



TUGAS AKHIR - TM 090340

**RANCANG BANGUN ALAT PENGERING IKAN
MENGUNAKAN KOLEKTOR SURYA PLAT
GELOMBANG DENGAN PENAMBAHAN TURBIN
VENTILATOR UNTUK MENINGKATKAN
KAPASITAS ALIRAN UDARA PENGERINGAN**

**LINGGA RUHMANTO ASMORO
NRP. 2109 030 047**

**Dosen Pembimbing
Dedy Zulhidayat Noor, ST. MT. PhD
NIP. 19751206 200501 1 002**

**PROGRAM STUDI D3 TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2013**



FINAL PROJECT - TM 090340

**FISH DRIER DESIGN USES A WAVE PLATE
SOLAR COLLECTOR WITH VENTILATOR
TURBINE ADDITION TO INCREASING THE
CAPACITY OF THE DRYING AIR FLOW**

**LINGGA RUHMANTO ASMORO
NRP. 2109 030 047**

**Counsellor Lecture :
Dedy Zulhidayat Noor, ST. MT. PhD
NIP. 19751206 200501 1 002**

**DIPLOMA III STUDY PROGRAM
Faculty of Industrial Technology
Sepuluh Nopember Institute of Technology
Surabaya 2013**

“RANCANG BANGUN ALAT PENGERING IKAN MENGGUNAKAN KOLEKTOR SURYA PLAT GELOMBANG DENGAN PENAMBAHAN TURBIN VENTILATOR UNTUK MENINGKATKAN KAPASITAS ALIRAN UDARA PENGERINGAN”

Nama Mahasiswa : Lingga Ruhmanto Asmoro
NRP : 2109 030 047
Jurusan : D III Teknik Mesin, FTI – ITS
Dosen Pembimbing : Dedy Zulhidayat Noor, ST. MT. Ph.D

ABSTRAK

Ikan merupakan salah satu hasil laut yang sangat melimpah di Indonesia dan sangat berpotensi di bidang industri. Pada umumnya ikan perlu dikeringkan agar memperlambat proses pembusukan. Para nelayan menggunakan teknik pengeringan konvensional namun itu tidak dapat selalu digunakan karena terkendala oleh cuaca yang tak menentu. Pada umumnya waktu yang diperlukan untuk proses pengeringan ikan 2–3 hari. Maka, dibutuhkan alat untuk menunjang hal tersebut serta bagaimana agar proses pengeringan ikan dapat lebih efektif.

Proses pengeringan ikan dilakukan dengan meletakkan kolektor surya di bawah panas matahari sebagai sumber energi. Kolektor surya tersebut akan meningkatkan temperatur panas matahari seiring dari desain kolektor yang kemudian dimanfaatkan untuk proses pengeringan ikan di dalam ruang pengering.

Data yang diperoleh menunjukkan bahwa kolektor surya dengan penambahan turbin ventilator mampu mengeringkan ikan lebih baik, hal ini dapat dilihat dari kapasitas aliran udara pengeringan yang dihasilkan kolektor surya dengan penambahan turbin ventilator lebih besar 28,488% dibanding kolektor surya tanpa penambahan turbin ventilator.

Kolektor surya dengan penambahan turbin ventilator dapat mengeringkan ikan “kepala batu” dari massa awal 2kg menjadi 1,36kg lebih baik dibandingkan dengan kolektor surya tanpa penambahan turbin ventilator yang dapat mengeringkan ikan dari massa awal 2kg menjadi 1,448kg dalam selang waktu 6 jam.

Kata Kunci : konvensional; kolektor surya; turbin ventilator

“FISH DRIER DESIGN USES A WAVE PLATE SOLAR COLLECTOR WITH VENTILATOR TURBINE ADDITION TO INCREASING THE CAPACITY OF THE DRYING AIR FLOW”

*Name : Lingga Ruhmanto Asmoro
NRP : 2109 030 047
Subject : DIII Mechanical Engineering, FTI-ITS
Counselor Lecture : Dedy Zulhidayat Noor, ST. MT. Ph.D*

ABSTRACT

Fish is one of the results of the sea are very abundant in Indonesia and is potentially in the field of industry. In General, fish need to be drained in order to slow down the process of decay. The fishermen using conventional drying techniques but it cannot always be used because constrained by erratic weather. In general the time needed for drying fish 2-3 days. Then, it is a tool to support it as well as how to fish drying process can be more effective.

Fish drying process is carried out by placing the Solar Collector under the heat of the Sun as an energy source. The solar collectors will increase the temperature of the Sun's heat as a collector's design was later used for the drying process of the fish in the dryer.

The process of drying fish are done by placing the solar collectors on the sun as source of energy. The solar collector will increase as the temperature solar thermal collector design which is then used for drying fish in the drying chamber.

Data which got shows that solar collector with additioning of ventilator turbine capable to dry the fish better, this thing can be looked from air flow capacity that produced by solar collector with additioning ventilator turbine 28,488% bigger than solar collector without additioning ventilator turbine.

Solar collector with additioning ventilator turbine can dry the 'kepala batu' fish with initial mass of 2 kilograms become 1,36 kilograms is better than solar collector without additioning ventilator turbine that can only dry the fish with initial mass 2 kilograms become 1,448 kilograms in 6 hours of interval time.

Keywords: conventional; solar collector; ventilator turbine

LEMBAR PENGESAHAN

RANCANG BANGUN ALAT PENGERING IKAN MENGUNAKAN KOLEKTOR SURYA PLAT GELOMBANG DENGAN PENAMBAHAN TURBINE VENTILATOR UNTUK MENINGKATKAN KAPASITAS ALIRAN UDARA PENGERINGAN

TUGAS AKHIR

Dilakukan untuk memenuhi salah satu syarat memperoleh gelar Ahli Madya

Pada bidang studi Konversi Energi
Program Studi Diploma III Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya

Oleh:

LINGGA RUHMANTO ASMORO
NRP. 2109 030 047

Disetujui oleh dosen pembimbing tugas Akhir :


Dedy Zulhikmah Noor, ST, MT, Ph.D

NIP. 19751206 200501 1 002

Surabaya,

Juli 2013

KATA PENGANTAR

Puji syukur alhamdulillah penulis panjatkan atas ke hadirat ALLAH SWT yang telah memberikan segala rahmat serta hidayah-Nya, sehingga penulis dapat menyelesaikan penyusunan Tugas Akhir ini yang berjudul :

***“RANCANG BANGUN ALAT PENGERING IKAN
MENGUNAKAN KOLEKTOR SURYA PLAT GELOMBANG
DENGAN PENAMBAHAN TURBIN VENTILATOR UNTUK
MENINGKATKAN KAPASITAS ALIRAN UDARA
PENGERINGAN”***

Tugas Akhir ini merupakan salah satu persyaratan untuk memperoleh gelar ahli madya bidang studi Konversi Energi Program Studi D3 Teknik Mesin Fakultas Teknologi Industri, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.

Penulis menyadari bahwa dalam penyelesaian penyusunan tugas akhir ini tidak lepas dari dukungan serta bantuan dari berbagai pihak, baik secara langsung maupun tidak langsung. Untuk itu, dalam kesempatan ini penulis ingin mengucapkan terima kasih kepada seluruh pihak yang telah membantu dalam penyelesaian tugas akhir ini, yakni :

1. Bapak Dedy Zulhidayat Noor, ST. MT. Ph.D, selaku dosen pembimbing Tugas Akhir yang telah banyak memberikan pengarahan dan ilmu mengenai energi terbarukan yang berkaitan dengan penulisan tugas akhir ini.
2. Ibunda tersayang Asmarani, dan Ayahanda Sukarmanto, S.Pd, serta Alief Ruhmanti Asmara, A.md yang selalu memberikan do'a dan dukungan penuh baik secara moral dan materi, membimbing, serta menasehati penulis sampai saat ini.
3. Ibu Liza Rusdiyana, ST. MT, selaku Koordinator tugas akhir Program Studi D-3 Teknik Mesin FTI-ITS.
4. Bapak Nur Husodo, ST. MT, selaku dosen wali.

5. Bapak Ir. Suhariyanto, ST. MT, selaku Ketua Program Studi D-3 Teknik Mesin FTI-ITS.
6. Bapak / Ibu dosen dan seluruh karyawan program studi D3 Teknik Mesin FTI-ITS yang telah banyak membimbing dan memberikan ilmu pengetahuan yang sangat bermanfaat serta membantu selama perkuliahan.
7. Agustina Puput Suryani, S.Pd, yang tak pernah lelah berdo'a, mengingatkan, dan memotivasi.
8. Imam Hadi, Edo Edgar selaku partner tugas akhir yang telah banyak membantu dan memberikan semangat.
9. Seluruh teman-teman D3MITS angkatan 2009 yang selalu memberikan semangat kepada penulis dalam menyelesaikan tugas akhir ini. Terima kasih atas dukungan dan do'anya serta motivasi yang telah diberikan kepada penulis.
10. Serta seluruh pihak yang belum disebutkan namanya di atas yang telah banyak membantu dan memberikan dukungannya bagi penulis dalam penyelesaian tugas akhir ini.

Penulis sangat menyadari bahwa dalam penyusunan tugas akhir ini masih jauh dari kesempurnaan. Maka sangat diperlukan kritik dan saran yang dapat membangun dalam penyempurnaan penulisan tugas akhir ini.

Besar harapan penulis semoga Tugas Akhir ini dapat bermanfaat bagi pengembangan ilmu pengetahuan dan perkembangan teknologi tepat guna di masa sekarang maupun masa mendatang.

Surabaya, Juli 2013

Penulis

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL.....	i
LEMBAR PENGESAHAN.....	ii
ABSTRAK.....	iii
KATA PENGANTAR.....	v
DAFTAR ISI.....	vii
DAFTAR GAMBAR.....	xii
DAFTAR TABEL.....	xiv

BAB I PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang	1
1.2 Rumusan Masalah	2
1.3 Tujuan Penelitian.....	3
1.4 Manfaat Penelitian.....	3
1.5 Batasan Masalah.....	3
1.6 Sistematika Penulisan.....	4

BAB II TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Kajian Pusaka	7
2.2 Tinjauan Umum.....	9
2.3 Dasar Teori Perpindahan Panas.....	11
2.3.1 Perpindahan Panas Konduksi	12
2.3.2 Perpindahan Panas Konveksi.....	13
2.3.3 Perpindahan Panas Radiasi	16
2.3.4 Perpindahan Panas Gabungan	18
2.3.5 Aliran Laminer dan Turbulen	20
2.3.6 Rapat Massa dan Volume Spesifik	21
2.3.7 Kalor Spesifik	22
2.3.8 Perpindahan Massa.....	22
2.3.9 Difusi Pada Lapisan Permeabel	22
2.4 Kekekalan Energi	24
2.4.1 Kekekalan Energi Volume Atur.....	24
2.4.2 Keseimbangan Energi Permukaan	24
2.4.3 Perpindahan Panas Kalor Sensibel dan	

	Kalor Laten.....	25
2.5	Proses Pengeringan.....	26
2.5.1	Periode Proses Pengeringan	29
2.5.2	Periode Kecepatan Pengeringan Naik	30
2.5.3	Periode Kecepatan Pengeringan Konstan	30
2.5.4	Periode Kecepatan Pengeringan Turun....	31
2.6	Tinjauan Umum Kolektor Surya sederhana	31
2.6.1	Radiasi Matahari yang Diserap Kolektor Surya	32
2.6.2	Lokasi dan Kemiringan Permukaan Kolektor terhadap Radiasi Matahari	32
2.6.3	Radiasi Matahari di Luar Atmosfer (Ekstraterrestrial).....	34
2.7	Tinjauan Umum Solar Air Collector	36
2.7.1	Konsep Tahanan Thermal pada Kolektor Surya.....	37
2.7.2	Analisa Perpindahan Panas pada Kolektor Surya Tipe Pemanas Udara.....	38
2.7.2.1	Analisa Perpindahan Panas Konveksi	38
2.7.2.2	Analisa Perpindahan Panas Radiasi.....	40
2.7.2.3	Analisa Perpindahan Panas Bagian Bawah Kolektor Surya	41
2.7.2.4	Analisa Perpindahan Panas Bagian Atas Kolektor Surya.....	42
2.7.2.5	Koefisien Perpindahan Panas Total... ..	42
2.7.2.6	Faktor Efisiensi Kolektor	42
2.7.2.7	Faktor Pelepasan Panas	43
2.7.2.8	Panas yang Berguna Untuk Kolektor	43
2.7.2.9	Panas yang Berguna Untuk Kolektor	44
2.7.2.10	Analisa Efisiensi Kolektor Surya	45

BAB III METODOLOGI PENELITIAN

3.1	Kriteria Perencanaan	47
3.2	Persiapan Awal.....	48
3.3	Prosedur Percobaan/Pengujian	49

3.3.1 Pengujian	49
3.3.2 Peralatan Penelitian	49
3.3.3 Tata Cara Pengujian	54
3.3.3.1 Tahap Persiapan	54
3.3.3.2 Tahap Pengambilan Data	55
3.3.3.3 Tahap Pengamatan Proses Pengerinngn Bahan.....	56
3.4 Diagram Alir Tugas Akhir.....	57

BAB IV ANALISA HASIL PENELITIAN

4.1 Data Penelitian.....	59
4.1.1 Data yan Diperoleh dari Penelitian.....	59
4.1.2 Dimensi Kolektor Surya	60
4.2 Hasil Data dan Peritungan Kolektor Surya tanpa Penambahan turbin Ventilator	61
4.2.1Perhitungan Intensitas Radiasi mengenai Plat Absorber	62
4.2.2Perhitungan Koefisien Radiasi pada Kaca Penutup terhadap Lingkungan	62
4.2.3Perhitungan Koefisien Konveksi Pada Kaca Penutup terhadap Lingkungan.....	62
4.2.4Perhitungan Tahanan Termal Pada Kaca Penutup terhadap Lingkungan	64
4.2.5Perhitungan Koefisien Radiasi Pada Plat Absorber dan Kaca Penutup	64
4.2.6Perhitungan Koefisien Konveksi Pada Plat Absorber dan Kaca Penutup	64
4.2.7Perhitungan Koefisien Perpindahan Panas Pada Plat Absorber dan Kaca Penutup	66
4.2.8Perhitungan Koefisien Perpindahan Panas Bagian Atas Kolektor Surya.....	67
4.2.9Perhitungan Koefisien Perpindahan Panas Bagian Bawah Kolektor Surya	67
4.2.10Perhitungan Koefisien Perpindahan Panas Kolektor Surya	67

