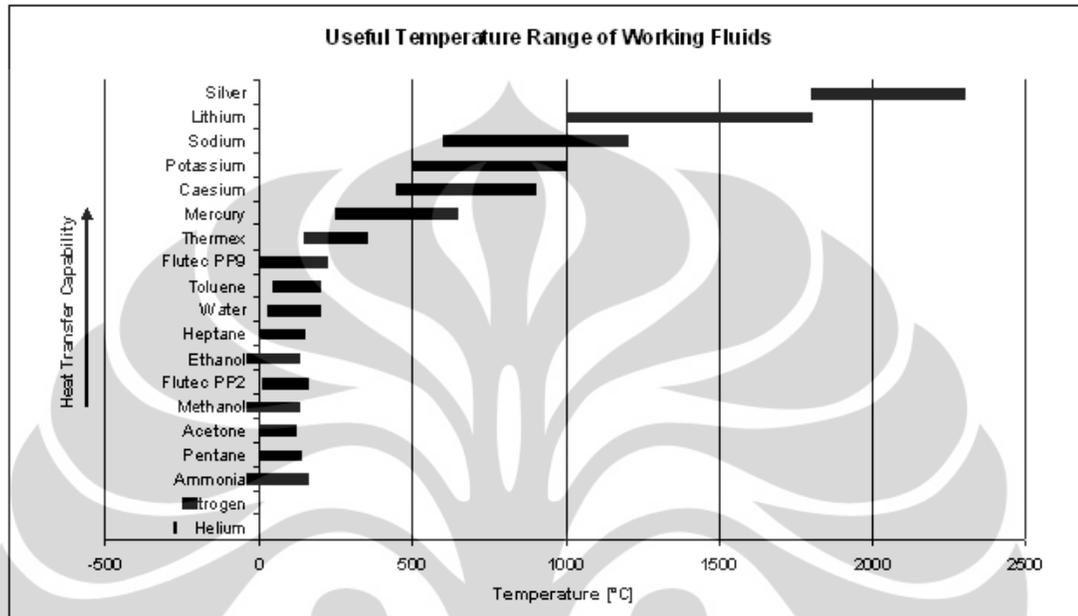
2.3.3 *WORKING FLUIDA*

Working fluid merupakan medium didalam *heat pipe* yang terevaporasi pada sisi evaporator *heat pipe*, mentransfer panas, dan membuang panas dan terkondensasi pada sisi condenser, kemudian kembali ke sisi evaporator dengan berbagai metode seperti gravitasi atau gaya kapilaritas. Panas *latent* yang terevaporasi dari *working fluida* ini merupakan besarnya *performance heat pipe* dalam mentransfer panas.

Compatibilitas <i>Working fluida</i> Dengan <i>Container</i>		
	Recommended	Not Recommended
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

Table 2.1 Compatibilitas *Working fluid* Dengan *Container* (Groll et al., 1998)

Secara umum *working fluida* dapat diklasifikasikan berdasarkan kompatibilitasnya terhadap *container* dan digolongkan berdasarkan range *temperature operational* dari *working fluida* tersebut.



Gambar.2.14 *Useful Temperature Range of Working fluids* (Reay & Kew, 2006)

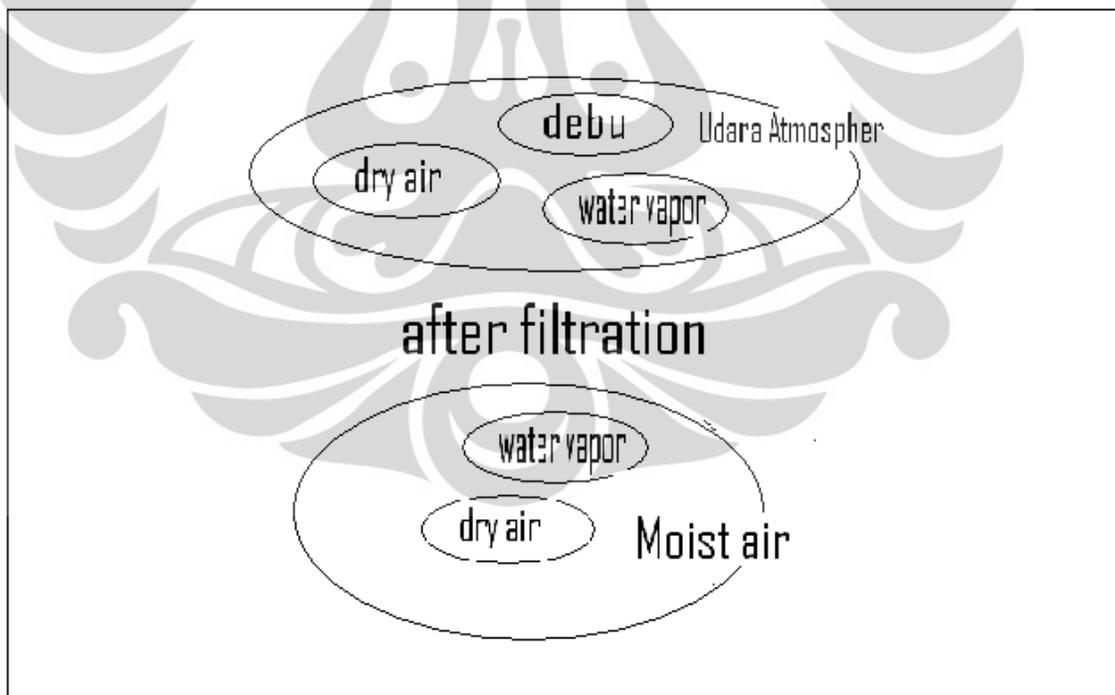
Review mengenai operasional temperature berbagai macam *working fluid* telah dilakukan oleh (faghri, 1995). Pada paper tersebut dijelaskan secara mendetail informasi range temperature dari berbagai *working fluida*. Pada paper tersebut faghri menklasifikasikan *working fluida* berdasarkan operating range temperature menjadi 4 jenis yakni cryogenic yang memiliki operating range temperature $-270^{\circ}\text{C} - -75^{\circ}\text{C}$ seperti helium, argon, oxygen dan krypton, low temperature yang beroperasi pada temperature $-75^{\circ}\text{C}-275^{\circ}\text{C}$ seperti air, ammonia, acetone dan berbagai jenis Freon, kategori ketiga adalah medium operating temperature yang berkisar pada temperature $275^{\circ}\text{C}-475^{\circ}\text{C}$ seperti mercury, shulpur dan yang terakhir adalah high operating temperature yang bekerja pada suhu $475^{\circ}\text{C}-2725^{\circ}\text{C}$ *working fluid* dalam kategori ini berupa sodium, lithium, silver dan potassium.

2.4 PSYCHOMETRIC

2.4.1 PENDAHULUAN

Psychometric adalah ilmu yang mengkaji *thermodynamic properties* dari campuran udara kering dengan uap air (*moist air*). *Psychometric* dikembangkan oleh (Hyland dan Wexler, 1983) dengan menggunakan persamaan-persamaan *thermodynamic* dengan menganggap campuran udara dari udara kering dan uap air adalah gas ideal. (Keuhn et al,1998) mempelajari kembali *psychometric chart* dan menunjukkan kesalahan (*error*) dari *psychometric* kurang dari 0.7% untuk perhitungan *humidity ratio*, *enthalpy*, *specific volume* pada tekanan atmosferic dan range temperature -50°C hingga 50°C .

Udara atmosphere adalah udara yang berada dibawah atmosphere. Udara atmosphere terdiri dari berbagai macam komponen antara lain udara kering (*dry air*), uap air (*water vapor*), polutan, debu dan partikulat lainnya.



Gambar 2.15 Komposisi Udara Atmosphere (sumber : hasil olahan pribadi)

Udara kering (*dry air*) adalah udara atmosphere tanpa adanya campuran dari uap air dan juga polutan lainnya. Komposisi dari udara kering terdiri dari berbagai jenis gas yang *relative* konstan. (Horrison, 1965) menetapkan komposisi udara kering terdiri dari *nitrogen* 78%, *oksigen* 20,9%, *argon* 0,934%, *karbondiosida* 0,0314%, *neon* 0,0001818%, *helium* 0.000524%, *methane* 0.00015% dan komponen minor lainnya sebesar 0.0002%. *massa molecular* dari udara kering ini bernilai 28.9645 mol^{-1} . Massa molecular sebesar 28.9645 mol^{-1} didapat dengan menghitung komposisi gas yang terdapat pada udara kering.

Besarnya massa suatu komposisi dari suatu campuran gas yang dianggap gas ideal ditentukan dari besar mol dikalikan dengan massa molecular gas tersebut

$$m_i = n_i Mr_i$$

sehingga *massa molecular* dapat ditentukan dengan membagi massa suatu komposisi gas dengan jumlah mol gas tersebut. pada suatu campuran gas total massa, mol dan massa molecular adalah penjumlahan massa, mol dan massa molecular dari gas-gas penyusunnya. sehingga dapat ditulis :

$$n_{\text{total}} = n_1 + n_2 + n_3 + n_4 + \dots + n_j$$

$$m_{\text{total}} = m_1 + m_2 + m_3 + m_4 + \dots + m_j$$

massa molecular total dapat diketahui dengan membagi massa total dengan mol total

$$Mr_{\text{total}} = m_{\text{total}} / n_{\text{total}}$$

dengan menggunakan $m_i = n_i Mr_i$ maka

$$Mr_{\text{total}} = \{ n_1 Mr_1 + n_2 Mr_2 + \dots + n_j Mr_j \} / n$$

dimana fraksi mol adalah perbandingan jumlah mol suatu komposisi campuran dengan jumlah mol total campuran

$$x_i = n_i / n$$

sehingga

$$Mr_{\text{total}} = x_1 Mr_1 + x_2 Mr_2 + \dots + x_j Mr_j$$

Dengan demikian Konstanta gas untuk udara kering bernilai :

$$R_{da} = \check{R} / M_r$$

$$R_{da} = 8314,41 / 28.9645$$

$$R_{da} = 287.055 \text{ J/kg K}$$

Dimana \check{R} adalah konstanta gas universal [8314.41 J/kg mol K] dan M_r adalah *massa molecular* udara.

Moist air adalah campuran dari udara kering (*dry air*) dengan uap air (*water vapor*). Jumlah dari kandungan uap air terhadap udara *moist air* dapat bervariasi dari nol hingga maksimum bergantung dengan temperature dan tekanan *moist air* (ASHRAE 2005). Saturasi adalah keadaan dimana udara menampung uap air pada keadaan maksimum.

Massa molecular untuk uap air adalah $18.01528 \text{ mol}^{-1}$, sedangkan konstanta gas untuk uap air bernilai

$$R_w = \check{R} / M_r$$

$$R_w = 8314,41 / 18.01528$$

$$R_w = 461.520 \text{ J/kg K}$$

2.4.2 PROPERTIES MOIST AIR

Dry bulb temperature (DBT) adalah temperature *moist air* yang diukur dengan menggunakan thermometer standart.

Saturated vapour pressure (P_{sat}) adalah tekanan parsial uap air dalam keadaan saturasi pada suhu drybulb temperature. tekanan parsial uap air dalam keadaan saturasi pada temperature drybulb-nya dapat dilihat pada tabel thermodynamic properties uap air. ASHRAE (2005) memberikan persamaan regresi untuk *saturated vapor pressure* sebagai berikut :

$$\ln (P_{sat}) = c_1/T + c_2 + c_3T + c_4 T^2 + c_5 T^3 + c_6 \ln (T)$$

dimana P_{sat} = *saturated vapor pressure* [kPa]

T = temperature absolute *dry bulb* moist [K]

dan c_1 hingga c_6 adalah koefisien regresi

$$c_1 = -5.80022006 \times 10^{-3} ; c_2 = -5.516256 ; c_3 = -4.8640239 \times 10^{-2} ; c_4 = 4.1764768 \times 10^{-5} ; c_5 = -1.4452093 \times 10^{-8} ; c_6 = 6.5459673$$

Humidity ratio atau kandungan *moisture* adalah perbandingan massa uap air terhadap massa dari udara kering.

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

Dimana M_w = massa dari uap air

M_{da} = massa dari udara kering

Dengan menggunakan $\text{mol} = M / M_r$ dan X_{da} dan X_w adalah fraksi mol dari udara kering dan uap air maka

$$W = X_w \cdot M_{r_w} / X_{da} \cdot M_{r_{da}}$$

Dengan *massa molecular dry air* sebesar 28.9645 dan *massa molecular* uap sebesar 18.01528 maka *humidity ratio*

$$W = 0.62198 X_w / X_{da}$$

Spesifik humidity didefinisikan sebagai perbandingan massa uap air terhadap massa total dari campuran udara :

$$\gamma = M_w / (M_w + M_{da})$$

$$\gamma = W / (1+W)$$

Saturation humidity ratio adalah *humidity ratio moist air* pada keadaan saturasi di tekanan dan temperature yang sama.

Degree of saturation (Ω) didefinisikan sebagai perbandingan antara *humidity ratio* (w) dengan *humidity ratio* dalam keadaan saturasi (W_s) pada temperature dan tekanan yang sama

$$\Omega = [W / W_s]_{t,p}$$

Relative humidity didefinisikan sebagai perbandingan fraksi mol uap air (X_w) terhadap fraksi mole uap air pada keadaan saturasi (X_{ws}) pada temperature dan tekanan yang sama.

$$\Phi = [X_w / X_{ws}]_{t, s}$$

Dew-point temperature : apabila *moist air* pada temperature *dry air* didinginkan pada tekanan konstan tanpa adanya penambahan uap air, maka *moist air* akan mencapai temperature dimana temperature ini pada saturasi. dalam keadaan saturasi pada suatu tekanan yang sama dari starting *point* (temperature *dry bulb*) dimana kandungan *moist air*-nya (W_s) sama dengan kandungan *moist air* (W) pada suatu udara.

$$W_s (p, t_d) = W$$

Thermodynamic wet-bulb temperature (t^*) adalah temperature *moist air* yang di ukur dengan menggunakan thermometer basah dengan cara mengevaporasikan air dalam *wick* yang terdapat pada thermometer basah pada temperature *dry air* dan *ratio humidity moist air*. pada thermometer basah terjadi evaporasi dari air sehingga membuat *moist air* menjadi kondisi saturasi / jenuh secara *adiabatic* pada temperature (t^*) . Temperature inilah yang dimaksud sebagai *thermodynamic wet bulb temperature*

2.4.3 PERSAMAAN GAS IDEAL UDARA KERING DAN UAP AIR

Kajian *properties* dari *moist air* dapat dilakukan dengan menganggap *moist air* baik *dry air* dan *water vapor* sebagai gas ideal. persamaan gas ideal untuk masing-masing dapat ditulis sebagai berikut

$$\text{dry air : } P_{da} V = n_{da} R T$$

$$\text{water vapor : } P_w V = n_w R T$$

dimana

$$P_{da} = \text{tekanan parsial udara kering (dry air)}$$

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

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

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

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

$$R = \text{konstanta gas universal [8314.41 J/kg mol K]}$$

$$T = \text{temperature absolute [K]}$$

persamaan gas ideal udara campuran

$$P V = n R T$$

Dimana tekanan dari udara campuran merupakan penjumlahan tekanan parsial uap air dan tekanan parsial udara kering dan *mol* merupakan penjumlahan dari *mol* uap air dan *mol* udara kering. $P = P_{da} + P_w$ dan $n = n_{da} + n_w$ sehingga berlaku

$$(P_{da} + P_w) V = (n_{da} + n_w) R T$$

Humidity ratio (w)

Dengan menggunakan persamaan gas ideal fraksi mol dari *dry air* dan *water vapor* dapat ditentukan

$$X_{da} = P_{da} / (P_{da} + P_w) = P_{da} / P$$

$$X_w = P_w / (P_{da} + P_w) = P_w / P$$

Kemudian dengan mensubstitusikan persamaan fraksi mol dengan persamaan *Humidity ratio* didapat *humidity ratio*

$$w = 0.62198 [P_w / (P - P_w)]$$

Humidity ratio dalam keadaan saturasi dapat ditentukan dengan

$$w_s = 0.62498 [P_{ws} / (P - P_{ws})]$$

Relative humidity Φ

dengan menggunakan persamaan fraksi mol besar *relative humidity* dapat ditentukan dengan persamaan gas ideal

$$\Phi = [P_w / P_{ws}]_{p,t}$$

Spesifik volume moist air v

Spesifik volume dari *moist air* didefinisikan sebagai jumlah volume total Campuran persatuan massa *dry air*

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

Dengan menggunakan persamaan gas ideal untuk udara kering di dapat

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

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

Entalphi udara campuran adalah besarnya penjumlahan dari *entalphi* udara kering dengan *entalphi* uap air

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

$$h = C_p t + W (h_{fg} + c_{pw} t)$$

dimana

c_p = kalor spesifik *dry air* pada tekanan konstan [kJ/kg K]

c_{pw} = kalor spesifik uap air [kJ/kg K]

t = dry-bulb temperature *moist air*

w = *humidity ratio* [$\text{kg}_{\text{uapair}}/\text{kg}_{\text{udarakering}}$]

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 constant sebesar 1.006 dan H_g meningkat secara linear terhadap peningkatan temperature $h_g \approx 2501 + 1.86 t$

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

Humid specific *heat* dari persamaan entalpi *moist air*, humid specific *heat* dari *moist air* dapat ditulis

$$c_{pm} = c_p + w c_{pw}$$

dimana c_{pm} = humid specific *heat* [kJ/kg K]

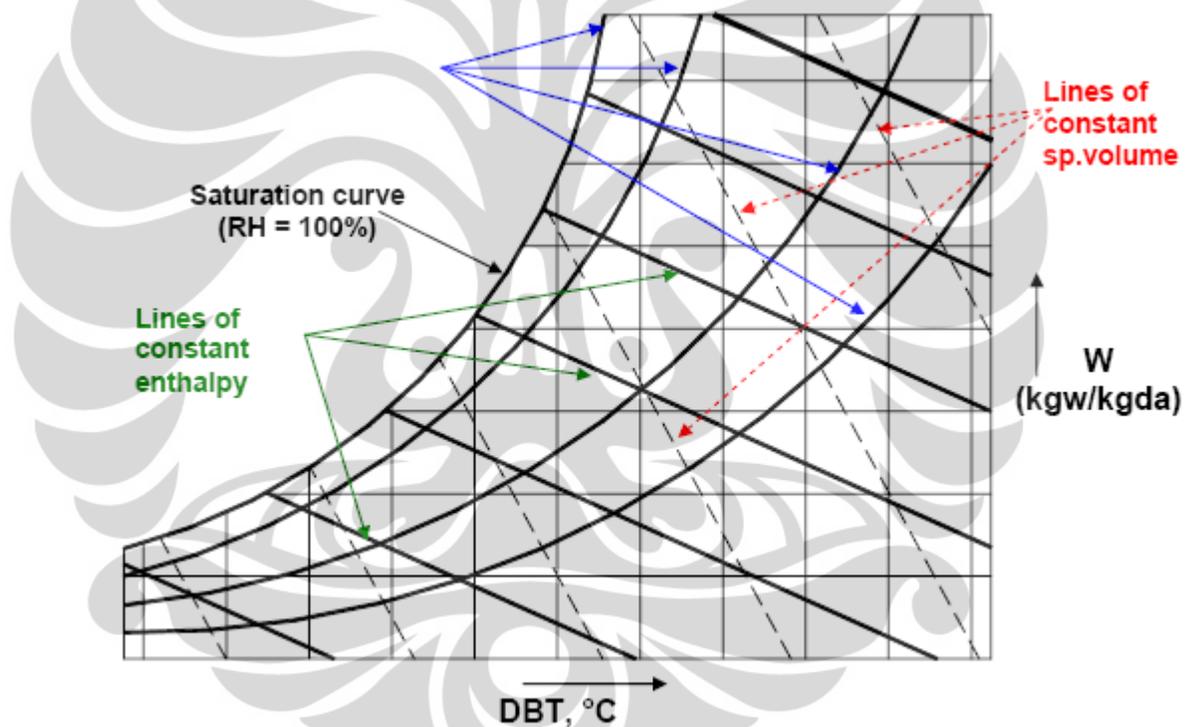
c_p = kalor jenis udara kering [kJ/kg K]

c_{pw} = kalor jenis uap air kJ/kg

w = *humidity ratio* [$\text{kg}_{\text{uapair}}/\text{kg}_{\text{udarakering}}$]

2.4.4 PSYCHOMETRIC CHART

psychometric chart adalah grafik yang merepresentasikan *properties* dari *moist air*. *psychometric chart* standart terdiri dry-bulb temperature untuk absis sedangkan untuk ordinant tekanan parsial uap air dan *humidity ratio* dan disisi sebelah kiri merupakan *saturation line*. gambar.1 menunjukkan secara skematik diagram *psychometric chart*. *psychometric chart* standart dapat digunakan pada tekanan atmosferik dan range temperature 0-50°C . ASHRAE juga telah membuat *psychometric chart* untuk rentang temperature dan barometric lainnya .



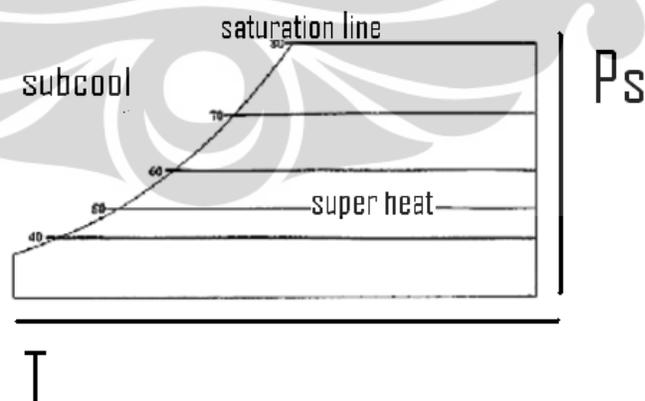
Gambar.2.16 Diagram *psychometric chart* (sumber : Fundamentals of Engineering Thermodynamics 5th Edition (Moran & Shapiro))

2.4.5 BAGAN-BAGAN *PSYCHOMETRIC CHART*

2.4.5.1 GARIS JENUH (SATURATION LINE)

Garis jenuh atau *saturation line* merupakan garis yang dimana pada kondisi ini udara kering menampung uap air di kapasitas maximumnya. Koordinat-koordinat yang dipilih untuk bagan psikometrik ini adalah temperature ($t^{\circ}\text{C}$) sebagai *absis* dan tekanan uap air tak tetap sebagai (P_w) *ordinant*. Tinjaulah bagan tersebut sebagai air saja, garis jenuh dapat dibuat pada bagan tersebut

Data untuk garis jenuh ini dapat dilihat langsung pada table air jenuh, daerah disebelah kanan garis jenuh merupakan uap panas lanjut (*super heat*) dan disebelah kiri merupakan daerah *subcool*. Jika uap air didinginkan pada tekanan konstan maka akan dicapai titik pada garis jenuh yaitu batas uap air mulai mengembun. Bagaimana pengaruhnya terhadap campuran uap air dan udara? Secara ideal tidak ada, uap air akan terus bersifat seolah-olah tidak ada udara, walaupun sebenarnya terjadi sedikit interaksi antara molekul udara dan uap air sehingga terjadi sedikit penyimpangan data pada table campuran uap air dan udara dengan table uap air secara praktis tidak menunjukkan perbedaan sehingga berlaku grafik di atas.

