



**ITS**  
Institut  
Teknologi  
Sepuluh Nopember

TUGAS AKHIR - TM141585

**STUDI EKSPERIMENTAL “*INSITU CONDITION*”  
PENGARUH PENAMBAHAN *FIN* SETENGAH SILINDER  
YANG DIMIRINGKAN  $67.5^\circ$  SEBAGAI EXTENDED  
SURFACE DAN VORTEX GENERATOR PADA BAGIAN  
BAWAH PLAT *ABSORBER* BERBENTUK V TERHADAP  
EFISIENSI KOLEKTOR SURYA PEMANAS UDARA**

HARLISTA DWI OKTYASWORO  
NRP. 2113100049

Dosen Pembimbing  
Prof. Dr. Ir. Djatmiko Ichsani, M.Eng

JURUSAN TEKNIK MESIN  
Fakultas Teknologi Industri  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember  
Surabaya 2018



TUGAS AKHIR - TM141585

**STUDI EKSPERIMENTAL “*INSITU CONDITION*”  
PENGARUH PENAMBAHAN *FIN* SETENGAH  
SILINDER YANG DIMIRINGKAN  $67.5^\circ$  SEBAGAI  
EXTENDED SURFACE DAN VORTEX GENERATOR  
PADA BAGIAN BAWAH PLAT *ABSORBER*  
BERBENTUK V TERHADAP EFISIENSI KOLEKTOR  
SURYA PEMANAS UDARA**

HARLISTA DWI OKTYASWORD  
NRP. 2113100049

Dosen Pembimbing  
Prof. Dr. Ir. Djatmiko Ichsani, M.Eng

JURUSAN TEKNIK MESIN  
Fakultas Teknologi Industri  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember  
Surabaya 2018



FINAL PROJECT - TM141585

**EXPERIMENTAL STUDY OF “INTSITU CONDITION”  
THE EFFECT OF HALF-CYLINDER FIN ADDITION  
OBLIQUE EXTENDED SURFACE AND VORTEX  
GENERATOR UNDER V-CORRUGATED ABSORBER  
PLATE TO SOLAR AIR HEATER EFFICIENCY**

HARLISTA DWI OKTYASWORO  
NRP. 2113100049

Advisory Lecturer  
Prof. Dr. Ir. Djatmiko Ichsani, M.Eng

DEPARTMENT OF MECHANICAL ENGINEERING  
Faculty of Industrial Technology  
Sepuluh Nopember Institute of Technology  
Surabaya 2018

**STUDI EKSPERIMENTAL “INSITU CONDITION”  
PENGARUH PENAMBAHAN *FIN* SETENGAH  
SILINDER YANG DIMIRINGKAN 67.5° SEBAGAI  
EXTENDED SURFACE DAN VORTEX GENERATOR  
PADA BAGIAN BAWAH PLAT *ABSORBER*  
BERBENTUK V TERHADAP EFISIENSI KOLEKTOR  
SURYA PEMANAS UDARA**

**TUGAS AKHIR**

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat  
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik  
pada  
Program Studi S-1 Departemen Teknik Mesin  
Fakultas Teknologi Industri  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh :

**HARLISTA DWI OKTYASWORO**

NRP. 2113 100 049

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir :

1. Prof. Dr. Ir. Djatmiko Ichسانی, M.Eng. (Pembimbing)  
NIP. 195310191979031002
2. Ary Bachtiar Khrisna P., ST., MT., Ph.D. (Penguji I)  
NIP. 197105241997021001
3. Dr. Wawan Aries Widodo, ST., MT. (Penguji II)  
NIP. 197104051997021001
4. Dr. Bambang Sudarmanta, ST., MT. (Penguji III)  
NIP. 197301161997021001



**SURABAYA**

**JANUARI, 2018**

**STUDI EKSPERIMENTAL “*INSITU CONDITION*”  
PENGARUH PENAMBAHAN *FIN* SETENGAH SILINDER  
YANG DIMIRINGKAN  $67.5^\circ$  SEBAGAI EXTENDED  
SURFACE DAN VORTEX GENERATOR PADA BAGIAN  
BAWAH PLAT *ABSORBER* BERBENTUK V TERHADAP  
EFISIENSI KOLEKTOR SURYA PEMANAS UDARA**

Nama Mahasiswa : Harlista Dwi Oktyasworo  
NRP : 2113100049  
Jurusan : Teknik Mesin, FTI-ITS  
Dosen Pembimbing : Prof.Dr.Ir. Djatmiko Ichsani, MEng

**Abstrak**

Seiring dengan perkembangan teknologi yang semakin pesat kebutuhan terhadap energipun semakin meningkat. Konsumsi energi saat ini cukup mudah didapat karena masih banyak sumber-sumber daya alam yang memadai. Namun jika penggunaan energi tidak dikontrol dan digunakan secara terus menerus, maka sumber-sumber energi konvensional tersebut akan habis dan menyebabkan kerusakan lingkungan yang cukup parah. Oleh karena itu, sumber-sumber energi yang lain seperti energi matahari terus dikembangkan karena sangat murah dan mudah didapat. Energi matahari salah satunya dapat diaplikasikan pada kolektor pemanas udara yang berfungsi sebagai penering. Sistem kerja pada kolektor tersebut yaitu dengan memanfaatkan radiasi dari matahari yang diserap melalui plat *absorber*, kemudian akan memindakan panas secara konveksi pada fluida yang mengalir dalam *ducting*.

Dalam upaya peningkatan efisiensi thermal kolektor surya pemanas udara, dilakukan modifikasi berupa memperluas bidang penyerapan menggunakan *v-corrugated absorber* dan meningkatkan koefisien perpindahan panas konveksi dengan menciptakan turbulensi pada area perpindahan panas. Gangguan berupa *obstacle* akan digunakan guna mendapatkan turbulensi aliran dengan memberikan segitiga tegak yang ditekuk  $30^\circ$ . Selain itu ditambahkan pula *fin* berbentuk setengah

silinder berdiameter 6mm yang dimiringkan dengan sudut sebesar  $66,7^\circ$  terhadap arah aliran pada saluran fluida kerja dibawah plat penyerap panas guna menambah luasan perpindahan panas. Eksperimen tersebut akan dilakukan pada kondisi “*insitu*” dengan variasi laju aliran massa sebesar 0.02 kg/s; 0.03 kg/s; 0.05 kg/s dan 0.06 kg/s dan intensitas radiasi sesuai pada kondisi saat percobaan dilaksanakan.

Dari hasil pengujian eksperimental ini didapatkan bahwa pada kolektor surya pemanas udara dengan *v-corrugated absorber* besarnya energi berguna yang diserap oleh fluida kerja sebanding dengan laju alir massa dan intensitas radiasi. *Qusefull* paling tinggi dicapai pada laju aliran massa 0,06 kg/s dengan intensitas radiasi 915 Watt/m<sup>2</sup> yakni 838,59 Watt. Sedangkan besarnya efisiensi berbanding lurus dengan peningkatan laju aliran massa namun berbanding terbalik dengan intensitas radiasi. Efisiensi tertinggi sebesar 99,44% dicapai pada laju aliran massa 0,05 kg/s dengan intensitas radiasi sebesar 654 Watt/m<sup>2</sup>.

**Kata kunci: efisiensi, *fin*, intensitas radiasi, kolektor, laju aliran massa, *obstacle*, plat absorber.**

# **EXPERIMENTAL STUDY OF “INTSITU CONDITION” THE EFFECT OF HALF-CYLINDER FIN ADDITION OBLIQUE EXTENDED SURFACE AND VORTEX GENERATOR UNDER V-CORRUGATED ABSORBER PLATE TO SOLAR AIR HEATER EFFICIENCY**

**Name Of Student** : Harlista Dwi Oktyasworo  
**NRP** : 2113100049  
**Department** : Mechanical Engineering FTI-ITS  
**Advisory Lecture** : Prof.Dr.Ir. Djatmiko Ichsani, M. Eng

## **Abstract**

Along with the development of technology that rapidly growing the human needing for energy also increases. Current energy consumption is fairly easy to get, because there are still many natural resources are adequate. But if energy use is not controlled and used continuously, then the conventional energy sources will run out and cause damage to the environment is quite severe. Therefore, sources of energy such as solar energy continues to be developed because it is very cheap and easy to get it around the earth. Solar energy, one can be applied to the air heater collectors that functions as a dryer. Work on the collector system, namely by making use of radiation from the Sun is absorbed by the absorber plate, then be transferred heat convection in a fluid that flows in the ducting.

In an effort to increase the efficiency of thermal solar collectors heating the air, carried out the modification in the form of expanding the field of absorption using v corrugated absorber and improve heat transfer coefficient with convection creates turbulence on heat transfer area. Disturbances in the form of obstacle will be used in order to get the turbulence of the flow by giving an upright triangle bent  $30^\circ$ . Additionally added a half-cylinder-shaped fin diameter 6 mm which is tilted by an angle of  $66,7^\circ$  against direction of flow on the working fluid channels under the heat sink plate to add to the heat transfer area. The experiment will be carried out on conditions of "in situ" with variations of the mass flowrate of 0.02 kg/s; 0.03 kg/s; 0.05 kg/s dan 0.06 kg/s and corresponding radiation intensity on the conditions when the experiment was carried out.

From the experiment of v-corrugated absorber air heater solar collector the amount of useful energy absorbed by working fluid is directly proportional to the increase in mass flow rate and radiation intensity. The highest  $Q_{\text{useful}}$  is achieved at mass flow rate of 0.06 kg/s with radiation intensity 915 Watt/m<sup>2</sup> is 838.59 Watt. While the amount of solar collector efficiency is proportional to the increase in mass flow rate but inversely proportional to the radiation intensity. The highest efficiency is 99.44% is achieved at mass flow rate 0.05 kg/s with radiation intensity 654 Watt/m<sup>2</sup>.

**Keywords: solar collectors, fin, plate absorber, obstacle, efficiency, mass flow rate, intensity of the radiation.**



## KATA PENGANTAR

Puji syukur dihanturkan kehadirat Allah SWT, hanya karena izin dan petunjuk-Nya penulis dapat menyelesaikan Tugas Akhir dengan judul Studi Eksperimental “*Insitu Condition*” Pengaruh Penambahan *Fin* Setengah Silinder yang Dimiringkan  $67.5^\circ$  Sebagai *Extended Surface* dan *Vortex Generator* pada Bagian Bawah Plat *Absorber* Berbentuk V Terhadap Efisiensi Kolektor Surya Pemanas Udara. Tugas Akhir ini disusun untuk memenuhi persyaratan kelulusan pendidikan Sarjana S-1 di Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.

Penyusunan Tugas Akhir ini dapat terlaksana dengan baik atas bantuan dan kerjasama dari berbagai pihak. Pada kesempatan ini penulis ingin mengucapkan terima kasih kepada:

1. Allah SWT Yang Maha Esa.
2. Bapak Suharto, Ibu Endang serta Mas Yayan tersayang, yang selalu memberi motivasi kepada penulis agar segera menyelesaikan kuliahnya dan selalu mendoakan penulis.
3. Bapak Prof. Dr. Ir. Djatmiko Ichسانی, M.Eng, selaku dosen pembimbing yang selalu memberikan bimbingan dan arahan dalam penulisan Tugas Akhir ini.
4. Bapak Wawan Aries, Bapak Ary Bachtiar, dan Bapak Bambang Sudarmanta selaku dosen penguji yang telah memberikan saran dan kritik kepada penulis.
5. Seluruh SC saya yang telah membentuk saya menjadi lebih kuat dan bisa beradaptasi dengan baik untuk hidup di Teknik Mesin.
6. Keluarga “M56” yang telah menemani saya selama ini dan menjadi keluarga ke dua saya bagi saya. Sukses Terus Lur!
7. Memei, Ajo, dan Putri yang telah menjadi teman seperjuangan. Anggita dan Tiara yang selalu menyemangati dalam mengambil data tugas akhir ini.
8. Alan Suryaatmaja yang telah membantu baik dalam hal akademis maupun non akademis.

9. Kakak dan Adik Mesin Music Club terutama “MMC ‘14” yang telah memberikan banyak pengalaman berharga bagi saya.
10. Anak-anak SC 7 POROS 2016 yang telah mendoakan saya dan semoga kalian lancar kuliah dan lulus pada waktunya.
11. Auli, Raka, Benny, Almer, Gede, dan seluruh adik-adiku yang selalu membantu dalam pemasangan alat tugas akhir ini.
12. Dan kepada semua pihak yang tidak dapat penulis sebutkan satu-persatu yang sangat membantu dalam penyelesaian Tugas Akhir maupun selama perkuliahan, terima kasih banyak.

Dengan segala keterbatasan kemampuan serta pengetahuan penulis, tidak menutup kemungkinan Tugas Akhir ini jauh dari sempurna. Oleh karena itu, penulis bersedia menerima kritik dan saran dari berbagai pihak untuk penyempurnaan lebih lanjut. Semoga hasil penulisan Tugas Akhir ini dapat bermanfaat bagi semua pihak.

Surabaya, Januari 2018

Penulis

## DAFTAR ISI

<b>HALAMAN JUDUL</b>	
<b>LEMBAR PENGESAHAN</b>	
<b>ABSTRAK.....</b>	<b>i</b>
<b>ABSTRACT.....</b>	<b>iii</b>
<b>KATA PENGANTAR.....</b>	<b>v</b>
<b>DAFTAR ISI.....</b>	<b>vii</b>
<b>DAFTAR GAMBAR.....</b>	<b>xi</b>
<b>DAFTAR TABEL.....</b>	<b>xiii</b>
<b>BAB I. PENDAHULUAN</b>	
1.1 Latar Belakang.....	1
1.2 Perumusan Masalah.....	3
1.3 Batasan Masalah.....	3
1.4 Tujuan Penelitian.....	4
1.5 Manfaat Penelitian.....	4
<b>BAB II. TINJAUAN PUSTAKA</b>	
2.1 Dasar Teori Perpindahan Panas.....	5
2.1.1 Perpindahan Panas Konduksi.....	5
2.1.2 Perpindahan Panas Konveksi.....	5
2.1.3 Perpindahan Panas Radiasi.....	7
2.1.4 Konsep Tahanan Thermal pada Kolektor Surya.....	8
2.1.5 Prinsip Kerja Sistem Kolektor Surya.....	9
2.1.6 Radiasi Matahari yang diserap Kolektor Surya.....	10
2.1.6.1 Penempatan Lokasi dan Kemiringan Permukaan Kolektor terhadap Radiasi Matahari.....	10
2.1.6.2 Radiasi Matahari Di Luar Atmosfer (Ekstraterrestrial).....	12
2.1.7 Analisa Perpindahan Panas pada Kolektor Surya Pemanas Udara.....	13

2.1.7.1 Analisa Perpindahan Panas Konveksi.....	13
2.1.7.1.1 Koefisien Perpindahan Panas Konveksi Antara Kaca Penutup Dengan Udara Luar.....	13
2.1.7.1.2 Koefisien Perpindahan Panas Konveksi Antara Kaca Penutup Dengan Plat <i>Absorber</i> .....	14
2.1.7.1.3 Koefisien Perpindahan Panas Konveksi Antara Plat Absorber Dengan Fluida.....	16
2.1.7.1.4 Koefisien Perpindahan Panas Konveksi Antara <i>Fin</i> Dengan Fluida.....	18
2.1.7.1.5 Koefisien Perpindahan Panas Konveksi Antara Fluida Dengan <i>Base</i> .....	22
2.1.7.2 Analisa Perpindahan Panas Radiasi.....	22
2.1.7.2.1 Koefisien Perpindahan Panas Radiasi Antara Kaca Penutup Dengan Udara Luar.....	22
2.1.7.2.2 Koefisien Perpindahan Panas Radiasi Antara Kaca Penutup Dengan Plat <i>Absorber</i> .....	23
2.1.7.2.3 Koefisien Perpindahan Panas Radiasi Antara Plat <i>Absorber</i> Dengan <i>Fin</i> .....	24
2.1.7.2.4 Koefisien Perpindahan Panas Radiasi Antara Plat <i>Absorber</i> Dengan <i>Base</i> .....	24
2.1.7.2.5 Koefisien Perpindahan Panas Radiasi Antara <i>Fin</i> Dengan <i>Base</i> .....	25
2.1.7.3 Analisa Perpindahan Panas Di Bagian Atas Kolektor Surya.....	25
2.1.7.4 Analisa Perpindahan Panas Di Bagian Bawah Kolektor Surya.....	26
2.1.7.5 Koefisien Perpindahan Panas Total.....	27
2.1.8 Analisa Energi Surya pada Kolektor Surya Pemanas Udara.....	27
2.1.8.1 Faktor Efisiensi Kolektor.....	27
2.1.8.2 Faktor Pelepasan Panas.....	27
2.1.8.3 Analisa Panas yang Berguna pada Kolektor Surya...	28
2.1.8.4 Analisa Efisiensi Kolektor Surya.....	29

2.1.9 Penurunan Tekanan pada Kolektor Surya.....	29
2.2 Penelitian Terdahulu.....	31
2.2.1 Ekadewi A. Handoyo, 2014, Peningkatan Kinerja Kolektor Surya Tipe V-corrugated Absorber Plate Menggunakan Obstacle yang Ditekuk Secara Vertikal.....	31
2.2.2 Bashria A. (2014) <i>Prediction of The Thermal Performance of solar Air Heater by Internet Based Mathematical Simulation. Proceeding of The Institution of Mechanical Engineers</i> .....	33
2.2.3 Clarissa Suroso, 2016, Studi Numerik Dan Eksperimental Pengaruh Penambahan Fin Berbentuk Prisma Segitiga Tegak Lurus Aliran Yang Dipasang Pada Bagian Bawah Plat Absorber Berbentuk V Terhadap Efisiensi Kolektor Surya Pemanas Udara.....	35
2.2.4 Alifia Mashita H, 2016, Studi Simulasi Numerik Dan Eksperimental Pengaruh Penambahan Fin Berbentuk Prisma Segitiga Yang Dimiringkan Terhadap Arah Aliran Yang Dipasang Pada Bagian Bawah Plat Absorber Berbentuk V Terhadap Efisiensi Kolektor Surya Pemanas Udara.....	36
2.2.5 Fajar Sri Lestari Pangukir, 2016, Studi Simulasi Numerik Dan Eksperimental Pengaruh Penambahan Fin Berbentuk Setengah Silinder Tegak Lurus Aliran Yang Dipasang Pada Bagian Bawah Plat Absorber Berbentuk V Terhadap Efisiensi Kolektor Surya Pemanas Udara.....	37
2.2.5 Bernardus Pualam, 2017, Studi Simulasi Numerik dan Eksperimental Pengaruh Penambahan Fin Berbentuk Setengah Silinder yang DIMiringkan Terhadap Arah Aliran Yang Dipasang Pada Bagian Bawah Plat Penyerap Berbentuk V Terhadap Efisiensi Kolektor Surya Pemanas Udara.....	38

### **BAB III. METODE PENELITIAN**

3.1 Penelitian Eksperimen.....	41
3.1.1 Variasi Laju Aliran Massa.....	41
3.1.2 Gambaran Sistem Kerja.....	42
3.2 Parameter yang Diukur dan Peralatan Penelitian.....	45
3.2.1 Parameter yang Diukur.....	45
3.2.2 Peralatan Penelitian.....	46
3.3 Tahap-Tahap Penelitian.....	48
3.4 Flowchart.....	50
3.4.1 Flowchart Penelitian.....	50
3.4.2 Flowchart Pengambilan Data.....	51
3.4.3 Flowchart Perhitungan.....	52

### **BAB IV. ANALISA DAN PEMBAHASAN**

4.1 Eksperimen.....	55
4.1.1 Dimensi Kolektor Surya Pemanas Udara.....	59
4.1.2 Perhitungan Data Eksperimen.....	60
4.2 Analisa Energi Berguna Terhadap Variasi Intensitas Radiasi dan Laju Alir.....	68
4.3 Analisa <i>overall heat coefficient total</i> ( $U_L$ ) Aktual.....	71
4.4 Analisa efisiensi terhadap variasi intensitas radiasi dan laju alir massa.....	72
4.5 Penurunan tekanan dan koefisien friksi aliran udara....	74

### **BAB V. KESIMPULAN DAN SARAN**

5.1 Kesimpulan.....	77
5.2 Saran.....	78

### **DAFTAR PUSTAKA**

### **LAMPIRAN**

### **BIODATA PENULIS**

## DAFTAR GAMBAR

Gambar 1.1 Konsumsi Energi Final Per Jenis .....	1
Gambar 2.1 Skema tahanan thermal kolektor surya <i>v-corrugated</i> .....	8
Gambar 2.2 Sudut-sudut yang berpengaruh pada radiasi matahari .....	11
Gambar 2.3 Skema <i>absorber</i> bentuk-V dan kaca penutup.....	15
Gambar 2.4 Luasan penampang <i>inlet</i> fluida. ( <i>tampak depan</i> ).....	16
Gambar 2.5 Keliling penampang <i>inlet</i> fluida ( <i>tampak depan</i> ).....	17
Gambar 2.6 Permukaan dengan <i>fin</i> .....	18
Gambar 2.7 Grafik efisiensi <i>fin</i> berdasarkan bentuknya.....	19
Gambar 2.8 Tahanan termal pada <i>fin</i> yang disusun.....	20
Gambar 2.9 Tahanan termal pada isolator bagian bawah.....	26
Gambar 2.10 Kolektor surya dengan penambahan <i>obstacle</i> berbentuk paruh.....	32
Gambar 2.11 Rasio penurunan tekanan dan efisiensi ketika <i>obstacle</i> ditekuk dibandingkan <i>obstacle</i> lurus.....	33
Gambar 2.12 Rangkaian termal dari kolektor surya.....	34
Gambar 2.13 Perbandingan efisiensi dan temperature udara ke luar pada berbagai laju aliran massa untuk kolektor plat datar dan <i>v-groove</i> .....	34
Gambar 2.14 Instalasi <i>v-corrugated solar air collector</i> yang digunakan sebagai <i>eksperiment</i> pengambilan data .....	35
Gambar 3.1 Sistem Kerja <i>V-corrugated solar air collector</i> (a) Skema alat (b) Skema kolektor surya ( <i>depan</i> ) (c) Bagian-bagian peralatan.....	42
Gambar 3.2 Posisi penempatan <i>thermal sensor</i> (a) pandangan samping (b) pandangan depan.....	45
Gambar 3.3 Posisi penempatan <i>pressure tap</i> .....	45

Gambar 3.4 Peralatan penelitian. (a) <i>Pyranometer</i> , (b) <i>Voltage regulator</i> , (c) <i>Magnetic Differential Pressure Gage</i> (d) <i>Termometer Infrared</i> , (e) <i>Anemometer</i> , (f) <i>Blower</i> dan inverter, (g) <i>Thermocouple</i> multiplex dan Arduino.....	47
Gambar 3.5 Flow chart penelitian.....	50
Gambar 3.6 Flow chart pengambilan data.....	51
Gambar 3.7 Flow chart perhitungan.....	52
Gambar 4.1 Rerata intensitas radiasi tiap waktu selama 5 hari..	56
Gambar 4.2 Grafik $Q_{use}$ fungsi waktu dan intensitas pada $\dot{m}=0.03$ kg/s.....	57
Gambar 4.3 Grafik $Q_{use}$ fungsi waktu dan intensitas pada $\dot{m}=0.05$ kg/s.....	57
Gambar 4.4 Grafik $Q_{use}$ fungsi waktu dan intensitas pada $\dot{m}=0.06$ kg/s.....	58
Gambar 4.5 Grafik $Q_{use}$ fungsi waktu dan intensitas pada $\dot{m}=0.08$ kg/s.....	58
Gambar 4.6 Grafik $Q_{use}$ thermo fungsi laju alir massa.....	68
Gambar 4.7 Grafik $T_{abs}$ fungsi laju alir massa pada variasi intensitas radiasi.....	70
Gambar 4.8 Grafik $U_L$ pada kondisi actual.....	71
Gambar 4.9 Efisiensi aktual pada variasi intensitas radiasi.....	72
Gambar 4.10 Grafik perbandingan koefisien friksi terhadap <i>Reynolds Number</i> .....	74



## DAFTAR TABEL

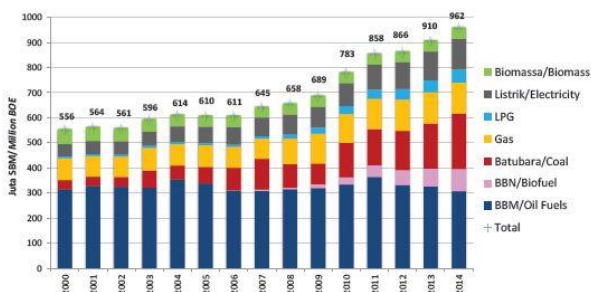
Tabel 2.1 Nilai Konstanta Untuk Persamaan <i>Enclosures</i> .....	15
Tabel 2.2 Variasi ketinggian permukaan segitiga dan jarak fin ..	35
Tabel 2.3 Variasi fin jarak serta sudut .....	37
Tabel 2.4 Variasi diameter serta jarak fin.....	38
Tabel 2.5 Variasi diameter, kemiringan serta jarak fin .....	39
Tabel 3.1 Lembar Data Eksperimen.....	49
Tabel 3.2 Desain Eksperimen.....	49

*Halaman ini sengaja dikosongkan.*

# BAB I PENDAHULUAN

## 1.1. Latar Belakang

Energi merupakan kebutuhan yang tidak dapat dilepaskan dari kehidupan manusia saat ini. Seluruh aktivitas manusia memerlukan energi agar dapat berfungsi dengan baik. Seiring dengan pertumbuhan manusia yang semakin tinggi kebutuhan terhadap energipun semakin meningkat. Berdasarkan *BPPT Indonesia Energy Outlook 2016*, konsumsi energi final menurut jenisnya selama tahun 2000-2014 masih didominasi oleh BBM (bensin, minyak solar, minyak diesel, minyak tanah, minyak bakar, avtur dan avgas) dan semakin meningkat setiap tahunnya.



Gambar 1. 1 Konsumsi Energi Final Per Jenis (BPPT, 2016)

Pada tahun 2000, konsumsi minyak solar mempunyai pangsa terbesar (38,7%) disusul minyak tanah (23,4%), bensin (23,0%), minyak bakar (9,6%), minyak diesel (3%), dan avtur (2,2%). Selanjutnya pada tahun 2014 menjadi bensin (45,5%), minyak solar (45,2%), avtur (6,3%), dan minyak tanah serta minyak bakar masing-masing sebesar 1,5%. Perubahan pola konsumsi BBM tersebut disebabkan oleh tingginya laju konsumsi bahan bakar untuk kendaraan pribadi dan pesawat udara. Konsumsi BBM di sector transportasi memiliki pangsa yang sangat tinggi yaitu 79,7% dari total konsumsi BBM. Substitusi BBM ke bahan bakar gas

(CNG, LNG) tidak efektif karena keterbatasan infrastrukturnya. Konsumsi gas bumi periode 2000-2014 meningkat dengan laju pertumbuhan rata-rata 2,6% per tahun. Pertumbuhan konsumsi gas bumi sebagai energi final tergolong rendah karena keterbatasan infrastruktur jaringan gas nasional.