4.2.11	Perhitungan Faktor Pelepasan Panas	67
4.2.12	Perhitungan Energi yang Berguna Secara <i>Design Energi Berguna Secara Actual</i>	69
4.2.13	Perhitungan Efisiensi Kolektor Secara <i>Design Efisiensi Secara Actual</i>	69
4.2.14	Menghitung Kadar Air	70
4.2.15	Kapasitas aliran udara yang dihasilkan kolektor surya tanpa penambahan turbin ventilator.....	72
4.2.16	Laju Massa Uap Air yang Dipindahkan ke Udara Sekeliling	72
4.3	Hasil Data dan Perhitungan Kolektor Surya dengan Penambahan Turbin Ventilator.....	74
4.3.1	Perhitungan Intensitas Radiasi Mengena Plat Absorber	74
4.3.2	Perhitungan Koefisien Radiasi pada Kaca Penutup terhadap Lingkungan	75
4.3.3	Perhitungan Koefisien Konveksi Pada Kaca Penutup terhadap Lingkungan.....	75
4.3.4	Perhitungan Tahanan Termal Pada Kaca Penutup terhadap Lingkungan	76
4.3.5	Perhitungan Koefisien Radiasi Pada Plat Absorber dan Kaca Penutup	76
4.3.6	Perhitungan Koefisien Konveksi Pada Plat Absorber dan Kaca Penutup.....	76
4.3.7	Perhitungan Koefisien Perpindahan Panas Pada Plat Absorber dan Kaca Penutup	79
4.3.8	Perhitungan Koefisien Perpindahan Panas Bagian Atas Kolektor Surya.....	79
4.3.9	Perhitungan Koefisien Perpindahan Panas Bagian Bawah Kolektor Surya	79
4.3.10	Perhitungan Koefisien Perpindahan Panas Kolektor Surya	79
4.3.11	Perhitungan Faktor Pelepasan Panas	80

4.3.12	Perhitungan Energi yang Berguna Secara <i>Design Energi Berguna Secara Actual</i>	81
4.3.13	Perhitungan Efisiensi Kolektor Secara <i>Design Efisiensi Secara Actual</i>	82
4.3.14	Menghitung Kadar Air	82
4.3.15	Kapasitas aliran udara yang dihasilkan kolektor surya dengan penambahan turbin ventilator	84
4.3.16	Laju Massa Uap Air yang Dipindahkan ke Udara Sekeliling	84
4.4	Analisa Unjuk Kerja Kolektor Surya Plat Gelombang Dengan dan Tanpa Penambahan Turbin Ventilator.....	86
4.4.1	Analisa Grafik T_{all}	88
4.4.2	Analisa Grafik U_L	90
4.4.3	Analisa Grafik (Q_u).....	91
4.4.4	Analisa Grafik (η).....	92
4.4.5	Analisa Grafik Massa Bahan (gram)	93
4.4.6	Analisa Grafik R_h (%) terhadap waktu	94

BAB V PENUTUP

5.1	Kesimpulan	97
5.2	Saran.....	98

Daftar Pustaka

Lampiran

DAFTAR TABEL

Tabel 4.1	Data Penelitian pada Kolektor Surya Plat Gelombang dengan Penambahan Cyclone tanggal 14 Mei 2013	59
Tabel 4.2	Data Penelitian pada Kolektor Surya Plat Gelombang tanpa Penambahan Cyclone tanggal 21 Mei 2013	60
Tabel 4.3	Data Hasil Perhitungan Koefisien Kehilangan Panas dan Energi yang Berguna pada Kolektor Surya plat gelombang pada tanggal 14 Mei 2013	86
Tabel 4.4	Data Hasil Perhitungan Koefisien Kehilangan Panas dan Energi yang Berguna pada Kolektor Surya plat gelombang pada tanggal 21 Mei 2013	86

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1	trickle collector, thermal collector, standart collector	7
Gambar 2.2	pengering ikan dengan kolektor surya.....	8
Gambar 2.3	pengering kolektor surya tipe satu laluan.....	9
Gambar 2.4	tube and sheet collector, corrugated sheet collector	10
Gambar 2.5	pantulan panas matahari pada plat gelombang	11
Gambar 2.6	tiga metode perpindahan panas	11
Gambar 2.7	perpindahan panas konduksi pada dinding datar.....	12
Gambar 2.8	perpindahan panas konveksi.....	14
Gambar 2.9	laju perpindahan panas radiasi oleh suatu permukaan dengang sekeliling	18
Gambar 2.10	perpindahan panas antara konduksi dengan konveksi.....	18
Gambar 2.11	perpindahan panas antara konduksi, konveksi, dan radiasi.....	19
Gambar 2.12	pengembangan lapisan batas kecepatan pada plat datar	20
Gambar 2.13	difusi pada lapisan permeabel	23
Gambar 2.14	kekekalan energi volume atur	24
Gambar 2.15	kekekalan energi permukaan suatu media.....	25
Gambar 2.16	moisture content terhadap fungsi waktu.....	29
Gambar 2.17	laju pengeringan terhadap moisture content..	29
Gambar 2.18	sudut-sudut yang berpengaruh pada radiasi matahari	33
Gambar 2.19	intensitas beam, diffuse dan intensitas di bidang extraterrestrial.....	35
Gambar 2.20	skema kolektor surya plat gelombang.....	37
Gambar 2.21	skema tahanan thermal kolektor surya dengan plat absorber gelombang.....	37
Gambar 2.22	tahanan thermal pada isolator bagian bawah.	41

Gambar 3.1	kolektor srya.....	50
Gambar 3.2	ruang pengering.....	50
Gambar 3.3	cyclone.....	51
Gambar 3.4	timbangan digital.....	51
Gambar 3.5	higrometer.....	52
Gambar 3.6	thermometer.....	52
Gambar 3.7	thermocouple termometer.....	53
Gambar 3.8	anemometer.....	53
Gambar 3.9	Pyranometer.....	54
Gambar 3.10	proses pengeringan kolektor surya plat gelombang menggunakan cyclone.....	56
Gambar 3.11	diagram alir pengerjaan tugas akhir.....	57
Gambar 4.1	Dimensi absorber plat gelombang yang digunakan pada kolektor dengan penambahan Cyclone.....	65
Gambar 4.2	Dimensi absorber plat gelombang yang digunakan pada kolektor dengan penambahan Cyclone.....	77
Gambar 4.3	Grafik $T_{f, all}$ tanpa penambahan Cyclone (intensitas, waktu).....	87
Gambar 4.4	Grafik $T_{f, all}$ dengan penambahan Cyclone (intensitas, waktu).....	88
Gambar 4.5	Grafik $U_L = f(\text{intensitas, waktu})$	89
Gambar 4.6	Grafik $(Q_u)_{design} = f(\text{intensitas, waktu})$	90
Gambar 4.7	Grafik $(\eta)_{design} = f(\text{intensitas, waktu})$	91
Gambar 4.8	Grafik massa (gram) terhadap waktu.....	92
Gambar 4.9	Grafik R_h (%) terhadap waktu.....	93

BAB I PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Energi adalah salah satu kebutuhan yang sangat penting bagi manusia. Energi dibagi menjadi dua yaitu energi yang dapat diperbarui (*renewable*) dan energi yang tidak dapat diperbarui (*non-renewable*). Energi yang tidak dapat diperbarui yaitu energi fosil yang saat ini semakin hari semakin menipis. Selain itu bahan bakar fosil juga mengakibatkan pencemaran lingkungan dan pemanasan global. Pencemaran lingkungan yang diakibatkan dari pembakaran energi fosil rata-rata berupa CO₂. Energi yang dapat diperbarui adalah energi yang dapat dimanfaatkan kembali misalnya energi matahari dan bio gas. Kebutuhan energi yang semakin hari semakin meningkat menuntut manusia untuk mencari solusi energi alternatif yang bisa mendorong mereka untuk menciptakan alat-alat konversi energi alternatif.

Di Indonesia banyak sekali industri yang bergerak di bidang pertanian dan perikanan, dan hasilnya mayoritas perlu dikeringkan untuk proses pengawetan. Salah satu contohnya adalah industri ikan (asin). Salah satu cara tradisional proses pengeringan ini dilakukan dengan cara penjemuran yang banyak dilakukan pada rumah tangga. Tentu saja cara seperti ini memerlukan waktu yang lama sehingga tidak efisien dan higienis. Pada industri, proses pengeringan biasanya memakai sumber energi fosil yang mahal dan sekarang ketersediaannya sudah semakin menipis. Oleh karena itu perlu sekali untuk mencari energi alternatif, salah satu diantaranya adalah energi surya yang mudah didapat, murah, lebih ramah lingkungan serta efisien.

Dalam tugas akhir ini, penulis akan merancang alat pengering yang diharapkan dapat membantu industri rumahan, seperti industri ikan agar lebih mempercepat proses pengeringan ikan. Rancangan alat pengering ini akan menggunakan kolektor surya tipe plat gelombang yang dapat menghasilkan panas lebih baik karena dapat meminimalisasi kehilangan panas akibat

pantulan dari intensitas radiasi matahari yang diserap oleh kolektor dan dapat meningkatkan temperatur keluaran dari plat menuju ruang pengering, sehingga akan menghasilkan pengeringan yang baik.

1.2 Perumusan Masalah

Pada suatu proses pengeringan ikan di tempat terbuka atau langsung terkena sinar matahari mempunyai kelebihan dan kekurangan untuk mencapai hasil akhir. Kelebihan dari proses tersebut sangat praktis dan tanpa memerlukan biaya yang banyak, cukup dengan menaruh ikan pada rak kayu dilapisi kain kasa dan diletakkan pada tempat terbuka yang terkena sinar matahari. Kekurangan – kekurangan dari proses tersebut diantaranya hasil akhir dari ikan tersebut terkena polusi udara dan dikerumuni lalat sehingga tidak higienis serta waktu proses pengeringan mencapai 2-3 hari.

Melihat permasalahan tersebut maka dalam Tugas Akhir ini penulis akan merancang alat pengering ikan energi surya. Pada penelitian yang dilakukan oleh Faisal Maya^[4] yaitu membuat alat pengering yang menggunakan kolektor surya sebagai sumber panas yang mendapatkan panas langsung dari sinar matahari, dan memanfaatkan absorber plat datar sebagai penyerap panasnya. Namun, pada penelitian kali ini, penulis akan merancang alat pengering yang menggunakan kolektor surya tipe plat gelombang sebagai kolektor karena pada penelitian terdahulu telah dibuktikan bahwa absorber plat gelombang dapat menyerap panas lebih baik daripada absorber plat datar. Serta penulis juga akan membandingkan bagaimana hasil dari panas yang dihasilkan kolektor surya yang dialirkan ke ruang pengering secara alami dan secara paksa menggunakan turbin ventilator. Sehingga, alat pengering ini nantinya dapat digunakan untuk mengeringkan ikan secara lebih maksimal.

1.3 Tujuan Penelitian

Tujuan Penelitian ini adalah :

1. Menghasilkan desain alat pengering yang sederhana dengan bantuan kolektor surya dan penambahan turbin ventilator.
2. Mengetahui performa dari alat pengering ikan energi surya plat absorber dengan penambahan turbine ventilator.
3. Mengetahui besarnya efisiensi dan efektifitas kolektor surya tipe plat gelombang dengan penambahan turbine ventilator.
4. Memperoleh hasil pengeringan yang merata pada ikan
5. Mengetahui perbandingan akhir massa ikan dan waktu proses pengeringan dengan panas yang dialirkan secara alami serta secara paksa menggunakan turbin ventilator.

1.4 Manfaat Penelitian

Manfaat yang dapat diambil dari penelitian ini adalah sebagai berikut :

1. Dapat mengeringkan ikan dengan baik dan merata.
2. Dapat mengeringkan ikan dengan lebih cepat.
3. Menumbuhkembangkan pemanfaatan energi surya sebagai alat pengering untuk industri kecil sampai industri menengah.
4. Meningkatkan kapasitas produksi ikan asin.
5. Dapat menghasilkan produksi ikan yang lebih higienis
6. Dapat menemukan cara memaksimalkan alat pengering dari tenaga surya.

1.5 Batasan Masalah

Untuk memperkecil ruang lingkup dan untuk memudahkan dalam analisis masalah dibutuhkan adanya pembatasan masalah. Batasan masalah yang digunakan dalam penulisan Tugas Akhir ini antara lain sebagai berikut :

1. Sumber energi panas pada alat pengering ini adalah cahaya matahari, sehingga sumber panas tergantung oleh cuaca.
2. Pengumpul panas yang digunakan adalah kolektor surya berupa seng berbentuk gelombang yang dicat warna hitam.

3. Analisa performansi kolektor surya dilakukan pada kondisi steady state.
4. Aliran fluida yang mengalir di dalam kolektor surya dianggap satu arah dan memenuhi luasan kolektor secara menyeluruh
5. Kaca penutup diasumsikan tidak menyerap energy.
6. Debu dan kotoran-kotoran di atas kolektor diabaikan.
7. Kecapatan angin pada lingkungan 5km/jam dengan penambahan kipas angin yang diarahkan pada alat pengering.
8. Pengujian alat dan pengambilan data dilakukan pada jam 09.00-15.00. Data diambil tiap 1 jam.

1.6 Sistematika Penulisan

BAB I : PENDAHULUAN

Bab ini menjelaskan tentang latar belakang, perumusan masalah, tujuan penelitian, manfaat penelitian, batasan masalah, serta sistematika penulisan dari perencanaan yang dilakukan.

BAB II: TINJAUAN PUSTAKA

Bab ini menuliskan penelitian-penelitian terdahulu tentang kolektor surya, prinsip kerja plat gelombang, prinsip perpindahan panas, ketersediaan intensitas matahari, serta kolektor surya.

BAB III: METODOLOGI PERENCAAN

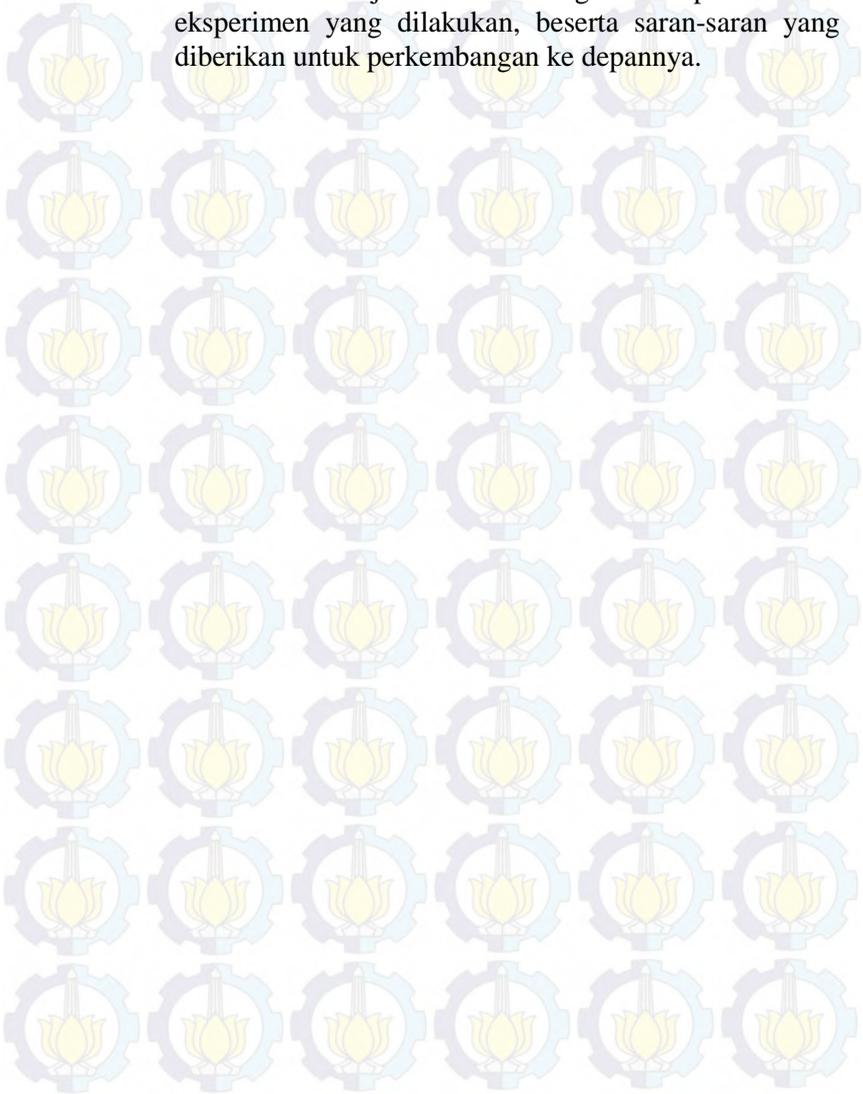
Bab ini menjelaskan tentang peralatan yang digunakan, tahap-tahap penelitian dan pengambilan data.