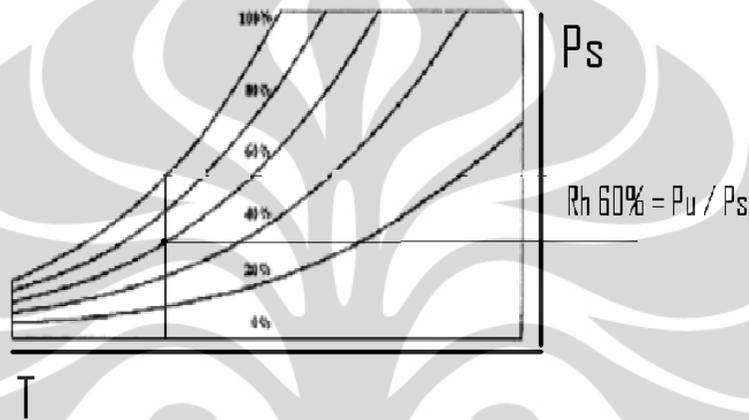


Gambar.2.17 Diagram *Psychrometric Chart* Pembentukan *Saturation Line*

(sumber : Olahan pribadi)

2.4.5.2 KELEMBABAN RELATIVE (*RELATIVE HUMIDITY*)

RH didefinisikan sebagai perbandingan fraksi *molekul* uap air didalam udara basah terhadap fraksi *molekul* uap air jenuh pada suhu dan tekanan yang sama. Sehingga dapat disimpulkan $RH = \text{tekanan parsial uap air} / \text{tekanan jenuh air murni pada suhu yg sama}$. Untuk membuat bagan atau garis-garis RH dapat digunakan perbandingan jarak tinggi garis jenuh pada suhu yang sama.

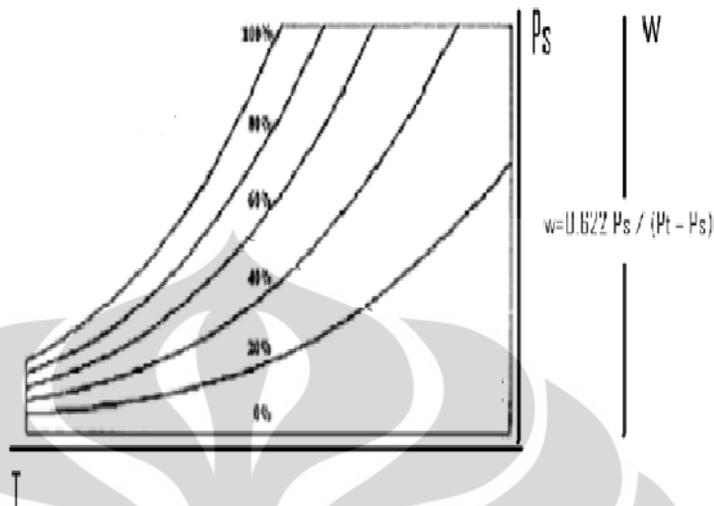


Gambar.2.18 Diagram *Psychrometric* Pembentukan Garis *Relative Humidity* Constant (sumber : Olahan pribadi)

2.4.5.3 RASIO KELEMBABAN (*HUMIDITY RATIO*)

Rasio kelembapan (w) adalah massa air yang terkandung dalam setiap kilogram udara kering (kg air/ kg udara kering). Untuk menghitung besarnya rasio kelembapan kita dapat menggunakan persamaan gas ideal .

$$w = 0.62198 [P_w / (P - P_w)]$$



Gambar.2.19 Diagram *Psychometric Chart* Pembentukan Garis *Humidity Ratio* Konstan (sumber : Olahan pribadi)

dengan menggunakan persamaan inilah bagan atau garis spesifik *humidity* terbentuk, yaitu dengan melakukan perbandingan terhadap garis tekanan uap air berdasarkan tekanan atmosferiknya.

2.4.5.4 ENTALPHI UDARA CAMPURAN

Entalphi campuran udara kering dan uap air adalah jumlah dari *entalpi* udara kering dan *entalpi* uap air. Secara *empiric entalphi* campuran ini dedefinisikan :

$$H = C_p T + w H_g$$

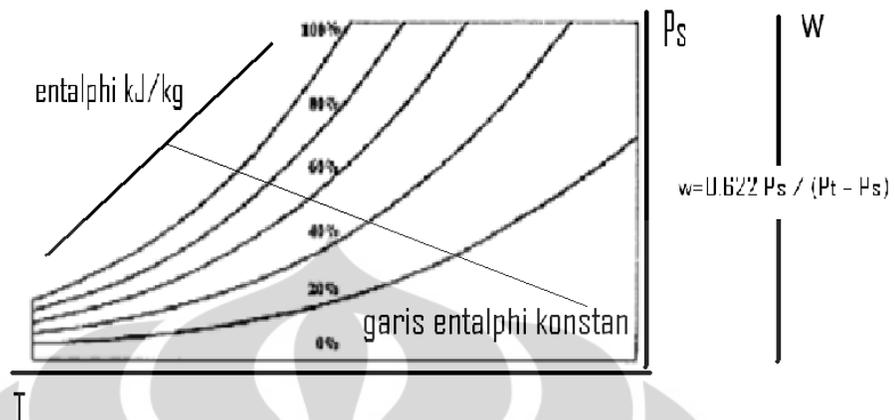
Dimana

H = entalpi campuran udara kering dan uap air [kJ/kg]

C_p = kalor spesifik udara kering tekanan konstan [1,006 kJ/kg K]

H_g = entalpi uap air (super *heat*) pada suhu campuran udara tersebut

Persamaan *empiric* ini akan cukup teliti walaupun diperlukan koreksi seperti kalor spesifik yang berubah (C_p) terhadap temperature .Garis *entalphi* konstan pada psikometrik *chart* dapat kita buat berdasarkan rumus empiric diatas.



Gambar.2.20 Diagram *Psychrometric Chart* Pembentukan Garis Entalpi Konstan(sumber : Olahan pribadi)

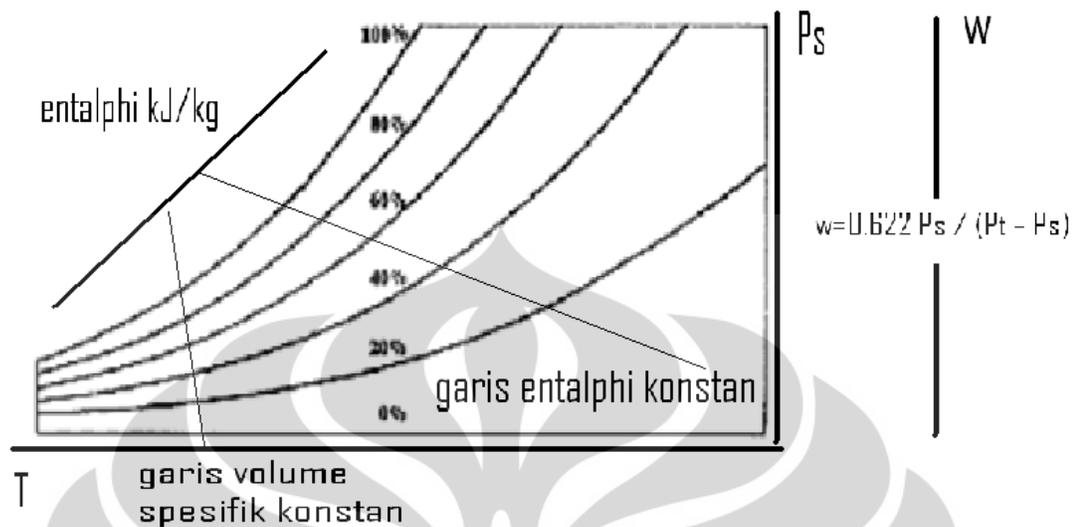
2.4.5.5 *VOLUME SPESIFIC*

Volume spesifik adalah volume udara campuran dengan satuan meter kubik per kilogram udara kering, dapat juga dikatakan sebagai meter kubik udara kering atau meter kubik campuran per kilogram udara kering, karena volume yang diisi oleh masing-masing substansi sama.

Dari persamaan gas ideal , volume spesifik adalah :

$$v = R T / 28.9645 (P - P_w) = R_{da} T / P - P_w \text{ [m}^3 \text{ /kg udara kering]}$$

Untuk menentukan garis konstan kita dapat memasukan sembarang nilai volume spesifik, tekanan barometris dan sembarang temperature, kemudian kita mendapatkan tekanan parsial uap air dalam keadaan jenuh (P_s),

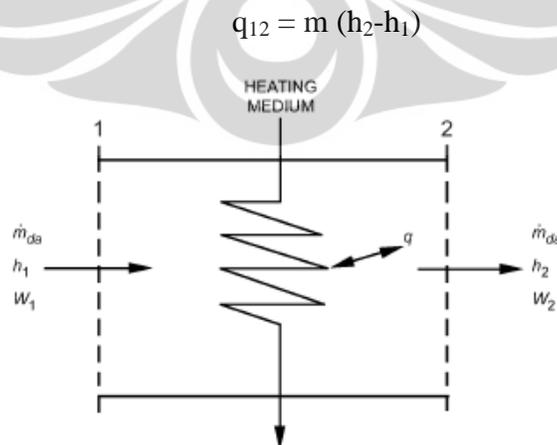


Gambar.2.21 Diagram *Psychometric Chart* Pembentukan Garis Volume Spesifik Konstan (sumber : Olahan pribadi)

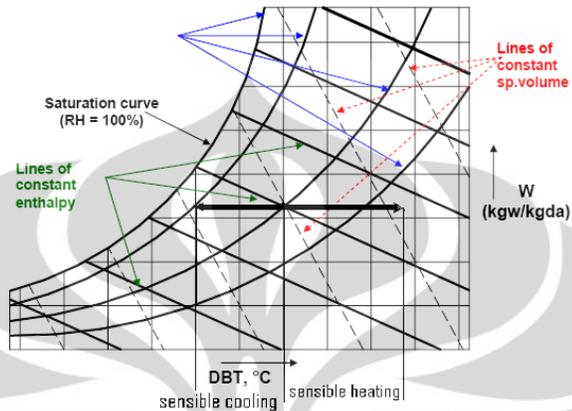
2.4.6 PROSES-PROSES PENGKONDISIAN UDARA

2.4.6.1 *SENSIBLE HEATING* DAN *SENSIBLE COOLING*

Penambahan panas atau pengambilan panas tanpa disertai penambahan atau pengurangan uap air dapat direpresentasikan dari garis lurus pada *humidity ratio* konstan di *psychometric chart*. Gambar.2.23 merupakan alat pemanas yang menambahkan panas pada *moist air*. keadaan stady state maka berlaku *hukum kesetimbangan energy*



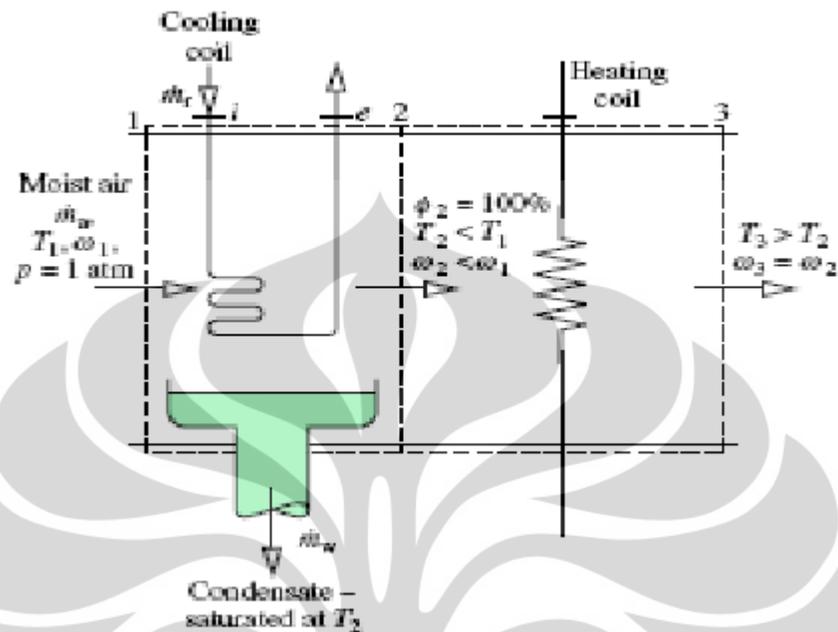
Gambar.2.22 Diagram Schematic Alat Pemanas Udara (sumber : Moran dan Shapiro 2006. fundamental of engineering thermodynamic 5th endition. John Wiley & Sons Ltd, The Atrium, Southern Gate, Chichester)



Gambar.2.23 Proses *Sensible Heating* Dan *Sensible Cooling* Pada Diagram *Psychrometric Chart*(sumber : Moran dan Shapiro 2006. fundamental of engineering thermodynamic 5th endition. John Wiley & Sons Ltd, The Atrium, Southern Gate, Chichester)

2.4.6.2 Dehumidification / penurunan *humidity*

Ketika *moist air* didinginkan pada tekanan konstan hingga temperature dibawah *dew-point* temperaturnya maka akan terjadi kondensasi uap air. Gambar.2.24 menunjukan skematik dehumidifier. *Moist air* masuk pada keadaan 1 dan mengalir melewati *coil* pendingin . Pada proses ini sebagian uap air terkondensasi dan *moist air* mencapai keadaan saturasi keluar pada keadaan 2.



Gambar.2.24 Diagram Schematic Dehumidifier (sumber : Moran dan Shapiro 2006. fundamental of engineering thermodynamic 5th edition John Wiley & Sons Ltd, The Atrium, Southern Gate, Chichester)

Pada keadaan 2 temperatur *moist air* sangat rendah yaitu pada *dew-point* temperaturnya, untuk pengkondisian udara umumnya setelah penurunan kandungan uap air dilakukan *sensible heating* untuk meningkatkan temperature seperti pada skematik diagram diatas.

Mass balance

Dengan menggunakan *hukum* kesetimbangan massa maka

$$m_{da1} = m_{da2} \text{ (dry air)}$$

$$m_{v1} = m_w + m_{v2} \text{ (water)}$$

Dengan menggunakan $m_{v1} = w m_{da1}$ dan $m_{v2} = w m_{da2}$. jumlah kondensat per kg udara kering dapat ditulis sebagai berikut

$$m_w / m_{da} = w_1 - w_2$$

Energy balance

Dengan mengasumsikan tidak ada perpindahan panas dari lingkungan kesistem dan menganggap tidak ada perubahan energy kinetic dan potensial maka persamaan kesetimbangan energy pada keadaan steady state dapat ditulis sebagai berikut :

$$m_r (h_i - h_e) = (m_a h_{a1} + m_{v1} h_{v1}) - (m_a h_{a2} + m_{v2} h_{v2}) - m_w h_w$$

Dimana m_r adalah mass flow dari *refrigerant* dan h_i dan h_e adalah spesifik entalpi dari *refrigerant* yang masuk dan *refrigerant* yang keluar.

Dengan menggunakan *humidity ratio* maka

$$m_r (h_i - h_e) = m_a [(h_{a2} - h_{a1}) + w_1 h_{g1} - w_2 h_{g2} - (w_1 - w_2) h_{f2}]$$

$$m_r / m_a = [(h_{a2} - h_{a1}) + w_1 h_{g1} - w_2 h_{g2} - (w_1 - w_2) h_{f2}] / (h_i - h_e)$$

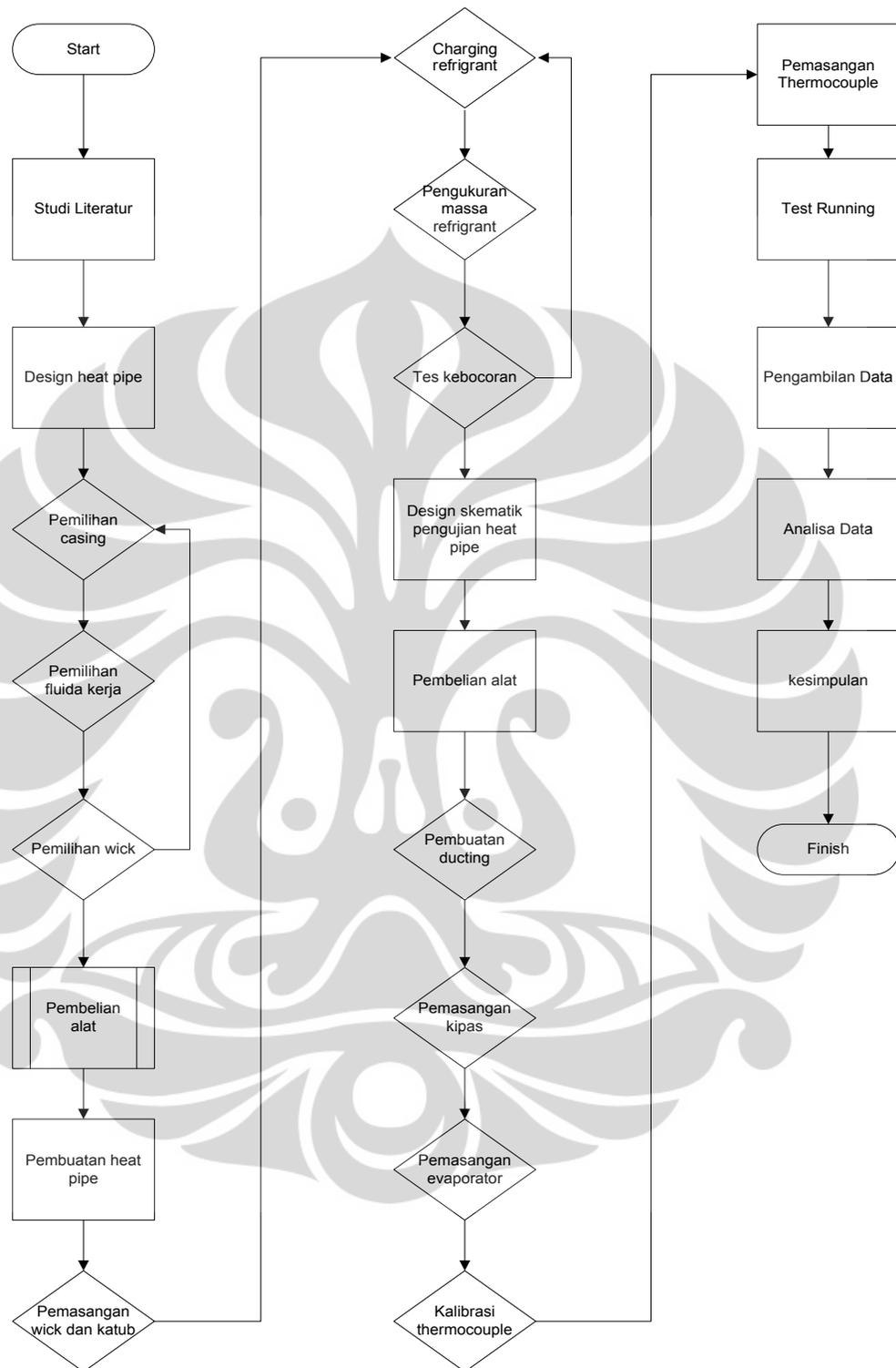
BAB III

ASPEK PENELITIAN

Penelitian ini terdiri atas dua bagian penelitian yaitu kajian eksperimen *performance heat pipe* untuk pengkondisian udara dengan variasi *mass flow rate* dan variasi orientasi pemosisian *heat pipe* (horizontal dan vertical). Penelitian dimulai dari studi literatur mengenai *heat pipe*, mempelajari cara kerja *heat pipe* dan melakukan *design heat pipe*. *Design heat pipe* meliputi penentuan geometri yang sesuai untuk aplikasi sistem pendingin udara, pemilihan material *container*, pemilihan *working fluida*, pemilihan *wick*.

Tahap kedua setelah *design heat pipe* adalah tahap manufaktur (pembuatan). pembuatan *heat pipe* dilakukan dengan cara melas salah satu ujung pipa tembaga dengan *electrode* perak, memasukan *wick* dengan ukuran *screen mesh 200 stainless steel* sebanyak 6 layer dan menyambungkan ujung pipa lainnya dengan *nipple* (pentil). Tahap selanjutnya adalah memberikan udara bertekanan melalui pentil dan melakukan tes kebocoran. Tes kebocoran dilakukan dengan memasukan *heat pipe* yang telah diisi udara bertekanan pada air, setelah tidak ada kebocoran *heat pipe* di vacuum dengan menggunakan pompa vacuum. Tahap terakhir dari pembuatan *heat pipe* adalah *charging refrigerant*. *Refrigerant* yang digunakan pada *heat pipe* ini adalah R134a. *Charging refrigerant* dilakukan dengan membalik tabung *refrigerant* sehingga hanya *liquid* yang memasuki *heat pipe* kemudian ditimbang pertambahan berat *heat pipe* sesuai dengan jumlah masa untuk setengah volume *liquid* pada *heat pipe*.

Tahap ketiga adalah pembuatan skematik pengujian *heat pipe* untuk aplikasi sistem pendingin udara. Pada tahap ini dilakukan perancangan dan pembuatan *ducting* dengan *cooling coil*. Secara jelas tahapan penelitian dapat dilihat pada gambar.3.1

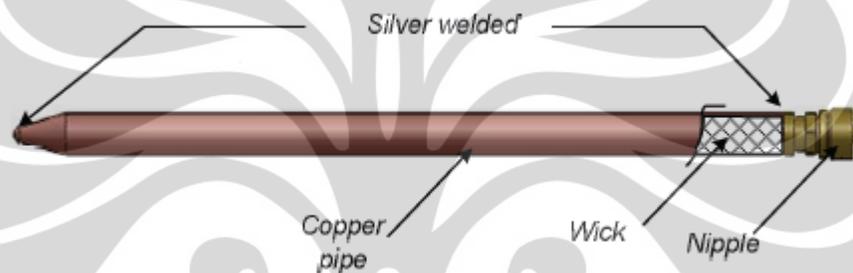


Gambar 3.1 Diagram Skematik Alur Penelitian

3.1 DESIGN HEAT PIPE

3.1.1 KONSTRUKSI HEAT PIPE

heat pipe yang digunakan untuk experiment memiliki diameter dalam 5/8 inch dengan tebal 1,6 mm, panjang 50cm, pada ujung salah satu *heat pipe* di las dengan menggunakan *electrode* perak yang sebelumnya telah diisi dengan *wick*, sedangkan pada ujung lainnya direkatkan katub nepel sebagai media untuk vakum dan juga pengisian *refrigerant*, katub napel ini direkatkan dengan *electrode* perak. Untuk mendeteksi kebocoran *heat pipe* diisikan udara bertekanan kemudian ditenggelamkan pada air.