Kini banyak para ahli yang mulai mengembangkan teknologi dibidang energi. *Renewable energy* pun banyak diteliti agar mendapatkan efisiensi yang semakin baik sehingga dapat dimanfaatkan manusia. Energi surya merupakan salah satu sumber *renewable energy* yang ramah, murah, dan mudah didapatkan terutama di negara Indonesia yang terletak pada garis khatulistiwa. Energi surya dapat dikonversikan menjadi energi termal dalam suatu kolektor surya (*solar collector*) yang kemudian energi termal tersebut dapat digunakan untuk memanaskan air atau udara.

Saat ini kolektor surya yang telah diteliti masih menemukan banyak kekurangan. Seperti permasalahan yang terjadi pada penyerapan kalor dari *absorber* ke fluida kerja yang digunakan sebagai perantara sehingga efisiensi kolektor masih sangat kecil. Hal ini menyebabkan banyak peneliti berupaya untuk meningkatkan efisiensi kolektor surya pemanas udara. Pada umumnya kolektor surya pemanas udara tersusun dari rangka, cover glass, dan *absorber* berbentuk datar. Modifikasi yang dilakukan untuk meningkatkan efisiensi termal pemanas udara bertenaga matahari, diantaranya adalah meningkatkan penyerapan intensitas radiasi. Penyerapan tersebut dilakukan dengan cara memperluas bidang penyerapan menggunakan *V-corrugated absorber* serta meningkatkan koefisien perpindahan panas konveksi dengan menciptakan turbulensi pada area perpindahan panas salah satunya yaitu dengan memberi tambahan *obstacle*. Salah satu penelitian yang menggabungkan antara menggabungkan plat absorber berbentuk *v-corrugated* dan diberi tambahan *obstacle* yaitu dilakukan oleh Ekadewi,dkk (2014). Pada penelitian kali ini, modifikasi yang dilakukan adalah berpedoman pada modifikasi yang telah dilakukan Ekadewi pada 2014 yaitu dengan menggunakan *v-corrugated* plat absorber dengan penambahan

*obstacle* berbentuk paruh di sepanjang saluran serta akan ditambahkan *fin* pada pelat absorber sebagai *extended surface* untuk memperluas luasan perpindahan panas.

### 1.2. Perumusan Masalah

Kolektor surya merupakan salah satu sumber energy baru yang mulai berkembang saat ini. Dengan konsumsi energy yang semakin banyak digunakan saat ini maka banyak peneliti berusaha untuk memperbaiki performa kolektor surya agar dapat menghasilkan efisiensi yang optimal. Adapun permasalahan yang akan dibahas pada penelitian ini adalah:

1. Bagaimana fenomena aliran balik yang terjadi akibat *obstacle* yang dipasang pada bagian bawah plat *absorber*?
2. Bagaimana pengaruh penambahan *fin* sebagai *extended surface* yang dipasang disisi kiri dan kanan plat *absorber* dengan kemiringan tertentu terhadap performansi dan efisiensi *Solar Air Heater*?

### 1.3. Batasan Masalah

Dalam penelitian ini adapun batasan dan asumsi yang menjadi variable terkontrol. Batasan dan asumsi yang digunakan dalam penelitian ini yaitu sebagai berikut:

1. Analisa performansi kolektor surya dilakukan pada *steady-state condition*.
2. Aliran udara yang mengalir merupakan *fully developed flow*.
3. Udara yang mengalir dengan laju alir massa 0.03, 0.05, 0.06, dan 0.08 kg/s.
4. Penggunaan bahan untuk *fin* adalah aluminium.
5. *Obstacle* terbuat dari bahan *acrylic* serta dianggap tidak memindahkan panas.
6. *Contact resistance* pada *fin* dan plat *absorber* diabaikan.
7. Pengambilan data dilaksanakan pada "*insitu condition*".
8. Data-data lain yang diperlukan dalam perencanaan dan analisa diambil sesuai dengan literatur yang relevan.

#### **1.4. Tujuan Penelitian**

Adapun tujuan dari studi eksperimen pada penelitian ini adalah:

1. Menguji performansi dan efisiensi *air solar collector* dari hasil eksperimen pada kondisi lapangan "*insitu condition*".
2. Mengetahui pengaruh perubahan kecepatan fluida masuk dan intensitas radiasi terhadap laju perpindahan panas dan efisiensi kolektor surya.
3. Menganalisa perpindahan panas yang terjadi pada *air solar collector* pada *insitu condition*.

#### **1.5. Manfaat Penelitian**

Manfaat yang dapat diambil dari penelitian kolektor surya ini adalah:

1. Mengoptimalkan performa kolektor surya.
2. Dapat mengetahui geometri kolektor surya yang paling optimal sebagai *alternative* media pengeringan.
3. Memberikan solusi terhadap permasalahan krisis energi.

## BAB II TINJAUAN PUSTAKA

### 2.1. Dasar Teori Perpindahan Panas

Perpindahan panas adalah perpindahan energi yang terjadi pada media yang memiliki temperature tinggi menuju ke media yang bertemperature rendah. Ada beberapa bentuk perpindahan panas yaitu konduksi, konveksi dan radiasi

#### 2.1.1 Perpindahan Panas Konduksi

Perpindahan panas secara konduksi merupakan perpindahan panas tanpa disertai perpindahan molekul media perantaranya. Konduksi dapat terjadi pada material *solid* karena memiliki molekul yang rapat dan teratur. Perpindahan panas dapat terjadi karena molekul yang rapat tersebut bergetar akibat adanya beda temperatur, molekul tersebut akan menabrak molekul di sebelahnya dan mengakibatkan molekul yang ditabrak memperoleh energi tambahan. Besarnya laju perpindahan panas dapat dinyatakan dalam bentuk *Heat Flux*,  $q''$  ( $\frac{Watt}{m^2}$ ), yaitu perpindahan panas per satuan luas, dimana arah perpindahan panas tegak lurus dengan luasan dan besarnya sebanding dengan gradien temperaturnya. Persamaan konduksi didapatkan sebagai berikut :

$$q'' \text{ conduction} = k \frac{T_2 - T_1}{L} = k \frac{\Delta T}{L} \dots \dots \dots (2.1)$$

dengan :

- $q''$  : fluks perpindahan panas konduksi ( $W/m^2$ )
- $k$  : *properties* yang disebut sebagai konduktifitas termal ( $\frac{W}{m.K}$ )
- $T_1$  : temperatur pada awal saat masuk (K)
- $T_2$  : temperatur pada akhir saat keluar (K)

#### 2.1.2 Perpindahan Panas Konveksi

Perpindahan panas secara konveksi adalah bentuk perpindahan panas disertai perpindahan molekul-molekul media perantaranya. Konveksi dapat terjadi pada zat cair dan gas yang

memiliki molekul bebas. Secara umum, perpindahan panas konveksi dibagi menjadi dua yaitu *forced convection* atau proses konveksi yang terjadi secara paksa yaitu perpindahan panas karena adanya faktor luar, misalnya *fan, blower, air conditioner*, dan sebagainya. Selain itu konveksi juga dapat terjadi secara natural atau *free convection* yaitu perpindahan panas tanpa ada faktor luar melainkan karena *bouyancy forced*. Persamaan konveksi dinyatakan dalam persamaan sebagai berikut :

$$q''_{convection} = h(T_s - T_\infty) \dots \dots \dots (2.2)$$

dengan:

$q''_{conv}$  : fluks perpindahan panas konveksi ( $W/m^2$ )

$h$  : koefisien konveksi ( $\frac{W}{K.m^2}$ )

$T_s$  : temperatur permukaan (K)

$T_\infty$  : temperatur fluida (K)

Koefisien perpindahan panas konveksi ( $h$ ) didapatkan dari hasil perhitungan dengan beberapa faktor yang mempengaruhi. Beberapa parameter tidak berdimensi digunakan untuk menghitung nilai koefisien perpindahan panas konveksi. Parameter-parameter tersebut antara lain:

- **Reynolds number ( $Re$ )**, bilangan tak berdimensi yang menunjukkan perbandingan antara gaya inersia dengan gaya gesek. Suatu aliran dapat dikatakan sebagai aliran laminar atau turbulen dengan menghitung besar bilangan *Reynolds*. Bilangan *Reynolds* dirumuskan dalam persamaan berikut :

$$Re = \frac{V.L}{\nu} \dots \dots \dots (2.3)$$

dengan:

$V$  : kecepatan fluida (m/s)

$L$  : panjang lintasan (m)

$\nu$  : koefisien gesek kinematis ( $m^2/s$ )

- **Prandtl number ( $Pr$ )**, bilangan tak berdimensi yang menunjukkan perbandingan antara viskositas kinematis dengan difusivitas panas. Bilangan *Prandtl* dirumuskan persamaan sebagai berikut :



$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} \dots\dots\dots (2.4)$$

dengan:

$\nu$  : koefisien gesek kinematis (m<sup>2</sup>/s)

$\alpha$  : difusivitas panas (m<sup>2</sup>/s)

- **Nusselt number (Nu)**, bilangan tanpa dimensi yang menunjukkan perbandingan antara koefisien perpindahan panas konveksi (h) dengan koefisien perpindahan panas konduksi (k). Bilangan Nusselt dirumuskan persamaan sebagai berikut :

$$Nu = \frac{h.L}{k} \dots\dots\dots (2.5)$$

dengan:

L : panjang (m)

h : koefisien konveksi (W/m<sup>2</sup>.K)

k : koefisien konduksi (W/m.K)

### 2.1.3 Perpindahan Panas Radiasi

Radiasi adalah perpindahan panas melalui gelombang elektromagnetik. Pada radiasi, perpindahan kalor atau energi merambat tanpa membutuhkan zat perantara. Pada umumnya, setiap benda dapat memancarkan dan menyerap energi radiasi pada panjang gelombang yang berbeda-beda. Faktor yang mempengaruhi laju perpindahan panas radiasi yaitu kemampuan benda untuk memancarkan radiasi ( $\epsilon$ ), dan temperatur masing-masing benda. Laju perpindahan panas radiasi dapat ditunjukkan oleh persamaan sebagai berikut :

$$q''_{\text{radiation}} = \sigma \cdot \epsilon_{\text{bahan}} \cdot (T_s^4 - T_{\text{sur}}^4) \dots\dots\dots (2.6)$$

dengan:

$q''_{\text{rad}}$  : fluks panas radiasi (W/m<sup>2</sup>)

$T_s$  : temperatur permukaan (K)

$T_{\text{sur}}$  : temperatur lingkungan (K)

$\sigma$  : konstanta Stephen Boltzman (5.6697.10<sup>-8</sup> W/m<sup>2</sup>.K<sup>4</sup>)

$\epsilon_{\text{bahan}}$  : emmisivitas bahan

Laju perpindahan panas radiasi juga dapat dituliskan dalam bentuk lain, seperti yang ditunjukkan pada persamaan sebagai berikut :

$$q''_{rad} = h_r(T_s - T_{sur}) \dots\dots\dots(2.7)$$

dengan :

$h_r$  : koefisien perpindahan panas radiasi

Dari persamaan 2.6 dan 2.7, nilai  $h_r$  dirumuskan persamaan sebagai berikut :

$$h_r = \sigma \cdot \varepsilon(T_s + T_{sur})(T_s^4 - T_{sur}^4) \dots\dots\dots(2.8)$$

Laju perpindahan panas radiasi untuk dua plat paralel, ditunjukkan oleh persamaan berikut :

$$q''_{rad} = \frac{\sigma}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1}(T_1^4 - T_2^4) \dots\dots\dots(2.9)$$

dengan:

$T_1$  : temperatur permukaan (K)

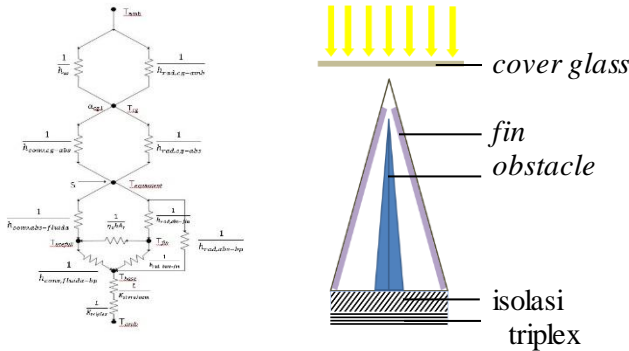
$T_2$  : temperatur *surrounding* (K)

$\varepsilon_1$  : emmisivitas bahan 1

$\varepsilon_2$  : emmisivitas bahan 2

**2.1.4 Konsep Tahanan Thermal pada Kolektor Surya**

Proses perpindahan panas yang terjadi pada kolektor surya berbentuk *vee-corrugated* dapat digambarkan melalui *equivalent thermal circuit*, dibawah ini:



Gambar 2.1 Skema tahanan thermal kolektor surya *v-corrugated*

### 2.1.5. Prinsip Kerja Kolektor Surya Pemanas Udara

Kolektor surya merupakan alat yang mampu merubah energi radiasi matahari menjadi energi panas. Kolektor surya mampu menyerap panas matahari yang selanjutnya panas tersebut digunakan untuk memanaskan fluida kerja dan kemudian dikonversikan menjadi energi. Intensitas matahari yang dipancarkan tiap waktu akan memengaruhi besarnya energi panas yang dipindahkan oleh kolektor surya serta kemampuan kolektor untuk menyerap radiasi matahari itu sendiri. Suatu kolektor surya pada dasarnya terdiri dari plat *absorber*, kaca penutup (*cover glass*) transparan yang dipasang di atas plat *absorber* agar meminimalisir kehilangan kalor secara konveksi dan radiasi ke atmosfer, serta isolasi di bagian bawah dan samping kiri kanan untuk mengurangi kehilangan kalor secara konduksi. Dimensi plat *absorber* dapat dibentuk berupa plat datar maupun plat yang ditekuk sehingga membentuk saluran penampang segitiga atau plat tipe *v-corrugated*.

Modifikasi kolektor surya kini banyak dilakukan sebagai upaya untuk meningkatkan performansi dari kolektor surya. Beberapa modifikasi tersebut antara lain dengan cara penambahan *fin*, *obstacle*, memperluas bidang penyerapan hingga intensitas penyinaran oleh sinar matahari terhadap kolektor surya. Semakin tinggi intensitas matahari maka semakin tinggi pula panas radiasi matahari yang diserap oleh kolektor surya. Prinsip kerja kolektor surya dimulai dengan radiasi matahari yang menembus kaca penutup, kemudian mengenai plat *absorber* yang kemudian meyalurkan kalor tersebut ke fluida yang mengalir pada saluran di bawah atau di atas plat penyerap. Karena menerima kalor dari plat penyerap, maka terjadi perpindahan energi panas antara plat *absorber* dengan fluida mengalir sehingga temperatur fluida mengalami kenaikan ketika keluar dari kolektor surya. Fluida kerja dalam kolektor dapat berupa air atau udara.

Peningkatan efisiensi kolektor surya salah satunya adalah dengan cara penggunaan saluran berpenampang segitiga atau *v-corrugated absorber plate* digabungkan dengan *obstacles*

berbentuk segitiga secara *inline*, dan pada penelitian ini ditambahkan *fin* dengan bentuk yang terbaik agar performansi kolektor surya dapat meningkat.

### 2.1.6. Radiasi Matahari yang Diserap Kolektor Surya

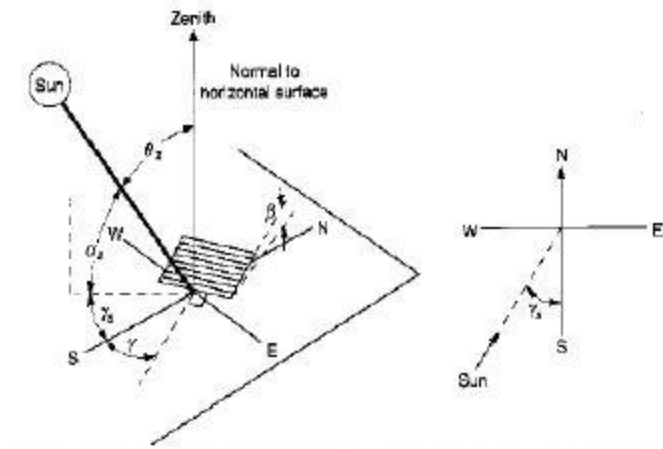
Matahari merupakan sumber energi yang bermanfaat bagi kehidupan di bumi, radiasi matahari yang berupa pancaran energy dapat dimanfaatkan untuk kehidupan manusia misalnya sebagai alat pengering, selain itu energi ini melimpah, namun pemanfaatan energi ini jarang sekali digunakan oleh manusia padahal banyak sekali manfaat untuk kehidupan manusia selama matahari ini memancarkan sinar, kolektor surya merupakan salah satu alat yang dapat memanfaatkan energi matahari. Energi matahari mengeluarkan radiasi rata-rata sebesar  $G_{sc} = 1353 \frac{W}{m^2}$  setiap saat, ada beberapa faktor yang mempengaruhi kolektor surya untuk menyerap pancaran radiasi matahari anatara lain:

- Tingkat transmisivitas dan absorpsivitas dari bahan kolektor.
- Pengaruh adanya atmosfer bumi.
- Nilai dari intensitas radiasi matahari di bidang ekstraterrestrial (merupakan radiasi matahari di luar atmosfer).
- Waktu.
- Lokasi penempatan kolektor surya.

#### 2.1.6.1 Penempatan Lokasi dan Kemiringan Permukaan Kolektor terhadap Radiasi

##### Matahari

Bagaimana penempatan lokasi dan kemiringan permukaan kolektor terhadap radiasi matahari serta menentukan besar sudut datang radiasi matahari adalah berpengaruh terhadap efektif dari kolektor surya. Di bawah ini merupakan macam-macam sudut dan hubungan permukaan kolektor surya terhadap radiasi matahari seperti gambar di bawah ini:



Gambar 2.2 Sudut-sudut yang berpengaruh pada radiasi matahari

Keterangan:

$\Phi$  : Sudut lintang, sudut lokasi suatu tempat di muka bumi utara atau selatan terhadap

ekuator, nilai positif untuk arah utara;  $-90^\circ \leq \Phi \leq 90^\circ$ .

$\delta$  : Sudut deklinasi matahari terhadap garis *zenith* di ekuator pada saat pukul 12.00

waktu matahari (nilai positif untuk arah utara).

$\beta$  : Sudut kemiringan, yaitu sudut antara bidang kolektor dengan bidang horizontal.

$\gamma$  : Sudut azimuth permukaan, yaitu sudut antara proyeksi permukaan pada bidang

horizontal dengan meridian (titik nol di selatan, arah timur bernilai negatif dan arah barat bernilai positif).

$\omega$  : Sudut jam (waktu dilakukannya penelitian),  $\omega$  bernilai nol (0) pada tengah hari (pukul 12.00),  $\omega > 0$  pada pagi hari dan  $\omega < 0$  pada sore hari. Setiap jam setara dengan  $15^\circ$  sudut  $\omega$  ini.

- Θ : Sudut datang berkas sinar, yaitu sudut yang dibentuk oleh radiasi matahari langsung dengan garis normal bidang / permukaan.
- Θz : Sudut zenith, yaitu sudut antara radiasi matahari langsung dengan garis normal bidang horizontal.
- α : Sudut ketinggian matahari, yaitu sudut antara radiasi matahari langsung dengan bidang horizontal.

Hubungan antara sinar datang (Θ) matahari, dengan sudut-sudut yang lain, dinyatakan pada persamaan berikut :

$$\cos \theta = \sin \delta . \sin \Phi . \cos \beta - \sin \delta . \cos \Phi . \sin \beta . \cos \gamma + \cos \delta . \cos \Phi . \cos \beta . \cos \omega + \cos \delta . \sin \Phi . \sin \beta . \cos \gamma . \cos \omega + \cos \delta . \sin \beta . \sin \gamma . \sin \omega \dots\dots\dots (2.10)$$

Dimana :

δ = sudut deklinasi (*declination*)

$$\delta = 23,45 \sin \left( 360 \frac{284+n}{365} \right)$$

n : merupakan urutan hari dari awal tahun hingga waktu penelitian dilakukan

ω = sudut jam (*hour angle*), dimana ω berharga nol ketika tepat pada pukul 12.00, ke arah

pagi bertanda positif (a.m.) dan ke arah petang bertanda negatif (p.m.), setiap jam setara 15°.

**2.1.6.2 Radiasi Matahari di Luar Atmosfer (Ekstraterrestrial)**

Radiasi matahari di luar atmosfer (ekstraterrestrial) pada bidang horizontal, dapat ditunjukkan dalam persamaan:

$$I_o = \frac{12 \times 3600}{\pi} G_{sc} \left[ 1 + 0.033 \cos \frac{360n}{365} \right] \times \left[ \cos \emptyset \cos \delta (\sin \omega 2 - \sin \omega 1) + \frac{\pi (\omega 2 - \omega 1)}{180} \sin \emptyset \sin \delta \right] \dots\dots\dots (2.11)$$

Dimana :

$I_o$  = radiasi matahari total di (*extraterrestrial*) pada permukaan horizontal tiap satuan jam (Mj/jam).

$G_{sc}$  = konstanta surya = 1353 W/m<sup>2</sup>

$\omega_1$  = sudut waktu pada saat awal penelitian

$\omega_2$  = sudut waktu setelah penelitian berlangsung 1 jam

Radiasi matahari yang diserap oleh plat kolektor surya (S), dihitung berdasarkan persamaan sebagai berikut:

$$S = 1,01 \tau \alpha I_T \dots\dots\dots (2.12)$$

Dimana :

$\tau$  = transmisivitas kaca penutup

$\alpha$  = absorptivitas plat absorber

$I_T$  = intensitas matahari (W/m<sup>2</sup>)

**2.1.7. Analisa Perpindahan Panas pada Kolektor Surya Pemanas Udara**

**2.1.7.1 Analisa Perpindahan Panas Konveksi**

**2.1.7.1.1 Koefisien perpindahan panas konveksi antara kaca penutup dengan udara luar ( $h_w$ )**

Koefisien perpindahan panas konveksi oleh kaca penutup terhadap udara luar ( $h_w$ ), didasarkan pada hembusan angin di atas kaca penutup, dengan memakai persamaan :

$$h_w = \frac{Nu_L K}{L} \dots\dots\dots (2.13)$$

dengan :

$h_w$  : koefisien konveksi *wind* (W/m<sup>2</sup>K)

$k$  : koefisien konduksi (W/mK)

$L$  : panjang *cover* (m)

Untuk *free convection* bilangan *Nusselt* menggunakan persamaan sebagai berikut :

- Aliran pada *inclined* dan *horizontal plate* (permukaan plat bagian atas panas dan permukaan plat bagian bawah dingin)

$$Nu_L = 0.54 Ra_L^{\frac{1}{4}} \dots\dots\dots (2.14)$$

$$\begin{aligned}
 & 10^4 \leq Ra_L \leq 10^7 \\
 Nu_L = 0.15 Ra_L^{\frac{1}{3}} & \dots\dots\dots (2.15) \\
 & 10^7 \leq Ra_L \leq 10^{11}
 \end{aligned}$$

$$Ra_L = \frac{g\beta'\Delta T_{amb-cg}L^3}{\nu\alpha} \dots\dots\dots (2.16)$$

dengan :

- g : konstanta gravitasi (m/s<sup>2</sup>)
- β' : koefisien ekspansi volumetrik (untuk gas ideal β' =  $\frac{1}{T}$ )
- ΔT : perbedaan temperatur antara kaca penutup dengan plat *absorber*
- L : panjang karakteristik kaca penutup (m)
- ν : viskositas kinematik (m<sup>2</sup>/s)
- α : viskositas thermal (m<sup>2</sup>/s)

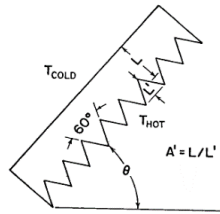
**2.1.7.1.2 Koefisien perpindahan panas konveksi antara kaca penutup dengan plat *absorber* (h<sub>conv,cg-abs</sub>)**

Pada tahun 1978, Randall melakukan penelitian mengenai kolektor surya dengan *Vee-Corrugated*. Plat *absorber* bentuk-V dengan gelombang ke arah horizontal pada kolektor surya bertujuan untuk meningkatkan kemampuan penyerapan terhadap perpindahan panas radiasi. Perpindahan panas konveksi yang terjadi antara plat *absorber* dengan kaca penutup adalah *free convection*. Randall menginvestigasi permukaan gelombang bentuk-V dan mengkorelasikan data dalam bilangan *Reynolds* dan *Nusselt* dalam bentuk persamaan :

$$Nu = C_3 \cdot Ra^n \dots\dots\dots (2.17)$$

dengan nilai C<sub>3</sub> dan n diberikan pada Tabel 2.1 berikut sebagai fungsi dari sudut kemiringan gelombang (β) dan aspek perbandingan bentuk-V (A'), yakni perbandingan antara jarak plat *absorber* ke kaca penutup (L) terhadap tinggi gelombang (L') seperti terlihat gambar di bawah ini:





Gambar 2. 3 Skema absorber bentuk-V dan kaca penutup

Tabel 2. 1 Nilai konstanta untuk penggunaan persamaan (2.17)

$\theta$	$A'$	$C_3$	$n$
$0^0$	0,75	0,06	0,41
	1	0,06	0,41
	2	0,043	0,41
$45^0$	0,75	0,75	0,36
	1	0,082	0,36
	2	0,037	0,41
$60^0$	0,75	0,162	0,3
	1	0,141	0,3
	2	0,027	0,42

Adapun nilai persamaan *Rayleigh* memakai persamaan yakni :

$$Ra = \frac{g\beta'\Delta T_{cg-abs}L^3}{\nu\alpha} = \frac{g\frac{1}{T_f} \Delta T_{cg-abs}L^3}{\nu\alpha} \dots\dots\dots (2. 18)$$

dengan :

- $g$  : konstanta gravitasi ( $m/s^2$ )
- $\beta'$  : koefisien ekspansi volumetrik (untuk gas ideal  $\beta' = \frac{1}{T}$ )
- $\Delta T$  : perbedaan temperatur antara kaca penutup dengan plat absorber
- $L$  : panjang karakteristik kaca penutup (m)
- $\nu$  : viskositas kinematik ( $m^2/s$ )
- $\alpha$  : viskositas thermal ( $m^2/s$ )