BAB IV: ANALISA DAN PEMBAHASAN

Bab ini menjelaskan tentang data-data yang didapatkan dari eksperimen kolektor surya, hasil yang didapatkan dari pengolahan data, dan analisa mengenai hasil pengeringan yang didapatkan.

BAB V : KESIMPULAN DAN SARAN

Bab ini menjelaskan tentang kesimpulan dari eksperimen yang dilakukan, beserta saran-saran yang diberikan untuk perkembangan ke depannya.





Halaman ini sengaja dikosongkan

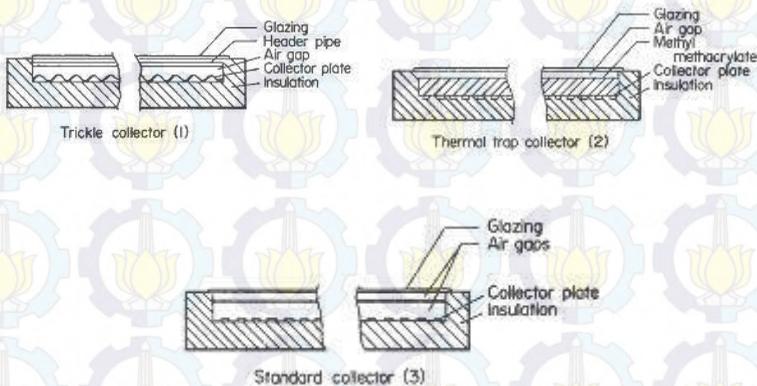
BAB II TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Kajian Pustaka

Berikut beberapa penelitian terdahulu yang terkait dengan penggunaan kolektor surya sebagai alat pengering energi surya adalah sebagai berikut :

a. Robert L. San Martin dan Gary J. Fjeld (1975)

Ketiga kolektor di bawah masing – masing kolektor diisolasi dengan polyethane foam insulation. Ketiga kolektor di atas menggunakan plat absorber dari aluminium. Dari hasil eksperimen tersebut diketahui bahwa Trickle collector mempunyai efisiensi 35.2%, Thermaltrap collector 57 % dan standard collector 62,4 %.



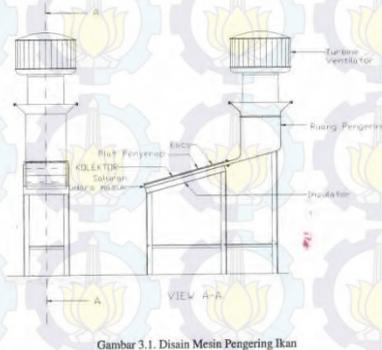
Gambar 2.1 Trickle collector (1), Thermal trap collector (2), Standard collector (3)

b. Braguy et al (2001)

Proses pengeringan ikan di beberapa negara di Afrika, seperti di negara Sao Tome and Principe, Negeria dan Congo telah menggunakan pengering surya terutama setelah adanya

kampanye untuk memperhatikan kesehatan (terkait pengeringan tradisional yang kurang higienis) yang diadakan oleh kaum wanita pada akhir tahun 2001. Pengering surya mempunyai keuntungan: sederhana, biaya rendah dan tidak memerlukan banyak tenaga kerja. Waktu proses pengeringan dengan pengering surya dapat berkurang sebanyak 65% dibanding pengeringan tradisional. Dengan pengering surya, ikan yang telah dikeringkan punya kualitas lebih baik dan bahkan harga jual meningkat 20% dibanding sebelumnya di Sao Tome and Principe.

c. **Ekadewi A. Handovo (2006)**



Gambar 2.2 Pengering Ikan Dengan Kolektor Surya.

Sistem pengering yang dirancang untuk kapasitas 15 kg mempunyai komponen: kolektor surya plat datar, ruang pengering dan fan untuk mengalirkan udara melalui semua komponen tersebut. Untuk mengeringkan 15 kg ikan dari kadar air 60%wb menjadi 25%wb diperlukan kolektor surya seluas 1,2 m x 19 m dengan udara pengering sebanyak 640 m³/jam dan tekanan statis fan = 120 Pa.

Dari pengujian yang dilakukan pada model yang berkapasitas 250 gram, didapatkan bahwa pengeringan di musim hujan menghasilkan penurunan kadar air ikan dari 60%wb menjadi 38%wb setelah dikeringkan selama 6 jam. Temuan lain

adalah bahwa temperatur plat kolektor plat datar pada musim hujan hanya mencapai 54°C.

d. Faizal Maya Saputra (2010)

Tugas akhir Faizal Maya Saputra dengan judul “ Rancang Bangun Alat Pengering Singkong dengan Sumber Panas Energi Surya“ yang telah merancang sebuah alat pengering yang menggunakan kolektor surya sebagai sumber panas yang mendapatkan panas langsung dari sinar matahari.



Gambar 2.3 Pengering Kolektor Surya Tipe Satu Lalan.

2.2 Tinjauan Umum Solar Collector Plat Gelombang

Berikut beberapa penelitian terdahulu yang terkait dengan *collector plat gelombang* adalah sebagai berikut:

a. Wang Shing An (1979)

Menganalisa perpindahan panas dan melakukan pengujian dengan menggunakan kolektor pelat absorber gelombang dari baja dengan ketebalan 0.8 mm untuk mengurangi kehilangan panas ke atas menggunakan cover ganda.

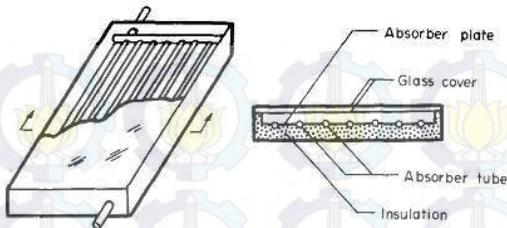


Fig. 1. Tube and sheet collector.

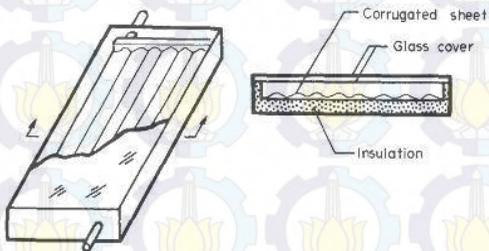


Fig. 2. Corrugated sheet collector.

Gambar 2.4 Tube and sheet collector (1), corrugated sheet collector (2)

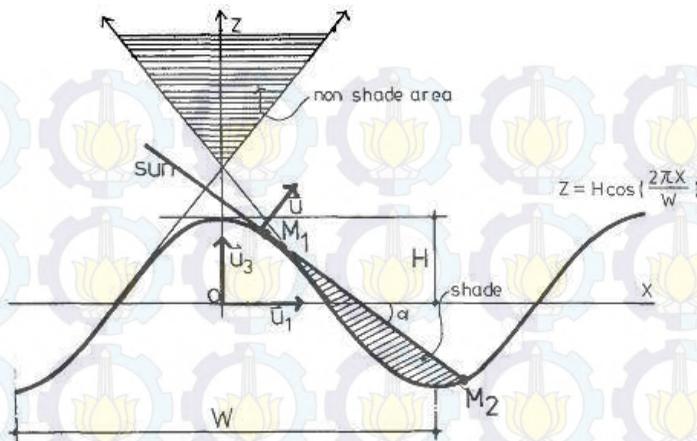
Dari eksperimen ini diperoleh persamaan efisiensi kolektor :

$$\eta = 0,68 - 7 \frac{(T_c - T_a)}{I}$$

b. Jong Ho Lee dan kawan – kawan (1986)

Pengujian yang dilakukan adalah pengujian unjuk kerja kolektor surya pemanas air pelat absorber gelombang. Pada eksperimen ini besarnya radiasi matahari sebagai moving source yang diterima oleh pelat bergantung pada incident angle yang terjadi pada permukaan gelombang plat.

$$E_{fe} = 0.787 - 10.822 \frac{(T_{fi} - T_a)}{I}$$



Gambar 2.5 Pantulan panas matahari pada plat gelombang

2.3 Dasar Teori Perpindahan Panas^[2]

Perpindahan panas merupakan perpindahan energi sebagai akibat dari adanya perbedaan temperatur. Perpindahan panas ini terjadi dari medium yang memiliki temperatur tinggi menuju temperatur rendah. Ada tiga macam cara perpindahan panas yang dibedakan menurut cara terjadinya dan medium perpindahan panas tersebut, yaitu perpindahan panas secara konduksi, konveksi dan radiasi.

Konduksi melalui dinding padat atau cairan diam	Konveksi dari permukaan padat ke aliran fluida	Pertukaran radiasi neto antara dua permukaan

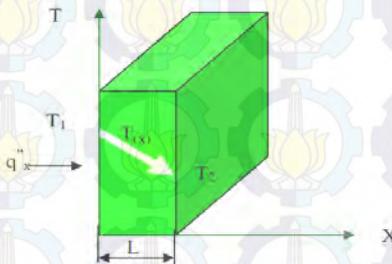
Gambar 2.6 Tiga metode perpindahan panas yang berlangsung secara konduksi, konveksi, dan radiasi

2.3.1. Perpindahan Panas Konduksi^[2]

Perpindahan panas konduksi merupakan perpindahan panas dengan konsep atomik dan aktivitas molekuler dari suatu medium. Konduksi dapat terjadi pada medium padat atau fluida diam. Konduksi dapat diartikan sebagai perpindahan energi dari partikel yang memiliki energi lebih tinggi menuju energi yang lebih rendah. Perpindahan tersebut terkait dengan gerakan translasi secara acak suatu partikel, seperti gerakan vibrasi dan gerakan rotasi dari partikel, yang menumbuk partikel lainnya sehingga energi dapat berpindah. Laju perpindahan panas tersebut dapat dirumuskan melalui persamaan berikut :

$$q''_{cond} = -k \frac{\Delta T}{L} \dots\dots\dots (2.1)$$

- dimana: q''_{cond} = fluks perpindahan panas konduksi (W/m²)
- ΔT = perbedaan temperatur (K)
- k = konduktivitas thermal (W/m.K)
- L = jarak (m)



Gambar 2.7 Perpindahan panas konduksi pada dinding datar

Jika distribusi temperatur sepanjang L seperti pada gambar di atas adalah linier, maka laju perpindahan panas dapat dinyatakan sebagai:

$$q_x = -KA \frac{T_2 - T_1}{L} = -KA \frac{\Delta T}{\Delta x} \dots\dots\dots (2.2)$$

Tanda (-) merupakan panas yang berpindah searah dengan penurunan temperatur/kalor yang mengalir ke tempat yang lebih rendah dalam skala suhu.

2.3.2 Perpindahan Panas Konveksi^[1]

Secara umum perpindahan panas didukung oleh dua mekanisme perpindahan energi, selain dengan pergerakan acak dari molekul, energi juga dipindahkan oleh pergerakan makroskopik (olakan /bulk motion) dari fluida yang mengalir. Gerakan makroskopik dapat diamati pada saat fluida bergerak secara bersamaan.

Secara umum perpindahan panas konveksi terjadi pada suatu permukaan dengan fluida yang mengalir. Gerakan olakan dari aliran fluida tersebut sangat berpengaruh terhadap perpindahan panas yang terjadi. Aliran yang berolak dapat meningkatkan perpindahan panas konveksi. Selain itu, perpindahan panas konveksi juga dipengaruhi oleh sifat dari aliran fluida. Apabila fluida mengalir dengan bantuan gaya luar, misalnya hisapan blower, dorongan pompa, dll. Dapat dikategorikan sebagai konveksi paksa (*force convection*). Sedangkan konveksi dengan aliran fluida yang disebabkan oleh perbedaan massa jenis fluida itu sendiri, maka dikategorikan sebagai konveksi bebas (*free convection*). Laju perpindahan panas konveksi dapat dirumuskan persamaan sebagai berikut :

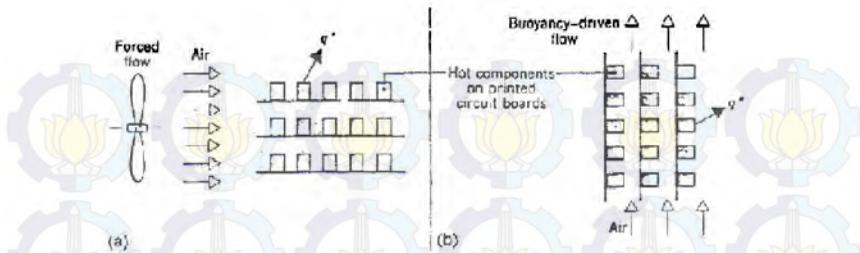
$$q''_{konveksi} = h(T_s - T_\infty) \quad \dots\dots\dots (2.3)$$

dimana: q''_{conv} = fluks perpindahan panas konveksi
(W/m²)

h = koefisien konveksi (K)

T_s = temperatur permukaan (K)

T_∞ = temperatur fluida (K)



Gambar 2.8 Perpindahan panas konveksi
 a.konveksi paksa
 b.konveksi alamiah

Koefisien perpindahan panas konveksi (h) yang terjadi adalah hasil perhitungan dan merupakan fungsi dari kecepatan. Beberapa parameter tidak berdimensi digunakan untuk menghitung nilai dari koefisien perpindahan panas konveksi apabila kecepatan fluida diketahui. Parameter-parameter tersebut antara lain :

- **Reynolds number (Re)** ^[2], parameter non-dimensi yang menunjukkan perbandingan antara gaya inersia dengan gaya gesek yang terjadi. Bilangan *Reynolds* ini dapat digunakan untuk menentukan aliran yang terjadi termasuk kedalam aliran laminar atau turbulen. Secara umum, bilangan *Reynolds* dirumuskan dalam persamaan berikut :

$$Re = \frac{V.L}{\nu} \dots\dots\dots(2.4)$$

dimana: V = kecepatan fluida (m/s)
 L = panjang lintasan (m)
 ν = koefisien gesek kinematis (m²/s)

dan persamaan untuk aliran di dalam pipa, dengan persamaan sebagai berikut :

$$Re = \frac{V.D}{\nu} \dots\dots\dots (2.5)$$

dimana: D = diameter pipa (m)

- **Grashof Number** ^[1], merupakan nomor berdimensi dalam dinamika fluida dan perpindahan panas yang mendekati rasio daya apung terhadap gaya viskos yang bekerja pada fluida. Ini sering muncul dalam studi situasi yang melibatkan konveksi alami. Hal ini dinamai insinyur Jerman Franz Grashof.

$$\text{Gr}_L = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)L^3}{\nu^2} \text{ for vertical flat plates}$$

$$\text{Gr}_D = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)D^3}{\nu^2} \text{ for pipes}$$

$$\text{Gr}_D = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)D^3}{\nu^2} \text{ for bluff bodies} \quad \dots\dots\dots(2.6)$$

Dimana L dan D subskrip menunjukkan dasar panjang skala untuk Grashof Number.

g = percepatan gravitasi bumi

β = volumetrik koefisien ekspansi termal (sama dengan kira-kira $1/T$, untuk cairan yang ideal, di mana T adalah temperatur absolut)

T_s = suhu permukaan

T_∞ = massa temperatur

L = panjang

D = diameter

ν = viskositas kinematik

Transisi ke aliran turbulen terjadi dalam kisaran $10^8 < \text{Gr}_L < 10^9$ untuk konveksi alami dari plat datar vertikal. Pada nomor Grashof lebih tinggi, lapisan batas turbulen, pada nomor Grashof rendah, lapisan batas adalah laminar.