Gambar 3.2 *Heat Pipe*

Setelah proses pengecekan kebocoran selesai, *heat pipe* divakum kemudian diisi dengan *refrigerant* R-134a, pengisian *refrigerant* dilakukan pada temperature ruang 25°C dan tekanan atmosfer, pengisian *refrigerant* dilakukan dengan memperhitungkan volume *liquid* dalam *heat pipe*, dimana volume *liquid* yang akan diisikan sebanyak 50% dari volume *heat pipe*. Untuk mengetahui besar volume *liquid* yang telah diisikan kedalam *heat pipe* dilakukan penimbangan jumlah masa dan menghitung volume berdasarkan densitas *refrigerant* pada temperature dan tekanan dalam ruang.

3.1.1.1 PEMILIHAN CONTAINER

Fungsi dari *container* adalah untuk mengisolasi *working fluid* dengan lingkungan luar, *container* harus mampu menahan tekanan yang ada didalamnya dan juga dapat mengalirkan panas dengan baik.

Beberapa faktor yang perlu diperhatikan dalam pemilihan *container* adalah

1. compatibility with *working fluid*
2. kekuatan
3. konduktifitas termal
4. kemudahan pembuatan
5. porosity

Berikut adalah table kompatibilitas antara *container* dengan *working fluid* :

Hughes Aircraft Compatibility Recommendations		
	Recommended	Not Recommended
Ammonia	Aluminium Carbon steel Nickel Stainless steel	Copper
Aceton	Copper Silica Aliminium' 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

Table 3.1 Kompatibilitas Container dengan Working Fluida

Berikut adalah table konduktifitas thermal dari beberapa material untuk *heat pipe*

Thermal Conductivity of Heat pipe Container and Wick Materials	
Material	Thermal conductivity (W/m C)
Aluminium	205
Brass	113
Copper (0-100 C)	394
Glass	0.75
Nickel (0-100 C)	88
Mild steel	45
Stainless steel (type 304)	17.3
Teflon	0.17

Table 3.2 Konduktifitas Thermal Material Casing Heat Pipe

Berdasarkan kompatibilitas dari berbagai macam material *container* dan juga nilai konduktifitas thermal maka dipilih tembaga sebagai *container heat pipe*. Tembaga dipilih karena mempunyai nilai konduktifitas thermal yang paling baik ,compatible dengan berbagai macam *working fluid*, proses pengerjaan mudah (machining).

3.1.1.2 PEMILIHAN *WORKING FLUID*

Dalam pemilihan *working fluida* untuk *heat pipe* yang perlu diperhatikan adalah *operating condition* dan juga *thermophysical* dari *properties working fluid* pada *temperature working condition*.

medium	Melting Point °C	Boiling point at atm pressure	Useful range °C
Helium	-270	-261	(-270)-(-261)
nitrogen	-210	-196	(-210)-(-196)
ammonia	-78	-33	(-60)-100
Pentane	-130	28	(-20)-(120)
Acetone	-95	57	(0)-(120)
Methanol	-98	64	10 - 130
Ethanol	-112	76	10 - 160
Heptane	-90	78	0 - 130
Water	0	100	30 - 200
Mercury	-39	110	150 - 350
Potassium	62	361	450 - 900
Sodium	98	774	600 - 1200
Litium	179	1340	1000 - 1800

Table 3.3 Berbagai Properties Working Fluida dan Operating temperatur

Working fluid yang dapat dipertimbangkan adalah sebagai berikut :

1. R 123
2. R11
3. R22
4. R-134a

Berdasarkan *properties* dari berbagai *refrigerant* di pilih R 11 sebagai *working fluid*, karena R 11 ini menguap pada tekanan atmosfer di suhu 24, sehingga sangat cocok untuk penggunaan pengkondisian udara . Namun sekarang R-11 sudah tidak ada lagi dipasaran sehingga sebagai alternative dipilih *refrigerant* R-123 dimana tekanan saturasi untuk suhu 25 – 35 ° C berkisar 0.98 – 1.3 bar. Namun *refrigerant* ini sangat sulit ditemukan dipasaran sehingga alternative lain adalah *refrigerant* R134A . untuk operating temperature 25⁰C-35⁰C tekanan saturasi berkisar dari 6.6 bar sampai 8.8 bar.

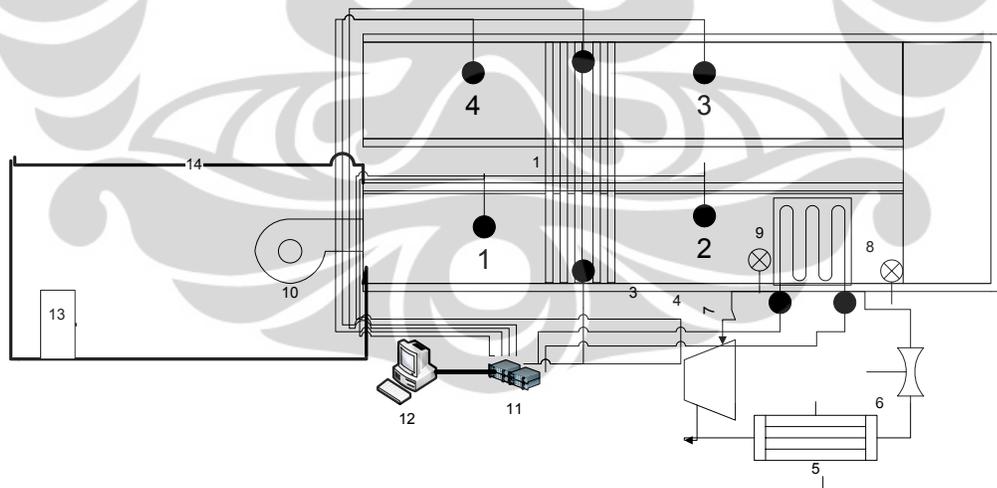
3.1.1.3 PEMILIHAN WICK

Wick merupakan struktur kapiler yang digunakan sebagai media dalam transport kondensat dari condenser kembali keevaporator, pemilihan *wick* ini didasarkan pada beberapa pertimbangan seperti, kompatibilitas terhadap *working fluida*, kemudahan dalam pengerjaan dan ketersediaan bahan. *Wick* yang digunakan pada *heat pipe* adalah *screen mesh* stainless steel dengan ukuran mesh 200 dengan 6 lapisan (layer), pemilihan 6 layer ini berdasarkan referensi [16].

3.2 EXPERIMENTAL SET-UP DAN SKEMATIK PENGUJIAN

Untuk mengetahui *performance heat pipe* pada aplikasi pengkondisian udara dilakukan pengujian *heat pipe* dengan experimental set-up seperti pada gambar.3.3 .pada prinsipnya besar *performance heat pipe* diukur berdasarkan perubahan besar properties udara pada empat titik. pengukuran properties ini dilakukan dengan menggunakan *thermocouple* tipe T yang telah dikalibrasi, 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 dan anemometer jenis AM841 dengan akurasi $\pm 0.01\%$ dan resolusi 0.1m/s

Untuk memvariasikan *mass flow rate* kita dapat memvariasikan besar bukaan *suction* pada kipas dan mengukur besar kecepatan aliran udara dengan menggunakan anemometer. Dari kecepatan aliran udara dan luas face area *ducting* didapat debit aliran dari hasil perkalian keduanya. kita dapat mengetahui besar *mass flow rate* dengan mengalikan debit udara dengan massa jenis udara. Besarnya massa jenis ditentukan oleh fungsi temperature udara dan *humidity* .



Gambar 3.3 Exsperimental Set-Up

1. 8x *heat pipe*
2. *thermocouple*

3. *ducting*
4. *insulator*
5. 1 PK condensing Unit
6. *cooling coil*
7. *pressure gauge*
8. centrifugal fan
9. DAQ
10. Personal computer
11. portable AC
12. insulator (plastic)

Sebuah ruangan tertutup dibuat dengan menggunakan kerangka besi siku diselimuti plastic bening setebal 2mm digunakan untuk menjaga udara memasuki *inlet* pada temperature dan RH yang konstan. Sebuah ruangan tertutup berukuran 150 cm x 150 cm dan tinggi 120 cm didalamnya terdapat *portable air conditioning* untuk menjaga temperature udara *inlet* yang masuk.

Pada skematik diagram pengujian *ducting* ini *heat pipe* dipasang dan dapat di lepas (*removable*). jumlah *heat pipe* yang digunakan untuk pengkondisian udara sebanyak 8 buah. spesifikasi *heat pipe* secara detail terdapat pada bab *design heat pipe* sebelumnya. pada *ducting* dipasang 1 unit mesin refrigerasi sebagai *cooling coil* dengan daya 1PK yang digunakan sebagai pendingin udara. kipas / *blower* dipasang secara permanen pada sisi ujung *inlet ducting*. kipas ini dapat divariasikan kecepatan aliran udaranya dengan mengatur bukaan *suction* pada kipas. pada system *ducting* untuk pengujian ini keseluruhan system diberi isolasi dengan menggunakan *thermalflex* dengan tebal 3cm dan gabus setebal 2cm.

Seperti terlihat pada gambar 3.3 *heat pipe* dipasang pada pertengahan *ducting*. *heat pipe* pada penelitian ini berperan sebagai *precooled* dan *reheater*. udara yang

memasuki system dijaga konstan baik temperature maupun RH dengan menggunakan *portable air conditioning. cooling coil* (evaporator) dipasang setelah *heat pipe* yang berguna sebagai media pendingin udara. udara yang masuk dan keluar *inlet* di pantau pada 4 titik dengan menggunakan *thermocouple* tipe T yang telah dikalibrasi dengan menggunakan *thermostated water bath*, *thermocouple* ini mempunyai akurasi $\pm 0.005\%$ pada range temperature $5 - 30^{\circ}\text{C}$. signal output dari *thermocouple* di olah dan direcord dengan menggunakan DAQ (national instrument) dan ditampilkan pada computer. Selama pengambilan data berlangsung, kecepatan aliran udara yang melalui *ducting* diukur dengan menggunakan fan anemometer jenis AM841 dengan tingkat akurasi 0.01% dan resolusi 0.1m/s kemudian dilakukan pengukuran RH dengan menggunakan RH meter jenis KD RH-600 dengan akurasi $\text{RH} > 70\% \pm (3\% \text{ reading} + 1\% \text{ RH})$; $\text{RH} < 70\% \pm 3\% \text{ RH}$ dengan resolusi $0.1\% \text{ RH}$

spesifikasi detail alat yang digunakan pada experimental-set up :

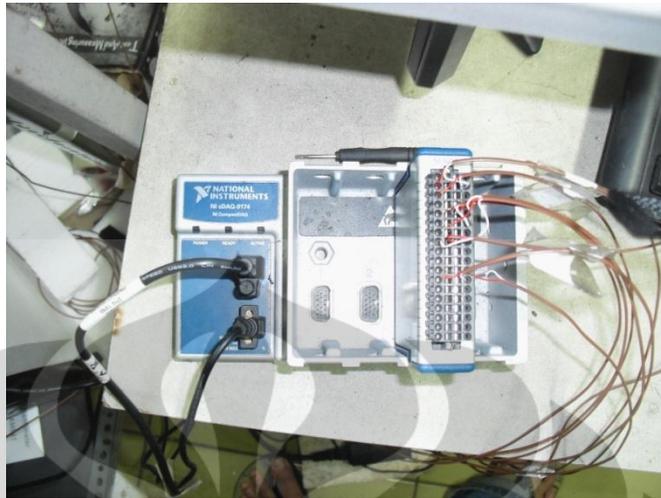
1. *8x heat pipe*
 - 8 x *heat pipe*
 - i. Geometri : ukuran Diameter dalam = 14 mm ; Diameter luar = 15.875 mm ; panjang *heat pipe* = 60 cm
 - ii. Material *container* : tembaga
 - iii. *Working fluida* : R134-a
 - iv. *Wick* : 6 layer *screen mesh* 200 stainless steel
 - v. *Pressure* : 88 psig
 - vi. Volume *liquid* pada *heat pipe* : 370 mL (40% dari volume *heat pipe*)



Gambar 3.4 Foto *Heat pipe*

2 Tipe T *thermocouple*

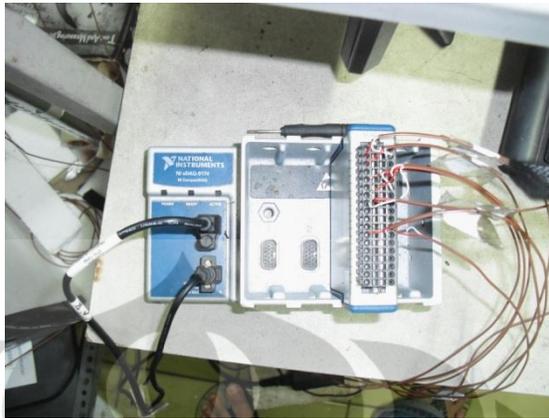
Thermocouple adalah suatu sensor yang membaca temperatur dengan memanfaatkan efek *seeback*. Efek *seeback* menghasilkan *electromotive force* atau beda potensial karena pengaruh beda temperatur pada material yang berbeda. Efek *seeback* kebalikan dari efek *peltier* yang berbunyi jika dua sambungan berbeda material alirkan arus listrik maka sambungan tersebut dapat menjadi panas atau dingin tergantung dari arah arus mengalir (Raldi A Koestoer, 2005).



Gambar 3.5 Foto *Thermocouple* dan DAQ

Thermocouple kemudian dikalibrasi dengan termometer standart. Proses kalibrasi *thermocouple* menggunakan 5 keadaan temperatur air yang diatur temperturnya menggunakan *thermostat water bath* yaitu 20.8 °C, 15.7 °C oC 10.7 °C, 7.5 °C, 5.1 °C. Nilai ketelitian dari *thermocouple* berbeda-beda karena faktor kesensitifan dari masing-masing *thermocouple*, arus tidak stabil, dan lain-lain. *Thermocouple* yang digunakan adalah tipe T dengan material Copper dan constantan, temperatur maksimum 200 °C. Nilai ketidakpastian dari *thermocouple* berkisar 0.005%-0.009%.

- 3 Data akuisisi (DAQ) berfungsi sebagai penyimpan dan pengolah data dengan memiliki pengubah analog ke digital (ADC, *Analog-to-Digital Converter*) yang terintegrasi didalamnya. Dengan menggunakan data akuisisi dapat dilakukan pengambilan data berdasarkan waktu tertentu dengan jumlah data dapat diatur. Data Akuisisi juga membantu dalam pengambilan data lebih dari satu sensor



Gambar 3.5 Foto *Thermocouple* dan DAQ

4 *Ducting*

Ducting atau saluran udara berfungsi sebagai saluran yang berisi aliran udara yang akan dikondisikan temperature dan *humidity*nya. *Ducting* dibuat dengan menggunakan seng dengan tebal 1 mm. ukuran *ducting* 20cm x 20 cm untuk face area dengan panjang 2x 1,5m dengan sebuah elbow. Proses konstruksi *ducting* dilakukan dengan bending sesuai dengan ukuran kemudian merekatkan dengan rivet join, setelah konstruksi selesai *ducting* diinsulasi dengan menggunakan *thermaflex*, gabus dan *aluminium foil*.



Gambar 3.6 Foto *Ducting*

5 *Thermaflex Insulator*

Thermaflex insulator merupakan spons sebagai insulasi agar perpindahan kalor dapat dikurangi, *thermaflex* yang digunakan memiliki ketebalan 5/8 inci. *thermaflex* ini dipasang pada keseluruhan *ducting* untuk mereduksi panas dari lingkungan masuk kedalam system.

6 1 PK condensing Unit

Condensing unit yang digunakan adalah merek changhong dengan spesifikasi : Power compressor 860 W ; *refrigerant* R22 ; *Refrigrant filling volume* 0.7 kg ; circulating airflow volume 1500 m³ / h ; *pressure* low 1.0 MPa ; *pressure* high 2.2 MPa



Gambar 3.7 Foto Condensing Unit

7 *Cooling coil*

Cooling coil atau evaporator digunakan sebagai cooler / pendingin yang mengambil panas dari aliran udara baik panas *latent* maupun *sensible*. *Cooling coil* didesign dengan kapasitas 1 PK dengan ukuran face area 20cm x 20 cm menyesuaikan ukuran *ducting* dengan tube 3/16 inch serta menggunakan fin

8 *Pressure Gauge*

Pressure Gauge adalah sensor analog yang digunakan untuk membaca tekanan dari sistem refrigeran. Untuk *liquid line* sebelum evaporator atau *cooling coil* dan discard menggunakan tekanan dengan skala tinggi rendah yaitu maksimum 280 psi,



Gambar 3.8 Foto *Pressure Gauge*

9 *Centrifugal Fan*

Centrifugal fan digunakan untuk mengalirkan udara dari *inlet ducting* hingga *outlet*. pemilihan jenis kipas didasarkan pada perhitungan *pressure drop* pada system *ducting* yaitu sebesar 300 Pa , namun dipasaran tidak dijumpai fan dengan kapasitas tekanan 300 sehingga dipilih berdasarkan power terendah yaitu 180Watt. spesifikasi centrifugal fan sebagai berikut : kapasitas aliran udara 450 m³/h ; *pressure* 1100 Pa ; Power 180Watt ; RPM 1800



Gambar 3.9 Foto Centrifugal Fan

10 Personal Komputer dan Software

Untuk mengolah signal-signal digital dari DAQ sehingga dapat ditampilkan dalam bentuk grafis maupun table pengujian maka data diperoleh menggunakan PC dengan software LAB view



Gambar 3.10 Foto Personal Komputer dan software Labview

11 Portable AC

Portable AC digunakan untuk mendinginkan atau mengkondisikan udara pada volume chamber agar udara *inlet* yang masuk pada *ducting* dapat dikondisikan temperaturnya. portable AC yang digunakan adalah merek Midea model MPN190R ; kapasitas pendinginan 9000 btu/h ; tekanan maksimum operasi low 1.0MPa dan High 2.6 MPa ; *Refrigrant* R22 350 gram ; daya listrik normal 900 W; daya listrik maksimum 1300Watt



Gambar 3.11 Foto Portable AC

12 RH meter

RH meter digunakan untuk mengukur *Relative Humidity* udara pada *ducting* di beberapa titik. *Relative humidity* 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 3.12 Foto RH meter

13 Fan anemometer

Fan anemometer digunakan untuk mengukur kecepatan aliran udara pada *ducting* (face velocity). jenis anemometer yang digunakan adalah anemometer AM841 dengan range operasional 0.4 m/s – 30 m/s , ketidakpastian 0.01% dan resolusi 0.1m/s



Gambar 3.13 Foto Fan Anemometer

14 Pompa Vacum

Pompa vakum digunakan untuk memindahkan udara yang ada didalam *heat pipe* sehingga dalam pengisian *refrigerant* tidak ada udara dan juga digunakan untuk memvacuk condensing unit sebelum melakukan *charging*



Gambar 3.14 Foto Pompa Vakum

15 Timbangan Elektrik/ digital

Timbangan digital digunakan untuk mengukur masa dari jumlah *refrigerant* dalam *heat pipe* dengan cara mengukur tabung sebelum pengisian *refrigerant* dan menimbang kenaikan massa tabung saat *charging refrigerant*, alat ini mempunyai ketelitian 0.05gram dan . Maksimal masa timbangan digital yang digunakan adalah 5 kg.



Gambar 3.15 Foto Timbangan Digital

3.3 MENGUKUR BESAR *PERFORMANCE HEAT PIPE* PADA PENGKONDISIAN UDARA

3.3.1 *PERFORMANCE HEAT PIPE* DALAM KAPASITAS PENURUNAN KELEMBABAN

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

$$\text{SHR system} = m C_p (T_1 - T_4) / m (h_1 - h_4)$$

atau dapat disederhanakan menjadi

$$\text{SHR system} = C_p (T_1 - T_4) / (h_1 - h_4)$$

dimana

m = *mass flow rate* [kg/s]

T_1 = Temperatur udara *inlet* [$^{\circ}\text{C}$]

T_4 = Temperatur udara *outlet* [$^{\circ}\text{C}$]

h_1 = *entalphi* udara *inlet* [kJ/kg]

h_4 = *entalphi* 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)

3.3.2 BESAR PENINGKATAN EFEK PENDINGINAN SISTEM DENGAN MENGGUNAKAN *HEAT PIPE*

Besar efek pendinginan system pengkondisian udara pada penelitian ini dapat dihitung dengan mengukur perubahan properties udara. Sesuai dengan skema pengujian pada gambar 3.3 besar efek pendinginan dirumuskan sebagai berikut :

$$Q_{cooling} = m (h_1 - h_3)$$

Evaporator *heat pipe* berperan sebagai pre-cooler pada system pengkondisian udara dengan demikian beban pendinginan akan terbagi ke dua perangkat evaporator *heat pipe* dan *cooling coil* dan menyebabkan system memberikan efek refrigerasi lebih besar bila dibandingkan tanpa *heat pipe*. Untuk membandingkan efek refrigerasi system pengkondisian udara dengan *Heat pipe* dan tanpa *Heat pipe* sesuai dengan system pengujian ini dirumuskan oleh

$$Q_{cooling \text{ system dengan } Heat \text{ pipe}} = m (h_1 - h_3)$$

$$Q_{cooling \text{ system tanpa } Heat \text{ pipe}} = m (h_1 - h_3')$$

superscript ' adalah untuk *point 3* tanpa menggunakan *heat pipe*

besar peningkatan efek pendinginan system dengan menggunakan *heat pipe*

$$\text{peningkatan efek pendinginan} = Q_{cooling \text{ system dengan } Heat \text{ pipe}} - Q_{cooling \text{ system tanpa } Heat \text{ pipe}}$$

dalam persentase peningkatan efek pendinginan system = (peningkatan efek pendinginan / $Q_{cooling \text{ system tanpa } Heat \text{ pipe}}$) x 100%

3.3.3 BESAR *PERFORMANCE HEAT PIPE* DALAM PEMBENTUKAN KONDENSAT ATAU PENGURANGAN KANDUNGAN UAP AIR DARI UDARA

Berdasarkan *hukum* kesetimbangan massa pada system pengkondisian udara penelitian ini yaitu pada gambar 3.3

$$m_{\text{udara 1}} = m_{\text{udara 4}} + m_{\text{kondensat}}$$

dimana massa udara adalah gabungan massa udara kering dan massa uap air

$$m_{\text{udara}} = m_{\text{udara kering}} + m_{\text{uap air}}$$

sehingga

$$m_{\text{udara1}} = m_{\text{udara 4}} + m_{\text{kondensat}}$$

$$m_{\text{udara kering 1}} + m_{\text{uap air 1}} = m_{\text{udara kering 4}} + m_{\text{uap air 4}} + m_{\text{kondensat}}$$

$$m_{\text{udara kering 1}} + W_1 \times m_{\text{udara kering 1}} = m_{\text{udara kering 4}} + W_4 \times m_{\text{udara kering 4}} + m_{\text{kondensat}}$$

karena massa udara kering pada titik 1 dan 4 sama maka

$$m_{\text{kondensat}} = m_{\text{udara kering}} (W_1 - W_4)$$

$$m_{\text{kondensat}} / m_{\text{udara kering}} = (W_1 - W_4)$$

3.3.4 BESAR *PERFORMANCE HEAT PIPE* DALAM MENGHEMAT ENERGY UNTUK PENGKONDISIAN UDARA

Pada penelitian ini besar penghematan energy dengan menggunakan *heat pipe* didapat dengan membandingkan besar energy yang diperlukan pada pengkondisian udara secara konvensional dan dengan menggunakan *heat pipe* untuk mencapai kondisi nyaman menurut ASHRAE 24⁰C dan *Relative humidity* 50%. kondisi nyaman udara pada suatu bangunan temperature 22⁰C-25⁰C dengan kelembapan *Relative humidity* 40%-60% (ASHRAE, ASHRAE standart 62-1989. ASHRAE, Washington DC (1989))

Besar energy yang dibutuhkan untuk mengkondisikan udara sesuai dengan kondisi kenyamanan ASHRAE dengan menggunakan system pengkondisian udara secara konvensional

$$Q_{cooling\ coil} = m (h_1 - h_4)$$

$$Q_{reheating} = m C_p (24^{\circ}\text{C} - T_4)$$

$$\text{Total energy} = Q_{cooling\ coil} + Q_{reheating}$$

sedangkan pada system pengkondisian dengan menggunakan *heat pipe*

$$Q_{cooling\ coil} = m (h_2 - h_3)$$

$$Q_{reheating} = m C_p (23^{\circ}\text{C} - T_4 \text{ dengan } heat\ pipe)$$

$$\text{total energy dengan } heat\ pipe = Q_{cooling\ coil} + Q_{reheating}$$

Sehingga besar penghematan energy dengan menggunakan *heat pipe* untuk pengkondisian udara

$$Q_{saving\ energy} = Q_{total\ energy\ tanpa\ heat\ pipe} - Q_{total\ energy\ dengan\ Heat\ pipe}$$

dalam persentase penghematan energy

$$\% \text{ penghematan energy} = (Q_{saving\ energy} / Q_{total\ energy\ tanpa\ heat\ pipe}) \times 100\%$$

3.4 PARAMETER BESARAN YANG DIUKUR

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 kalibrasi *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.