Sehingga diperoleh nilai koefisien konveksi antara pelat absorber dengan kaca penutup dengan persamaan :

$$h_{\text{conv,cg-abs}} = \frac{Nu.k}{L} \dots\dots\dots(2. 19)$$

**2.1.7.1.3 Koefisien perpindahan panas konveksi antara plat absorber dengan fluida**

**( $h_{\text{conv,abs-fluida}}$ )**

Perpindahan panas konveksi yang terjadi antara plat absorber dengan fluida yang mengalir terjadi secara *forced convection*. Untuk mendapatkan bilangan *Nusselt* pada plat absorber yang berbentuk *V-corrugated* dengan penambahan *obstacle* dan *fin* maka memakai persamaan *enclosures* sebagai berikut:

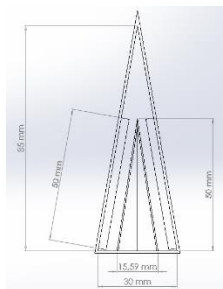
$$Nu_D = \frac{h \times D_h}{k_{\text{fluida}}} \dots\dots\dots(2.20)$$

$$D_h = \frac{4 \times A_c}{P} \dots\dots\dots(2.21)$$

dengan :

- h : koefisien konveksi (W/m<sup>2</sup>K)
- k<sub>fluida</sub> : konduktifitas fluida (W/mK)
- D<sub>h</sub> : diameter hidrolik (m)
- A<sub>c</sub> : luasan *inlet* fluida (m<sup>2</sup>)
- P : keliling *inlet* fluida (m)

Dimana D<sub>h</sub> dapat dihitung dengan mengetahui besarnya luasan penampang yang dilalui fluida (A<sub>c</sub>), dapat dilihat pada Gambar 2.4 :



Gambar 2.4 Luasan penampang *inlet* fluida. (Tampak depan)

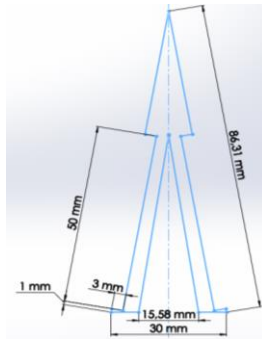
$$A_{duct} = \frac{\text{lebar duct} \times \text{tinggi duct}}{2} \dots\dots\dots (2. 22)$$

$$A_{fin} = \text{tinggi segitiga} \times \text{tinggi fin} \times 2 \dots\dots\dots (2. 23)$$

$$A_{obs} = \frac{\text{lebar obstacle} \times \text{tinggi obstacle}}{2} \dots\dots\dots (2. 24)$$

$$A_c = A_{duct} - (A_{fin} + A_{obs}) \dots\dots\dots (2. 25)$$

Sedangkan besarnya keliling penampang yang dilalui fluida (P) pada Gambar 2.5 dapat dihitung berdasarkan:



Gambar 2. 5 Keliling penampang *inlet* fluida. (Tampak depan)

$$P = (\text{lebar sisi duct} \times 2) + (\text{tinggi segitiga} \times 4) + (\text{lebar duct} - \text{alas obstacle}) + (\text{tinggi obstacle} \times 2) \dots\dots\dots (2. 26)$$

Sedangkan *Reynolds Number* memakai persamaan yakni :

$$Re_{D_h} = \frac{\rho \times V \times D_h}{\mu} \dots\dots\dots (2. 27)$$

dengan :

- $\rho$  : massa jenis fluida ( $\frac{kg}{m^3}$ )
- $V$  : kecepatan fluida masuk (m/s)
- $D_h$  : diameter hidrolik (m)
- $\mu$  : viskositas dinamik ( $\frac{m.s}{kg}$ )

Untuk *forced convection* aliran dalam saluran dapat dikategorikan menjadi:

- Aliran *Laminer*, jika  $Re_{D_h} < 2300$

Jika,  $T_s = \text{constant}$ , maka  $Nu_D = 3,66$   
 .....(2. 28)

Jika,  $q'' = \text{constant}$ , maka  $Nu_D = 4,36$   
 .....(2. 29)

- Aliran *Turbulent*, jika  $Re_{D_h} > 2300$

$$Nu_D = 0.023 Re_{D_h}^{\frac{4}{5}} Pr^n \dots\dots\dots (2. 30)$$

dimana,

$$n = 0,4 \text{ for heating}$$

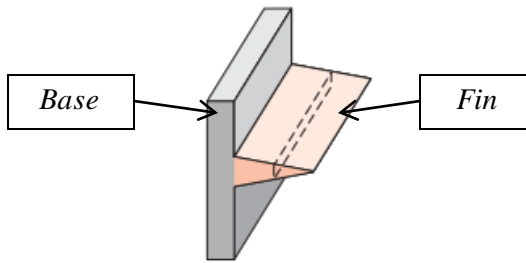
$$n = 0,3 \text{ for cooling}$$

Sehingga diperoleh nilai koefisien konveksi antara plat *absorber* dengan fluida dengan persamaan :

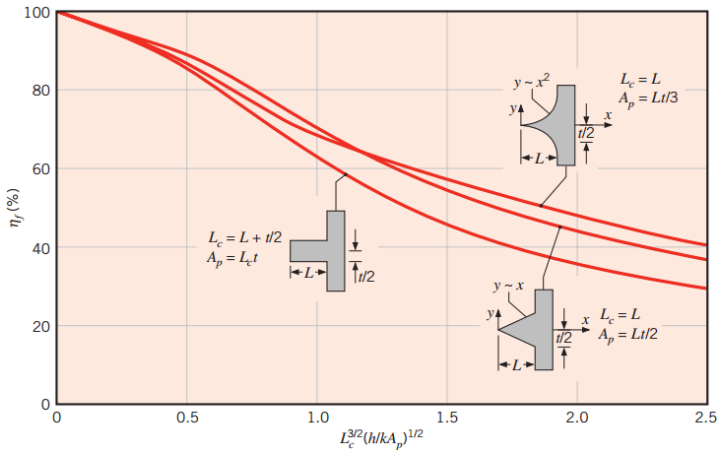
$$h_{\text{conv,abs-fluida}} = \frac{Nu_D \times K_{\text{fluida}}}{D_h} \dots\dots\dots (2. 31)$$

#### 2.1.7.1.4 Koefisien perpindahan panas konveksi antara *fin* dengan fluida ( $h_{\text{conv,fin-fluida}}$ )

Efisiensi perpindahan panas akan bertambah seiring dengan pertambahan luas penampang. Oleh karena itu, untuk memperbesar kapasitas perpindahan panas dilakukan modifikasi pada dimensi kolektor surya. Modifikasi dari kolektor surya ini adalah dengan memberi *extended surface* yang berupa *fin* (sirip) pada plat *absorber* sehingga luas permukaan semakin besar dan memungkinkan perpindahan panas meningkat. *Extended surface* ditunjukkan pada Gambar 2.6.



Gambar 2. 6 Permukaan dengan *fin*



Gambar 2. 7 Grafik efisiensi *fin* berdasarkan bentuknya.

Untuk menghitung luasan total pada *extended surface* yang berbentuk prisma segitiga maka menggunakan persamaan berikut:

$$A_t = NA_f + A_b \dots\dots\dots (2. 32)$$

$$A_f = 2w \left[ L^2 + \left( \frac{t}{2} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \dots\dots\dots (2. 33)$$

dengan :

- $A_t$  : luasan total (m<sup>2</sup>)
- $N$  : jumlah *fin* yang disusun
- $A_f$  : luasan *fin* (m<sup>2</sup>)
- $A_b$  : luasan permukaan tanpa *fin* (m<sup>2</sup>)

Sedangkan efisiensi total (*overall surface efficiency*) dapat dihitung dengan menggunakan persamaan berikut :

$$\eta_o = 1 - \frac{NA_f}{A_t} (1 - \eta_f) \dots\dots\dots (2. 34)$$

dengan :

- $\eta_o$  : efisiensi *overall fin*
- $\eta_f$  : efisiensi satu *fin*
- $A_t$  : luasan permukaan total *fin array* (m<sup>2</sup>)

- N : jumlah *fin* yang disusun
- A<sub>f</sub> : luasan permukaan *fin* (m<sup>2</sup>)

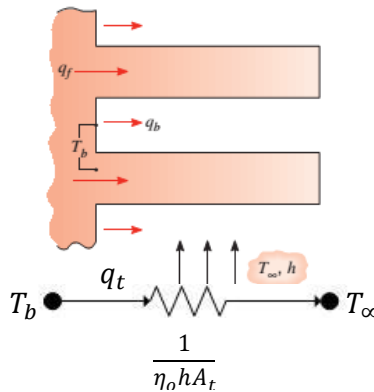
Laju perpindahan panas konveksi total dari *fin* dan plat dimana koefisien konveksi diasumsikan sama pada tiap *fin* dan plat menggunakan persamaan berikut :

$$q_t = hA_t \left[ 1 - \frac{NA_f}{A_t} (1 - \eta_f) \right] \theta_{abs} \dots\dots\dots (2. 35)$$

dengan :

- h : koefisien konveksi (W/m<sup>2</sup>K)
- N : jumlah *fin* yang disusun
- A<sub>f</sub> : luasan *fin* (m<sup>2</sup>)
- A<sub>t</sub> : luasan total (m<sup>2</sup>)
- η<sub>f</sub> : efisiensi dari satu *fin*
- θ<sub>abs</sub> : perbedaan temperatur *base fin* dan lingkungan *fin* (K)

Tahanan termal pada *fin* yang disusun dapat dilihat pada Gambar 2.8 dijabarkan dalam persamaan di bawah ini :



Gambar 2. 8 Tahanan termal pada *fin* yang disusun.

$$R_{t,o} = \frac{\theta_{abs}}{q_t} = \frac{1}{\eta_o h A_t} \dots\dots\dots (2. 36)$$

dengan :

- h : koefisien konveksi (W/m<sup>2</sup>K)
- A<sub>t</sub> : luasan total permukaan *fin array* (m<sup>2</sup>)

- $\eta_o$  : efisiensi *overall fin*  
 $\theta_{abs}$  :  $T_{abs} - T_{fluida}$  (K)  
 $q_t$  : total laju perpindahan panas pada *fin* (Watt)

Sedangkan untuk *fin* yang berbentuk silinder maka nilai koefisien konveksi *fin* dapat dihitung dengan menggunakan persamaan sebagai berikut:

$$h_f = \frac{\frac{1}{A_f} \int_{A_f} q_f dA_f}{\Delta T_{Imp}} \dots \dots \dots (2.37)$$

$$\Delta T_{Imp} = \frac{(T_{f_{pw}} - T_{in}) - (T_{lpw} - T_{out})}{\ln\left(\frac{(T_{f_{pw}} - T_{in})}{(T_{lpw} - T_{out})}\right)} \dots \dots \dots (2.38)$$

$$A_f = N(\pi D_f L + \pi \frac{D_f^2}{4}) \dots \dots \dots (2.39)$$

$$q_f = \frac{\dot{Q}_t}{A_f} \dots \dots \dots (2.40)$$

$$\dot{Q}_t = \dot{m}_f C_{p,f} (T_{out} - T_{in}) \dots \dots \dots (2.41)$$

Dimana :

- $q_f$  : *local heat flux* dari *pin fin* ke fluida (Watt/ m<sup>2</sup>)  
 $\dot{Q}_t$  : *Total heat transfer* dari *base wall* ke *pin fin* (Watt)  
 $\dot{m}_f$  : laju alira massa fluida (kg/s)  
 $C_p$  : panas jenis fluida atau *spesifik heat of fluid* (J/Kg.°C)  
 $D_f$  : Diameter *pin fin* (m)  
 $L$  : Panjang *pin fin* (m)  
 $N$  : Jumlah susunan *pin fin*  
 $A_f$  : luasan *pin fin* yang dikenai fluida (m<sup>2</sup>)  
 $T_{Imp}$  : Temperatur rata-rata *fin* terhadap fluida (K)  
 $T_{f_{pw}}$  : Temperatur rata-rata *wall* pada *fin* pertama (K)  
 $T_{in}$  : Temperatur fluida masuk (K)  
 $T_{lpw}$  : Temperatur rata-rata *wall* pada *fin* terakhir (K)  
 $T_{out}$  : Temperatur fluida keluar (K)

### 2.1.7.1.5 Koefisien perpindahan panas konveksi antara fluida dengan base ( $h_{\text{conv,fluida-base}}$ )

Perpindahan panas konveksi yang terjadi antara fluida dengan base adalah *forced convection*, maka untuk mendapatkan bilangan *Nusselt* memakai persamaan (2.27) dan (2.28).

Adapun *Reynolds Number* memakai persamaan yakni :

$$\text{Re}_{D_h} = \frac{\rho \times V \times D_h}{\mu} \dots\dots\dots (2. 42)$$

dengan :

- $\rho$  : massa jenis fluida ( $\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$ )
- $V$  : kecepatan fluida masuk (m/s)
- $D_h$  : diameter hidrolik (m)
- $\mu$  : viskositas dinamik ( $\frac{\text{m.s}}{\text{kg}}$ )

Sehingga diperoleh nilai koefisien konveksi antara plat absorber dengan fluida dengan persamaan :

$$h_{\text{conv,fluida-base}} = \frac{\text{Nu}_D \times K_{\text{fluida}}}{D_h} \dots\dots\dots (2. 43)$$

### 2.1.7.2 Analisa Perpindahan Panas Radiasi

#### 2.1.7.2.1 Koefisien perpindahan panas radiasi antara kaca penutup dengan udara luar ( $h_{\text{r,cg-amb}}$ )

Koefisien perpindahan panas radiasi pada penutup kaca (*cover glass*) dengan udara sekitar terjadi karena pengaruh intensitas yang diberikan pada *cover glass* oleh matahari, dapat dihitung dengan persamaan:

$$h_{\text{r,cg-amb}} = \epsilon_{\text{cg}} \sigma \frac{(T_{\text{cg}} + T_{\text{amb}})(T_{\text{cg}}^2 + T_{\text{amb}}^2)(T_{\text{cg}} - T_{\text{amb}})}{(T_{\text{cg}} - T_{\text{amb}})} \dots\dots (2. 44)$$

dengan :

- $\epsilon_{\text{cg}}$  : emisivitas *cover glass*
- $\sigma$  : konstanta Boltzman ( $5,6667 \times 10^{-8} \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}^4}$ )
- $T_c$  : temperatur penutup (K)
- $T_{\text{amb}}$  : temperatur *ambient* (K)



### 2.1.7.2.2 Koefisien perpindahan panas radiasi antara kaca penutup dengan plat *absorber* ( $h_{r,cg-abs}$ )

Dimensi serta geometri dari kolektor surya akan berpengaruh pada proses radiasi dari plat absorber ke sekelilingnya. Untuk mendapatkan penyelesaian perpindahan panas radiasi pada plat *V-corrugated* perlu mempertimbangkan *view factor* yang merupakan nilai porsi atau bagian radiasi yang meninggalkan permukaan satu dan mengenai lainnya. Perhitungan *view factor* dapat menggunakan persamaan sebagai berikut :

$$F_{1-3} = 1 - \sin \frac{\alpha}{2} \dots \dots \dots (2. 45)$$

$$F_{12-3} = \frac{2L(F_{1-3})}{2L+2H} \dots \dots \dots (2. 46)$$

dengan :

$F_{1-3}$  : *view factor* sisi miring bidang terhadap *cover glass*

$F_{12-3}$  : *view factor* dua sisi miring gelombang terhadap *cover glass*

$\alpha$  : besar sudut gelombang ( $20^0$ )

L : sisi miring plat absorber (0,086 m)

H : Ketinggian *equivalent* luasan dimana terjadi konveksi bebas yaitu ketinggian *parallel slat arrays* ditambah dengan setengah dari ketinggian segitiga *absorber*, yaitu  $H = 1 \text{ cm} + (\frac{1}{2} \times 8,5 \text{ cm}) = 5,25 \text{ cm}$

Setelah perhitungan di atas diperoleh faktor bentuk tersebut, maka akan diperoleh koefisien perpindahan panas radiasi yang dipancarkan ke permukaan *cover* :

$$h_{r,cg-abs} = \frac{\sigma(T_{abs}^2 + T_{cg}^2)(T_{abs} + T_{cg})}{\frac{1 - \epsilon_{abs}}{\epsilon_{abs}} + \frac{1}{F_{12-3}} + \frac{(1 - \epsilon_{cg})A_{abs}}{A_{cg}}} \dots \dots \dots (2. 47)$$

dengan :

$\epsilon_{abs}$  : emisivitas plat *absorber*

$\epsilon_{cg}$  : emisivitas *cover glass*

$\sigma$  : konstanta Boltzman ( $5,6667 \times 10^{-8} \frac{W}{m^2 K^4}$ )

$A_{abs}$  : Luas efektif plat *absorber* ( $m^2$ )

$A_{cg}$  : Luas efektif *cover glass* ( $m^2$ )

**2.1.7.2.3 Koefisien perpindahan panas radiasi antara plat absorber dengan fin ( $h_{r,abs-fin}$ )**

Salah satu modifikasi untuk menambah efisiensi perpindahan panas yaitu dengan memperbesar luas penampang atau dengan menambahkan fin pada sisi plat absorber. Penambahan fin pada sisi-sisi plat absorber akan menimbulkan perpindahan panas radiasi pada plat absorber. Untuk mendapatkan penyelesaian perpindahan panas radiasi pada plat-V dan fin, adapun untuk perhitungan view factor dapat menggunakan persamaan:

$$F_{1-4} = 1 - \sin \frac{\alpha}{2} \dots\dots\dots (2. 48)$$

$$F_{12-4} = \frac{2L(F_{1-4})}{2t_{fin}+W} \dots\dots\dots (2. 49)$$

dengan :

- $F_{1-4}$  : view factor sisi miring bidang terhadap fin
- $\alpha$  : besar sudut gelombang ( $20^0$ )
- $F_{12-4}$  : view factor dua sisi miring gelombang terhadap fin
- $t_{fin}$  : tinggi segitiga pada fin (m)
- $W$  : lebar alas kolektor surya (0,030 m)

Setelah diperoleh faktor dimensi tersebut, maka akan diperoleh koefisien perpindahan panas radiasi yang dipancarkan ke permukaan plat absorber.

$$h_{r,abs-fin} = \frac{\sigma(T_{abs}^2+T_{fin}^2)(T_{abs}+T_{fin})}{\frac{1-\epsilon_{abs}}{\epsilon_{abs}} + \frac{1}{F_{12-4}} + \frac{(1-\epsilon_{fin})A_{abs}}{A_{fin}}} \dots\dots\dots (2. 50)$$

dengan :

- $\epsilon_{abs}$  : emisivitas absorber
- $\epsilon_{fin}$  : emisivitas fin
- $A_{abs}$  : Luas efektif plat absorber (m<sup>2</sup>)
- $A_{fin}$  : Luas efektif fin (m<sup>2</sup>)

**2.1.7.2.4 Koefisien perpindahan panas radiasi antara plat absorber dengan base ( $h_{r,abs-base}$ )**

Plat absorber akan menimbulkan perpindahan panas radiasi pada alas (base). Untuk mendapatkan penyelesaian perpindahan panas radiasi pada plat-V dan alas, adapun untuk perhitungan view factor memakai persamaan 2.41. Setelah perhitungan di atas

diperoleh faktor bentuk tersebut, maka akan diperoleh koefisien perpindahan panas radiasi yang dipancarkan ke permukaan *cover*:

$$h_{r,abs-base} = \frac{\sigma(T_{abs}^2 + T_{base}^2)(T_{abs} + T_{base})}{\frac{1 - \epsilon_{abs}}{\epsilon_{abs}} + \frac{1}{F_{12-4}} + \frac{(1 - \epsilon_{base})A_{abs}}{A_{base}}} \dots\dots\dots (2. 51)$$

dengan :

- $\epsilon_{abs}$  : emisivitas *absorber*
- $\epsilon_{base}$  : emisivitas *base*
- $A_{abs}$  : Luas efektif plat *absorber* (m<sup>2</sup>)
- $A_{base}$  : Luas efektif *base* (m<sup>2</sup>)

### 2.1.7.2.5 Koefisien perpindahan panas radiasi antara *fin* dengan *base* ( $h_{r,fin-base}$ )

*Fin* akan menimbulkan perpindahan panas radiasi pada alas (*base*). Untuk mendapatkan penyelesaian perpindahan panas radiasi pada plat-V dan alas, adapun untuk perhitungan *view factor* memakai persamaan 2.41.

Setelah perhitungan di atas diperoleh faktor bentuk tersebut, maka akan diperoleh koefisien perpindahan panas radiasi yang dipancarkan ke permukaan *cover* :

$$h_{r,fin-base} = \frac{\sigma(T_{fin}^2 + T_{base}^2)(T_{fin} + T_{base})}{\frac{1 - \epsilon_{fin}}{\epsilon_{fin}} + \frac{1}{F_{12-4}} + \frac{(1 - \epsilon_{base})A_{fin}}{A_{base}}} \dots\dots\dots (2. 52)$$

dengan :

- $\epsilon_{fin}$  = emisivitas *fin*
- $\epsilon_{base}$  = emisivitas *base*
- $A_{fin}$  = Luas efektif *fin* (m<sup>2</sup>)
- $A_{base}$  = Luas efektif *base* (m<sup>2</sup>)

### 2.1.7.3 Analisa Perpindahan Panas di Bagian Atas Kolektor Surya ( $U_T$ )

Koefisien perpindahan panas di bagian atas ( $U_T$ ) dihitung dari plat *absorber* hingga udara luar di bagian atas kolektor dapat dihitung dengan menggunakan persamaan berikut :

$$U_T = \frac{1}{R_{total\ upper} \cdot A_{abs}} \dots\dots\dots (2.53)$$

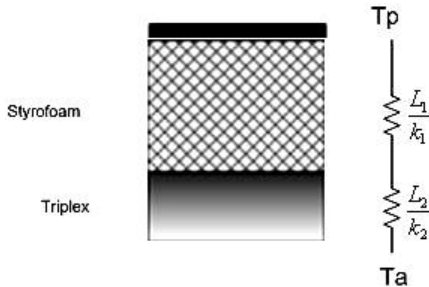
$$R_{\text{total upper}} = \frac{1}{h_w} + \frac{1}{h_{r, \text{cg-amb}}} + \frac{1}{h_{\text{conv, cg-abs}}} + \frac{1}{h_{r, \text{cg-abs}}} \dots\dots(2.54)$$

dengan :

- $U_T$  : Perpindahan panas di bagian atas kolektor surya ( $\text{W/m}^2\text{K}$ )
- $R_{\text{total upper}}$  : Total hambatan di bagian atas kolektor surya ( $\text{m}^2\text{K/W}$ )

**2.1.7.4 Analisa Perpindahan Panas di Bagian Bawah Kolektor Surya ( $U_B$ )**

Koefisien perpindahan panas di bagian bawah ( $U_B$ ) dihitung dari plat *absorber* hingga udara luar di bagian bawah kolektor, ditunjukkan pada Gambar 2.9.



Gambar 2.9 Tahanan termal pada isolator bagian bawah.

Perpindahan panas yang terjadi pada isolator adalah perpindahan panas konduksi, yang dapat dihitung menggunakan persamaan sebagai berikut:

$$U_B = \frac{1}{\left(\frac{L_1}{k_1} + \frac{L_2}{k_2} + \frac{1}{h_w}\right) \cdot A_{\text{iso}}} \dots\dots\dots(2. 55)$$

dengan :

- $U_B$  : Perpindahan panas bagian bawah kolektor ( $\text{W/m}^2\text{K}$ )
- $L_1$  : tebal *styrofoam* (0.25 m)
- $L_2$  : tebal *triplex* (0.005 m)
- $k_1$  : koefisien konduksi *styrofoam* ( $\text{W/m.K}$ )
- $k_2$  : koefisien konduksi *triplex* ( $\text{W/m.K}$ )

### 2.1.7.5 Koefisien Perpindahan Panas Total ( $U_L$ )

Koefisien perpindahan panas total atau *Overall heat transfer coefficient* ( $U_L$ ) ada kolektor surya pemanas udara dirumuskan persamaan sebagai berikut:

$$U_L = U_T + U_B \dots\dots\dots (2. 56)$$

## 2.1.8 Analisa Energi Surya pada Kolektor Surya Pemanas Udara

### 2.1.8.1 Faktor Efisiensi Kolektor ( $F'$ )

Faktor efisiensi ( $F'$ ) untuk kolektor surya pemanas udara tipe aliran di bawah plat *absorber* dengan plat *v-corrugated* adalah sebagai berikut :

$$F' = \frac{1}{1 + \frac{U_L}{h_1 + \frac{1}{\sin^2 \theta} \left( \frac{1}{h_1} + \frac{1}{h_r} \right)}} \dots\dots\dots (2. 57)$$

dengan :

- $F'$  : faktor efisiensi
- $U_L$  : koefisien perpindahan panas total ( $W/m^2K$ )
- $h_1$  : koefisien perpindahan panas konveksi plat *absorber* dengan fluida
- $h_r$  : koefisien perpindahan panas radiasi plat *absorber* dengan *base*
- $\theta$  : besar sudut gelombang ( $20^\circ$ )

### 2.1.8.2 Faktor Pelepasan Panas ( $F_R$ )

Pada kolektor surya pemanas udara tipe plat *v-corrugated* dengan aliran dibawah absorber persamaan faktor pelepasan panas ( $F_R$ ) adalah sebagai berikut:

$$\phi = \frac{mC_p}{A_p U_L F'} \dots\dots\dots (2. 58)$$

$$F'' = \phi \left[ 1 - e^{-\frac{1}{\phi}} \right] \dots\dots\dots (2. 59)$$

$$F_R = F'' \cdot F' \dots\dots\dots (2. 60)$$

dengan :

- $\dot{m}$  : laju alir massa fluida atau *mass flow rate* (m/s)
- $A_c$  : luasan kolektor surya terpapar sinar matahari (m<sup>2</sup>)
- $C_p$  : panas jenis fluida atau spesifik *heat of fluid* (J/Kg.°C)

**2.1.8.3 Analisa Panas yang Berguna pada Kolektor Surya,  $Q_{Useful} (Q_U)$**

Energi berupa panas yang berguna dari kolektor surya pemanas udara tipe aliran di bawah plat *absorber* dengan plat gelombang bentuk-V dijabarkan dalam persamaan di bawah ini :

$$Q_u = \dot{m} C_p [T_{f,out} - T_{f,in}] \dots\dots\dots (2. 61)$$

atau

$$Q_u = A_c \cdot F_R [S - U_L (T_{f,in} - T_{amb})] \dots\dots\dots (2. 62)$$

atau

$$Q_u = Q_{conv,abs-u} + Q_{conv,fin-u} - Q_{conv,u-base} \dots\dots (2. 63)$$

dengan persamaan radiasi surya yang diserap adalah:

$$S = 1,01 \times \tau_{cg} \times \alpha_{abs} \times I_T \dots\dots\dots (2. 64)$$

Atau

$$S = Q_{conv,abs-u} + Q_{rad,abs-fin} + Q_{rad,abs-base} - Q_{loss upper} \dots\dots (2. 65)$$

dimana :

$$Q_{conv,abs-u} = \frac{T_{abs} - T_u}{\frac{1}{h_{conv,abs-fluida}}} \dots\dots\dots (2. 66)$$

$$Q_{conv,fin-u} = \frac{T_{fin} - T_u}{\frac{1}{h_{conv,fin-fluida}}} \dots\dots\dots (2. 67)$$

$$Q_{conv,u-base} = \frac{T_u - T_{base}}{\frac{1}{h_{conv,u-base}}} \dots\dots\dots (2. 68)$$

$$Q_{rad,abs-base} = \frac{T_{abs} - T_{base}}{\frac{1}{h_{rad,abs-base}}} \dots\dots\dots (2. 69)$$

$$Q_{rad,abs-fin} = \frac{T_{abs} - T_{fin}}{\frac{1}{h_{rad,abs-fin}}} \dots\dots\dots (2. 70)$$

$$Q_{loss upper} = \frac{T_{abs} - T_{amb}}{R_{total upper}} \dots\dots\dots (2. 71)$$

dengan :

- $Q_u$  : energi berguna (Watt)  
 $S$  : radiasi matahari per satuan luas yang diserap  $\left(\frac{W}{m^2}\right)$   
 $U_L$  : koefisien kehilangan panas total  $\left(\frac{W}{m^2.K}\right)$   
 $T_{f,in}$  : temperatur fluida masuk *ducting channel* (K)  
 $T_{amb}$  : temperatur lingkungan (K)  
 $T_u$  : temperatur *usefull equivalent* (K)  
 $T_{abs}$  : temperatur *plat absorber* (K)  
 $T_{base}$  : temperatur plat bawah (K)  
 $T_{fin}$  : temperatur *fin* (K)  
 $F_R$  : *collector heat removal factor*  
 $\tau_{cg}$  : transmisivitas *cover glass*  
 $\alpha_{abs}$  : absorpsivitas *plat absorber*

#### 2.1.8.4. Analisa Efisiensi Kolektor Surya ( $\eta$ )

Energi yang berguna secara teoritis pada kolektor surya telah dijelaskan di atas. Sedangkan efisiensi kolektor surya pemanas udara tipe aliran di bawah plat *absorber* bentuk-V dapat dihitung dengan persamaan di bawah ini:

$$\eta = \frac{Q_u}{A_{abs} \cdot I_T} \times 100\% \dots \dots \dots (2. 72)$$

dengan :

- $\eta$  : efisiensi kolektor surya  
 $Q_u$  : energi berguna (Watt)  
 $A_{abs}$  : luasan efektif kolektor ( $m^2$ )  
 $I_T$  : Intensitas radiasi matahari  $\left(\frac{W}{m^2}\right)$

#### 2.1.9 Penurunan Tekanan pada Kolektor Surya

Pada saluran kolektor surya tekanan aliran diasumsikan *incompressible fluid* yang mengalir pada pipa atau *duct*. Dengan mengabaikan pengaruh gesekan dan asumsi *steady state flow*,

persamaan Bernoulli menjadi,  $\frac{P}{\rho} + \frac{V^2}{2} + gz = \text{contants}$ .