- **Prandtl number (Pr)** ^[1], parameter non-dimensi yang menunjukkan perbandingan antara viskositas kinematis dengan diffusivitas panas. Bilangan *Prandtl* dirumuskan persamaan sebagai berikut :

$$\text{Pr} = \frac{\nu}{\alpha} \quad \dots\dots\dots(2.7)$$

dimana: ν = koefisien gesek kinematis (m²/s)
 α = diffusivitas panas (m²/s)

Umumnya *Prandtl number* adalah propertis dari fluida, sehingga perhitungan *Prandtl number* tersebut jarang dilakukan.

- **Nusselt Number (Nu)** ^[1], parameter non-dimensi yang menunjukkan perbandingan antara koefisien perpindahan panas konveksi (h) dengan koefisien perpindahan panas konduksi (k). Bilangan Nusselt dirumuskan persamaan sebagai berikut :

$$Nu = \frac{h.L}{k} \dots\dots\dots (2.8)$$

dimana: L = panjang (m)
h = koefisien konveksi (W/m².K)
k = koefisien konduksi (W/m.K)

Apabila aliran berada di dalam pipa, maka bilangan *Nusselt* identik dengan bilangan *Reynolds* dimana persamaan (2.4) menjadi fungsi dari diameter (D). Selain perumusan di atas, bilangan *Nusselt* juga merupakan fungsi dari bilangan *Reynolds* dan bilangan *Prandtl*, seperti dijabarkan dalam persamaan di bawah ini, yaitu:

$$Nu = f(Re, Pr) \dots\dots\dots (2.9)$$

Perumusan *Nusselt* sebagai fungsi dari kedua parameter tersebut, tergantung pada kondisi aliran. Aliran tergolong aliran eksternal (di luar / tanpa dibatasi pembatas), atau internal (di dalam pembatas). Tipe aliran tergolong aliran laminar atau turbulen.

2.3.3 Perpindahan Panas Radiasi^[2]

Perpindahan panas radiasi adalah perpindahan energi panas dengan bantuan gelombang elektromagnetik. Perpindahan panas radiasi berbeda dengan perpindahan panas konduksi dan

konveksi. Radiasi tidak membutuhkan zat perantara, bahkan radiasi lebih efektif bila terjadi pada ruang vakum. Radiasi yang dipancarkan oleh permukaan berasal dari energi panas zat yang dipindahkan oleh permukaan tersebut. Besarnya laju perpindahan panas radiasi sangat dipengaruhi oleh kemampuan suatu permukaan untuk memancarkan energi (ϵ), dan temperatur. Laju perpindahan panas radiasi dapat ditunjukkan oleh persamaan sebagai berikut :

$$q''_{rad} = \epsilon \sigma (T_s^4 - T_{sur}^4) \quad \dots\dots\dots (2.10)$$

Laju perpindahan panas radiasi juga dapat dituliskan dalam bentuk lain, dimana: q''_{rad} = fluks panas radiasi (W/m^2)

ϵ_{bahan} = emmisivitas bahan

ζ = konstanta Stephen Boltzman

σ = $5,6697 \cdot 10^{-8} W/m^2.K^4$

T_s = temperatur permukaan (K)

T_{sur} = temperatur lingkungan (K)

seperti yang ditunjukkan pada persamaan sebagai berikut :

$$q''_{rad} = h_r (T_s - T_{sur}) \quad \dots\dots\dots (2.11)$$

Dimana : h_r adalah koefisien perpindahan panas radiasi.

Dari persamaan 2.10 dan 2.11, nilai h_r dirumuskan persamaan sebagai berikut :

$$q''_{rad} = \epsilon \sigma (T_s^2 + T_{sur}^2)(T_s + T_{sur}) \quad \dots\dots\dots (2.12)$$

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

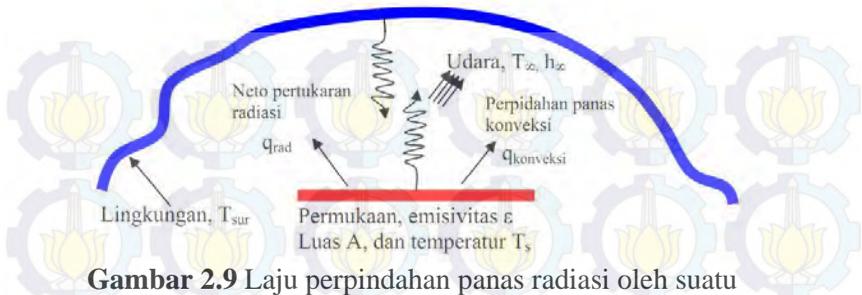
$$q''_{rad} = \frac{\sigma}{\frac{1}{\epsilon_1} + \frac{1}{\epsilon_2} - 1} (T_1^4 - T_2^4) \quad \dots\dots\dots (2.13)$$

dimana: T_1 = temperatur permukaan (K)

T_2 = temperatur surrounding (K)

ϵ_1 = emmisivitas bahan permukaan 1

ϵ_2 = emmisivitas bahan permukaan 2

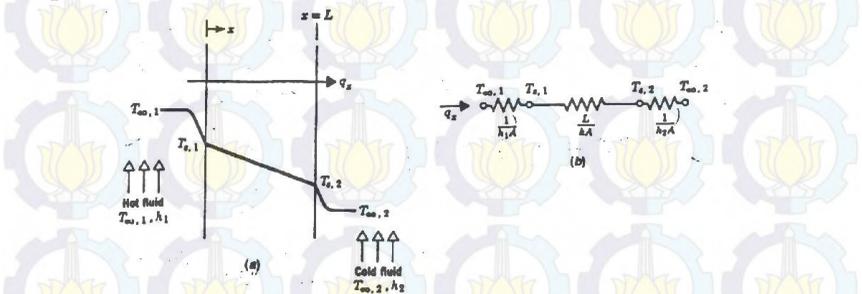


Gambar 2.9 Laju perpindahan panas radiasi oleh suatu permukaan dengan sekeliling.

2.3.4 Perpindahan Panas Gabungan

Di dalam praktek perpindahan panas yang terjadi tidak hanya dalam satu mekanisme saja melainkan terjadi secara gabungan antara konduksi, konveksi, dan radiasi maupun ketiga mekanisme tersebut.

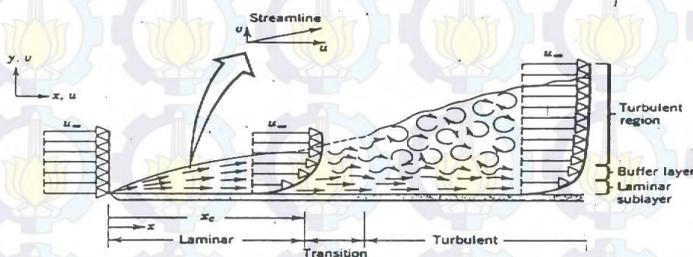
Perpindahan panas gabungan antara konduksi dengan konveksi seperti gambar di bawah ini akan lebih mudah menentukannya jika dengan menggunakan metode *thermal resistant* (R). Karena dengan tanpa mengetahui temperatur permukaan benda ($T_{s,1}$ dan $T_{s,2}$) besarnya perpindahan panas dapat diketahui.



Gambar 2.10 Perpindahan panas antara konduksi dengan konveksi a. Distribusi temperatur
b. Sirkuit termal equivalent

2.3.5. Aliran Laminer dan Turbulen

Dalam memperlakukan setiap persoalan konveksi, langkah pertama yang diambil adalah menentukan apakah aliran tersebut laminer atau turbulen. Gesekan permukaan dan laju perbedaan konveksi sangat tergantung pada keberadaan kondisi tersebut. Seperti ditunjukkan pada gambar di bawah ini, ada perbedaan tajam antara kondisi laminer dan turbulen. Pada batas laminer, pergerakan fluida sangat teratur dan memungkinkan untuk mengidentifikasi partikel – partikel memanjang pada garis *streamline*.



Gambar 2.12 Pengembangan lapisan batas kecepatan pada plat datar

Pergerakan fluida memanjang garis *streamline* dikarakteristikan oleh komponen kecepatan pada kedua arah x dan y . karena komponen kecepatan V adalah normal pada permukaan, maka komponen tersebut dapat memberikan kontribusi yang cukup pada perpindahan momentum, energi, dan spesies melalui lapisan batas. Perpindahan fluida normal pada permukaan adalah diperlukan oleh pertumbuhan lapisan batas pada arah x ,

Berbeda dengan pergerakan fluida pada lapisan batas turbulen yang sangat tidak teratur dan dikarakteristikan oleh fluktuasi kecepatan. Fluktuasi ini menambah perpindahan momentum, energi, dan spesies. Karena itu menambah laju perpindahan konveksi. Sebagai akibat hasil pencampuran dari

fluktuasi, ketebalan lapisan batas turbulen adalah lebih besar dari profil lapisan batas kecepatan, lapisan batas temperatur, dan lapisan batas konsentrasi adalah lebih datar daripada lapisan laminar.

Kondisi ini digambarkan secara skematis pada gambar 2.12 untuk pengembangan lapisan batas pada plat datar. Lapisan batas mula – mula laminar, tetapi untuk suatu jarak dari ujung, transisi ke aliran turbulen mulai terjadi fluktuasi fluida untuk berkembang pada daerah transisi dan lapisan batas akhirnya menjadi turbulen penuh. Perpindahan menjadi turbulen diikuti oleh kenaikan yang cukup berarti pada ketebalan lapisan batas, tahanan geser dinding, dan koefisien konveksi.

Pada lapisan batas turbulen, tiga daerah berbeda dapat dilukiskan. Pada laminar sublayer, transport didominasi oleh difusi dan profil kecepatan adalah mendekati linier. Dan pada lapisan daerah turbulen transport didominasi oleh campuran turbulen.

Pada perhitungan sifat lapisan batas, sering digunakan untuk mengasumsikan bahwa transisi terjadi pada local X_c . Bilangan Reynold kritis adalah nilai dari (Re) dimana transisi terjadi dan untuk aliran luar bilangan tersebut diketahui bervariasi dari 10^5 sampai 3×10^6 , tergantung pada kekasaran permukaan. Asumsi umum untuk perhitungan lapisan batas diambil harga Reynold sebesar: $Re = 5 \times 10^5$. bila bilangan Reynoldnya $< 5 \times 10^5$ disebut aliran laminar, $5 \times 10^5 < Re < 5 \times 10^8$ disebut aliran transisi dan $Re > 5 \times 10^8$ disebut aliran turbulen.

2.3.6 Rapat Massa dan Volume Spesifik

Rapat massa (ρ) dari suatu fluida adalah massa yang mengisi satu satuan volume, sebaliknya volume spesifik (v) adalah volume yang diisi oleh satu satuan massa. Rapat massa dan volume spesifik saling berkaitan satu sama lain. Rapat massa udara pada tekanan atmosfer standar dengan suhu 25°C mendekati $1,2 \text{ kg/m}^3$.

2.3.7 Kalor Spesifik

Kalor spesifik dari suatu bahan bakar adalah jumlah energi yang diperlukan untuk menaikkan suhu satuan massa bahan tersebut sebesar 1°K . Dua besaran yang umum adalah kalor spesifik pada volume tetap (cv) dan kalor spesifik pada tekanan konstan (cp). Besaran yang kedua banyak dipakai pada proses pemanasan dan pendinginan.

2.3.8 Perpindahan Massa

Bentuk perpindahan massa secara garis besar dapat dibagi menjadi dua macam yaitu:

- Perpindahan massa secara konveksi
- Perpindahan massa yang diakibatkan oleh difusi

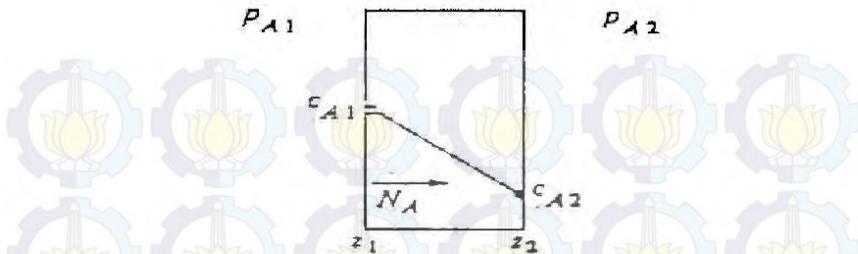
Perpindahan massa jenis umumnya sebagai akibat perbedaan konsentrasi komponen yang terdapat pada campuran. Graadien konsentrasi cenderung untuk menggerakkan komponen dengan arah sedemikian rupa agar dicapai kesetimbangan konsentrasi dan menghilangkan graadien tersebut.

Walaupun difusi biasanya diakibatkan oleh graadien konsentrasi, dapat juga diakibatkan oleh perbedaan tekanan, temperatur, ataupun oleh paksaan dari luar. Difusi molekular yang timbul sebagai graadien tekanan, oleh temperatur tersebut disebut difusi termal dan oleh gaya luar disebut difusi paksa.

Difusi adalah aliran zat fisik, yang terjadi pada kecepatan yang terbatas. Komponen yang berdifusi umumnya meninggalkan ruang di belakangnya dan ruang baru harus ditentukan untuk lokasi barunya.

2.3.9 Difusi Pada Lapisan Permeabel

Difusi uap pada suatu solid dipengaruhi oleh koefisien difusi antara uap dan solid serta perbedaan konsentrasi antara uap yang masuk dengan uap yang keluar.



Gambar 2.13 Difusi pada lapisan permeabel.