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. 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*

3.5 PENURUNAN PARAMETER BESARAN YANG DIUKUR DENGAN PARAMETER THERMAL *PERFORMANCE HEAT PIPE*

1. *Mass flow rate* 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 = debit aliran udara [m³/s]

V = kecepatan (face velocity) udara pada *ducting* [m²/s]

A = besar luas penampang *ducting* [m²]

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

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

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

2. *Entalphi* Udara

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

Entalphi udara campuran adalah besarnya penjumlahan dari *entalphi* udara kering dengan *entalphi* uap air

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

$$h = C_p t + W (h_{fg} + c_{pw} t)$$

dimana

c_p = kalor spesifik *dry air* pada tekanan konstan [kJ/kg K]

c_{pw} = kalor spesifik uap air [kJ/kg K]

t = dry-bulb temperature *moist air*

w = *humidity ratio* [kg_{uapair}/kg_{udarakering}]

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 constant sebesar 1.005 dan H_g meningkat secara linear terhadap peningkatan temperature $h_g \approx 2501 + 1.86 t$

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

Humid specific *heat* dari persamaan entalpi *moist air*, humid specific *heat* dari *moist air* dapat ditulis

$$c_{pm} = c_p + W c_{pw}$$

dimana c_{pm} = humid specific *heat* [kJ/kg K]

c_p = kalor jenis udara kering [kJ/kg K]

c_{pw} = kalor jenis uap air kJ/kg

w = *humidity ratio* [kg_{uapair}/kg_{udarakering}]

3. *humidity ratio* (w [kg_{uap air}/kg udara kering])

Humidity ratio atau kandungan *moisture* adalah perbandingan massa uap air terhadap massa dari udara kering.

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

Dimana M_w = massa dari uap air

M_{da} = massa dari udara kering

Dengan menggunakan $\text{mol} = M / M_r$ dan X_{da} dan X_w adalah fraksi mol dari udara kering dan uap air maka

$$W = X_w \cdot M_{r_w} / X_{da} \cdot M_{r_{da}}$$

Dengan *massa molecular dry air* sebesar 28.9645 dan *massa molecular uap* sebesar 18.01528 maka *humidity ratio*

$$W = 0.62198 X_w / X_{da}$$

Dengan menggunakan persamaan gas ideal fraksi mol dari *dry air* dan *water vapor* dapat ditentukan

$$X_{da} = P_{da} / (P_{da} + P_w) = P_{da} / P$$

$$X_w = P_w / (P_{da} + P_w) = P_w / P$$

Kemudian dengan mensubstitusikan persamaan fraksi mol dengan persamaan *Humidity ratio* didapat *humidity ratio*

$$w = 0.62198 [P_w / (P - P_w)]$$

besar tekanan uap air ditentukan dari besar RH

$$RH = P_w / P_{wsat}$$

dan tekanan saturasi didapat dengan menggunakan persamaan regresi ASHRAE terhadap temperature

$$\ln(P_{sat}) = c_1/T + c_2 + c_3T + c_4 T^2 + c_5 T^3 + c_6 \ln(T)$$

dimana P_{sat} = *saturated vapor pressure* [kPa]

T = *temperature absolute dry bulb moist* [K]

dan c_1 hingga c_6 adalah koefisien regresi

$$c_1 = -5.80022006 \times 10^{-3} ; c_2 = -5.516256 ; c_3 = -4.8640239 \times 10^{-2} ; c_4 = 4.1764768 \times 10^{-5} ; c_5 = -1.4452093 \times 10^{-8} ; c_6 = 6.5459673$$

3.6 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 DAQ telah menampilkan data temperature secara benar, memastikan sambungan *thermocouple* dengan DAQ sudah cukup kuat agar ketika telah running temperature tidak berubah.
2. Menyalakan kipas hal ini dilakukan untuk membuat system dalam keadaan steady (disetiap *ducting* temperature sama)
3. Mengatur temperature pada volume chamber sesuai dengan variasi temperature *inlet* dan RH *inlet* dengan menggunakan portable air conditioning

3.7 PROSEDUR PENELITIAN

Penelitian *performance heat pipe* pada pengkondisian udara dilakukan pada laboratorium teknik pendingin, departemen teknik mesin universitas Indonesia. sehingga kondisi lingkungan yang ada sesuai dengan kondisi pada labaratorium, namun pengaruh kondisi lingkungan dapat direduksi dengan menggunakan volume chamber dengan insulasi berupa plastic dan temperature yang dikondisikan dengan menggunakan portable *heat pipe* didalamnya. adapun prosedur penelitian atau pengambilan data adalah sebagai berikut :

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

3.8 VARIASI PENGUJIAN

Variasi pengujian pada penelitian ini adalah variasi *mass flow rate* udara pada *ducting* dan Orientasi *heat pipe* (vertical dan Horizontal). variasi mass flow dapat dilakukan

dengan mengatur bukaan suction pada fan sehingga kecepatan aliran udara dapat divariasikan.



Gambar 3.16 Foto Variasi *Mass Flow Rate* Dengan Mengatur Bukaan Suction Pada Fan

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

- i. Temperature dan RH *inlet* ($24.75 \pm 0.25^{\circ}\text{C}$ dan RH 73% $\pm 2\%$)
- ii. Jumlah *Heat pipe* yang digunakan (8 *Heat pipe*)
- iii. *Refrigrant Heat pipe* (R134-a)
- iv. Tekanan Kerja *Heat pipe* (88 Psig)
- v. Posisi *Heat pipe* (vertical)

Sedangkan pada variasi posisi *heat pipe* (vertical dan horizontal) semua variable konstan pada pengujian mass flow juga dijaga konstan.

BAB IV

HASIL DAN PEMBAHASAN

Pada bab ini akan dibahas hasil dan analisis hasil penelitian. Penelitian yang dilakukan terdiri atas dua bagian penelitian, yang pertama adalah penelitian aplikasi *heat pipe* pada pengkondisian udara dengan memvariasikan mass flow rate, tujuan dari penelitian ini adalah untuk mengetahui karakteristik penggunaan *heat pipe* pada pengkondisian udara pada variasi *mass flow rate* udara. Yang ke dua adalah penelitian aplikasi *heat pipe* pada pengkondisian udara dengan memvariasikan Orientasi *heat pipe* vertical dan horizontal. penelitian ini bertujuan untuk mengetahui karakteristik penggunaan *heat pipe* pada pengkondisian udara dengan Variasi *heat pipe* vertical dan horizontal

4.1 VARIASI MASS FLOW RATE UDARA

Pada penelitian ini *heat pipe* dengan *working fluida* R-134a dan tekanan kerja 88 psig ditempatkan sebanyak 8 buah pada skematik *ducting* pengujian yang telah terdapat *cooling coil* dan fan. pada percobaan ini variable yang dijaga constant antara lain adalah :

- i. 8 *heat pipe*
- ii. *Working fluida* R-134a dan tekanan kerja 88 psig
- iii. Temperature *inlet* ± 24.75
- iv. RH *inlet* $\pm 73\%$
- v. Orientasi *heat pipe* Vertikal

Sedangkan variasi *mass flow rate* yang digunakan adalah

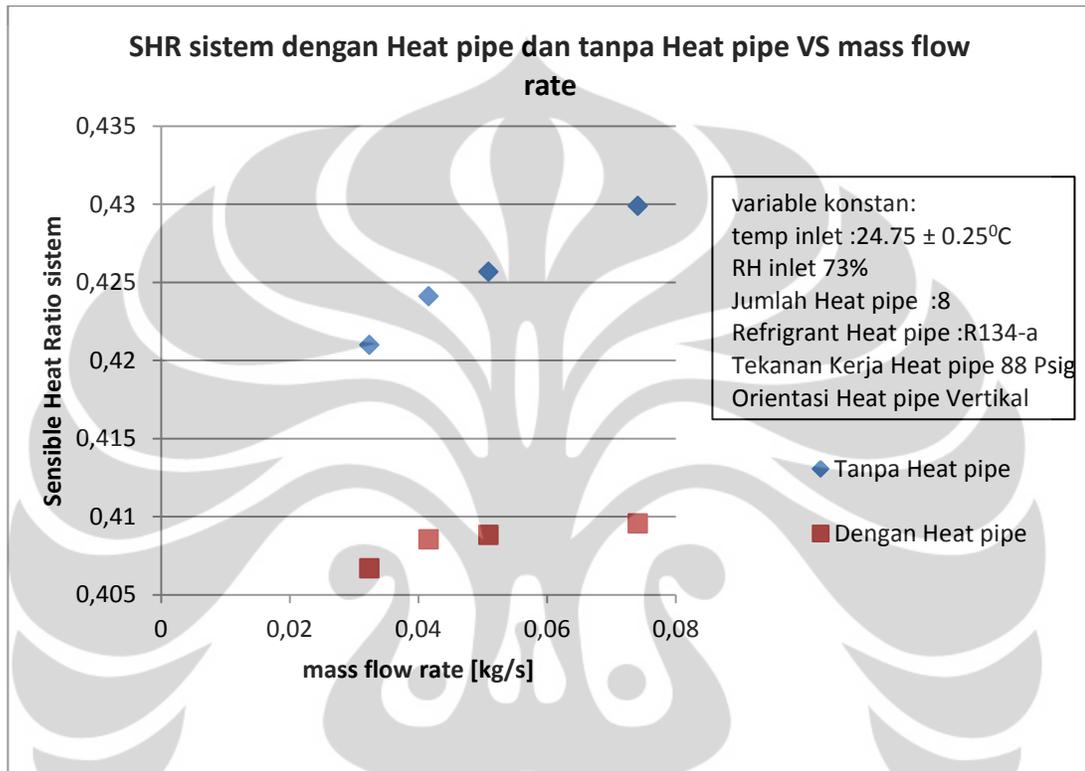
Pengujian	Tanpa <i>Heat pipe</i>	Dengan <i>heat pipe</i>
1	0.0741 kg/s	0.0741 kg/s
2	0.0509 kg/s	0.0509 kg/s
3	0.0416 kg/s	0.0416 kg/s
4	0.0324 kg/s	0.0324 kg/s

Table 4.1 Pengujian variasi *mass flow rate* udara

Dalam Penelitian ini Kinerja *Heat pipe* pada pengkondisian udara diukur dengan menggunakan beberapa parameter yang telah dijelaskan pada bab3 aspek penelitian yaitu:

1. Besar *performance heat pipe* dalam menurunkan *humidity* dengan menggunakan *sensible heat* rasio sebagai parameter
2. Besar *Performance Heat pipe* dalam Meningkatkan efek pendinginan Sistem
3. Besar laju pembentukan kondensat atau pelepasan uap air dari udara
4. Besar penghematan energy untuk mengkondisikan udara sesuai dengan standart kenyamanan ASHRAE

4.1.1 PERBANDINGAN *SENSIBLE HEAT RATIO* DENGAN MENGGUNAKAN *HEAT PIPE* DAN TANPA *HEAT PIPE* DENGAN VARIASI MASS FLOW RATE



Gambar 4.1 Grafik hasil Perhitungan *Sensible heat ratio* system dengan menggunakan *Heat pipe* dan tanpa menggunakan *Heat pipe* dengan Variasi *mass flow rate* udara dengan Posisi vertikal

Gambar 4.1 menunjukkan bahwa penggunaan *heat pipe* dapat memperbesar kapasitas system pengkondisian udara untuk menurunkan kelembaban. dari hasil percobaan SHR dengan menggunakan *Heat pipe* mampu menurunkan SHR system tanpa *Heat pipe* dari max 0.020325 hingga min 0.014 pada satu kondisi ini.

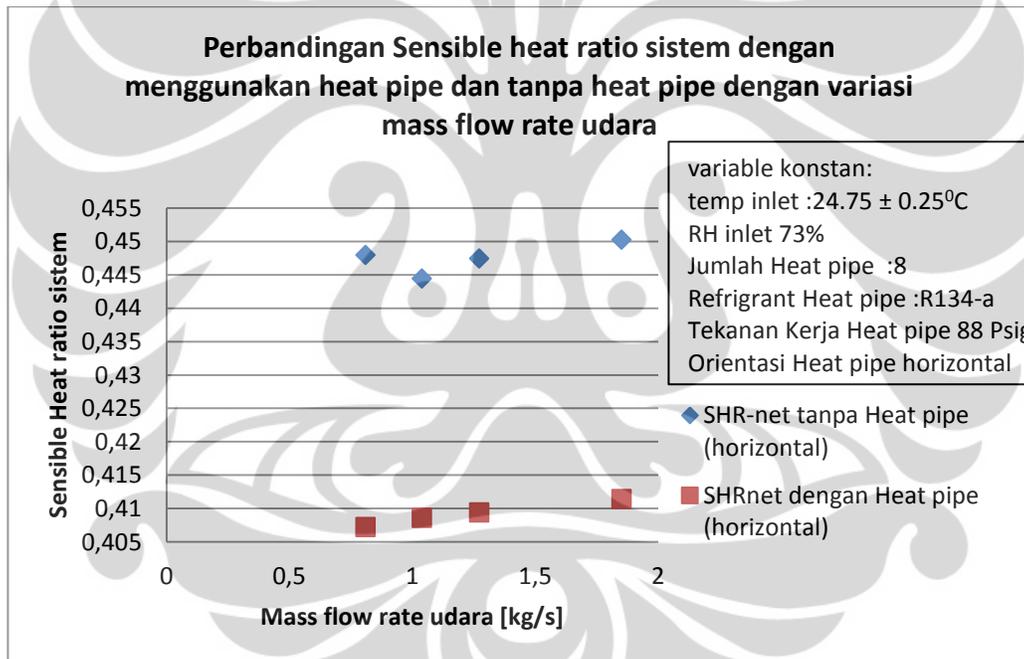
pengaruh *mass flow rate* udara terhadap *Sensible heat ratio* system. disini terlihat bahwa pada keseluruhan *mass flow rate* udara yang diujikan dari 0.0324 kg/s hingga 0.0742kg/s tidak menunjukkan pengaruh yang cukup besar terhadap *Sensible*

heat ratio system karena besar *sensible heat ratio* bukan merupakan fungsi dari *mass flow rate* sesuai dengan persamaan

$$\text{SHR system} = m C_p (T_1 - T_4) / m (h_1 - h_4)$$

$$\text{SHR system} = C_p (T_1 - T_4) / (h_1 - h_4)$$

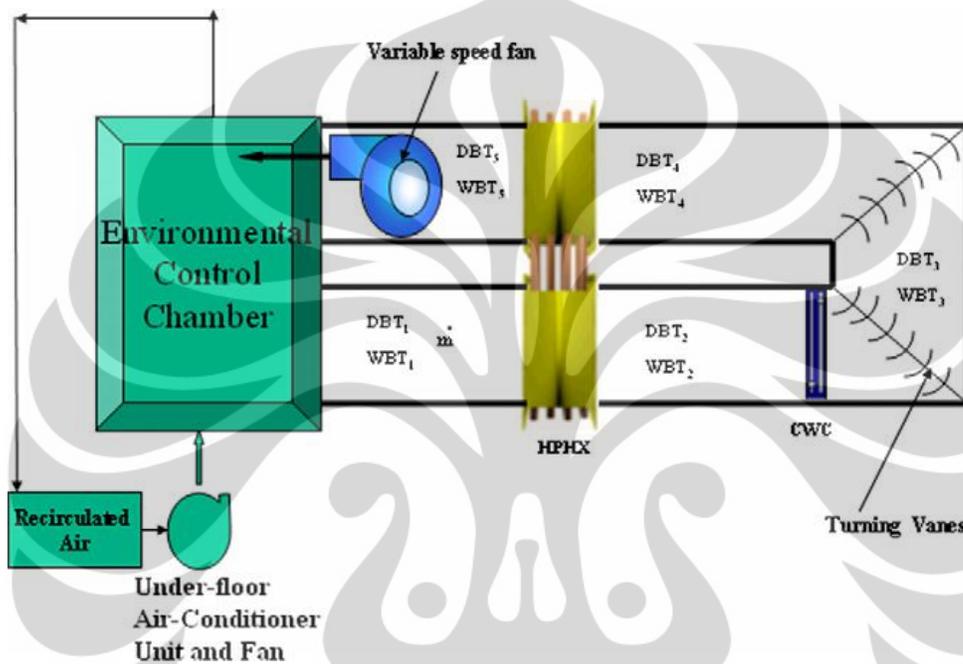
namun pada grafik menunjukkan terdapat deviasi kecil baik *Sensible heat ratio* dengan menggunakan *Heat pipe* ataupun yang Tanpa Menggunakan *Heat pipe*. Hal ini bisa terjadi karena pada kecepatan udara lambat kontak udara dengan fin pada *cooling coil* lebih efektif sehingga pembentukan kondensat lebih maximal. Hal ini juga diperkuat pada percobaan variasi *heat pipe* dengan orientasi horizontal.



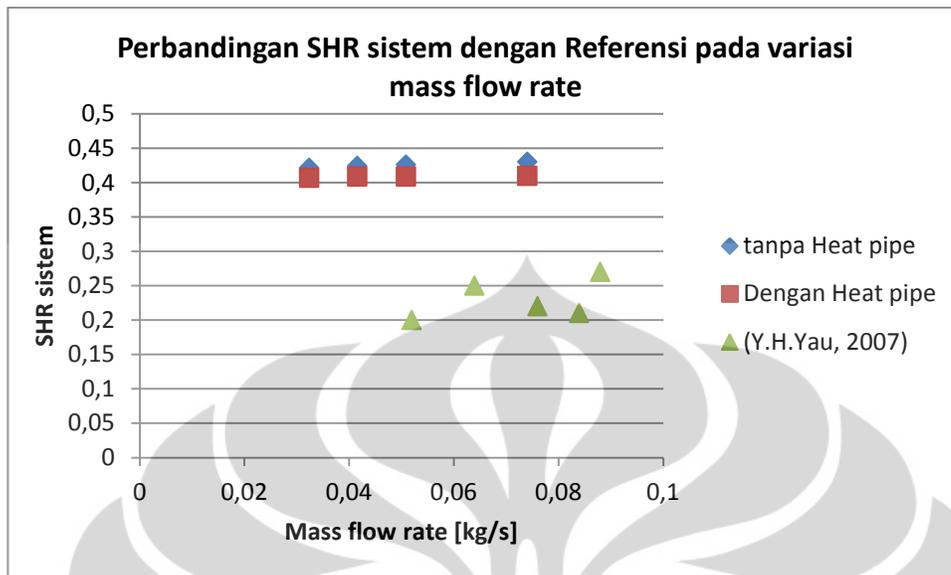
Gambar 4.2 Grafik Hasil Perhitungan *Sensible Heat Ratio* System Dengan Menggunakan *Heat Pipe* Dan Tanpa Menggunakan *Heat Pipe* Dengan Variasi *Mass Flow Rate* Udara Dengan Posisi Horizontal

Penelitian serupa juga dilakukan oleh (Y.H.Yau 2007) untuk mencari karakteristik *heat pipe* untuk menurunkan *humidity* dengan menggunakan diagram skematik penelitian seperti pada gambar 4.3 pada penelitian tersebut terdapat sedikit perbedaan

yaitu temperature udara *inlet* dan RH *inlet* yang memasuki system. pada penelitian Y.H.Yau udara *inlet* untuk variasi *mass flow rate* udara temperature *inlet* 32⁰C dan RH 70%. Perbedaan lain adalah pada *heat pipe*. untuk percobaan ini *heat pipe* telah diberikan fin sehingga memperluas kontak udara dengan *heat pipe* yang dapat memperbesar laju perpindahan kalor.