Sepanjang *duct* tekanan menurun yang diakibatkan oleh pengecilan luasan (kenaikan kecepatan) atau adanya beda ketinggian (nilai  $z$  meningkat). Pada kenyataannya, aliran dalam pipa atau *duct* mengalami pengaruh gesekan yang signifikan karena alirannya turbulen. Sehingga persamaan Bernoulli tidak dapat diaplikasikan. Pengaruh gesekan akan menyebabkan penurunan nilai pada persamaan Bernoulli (tidak konstan). Penurunan nilai ini dinyatakan sebagai *loss of mechanical energy*.

Untuk aliran turbulen, penurunan tekanan tidak dapat dihitung secara analitis melainkan eksperimental. Pada aliran *fully developed*, penurunan tekanan dipengaruhi oleh gesekan pada saluran horizontal dengan luas area konstan, yaitu diameter ( $D$ ), panjang saluran ( $L$ ), kekasaran permukaan ( $e$ ), kecepatan rata-rata aliran ( $\bar{V}$ ), massa jenis fluida ( $\rho$ ), dan viskositas fluida ( $\mu$ ).

Pada penelitian ini, penurunan tekanan diukur menggunakan *Magnetic Differential Pressure Gage*, dengan mengetahui penurunan tekanan selama udara mengalir melintasi kolektor surya sepanjang  $L$  dengan kecepatan udara,  $v$ , aliran turbulen, maka koefisien friksi aliran dapat dicari dengan persamaan :

$$f = \frac{\Delta P}{\frac{L}{D_h} \frac{\rho v^2}{2}} \dots\dots\dots (2. 73)$$

dengan :

- $\Delta P$  : Perbedaan tekanan antara *inlet* dan *outlet* (Pa)
- $V$  : Kecepatan fluida (m/s)
- $f$  : Koefisien friksi
- $L$  : Panjang saluran (m)
- $D_h$  : Diameter hidrolik (m)
- $\rho$  : massa jenis fluida ( $\text{kg/m}^3$ )

Asumsi yang digunakan yakni :

1. Aliran *steady* dan *incompressible flow*
2. Aliran *fully developed turbulent flow* ( $\alpha_1 = \alpha_2=1$ )
3. Arah aliran horizontal sehingga tidak ada beda ketinggian dalam saluran ( $z_1=z_2$ )



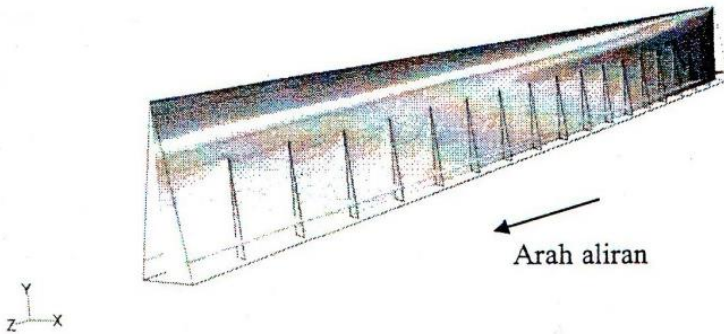
4. Luas penampang aliran konstan sehingga tidak kecepatan rata-rata masuk dan keluar saluran sama ( $\overline{V}_1 = \overline{V}_2$ )
5. Tidak ada *fitting* pada saluran (*heat loss minor* = 0)

## 2.2. Penelitian Terdahulu

### 2.2.1. Ekadewi A. Handoyo, 2014, Peningkatan Kinerja Kolektor Surya Tipe *V-corrugated Absorber Plate* Menggunakan *Obstacle* yang Ditekuk Secara Vertikal

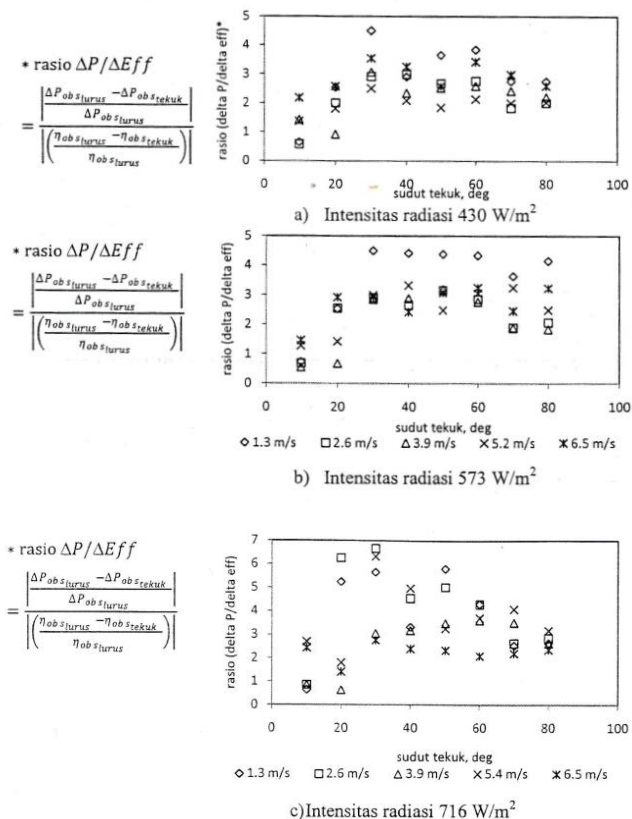
Ekadewi Angraini Handoyo dalam penelitiannya yang berjudul "**Peningkatan Kinerja Kolektor Surya Tipe *V-Corrugated Absorber Plate* Menggunakan *Obstacle* yang Ditekuk Secara Vertikal**" melakukan pengujian pada kolektor surya pemanas udara dengan alat penyerap jenis *v-corrugated* yang diberi *obstacle* di atas plat bawah saluran. Studi ini menggunakan metode simulasi numerik dan eksperimen dari kolektor surya yang bertujuan untuk mempelajari pengaruh penambahan dan penekukan *obstacle* berbentuk paruh dalam perpindahan kalor konveksi dari plat penyerap ke aliran udara di bawahnya dan penurunan tekanan yang terjadi dalam suatu kolektor surya pemanas surya.

Awalnya eksperimen dilakukan untuk aliran tanpa *obstacle* dan aliran dengan *obstacle* yang ditekuk dengan semua sudut tekuk yang berbeda mulai dari 0° (lurus, tidak ditekuk), 10°, 20°, 30°, 40°, 50°, 60°, 70°, dan 80°. Simulasi numerik dengan Gambit 2.4.6. dan Fluent 6.3.26 dilakukan untuk mendukung hasil eksperimen dan ditemukan bahwa sudut tekuk optimal adalah 30°. Oleh karenanya, simulasi numerik dibatasi pada aliran dengan *obstacle* 0°, 10°, 20°, 30°, 40°, dan aliran tanpa *obstacle*. Skema kolektor surya dengan penambahan *obstacle* dapat dilihat pada Gambar 2.10



Gambar 2.10 Kolektor surya dengan penambahan *obstacle* berbentuk paruh.

Dari simulasi numerik aliran udara dalam saluran berpenampang segitiga didapatkan bahwa *obstacle* yang ditekuk vertikal dengan sudut lebih besar membuat aliran balik berkurang dan vektor kecepatan di sisi dekat plat juga berkurang. Hilangnya aliran balik yang berarti pengurangan *vortex* menyebabkan kecepatan energi dan pertukaran momentum menurun. Hal ini menyebabkan perpindahan kalor konveksi ke udara beserta temperatur udara ke luar, dan penurunan tekanan aliran ikut berkurang ketika *obstacle* ditekuk dengan sudut besar. Semakin besar sudut tekuk *obstacle*, semakin rendah temperatur udara yang dihasilkan. Untuk mencari sudut tekuk *obstacle* yang optimal dibuat rasio  $(\Delta P/\Delta Eff)$ . Kinerja optimal kolektor surya ditandai dengan rasio  $(\Delta P/\Delta Eff)$  yang tinggi. Pada Gambar 2.12, rasio  $(\Delta P/\Delta Eff)$  tertinggi dicapai dengan *obstacle*  $30^\circ$  pada hampir semua kecepatan aliran udara dan intensitas radiasi, sehingga disimpulkan *obstacle* yang memberikan kinerja optimal adalah ketika ditekuk dengan sudut  $30^\circ$ .

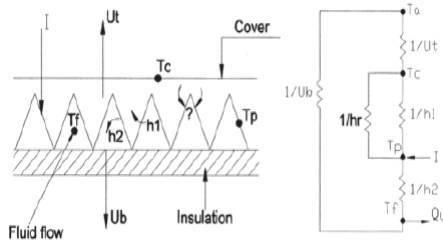


Gambar 2. 11 Rasio penurunan tekanan dan penurunan efisiensi ketika *obstacle* ditekuk dibandingkan *obstacle* lurus.

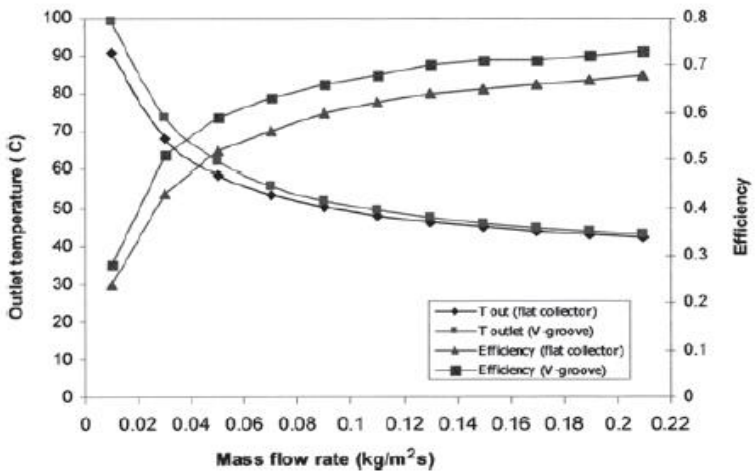
### 2.2.2 Bashria, A. (2004). *Prediction of The Thermal Performance of Solar Air Heater by Internet Based Mathematical Simulation. Proceeding of The Institution of Mechanical Engineers, (hal. 579-587).*

Bashria, A. (2004) mengemukakan perhitungan matematis untuk memperkirakan efisiensi termal dan kenaikan temperatur udara ketika melalui kolektor surya dengan bentuk plat datar dan

v-groove penyerap seperti ditunjukkan pada Gambar 2.12. Dari hasil perhitungan yang telah bersesuaian dengan hasil eksperimen, Bashria. Menyampaikan bahwa kolektor surya dengan plat penyerap jenis v-groove mempunyai kinerja lebih baik daripada kolektor plat datar seperti ditunjukkan pada Gambar 2.13.



Gambar 2. 12. Rangkaian termal dari kolektor surya (Bashria, dkk. 2004).



Gambar 2.13 Perbandingan efisiensi dan temperatur udara ke luar pada berbagai laju aliran massa untuk kolektor plat datar dan v-groove (Bashria, dkk. 2004)

### 2.2.3. Clarissa Suroso, 2016, Studi Simulasi Numerik Dan Eksperimental Pengaruh Penambahan Fin Berbentuk Prisma Segitiga Tegak Lurus Aliran Yang Dipasang Pada Bagian Bawah Plat Absorber Berbentuk V Terhadap Efisiensi Kolektor Surya Pemanas Udara

Clarissa dalam penelitiannya menggunakan penambahan fin prisma segitiga yang dipasang tegak lurus pada bagian plat absorber berbentuk V-corrugated dengan memvariasikan diameter, jarak serta ketinggian fin tersebut. Dalam penelitiannya digunakan metode numerik untuk melihat profil aliran yang terjadi pada ducting serta menggunakan eksperimental untuk mendapatkan hasil yang sebenarnya. Eksperimental tersebut dilakukan dibawah lampu halogen yang memancarkan sinar sebagai media radiasinya.



Gambar 2. 14 Instalasi V-Corrugated Solar Air Collector yang digunakan sebagai eksperimen pengambilan data

Tabel 2.2 Variasi ketinggian permukaan segitiga dan jarak fin

Tinggi Permukaan Segitiga	Tinggi	Jarak <i>Fin</i> dengan <i>Obstacle</i>
3 mm	50 mm	12,5 mm
4 mm		25 mm
5 mm		37,5 mm

Berdasarkan hasil simulasi numerik, fin berbentuk prisma segitiga yang paling optimum adalah fin dengan ketebalan 3mm dan jarak terhadap obstacle sebesar 0.5l dengan beda temperatur 8,91 Kelvin dan penurunan tekanan sebesar 479,99 Pascal. Sementara itu dari hasil eksperimen, didapatkan Qusethermo paling tinggi pada laju aliran massa sebesar 0.008 kg/s dengan intensitas radiasi 719 Watt/m<sup>2</sup> yakni 72,67 Watt. Sedangkan Qusethermo paling rendah pada laju aliran massa sebesar 0.002 kg/s dengan intensitas radiasi 431 Watt/m<sup>2</sup> yakni 21,32 Watt. Efisiensi paling tinggi yakni 91,77% dicapai pada laju aliran massa 0,008 kg/s dengan intensitas radiasi sebesar 431 Watt/m<sup>2</sup> dan efisiensi paling rendah yakni 19,23% dicapai pada laju aliran massa 0,002 kg/s dengan intensitas radiasi sebesar 719 Watt/m<sup>2</sup>. Penurunan tekanan berbanding lurus dengan penambahan Reynolds Number. Penurunan tekanan paling kecil dicapai pada Reynolds number 1200,19 yakni 10 Pascal sedangkan penurunan tekanan paling besar ada pada Reynolds number 3043,68 yakni 54 Pascal.

#### **2.2.4. Alifia Mashita H, 2016, Studi Simulasi Numerik Dan Eksperimental Pengaruh Penambahan Fin Berbentuk Prisma Segitiga Yang Dimiringkan Terhadap Arah Aliran Yang Dipasang Pada Bagian Bawah Plat Absorber Berbentuk V Terhadap Efisiensi Kolektor Surya Pemanas Udara**

Alifia dalam penelitiannya menggunakan penambahan fin prisma segitiga yang dimiringkan yang dipasang pada bagian plat absorber berbentuk V-corrugated dengan memvariasikan diameter, jarak serta sudut kemiringan fin tersebut. Dalam penelitiannya digunakan metode numerik untuk melihat profil aliran yang terjadi pada ducting serta menggunakan eksperimen untuk mendapatkan hasil yang sebenarnya. Eksperimen tersebut dilakukan dibawah lampu halogen yang memancarkan sinar sebagai media radiasinya.

Tabel 2.3 Variasi fin jarak serta sudut

Tinggi Permukaan Segitiga	Tinggi	Jarak <i>Fin</i> dengan <i>Obstacle</i>	Sudut
3 mm	50 mm	12,5 mm	22.5
4 mm		25 mm	45
5 mm		37,5 mm	67.5

Berdasarkan hasil simulasi numerik pada kolektor , fin prisma segitiga dengan tinggi segitiga 3 mm, jarak 0,5L terhadap obstacle, dan sudut kemiringan 75o adalah fin paling optimal dengan beda temperatur 9,591 K dan penurunan tekanan 213,509 Pa. Sedangkan berdasarkan hasil eksperimen, kenaikan temperatur udara tertinggi sebagai hasil perpindahan kalor dari plat absorber, yaitu 20,00 K, dicapai ketika intensitas radiasi 718,954 W/m<sup>2</sup>, laju aliran massa 0,002 kg/s dengan penurunan tekanan aliran sebesar 8 Pa. Efisiensi kolektor surya tertinggi yaitu 0,9256, dicapai ketika intensitas radiasi 431,372 W/m<sup>2</sup>, laju aliran massa 0,008 kg/s. Penurunan tekanan berbanding lurus dengan penambahan Reynolds number. Penurunan tekanan paling kecil dicapai pada Reynolds number 1281 yaitu 8 Pa, sedangkan penurunan tekanan paling besar pada Reynolds number 3202,67 yaitu 56 Pa.

#### **2.2.5. Fajar Sri Lestari Pangukir, 2016, Studi Simulasi Numerik Dan Eksperimental Pengaruh Penambahan Fin Berbentuk Setengah Silinder Tegak Lurus Aliran Yang Dipasang Pada Bagian Bawah Plat Absorber Berbentuk V Terhadap Efisiensi Kolektor Surya Pemanas Udara**

Fajar dalam penelitiannya menggunakan penambahan fin setengah silinder yang dipasang tegak lurus pada bagian plat absorber berbentuk V-corrugated dengan memvariasikan diameter, jarak serta ketinggian fin tersebut. Dalam penelitiannya digunakan metode numerik untuk melihat profil aliran yan terjadi pada

ducting serta menggunakan eksperimental untuk mendapatkan hasil yang sebenarnya. Eksperimental tersebut dilakukan dibawah lampu halogen yang memancarkan sinar sebagai media radiasinya.

Tabel 2.4 Variasi diameter serta jarak fin

<i>Fin ke -</i>	Diameter	Tinggi	Jarak <i>Fin</i>
1	6 mm	50 mm	12.5mm
2	8 mm		25 mm
3	10 mm		37.5 mm

Berdasarkan hasil simulasi numerik, fin berbentuk setengah silinder yang paling optimum adalah fin dengan diameter 6mm dan jarak terhadap obstacle sebesar 0.5ℓ dengan beda temperatur 8,809 Kelvin dan penurunan tekanan sebesar 357.046 Pascal. Sementara itu dari hasil eksperimen, didapatkan Qusethermo paling tinggi pada laju aliran massa sebesar 0.006 kg/s dengan intensitas radiasi 719 Watt/m<sup>2</sup> yakni 93.048 Watt. Efisiensi paling tinggi yakni 86.8% dicapai pada laju aliran massa 0,006 kg/s dengan intensitas radiasi sebesar 431 Watt/m. Penurunan tekanan berbanding lurus dengan penambahan Reynolds Number. Penurunan tekanan paling besar ada pada Reynolds number 3202 yakni 54 Pascal.

### **2.2.5. Bernardus Pualam, 2017, Studi Simulasi Numerik Dan Eksperimental Pengaruh Penambahan Fin Berbentuk Setengah Silinder Yang Dimiringkan Terhadap Aliran Yang Dipasang Pada Bagian Bawah Plat Penyerap Berbentuk V Terhadap Efisiensi Kolektor Surya Pemanas Udara**

Bernardus dalam penelitiannya menggunakan penambahan fin setengah silinder yang dipasang pada bagian plat absorber berbentuk V-corrugated dengan memvariasikan diameter, kemiringan serta jarak serta fin tersebut. Dalam penelitiannya digunakan metode numerik untuk melihat profil aliran yang terjadi pada ducting dan menggunakan metode eksperimental untuk mendapatkan hasil yang sebenarnya. Eksperimental tersebut dilakukan dibawah lampu halogen yang memancarkan sinar sebagai media radiasinya.



Tabel 2.5 Variasi diameter, kemiringan serta jarak fin

Tinggi Permukaan Segitiga	Tinggi	Jarak <i>Fin</i> dengan <i>Obstacle</i>	Sudut
6 mm	50 mm	12.5 mm	22.5
8 mm		25 mm	45
10 mm		37.5 mm	67.5

Berdasarkan hasil simulasi numerik, fin berbentuk setengah silinder yang paling optimum adalah fin dengan diameter 6mm dengan kemiringan  $67.5^\circ$  dan jarak terhadap obstacle sebesar 0.75ℓ menghasilkan beda temperatur 9.97 Kelvin dan penurunan tekanan sebesar 239.79 Pascal. Sementara itu dari hasil eksperimen, didapatkan Qusethermo paling tinggi pada laju aliran massa sebesar 0.008 kg/s dengan intensitas radiasi 719 Watt/m<sup>2</sup> yakni 98.86 Watt. Efisiensi paling tinggi yakni 95.53% dicapai pada laju aliran massa 0,008 kg/s dengan intensitas radiasi sebesar 431 Watt/m. Penurunan tekanan berbanding lurus dengan penambahan Reynolds Number. Penurunan tekanan paling besar ada pada Reynolds number 4669 yakni 19 Pascal.

*Halaman ini sengaja dikosongkan.*

## **BAB III**

### **METODE PENELITIAN**

Dalam eksperimen ini dilakukan pada kolektor surya *v-corrugated* dengan *obstacle* berbentuk paruh dengan sudut  $30^\circ$ . Pada kolektor surya tersebut akan ditambahkan *fin* setengah silinder yang dimiringkan dengan sudut kemiringan  $66,7^\circ$  untuk memperluas bidang perpindahan panas serta sebagai *vortex generator* yang melalui laluan. Penambahan tersebut dilakukan agar perpindahan panas yang terjadi pada kolektor surya meningkat sehingga efisiensi dapat meningkat pula. Dalam penelitian ini akan dilakukan beberapa variasi yaitu laju alir massa yang besarnya 0.03 kg/s; 0.05 kg/s; 0.06 kg/s dan 0.08 kg/s. Penelitian ini difokuskan pada hasil trend grafik yang terjadi saat pengujian langsung pada kondisi lapangan atau disebut dengan *insitu condition*. Penelitian eksperimental kolektor surya *V-corrugated absorber* dengan *obstacle* dan penambahan *fin* dilaksanakan di *rooftop* Jurusan Teknik Mesin, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.

### **3.1 Penelitian Eksperimen**

#### **3.1.1. Variasi Laju Aliran Massa**

Pengambilan data eksperimen dilakukan setelah hasil simulasi menghasilkan data yang diinginkan yaitu bentuk serta jarak *fin* paling optimum. Eksperimen dilakukan langsung dibawah sinar matahari sedangkan kecepatan blower yang digunakan akan menjadi variabel terkontrol. Kecepatan udara yang dihasilkan *blower* diatur dengan menggunakan inverter. Aliran udara yang mengalir didalam *duct* dikategorikan aliran internal (dalam) dengan ketentuan. *Reynolds number* ( $Re$ )  $< 2300$ , aliran laminar, dan  $Re > 2300$ , aliran turbulen.

Dalam eksperimen ini akan menggunakan variasi laju alir massa sebesar 0.03 kg/s; 0.05 kg/s; 0.06 kg/s dan 0.08 kg/s. Berdasarkan hasil perhitungan, nilai minimum laju aliran massa yang mengalir dalam *duct* tanpa penghalang dikategorikan

turbulen adalah 0,004 kg/s dengan Re sebesar 4277. Laju aliran massa 0,03 kg/s dipilih sebagai batas minimum untuk membandingkan performa kolektor surya tanpa dan dengan penghalang.

### 3.1.2. Gambaran Sistem Kerja

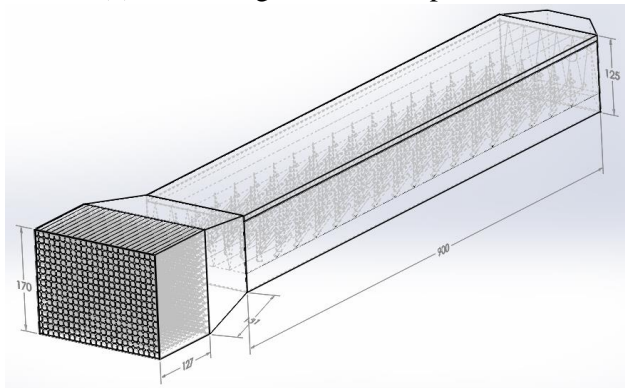
Kolektor surya pemanas udara merupakan alat pengering yang memanfaatkan energy matahari sebagai sumber panas dan sering dimanfaatkan oleh para petani maupun peternak untuk mengeringkan hasil produksinya. Oleh karena itu performa kolektor surya terus diperbaiki agar dapat lebih efisien. Berikut adalah gambaran sistem kerja yang digunakan dalam eksperimen, ditunjukkan pada Gambar 3.1 di bawah.