Tetapi untuk beberapa kasus dimana solid merupakan suatu lapisan permeabel maka persamaan difusi fluks massa yang digunakan bukanlah sebagai fungsi koefisien difusi, melainkan sebagai fungsi permeabilitas antara solid dengan uap atau gas yang melewati lapisan permeabel tersebut. Adapun persamaan fluks difusi massa yang melewati lapisan permeabel solid yang diberikan oleh Fick's adalah:

$$N_A'' = \frac{P_m}{22,414} \frac{P_{A,1} - P_{A,2}}{Z_2 - Z_1} \dots\dots\dots(2.16)$$

Dimana:

$$N_A'' = \text{difusi fluks massa, } \left(\frac{\text{kgmol}}{\text{sm}^2} \right)$$

$$P_m = \text{permeabilitas uap/gas dengan solid, } (\text{m}^3/\text{sm}^2, \text{ atm/m})$$

$$P_{A,1} = \text{tekanan uap/gas masuk lapisan permeabel, (atm)}$$

$$P_{A,2} = \text{tekanan uap/gas masuk lapisan permeabel, (atm)}$$

$$Z_2 - Z_1 = \text{tebal lapisan permeabel, (m)}$$

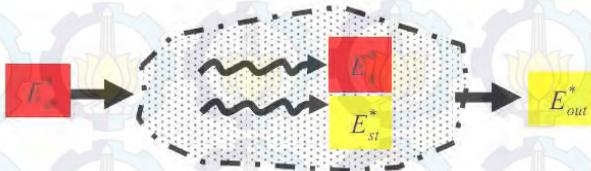
2.4 Kekekalan Energi

Analisis perpindahan panas merupakan perluasan dari termodinamika yang memperhatikan laju perpindahan energi. Selanjutnya dalam menganalisis perpindahan panas Hukum I Termodinamika (hukum kekekalan energi) memegang peranan penting dalam melakukan analisis.

2.4.1 Kekekalan Energi Volume Atur^[2]

Dalam menganalisis perpindahan panas perlu melakukan identifikasi volume atur yaitu melakukan pembatasan terhadap daerah yang dilalui energi/material dengan mengacu pada hukum I termodinamika, maka kekekalan energi volume atur dapat didefinisikan sebagai:

Laju energi termal dan mekanika yang memasuki volume atur dikurangi dengan laju energi termal yang meninggalkan volume atur sama dengan laju energi yang tersimpan di dalam volume atur.



Gambar 2.14 Kekekalan energi volume atur

Notasi untuk energi terdiri dari energi yang masuk (E_{in}^*), energi keluar (E_{out}^*) dari volume atur serta energi yang dibangkitkan (E_g^*) dan energi yang tersimpan (E_{st}^*) dalam volume atur.

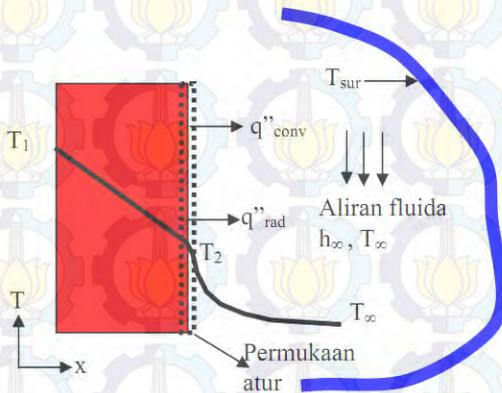
$$E_{in} + E_g - E_{out} = E_{st} \quad \dots\dots\dots(2.17)$$

2.4.2 Kestimbangan Energi Permukaan^[2]

Pada kasus khusus dimana permukaan atur tidak mempunyai massa/volume dan tidak berhubungan dengan energi

bangkitan, serta syarat kekekalan energi berlaku untuk keadaan tunak (*steady state*) dan kondisi transisi (*transient*), maka:

$$E_{in} = E_{out} \quad \dots\dots\dots(2.18)$$



Gambar 2.15 Kekekalan energi permukaan suatu media

Pada gambar di atas ditunjukkan tiga bentuk perpindahan panas permukaan atur dengan basis per satuan luas. Ketiga bentuk tersebut adalah konduksi dari media ke permukaan luar, konveksi dari permukaan ke fluida, dan pertukaran radiasi netto dari permukaan ke lingkungan. Sehingga kesetimbangan energi gambar di atas:

$$q''_{konduksi} - q''_{konveksi} - q''_{radiasi} = 0 \quad \dots\dots\dots(2.19)$$

2.4.3 Perpindahan Panas Kalor Sensibel dan Kalor Laten

Jika udara mengalir melewati suatu permukaan basah, akan terjadi perpindahan kalor sensibel dan kalor laten secara bersamaan. Bila terdapat perbedaan suhu antara udara dan permukaan basah tersebut akan terjadi perpindahan kalor sensibel dan kalor laten secara bersamaan. Bila terdapat perbedaan suhu antara permukaan basah tersebut maka kalor akan dipindahkan. Bila terdapat perbedaan temperatur antara tekanan parsial uap air di udara dan tekanan parsial uap air pada permukaan basah, maka

akan terjadi perpindahan massa uap air. Perpindahan massa ini menyebabkan perpindahan panas juga karena pada saat air mengembun, kalor laten akan keluar dari air tersebut. Sebaliknya jika sejumlah cairan menguap dari lapisan permukaan basah, maka harus diberikan kalor penguapan pada air tersebut.

2.5 Proses Pengeringan

Proses pengeringan adalah perpindahan panas dan uap air secara simultan yang memerlukan energi panas untuk menguapkan kandungan air dari permukaan bahan oleh media pengering yang biasanya berupa uap panas. Dasar proses pengeringan adalah terjadinya penguapan uap air antara udara dengan bahan yang dikeringkan.

Faktor – faktor yang mempengaruhi proses pengeringan adalah:

1. Faktor yang berhubungan dengan udara pengering (suhu, kecepatan volumetrik, kelembaban udara)
2. Faktor yang berhubungan dengan bahan yang dikeringkan (ukuran bahan, kadar air awal bahan, tekanan parsial dalam bahan)

Pada pengeringan mekanis ini, memerlukan energi untuk memanaskan alat pengering, mengimbangi radiasi panas yang keluar dari alat, memanaskan bahan, menguapkan air bahan serta menggerakkan udara. Semakin tinggi suhu yang digunakan untuk pengeringan maka makin tinggi pula energi yang disuplai dan makin cepat pula laju pengeringannya. Akan tetapi, pengeringan yang terlalu cepat dapat merusak bahan yakni permukaan bahan terlalu cepat kering. Sehingga tidak sebanding dengan kecepatan pengeringan air bahan ke permukaan bahan. Hal ini menyebabkan pengerasan pada permukaan bahan (*hardening*). Selanjutnya air dalam bahan tidak dapat lagi menguap karena terhalangi permukaan bahan yang telah kering. Di samping itu pula penggunaan suhu yang terlalu tinggi dapat merusak bahan.

Dalam hal ini keuntungan pengering mekanis yaitu:

- Tidak tergantung cuaca
- Mudah dikendalikan

- Tidak memerlukan tempat yang luas
- Kondisi pengeringan dapat dikendalikan

Proses pengeringan mekanis dapat dilakukan dengan dua metode yaitu:

1. Pengeringan langsung/konveksi adalah bahan dikeringkan dengan cara mengeluarkan udara pengering melewati bahan
2. Pengeringan tidak langsung/konduksi adalah dinding panas yang bersentuhan dengan bahan yang akan dikeringkan secara konduksi

Peristiwa yang terjadi selama pengeringan meliputi dua proses yaitu:

- Perpindahan panas dari luar ke bahan
- Perpindahan massa air dari permukaan bahan ke udara dan dari dalam bahan ke permukaan.

Proses perpindahan panas terjadi karena suhu lebih rendah dari luar bahan. Panas ini diberikan oleh fluida yang melewati permukaan bahan secara konveksi ataupun oleh dinding panas secara konduksi dan panas ini akan menaikkan suhu permukaan dan menaikkan tekanan uap air permukaan. Sehingga terjadi perpindahan dalam bentuk uap air dari permukaan bahan ke udara yang merupakan perpindahan massa. Sebelum proses pengeringan berlangsung, tekanan uap air di dalam bahan berada dalam kesetimbangan dengan tekanan uap air di udara sekitar. Pada saat pengeringan dimulai, panas diberikan ke bahan akan menaikkan tekanan uap air terutama sejalan dengan kenaikan suhunya.

Pada saat proses ini terjadi perpindahan massa dari bahan ke udara dalam bentuk uap air sehingga terjadi pengeringan pada permukaan bahan. Setelah itu tekanan uap air pada permukaan bahan akan menurun setelah kenaikan suhu terjadi pada seluruh bahan. Maka terjadi pergerakan air secara difusi dari dalam bahan ke permukaan bahan dan seterusnya. Proses penguapan pada permukaan bahan diulangi lagi. Akhirnya setelah air bahan

berkurang, tekanan uap air bahan menurun sampai terjadi kesetimbangan dengan udara sekitarnya.

Selama proses pengeringan terjadi perpindahan cairan (penguapan) dengan dua cara, yaitu:

1. Perpindahan cairan dari dalam bahan ke permukaan (difusi uap air). Gerakan cairan yang terjadi di dalam bahan menuju permukaan karena adanya perbedaan konsentrasi. Dimana konsentrasi pada bagian dalam bahan lebih besar dari konsentrasi permukaan. Hal ini disebabkan oleh difusi uap. Dengan meninjau lapisan tipis gerakan uap air dari bahan ke permukaan dapat dicari persamaan Fick untuk difusi satu dimensi:

$$N_A'' = -D_{AB} \frac{\partial C_A}{\partial Y} \dots\dots\dots(2.20)$$

$$n_A'' = -D_{AB} \frac{\partial \rho_A}{\partial Y} \dots\dots\dots(2.21)$$

Dimana:

$$N_A'' = \text{fluk molar uap air, } \left(\frac{\text{mol}}{\text{sm}^2} \right)$$

$$D_{AB} = \text{koefisien difusi biner uap air dan udara, } \left(\frac{\text{m}^2}{\text{s}} \right)$$

$$\frac{\partial C_A}{\partial Y} = \text{perbedaan konsentrasi uap air, } \left(\frac{\text{mol}}{\text{m}^3} \right)$$

$$n_A'' = \text{fluk massa uap air, } \left(\frac{\text{kg}}{\text{sm}^2} \right)$$

$$\frac{\partial \rho_A}{\partial Y} = \text{perbedaan density uap air, } \left(\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right)$$

2. Perpindahan uap air dari permukaan bahan ke media pengering.

Perpindahan uap air dari permukaan bahan ke media pengering berlangsung secara konveksi. Laju perpindahan uap airnya dicari dengan persamaan:

$$N_A'' = h_m (C_{A,S} - C_{A,\infty}) \quad \dots\dots\dots(2.22)$$

Dan laju perpindahan massa uap airnya dapat dicari dengan persamaan:

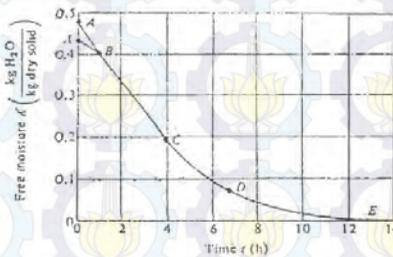
$$n_A'' = h_m (\rho_{A,S} - \rho_{A,\infty}) \quad \dots\dots\dots(2.23)$$

2.5.1 Periode Proses Pengeringan

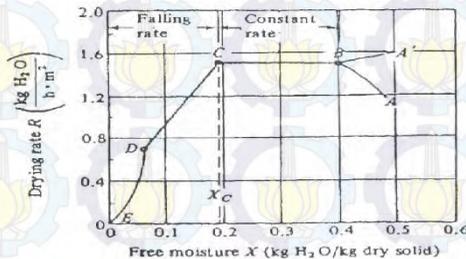
Periode proses pengeringan terdapat tiga periode, yaitu:

1. Periode kecepatan pengeringan naik
2. Periode kecepatan pengeringan konstan
3. Periode kecepatan pengeringan menurun

Ketiga periode tersebut dapat dilihat pada gambar berikut ini:



Gambar 2.16 (a) moisture content terhadap fungsi waktu.



Gambar 2.17 (b) laju pengeringan terhadap moisture content.

Keterangan gambar:

- A – B = periode kecepatan naik
- B – C = periode kecepatan konstan
- C – D – E = periode kecepatan menurun

2.5.2 Periode Kecepatan Pengerinan Naik

Pada periode ini kecepatan pengeringan sulit diamati karena proses berlangsungnya amat cepat. Pada gambar di atas ada tiga periode pengeringan. Pada periode pengeringan naik (A – B) adalah operasi tak steady. Periode ini dimulai saat suhu kontak dengan medium pengering. Temperatur akan berubah sampai kondisi tunak. Kurva akan naik (A – B) apabila temperatur sample lebih rendah daripada temperatur medium pengering dan akan turun (A' – B) bila sebaliknya.

2.5.3 Periode Kecepatan Pengerinan Konstan

Pada periode ini (B – C) penguapan terjadi pada permukaan bahan dan kecepatan pengendapannya dapat dianggap sama dengan kecepatan pengeringannya. Uap air yang menguap segera diganti oleh uap air dari bagian dalam bahan. Periode ini berakhir pada saat kecepatan perpindahan air dari dalam bahan ke permukaan lebih kecil daripada kecepatan penguapan air (permukaan air) pada permukaan bahan. Atau jika kandungan air kritisnya (X_c) tercapai, temperatur bahan pada periode ini konstan dan dianggap sebagai wet bulb temperature medium pengering. Sehingga penguapan untuk material yang berpori mekanismenya sama dengan penguapan yang terjadi pada termometer bola basah, dimana proses yang terjadi pada termometer bola basah adalah salah satu penguapan dengan laju konstan.

Sedangkan laju perpindahan uap air dari permukaan bahan ke medium pengering berlangsung secara konveksi. Laju perpindahan uap air dapat dicari dengan menggunakan persamaan:

$$N_A'' = h_m (C_{A,S} - C_{A,\infty}) \dots\dots\dots(2.24)$$

Dimana:

$$N_A'' = \text{fluks molar uap air, } \left(\frac{\text{mol}}{\text{sm}^2} \right)$$

$$h_m = \text{koefisien perpindahan massa konveksi, } \left(\frac{\text{m}}{\text{s}} \right)$$

$$C_{A,S} \text{ dan } C_{A,\infty} = \text{konsentrasi uap air di permukaan } \left(\frac{\text{mol}}{\text{m}^3} \right)$$

2.5.4 Periode Kecepatan Pengeringan Turun

Pada periode ini (C – D – E) terjadi bila laju pengeringan konstan berakhir pada kadar air kritis. Pada keadaan ini seluruh permukaan penguapan sudah tidak dapat lagi dipertahankan kejenuhannya oleh aliran air dari dalam bahan. Oleh karena itu akan terjadi dimana laju perpindahan uap air dari bagian dalam bahan lebih rendah dari laju uap air yang diuapkan. Hal ini menyebabkan sebagian permukaan bahan mulai mengering. Laju pengeringan akan turun hingga akhirnya berhenti pada saat tercapai kesetimbangan antara bahan dan udara pengering.

Pada solid yang tidak berpori, titik kritis terjadi ketika *moisture* pada permukaan diuapkan. Pada solid yang berpori, titik kritis dicapai ketika laju aliran *moisture* ke permukaan tidak lagi sama dengan laju penguapan pada permukaan solid.