Gambar 4.3 Diagram Skematik Pengujian *Heat Pipe* Untuk Pengkondisian Udara (Y.H.Yau 2007)



Gambar 4.4 Grafik Perbandingan SHR system dengan Referensi

4.1.2 CONTOH PERHITUNGAN SHR SISTEM

dari hasil pengukuran system dengan menggunakan *heat pipe* pada *mass flow rate* terbesar yaitu 0.0772 kg/s di dapat

	1	2	3	4
<i>Dry bulb temp</i> [C]	24.75	24.5365	14.183935	15.2
RH [%]	73	73	84.0625	76.5

luas area *ducting* 0.2cm x 0.2 cm dan face velocity udara 1.6m/s

- i. *mass flow rate* udara diperoleh dengan perkalian antara debit udara dengan massa jenis jenis
- ii. $Q_{\text{debit}} = A \times V$

$$Q_{\text{debit}} = 0.04 \times 1.6$$

$$Q_{\text{debit}} = 0.064 \text{ m}^3 / \text{s}$$

- iii. tekanan uap air saturasi diperoleh dengan menggunakan persamaan regresi yang diberikan oleh ASHRAE atau dapat dengan menggunakan table standart uap air $\ln (P_{sat}) = c_1/T + c_2 + c_3T + c_4 T^2 + c_5 T^3 + c_6 \ln (T)$

dimana P_{sat} = saturated vapor pressure [kPa]

T = temperature absolute *dry bulb* moist [K]

dan c_1 hingga c_6 adalah koefisien regresi

$$c_1 = -5.80022006 \times 10^{-3} ; c_2 = -5.516256 ; c_3 = -4.8640239 \times 10^{-2} ; c_4 = 4.1764768 \times 10^{-5} ; c_5 = -1.4452093 \times 10^{-8} ; c_6 = 6.5459673$$

pada *dry bulb* temperature di *point* 1 dan 4 diperoleh tekanan uap air saturasi

$$p_{ws1} = 3120.5 \text{ Pa dan } P_{ws4} = 1777.779 \text{ Pa}$$

- iv. Tekanan uap air diperoleh dengan menggunakan persamaan Relative *humidity* dan tekanan uap air saturasi. RH didefinisikan sebagai rasio massa uap air dengan massa uap air ketika saturasi di temperature yang sama dan juga merupakan perbandingan tekanan uap air dan tekanan uap air saturasinya.

$$RH = P_w / P_{ws} [t]$$

$$73\% = P_{w1} / 3120.5 \text{ Pa}$$

$$P_{w1} = 2277.975 \text{ Pa sedangkan pada } point \ 4 \ P_{w4} = 1464.001$$

- v. 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

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

mass jenis udara di titik 4

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

$$\rho_4 = (101300 - 1464.001) / 287.055 (24.75 + 273.15)$$

$$\rho_4 = 1.2045 \text{ kg/m}^3$$

vi. besar *mass flow rate* udara = $Q_{\text{debit}} \times \rho_4$

$$\text{mass flow rate udara} = 0.064 \text{ m}^3 / \text{s} \times 1.2045 \text{ kg/m}^3$$

$$\text{mass flow rate udara} = 0.077 \text{ kg/s}$$

vii. *Humidity ratio* [kg uap air/kg udara kering]

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

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

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

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

Humidity ratio untuk *point 1*

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

$$W_1 = 0.6219 \cdot 2277.975 / (101300 - 2277.975)$$

$$W_1 = 0.0143 \text{ kg uap air / kg udara kering}$$

sedangkan untuk *humidity ratio point 4*

$$W_4 = 0.00886 \text{ kg uap air / kg udara kering}$$

viii. *Entalphi* udara

Entalphi udara campuran adalah besarnya penjumlahan dari *entalphi* udara kering dengan *entalphi* uap air

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

$$h = C_p t + W (h_{fg} + c_{pw} t)$$

dimana

c_p = kalor spesifik *dry air* pada tekanan konstan [kJ/kg K]

c_{pw} = kalor spesifik uap air [kJ/kg K]

t = dry-bulb temperature *moist air*

w = *humidity ratio* [$\text{kg}_{\text{uapair}}/\text{kg}_{\text{udarakering}}$]

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 constant sebesar 1.006 dan Hg meningkat secara linear terhadap peningkatan temperature $h_g \approx 2501 + 1.86 t$

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

entalphi udara pada *point 1*

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

$$h_1 = 1.006 \times 24.75 + 0.0143 (2501 + 1.86 \times 24.75)$$

$$h_1 = 61.31 \text{ kJ/kg} \text{ sedangkan untuk } h_4 = 37.7 \text{ kJ/kg}$$

ix. *Sensible heat ratio* system

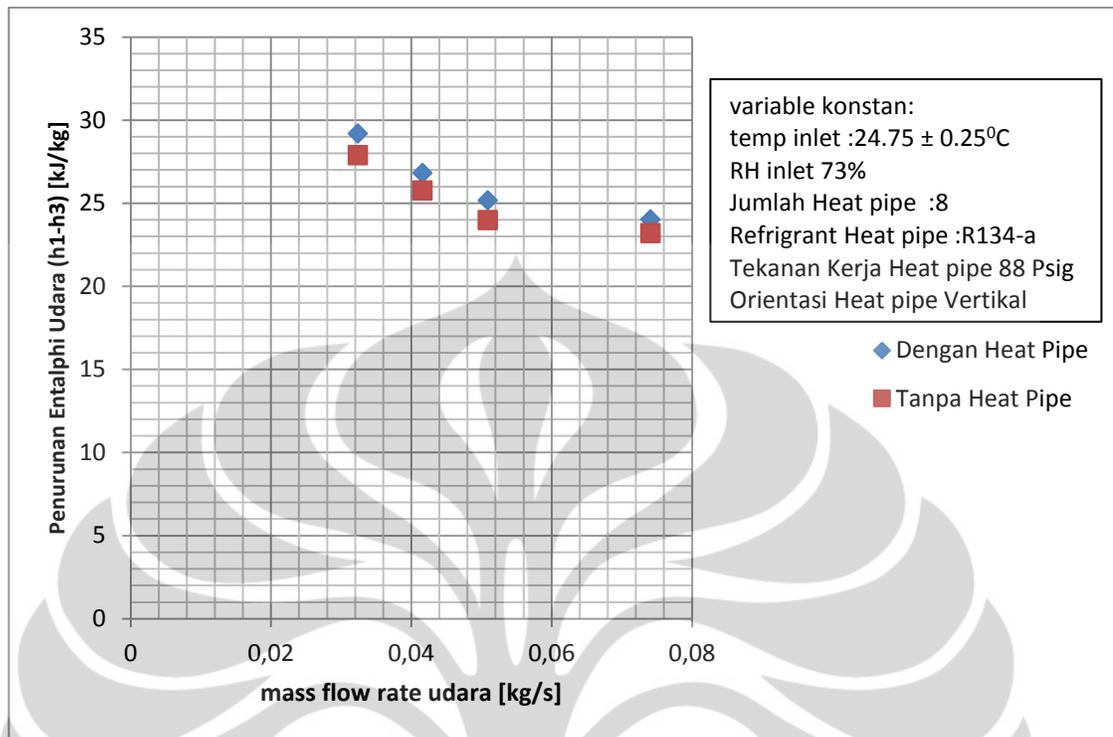
Sensible heat ratio didefinisikan sebagai perbandingan panas untuk perubahan temperature dengan panas total untuk system ini SHR

$$\text{SHR system} = C_p (T_1 - T_4) / (h_1 - h_4)$$

$$\text{SHR system} = 1.006 (24.75 - 15.2) / (61.31 - 37.7)$$

$$\text{SHR system} = 0.40668$$

4.1.3 BESAR EFEK PENDINGINAN SISTEM PENGKONDISIAN UDARA DENGAN MENGGUNAKAN *HEAT PIPE* DAN TANPA *HEAT PIPE*



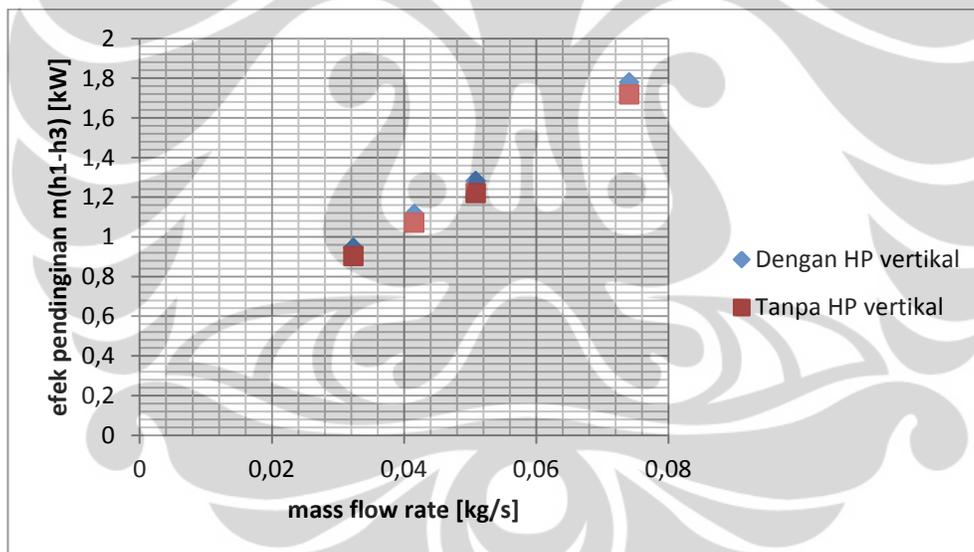
Gambar 4.5 Grafik Efek Pendinginan Sistem Menggunakan *Heat Pipe* Dan Tanpa *Heat Pipe* Dengan Variasi Mass Flow Rate Udara posisi vertikal

Pada gambar 4.5 menunjukkan bahwa efek pendinginan system meningkat walau pun sedikit jika menggunakan *heat pipe*. Hal ini disebabkan karena evaporator berperan sebagai *precooling* yang mengambil panas *sensible* udara inlet dengan demikian efek pendinginan system bertambah. Pada grafik terlihat peningkatan mass flow rate menurunkan penurunan entalphi udara. dengan meningkatnya mass flow rate maka beban pendinginan meningkat sehingga pengambilan kalor system (kJ/kg) atau entalphi menurun.

Pada pengujian dengan orientasi vertical ini peningkatan efek pendinginan system meningkat dari minimal 3.58% hingga maksimal 4.97%. pada pengujian ini dapat disimpulkan bahwa evaporator *heat pipe* dapat meningkatkan efek pendinginan system pengkondisian udara, namun besar peningkatan ini belum maksimal

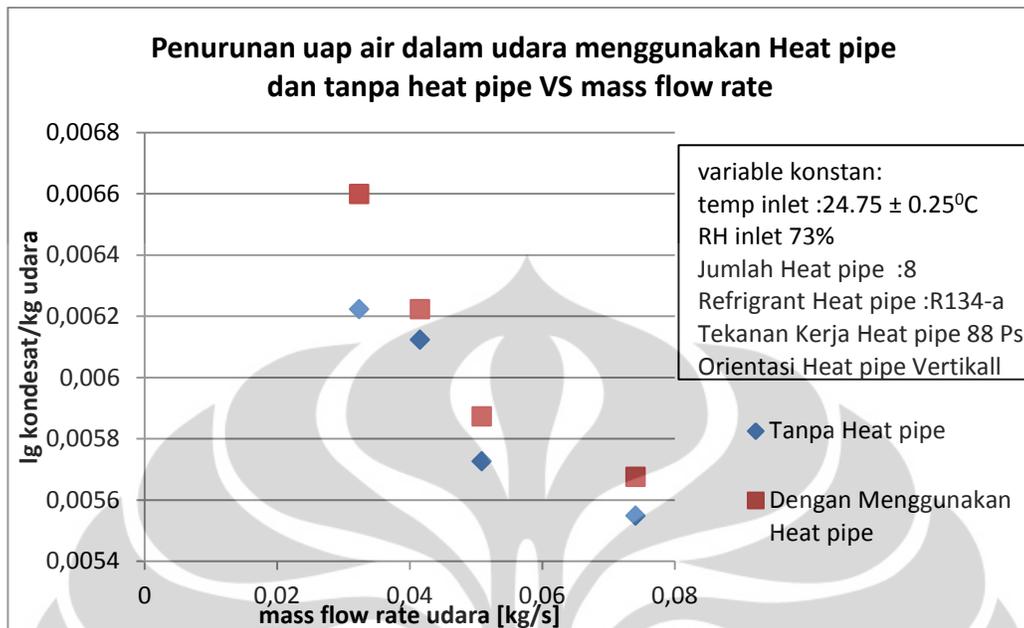
diperlukan redesign *heat pipe* yang lebih efektif dan penggunaan fin pada *heat pipe* untuk memperluas kontak udara dengan *heat pipe* sehingga memperbesar kalor serap *heat pipe* pada sisi evaporator dan lebih meningkatkan efek pendinginan system.

Besar peningkatan efek pendinginan system pengkondisian dalam bentuk energy kalor (kilo Watt) ditunjukkan seperti pada gambar 4.6 dari gambar terlihat bahwa efek pendinginan system dengan Menggunakan *Heat pipe* meningkat. besar peningkatan efek pendinginan system pengkondisian udara menggunakan *heat pipe* pada pengujian ini bervariasi dari minimal 0.041 kW hingga maksimal 0.061kW. Karena efek pendinginan ($m \times (h_1-h_3)$) merupakan fungsi dari mass flow rate menyebabkan efek pendinginan atau *cooling load* system bertambah. namun seiring dengan penambahan mass flow rate penurunan entalpi system berkurang seperti yang terlihat pada gambar 4.5



Gambar 4.6 Grafik Efek Pendinginan System Pengkondisian Udara Dengan Menggunakan *Heat Pipe* Dan Tanpa *Heat Pipe*

4.1.4 BESAR *PERFORMANCE HEAT PIPE* DALAM MELEPAS KANDUNGAN UAP AIR DALAM UDARA



Gambar 4.7 Grafik Perbandingan Pelepasan Kandungan Uap Air Per Kg Udara Dengan Menggunakan *Heat Pipe* Dan Tanpa *Heat Pipe* VS Mass Flow Rate

Gambar 4.7 merupakan perbandingan pelepasan kandungan uap air per kg udara dengan menggunakan *heat pipe* dan tanpa *heat pipe* pada orientasi *heat pipe* vertical dari gambar tersebut menunjukkan bahwa dengan menggunakan *heat pipe* kapasitas penurunan *humidity* system pengkondisian udara akan meningkat. hal ini disebabkan oleh penurunan beban pendinginan *sensible* dengan *heat pipe* saat *precooling* sehingga beban untuk pendinginan *latent cooling coil* akan meningkat.

Penurunan kandungan uap air dalam udara meningkat seiring dengan penurunan *mass flow rate* udara hal ini terjadi karena kontak udara dengan fin *cooling coil* lebih optimal saat udara dengan kecepatan rendah. perubahan penurunan kandungan uap air ini sebanding dengan drop *enthalpi* pada *precooling heat pipe* yang terlihat pada gambar 4.5. Besar peningkatan penurunan kandungan uap air menggunakan *heat pipe* mencapai 1.63% hingga 6.04%

4.1.5 BESAR PERFORMANCE HEAT PIPE DALAM MENGHEMAT ENERGY UNTUK PENGKONDISIAN UDARA

Pada penelitian ini besar penghematan energy dengan menggunakan *heat pipe* didapat dengan membandingkan besar energy yang diperlukan pada pengkondisian udara secara konvensional dan dengan menggunakan *heat pipe* untuk mencapai kondisi nyaman menurut ASHRAE 24⁰C dan Relative *humidity* 50%. kondisi nyaman udara pada suatu bangunan temperature 22⁰C-25⁰C dengan kelembapan *Relative humidity* 40%-60% (ASHRAE,ASHRAE standart 62-1989.ASHRAE,Washington DC (1989))

Besar energy yang dibutuhkan untuk mengkondisikan udara sesuai dengan kondisi kenyamanan ASHRAE dengan menggunakan system pengkondisian udara secara konvensional

$$Q_{cooling\ coil} = m (h_1 - h_4)$$

$$Q_{reheating} = m C_p (24^0C - T_4)$$

$$\text{Total energy} = Q_{cooling\ coil} + Q_{reheating}$$

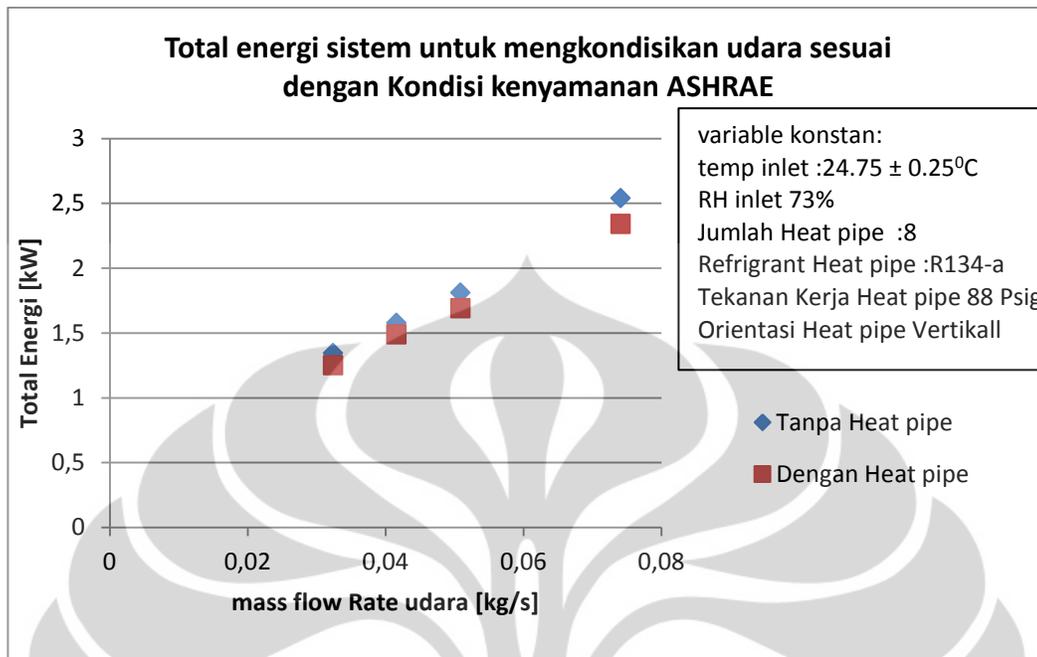
sedangkan pada system pengkondisian dengan menggunakan *heat pipe*

$$Q_{cooling\ coil} = m (h_2 - h_3)$$

$$Q_{reheating} = m C_p (23^0C - T_4 \text{ dengan } heat\ pipe)$$

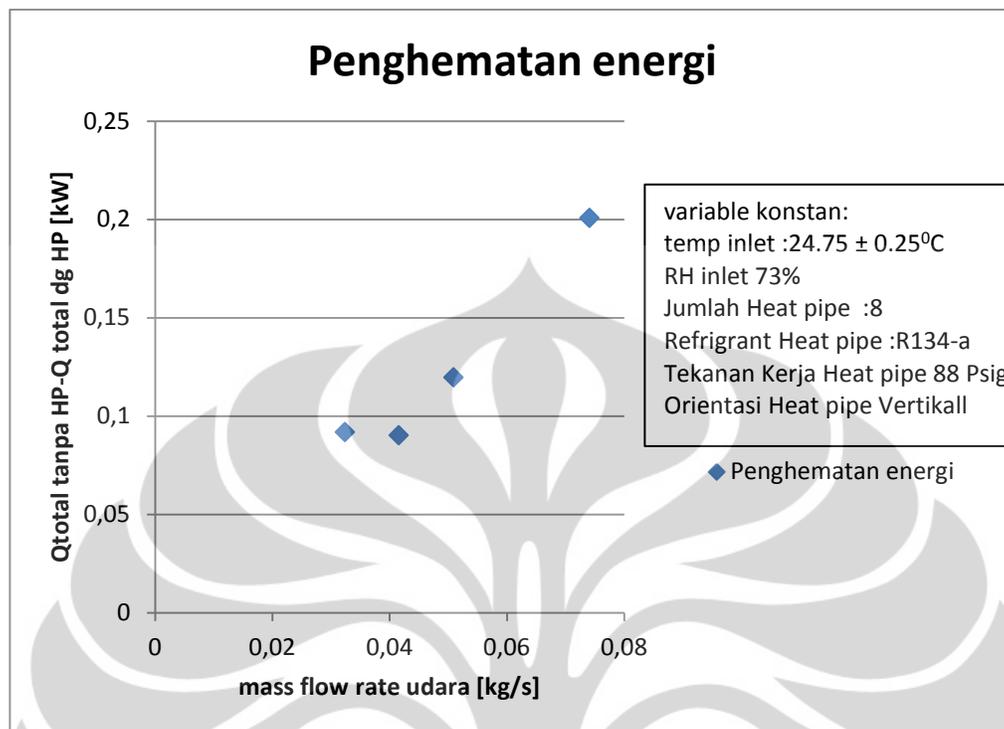
$$\text{total energy dengan } heat\ pipe = Q_{cooling\ coil} + Q_{reheating}$$

Berdasarkan hasil perhitungan dan pengukuran diperoleh besar energy total untuk pengkondisian udara tanpa *heat pipe* dengan menggunakan *heat pipe* dengan variasi *mass flow rate* terlihat pada gambar 4.9 gambar grafik perbandingan total energy dengan *heat pipe* dan tanpa *heat pipe* VS *mass flow rate* udara.



Gambar 4.8 Grafik Perbandingan Total Energy Dengan *Heat Pipe* Dan Tanpa *Heat Pipe* VS *Mass Flow Rate* Udara

Seperti yang ditunjukkan pada gambar grafik total energy untuk pengkondisian udara system tanpa menggunakan *heat pipe* membutuhkan jumlah energy yang lebih besar apa bila dibandingkan tanpa menggunakan *heat pipe*. Besar penghematan energy dengan *heat pipe* bervariasi dari 5.7% hingga 7.9% . *Mass flow rate* aliran udara mempengaruhi besar energy total dimana *mass flow rate* sebanding dengan total energy . Peningkatan *mass flow rate* udara memperbesar total energy yang dibutuhkan system pengkondisian udara namun juga memperbesar *reheating heat pipe* sehingga penghematan energy pada *mass flow rate* lebih besar. namun pada perhitungan kali ini total energy dengan variasi mass flow belum dipertimbangkan peningkatan daya listrik untuk fan.



Gambar 4.9 Besar Penghematan Energy Menggunakan *Heat Pipe*

Selisih total energy system pengkondisian dengan menggunakan *heat pipe* dan tanpa *heat pipe* dapat dilihat pada gambar 4.10 . Pada grafik gambar 4.10 besar penghematan energy meningkat seiring dengan meningkatnya mass flow rate. hal ini menunjukkan *performance heat pipe* juga meningkat seiring dengan peningkatan *mass flow rate* udara. kalor *precooling* yang diserap *heat pipe* pada sisi evaporator dan kalor yang dilepaskan *heat pipe* sebagai *reheating* merupakan fungsi mass flow rate. Hal ini menyebabkan besar *precooling* dan *reheating heat pipe* meningkat dengan bertambahnya *mass flow rate* udara.