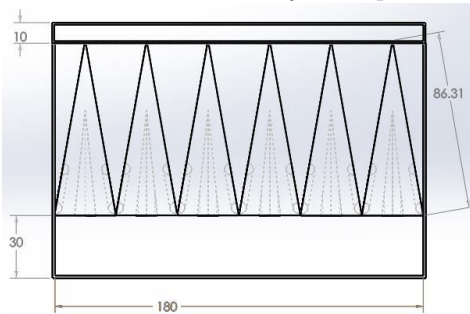
(a) Foto kolektor surya saat pengujian



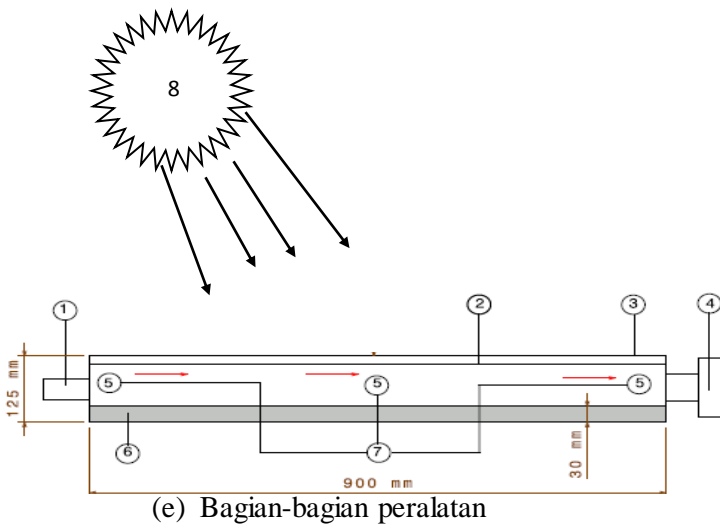
(b) Pemasangan *obstacles* pada kolektor



(c) Dimensi Kolektor Surya (*tampak samping*)



(d) Skema Kolektor Surya (*tampak depan*)



Gambar 3.1 Sistem Kerja *V-corrugated solar air heater* (a) Foto kolektor surya (b) Pemasangan obstacles (c) Dimensi kolektor surya, (d) Skema kolektor surya (*tampak depan*), (e) Bagian-bagian peralatan

Keterangan Gambar :

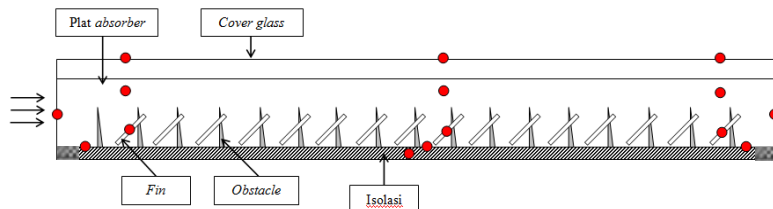
- |                                      |                                |
|--------------------------------------|--------------------------------|
| 1. <i>Contraction and honey comb</i> | 5. <i>Thermocouple</i>         |
| 2. <i>Plat absorber</i>              | 6. <i>Isolator</i>             |
| 3. <i>Cover glass</i>                | 7. <i>Thermocouple display</i> |
| 4. <i>Blower</i>                     | 8. <i>Matahari</i>             |

Prinsip kerja kolektor surya ini adalah radiasi matahari akan langsung dipancarkan pada kolektor dan mengenai kaca penutup kolektor surya. Panas radiasi tersebut diserap oleh plat *absorber* untuk memanaskan fluida kerja. Fluida yang dihisap oleh *blower* dengan kecepatan tertentu menuju *duct* selanjutnya mengenai *obstacle* dan *fin*. Peningkatan temperatur diharapkan terjadi saat fluida keluar dari *duct*.

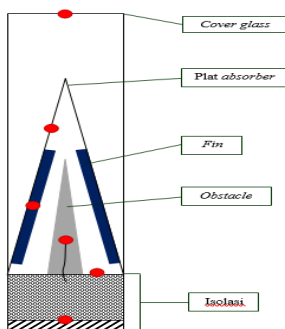
## 3.2 Parameter yang Diukur dan Peralatan Penelitian

### 3.2.1 Parameter yang Diukur

Selama proses pengujian kolektor surya tersebut terdapat parameter-parameter yang diukur dengan posisi seperti yang ditunjukkan pada Gambar 3.2 (a) dan (b).

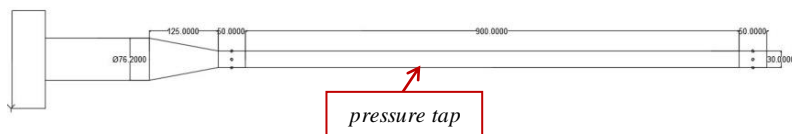


(a)



(b)

Gambar 3.2 Posisi penempatan *thermal sensor* (a) pandangan samping, (b) pandangan depan.



Gambar 3. 3 Posisi penempatan *pressure tap* (pandangan atas)

Selama pengujian kolektor surya tersebut terdapat parameter yang diukur dengan posisi seperti gambar diatas, berikut parameter-parameter apa saja yang akan diukur:

1. Temperatur fluida kerja masuk kedalam *ducting channel* ( $T_{fin}$ )
2. Temperatur fluida kerja keluar *ducting channel* ( $T_{fout}$ )
3. Temperatur udara *ambient* ( $T_{amb}$ )
4. Temperatur plat *absorber* ( $T_{abs}$ )
5. Temperatur *cover glass* ( $T_{cg}$ )
6. Temperatur *fin* ( $T_{fin}$ )
7. Temperatur *base* ( $T_{base}$ )
8. Temperatur isolasi ( $T_{iso}$ )
9. Intensitas radiasi ekstraterrestrial ( $I_T$ )
10. Kecepatan fluida kerja ( $v_f$ )

### 3.2.2. Peralatan Penelitian

Berikut adalah peralatan yang digunakan dalam eksperimen berupa alat alat uji dan alat bantu untuk pengukuran, ditunjukkan pada Gambar 3.4. Peralatan tersebut adalah :

1. Kolektor surya
  - Panjang kolektor : 0,9 m
  - Lebar : 0,03m x 6 luan
  - Tinggi : 0,125 m
2. *Pyranometer* adalah alat yang digunakan untuk mengukur intensitas radiasi matahari.
  - No Seri : S 97048.32 ML-020 VM
  - Buatan : Eko Instrument Trading Co Ltd-Jepang
  - Konversi : 7,65 Mv/kW.m<sup>2</sup>
 Untuk pembacaan *pyranometer* digunakan *multi meter digital* dengan ketelitian 0,1 mV.
3. *Anemometer* adalah alat yang digunakan untuk mengukur kecepatan angin.
  - Tipe : AR816
  - Buatan : Smart sensor
  - Akurasi : +/- 5%
4. Kabel *Thermocouple* tipe K.



5. Termometer *infrared*, digunakan untuk mengukur temperatur lingkungan.
6. *Arduino Thermocouple Multiplexer Shield*, digunakan untuk membaca suhu kabel *thermocouple* digital.
  - Tipe : KTA-259K, *thermocouple* tipe K
  - Buatan : Ocean Control Australia
  - Temperature range*: -200 - + 1350°C
  - Akurasi :  $\pm 2^{\circ}\text{C}$
7. *Blower*, digunakan untuk suplai udara masuk.
  - Daya : 260 Watt
  - Voltage* : 220 Volt
  - Speed* : 3600 rpm
  - Diameter discharge*: 2.5 inch
8. *Inverter*, digunakan untuk mengatur kecepatan udara masuk.
9. *Magnetic Differential Pressure Gage*, digunakan untuk membaca tekanan.
  - Tipe : 2300-120 Pa, *Zero Range Center*
  - Buatan : *Dwyer*
  - Range* : -60 to 60 Pa
  - Akurasi :  $\pm 2\%$



(a)



(b)



(c)



(d)



(e)



(f)



(g)

Gambar 3. 4 Peralatan penelitian. (a) *Pyranometer*, (b) *Voltage regulator*, (c) *Magnetic Differential Pressure Gage* (d) *Termometer Infrared*, (e) *Anemometer*, (f) *Blower* dan inverter, (g) *Thermocouple multiplex* dan *Arduino*

### 3.3 Tahap-Tahap Penelitian

Tahapan-tahapan pada penelitian tugas akhir ini dibagi menjadi tiga tahap. Diantaranya yaitu tahap persiapan, tahap pengambilan data, dan tahap akhir. Masing-masing tahapan tersebut dijelaskan sebagai berikut:

#### a. Tahap persiapan

1. Mempersiapkan dan memastikan semua peralatan yang digunakan dalam kondisi sudah dikalibrasi yaitu: *pyranometer*, *anemometer*, *thermocouple selector*, *blower*, *thermometer*, dan rangkaian-rangkaian listrik yang akan dibutuhkan.
2. Merangkai semua peralatan dengan benar.

#### b. Tahap pengambilan data

1. Memastikan semua peralatan disusun dengan benar.
2. Memvariasikan laju aliran massa udara dimulai dari 0.03 kg/s; 0.05 kg/s; 0.06 kg/s dan 0.08 kg/s.
3. Mencatat intensitas radiasi matahari yang terjadi.
4. Mengambil data yang dibutuhkan meliputi:  $V_f$ ,  $V_w$ ,  $\Delta P$ ,  $I_T$ ,  $T_{cg}$ ,  $T_{ap}$ ,  $T_{amb}$ ,  $T_{f,out}$ ,  $T_{f,in}$ ,  $T_{base}$ ,  $T_{iso}$ , dan  $T_{in}$ .
5. Mengulangi dengan langkah 2 hingga 4, dengan cara mengatur kecepatan menggunakan *voltage regulator*.

### c. Tahap Akhir

1. Menurunkan kecepatan *blower* secara perlahan-lahan lalu dimatikan.
2. Mematikan semua peralatan listrik.
3. Meletakkan peralatan utama dan peralatan bantu sesuai dengan tempat semula.

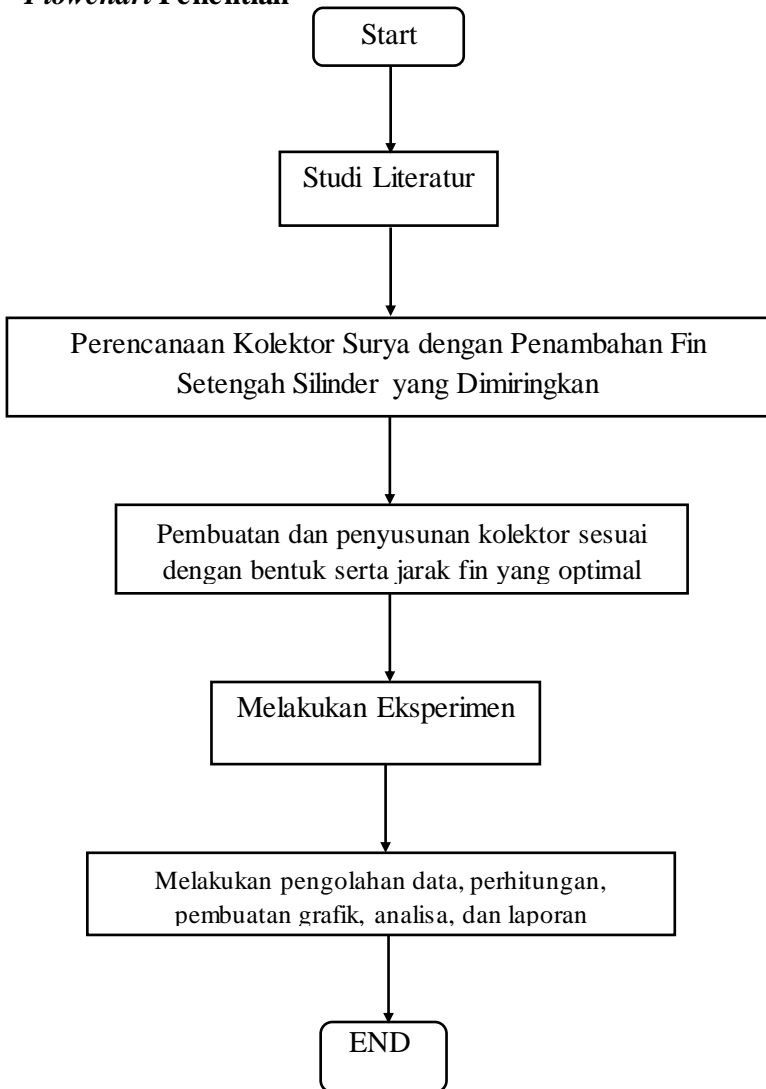
**Tabel 3.1** Pengambilan Data Eksperimen  
(terlampir)

**Tabel 3.2** Desain Eksperimen

INPUT			OUTPUT	
Variabel Tetap	Variabel		Diukur	Dianalisa
Dimensi kolektor surya	Laju alir massa	0.03 kg/s 0.05 kg/s 0.06 kg/s 0.08 kg/s	$V_f, V_w,$ $I_T, T_{fin},$ $T_{fout},$ $T_{amb},$	$Q_{usefull},$ Efisiensi
	Intensitas Radiasi	Tergantung kondisi alam saat melakukan percobaan	$T_{abs},$ $T_{cg},$ $T_{fin},$ $T_{base},$ $T_{iso, \Delta P}$	

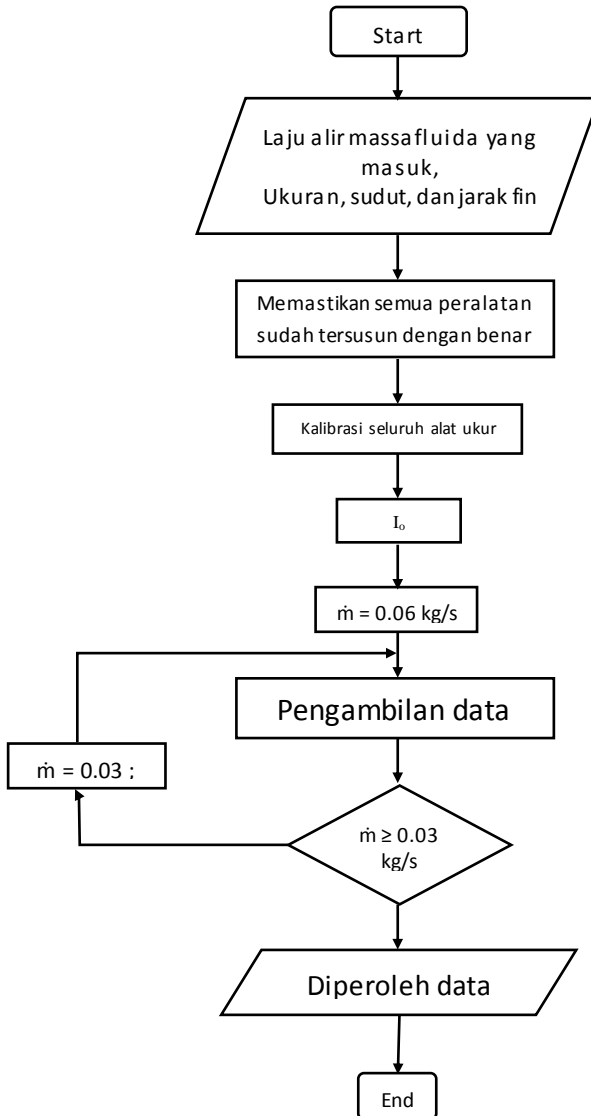
### 3.4 Flowchart

#### 3.4.1. *Flowchart Penelitian*



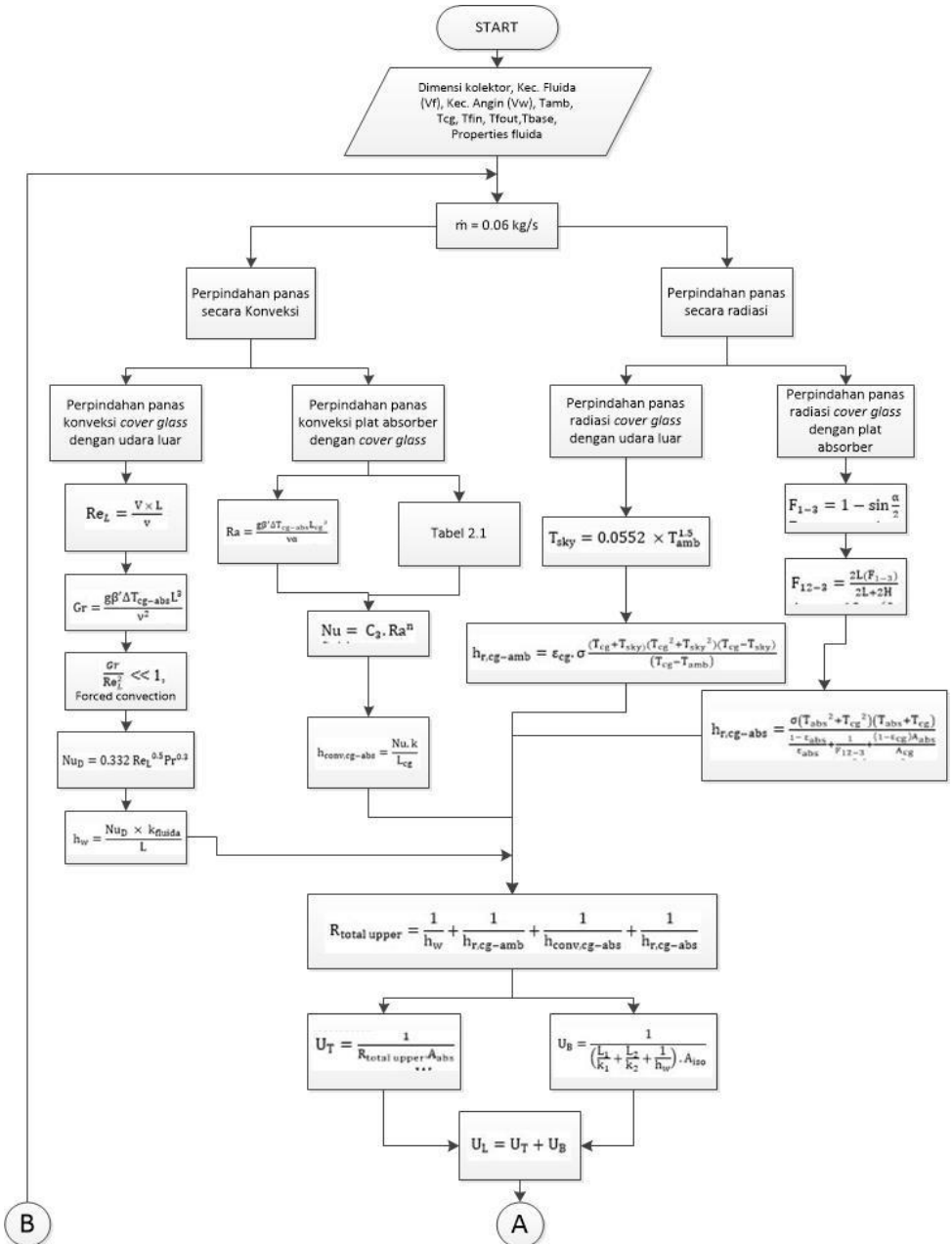
Gambar 3. 5 *Flowchart Penelitian*

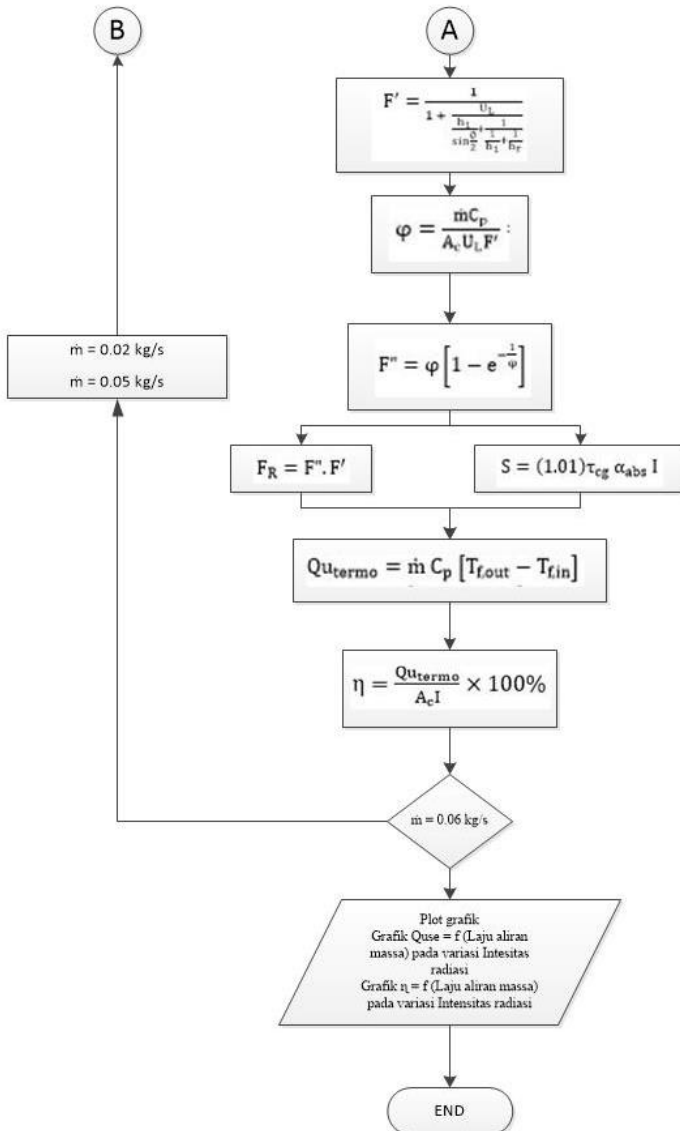
### 3.4.2. Flowchart Pengambilan Data



Gambar 3. 6 Flowchart Pengambilan Data

## 3.4.3. Flowchart Perhitungan





Gambar 3.7 Flowchart Perhitungan

*Halaman ini sengaja dikosongkan.*



## **BAB IV**

### **ANALISA DAN PEMBAHASAN**

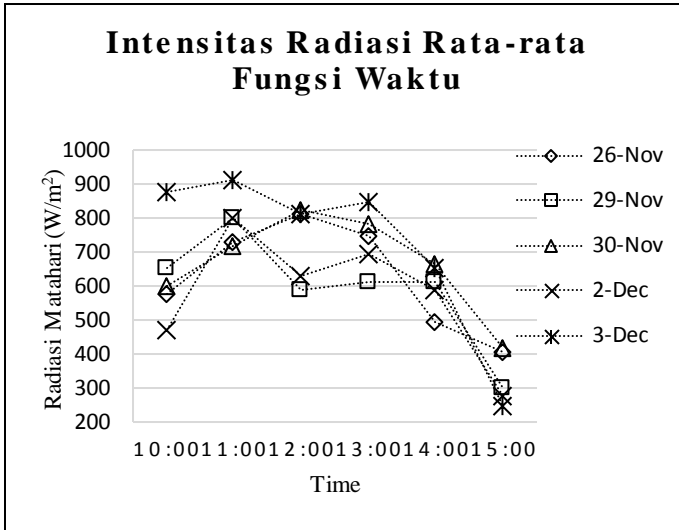
Dalam menentukan geometri kolektor yang akan digunakan sebagai studi eksperimen, berdasarkan pada penelitian terdahulu yang telah dilakukan untuk seluruh variasi *fin*. Dari seluruh variasi *fin*, didapatkan bahwa *fin* dengan geometri yang menghasilkan efisiensi terbaik adalah dengan menggunakan fin setengah silinder berdiameter 6 mm dengan kemiringan  $67.5^\circ$  yang berjarak 0.75L dari obstacle.

Pada eksperimen ini akan digunakan variasi laju alir massa sebesar 0.03; 0.05; 0.06 dan 0.08 kg/s dengan intensitas radiasi pada “*insitu condition*”.

#### **4.1 Eksperimen**

Pengambilan data dilakukan di *Rooftop* Gedung Departemen Teknik Mesin ITS sebagai bahan studi eksperimental kolektor surya pemanas udara *v-corrugated* dengan *obstacle* berbentuk paruh dengan sudut paruh  $30^\circ$ . Penelitian ini menggunakan variasi laju alir massa udara sebesar 0.02; 0.03; 0.05; dan 0.06 kg/s. Pengambilan data dilakukan pada beberapa waktu yaitu mulai pukul 10:00, 11:00, 12:00, 13:00, 14:00 dan 15:00 dengan *holding time* 3 menit setiap pergantian laju alir massa.

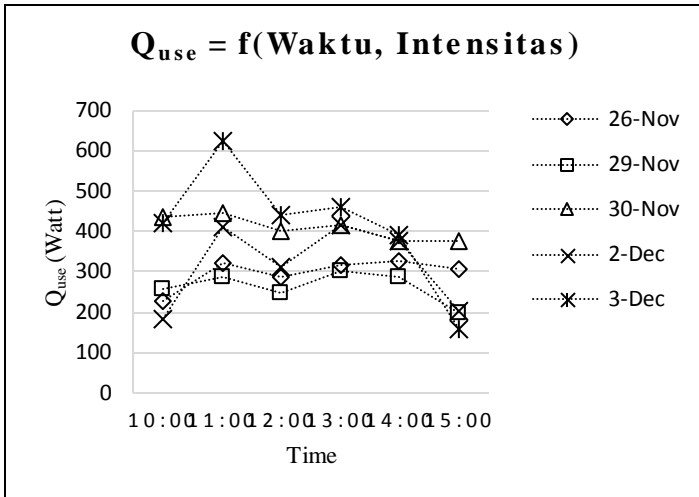
Pengujian ini dilakukan pada *insitu condition* dimana data yang diambil sesuai dengan keadaan pada lingkungan saat itu. Data diambil selama 5 hari yaitu pada tanggal 26 November, 29 November, 30 November, 2 Desember dan 3 Desember 2017 dengan variasi intensitas radiasi yang berbeda-beda agar dapat diketahui rerata intensitas yang optimal pada unjuk kerja kolektor surya.



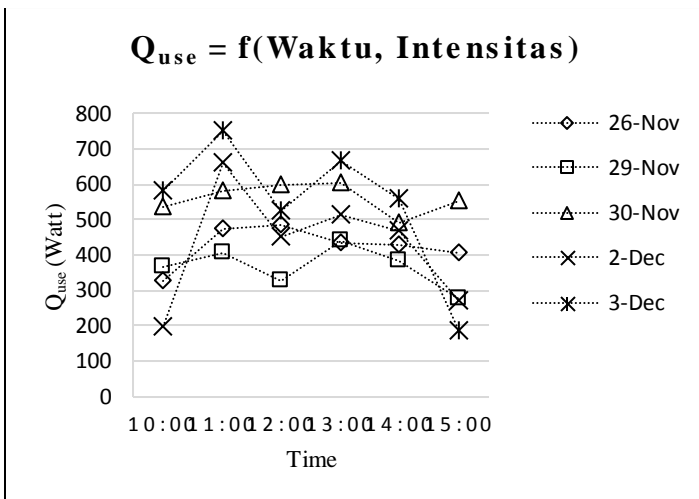
Gambar 4.1 Rerata intensitas radiasi tiap waktu selama 5 hari

Grafik 4.1 merupakan grafik rerata intensitas radiasi matahari yang terjadi saat 5 hari pengambilan data. Dapat dilihat dari grafik diatas bahwa intensitas paling tinggi didapatkan pada tanggal 3 Desember walaupun pada pukul 15:00 mengalami penurunan intensitas yang drastis karena awan mendung yang menutupi sinar matahari. Namun rata-rata pada saat pukul 10.00 hingga pukul 14:00 intensitas yang terjadi cukup baik.