2.6 Tinjauan Umum Kolektor Surya sederhana

Kolektor surya merupakan suatu jenis alat penukar panas yang merubah energi radiasi matahari menjadi energi panas. Untuk merubah energi tersebut dibutuhkan media atau alat yang dapat memindahkan panas, alat tersebut adalah absorber, absorber merupakan alat yang mampu menyerap panas dari pancaran radiasi matahari, biasanya panas dapat ditukar melalui fluida ke fluida, kemampuan dari fluida untuk menukarkan energi panas

tergantung dari besar kemampuan radiasi matahari tiap saat dan kemampuan kolektor untuk menyerap energi matahari.

2.6.1 Radiasi Matahari yang Diserap Kolektor Surya

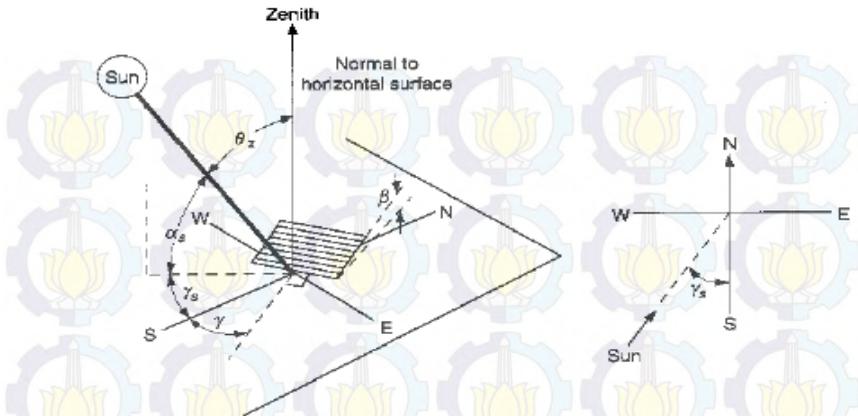
Matahari merupakan sumber energi yang bermanfaat bagi kehidupan di bumi, radiasi matahari yang berupa pancaran energi dapat dimanfaatkan untuk kehidupan manusia misalnya sebagai alat pengering, selain itu energi ini melimpah, namun pemanfaatan energi ini jarang sekali digunakan oleh manusia padahal banyak 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 antara 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.

2.6.2 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 2.18 sudut-sudut yang berpengaruh pada radiasi matahari.

Keterangan:

Φ : Sudut lintang, sudut lokasi suatu tempat di muka bumi utara atau selatan terhadap ekuator, nilai positif untuk arah utara; $-90^\circ \leq \Phi \leq 90^\circ$.

δ : Sudut deklinasi matahari terhadap garis *zenith* di ekuator pada saat pukul 12.00 waktu matahari (nilai positif untuk arah utara).

β : Sudut kemiringan, yaitu sudut antara bidang kolektor dengan bidang horizontal.

γ : 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).

ω : Sudut jam (waktu dilakukannya penelitian), ω 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° sudut ω ini.

θ : Sudut datang berkas sinar, yaitu sudut yang dibentuk oleh radiasi matahari langsung dengan garis normal bidang / permukaan.

θ_z : 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^[6] berikut :

$$\begin{aligned} \cos\theta = & \sin\delta \cdot \sin\Phi \cdot \cos\beta - \sin\delta \cdot \cos\Phi \cdot \sin\beta \cdot \cos\gamma + \\ & \cos\delta \cdot \cos\Phi \cdot \cos\beta \cdot \cos\omega + \dots\dots\dots(2.25) \\ & \cos\delta \cdot \sin\Phi \cdot \sin\beta \cdot \cos\gamma \cdot \cos\omega + \cos\delta \cdot \sin\beta \cdot \sin\gamma \cdot \sin\omega \end{aligned}$$

Dimana :

- δ = sudut deklinasi (*declination*)

- $\delta = 23,45 \sin\left(360 \frac{284 + n}{365}\right) \dots\dots\dots(2.26)$

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

- ω = sudut jam (*hour angle*)

ω berharga nol ketika tepat pada pukul 12.0, ke arah pagi bertanda positif (a.m.) dan ke arah petang bertanda negatif (p.m.), setiap jam setara 15° .

Sudut zenith pada bidang horizontal (θ_z) dapat dihitung dari Persamaan 2.26 di atas. Nilainya harus berada antara 0° sampai 90° saat matahari berada di atas *horizon*. Untuk keadaan ini, $\beta = 0$, dan persamaan^[6] akan menjadi :

$$\cos\theta_z = \sin\phi \cdot \sin\delta + \cos\phi \cdot \cos\delta \cdot \cos\omega \dots\dots\dots(2.27)$$

2.6.3 Radiasi Matahari di Luar Atmosfer (Ekstraterrestrial)

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

$$I_o = \frac{12 \times 3600}{\pi} G_{sc} \left[1 + 0.033 \cos \frac{360 \cdot n}{365} \right] \times \left[\cos \phi \cos \delta (\sin \omega_2 - \sin \omega_1) + \frac{\pi(\omega_2 - \omega_1)}{180} \sin \phi \sin \delta \right] \dots (2.28)$$

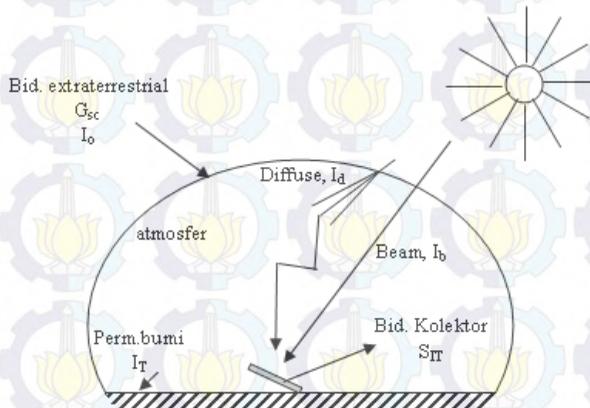
Dimana : I_o = radiasi matahari total di (*extraterrestrial*) pada permukaan horizontal tiap satuan jam (Mj/jam).

G_{sc} = konstanta surya = 1353 W/m^2

ω_1 = sudut waktu pada saat awal penelitian

ω_2 = sudut waktu setelah penelitian berlangsung 1 jam

Intensitas matahari di bidang eksterestrial, tidak seluruhnya diterima oleh permukaan bumi. Atmosfer bumi mempunyai kemampuan menyerap, meneruskan dan memantulkan radiasi matahari. Sejumlah intensitas matahari yang secara langsung diteruskan hingga ke permukaan bumi, disebut intensitas *beam* (I_b). Intensitas matahari yang diterima oleh permukaan bumi tetapi tersebar terlebih dahulu di atmosfer, disebut intensitas *diffuse* (I_d).



Gambar 2.19 Intensitas *beam*, *diffuse* dan intensitas di bidang *extraterrestrial*

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

$$S = 1,01 \tau \alpha I_T \dots\dots\dots (2.29)$$

Dimana : τ = transmisivitas kaca penutup

α = absorptivitas plat absorber

I_T = intensitas matahari (W/m^2)

2.7 Tinjauan Umum Solar Air Collector

Kolektor surya merupakan suatu jenis alat penukar panas memanfaatkan energi panas matahari untuk memanaskan udara (sebagai fluida kerja). Energi panas dari matahari yang mengenai kolektor surya akan diserap oleh suatu plat absorber. Besarnya energi panas yang dipindahkan oleh kolektor surya tergantung dari intensitas matahari tiap waktu dan kemampuan kolektor untuk menyerap panas. Untuk merubah energi tersebut dibutuhkan media atau alat yang dapat memindahkan panas, alat tersebut adalah absorber, absorber merupakan alat yang mampu menyerap panas dari pancaran radiasi matahari, selanjutnya energi panas tersebut ditransfer ke udara yang mengalir di bawah plat absorber. Udara panas tersebut digunakan untuk berbagai macam aplikasi penggunaan antara lain : pengering hasil pertanian, perikanan, pengering buah-buahan.

Telah banyak penelitian yang dilakukan dalam upaya peningkatan performansi kolektor surya untuk bisa mendapatkan hasil yang lebih optimal. Modifikasi komponen-komponen pada kolektor surya merupakan salah satu cara untuk meningkatkan performansi kolektor surya. Salah satu contohnya adalah memodifikasi plat absorber yang berbentuk flat-plate diganti dengan plat gelombang. Seperti yang tampak pada gambar di bawah ini :

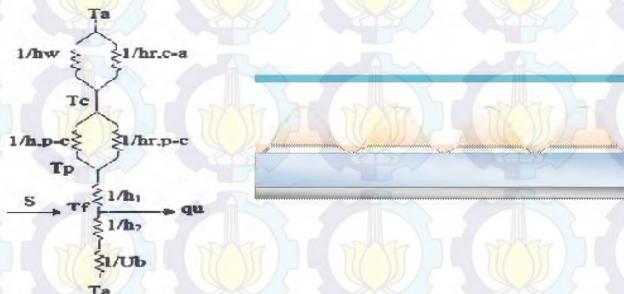


Gambar 2.20 Skema kolektor surya plat gelombang

Prinsip kerja dari kolektor surya tersebut adalah sinar matahari menembus kaca penutup lalu sinar tersebut akan menuju plat absorber dan diharapkan semua sinar radiasi matahari berupa energi panas semua terakumulasi di plat absorber. Energi dari sinar radiasi matahari yang terakumulasi di plat absorber akan ditransferkan energi panasnya ke fluida yang mengalir pada ducting dibawah plat absorber sehingga menyebabkan temperatur fluida keluar ducting akan mengalami peningkatan, plat isolasi yang berada di bawah ducting berfungsi sebagai isolator agar panas tidak terdistribusi keluar sistem kolektor surya.

2.7.1 Konsep Tahanan Thermal pada Kolektor Surya

Konsep perpindahan panas pada kolektor surya secara umum dapat digambarkan dengan konsep tahanan thermal berikut ini :



Gambar 2.21 Skema tahanan thermal kolektor surya dengan plat absorber gelombang

2.7.2 Analisa Perpindahan Panas pada Kolektor Surya Tipe Pemanas Udara

Analisa perpindahan panas pada kolektor surya tipe pemanas udara dapat dibagi menjadi beberapa bagian sebagai berikut:

2.7.2.1 Analisa Perpindahan Panas Konveksi

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 (*free convection*), dalam analisis ini digunakan pendekatan dengan persamaan :

$$h_w = \frac{Nu_L \cdot K}{L} \dots\dots\dots(2.30)$$

dimana : L = panjang (m)

k = koefisien konduksi (W/m.K)

Nu_L = Nusselt number

Sebelumnya untuk mencari nilai *Nusselt Number* (Nu_L) harus diketahui nilai *Rayleigh Number* berdasarkan *free convection* dengan pendekatan persamaan:

$$Ra = \frac{g\beta' \Delta T_{cg-abs} L^3}{\nu \alpha} = \frac{g}{T_{f,cg-abs}} \frac{\Delta T_{cg-abs} L^3}{\nu \alpha} \dots\dots(2.31)$$

dimana : g = konstanta gravitasi (m/s²)

β' = koefisien ekspansi volumetrik(gas ideal $\beta' = \frac{1}{T}$)

ΔT = perbedaan temperatur antara kaca penutup dengan pelat absorber

L = panjang karakteristik kaca penutup (m)

ν = viskositas kinematik (m^2/s)

α = viskositas thermal (m^2/s)

Setelah diketahui nilai dari *Rayleigh Number* kemudian ditentukan jenis aliran laminar atau turbulen untuk penentuan persamaan dari harga *Nusselt Number*.

- Aliran *Laminer* pada *Inclined Horizontal Plate* ($10^4 << Ra_L << 10^7$)

$$Nu_L = 0.54 Ra_L^{1/4} \dots\dots\dots(2.32)$$

- Aliran *Turbulent* pada *Inclined Horizontal Plate* ($10^7 << Ra_L << 10^{11}$)

$$Nu_L = 0.15 Ra_L^{1/3} \dots\dots\dots(2.33)$$

2. Koefisien perpindahan panas konveksi antara plat absorber dengan kaca penutup ($h_{c, \text{cg-abs}}$)

Perpindahan panas konveksi yang terjadi antara pelat absorber dengan kaca penutup dapat terjadi konveksi murni (*free convection*) maupun paksa (*forced convection*). Oleh karena itu ditentukan terlebih dahulu jenis aliran yang terdapat antara plat absorber dan kaca penutup.

Jika harga ($Gr/Re^2 \gg 1$) merupakan *free convection*, maka bilangan *Nusselt* sebagai berikut :

- Aliran *Laminer* pada *Inclined and Horizontal Plate*

$$Nu_L = 0.54 Ra_L^{1/4} \dots\dots\dots(2.34)$$

$$10^4 \leq Ra_L \leq 10^7$$

- Aliran *Turbulent* pada *Inclined and Horizontal Plate*

$$Nu_L = 0.15 Ra_L^{1/3} \dots\dots\dots(2.35)$$

$$10^7 \leq Ra_L \leq 10^{11}$$

Jika aliran berada diantara dua plat (inclined channel), maka harga bilangan Nusselt sebagai berikut:

- $Nu = 0,645[Ra(S/L)]^{1/4}$ (2.36)

Jika harga $(Gr/Re^2 \ll 1)$ merupakan forced convection, maka bilangan Nusselt sebagai berikut :

- Untuk aliran *Laminer rata-rata* ($Re \leq 5 \times 10^5$)
 $Nu_L = 0,664 Re_L^{1/2} \cdot Pr^{1/3}$ (2.37)

- Untuk aliran *Turbulent rata-rata* ($Re \geq 5 \times 10^8$)
 $Nu_L = 0,0296 Re_L^{4/5} \cdot Pr^{1/3}$ (2.38)

Adapun nilai bilangan Reynolds memakai persamaan berikut:

$$Re = \frac{V \cdot L}{\nu} \quad \text{..... (2.39)}$$

dimana : V = kecepatan fluida masuk kolektor (m/s)

L = panjang karakteristik plat absorber (m)

ν = viskositas kinematik (m^2/s)

Sehingga didapat perolehan nilai koefisien konveksi antara pelat absorber dengan kaca penutup sebagai berikut :

$$h_{c, cg-abs} = \frac{Nu \cdot k}{L} \quad \text{.....(2.40)}$$

2.7.2.2 Analisa Perpindahan Panas Radiasi

- **Koef perpindahan panas radiasi penutup-udara luar ($h_{r,c-a}$)**

Koefisien perpindahan panas radiasi pada penutup dapat dihitung berdasarkan :

$$h_{r,amb-cg} = \varepsilon_{cg} \sigma \frac{(T_{cg} + T_{sky})(T_{cg}^2 + T_{sky}^2)(T_{cg} - T_{sky})}{(T_{cg} - T_{amb})} \quad (2.41)$$

dimana : ε_c = emítance penutup

$$\sigma = \text{konstanta Boltzmann} \left(5.6667 \times 10^{-8} \frac{W}{m^2 K^4} \right)$$