4.2 Variasi Orientasi *Heat pipe* Vertical dan Horizontal

Pada penelitian ini *heat pipe* diuji pada pengkondisian udara dengan memvariasikan orientasi *heat pipe* yakni vertical dengan evaporator dibawah dan horizontal. Pada penelitian ini selain variable orientasi *heat pipe* juga diuji variasi *mass flow rate*

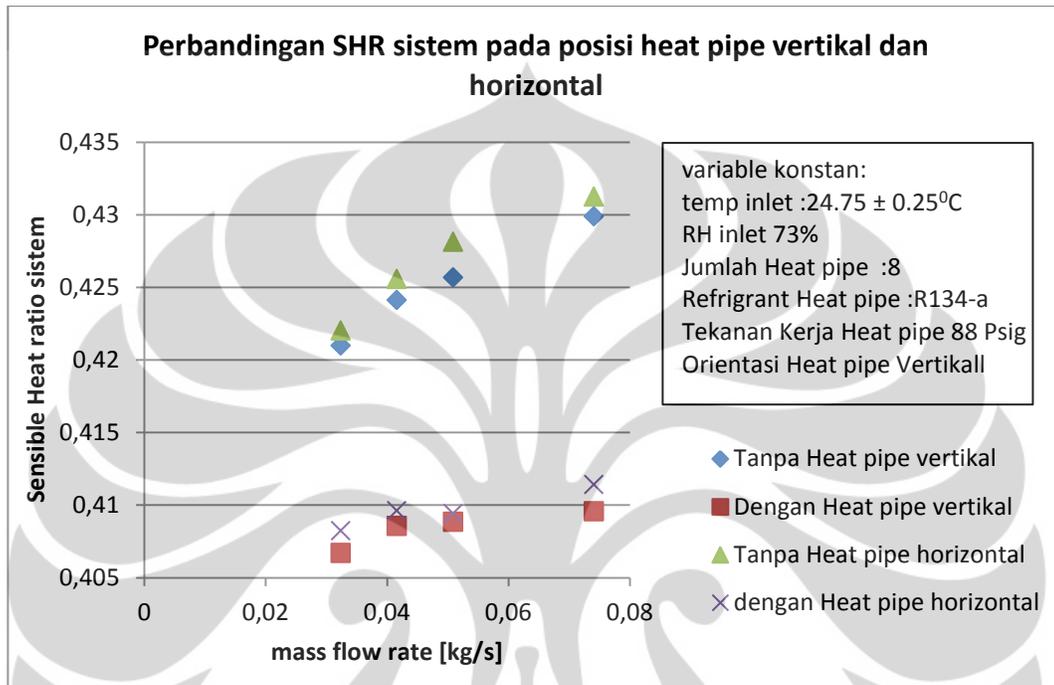
untuk setiap orientasi baik vertical dan juga horizontal. adapun variable konstan antara lain

1. Temperatur udara *inlet* 24.75 ° C
2. Relative *Humidity* udara *Inlet* 73%
3. Jumlah *Heat pipe* yang digunakan 8 buah
4. *Working fluida heat pipe* R-134a
5. Tekanan Kerja *heat pipe* 88 psig

Seperti yang telah dijelaskan pada bab sebelumnya Kinerja *Heat pipe* pada pengkondisian udara diukur dengan menggunakan beberapa parameter yaitu :

1. Besar *performance heat pipe* dalam menurunkan *humidity* dengan menggunakan *sensible heat* rasio sebagai parameter
2. Besar *Performance Heat pipe* dalam meningkatkan efek pendinginan system pengkondisian udara
3. Besar laju pembentukan kondensat atau pelepasan uap air dari udara
4. Besar penghematan energy untuk mengkondisikan udara sesuai dengan standart kenyamanan ASHRAE

4.2.1 PERBANDINGAN *SENSIBLE HEAT RATIO* DENGAN MENGGUNAKAN *HEAT PIPE* DAN TANPA *HEAT PIPE* DENGAN VARIASI *MASS FLOW RATE* DAN ORIENTASI *HEAT PIPE*

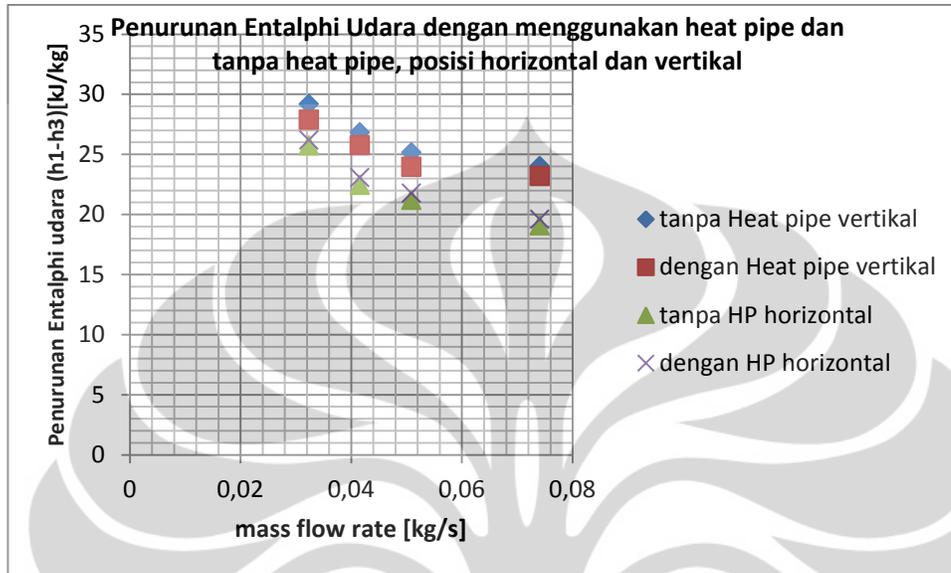


Gambar 4.10 Grafik Perbandingan SHR System Dengan Menggunakan *Heat Pipe* Dan Tanpa *Heat Pipe* Dengan Variasi *Mass Flow Rate* Dan Orientasi *Heat Pipe*

Pada percobaan ini diperoleh hasil bahwa pengaruh orientasi *Heat pipe* tidak begitu mempengaruhi besar *Sensible heat ratio* system namun secara keseluruhan *Sensible heat ratio* pada system pengkondisian udara menggunakan *heat pipe* dengan orientasi horizontal lebih besar dari pada orientasi vertical. hal ini menunjukkan bahwa kinerja *heat pipe* lebih baik pada orientasi vertical dengan evaporator dibawah.

Pada *heat pipe* dengan orientasi vertical dengan evaporator dibagian bawah memiliki *performance* yang lebih baik dari pada *heat pipe* dengan orientasi horizontal. hal ini disebabkan karena pada variasi vertical evaporator dibawah, tekanan kapilaritas untuk mengalirkan kondensat *working fluida* lebih besar karena dibantu oleh gravitasi.

4.2.2 BESAR *PERFORMANCE HEAT PIPE* DALAM MENINGKATKAN EFEK PENDINGINAN SISTEM PENGKONDISIAN UDARA

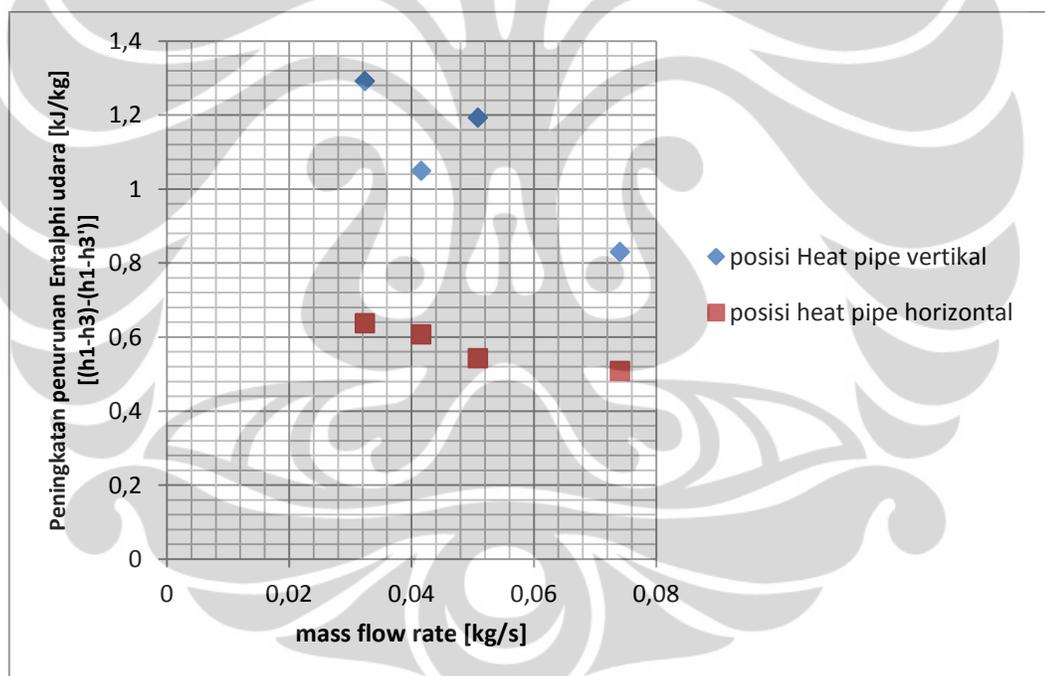


Gambar 4.11 Grafik Penurunan Entalphi Udara Dengan Menggunakan *Heat Pipe* Dan Tanpa *Heat Pipe* Dengan Variasi Mass Flow Rate Dan Orientasi *Heat Pipe*

Pada pengujian ini efek pendinginan system dengan posisi vertical dan horizontal berbeda trend linernya karena pada saat ducting dalam posisi horizontal *coil* refrigerant system tertekuk dan menyebabkan aliran refrigerant berkurang dan menyebabkan efek refrigerasi *cooling coil* menurun. Hal ini terlihat dari keseluruhan Pengujian. Pada posisi horizontal efek pendinginan menurun hingga 0.3kW. terlihat juga pada gambar 4.11 dan 4.10 penurunan entalphi udara menurun pada system pengkondisian horizontal dan SHR meningkat pada pengkondisian udara dengan posisi horizontal.

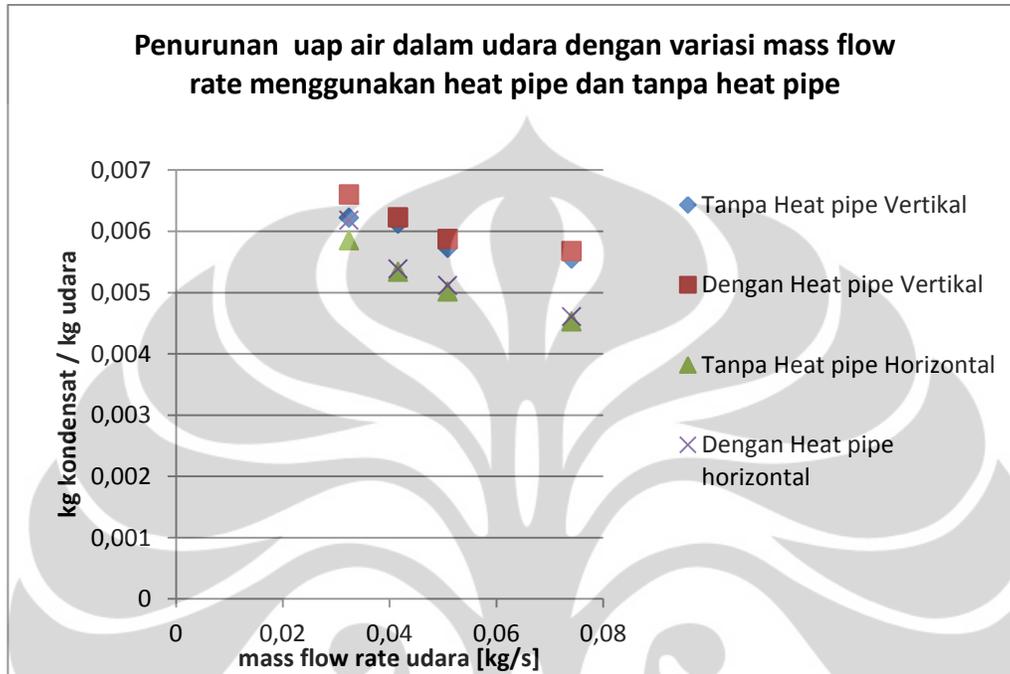
Namun kita masih bisa membandingkan peningkatan efek pendinginan system dengan posisi *heat pipe* horizontal dan vertical dengan menghitung selisih besar peningkatan efek Pendinginan system seperti pada gambar 4.12 . Dari pengujian ini diketahui bahwa Posisi *heat pipe* mempengaruhi efek pendinginan system pengkondisian udara dalam hal ini adalah besar *precooling heat pipe* dari pengujian

besar peningkatan efek pendinginan pada orientasi *heat pipe* vertical dengan evaporator dibawah efek pendinginan system pengkondisian meningkat hingga minimal 3.58% dan maksimal 4.97%. Sedangkan pada posisi *heat pipe* horizontal efek pendinginan system pengkondisian udara meningkat dari minimal 1.71 % hingga 2.7%. Dapat ditarik kesimpulan bahwa *performance heat pipe* menurun apabila orientasi diubah dari vertical dengan evaporator dibawah menjadi posisi *heat pipe* horizontal hal ini disebabkan karena laju aliran *liquid* dari condenser ke evaporator berkurang pada orientasi *heat pipe* horizontal. Pada posisi vertical evaporator dibawah lebih besar karena dibantu oleh gravitasi Penurunan laju aliran *liquid* dari condenser ke evaporator menyebabkan besar kalor yang diserap maupun dilepaskan dari evaporator dan condenser berkurang.



Gambar 4.12 Peningkatan Penurunan Entalphi Udara Dengan Variasi Mass Flow Rate Udara Dan Orientasi *Heat Pipe* Vertical Dan Horizontal.

4.2.3 BESAR *PERFORMANCE HEAT PIPE* DALAM MELEPAS KANDUNGAN UAP AIR DALAM UDARA

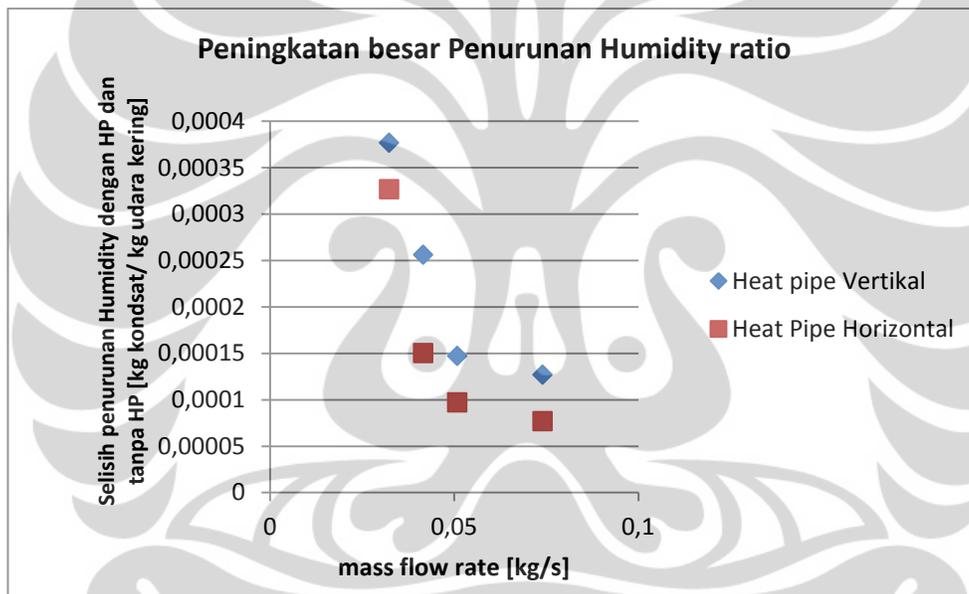


Gambar 4.13 Grafik Perbandingan Penurunan *Humidity Ratio* Dengan Variasi *Mass Flow Rate* Dan Orientasi *Heat Pipe*

Pengaruh *mass flow rate* udara terhadap penurunan *humidity* menurun seiring dengan peningkatan *mass flow rate* udara. Peningkatan *mass flow rate* udara menyebabkan beban pendinginan *cooling coil* meningkat sehingga kalor serap *cooling coil* lebih banyak digunakan untuk menurunkan temperature dibandingkan untuk kalor *latent*. hal ini juga dapat kita lihat pada gambar 4,10. Pada gambar 4.11 *Sensible heat ratio* meningkat seiring meningkatnya *mass flow rate* dengan demikian kalor serap *cooling coil* lebih besar digunakan untuk menurunkan temperature sehingga seiring meningkatnya *mass flow rate* laju penurunan kandungan uap air atau *humidity ratio* menurun. Pada gambar 4.13 juga terlihat bahwa dengan menggunakan *heat pipe* penurunan *humidity ratio* meningkat. hal ini disebabkan karena beban pendinginan untuk menurunkan temperature dibantu oleh evaporator *heat pipe* yang

berperan sebagai *precooling* sehingga dengan menggunakan *heat pipe* kalor serap *cooling coil* yang digunakan untuk menurunkan *humidity ratio* meningkat.

Seperti yang telah dijelaskan sebelumnya bahwa *performance cooling coil* pada posisi horizontal menurun akibat tertekuknya *coil* refrigerant dan menyebabkan aliran refrigerant menurun. Penurunan *performance cooling coil* menyebabkan penurunan *humidity* juga menurun seperti yang terlihat pada gambar 4.13. Namun kita masih bisa membandingkan *performance heat pipe* dengan menghitung selisih peningkatan penurunan *humidity* menggunakan *heat pipe* dan tanpa *heat pipe* pada posisi horizontal dan vertical seperti yang terlihat pada gambar 4.14

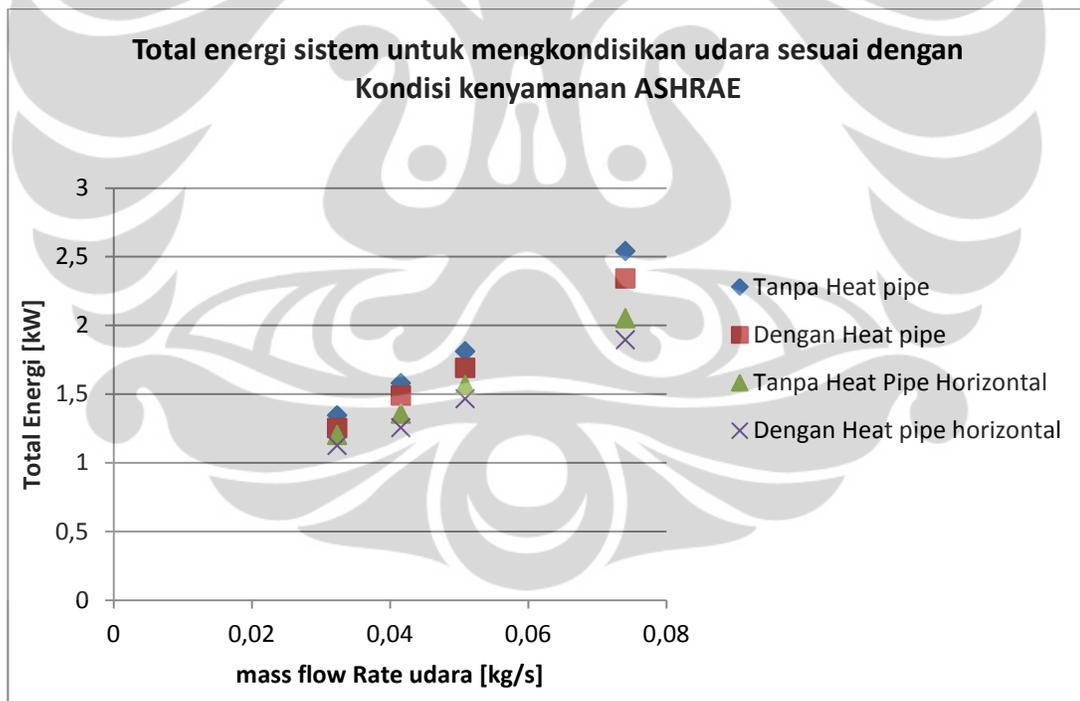


Gambar 4.14 Besar Peningkatan Penurunan Humidity Dengan Menggunakan *Heat Pipe* Dan Tanpa *Heat Pipe* Pada Variasi Orientasi *Heat Pipe*

Dari 4 variable uji mass flow diketahui bahwa peningkatan penurunan *humidity* dengan variasi *heat pipe* vertical lebih besar hal ini disebabkan karena *performance* evaporator *heat pipe* dalam menyerap panas lebih besar sehingga meningkatkan kapabilitas *cooling coil* untuk menurunkan *latent heat* udara atau *humidity* udara.

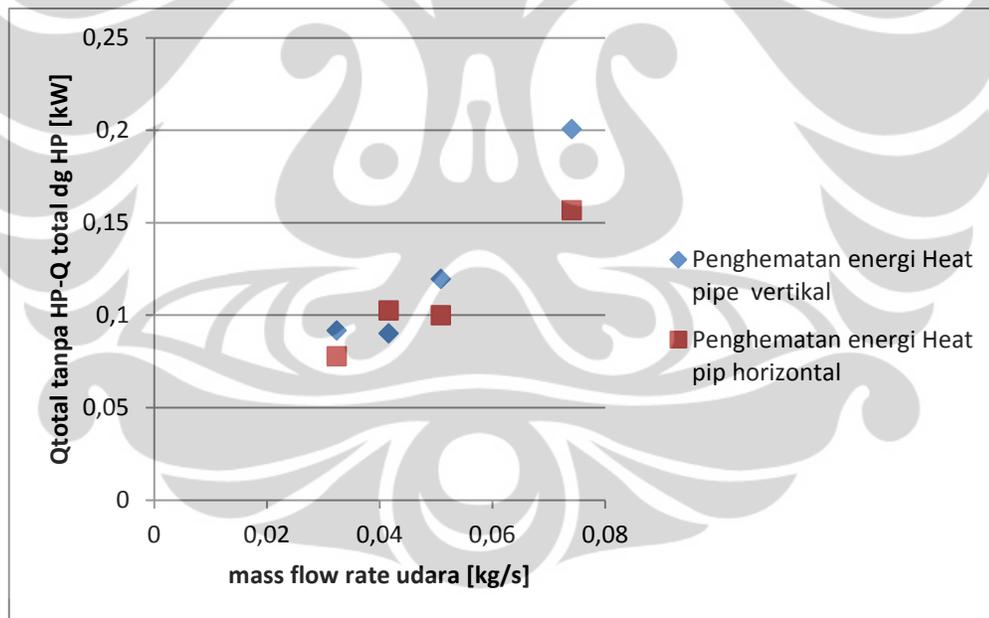
Pada pengujian ini dengan variasi horizontal dan vertical diketahui dengan menggunakan *Heat pipe* system Pengkondisian udara dapat meningkatkan penurunan humidity hingga minimum 1.69% dan maksimum 6.04%. Variasi mass flow rate udara dalam menurunkan humidity menurun seiring dengan peningkatan mass flow rate udara. peningkatan mass flow rate udara menyebabkan beban pendinginan baik untuk *sensible* maupun *latent* meningkat sedangkan *performance heat pipe* dan *cooling coil* tetap. selain itu pada mass flow rate rendah kontak udara dengan *cooling coil* atau pun *heat pipe* lebih efisien sehingga memperbesar pengambilan *latent heat* maupun *sensible heat*.