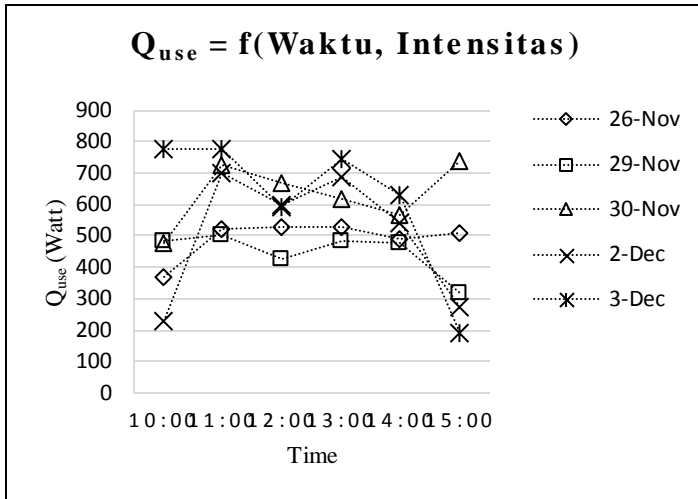
Selanjutnya akan dihitung  $Q_{use}$  yang dihasilkan tiap waktu pada masing-masing laju alir massa dalam 5 hari tersebut agar dapat diketahui trendline grafik  $Q_{use}$  pada 5 hari pengambilan data. Grafik  $Q_{use}$  akan dihitung dalam varisi laju alir massa yang berbeda sehingga dapat diketahui perbedaannya.



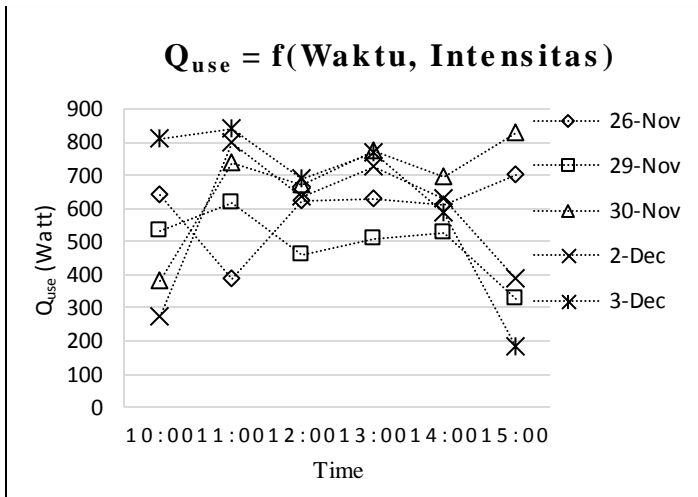
Gambar 4.2 Grafik  $Q_{use}$  fungsi waktu dan intensitas radiasi pada  $m=0.03 \text{ kg/s}$



Gambar 4.3 Grafik  $Q_{use}$  fungsi waktu dan intensitas radiasi pada  $m=0.05 \text{ kg/s}$



Gambar 4.4 Grafik  $Q_{use}$  fungsi waktu dan intensitas radiasi pada  $m=0.06$  kg/s



Gambar 4.5 Grafik  $Q_{use}$  fungsi waktu dan intensitas radiasi pada  $m=0.08$  kg/s

Gambar 4.2-4.5 menunjukkan  $Q_{use}$  yang dihasilkan pada 5 hari yang berbeda untuk setiap masing-masing laju alir massa. Intensitas radiasi yang terjadi tidak menunjukkan perbedaan yang *significant* pada tiap harinya namun didapatkan bahwa intensitas radiasi paling optimal terjadi pada tanggal 3 Desember 2017. Perubahan tersebut sebanding dengan  $Q_{use}$  fungsi laju alir massa yang dihasilkan pada tiap waktu pengambilan data. Secara trendline  $Q_{use}$  optimal dihasilkan oleh pengambilan data pada tanggal 3 Desember 2017. Oleh karena itu, hasil eksperimental yang akan dibahas adalah pengambilan data pada 3 Desember 2017. Data hasil percobaan dan data perhitungan dapat dilihat pada lembar lampiran.

#### 4.1.1. Dimensi Kolektor Surya Pemanas Udara

Kolektor surya pemanas udara yang digunakan pada percobaan ini adalah kolektor surya dengan plat absorber berbentuk v dengan sudut gelombang  $20^\circ$  dimana fluida kerja dialirkan di bagian bawah plat absorber. Plat absorber terdiri dari 6 laluan dengan penambahan fin pada setiap sisi kanan dan kiri sepanjang laluan. Dimensi kolektor surya yang digunakan dalam percobaan adalah sebagai berikut:

- Panjang kolektor surya :  $L = 0,9$  m
- Lebar kolektor surya :  $l = 0,24$  m
- Tinggi *ducting channel* :  $t = 0,85$  m
- Luasan efektif kolektor surya :  $0,162$  m<sup>2</sup>
- Sudut gelombang :  $20^\circ$
- Jumlah gelombang : 1
- *Cover Glass* (kaca penutup)
  1. Transmisivitas ( $\tau_{cg}$ ) : 0,85
  2. Emisivitas ( $\varepsilon_{cg}$ ) : 0,99
- Plat *Absorber*
  1. Absorbsivitas ( $\alpha_{abs}$ ) : 0,88
  2. Emisivitas ( $\varepsilon_{abs}$ ) : 0,9
- *Styrofoam* Insulasi
  1. Ketebalan : 0,03 m

- 2. Konduktifitas termal ( $k_{\text{styrofoam}}$ ) : 0,01 W/m.K
- Papan Triplek Insulasi
  - 1. Ketebalan : 0,005 m
  - 2. Konduktifitas termal ( $k_{\text{triplek}}$ ) : 0,12 W/m.K

#### 4.1.2. Perhitungan Data Eksperimen

Berdasarkan data-data yang diperoleh dari hasil percobaan, selanjutnya dilakukan perhitungan untuk mengetahui performansi dari kolektor surya pemanas udara *v-corrugated* untuk kemudian dianalisa. Perhitungan dilakukan berdasarkan batasan-batasan masalah yang ada pada subbab batasan masalah. Berikut ini adalah contoh perhitungan pada laju aliran massa 0,006 kg/s dan intensitas radiasi 7 mVolt. Adapun data-data untuk contoh perhitungan adalah sebagai berikut:

- Intensitas cahaya :  $I = 7 \text{ mVolt}$
- Laju aliran massa udara :  $\dot{m} = 0,06 \text{ kg/s}$
- Kecepatan udara *ambient* :  $v_w = 0.5 \text{ m/s}$
- Temperatur udara *ambient* :  $T_{\text{amb}} = 37^\circ\text{C} = 310 \text{ K}$
- Temperatur *cover glass* :  $T_{\text{cg}} = 54.79^\circ\text{C} = 327.79 \text{ K}$
- Temperatur plat *absorber* :  $T_{\text{abs}} = 60.42^\circ\text{C} = 333.42 \text{ K}$
- Temperatur fluida kerja sisi inlet :  $T_{\text{fin}} = 38.50^\circ\text{C} = 311.5 \text{ K}$
- Temperatur fluida kerja sisi outlet :  $T_{\text{fout}} = 64.17^\circ\text{C} = 327.17 \text{ K}$
- Temperatur *base* :  $T_{\text{base}} = 39.91^\circ\text{C} = 312.91 \text{ K}$
- Tebal *styrofoam* :  $L_1 = L_{\text{styrofoam}} = 0,03 \text{ m}$
- Konduktifitas termal *styrofoam* :  $k_1 = k_{\text{styrofoam}} = 0,01 \text{ W/m.K}$
- Tebal triplek :  $L_2 = L_{\text{triplek}} = 0,005 \text{ m}$
- Konduktifitas termal triplek :  $k_2 = k_{\text{triplek}} = 0,12 \text{ W/m.K}$
- Percepatan gravitasi :  $g = 9,8 \text{ m/s}^2$
- Emisivitas plat *absorber* :  $\varepsilon_{\text{abs}} = 0,98$
- Absorbsivitas :  $\alpha_{\text{abs}} = 0,88$
- Emisivitas *cover glass* :  $\varepsilon_{\text{cg}} = 0,99$
- Transmisivitas *cover glass* :  $\tau_{\text{cg}} = 0,85$
- Konstanta *Stefan Boltzman* :  $\sigma = 5,67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2.\text{K}^4$

### 1. Menghitung Intensitas cahaya yang mengenai Plat Absorber

Intensitas radiasi matahari terbaca oleh *pyranometer* sebesar 7 mVolt. Ketelitian *pyranometer* adalah 7.65 mVolt/kW.m<sup>2</sup>, sehingga intensitas yang mengenai plat *absorber* adalah:

$$I = \frac{7 \text{ mVolt}}{0.00765 \text{ mVolt/W.m}^2} = 915 \text{ W/m}^2$$

$$S = (1.01)\tau_{cg} \alpha_{abs} I$$

$$S = (1.01) \times 0.85 \times 0.88 \times 915.033 \frac{\text{W}}{\text{m}^2}$$

$$S = 691.29 \frac{\text{W}}{\text{m}^2}$$

### 2. Menghitung koefisien perpindahan panas konveksi antara *cover glass* dengan udara luar ( $h_w$ )

$$L = \frac{A_s}{P} = \frac{0.24 \times 0.9}{2(0.24 + 0.9)} = 0.0947 \text{ m}$$

$A_s$  = luas dari kaca penutup

$P$  = keliling kaca penutup (merupakan perimeter basah)

$$T = \frac{T_{amb} + T_{cg}}{2} = \frac{310 + 327.79 \text{ K}}{2} = 318.90 \text{ K}$$

Pengambilan data dilakukan pada *insitu condition* dengan kecepatan angin sebesar  $v_w=0.5$  m/s. Berdasarkan  $T_f$  maka dari table A.4 *Thermophysical properties of gases at atmospheric pressure* selanjutnya didapatkan:

$$\rho = 1.092327 \text{ kg/m}^3$$

$$v = 19.07 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$\alpha = 25.57 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$Cp = 1007.83 \text{ J/kg.K}$$

$$\mu = 194.39 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$k = 27.83 \cdot 10^{-3} \text{ W/m.K}$$

$$Pr = 0.705409$$

$$Re_L = \frac{V \times L}{\nu} = \frac{0.5 \text{ m/s} \times 0.0947 \text{ m}}{17.98 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}} = 2635$$

$$Gr = \frac{g\beta' \Delta T_{cg-abs} L^3}{\nu^2} = \frac{g \frac{1}{T_{f,cg-abs}} \Delta T_{cg-abs} L^3}{\nu^2}$$

$$Gr = \frac{9.8 \text{ m/s}^2 \times \frac{1}{320.755 \text{ K}} \times (333.91 - 329.41) \text{ K} \times (0.0947 \text{ m})^3}{(19.07 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s})^2}$$

$$= 321287$$

Perbandingan nilai Gr dan  $Re_L$  :

$$\frac{Gr}{Re_L^2} = \frac{321286.8539}{2483.273^2} = 0.0521 \ll 1, \text{ maka merupakan}$$

Forced Convection,

Karena  $Re_L \leq 5 \times 10^5$  maka aliran tersebut adalah laminar, sehingga:

$$Nu_D = 0.332 Re_L^{0.5} Pr^{0.3}$$

$$= 0.332 (25027.808^{0.5}) (0.705409^{0.3}) = 15.41$$

$$h_{conv,abs-fluida} = \frac{Nu_D \times k_{fluida}}{L}$$

$$= \frac{15.41 \times 27.83 \cdot 10^{-3} \text{ W/m.K}}{0.0947 \text{ m}}$$

$$= 4.65 \text{ W/m}^2.\text{K}$$

### 3. Menghitung koefisien perpindahan panas konveksi antara cover glass dengan plat absorber ( $h_{conv,cg-abs}$ )

$$T_{f,cg-abs} = \frac{T_{cg} + T_{abs}}{2} = \frac{327.79 + 333.42}{2} = 330.61 \text{ K}$$

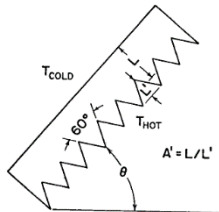
Berdasarkan  $T_{f,cg-abs}$  maka dari tabel A.4 *Thermophysical properties of gases at atmospheric pressure* selanjutnya didapatkan :



$$\begin{aligned}
 v &= 19.07 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s} \\
 \alpha &= 27.19 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s} \\
 k &= 28.64 \cdot 10^{-3} \text{ W}/\text{m.K}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 Ra &= \frac{g\beta'\Delta T_{\text{cg-abs}}L_{\text{cg}}^3}{v\alpha} = \frac{g_{\text{Tf,cg-abs}}\Delta T_{\text{cg-abs}}L_{\text{cg}}^3}{v\alpha} \\
 Ra &= \frac{9.8 \text{ m}/\text{s}^2 \times \frac{1}{330.61 \text{ K}} \times (333.42 - 327.79)\text{K} \times (0.9 \text{ m})^3}{(19.07 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}) \times (28.64 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s})} \\
 &= 237286279
 \end{aligned}$$

Menentukan nilai konstanta ( $C_3$  dan  $n$ )



$$\begin{aligned}
 &\text{dengan, } \theta = 0^\circ \\
 \frac{L}{L'} &= \frac{10 \text{ mm} + (1/2 \times 85)\text{mm}}{85 \text{ mm}} \\
 &= 0.716 \\
 &\text{dapat dilihat pada tabel, sehingga} \\
 &C_3 = 0.06 \text{ dan } n = 0.41
 \end{aligned}$$

$$Nu = C_3 \cdot Ra^n = 0.06 \times 237286279^{0.41} = 162.93$$

Sehingga,

$$\begin{aligned}
 h_{\text{conv,cg-abs}} &= \frac{Nu \cdot k}{L_{\text{cg}}} \\
 &= \frac{147.7526 \times (28.64 \cdot 10^{-3} \text{ W}/\text{m.K})}{0.9 \text{ m}} \\
 &= 5.17 \text{ W}/\text{m}^2.\text{K}
 \end{aligned}$$

#### 4. Menghitung koefisien perpindahan panas radiasi antara cover glass dengan udara ambient ( $h_{\text{radiasi,udara-cg}}$ )

$$T_{\text{sky}} = 0.0552 \times T_{\text{amb}}^{1.5} = 0.0552 \times (310 \text{ K})^{1.5} = 53.90 \text{ K} ,$$

sehingga:

$$\begin{aligned}
 h_{r,cg-amb} &= \varepsilon_{cg} \cdot \sigma \frac{(T_{cg}+T_{sky})(T_{cg}^2+T_{sky}^2)(T_{cg}-T_{sky})}{(T_{cg}-T_{amb})} \\
 &= 0,99 \times (5,67 \cdot 10^{-8}) \times \\
 &\quad \frac{(327,79+53,90)(327,79^2+53,90^2)(327,79-53,90)}{(329,41-312,1)} \\
 &= 36,38 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}
 \end{aligned}$$

### 5. Menghitung koefisien perpindahan panas radiasi antara kaca penutup dengan plat absorber ( $h_{r,cg-abs}$ )

$$\varepsilon_{abs} = 0,98; \varepsilon_{cg} = 0,99; A_{abs} = 0,97 \text{ m}^2; A_{cg} = 0,216 \text{ m}^2$$

$$F_{1-3} = 1 - \sin \frac{\alpha}{2} = 1 - \sin \frac{20^\circ}{2} = 0,83$$

$F_{1-3}$  merupakan *view factor* (faktor bentuk) berpengaruh pada proses perpindahan radiasi dari plat *absorber* ke kaca penutup dan sekelilingnya.

$$L = 0,9 \text{ m}$$

$$H = 1 \text{ cm} + (1,5 \times 8,5 \text{ cm}) = 5,25 \text{ cm} = 0,0525 \text{ m}$$

$$F_{12-3} = \frac{2L(F_{1-3})}{2L+2H} = \frac{2 \times 0,086313 \text{ m} \times 0,826352}{(2 \times 0,086313 \text{ m}) + (2 \times 0,0525 \text{ m})} = 0,51382$$

$$A_{abs} = 12 \times (0,9 \text{ m} \times 0,086313 \text{ m}) = 0,972 \text{ m}^2$$

$$A_{cg} = 0,9 \text{ m} \times 0,24 \text{ m} = 0,216 \text{ m}^2$$

$$\begin{aligned}
 h_{r,cg-abs} &= \frac{\sigma(T_{abs}^2+T_{cg}^2)(T_{abs}+T_{cg})}{\frac{1-\varepsilon_{abs}}{\varepsilon_{abs}} + \frac{1}{F_{12-3}} + \frac{(1-\varepsilon_{cg})A_{abs}}{A_{cg}}} \\
 &= \frac{5,67 \cdot 10^{-8} (333,42^2+327,79^2)(333,42+327,79)}{\frac{1-0,99}{0,99} + \frac{1}{0,51382} + \frac{(1-0,8) \times 0,972 \text{ m}^2}{0,216 \text{ m}^2}}
 \end{aligned}$$

$$h_{r,cg-abs} = 3,95 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

### 6. Menghitung $R_{total upper}$

$$R_{total upper} = \frac{1}{h_w} + \frac{1}{h_{r,cg-amb}} + \frac{1}{h_{r,cg-abs}}$$

$$R_{total upper} = \left( \frac{1}{4,65} + \frac{1}{36,38} + \frac{1}{3,95} \right) = 0,50 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$$

**7. Menghitung Overall heat coefficient top ( $U_T$ )**

$$U_T = \frac{1}{R_{\text{total upper}} \cdot A_{\text{abs}}} = \frac{1}{(0.50 \text{ m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}) \times (0.972 \text{ m}^2)}$$

$$U_T = 2.08 \text{ W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$$

**8. Menghitung Overall heat coefficient bottom ( $U_B$ )**

$$U_B = \frac{1}{\left(\frac{L_1}{k_1} + \frac{L_2}{k_2} + \frac{1}{h_w}\right) \cdot A_{\text{iso}}}$$

$$= \frac{1}{\left(\frac{0.03 \text{ m}}{0.01 \text{ W}/\text{m} \cdot \text{K}} + \frac{0.005 \text{ m}}{0.12 \text{ W}/\text{m} \cdot \text{K}} + \frac{1}{4.65 \text{ W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}}\right) \cdot (0.162 \text{ m}^2)}$$

$$U_B = 2.03 \text{ W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$$

**9. Menghitung Overall heat coefficient total ( $U_L$ )**

$$U_L = U_T + U_B = 2.08 + 2.03 = 4.10 \text{ W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$$

**10. Menghitung koefisien konveksi antara plat absorber dengan fluida ( $h_{\text{conv,abs-fluida}}$ )**

Untuk penampang *ducting* fluida mengalir yang tidak berbentuk lingkaran, maka disarankan agar korelasi perpindahan panas didasarkan atas diameter hidraulik  $D_h$ , dengan persamaan sebagai berikut:

$$A_c = A_{\text{duct}} - (A_{\text{fin}} + A_{\text{obs}})$$

$$A_c = \left(\frac{l_{\text{duct}} \times t_{\text{duct}}}{2}\right) - \left[ (t_{\text{segitiga}} \times t_{\text{fin}} \times 2) + \left(\frac{l_{\text{obstacle}} \times t_{\text{obstacle}}}{2}\right) \right]$$

$$= \left(\frac{0.03 \times 0.085}{2}\right) - \left[ (0.003 \times 0.05 \times 2) + \left(\frac{0.01558 \times 0.05}{2}\right) \right] = 5.855 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$P = (l_{\text{sisi duct}} \times 2) + (t_{\text{segitiga}} \times 4) + (l_{\text{duct}} - \text{alas obstacle}) + (t_{\text{obstacle}} \times 2)$$

$$= (0.08631 \times 2) + (0.003 \times 4) + (0.03 - 0.01558) + (0.05 \times 2) = 0.299 \text{ m}$$

Sehingga,

$$D_h = \frac{4 \times A_c}{P} = \frac{4 \times 5.855 \times 10^{-4} \text{ m}^2}{0.299046 \text{ m}} = 0.00783 \text{ m}$$

$$T_{\text{fluida}} = \frac{T_{\text{in}} + T_{\text{out}}}{2} = \frac{311.50 + 327.17}{2} = 319.34 \text{ K}$$

Berdasarkan  $T_{\text{fluida}}$  maka dari tabel A.4 *Thermophysical properties of gases at atmospheric pressure* selanjutnya didapatkan:

$$\rho = 1.0857 \text{ kg/m}^3$$

$$C_p = 1007.91 \text{ J/kg.K}$$

$$\mu = 195.33 \times 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$k = 27.98 \times 10^{-3} \text{ W/m.K}$$

$$Pr = 0.7038178$$

$$Re_{D_h} = \frac{\rho \times V \times D_h}{\mu} = \frac{1.0857 \text{ kg/m}^3 \times 3.9 \text{ m/s} \times 0.00783 \text{ m}}{195.33 \times 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}} = 13313$$

$$Nu_D = 0.023 Re_{D_h}^{\frac{4}{5}} Pr^n$$

$$= 0.023 \left( 45409.985^{\frac{4}{5}} \right) (0.7038178^{0.4}) = 39.83$$

Sehingga,

$$h_{\text{conv,abs-fluida}} = \frac{Nu_D \times k_{\text{fluida}}}{D_h}$$

$$= \frac{39.83 \times 27.98 \times 10^{-3} \text{ W/m.K}}{0.00783157 \text{ m}}$$

$$= 140.89 \text{ W/m}^2.\text{K}$$

## 11. Menghitung koefisien radiasi antara plat *absorber* dan *base* ( $h_{r,\text{abs-base}}$ )

$$F_{1-4} = 1 - \sin \frac{\alpha}{2} = 1 - \sin \frac{20^\circ}{2} = 0.83$$

$$F_{12-4} = \frac{2L(F_{1-4})}{2t_{fin}+W} = \frac{2 \times 0.09(0.826352)}{(2 \times 0.003) + 0.03} = 4.13$$

Sehingga,

$$\begin{aligned} h_{r,abs-base} &= \frac{\sigma(T_{abs}^2 + T_{base}^2)(T_{abs} + T_{base})}{\frac{1 - \varepsilon_{abs}}{\varepsilon_{abs}} + \frac{1}{F_{12-4}} + \frac{(1 - \varepsilon_{base})A_{abs}}{A_{base}}} \\ &= \frac{5.67 \cdot 10^{-8} (333.42^2 + 312.91^2)(333.42 + 312.91)}{\frac{1 - 0.98}{0.98} + \frac{1}{4.1318} + \frac{(1 - 0.9)0.972}{0.162}} \\ &= 8.03 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \end{aligned}$$

## 12. Menghitung Faktor Pelepasan Panas ( $F_R$ )

$$F' = \frac{1}{1 + \frac{U_L}{\frac{h_1}{\sin \frac{\theta}{2}} + \frac{1}{h_1} + \frac{1}{h_r}}} = \frac{1}{1 + \frac{3.344881 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}}{\frac{42.24514}{\sin \frac{20^\circ}{2}} + \frac{1}{42.245} + \frac{1}{24.567}}} = 0.99$$

$$\varphi = \frac{\dot{m} C_p}{A_c U_L F'} = \frac{0.06 \text{ kg/s} \times 1007.4608 \text{ J/kg} \cdot \text{K}}{0.216 \text{ m}^2 \times 4.10 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \times 0.99} = 11.72$$

$$F'' = \varphi \left[ 1 - e^{-\frac{1}{\varphi}} \right] = 11.72 \left[ 1 - e^{-\frac{1}{10.749}} \right] = 0.96$$

Sehingga,

$$F_R = F'' \cdot F' = 0.99 \times 0.96 = 0.95$$

## 13. Menghitung Energi Berguna ( $Q_{Useful}$ )

Pada penelitian ini memperhitungkan energi berguna secara termodinamika dan energi berguna secara perpindahan panas.

$$\begin{aligned} \text{a. } Q_{\text{termo}} &= \dot{m} C_p [T_{f,\text{out}} - T_{f,\text{in}}] \\ &= 0.06 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \times 1007 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \times [327.17 \text{K} - 311.50 \text{K}] \\ &= 724.32 \text{ Watt} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \text{b. } Q_{u_{\text{perpan}}} &= A_c \cdot F_R [S - U_L (T_{f,\text{in}} - T_{\text{amb}})] \\
 &= (0.216 \text{ m}^2) \times 0.95 [691.29 - 3.345(311.50 - 310)] \\
 &= 635.12 \text{ Watt}
 \end{aligned}$$

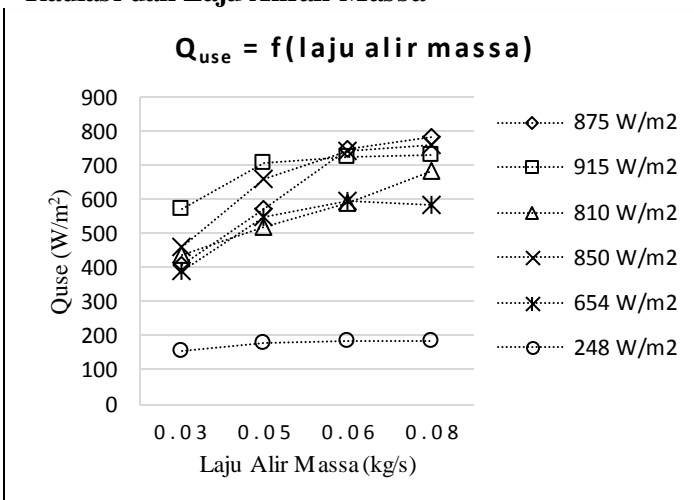
#### 14. Menghitung Efisiensi ( $\eta$ )

Pada penelitian ini memperhitungkan efisiensi secara termodinamika dan efisiensi secara secara perpindahan panas.

$$\begin{aligned}
 \text{a. } \eta_{\text{termo}} &= \frac{Q_{u_{\text{termo}}}}{A_c I} \times 100\% \\
 &= \frac{724.32 \text{ Watt}}{0.216 \text{ m}^2 \times 915 \frac{\text{Watt}}{\text{m}^2}} \times 100\% = 81\%
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \text{b. } \eta_{\text{perpan}} &= \frac{Q_{u_{\text{perpan}}}}{A_c I} \times 100\% \\
 &= \frac{635.12 \text{ Watt}}{0.216 \text{ m}^2 \times 915 \text{ Watt/m}^2} \times 100\% = 71\%
 \end{aligned}$$

#### 4.2. Analisa Energi Berguna Terhadap Variasi Intensitas Radiasi dan Laju Aliran Massa



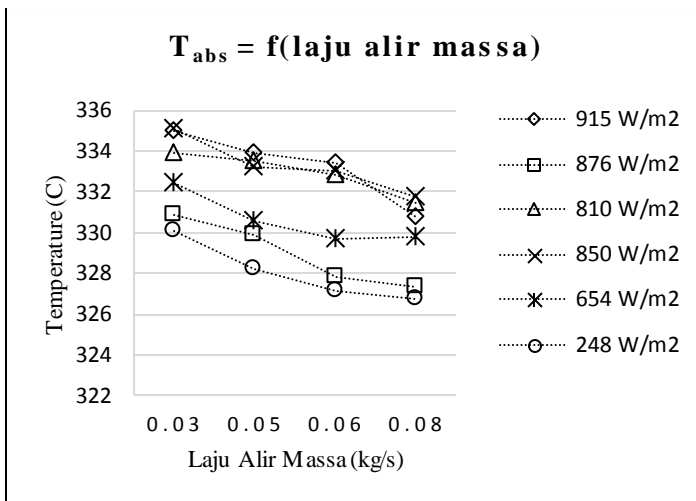
Gambar 4.6 Grafik  $Q_{\text{use}}$  fungsi laju alir massa pada tiap intensitas radiasi

Gambar 4.6 merupakan grafik  $Q_{use}$  fungsi laju aliran massa pada variasi intensitas radiasi. Energi berguna ( $Q_{use}$ ) adalah besar energi panas yang diserap oleh fluida kerja untuk menaikkan temperatur keluar. Pada grafik diatas dapat dilihat bahwa tren  $Q_{use}$  mengalami perubahan terhadap besarnya laju aliran massa yang diberikan, semakin besar laju aliran massa yang diberikan maka nilai  $Q_{use}$  juga akan semakin tinggi, begitu pula dengan besar intensitas radiasi yang diberikan. Pada kolektor surya terdapat dua jenis energi berguna yaitu dengan tinjauan termodinamika dan perpindahan panas.