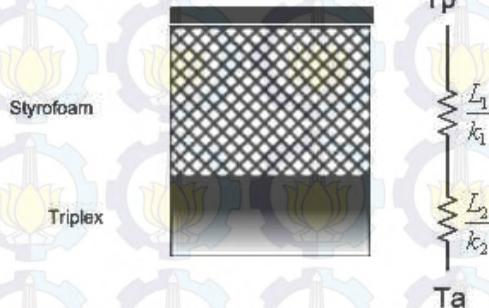
T_c = temperatur penutup, K

T_a = temperatur ambient, K

T_s = temperatur sky ($0.0552 T_a^{1.5}$)

2.7.2.3 Analisa Perpindahan Panas 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.



Gambar 2.22 Tahanan thermal pada isolator bagian bawah

Perpindahan panas yang terjadi pada isolator adalah perpindahan panas konduksi, yang dapat dirumuskan dengan persamaan berikut ini:

$$U_B = \frac{1}{\frac{L_1}{k_1} + \frac{L_2}{k_2} + \frac{1}{h_2}} \dots\dots\dots(2.42)$$

2.7.2.4 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 yakni menggunakan persamaan :

$$U_T = \frac{1}{R_1 + R_2 + \frac{1}{h_1}}$$

$$R_1 = \frac{1}{h_w + h_{r,amb-cg}} \dots\dots\dots(2.43)$$

$$R_2 = \frac{1}{h_{c,cg-abs} + h_{r,cg-abs}}$$

2.7.3.5 Koefisien Perpindahan Panas Total (U_L)

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

$$U_L = U_T + U_B \dots\dots\dots(2.44)$$

2.7.3.6 Faktor Efisiensi Kolektor (F')

Faktor efisiensi (F') untuk kolektor surya pemanas udara tipe aliran di bawah absorber dengan plat *gelombang*, serta dengan menggunakan penambahan *parallel slat array* adalah sebagai berikut :

$$F' = \frac{1}{U_L \left[W + \frac{1}{U_L [D + (W - D)F]} + \frac{1}{\pi D \cdot h_{fi}} \right]} \dots\dots\dots(2.45)$$

2.7.3.7 Faktor Pelepasan Panas (F_R)

Persamaan faktor pelepasan panas (F_R) untuk kolektor surya pemanas udara tipe plat *gelombang* dengan aliran dibawah absorber, serta menggunakan *parallel slat array* adalah sebagai berikut :

$$\phi = \frac{\dot{m} C_p}{A_c U_L F'} \quad (2.37)$$

$$F'' = \phi \left[1 - e^{-\frac{1}{\phi}} \right] \quad (2.38)$$

$$F_R = F'' \cdot F' \quad \dots\dots\dots(2.46)$$

dimana : \dot{m} = laju alir massa fluida atau mass flow rate (m/s)

A_c = luasan kolektor surya terpapar sinar matahari (m^2)

C_p = panas jenis fluida atau spesifik heat of fluid ($J/Kg \cdot ^\circ C$)

2.7.3.8 Panas yang berguna pada kolektor (perpindahan panas), Quseful theoritis (\dot{Q}_u)

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

$$Q_u = A_C \cdot F_R \left[S - U_L (T_{f,in} - T_{amb}) \right] \dots\dots\dots(2.47)$$

dimana : Q_{useful} = energi berguna (Watt)

S = radiasi matahari per satuan luas yang diserap
 $\left(\frac{W}{m^2} \right)$

U_L = koefisien kehilangan panas total $\left(\frac{W}{m^2 \cdot K} \right)$

$T_{fluida,in}$ = temperatur fluida masuk *ducting channel* ($^{\circ}C$)

T_{amb} = temperatur lingkungan ($^{\circ}C$)

F_R = collector heat removal factor

2.7.3.9 Panas yang berguna pada kolektor (thermodinamika),

$$Q_{useful\ Actual} \left(\dot{Q}_u \right)$$

Energi berupa panas yang berguna dari kolektor surya pemanas udara tipe aliran di bawah absorber dengan pelat gelombang dijabarkan dalam persamaan di bawah ini:

$$Q_u = \dot{m} \cdot cp \cdot \Delta T = \dot{m} \cdot cp \cdot (T_{f, out} - T_{f, in}) \dots\dots\dots(2.48)$$

dimana : Q_{useful} = energi berguna (Watt)

\dot{m} = laju aliran massa yang dialirkan kedalam ducting (kg/s)

$T_{fluida,in}$ = temperatur fluida masuk *ducting channel* (K)

$T_{fluida, out}$ = temperatur fluida keluar *ducting channel* (K)

2.7.3.10 Analisa Efisiensi Kolektor Surya (η)

Energi yang berguna secara teoritis pada kolektor surya telah dijelaskan diatas. Sedangkan efisiensi kolektor surya pemanas udara tipe aliran di bawah absorber dengan dengan pelat gelombang dijabarkan dalam persamaan di bawah ini:

$$\eta = \frac{Q_u}{A_c \cdot I_T} \times 100\% \quad \dots\dots\dots (2.49)$$

Dimana : η = Efisiensi kolektor surya

Q_u = Energi berguna (Watt)

A_c = Luasan efektif kolektor (m^2)

I_T = Intensitas radiasi matahari (W/m^2)



Halaman ini sengaja dikosongkan

BAB III

METODOLOGI PENELITIAN

3.1 Kriteria Perencanaan

Seperti yang telah dijelaskan sebelumnya, sistem pengeringan tenaga surya dengan memanfaatkan prinsip konversi photothermal merupakan cara pengeringan yang paling sesuai untuk iklim di Indonesia. Dengan sistem ini diharapkan pada proses pengeringan ikan, kerugian-kerugian yang tidak perlu dapat ditekan semaksimal mungkin dan mendapatkan kualitas ikan yang lebih baik.

Perencanaan alat pengering tenaga surya untuk pengeringan ikan ini mengacu pada pertimbangan faktor-faktor berikut:

- a. Menggunakan sistem sesederhana mungkin (tepat guna).
- b. Dapat dikerjakan dengan teknologi sederhana.
- c. Mudah dioperasikan.
- d. Perawatan mudah dan murah.

Dengan memenuhi persyaratan di atas diharapkan sistem pengering ini akan mudah dikembangkan dan dapat dipergunakan oleh masyarakat industri kecil dan menengah secara optimal.

Design fungsional sistem pemanas udara tenaga surya untuk pengeringan ikan terdiri atas unit fungsional, yaitu kolektor surya.

Kolektor surya berfungsi sebagai alat penukar panas yang merubah energi radiasi matahari menjadi energi panas. Untuk merubah energi tersebut dibutuhkan media atau alat yang dapat memindahkan panas, alat tersebut adalah absorber, absorber merupakan alat yang mampu menyerap panas dari pancaran radiasi matahari, biasanya panas dapat ditukar melalui fluida ke fluida, kemampuan dari fluida untuk mengkonversikan energi panas tergantung dari besar kemampuan radiasi matahari tiap saat dan kemampuan kolektor untuk menyerap energi matahari. Konstruksi dari kolektor surya yang digunakan terdiri dari:

- a. Absorber plat gelombang dengan gelombang ke arah horisontal pada kolektor surya ditujukan untuk

meningkatkan kemampuan penyerapan terhadap perpindahan panas radiasi.

- b. Saluran alir udara (flow passage), sebagai tempat mengalirnya fluida kerja dalam kolektor. Dimana fluida kerjanya adalah udara yang mengalir di kolektor kemudian diarahkan naik ke atas kolektor sebelum masuk ke dalam ruang pengering. Flow passage di sini sengaja dibuat dua aliran lintasan udara yang bertujuan agar didapat udara panas radiasi yang mencukupi untuk pengeringan ikan di dalam ruang pengering.
- c. Insulator, yaitu alat penyekat terbuat dari styrofoam yang memiliki sifat konduktivitas panas yang rendah. Sesuai dengan namanya, fungsinya sebagai penyekat untuk meminimalkan kehilangan panas pada bagian bawah kolektor.
- d. Kerangka atau kotak penyangga, sebagai tempat atau wadah kolektor.
- e. Pada pengering terdapat cerobong yang bagian atasnya terdapat turbin ventilator untuk meningkatkan kapasitas udara pengeringan di dalam ruang pengering sebagai perbandingan unjuk kerja dengan panas ruang pengering yang dialirkan secara alami (tanpa turbin ventilator).

Adapun langkah prosedur penyusunan tugas akhir ini secara berurutan dapat dijelaskan sebagai berikut:

3.2 Persiapan Awal

a) Penentuan tema awal Tugas Akhir mengenai “RANCANG BANGUN ALAT PENGERING IKAN MENGGUNAKAN KOLEKTOR SURYA PLAT GELOMBANG DENGAN PENAMBAHAN TURBIN VENTILATOR UNTUK MENINGKATKAN KAPASITAS ALIRAN UDARA PENGERINGAN”.

- b) Pembuatan dan pengujian alat.
- c) Analisis perhitungan
- d) Penarikan kesimpulan

3.3 Prosedur Percobaan/Pengujian

3.3.1 Pengujian

Jenis ikan yang digunakan adalah ikan laut yang masyarakat setempat menyebutnya “ikan kepala batu”. Pengujian dilakukan dengan meletakkan alat pengering di bawah sinar matahari, sehingga kolektor akan mendapatkan sinar matahari langsung. Setelah temperatur di dalam ruang kolektor panas dianggap steady, maka ikan dimasukkan ke dalam rak-rak di dalam ruang pengering. Setelah itu, proses pengeringan akan berlangsung secara alami (tanpa turbin ventilator) dan dengan penambahan turbin ventilator.

Dan dimensi dari kolektor surya adalah sebagai berikut:

- Tebal Cover Glass : 0,5 cm
- Tebal plat kolektor wave absorber : 0,05 cm
- Tebal Insulator (Styrofoam) : 2 cm
- Celah udara yang mengalir : 5 cm
- Sudut kemiringan kolektor : 10°

3.3.2 Peralatan Penelitian

Peralatan-peralatan yang digunakan dalam penelitian ini adalah alat-alat yang digunakan dalam penelitian di lapangan, berupa alat uji dan alat bantu untuk pengukuran. Peralatan yang digunakan adalah:

1. Kolektor surya yang berfungsi untuk mengumpulkan sinar radiasi matahari dan mengkonversikannya menjadi energi panas yang kemudian dialirkan melalui fluida kerja ke ruang pengering dengan dimensi sebagai berikut:

Panjang	: 110	cm
Lebar	: 81	cm
Tinggi	: 5	cm



Gambar 3.1 Kolektor Surya

2. Ruang pengering dengan dengan dimensi sebagai berikut: (terdiri dari 2 buah rak)

Panjang : 80 cm

Lebar : 80 cm

Tinggi : 40 cm



Gambar 3.2 Ruang Pengering

3. Turbin Ventilator, digunakan untuk meningkatkan kapasitas aliran udara di ruang pengering.

(P x L) Cerobong : 20 x 20 cm

Tinggi cerobong : 60 cm

Diameter Turbin Ventilator : 40 cm



Gambar 3.3 Turbin ventilator (Cyclone)

4. Timbangan, berfungsi untuk mengetahui massa bahan basah maupun bahan kering, sehingga dapat diketahui persentase hilangnya kandungan air dari bahan basah menjadi bahan kering.



Gambar 3.4 Timbangan Digital

5. Higrometer, berfungsi untuk mengukur kelembaban udara ruangan (relative humidity).



Gambar 3.5 Hygrometer

6. Thermometer, berfungsi untuk mengukur temperatur



Gambar 3.6 Thermometer

7. Thermocouple Thermometer, digunakan untuk mengukur perbedaan temperature ($T_1 - T_2$), temperature cover glass, temperature plat absorber.



Gambar 3. 7 Thermocouple Thermometer

8. Anemometer, digunakan untuk mengukur kecepatan angin dan temperature di cerobong.



Gambar 3.8 Anemometer

9. Pyranometer, digunakan untuk mengukur intensitas radiasi matahari.

No Seri : S 97048.32 ML-020 VM

Buatan : Eko Instrument Trading Co Ltd –Jepang

Konversi : $7,65 \frac{mV}{k/m^2}$

Untuk pembacaan pyranometer digunakan multimeter digital dengan ketelitian 0,1 mV



Gambar 3.9 Pyranometer

3.3.3 Tata Cara Pengujian

Untuk melakukan pengujian, dilakukan beberapa tahap pengujian diantaranya:

3.3.3.1 Tahap Persiapan

1. Mempersiapkan alat.
2. Menunggu beberapa saat sampai temperatur di dalam ruang kolektor dianggap steady
3. Mempersiapkan ikan yang akan dikeringkan.
4. Menimbang ikan seberat 2 kg
5. Memasukkan ikan ke dalam ruang pengering yang terdiri dari 2 rak.

6. Meletakkan alat ukur pada bagian yang akan di ambil datanya.
7. Memasang turbin ventilator untuk variasi mendapatkan tambahan kapasitas aliran udara di ruang pengering.

3.3.3.2 Tahap Pengambilan Data

Pada tahap ini data-data diambil dengan melakukan pengaturan pada kolektor yang akan dipakai berupa plat gelombang, serta pengaturan terhadap atap berupa cerobong dan turbin ventilator. Kemudian data yang perlu dicatat, antara lain:

- Massa ikan sebelum dikeringkan.
- Temperature ambient (lingkungan)
- Temperatur fluida masuk kolektor.
- Temperatur fluida keluar kolektor menuju ruang pengering.
- Temperatur di dalam ruang pengering.
- Temperatur plat absorber.
- Temperatur cover glass (kaca).
- Temperature cerobong.
- Intensitas cahaya matahari
- Kelembaban udara di dalam ruang pengering (%Rh)
- Kecepatan fluida di cerobong.
- Kecepatan fluida (angin) lingkungan.
- Pengambilan data dilakukan tiap 1 jam.
- Massa ikan pada akhir pengujian.

Setelah dilakukan pengujian dan diperoleh data-data hasil pengujian, kemudian dilakukan beberapa perhitungan di antaranya:

1. Menghitung persentase bobot basah menjadi bobot kering.

2. Menghitung Intensitas radiasi yang mengenai plat absorber (S_{IT}).
3. Menghitung koefisien konveksi dan radiasi pada kolektor (h).
4. Menghitung kerugian panas total (U_L) pada bagian kolektor selama proses pengeringan.
5. Menghitung energi yang berguna (Q_{useful}).
6. Menghitung Efisiensi kolektor (η).
7. Menghitung perbandingan aliran udara pengeringan dengan dan tanpa penambahan turbin ventilator.