4.2.4 BESAR *PERFORMANCE HEAT PIPE* DALAM MENGHEMAT ENERGY UNTUK PENGKONDISIAN UDARA



Gambar 4.15 Gravik Total Energy Untuk Pengkondisian Udara Sesuai Criteria ASHRAE

Pada percobaan ini terlihat bahwa pada posisi horizontal baik dengan menggunakan *heat pipe* dan tanpa *heat pipe* total energy yang dibutuhkan untuk mengkondisikan udara sesuai dengan criteria yang baik lebih rendah bila dibandingkan dengan posisi vertical. hal ini disebabkan karena *performance cooling coil* menurun akibat pipa tembaga melengkung ketika *ducting* diposisikan horizontal. hal ini menyebabkan laju aliran *refrigerant* pada system refrigrasi *cooling coil* menurun dan menyebabkan efek refrigrasi menurun. hal ini juga terlihat pada gambar 4.13 penurunan *humidity ratio* menurun baik menggunakan *heat pipe* dan tanpa *heat pipe* pada posisi horizontal hal ini disebabkan karena efek refrigrasi *cooling coil* menurun dan menyebabkan kalor sera *platent* menurun. namun pada kondisi ini *performance heat pipe* pada orientasi vertical dan horizontal masih dapat dibandingkan dengan membandingkan selisih energy dengan system menggunakan *heat pipe* dan tanpa *heat pipe* di kedua orientasi seperti pada gambar 4.16



Gambar 4.16 Selisih Total Energy Untuk Mengkondisikan Udara Sesuai Criteria Udara Standart Dengan Menggunakan *Heat Pipe* Dan Tanpa *Heat Pipe*

Pada gambar 4.16 selisih total energy menggunakan *heat pipe* dan tanpa *heat pipe* rata rata lebih besar dengan orientasi vertical hal ini disebabkan karena *performance*

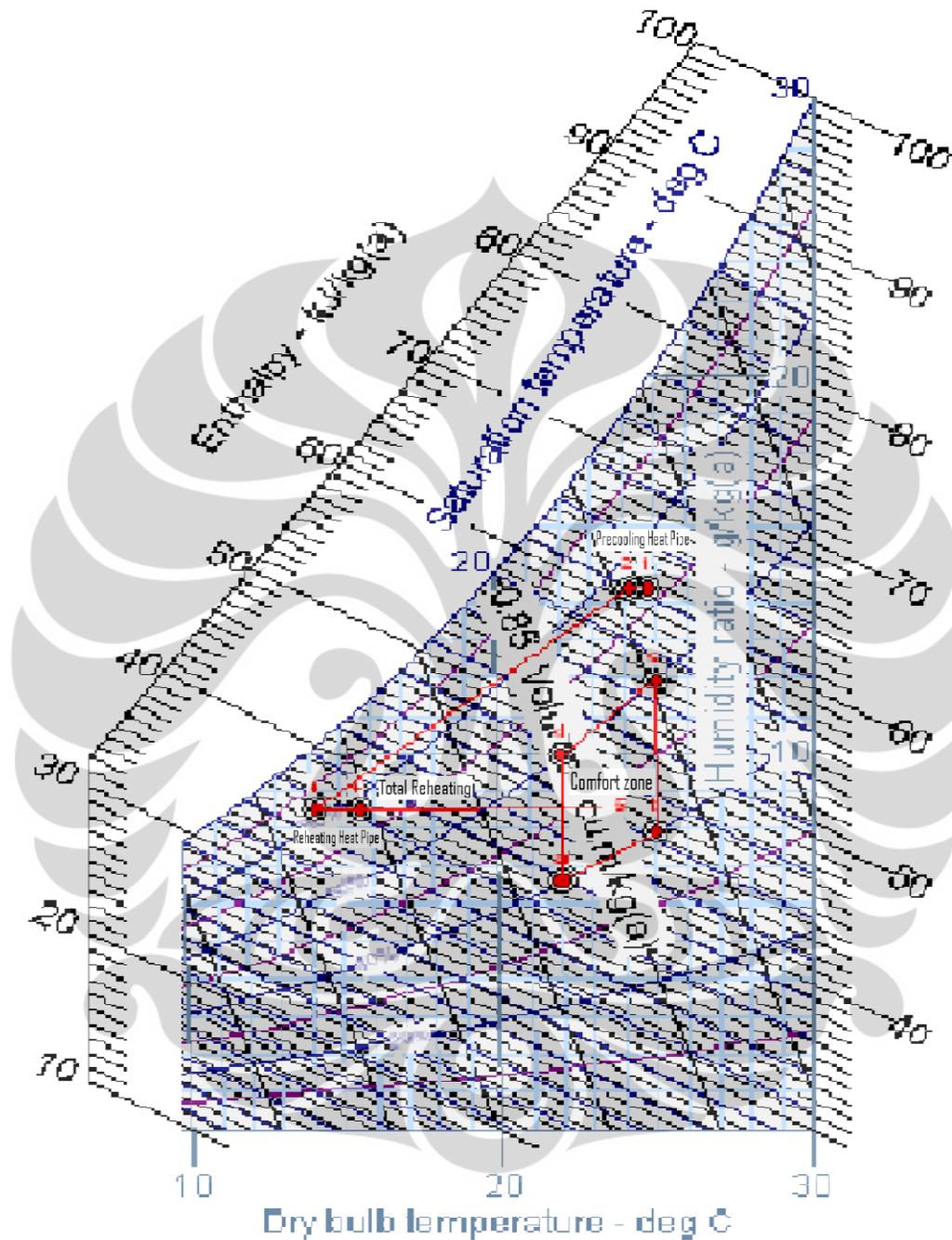
heat pipe dalam *precooling* dan *reheating* pada posisi *heat pipe* vertical lebih baik bila dibandingkan dengan posisi horizontal

4.3 Diagram Psikometric Chart

Pada gambar 4.17 terlihat *heat pipe* berperan sebagai precooler dan reheater. dengan menggunakan *heat pipe* beban pendinginan *cooling coil* terdistribusi pada evaporator *heat pipe* dan *cooling coil* sehingga meningkatkan penyerapan kalor *latent* udara dalam hal ini meningkatkan penurunan *humidity* selain itu *heat pipe* dapat berperan menggantikan *heater* untuk memanaskan kembali udara sesuai dengan standart kondisi udara nyaman

Performance precooler *heat pipe* pada diagram psikometric chart terlihat pada point 1 dan Point 2. disini evaporator *heat pipe* berperan menurunkan panas sensible udara dengan demikian beban *cooling coil* akan menurun. Condenser *Heat pipe* berperan sebagai reheater. untuk mencapai kondisi nyaman udara yang terlalu dingin dan relative humidity terlalu tinggi dapat diturunkan dengan condenser *heat pipe* yang berperan memanaskan udara seperti yang terlihat pada point 3 dan point 4. dengan menggunakan *heat pipe* energy untuk reheating dapat diturunkan hingga maksimal 18% atau sebesar 0.14kW

Pressure: 101325 Pa



Gambar 4.17 Diagram Psikometric Chart Yang Menunjukkan Proses Pengkondisian Udara Dengan Menggunakan Heat Pipe Pada Orientasi Vertical Dan Mass Flow Rate 0.077 Kg/S

4.4 Estimasi biaya Produksi dan Penghematan Energi

1. Inverstasi Awal Pembuatan Heat Pipe

no	bahan atau alat	Harga	Satuan
1	R-134a	Rp. 3.500.000	8 Kg
2	Screen Mesh 200 stainless steel	Rp. 450.000	meter
3	pipa tembaga 3/8 inci	Rp. 300.000	3.5 meter
4	Nipple	Rp. 3000	buah

Table 4.2 Estimasi Investasi Awal Produksi Heat pipe

Satu tabung Refrigerant R-134a diperkirakan dapat memproduksi Heat pipe hingga 50 buah dimana preheat pipe volume maksimum yang dibutuhkan hanya 500mL. Dengan demikian investasi awal untuk produksi 50 Heat pipe adalah sebesar

no	bahan atau alat	Harga	Satuan	Jumlah	Total
1	R-134a	Rp. 3.500.000	8 Kg	1	Rp. 3.500.000
2	Screen Mesh 200 stainless steel	Rp. 450.000	meter	10	Rp. 4.500.000
3	pipa tembaga 3/8 inci	Rp. 300.000	3.5 meter	8	Rp. 2.400.000
4	Nipple	Rp. 3000	buah	50	Rp. 150.000
TOTAL INVESTASI AWAL					RP. 10.550.000

Table 4.3 Estimasi Total Alat dan Bahan Produksi 50 Heat Pipe

Biaya Produksi heat pipe dengan Mengasumsikan upah pekerja Rp.40.000 /hari maka dalam waktu maksimum 2 minggu (10 hari) 50 heat pipe dapat diproduksi dengan cost untuk produksi total Rp.400.000. Dengan demikian Investasi Awal untuk 50 heat pipe mencapai 11 juta. ini belum termasuk biaya alat-alat yang digunakan seperti las,

Seperti yang telah dijelaskan sebelumnya dengan menggunakan Heat pipe proses pengkondisian udara dapat dihemat hingga maksimum 0.2 kW baik sebagai precooling dan juga reheating. Dengan mengasumsikan Penggunaan heat pipe dapat mencapai hingga 10 tahun dan Penggunaan system pendinginan Gedung 10 jam Perhari maka 50 heat pipe dapat menghemat listrik hingga 45750 kWh jika 1kWh

listrik Rp.880 maka dalam jangka waktu 10 tahun Penggunaan heat pipe dapat mereduksi penggunaan energy listrik hingga Rp.40.260.000

Bab V

Kesimpulan dan Saran

Dari hasil Pengujian yang dilakukan maka diperoleh kesimpulan :

1. *Heat pipe* pada pengkondisian udara dapat berperan meningkatkan penurunan kelembaban system pengkondisian udara secara konvensional dan Mengurangi energy untuk *reheating*
2. Penggunaan *Heat pipe* dapat meningkatkan penurunan *humidity* hingga maksimal 6.405% dan minimal 3.12% pada keseluruhan variable pengujian
3. Penggunaan *Heat pipe* dapat menghemat energy untuk *reheating* hingga maksimum 18.2% dan minimum 8.77% pada keseluruhan variable uji
4. *Mass flow rate* udara mempengaruhi *performance heat pipe* dalam *precooling* dan *reheating*. Peningkatan *mass flow rate* meningkatkan *preheating* dan *precooling heat pipe* namun disisi lain daya untuk kipas juga meningkat.
5. *Performance heat pipe* dengan orientasi *heat pipe* vertical dan evaporator dibawah lebih baik bila dibandingkan dengan orientasi *heat pipe* horizontal hal ini disebabkan karena laju aliran *working fluida* dari condenser *heat pipe* ke evaporator meningkat karena pengaruh gravitasi

Adapun saran untuk pengembangan Penelitian ini kedepan adalah :

1. Untuk meningkatkan *performance heat pipe* penggunaan fin dapat memperbesar *heat transfer* dari *heat pipe* ke udara
2. Pengukuran dua properties udara untuk mengetahui keseluruhan properties diukur secara real time dan kontiniu agar hasil yang diperoleh lebih akurat. seperti dengan menggunakan thermocouple wet-bulb

DAFTAR PUSTAKA

- ASHRAE, ASHRAE Standard 62-1989. ASHRAE, Washington, DC (1989).
- (ASHRAE 2005). FUNDAMENTAL ASHRAE si edition
- Brautsch, A. and Kew, P., (2002). Examination and visualisation of heat transfer processes during evaporation in capillary porous structures, *Appl. Thermal Eng.*, Vol. 22, pp. 815-824
- Calvin C. Silverstein, Design and technology of heat pipes for cooling and heat exchange hand book, Taylor & Francis, 1992.
- David Rey and Peter Kew. 2006. Heat pipe design, theory and application. Butterworth-Heinemann is an imprint of Elsevier Linacre House, Jordan Hill, Oxford OX2 8DP
- Dilley AC. ON the computer calculation of vapor pressure and specific humidity gradient from psychometric data. *J appl meteorol.* 1968;17:717
- Faghri, A., (1995). *Heat Pipe Science and Technology*. 1st Edition, Taylor and Francis Group, Oxon.
- Faghri, A., (1992). Frozen start-up behaviour of low-temperature heat pipes. *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 35, pp. 1681-1694
- Fundamental of engineering thermodynamic 5th edition John Wiley & Sons Ltd, The Atrium, Southern Gate, Chichester
- Gaugler, R.S. US Patent 2350348. Appl. 21 Dec, 1942. Published 6 June 1944.
- Groll, M. et al. Heat recovery units employing reflux heat pipes as components. Final Report, Contract EE-81-133D(B). Commission of the European Communities Report EUR9166EN, 1984
- Groll, M. Heat pipe research and development in Western Europe. *Heat Recov. Syst. & CHP.*, Vol. 9, No. 1, pp 19-66, 1989

- Groll, M.; et al., (1998). Thermal control of electronic equipment by heat pipes. *Rev. Gén. Therm.*, Vol. 37, pp. 323-352
- G.D. Mathur, Enhancing performance of an air conditioning system with a two-phase heat recovery loop retrofit, in: Proceeding of the Intersociety Energy Conversion Engineering Conference, USA, 1996, pp. 2027–2032
- G.P. Petersen, *An Introduction to Heat Pipes*, John Wiley and Sons, Inc., New York, 1994.
- Haolia Rahman . 2010 . KAJIAN EKSPERIMENTAL WICK SCREEN MESH DAN SINTERED POWDER TERHADAP KINERJA HEAT PIPE. Tesis. Departemen Teknik Mesin FTUI 2010
- Harrison, L.P. 1965. Fundamental concepts and definitions relating to humidity. In *Humidity and moisture measurement and control in science and industry*, vol. 3. A. Wexler and W.A. Wildhack, eds. Reinhold, New York.
- Hoogendoorn, C.J. and Nio, S.G. Permeability studies on wire screens and grooves. 1st International Heat Pipe Conference, Paper 5–3, Stuttgart, October 1973.
- Hwang, G.S.; et al., (2007). Modulated wick heat pipe. *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol.50, pp. 1420-1434.
- Hyland, R.W. and A. Wexler. 1983a. Formulations for the thermodynamic properties of dry air from 173.15 K to 473.15 K, and of saturated moist air from 173.15 K to 372.15 K, at pressures to 5 MPa. *ASHRAE Transactions* 89(2A):520535.
- Hyland, R.W. and A. Wexler. 1983b. Formulations for the thermodynamic properties of the saturated phases of H₂O from 173.15 K to 473.15 K. *ASHRAE Transactions* 89(2A):500-519
- J.K. McFarland, S.M. Jeter, S.I. Abdel-Khalik, Effect of heat pipe on dehumidification of a controlled air space, *ASHRAE Transactions* 102 (part1) (1996) 132–139

- J.W. Wan, J.L. Zhang, W.M. Zhang, The effect of heat pipe air handling coil on energy consumption in central air conditioning system, *Energy and Buildings* 39 (2007) 1035–1040
- Kempers, R.; Ewing, D. and Ching, C.Y., (2006). Effects of number of mesh layers and loading on the performance of screen mesh wicked heat pipes. *Appl. Thermal Eng.*, Vol. 26, pp. 589-505
- Kuehn, T.H., J.W. Ramsey, and J.L. Threlkeld. 1998. *Thermal environmental engineering*, 3rd ed. Prentice-Hall, Upper Saddle River, NJ.
- K.H. Yang, Enhanced dehumidification air-conditioning systems using heat pipes, American Society of Mechanical Engineers, Advanced Energy Systems Division (publication) AE, Analysis and Application of Heat Pumps, November 27–December 2, Chicago, IL, USA, 1988, pp. 125–137
- Leong, K.C.; Liu, C.Y. and Lu, G.Q., (1997). Characterisation of Sintered Copper Wicks used in Heat Pipes. *Journal of Porous Materials*, Vol. 4, pp. 303-308
- M.A. Abd El-Baky, M.M. Mohamed, Heat pipe heat exchanger for heat recovery in air conditioning, *Applied Thermal Engineering* 27 (2007) 795–801
- Shaw, D.J. Introduction to Colloid and Surface Chemistry. 2nd Ed. Butterworth, 1970.
- W.B. Beckwith, Novel application of heat pipes for economical dehumidification in air conditioning systems, American heat pipes, Inc. Florida, USA, pp. 1–8.
- W.Y. Saman, Performance of thermosyphone heat exchanger in an evaporative air conditioning system, in: Proceeding of the 5th Australasian Heat and Mass
- X. Huang, G.Franchi, Design and fabrication of hybrid bi-modal wick structure for heat pipe application, Carleton University, Ottawa, ON, Canada, 2007

- X.P. Wu, P. Johnson, A. Akbarzadeh, Application of heat pipe heat exchangers to humidity control in air-conditioning systems, *Applied Thermal Engineering*(6) (1997) 561–568
- Yat. H YAU. 2005. 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 (2007) 164–171
- Y.H. Yau, M. Ahmadzadehtalatapeh, A review on the application of horizontal heat pipe heat exchangers in air conditioning systems in the tropics. *Applied Thermal Engineering* 30 (2010) 77–84
- Zhang, H. and Zhuang, J., (1998). Research, development and industrial application of heat pipe technology in China. *Appl. Thermal Eng.*, Vol. 23, pp. 1067-1083.

LAMPIRAN

Diagram Psikometrik Pengkondisian Udara Dengan Heat pipe Pada Variasi mass flow rate udara 0.077 kg/s dan orientasi Heat Pipe Vertikal

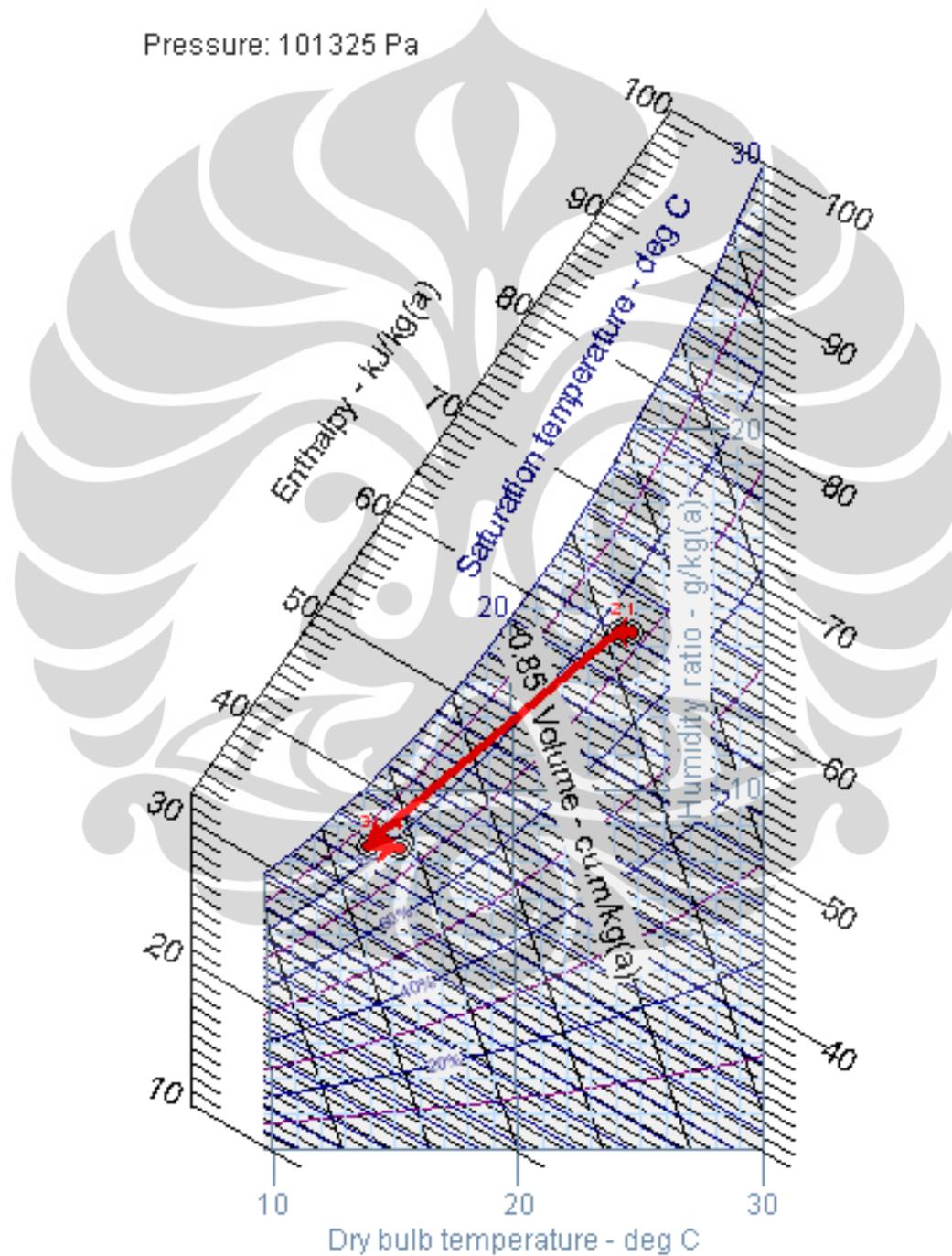


Diagram Psikometrik Pengkondisian Udara Dengan Heat pipe Pada Variasi mass flow rate udara 0.0509 kg/s dan orientasi Heat Pipe Vertikal