Nilai  $Q_{thermo}$  merupakan  $Q_{use}$  actual yang terkur saat percobaan.  $Q_{use}$  tertinggi dihasilkan pada laju aliran massa 0.08 kg/s dengan intensitas radiasi 875 W/m<sup>2</sup>, yakni sebesar 785.80 Watt. Sedangkan nilai  $Q_{perpan}$  tertinggi dihasilkan pada laju aliran massa 0.08 kg/s dengan intensitas radiasi yang sama yakni pada intensitas 915 W/m<sup>2</sup>, yakni sebesar 635.12 Watt. Hal tersebut terjadi karena perhitungan  $Q_{thermo}$  dipengaruhi oleh besar laju aliran massa dan beda temperatur yang dihasilkan. Pada intensitas radiasi yang sama, semakin kecil laju aliran massa yang dialirkan maka semakin mudah fluida kerja untuk menyerap panas dan menghasilkan beda temperatur yang besar. Ketika beda temperatur besar tetapi laju aliran massa kecil maka nilai  $Q_{thermo}$  yang didapatkan kecil.

Dari hasil perhitungan  $Q_{thermo}$  dan  $Q_{perpan}$  terdapat selisih yang cukup tinggi.  $Q_{thermo}$  dihitung dengan perumusan termodinamika,  $Q_{thermo} = \dot{m} C_p [T_{f,out} - T_{f,in}]$ , dengan mengasumsikan laju aliran massa yang masuk dan keluar sama atau tidak ada kebocoran dalam saluran. Trendline yang terbentuk pada grafik  $Q_{thermo}$  mengalami kenaikan seiring dengan perubahan laju alir massa yang terjadi sehingga sesuai dengan persamaan  $Q_{thermo}$  tersebut dan perubahan temperature masuk dan keluar tidak terlalu berpengaruh. Sedangkan perhitungan  $Q_{perpan}$  menggunakan persamaan  $Q_{perpan} = A_c \cdot F_R [S - U_L (T_{f,in} - T_{amb})] = 1 - Q_{loss}$  menunjukkan bahwa besar  $Q_{perpan}$  dipengaruhi oleh besar intensitas yang diterima dan energi

hilang ( $Q_{\text{loss}} = A_c \cdot (U_T(T_{\text{abs}} - T_{\text{amb}}))$ ).  $A_c$  adalah luasan efektif plat *absorber*.  $F_R$  adalah faktor pelepasan panas plat *absorber*.  $T_{\text{abs}}$  adalah temperatur plat penyerap.  $T_{\text{amb}}$  adalah temperatur sekitar. Jika perumusan  $U_T$  dijabarkan maka, nilainya bergantung pada koefisien konveksi dan radiasi pada plat penyerap dan cover glass, yaitu dimana  $U_T = \frac{1}{R_{\text{total upper}} \cdot A_{\text{abs}}}$ , dan  $R_{\text{tot,upper}} = \frac{1}{h_w} + \frac{1}{h_{r,\text{cg-amb}}} + \frac{1}{h_{\text{conv,cg-ap}}} + \frac{1}{h_{r,\text{cg-ap}}}$ .



Gambar 4.7 Grafik  $T_{\text{abs}}$  fungsi laju alir massa pada variasi intensitas radiasi

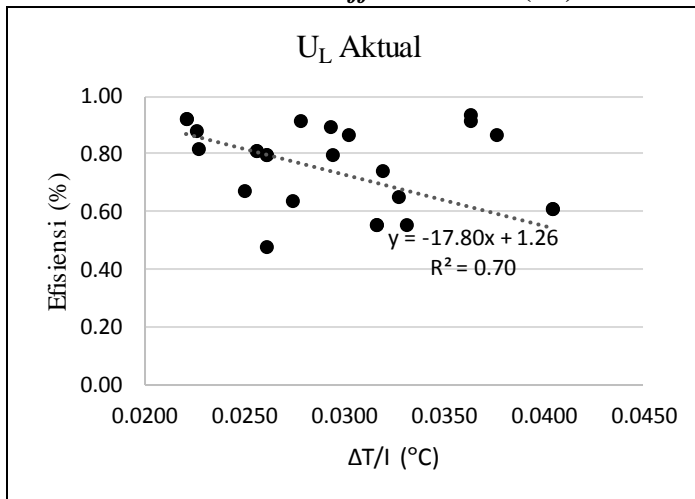
Berdasarkan Gambar 4.7 dapat terlihat temperatur plat penyerap memiliki tren menurun seiring dengan naiknya laju aliran massa. Semakin besar intensitas yang diberikan, maka temperatur *cover glass* dan plat penyerap juga akan naik sehingga menaikkan koefisien konveksi dan radiasi. Koefisien konveksi dan radiasi sebanding dengan *overall heat coefficient top* ( $U_T$ ). Karena temperatur plat yang semakin turun,  $Q_{\text{perpan}}$  akan semakin besar karena  $Q_{\text{loss}}$  yang dihasilkan kecil. Begitu pula dengan



semakin tinggi intensitas radiasi,  $Q_{loss}$  yang dihasilkan juga besar. Hal ini mengakibatkan tren grafik  $Q_{u_{perpan}}$  naik seiring kenaikan laju aliran massa pada semua intensitas.

Pada nilai  $Q_{u_{thermo}}$  dan  $Q_{u_{perpan}}$  hasil perhitungan terdapat selisih yang cukup besar. Perbedaan ini dikarenakan dalam melakukan perhitungan aktual terdapat banyak asumsi yang digunakan seperti faktor pelepasan panas,  $F_R$ , dan koefisien absorpsivitas plat penyerap dan transmisivitas kaca dalam menghitung jumlah intensitas radiasi yang diterima kolektor surya ( $S$ ), serta asumsi dalam perhitungan *overall heat coefficient total* ( $U_L$ ) sehingga hasil yang didapatkan kurang mendekati kondisi aktual (eksperimen). Dengan demikian, nilai  $Q_{use}$  yang digunakan didasarkan pada perhitungan desain (termodinamika).

#### 4.3. Analisa *Overall Heat Coefficient Total* ( $U_L$ ) Aktual

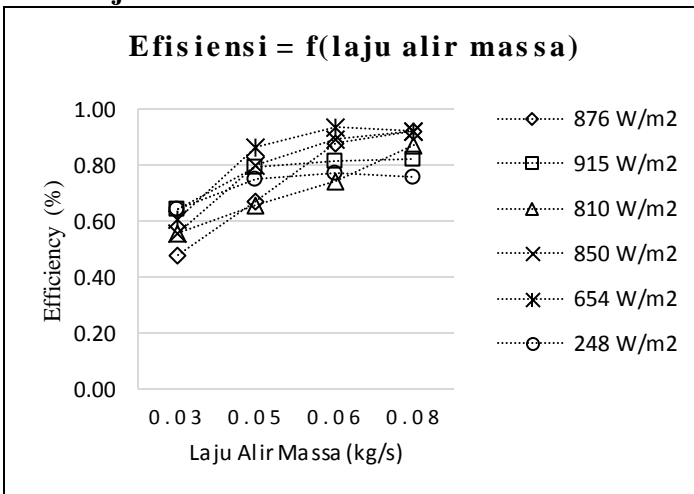


Gambar 4.8 Grafik  $\Delta T/ I_T$  terhadap Efisiensi pada seluruh variasi intensitas radiasi

Trendline Grafik perbandingan  $U_L$  terhadap laju aliran massa pada semua variasi intensitas menunjukkan penurunan. Berdasarkan Gambar 4.8 besarnya nilai  $U_L$  berbanding terbalik dengan fungsi  $\Delta T/ I_T$ . Nilai  $U_L$  didapatkan dari *slope* (kemiringan)

yang dihasilkan dari pengambilan data saat percobaan. Nilai ini didapatkan dari persamaan energi berguna yaitu,  $\frac{Qu}{Ac} = Fr (S - U_L(T_{f,in} - T_{amb}))$  dimana S adalah energi yang dapat diserap oleh kolektor. Dari persamaan  $Q_{use}$  tersebut dapat dibentuk persamaan linear untuk mengetahui nilai  $U_L$  aktual yaitu  $\frac{Qu}{Ac I_T} = \left( Fr \tau_{cg} \alpha_{abs} - U_L Fr \frac{(T_{f,in} - T_{amb})}{I_T} \right)$  kemudian dicari nilai regresinya untuk mendapatkan nilai  $U_L$  aktualnya. Selanjutnya hasil yang didapatkan menunjukkan adanya fungsi yang berlawanan arah atau semakin menurun dengan  $R^2$  yang mendekati satu sehingga kecocokan data dikatakan lebih baik. Dari persamaan regresi tersebut dapat diketahui bahwa nilai  $U_L$  aktual yang didapatkan adalah sebesar 0.7 dan menghasilkan nilai  $F_r U_L$  dari regresi adalah sebesar 17.80.

#### 4.4. Analisa Efisiensi Terhadap Variasi Intensitas Radiasi dan Laju Aliran Massa



Gambar 4.9 Efisiensi aktual (termodinamika) pada variasi intensitas radiasi

Berdasarkan perhitungan yang telah dilakukan, unjuk kerja dari kolektor surya dapat dilihat dari nilai efisiensinya. Gambar 4.9 menunjukkan tren grafik perbandingan efisiensi terhadap laju aliran massa terus meningkat seiring dengan bertambahnya laju aliran massa. Efisiensi merupakan perbandingan antara energi yang berguna ( $Q_u$ ) dengan energi yang masuk. Nilai efisiensi ini menunjukkan baik atau tidaknya kolektor surya dalam mentransfer energi panas ke fluida kerja yang berupa udara. Pada hasil pengujian dapat dilihat efisiensi tertinggi sebesar 0,94 dicapai pada laju aliran massa 0,06 kg/s dengan intensitas 654 Watt/m<sup>2</sup>.

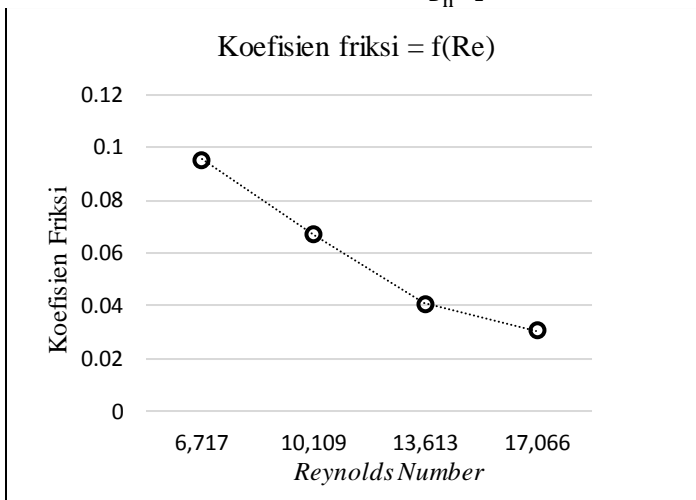
Hal ini sesuai dengan persamaan  $\eta = \frac{Q_{u\text{ethermo}}}{A_c \cdot I_T}$  bahwa besar efisiensi berbanding lurus dengan kalor yang diterima udara dan berbanding terbalik dengan intensitas radiasi yang diterima plat penyerap. Oleh karena itu tren grafik meningkat seiring dengan perubahan laju alir massa. Efisiensi desain paling tinggi terjadi pada variasi intensitas yang rendah, yaitu pada intensitas radiasi 654 Watt/m<sup>2</sup>. Hal ini dapat dijelaskan berdasarkan perumusan efisiensi, jika dijabarkan yaitu  $\eta = 1 - \frac{Q_{\text{loss}}}{A_c \cdot I_T}$  dimana  $Q_{\text{loss}} = A_c \cdot [U_T(T_{\text{abs}} - T_{\text{amb}})]$ , semakin kecil intensitas radiasi maka beda temperatur plat penyerap dan udara sekitar semakin kecil pula. Dengan demikian efisiensi yang dihasilkan akan besar saat intensitas rendah. Efisiensi tertinggi tidak dicapai pada intensitas yang paling rendah dikarenakan  $Q_{\text{use}}$  yang dihasilkan juga sangat kecil hal tersebut dapat terjadi karena kurang akuratnya pada saat pengukuran sehingga terjadi penyimpangan data.

Efisiensi dipengaruhi oleh *overall heat coefficient top* ( $U_T$ ). Pada perhitungan *overall heat coefficient top* ( $U_T$ ) dipengaruhi oleh temperatur plat penyerap dan kaca penutup. Semakin kecil intensitas radiasi maka  $U_T$  semakin kecil dan  $Q_{\text{use}}$  energi surya semakin besar dengan demikian efisiensi yang dihasilkan menjadi besar saat intensitas radiasi rendah.

#### 4.5. Penurunan Tekanan dan Koefisien Friksi Aliran Udara

Penurunan tekanan adalah hasil dari gaya gesek pada fluida ketika mengalir melalui saluran sehingga kecepatan aliran fluida sangat berpengaruh pada perubahannya. Penurunan tekanan pada pengujian ini diukur dengan menggunakan *differential magnetic pressure gage* selama proses pemanasan pada tiap variasi *Reynolds Number*. Dengan mengetahui panjang saluran udara (L) dan kecepatan udara (v), koefisien friksi aliran dapat dicari

dengan menggunakan persamaan  $f = \frac{\Delta P}{\frac{L}{D_h} \rho \frac{v^2}{2}}$



Gambar 4.10 Grafik perbandingan koefisien friksi terhadap *Reynolds Number*

Gambar 4.10 merupakan grafik koefisien friksi aliran (f) fungsi *Reynolds number* (Re) pada intensitas 915 W/m<sup>2</sup>. Dari grafik dapat diketahui koefisien friksi tertinggi pada *Reynolds number* 6717 dan terendah pada *Reynolds number* 17066. Tren pada grafik menurun meunjukkan koefisien friksi aliran berkurang seiring bertambahnya Re, hal ini bersesuaian dengan *Moody Diagram* (*Introduction to Fluid Mechanics*, Fox).

Besarnya *Reynolds number* sebanding dengan kecepatan aliran ( $v$ ). Saat aliran laminar ( $Re \leq 2300$ ), nilai koefisien gesek dipengaruhi oleh *Reynolds number* dan kekasaran permukaan saluran (*roughness*,  $e/D$ ), sehingga semakin besar *Reynolds number* mengakibatkan semakin kecil nilai koefisien gesek. Sedangkan saat aliran turbulen ( $Re > 2300$ ), nilai  $f$  cenderung konstan terhadap kenaikan *Reynolds number*.

*Halaman ini sengaja dikosongkan.*

## BAB V KESIMPULAN DAN SARAN

### 5.1 Kesimpulan

Berdasarkan penelitian yang telah dilakukan pada kolektor surya *v-corrugated absorber plate* dengan penambahan *obstacle* dan *fin* berbentuk setengah silinder yang dimiringkan dapat ditarik kesimpulan sebagai berikut:

1. Berdasarkan hasil eksperimen, didapatkan  $Q_{use}$  paling tinggi pada laju aliran massa sebesar 0.08 kg/s dengan intensitas radiasi 875 Watt/m<sup>2</sup> yakni 785.80 Watt. Sedangkan  $Q_{usethermo}$  paling rendah pada laju aliran massa sebesar 0.03 kg/s dengan intensitas radiasi 248 Watt/m<sup>2</sup> yakni 154.85 Watt.
2. Berdasarkan persamaan regresi diketahui bahwa nilai  $U_L$  (*overall heat coefficient total*) pada kondisi aktual memiliki trendline grafik menurun terhadap fungsi  $\Delta T/I_T$ . Nilai  $F_r U_L$  yang didapatkan adalah sebesar 17.80 dengan  $R^2$  sebesar 0,7.
3. Efisiensi paling tinggi yakni 94% dicapai pada laju aliran massa 0,06 kg/s dengan intensitas radiasi sebesar 654 Watt/m<sup>2</sup> dan efisiensi paling rendah yakni 48% dicapai pada laju aliran massa 0,03 kg/s dengan intensitas radiasi sebesar 875 Watt/m<sup>2</sup>.
4. Penurunan tekanan berbanding lurus dengan penambahan *Reynolds Number*. Penurunan tekanan paling kecil dicapai pada *Reynolds number* 6717 yakni 43 Pascal sedangkan penurunan tekanan paling besar ada pada *Reynolds number* 17066 yakni 86 Pascal.

### 5.2 Saran

Adapun beberapa saran dalam penelitian tugas akhir ini, yang dapat menjadi *reference* untuk penelitian selanjutnya, yaitu:

1. Pengukuran dilakukan dengan peralatan yang lebih *sensitive* agar *holding time* pengambilan data tidak terlalu lama.
2. Pemasangan alat ukur lebih sistematis agar tidak mengganggu aliran.

3. Mempelajari karakteristik penggunaan kaca biasa dan *tempered glass* dan pengaruh lebar celah antara plat penyerap dan kaca penutup.
4. Penambahan laju alir massa yang melewati *ducting* agar mendapatkan hasil kurva  $Q_{use}$  yang optimal.



## DAFTAR PUSTAKA

- [1] Priyanto, Unggul. 2015. *Outlook Energi Indonesia*. Jakarta: Pusat Pengembangan Sumber Daya Energi.
- [2] Duffie, J.A. and W.A. Beckman. 1991. *Solar Engineering of Thermal Processes*. Second Edition. New York: John Wiley and Sons Inc.
- [3] Incropera, Frank.P., David P. Dewitt, Theodore L. Bergman, Adrienne S. Lavine. 2011. *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*. Seventh Edition. New York: John Wiley and Sons Inc.
- [4] Karim, Md Azharul and M.N.A Hawladerb. 2004. *Performance Investigation of Flat-Plate, V-Corrugated and Finned Air Collectors*. Australia: University of Melbourne, Victoria.
- [5] Suroso, Clarissa. 2016. Studi Simulasi Numerik dan Eksperimental Pengaruh Penambahan *Fin* Berbentuk Prisma Segitiga Tegak Lurus Aliran yang Dipasang pada Bagian Bawah Plat *Absorber* Berbentuk V Terhadap Efisiensi Kolektor Surya Pemanas Udara. Tugas Akhir. Tidak dipublikasikan. Surabaya: Institut Teknologi Sepuluh Nopember
- [6] Masitha, Alifia H. 2016. Studi Simulasi Numerik dan Eksperimental Pengaruh Penambahan *Fin* Prisma Segitiga yang Dimiringkan Terhadap Arah Aliran yang Dipasang pada Bagian Bawah Plat *Absorber* Berbentuk V Terhadap Efisiensi Kolektor Surya Pemanas Udara. Tugas Akhir. Tidak dipublikasikan. Surabaya: Institut Teknologi Sepuluh Nopember.
- [7] Lestari, Fajar Sri P. 2016. Studi Simulasi Numerik dan Eksperimental Pengaruh Penambahan *Fin* Berbentuk Setengah Silinder Tegak Lurus Aliran yang Dipasang pada Bagian Bawah Plat *Absorber* Berbentuk V Terhadap Efisiensi Kolektor Surya Pemanas Udara. Tugas Akhir. Tidak dipublikasikan. Surabaya: Institut Teknologi Sepuluh Nopember

- [8] Pualam, Bernardus. 2017. Studi Simulasi Numerik dan Eksperimental Pengaruh Penambahan *Fin* Berbentuk Setengah Silinder yang Dimiringkan Terhadap Arah Aliran yang Dipasang pada Bagian Bawah Plat Penyerap Berbentuk V Terhadap Efisiensi Kolektor Surya Pemanas Udara. Tugas Akhir. Tidak dipublikasikan. Surabaya: Institut Teknologi Sepuluh Nopember.
- [9] Kulkarni, K., Arshad Afzal, and Kwang-Yong Kim. 2015. *Multi-objective Optimization of Solar Air Heater with Obstacles Absorber Plate*. Republic of Korea: Inha University, Incheon.
- [10] Handoyo, Ekadewi A. 2014. Peningkatan Kinerja Kolektor Surya Tipe V-Corrugated Absorber Plate Menggunakan Obstacle yang Ditekuk Secara Vertikal. Tugas Akhir. Tidak dipublikasikan. Surabaya: Institut Teknologi Sepuluh Nopember.
- [11] Randall, K. R., B.A. Meyer, M.M. El-Wakil, and J.W. Mitchell. 1978. *Interferometric Investigations of Convection in Slat, Flat Plate, and Vee-Corrugated Solar Collectors*. U.S.A: University of Wisconsin-Madison.

LAMPIRAN 1. Data Hasil Percobaan

NO	Kecepatan Blower (m/s)	Intensitas (W/m <sup>2</sup> )	Tamb (K)	Teg (K)	Tfluida (K)		
					in	out	rata
1	2.6	876	308.00	321.44	309.00	326.65	317.83
2	3.9	876	308.00	320.43	309.60	326.17	317.89
3	5.2	876	308.00	319.54	309.00	325.20	317.10
4	6.5	876	308.00	319.01	309.00	322.60	315.80
5	2.6	915	310.00	330.83	311.20	335.96	323.58
6	3.9	915	310.00	329.41	311.00	331.46	321.23
7	5.2	915	310.00	327.79	311.50	327.17	319.34
8	6.5	915	310.00	325.67	312.20	324.87	318.54
9	2.6	810	307.00	321.08	308.20	327.22	317.71
10	3.9	810	307.00	320.48	308.60	323.54	316.07
11	5.2	810	307.00	319.91	309.70	322.42	316.06
12	6.5	810	307.00	318.95	309.25	321.12	315.19
13	2.6	850	308.20	321.51	309.30	329.17	319.24
14	3.9	850	308.20	320.46	309.90	328.96	319.43
15	5.2	850	308.20	319.14	310.00	326.04	318.02
16	6.5	850	308.20	318.85	310.98	324.14	317.56
17	2.6	654	306.00	318.79	307.00	323.79	315.40
18	3.9	654	306.00	318.50	306.70	322.63	314.66
19	5.2	654	306.00	316.53	307.50	320.38	313.94
20	6.5	654	306.00	316.43	307.25	317.37	312.31
21	2.6	248	304.60	314.08	305.00	311.70	308.35
22	3.9	248	304.60	313.36	306.20	311.42	308.81
23	5.2	248	304.60	312.36	305.25	309.28	307.27
24	6.5	248	304.60	311.60	305.00	308.17	306.59

$\Delta T$	<b>TabS (K)</b>	<b>Tfin (K)</b>	<b>Tbase (K)</b>	<b>Tiso (K)</b>	$\Delta P$
17.65	330.88	322.54	314.92	306.00	43
16.57	329.88	320.50	315.39	306.00	55
16.20	327.78	320.19	314.26	306.00	68
13.60	327.36	318.38	312.51	306.00	76
24.76	335.03	325.34	314.99	306.00	43
20.46	333.91	323.44	314.51	306.00	55
15.67	333.42	323.88	312.91	306.00	68
12.67	330.78	313.57	312.97	306.00	76
19.02	333.87	324.87	313.77	306.00	43
14.94	333.51	322.10	313.70	306.00	55
12.72	332.83	322.66	313.37	306.00	68
11.87	331.50	322.11	312.80	306.00	76
19.87	335.09	322.07	315.89	306.00	43
19.06	333.17	320.01	314.75	306.00	55
16.04	333.05	320.80	314.27	306.00	68
13.16	331.78	319.38	313.70	306.00	76
16.79	332.42	322.98	313.67	306.00	43
15.93	330.57	320.96	313.18	306.00	55
12.88	329.71	320.92	311.16	306.00	68
10.12	329.76	320.40	311.84	306.00	76
6.70	330.08	318.14	310.74	306.00	43
5.22	328.19	316.18	310.00	306.00	55
4.03	327.14	313.69	309.69	306.00	68
3.17	326.76	312.38	309.14	306.00	76