Pressure: 101325 Pa

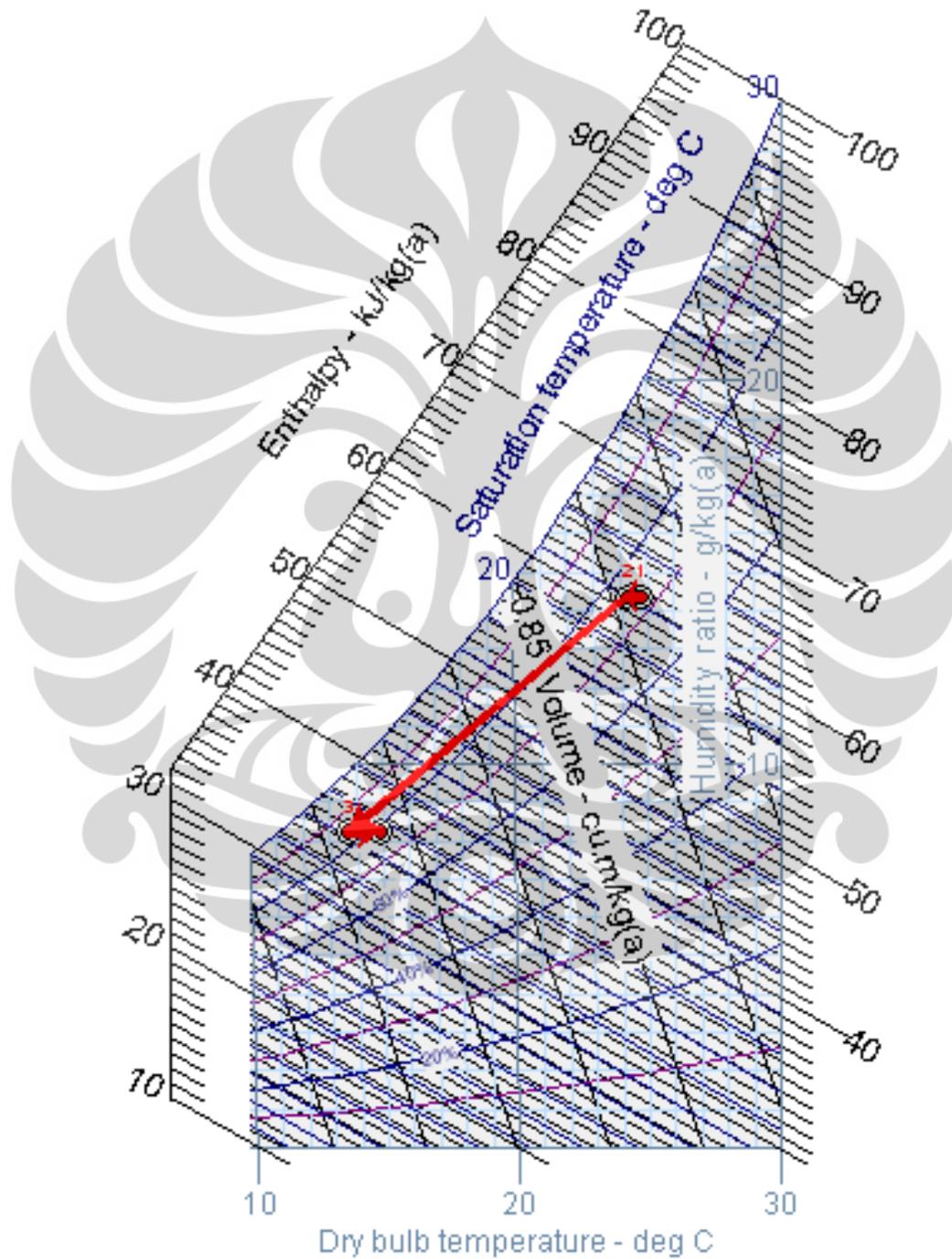


Diagram Psikometrik Pengkondisian Udara Dengan Heat pipe Pada Variasi mass flow rate udara 0.0416 kg/s dan orientasi Heat Pipe Vertikal

Pressure: 101325 Pa

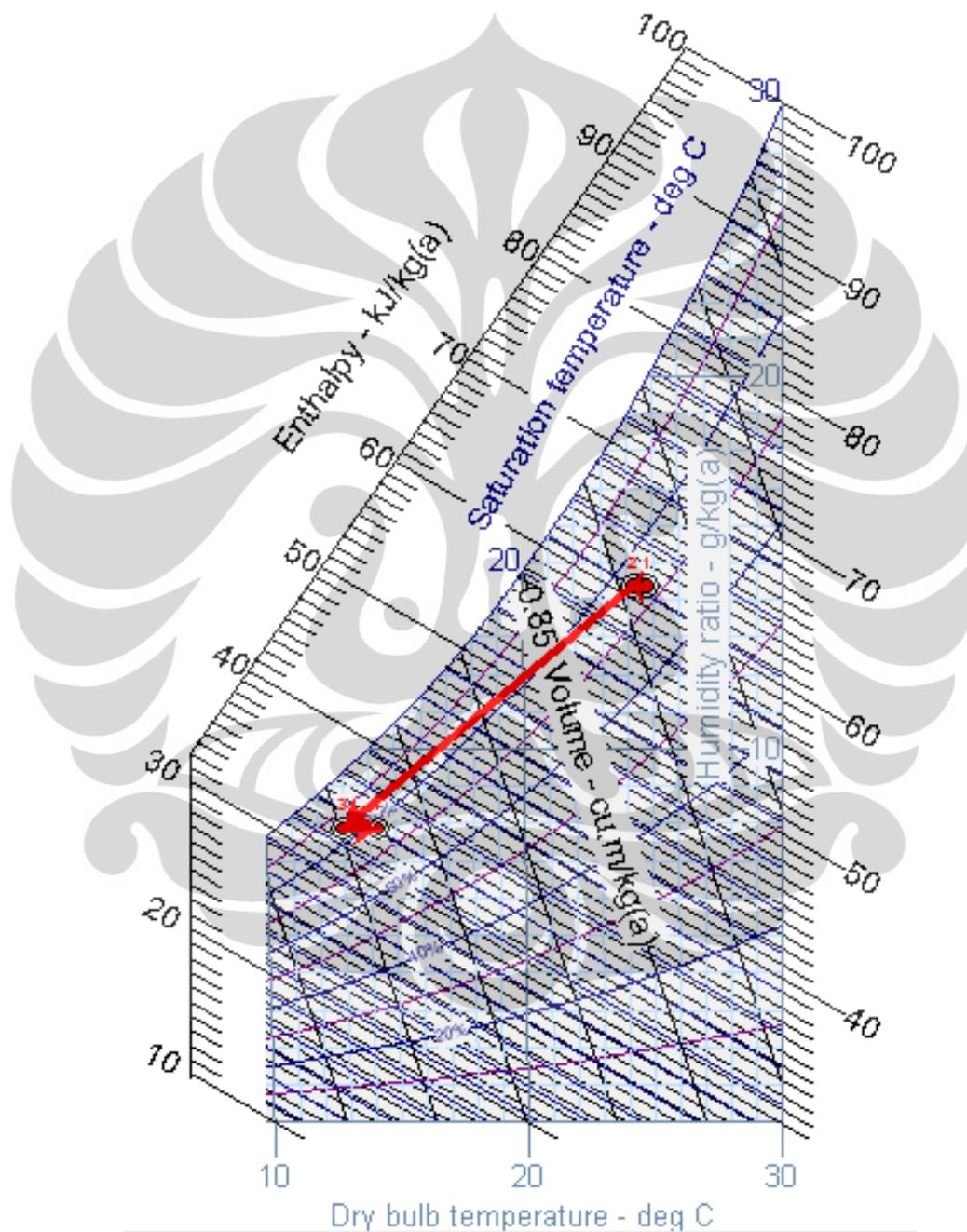


Diagram Psikometrik Pengkondisian Udara Dengan Heat pipe Pada Variasi mass flow rate udara 0.0324 kg/s dan orientasi Heat Pipe Vertikal

Pressure: 101325 Pa

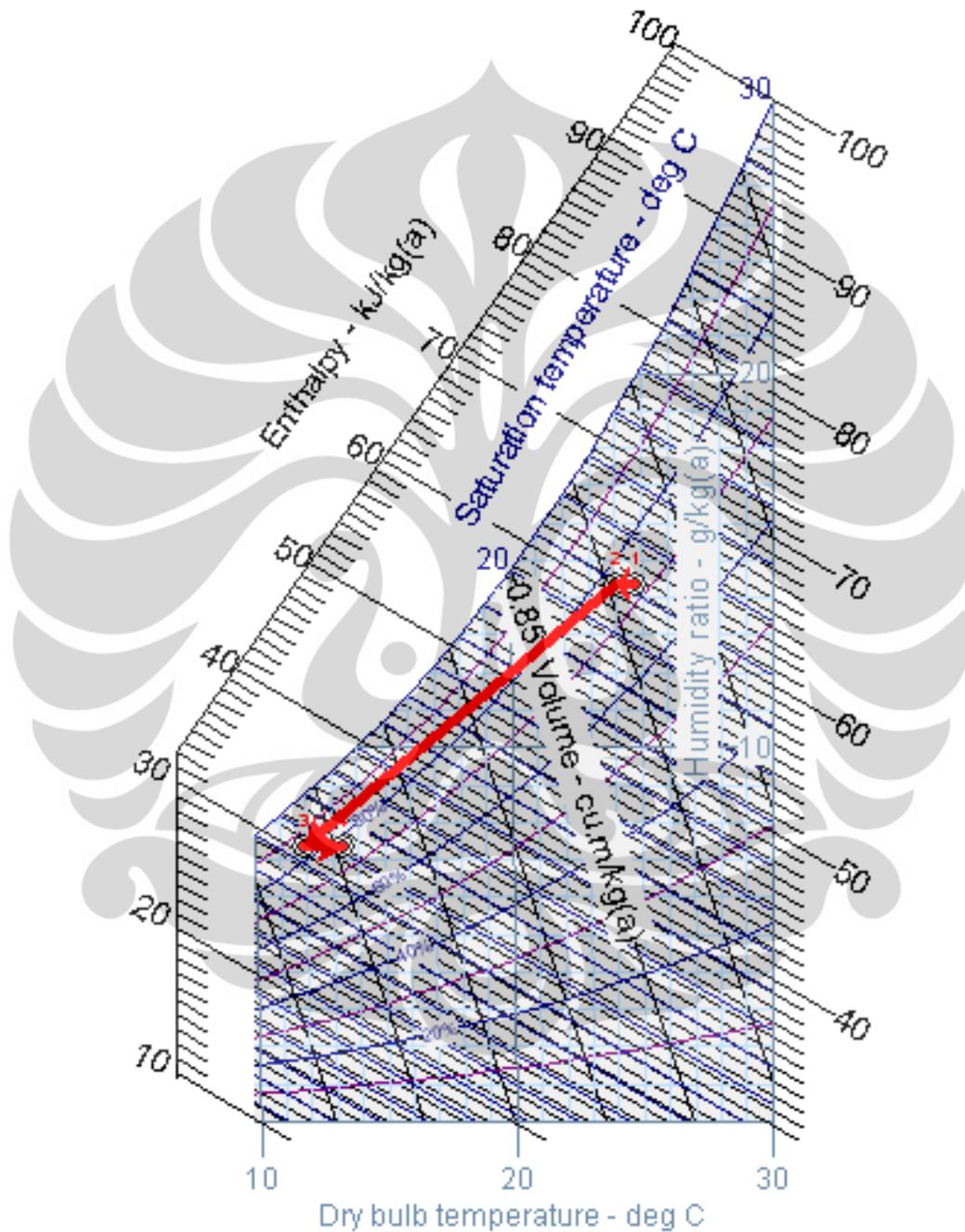


Diagram Psikometrik Pengkondisian Udara Dengan Heat pipe Pada Variasi mass flow rate udara 0.077 kg/s dan orientasi Heat Pipe Horizontal

Pressure: 101325 Pa

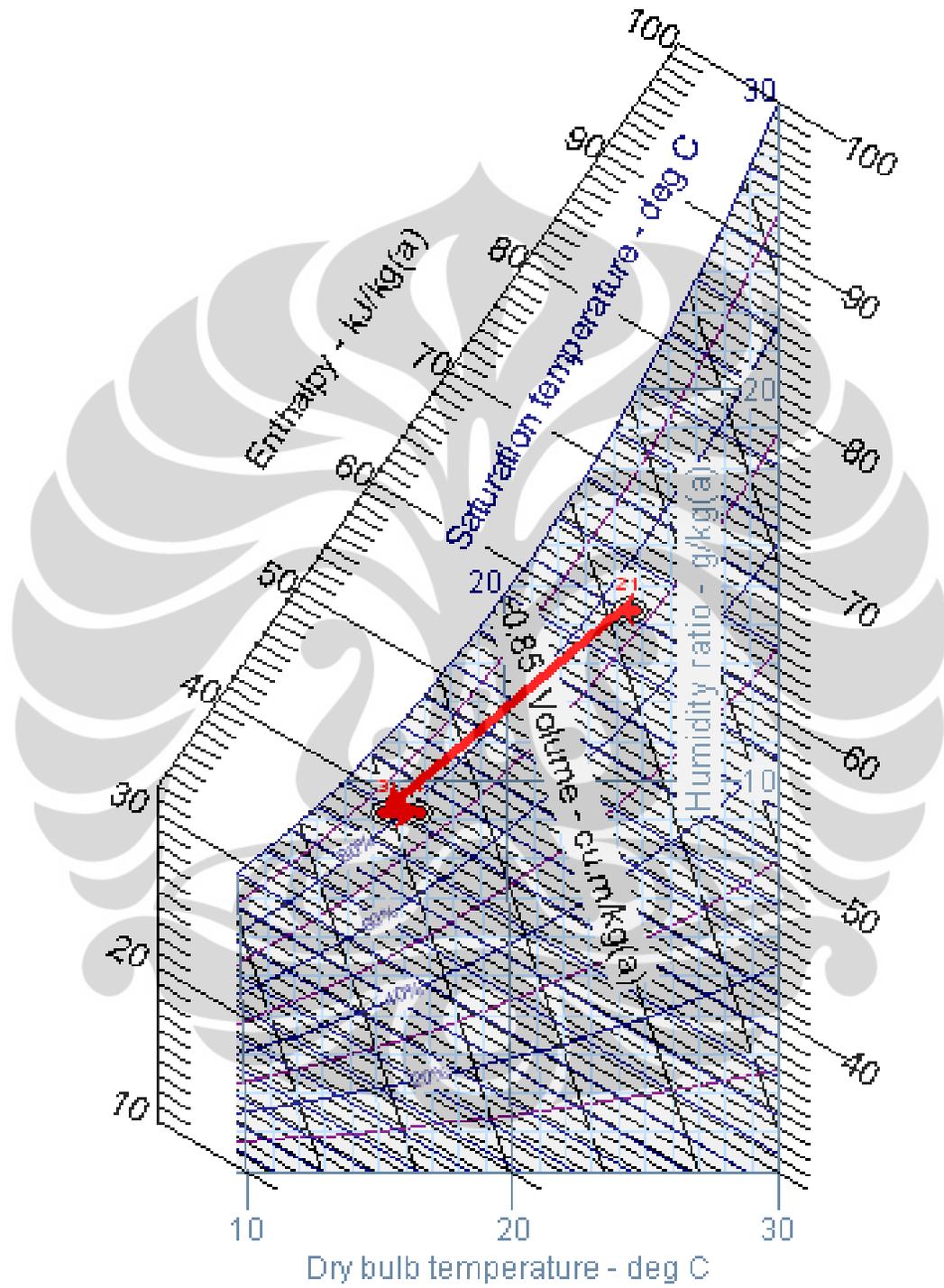


Diagram Psikometrik Pengkondisian Udara Dengan Heat pipe Pada Variasi mass flow rate udara 0.0509 kg/s dan orientasi Heat Pipe Horizontal

Pressure: 101325 Pa

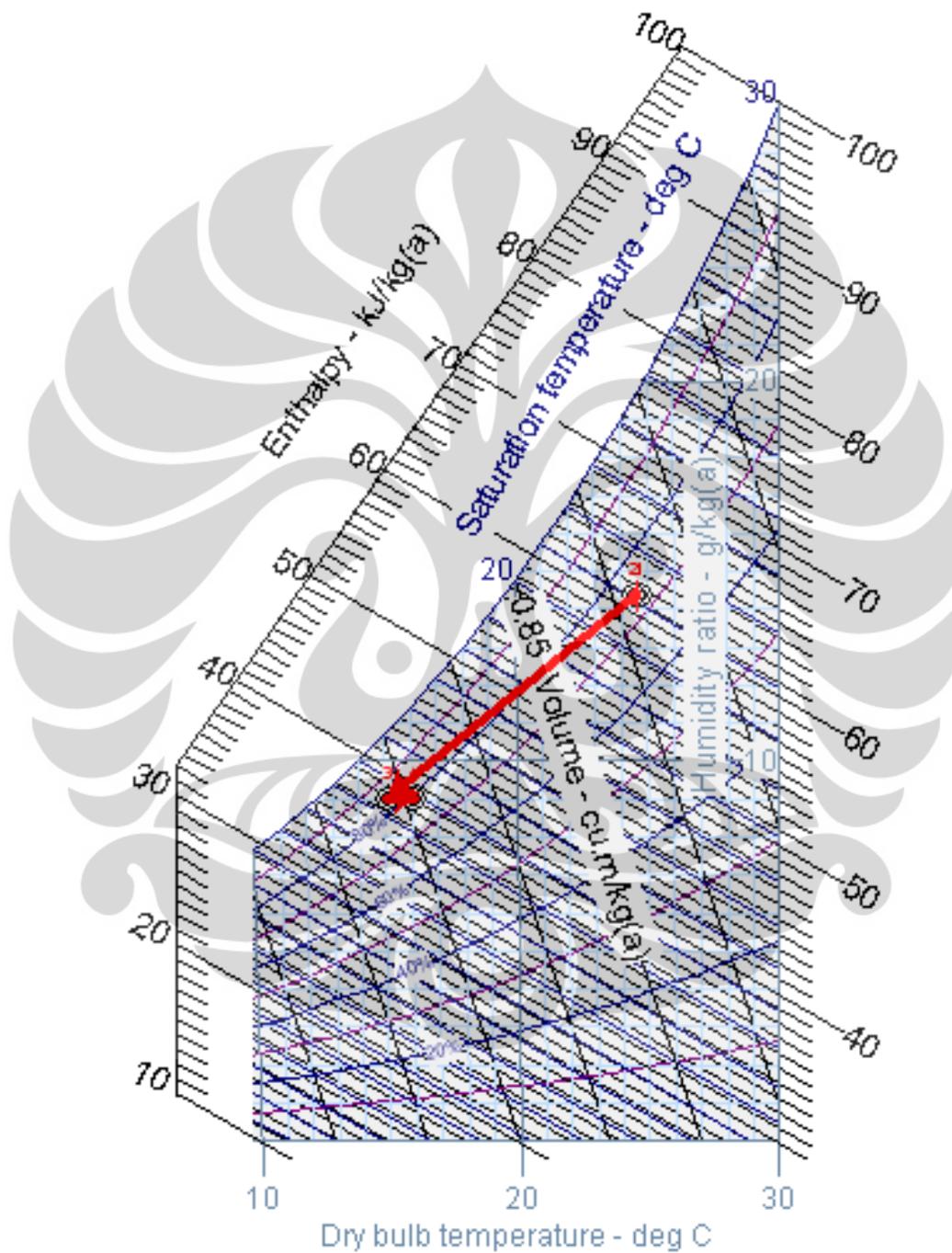


Diagram Psikometrik Pengkondisian Udara Dengan Heat pipe Pada Variasi mass flow rate udara 0.0416 kg/s dan orientasi Heat Pipe Horizontal

Pressure: 101325 Pa

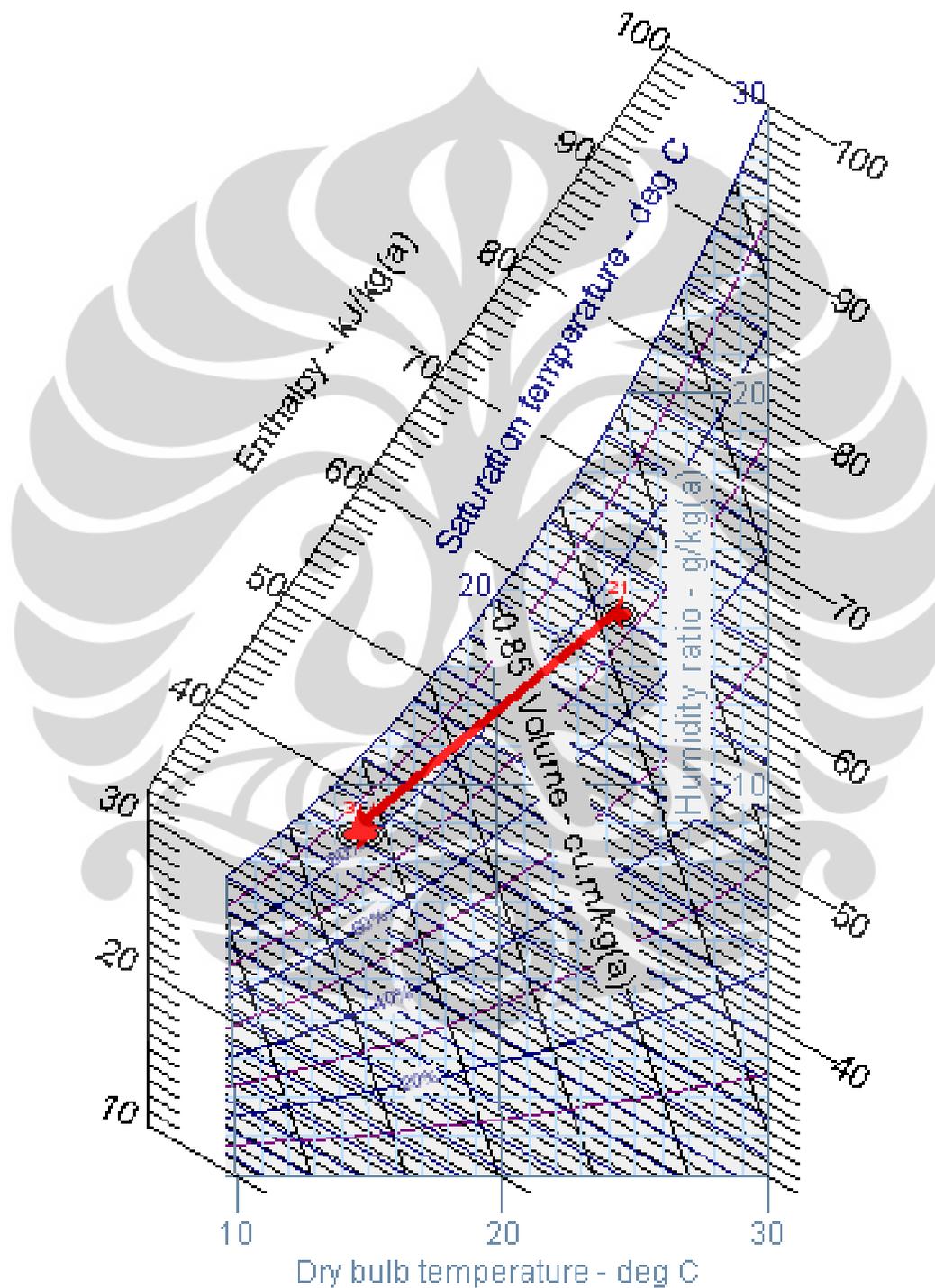


Diagram Psikometrik Pengkondisian Udara Dengan Heat pipe Pada Variasi mass flow rate udara 0.0324 kg/s dan orientasi Heat Pipe Horizontal

Pressure: 101325 Pa