## LAMPIRAN 2. Data Hasil Perhitungan

NO	Kecepatan Blower (m/s)	Intensitas (W/m <sup>2</sup> )	hw				
			cg-amb				
			Trata	$\beta'$	Re	Nu	h
1	2.6	876	314.72	0.00318	2727	15.60	4.65
2	3.9	876	314.22	0.00318	2735	15.62	4.64
3	5.2	876	313.77	0.00319	2742	15.65	4.63
4	6.5	876	313.51	0.00319	2746	15.66	4.63
5	2.6	915	320.42	0.00312	2640	15.34	4.65
6	3.9	915	319.71	0.00313	2650	15.37	4.65
7	5.2	915	318.90	0.00314	2663	15.41	4.65
8	6.5	915	317.84	0.00315	2679	15.46	4.63
9	2.6	810	314.04	0.00318	2738	15.63	4.67
10	3.9	810	313.74	0.00319	2742	15.64	4.67
11	5.2	810	313.46	0.00319	2747	15.66	4.67
12	6.5	810	312.98	0.00320	2755	15.68	4.66
13	2.6	850	314.86	0.00318	2725	15.59	4.67
14	3.9	850	314.33	0.00318	2733	15.62	4.66
15	5.2	850	313.67	0.00319	2744	15.65	4.66
16	6.5	850	313.53	0.00319	2746	15.65	4.66
17	2.6	654	312.40	0.00320	2764	15.71	4.67
18	3.9	654	312.25	0.00320	2766	15.71	4.66
19	5.2	654	311.27	0.00321	2783	15.76	4.66
20	6.5	654	311.22	0.00321	2783	15.76	4.66
21	2.6	248	309.34	0.00323	2815	15.85	4.67
22	3.9	248	308.98	0.00324	2821	15.87	4.66
23	5.2	248	308.48	0.00324	2829	15.90	4.66
24	6.5	248	308.10	0.00325	2836	15.91	4.66

h conv								
cg-abs					abs-fluid			
T rata	$\beta'$	Ra	Nu	h	T rata	Re	Nu	h
326.16	0.00307	423327372	206.58	6.48	324.35	6731	23.09	80.76
325.16	0.00308	429843128	207.88	6.50	323.88	10122	32.01	111.78
323.66	0.00309	382866326	198.24	6.18	322.44	13604	40.55	141.44
323.19	0.00309	390622645	199.88	6.22	321.58	17085	48.65	169.60
332.93	0.00300	171456441	142.61	4.55	329.31	6550	22.58	80.20
331.66	0.00302	186925420	147.75	4.70	327.57	9919	31.48	111.57
330.61	0.00302	237286279	162.93	5.17	326.38	13313	39.83	140.89
328.23	0.00305	222605709	158.72	5.01	324.66	16799	47.99	169.23
327.48	0.00305	563045254	232.21	7.31	325.79	6678	22.95	80.11
327.00	0.00306	577487752	234.63	7.38	324.79	10072	31.88	111.20
326.37	0.00306	577671217	234.66	7.37	324.45	13455	40.19	140.08
325.23	0.00307	570283597	233.43	7.31	323.34	16921	48.28	168.06
328.30	0.00305	590963094	236.86	7.47	327.16	6628	22.81	79.79
326.82	0.00306	564732541	232.49	7.31	326.30	9989	31.67	110.64
326.10	0.00307	624352494	242.26	7.60	325.54	13375	40.00	139.49
325.32	0.00307	586802191	236.17	7.39	324.67	16798	48.00	167.33
325.61	0.00307	616035583	240.93	7.55	323.91	6747	23.14	80.42
324.54	0.00308	553872392	230.65	7.21	322.62	10193	32.19	111.82
323.12	0.00309	617149985	241.11	7.50	321.83	13650	40.66	140.89
323.10	0.00310	624397312	242.26	7.54	321.04	17136	48.78	168.98
322.08	0.00310	760472365	262.66	8.15	319.22	6923	23.63	81.43
320.78	0.00312	718281782	256.59	7.94	318.50	10425	32.78	112.88
319.75	0.00313	726387853	257.77	7.95	317.20	13999	41.50	142.71
319.18	0.00313	751515816	261.39	8.05	316.67	17550	49.73	170.82

h conv									
fin-fluid					fluid-base				
sb x	$\eta_{fin}$	$\eta_o$	Q t	R t	h	T rata	Re	Nu	h
1.43	0.79	1.00	22454.03	0.0127	80.76	316.37	7031	23.91	83.63
1.68	0.75	1.00	30965.29	0.0092	111.78	316.64	10532	33.04	115.39
1.89	0.72	1.00	38999.36	0.0073	141.44	315.68	14116	41.76	145.68
2.07	0.70	1.00	46909.94	0.0061	169.60	314.16	17793	50.26	175.20
1.43	0.79	1.00	22173.13	0.0128	80.20	319.28	6920	23.60	83.80
1.68	0.75	1.00	30980.92	0.0092	111.57	317.87	10461	32.85	116.42
1.89	0.72	1.00	39313.58	0.0073	140.89	316.12	14082	41.67	147.36
2.07	0.70	1.00	46920.74	0.0061	169.23	315.75	17638	49.89	175.96
1.42	0.79	1.00	22514.68	0.0128	80.11	315.74	7056	23.98	83.71
1.68	0.75	1.00	31392.22	0.0093	111.20	314.89	10633	33.29	116.13
1.88	0.72	1.00	39455.00	0.0073	140.08	314.72	14191	41.94	146.18
2.06	0.70	1.00	47260.66	0.0061	168.06	313.99	17808	50.30	175.08
1.42	0.79	1.00	22403.50	0.0129	79.79	317.56	6986	23.79	83.22
1.67	0.75	1.00	30835.14	0.0093	110.64	317.09	10506	32.97	115.19
1.88	0.72	1.00	39052.87	0.0074	139.49	316.15	14080	41.68	145.35
2.06	0.70	1.00	46713.47	0.0061	167.33	315.63	17650	49.94	174.08
1.43	0.79	1.00	22671.07	0.0128	80.42	314.53	7102	24.11	83.79
1.68	0.75	1.00	31402.33	0.0092	111.82	313.92	10689	33.44	116.16
1.89	0.72	1.00	39544.05	0.0073	140.89	312.55	14359	42.35	146.71
2.07	0.70	1.00	47706.12	0.0061	168.98	312.08	17996	50.73	175.73
1.44	0.79	1.00	23327.82	0.0126	81.43	309.55	7298	24.65	84.94
1.69	0.75	1.00	32078.36	0.0091	112.88	309.41	10955	34.11	117.44
1.90	0.72	1.00	40623.70	0.0072	142.71	308.48	14681	43.11	148.24
2.08	0.70	1.00	48676.56	0.0060	170.82	307.86	18413	51.68	177.50

h rad						R total upper	Ut	Ub	Ul
cg-amb		cg- abs	abs- fin	abs- base	fin- base				
Tsky	h								
53.48	44.53	3.80	5.78	8.01	17.80	0.50	2.05	2.03	4.08
53.48	47.54	3.76	5.70	7.99	17.67	0.50	2.05	2.03	4.08
53.48	50.64	3.71	5.64	7.87	17.55	0.51	2.04	2.03	4.07
53.48	52.73	3.69	5.58	7.79	17.26	0.51	2.03	2.03	4.06
53.90	32.24	4.04	5.97	8.17	18.05	0.49	2.08	2.03	4.11
53.90	34.01	3.99	5.89	8.11	17.85	0.50	2.08	2.03	4.11
53.90	36.38	3.95	5.89	8.03	17.75	0.50	2.08	2.03	4.10
53.90	40.24	3.87	5.55	7.94	16.90	0.50	2.06	2.03	4.09
53.27	42.31	3.84	5.93	8.08	17.91	0.50	2.07	2.03	4.10
53.27	43.87	3.83	5.84	8.07	17.66	0.50	2.07	2.03	4.09
53.27	45.48	3.80	5.84	8.03	17.68	0.50	2.06	2.03	4.09
53.27	48.55	3.76	5.79	7.96	17.59	0.50	2.05	2.03	4.08
53.52	45.00	3.87	5.88	8.21	17.84	0.49	2.08	2.03	4.11
53.52	48.22	3.82	5.78	8.09	17.58	0.50	2.07	2.03	4.10
53.52	53.15	3.79	5.80	8.07	17.60	0.50	2.07	2.03	4.10
53.52	54.40	3.77	5.72	8.00	17.44	0.50	2.06	2.03	4.09
53.06	45.27	3.78	5.84	8.02	17.74	0.50	2.05	2.03	4.08
53.06	46.15	3.74	5.73	7.94	17.53	0.50	2.04	2.03	4.07
53.06	53.44	3.69	5.71	7.83	17.36	0.50	2.04	2.03	4.07
53.06	53.88	3.69	5.70	7.86	17.37	0.50	2.04	2.03	4.07
52.77	57.54	3.66	5.65	7.83	17.09	0.50	2.04	2.03	4.07
52.77	61.70	3.61	5.55	7.73	16.87	0.51	2.03	2.03	4.06
52.77	68.77	3.58	5.46	7.68	16.65	0.51	2.02	2.03	4.05
52.77	75.49	3.56	5.41	7.65	16.50	0.51	2.02	2.03	4.05



F'	$\varphi$	F''	F <sub>r</sub>	m dot	Qu		S	$\eta$	
					thermo	ensur		thermo	ensur
0.99	5.91	0.92	0.91	0.03	407.92	582.93	661.66	0.48	0.68
0.99	8.86	0.95	0.94	0.05	574.44	598.38	661.66	0.67	0.70
1.00	11.83	0.96	0.95	0.06	748.82	609.87	661.66	0.88	0.72
1.00	14.78	0.97	0.96	0.08	785.80	615.49	661.66	0.92	0.72
0.99	5.87	0.92	0.91	0.03	572.25	607.99	691.29	0.64	0.68
0.99	8.80	0.95	0.94	0.05	709.30	627.37	691.29	0.80	0.71
0.99	11.72	0.96	0.95	0.06	724.32	635.12	691.29	0.81	0.71
1.00	14.69	0.97	0.96	0.08	732.07	638.44	691.29	0.82	0.72
0.99	5.89	0.92	0.91	0.03	439.59	538.23	612.28	0.56	0.68
0.99	8.82	0.95	0.94	0.05	517.94	553.10	612.28	0.66	0.70
0.99	11.76	0.96	0.95	0.06	587.96	557.42	612.28	0.75	0.71
1.00	14.71	0.97	0.96	0.08	685.84	564.35	612.28	0.87	0.72
0.99	5.87	0.92	0.91	0.03	459.23	564.64	641.91	0.56	0.68
0.99	8.81	0.95	0.94	0.05	660.77	579.71	641.91	0.80	0.70
0.99	11.73	0.96	0.95	0.06	741.43	588.21	641.91	0.90	0.71
1.00	14.68	0.97	0.96	0.08	760.38	589.97	641.91	0.92	0.71
0.99	5.91	0.92	0.91	0.03	388.05	434.08	493.78	0.61	0.68
0.99	8.87	0.95	0.94	0.05	552.08	448.43	493.78	0.87	0.71
1.00	11.82	0.96	0.95	0.06	595.36	452.25	493.78	0.94	0.71
1.00	14.76	0.97	0.96	0.08	584.73	457.36	493.78	0.92	0.72
0.99	5.93	0.92	0.91	0.03	154.85	164.96	187.64	0.64	0.68
0.99	8.90	0.95	0.94	0.05	180.97	165.51	187.64	0.75	0.69
1.00	11.87	0.96	0.95	0.07	186.28	171.61	187.64	0.77	0.71
1.00	14.83	0.97	0.96	0.08	183.16	174.13	187.64	0.76	0.72

f	Qloss	Qloss	UT thermo	UT ensur	Qloss estimasi
0.10	443.37	443.37	19.94	2.05	45.67
0.05	276.85	276.85	13.02	2.05	43.57
0.04	102.47	102.47	5.33	2.04	39.15
0.03	65.49	65.49	3.48	2.03	38.28
0.10	317.16	317.16	13.04	2.08	50.71
0.05	180.11	180.11	7.75	2.08	48.29
0.04	165.09	165.09	7.25	2.08	47.25
0.03	157.35	157.35	7.79	2.06	41.62
0.10	348.18	348.18	13.33	2.07	53.98
0.05	269.83	269.83	10.47	2.07	53.22
0.04	199.80	199.80	7.96	2.06	51.76
0.03	101.92	101.92	4.28	2.05	48.93
0.10	366.65	366.65	14.03	2.08	54.38
0.05	165.12	165.12	6.80	2.07	50.24
0.04	84.46	84.46	3.50	2.07	50.02
0.03	65.50	65.50	2.86	2.06	47.29
0.10	247.25	247.25	9.63	2.05	52.76
0.05	83.21	83.21	3.48	2.04	48.80
0.04	39.93	39.93	1.73	2.04	47.03
0.03	50.57	50.57	2.19	2.04	47.14
0.10	86.56	86.56	3.50	2.04	50.48
0.05	60.45	60.45	2.64	2.03	46.49
0.04	55.13	55.13	2.52	2.02	44.30
0.03	58.25	58.25	2.70	2.02	43.54

### LAMPIRAN 3. Data Properties

Tf (K)	$\rho$	$C_p$ (J/kg K)	$\mu$	$\nu$	$k$	$\alpha$	Pr
314.72	1.11241	1007.59	1.9E-05	2E-05	0.02739	2E-05	0.705
314.22	1.11409	1007.57	1.9E-05	2E-05	0.02735	2E-05	0.705
313.77	1.11557	1007.55	1.9E-05	2E-05	0.02732	2E-05	0.705
313.51	1.11646	1007.54	1.9E-05	2E-05	0.0273	2E-05	0.705
320.42	1.09346	1007.82	1.9E-05	2E-05	0.02781	3E-05	0.704
319.71	1.09582	1007.79	1.9E-05	2E-05	0.02776	3E-05	0.704
318.90	1.09852	1007.76	1.9E-05	2E-05	0.0277	3E-05	0.704
317.84	1.10205	1007.71	1.9E-05	2E-05	0.02762	3E-05	0.705
314.04	1.11467	1007.56	1.9E-05	2E-05	0.02734	2E-05	0.705
313.74	1.11567	1007.55	1.9E-05	2E-05	0.02732	2E-05	0.705
313.46	1.11662	1007.54	1.9E-05	2E-05	0.0273	2E-05	0.705
312.98	1.11822	1007.52	1.9E-05	2E-05	0.02726	2E-05	0.705
314.86	1.11196	1007.59	1.9E-05	2E-05	0.0274	2E-05	0.705
314.33	1.11371	1007.57	1.9E-05	2E-05	0.02736	2E-05	0.705
313.67	1.11591	1007.55	1.9E-05	2E-05	0.02731	2E-05	0.705
313.53	1.11639	1007.54	1.9E-05	2E-05	0.0273	2E-05	0.705
312.40	1.12015	1007.50	1.9E-05	2E-05	0.02722	2E-05	0.705
312.25	1.12063	1007.49	1.9E-05	2E-05	0.02721	2E-05	0.705
311.27	1.12391	1007.45	1.9E-05	2E-05	0.02713	2E-05	0.705
311.22	1.12408	1007.45	1.9E-05	2E-05	0.02713	2E-05	0.705
309.34	1.13032	1007.37	1.9E-05	2E-05	0.02699	2E-05	0.706
308.98	1.13151	1007.36	1.9E-05	2E-05	0.02696	2E-05	0.706
308.48	1.13318	1007.34	1.9E-05	2E-05	0.02693	2E-05	0.706
308.10	1.13444	1007.32	1.9E-05	2E-05	0.0269	2E-05	0.706

Tf (K)	$\rho$	$C_p$ (J/kg K)	$\mu$	$\nu$	$k$	$\alpha$	Pr
324.35	1.08035	1007.97	2E-05	2E-05	0.0281	3E-05	0.704
323.88	1.08192	1007.96	2E-05	2E-05	0.02807	3E-05	0.704
322.44	1.08672	1007.90	2E-05	2E-05	0.02796	3E-05	0.704
321.58	1.08958	1007.86	1.9E-05	2E-05	0.0279	3E-05	0.704
329.31	1.06387	1008.17	2E-05	2E-05	0.02847	3E-05	0.703
327.57	1.06965	1008.10	2E-05	2E-05	0.02834	3E-05	0.703
326.38	1.07362	1008.06	2E-05	2E-05	0.02825	3E-05	0.703
324.66	1.07934	1007.99	2E-05	2E-05	0.02812	3E-05	0.704
325.79	1.07557	1008.03	2E-05	2E-05	0.02821	3E-05	0.703
324.79	1.07890	1007.99	2E-05	2E-05	0.02813	3E-05	0.704
324.45	1.08005	1007.98	2E-05	2E-05	0.02811	3E-05	0.704
323.34	1.08372	1007.93	2E-05	2E-05	0.02803	3E-05	0.704
327.16	1.07100	1008.09	2E-05	2E-05	0.02831	3E-05	0.703
326.30	1.07387	1008.05	2E-05	2E-05	0.02825	3E-05	0.703
325.54	1.07642	1008.02	2E-05	2E-05	0.02819	3E-05	0.703
324.67	1.07930	1007.99	2E-05	2E-05	0.02813	3E-05	0.704
323.91	1.08184	1007.96	2E-05	2E-05	0.02807	3E-05	0.704
322.62	1.08613	1007.90	2E-05	2E-05	0.02797	3E-05	0.704
321.83	1.08877	1007.87	1.9E-05	2E-05	0.02792	3E-05	0.704
321.04	1.09140	1007.84	1.9E-05	2E-05	0.02786	3E-05	0.704
319.22	1.09745	1007.77	1.9E-05	2E-05	0.02772	3E-05	0.704
318.50	1.09983	1007.74	1.9E-05	2E-05	0.02767	3E-05	0.704
317.20	1.10416	1007.69	1.9E-05	2E-05	0.02757	3E-05	0.705
316.67	1.10591	1007.67	1.9E-05	2E-05	0.02753	2E-05	0.705

$T_f$ (K)	$\rho$	$C_p$ (J/kg K)	$\mu$	$\nu$	$k$	$\alpha$	$Pr$
316.37	1.10691	1007.65	1.9E-05	2E-05	0.02751	2E-05	0.705
316.64	1.10603	1007.67	1.9E-05	2E-05	0.02753	2E-05	0.705
315.68	1.10922	1007.63	1.9E-05	2E-05	0.02746	2E-05	0.705
314.16	1.11429	1007.57	1.9E-05	2E-05	0.02735	2E-05	0.705
319.28	1.09723	1007.77	1.9E-05	2E-05	0.02773	3E-05	0.704
317.87	1.10193	1007.71	1.9E-05	2E-05	0.02762	3E-05	0.704
316.12	1.10774	1007.64	1.9E-05	2E-05	0.02749	2E-05	0.705
315.75	1.10898	1007.63	1.9E-05	2E-05	0.02747	2E-05	0.705
315.74	1.10902	1007.63	1.9E-05	2E-05	0.02746	2E-05	0.705
314.89	1.11186	1007.60	1.9E-05	2E-05	0.0274	2E-05	0.705
314.72	1.11243	1007.59	1.9E-05	2E-05	0.02739	2E-05	0.705
313.99	1.11483	1007.56	1.9E-05	2E-05	0.02734	2E-05	0.705
317.56	1.10295	1007.70	1.9E-05	2E-05	0.0276	3E-05	0.705
317.09	1.10452	1007.68	1.9E-05	2E-05	0.02756	3E-05	0.705
316.15	1.10767	1007.65	1.9E-05	2E-05	0.02749	2E-05	0.705
315.63	1.10938	1007.63	1.9E-05	2E-05	0.02746	2E-05	0.705
314.53	1.11304	1007.58	1.9E-05	2E-05	0.02738	2E-05	0.705
313.92	1.11507	1007.56	1.9E-05	2E-05	0.02733	2E-05	0.705
312.55	1.11963	1007.50	1.9E-05	2E-05	0.02723	2E-05	0.705
312.08	1.12121	1007.48	1.9E-05	2E-05	0.02719	2E-05	0.705
309.55	1.12963	1007.38	1.9E-05	2E-05	0.02701	2E-05	0.706
309.41	1.13010	1007.38	1.9E-05	2E-05	0.027	2E-05	0.706
308.48	1.13319	1007.34	1.9E-05	2E-05	0.02693	2E-05	0.706
307.86	1.13523	1007.31	1.9E-05	2E-05	0.02688	2E-05	0.706

Tf (K)	$\rho$	$C_p$ (J/kg K)	$\mu$	$\nu$	$k$	$\alpha$	Pr
317.8250	1.10208	1007.713	1.9E-05	2E-05	0.02762	3E-05	0.705
317.8850	1.10188	1007.7154	1.9E-05	2E-05	0.02762	3E-05	0.704
317.1000	1.10449	1007.684	1.9E-05	2E-05	0.02757	3E-05	0.705
315.8000	1.10882	1007.632	1.9E-05	2E-05	0.02747	2E-05	0.705
323.5800	1.08293	1007.9432	2E-05	2E-05	0.02804	3E-05	0.704
321.2300	1.09075	1007.8492	1.9E-05	2E-05	0.02787	3E-05	0.704
319.3350	1.09705	1007.7734	1.9E-05	2E-05	0.02773	3E-05	0.704
318.5350	1.09972	1007.7414	1.9E-05	2E-05	0.02767	3E-05	0.704
317.7100	1.10246	1007.7084	1.9E-05	2E-05	0.02761	3E-05	0.705
316.0700	1.10792	1007.6428	1.9E-05	2E-05	0.02749	2E-05	0.705
316.0600	1.10795	1007.6424	1.9E-05	2E-05	0.02749	2E-05	0.705
315.1850	1.11086	1007.6074	1.9E-05	2E-05	0.02742	2E-05	0.705
319.2350	1.09739	1007.7694	1.9E-05	2E-05	0.02772	3E-05	0.704
319.4300	1.09674	1007.7772	1.9E-05	2E-05	0.02774	3E-05	0.704
318.0200	1.10143	1007.7208	1.9E-05	2E-05	0.02763	3E-05	0.704
317.5600	1.10296	1007.7024	1.9E-05	2E-05	0.0276	3E-05	0.705
315.3950	1.11017	1007.6158	1.9E-05	2E-05	0.02744	2E-05	0.705
314.6625	1.11260	1007.5865	1.9E-05	2E-05	0.02739	2E-05	0.705
313.9400	1.11501	1007.5576	1.9E-05	2E-05	0.02733	2E-05	0.705
312.3100	1.12043	1007.4924	1.9E-05	2E-05	0.02721	2E-05	0.705
308.3500	1.13361	1007.334	1.9E-05	2E-05	0.02692	2E-05	0.706
308.8100	1.13208	1007.3524	1.9E-05	2E-05	0.02695	2E-05	0.706
307.2650	1.13722	1007.2906	1.9E-05	2E-05	0.02684	2E-05	0.706
306.5850	1.13949	1007.2634	1.9E-05	2E-05	0.02679	2E-05	0.706

Tf (K)	$\rho$	$C_p$ (J/kg K)	$\mu$	$\nu$	$k$	$\alpha$	Pr
308	1.13478	1007.32	1.9E-05	2E-05	0.02689	2E-05	0.706
308	1.13478	1007.32	1.9E-05	2E-05	0.02689	2E-05	0.706
308	1.13478	1007.32	1.9E-05	2E-05	0.02689	2E-05	0.706
308	1.13478	1007.32	1.9E-05	2E-05	0.02689	2E-05	0.706
310	1.12812	1007.4	1.9E-05	2E-05	0.02704	2E-05	0.706
310	1.12812	1007.4	1.9E-05	2E-05	0.02704	2E-05	0.706
310	1.12812	1007.4	1.9E-05	2E-05	0.02704	2E-05	0.706
310	1.12812	1007.4	1.9E-05	2E-05	0.02704	2E-05	0.706
307	1.13810	1007.28	1.9E-05	2E-05	0.02682	2E-05	0.706
307	1.13810	1007.28	1.9E-05	2E-05	0.02682	2E-05	0.706
307	1.13810	1007.28	1.9E-05	2E-05	0.02682	2E-05	0.706
307	1.13810	1007.28	1.9E-05	2E-05	0.02682	2E-05	0.706
308.2	1.13411	1007.328	1.9E-05	2E-05	0.02691	2E-05	0.706
308.2	1.13411	1007.328	1.9E-05	2E-05	0.02691	2E-05	0.706
308.2	1.13411	1007.328	1.9E-05	2E-05	0.02691	2E-05	0.706
308.2	1.13411	1007.328	1.9E-05	2E-05	0.02691	2E-05	0.706
306	1.14143	1007.24	1.9E-05	2E-05	0.02674	2E-05	0.706
306	1.14143	1007.24	1.9E-05	2E-05	0.02674	2E-05	0.706
306	1.14143	1007.24	1.9E-05	2E-05	0.02674	2E-05	0.706
306	1.14143	1007.24	1.9E-05	2E-05	0.02674	2E-05	0.706
304.6	1.14609	1007.184	1.9E-05	2E-05	0.02664	2E-05	0.706
304.6	1.14609	1007.184	1.9E-05	2E-05	0.02664	2E-05	0.706
304.6	1.14609	1007.184	1.9E-05	2E-05	0.02664	2E-05	0.706
304.6	1.14609	1007.184	1.9E-05	2E-05	0.02664	2E-05	0.706

#### LAMPIRAN 4. Data Pendukung

No	Gr	Gr/Re <sub>L</sub> <sup>2</sup>	Condition
1	728566	0.10	Forced
2	738551	0.10	Forced
3	655560	0.09	Forced
4	668364	0.09	Forced
5	296205	0.04	Forced
6	322342	0.05	Forced
7	408847	0.06	Forced
8	381903	0.05	Forced
9	975271	0.13	Forced
10	999690	0.13	Forced
11	998892	0.13	Forced
12	983960	0.13	Forced
13	1023700	0.14	Forced
14	975206	0.13	Forced
15	1077909	0.14	Forced
16	1010982	0.13	Forced
17	1066192	0.14	Forced
18	955711	0.12	Forced
19	1063330	0.14	Forced
20	1075901	0.14	Forced
21	1313923	0.17	Forced
22	1237132	0.16	Forced
23	1248859	0.16	Forced
24	1291216	0.16	Forced



## BIODATA PENULIS



**Harlista Dwi Oktyasworo** lahir di Semarang tanggal 19 Oktober, merupakan adik dari Yanuaris Maranto, anak dari pasangan Suharto dan Endang Mustika Ningsih. Penulis mengawali pendidikan dasar di SD Muhammadiyah 2 Pekalongan pada tahun 2001 sampai 2007. Lalu pendidikan menengah di SMP Negeri ^6 Pekalongan pada tahun 2007 sampai 2010.

Kemudian melanjutkan pendidikan di SMA Negeri 3 Pekalongan pada 2010 sampai 2013. Keinginan penulis untuk mandiri adalah salah satu pendorong untuk kuliah di ITS Surabaya dan mengambil bidang keilmuan Teknik Mesin. Penulis merupakan angkatan 2013 “M56” dengan NRP 2113100049.

Selama masa perkuliahan penulis aktif dalam kegiatan kemahasiswaan. Menjadi pengurus salah satu ormawa di Mesin yaitu Mesin *Music Club* (MMC) sebagai Staf Divisi Eksternal 2014-2015 dan Kepala Divisi Internal 2015-2016. Penulis juga aktif dalam kegiatan pembentukan kader di Mesin. Untuk informasi dan saran serta kepentingan penelitian, penulis dapat dihubungi melalui email [harlistadwi@gmail.com](mailto:harlistadwi@gmail.com)