3.3.3.3 Tahap Pengamatan Proses Pengeringan Bahan

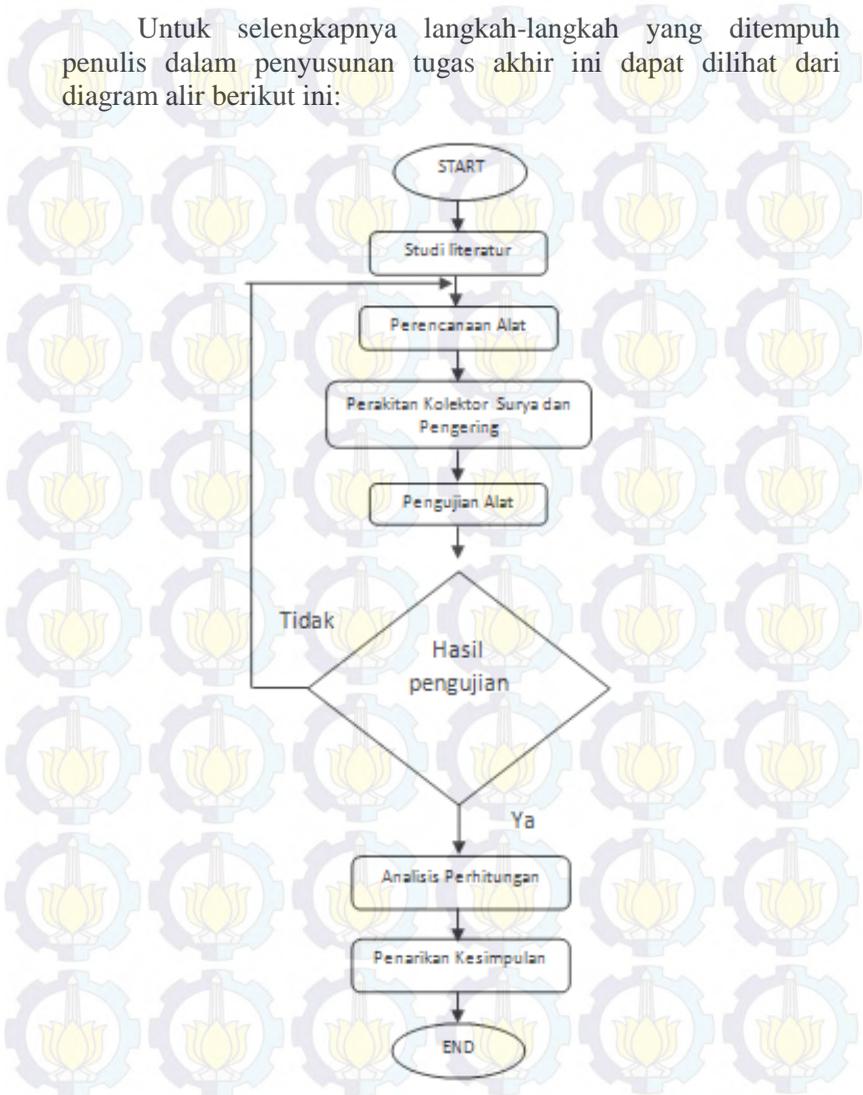
Pada saat alat pengering berada langsung di bawah terik matahari selama selang waktu proses pemanasan dengan kolektor, bahan uji di dalam ruang pengering mengalami suatu proses pengeringan uap air bahan uji akibat kontak dengan fluida kerja berupa udara panas hasil dari pengumpulan panas radiasi dari energi surya. Jadi, seiring bertambahnya waktu proses pengeringan, ikan mengalami penyusutan massa.



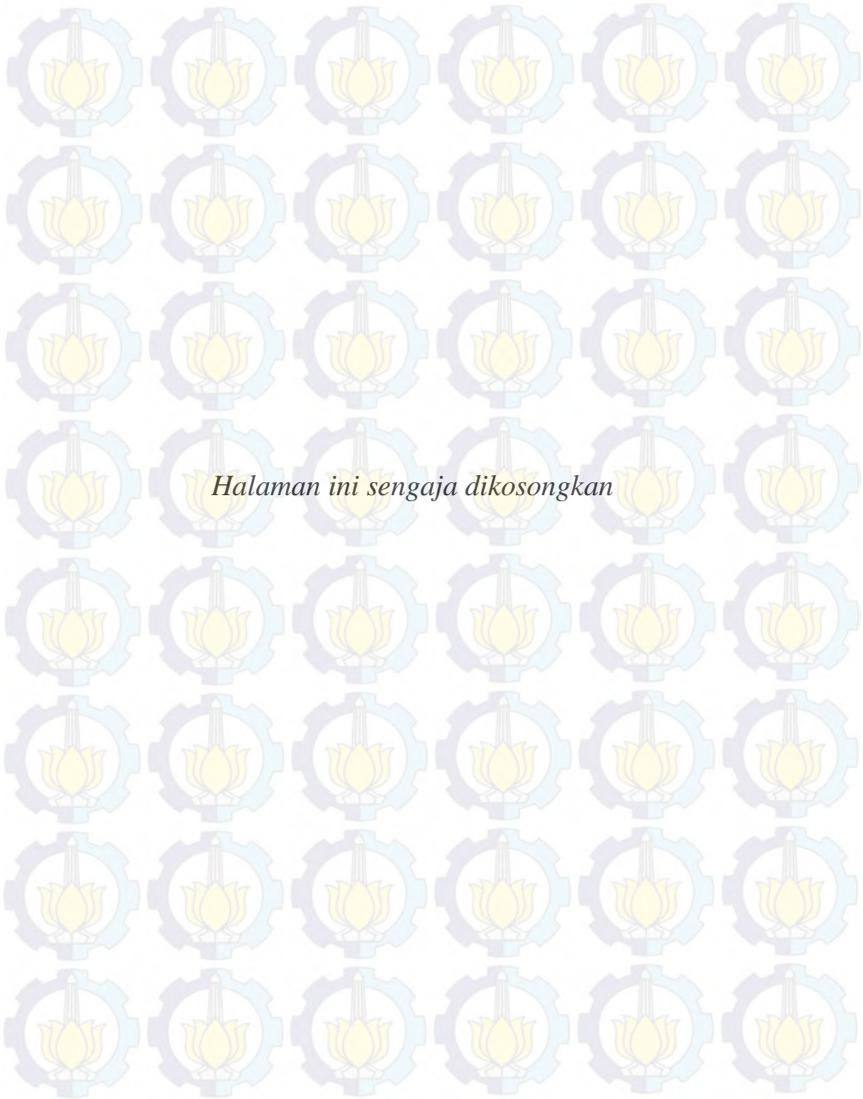
Gambar 3.10 Proses Pengeringan Kolektor Surya Plat Gelombang Menggunakan turbin ventilator

3.4 Diagram Alir Tugas Akhir

Untuk selengkapnya langkah-langkah yang ditempuh penulis dalam penyusunan tugas akhir ini dapat dilihat dari diagram alir berikut ini:



Gambar 3.11 Diagram Alir Pengerjaan Tugas Akhir



BAB IV ANALISA HASIL PENELITIAN

4.1 Data Penelitian

Pengambilan data penelitian dilaksanakan di Kampus D3 Teknik Mesin ITS pada bulan Mei dengan posisi 7° LS dan 112,8° BT dari data geografis letak ITS Surabaya.

4.1.1 Data yang Diperoleh Dari Penelitian

Data yang diambil berupa temperatur, kecepatan fluida, intensitas matahari, dan data-data penunjang yaitu dimensi bagian-bagian kolektor surya. Data-data yang akan ditampilkan dalam Bab IV ini adalah data-data kolektor surya menggunakan plat gelombang dengan dan tanpa penambahan turbin ventilator. Adapun data lain akan ditampilkan dalam Lampiran sebagai penunjang data. Data diambil pada tanggal 14 Mei 2013 untuk kolektor surya plat gelombang tanpa penambahan turbin ventilator sedangkan kolektor surya plat gelombang dengan penambahan turbin ventilator data diambil pada tanggal 21 Mei 2013. Rentang pengambilan data diambil untuk masing-masing pengeringan adalah tiap 1 jam dari pukul 09.00-15.00.

Tabel 4.1 Data Penelitian pada Kolektor Surya Plat Gelombang tanpa Penambahan Turbin Ventilator tanggal 14 Mei 2013

Data Kolektor Surya Plat Gelombang Tanpa Penambahan Cyclone													
Jam	massa awal (gram)	T _{amb} kelvin	I _T W/m ²	T _{f, in} kelvin	T _{f, out} kelvin	T _{pengeri} kelvin	Rh %	T _{plat} kelvin	T _{cg} kelvin	T _{cerobong} kelvin	V _{cerobong} m/s	V _{angin} m/s	ket.
9	2000	309	535.95	310	315	311	64	315	310.5	313	1.4		S cerah
10	1876	313	732.03	314	319	312	63	320	315	317	1.4		S cerah
11	1728	318.5	823.53	319.5	324.5	312	62	325	320.5	322	1.8		S cerah
12	1568	321	875.82	322	328	313	60	330	323	326	2		S cerah
13	1496	318	786.12	319	325	312	59	326	320	323	1.8		S cerah
14	1462	312	686.27	313	319	312	58	320	314	316	1.6		S cerah
15	1448	309	611.45	309.5	315	311	59	316	310	313	1.6		S cerah

Tabel 4.2 Data Penelitian pada Kolektor Surya Plat Gelombang dengan Penambahan Turbin Ventilator tanggal 21 Mei 2013

Data Kolektor Surya Plat Gelombang dengan Penambahan Cyclone

	massa awal	Tamb	I_T	$T_{f,in}$	$T_{f,out}$	T pengeri	Rh	T plat	T _{cg}	T cerobong	V cerobong	V angin	
Jam	gram	kelvin	W/m^2	kelvin	kelvin	kelvin	%	kelvin	kelvin	kelvin	m/s	m/s	ket.
9	2000	310	509.8	310.5	314	313	64	313	311	311	2.4		5 cerah
10	1862	314	745.1	314.5	319	315	63	318	316	314.8	2.6		5 cerah
11	1698	316	815.85	317.5	322	315	61	321	319	318.2	3		5 cerah
12	1514	320	849.67	321	326	315	59	324	322	321	3		5 cerah
13	1402	316.5	787.98	317.5	322	315	57	320	318.5	317	3.2		5 cerah
14	1372	311	723.65	312	316	315	56	315.5	313	312.4	3.4		5 cerah
15	1360	308.5	534.43	310	313	312	56	312	310.5	310	3.6		5 cerah

Sumber : Hasil Pengambilan Data

4. 1. 2 Dimensi Kolektor Surya

Kolektor surya yang dirancang adalah kolektor surya dengan susunan parallel dengan aliran dibawah plat *absorber*. Adapun dimensi kolektor surya tersebut adalah:

Data-data dimensi kolektor surya:

- Panjang Kolektor Surya : 1,10 m
- Lebar Kolektor Surya : 0,81 m
- Tinggi *Ducting Channel* (S) : 0,05 m
- Luasan aliran masuk kolektor (A_{in}) : 0,0405 m
- Sudut gelombang : 100°
- Diameter gelombang : 0,035m
- Jumlah gelombang (n_{\square}) : 11
- Volume cerobong : 0,024 m³
- Diameter cyclone : 0,45 m
- Cover glass
 - Transmisivitas kaca, τ_{cg} : 0,85
 - Emisivitas kaca, ϵ_{cg} : 0,99
 - $A_{cg} = (1,1 \times 0,81)$: 0,89 m²
 - Keliling = 2(1,1+0,81) : 3,82 m

- **Plat Absorber**
 - Absorpsivitas *absorber*, α_{abs} : 0,88
 - Emisivitas *absorber*, ϵ_{abs} : 0,9
- Styrofoam
 - Ketebalan, $L_{styrofoam}$: 0,02 m
 - Konduktifitas termal, $k_{styrofoam}$: 0,045 W/m.K
- Papan Triplek
 - Ketebalan, $L_{triplek}$: 0,002 m
 - Konduktifitas termal, $k_{triplek}$: 0,12 W/m.K

4.2 Hasil Data dan Perhitungan Kolektor Surya tanpa Penambahan Turbin Ventilator

Kolektor surya yang dirancang pada penelitian ini adalah kolektor surya dengan single cover dan absorber gelombang single dengan sudut gelombang 100° dengan pola aliran fluida kerja berada di bawah pelat absorber. Adapun dimensi kolektor surya tersebut adalah sebagai berikut :

Adapun data-data yang diambil pada penelitian saat itu adalah:

Data-data kolektor surya plat gelombang tanpa penambahan turbin ventilator pada pukul 12.00 WIB pada tanggal 14 Mei 2013

- Temperatur ambient : 321 K
- Temperatur fluida *inlet* kolektor : 322 K
- Temperatur fluida outlet kolektor : 328 K
- Temperatur ruang pengering : 313 K
- Temperatur plat *absorber* : 330 K
- Temperatur cover glass : 323 K
- Temperatur cerobong : 326 K
- Kecepatan angin : 5 m/s
- Kecepatan cerobong : 2 m/s
- Kelembaban udara (Rh) : 60 %
- Intensitas Radiasi Matahari : 875.82 W/m²

4. 2. 1 Perhitungan Intensitas Radiasi Mengenai Plat Absorber

Intensitas radiasi yang mengenai plat *absorber* adalah:

$$\begin{aligned} S_{IT} &= (\tau \cdot \alpha)_{average} \cdot I_T \\ &= 1,01 \tau_{cg} \cdot \alpha_{abs} \cdot I_T \\ &= 1,01 (0,85) \cdot (0,88) \cdot (875,82) \\ &= 661,664 \text{ W/m}^2 \end{aligned}$$

4. 2. 2 Perhitungan Koefisien Radiasi Pada Kaca Penutup terhadap Lingkungan

Perhitungan Temperatur Langit, T_{sky} , yaitu:

$$\begin{aligned} T_{sky} &= 0,0552 \cdot T_{amb}^{1,5} \\ &= 0,0552 \cdot (321)^{1,5} \\ &= 317,466 \text{ K} \end{aligned}$$

Dengan diketahui temperatur *ambient*, temperatur kaca penutup, emisivitas kaca, dan temperatur langit, maka koefisien radiasi pada kaca penutup dan lingkungan adalah:

$$\begin{aligned} h_{r, amb-cg} &= \epsilon_{cg} \cdot \frac{\sigma (T_{cg} + T_{sky}) (T_{cg}^2 + T_{sky}^2) (T_{cg} - T_{sky})}{T_{cg} - T_{amb}} \\ &= 0,99 \cdot 5,67 \times 10^{-8} \frac{(323 + 317,466)(323^2 + 317,466^2)(323 - 317,466)}{(323 - 321)} \\ &= 20,404 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \end{aligned}$$

4. 2. 3 Perhitungan Koefisien Konveksi Pada Kaca Penutup terhadap Lingkungan

- Temperatur rata-rata antara temperatur kaca penutup dan temperatur lingkungan sebagai berikut:

$$\begin{aligned} T_{f, cg-amb} &= \frac{(T_{cg} + T_{amb})}{2} \\ &= \frac{(323 + 321)}{2} = 322 \text{ K} \end{aligned}$$

- Properti-properti fluida

Dari $T_{f, cg-amb} = 322 \text{ K}$, maka dapat diketahui property fluida dari *appendix A-4* (udara) Thermophysical Properties of Gases at Atmospheric Pressure, yaitu

$$v : 18,103 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$k_f : 27,928 \cdot 10^{-3} \text{ W/m.K}$$

$$\alpha : 25,756 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

- Panjang karakteristik equivalent *cover glass*^[1]

$$\begin{aligned} L &= \frac{A_{cg}}{P_{cg}} \dots\dots\dots(9.29) \\ &= \frac{(1,10 \cdot 0,81)}{2(1,10+0,81)} = 0,233 \text{ m} \end{aligned}$$

- Bilangan *Rayleigh*^[1]

$$\begin{aligned} Ra_L &= \frac{g \cdot \beta \cdot \Delta T_{cg-amb} \cdot L^3}{v \cdot \alpha} \dots\dots\dots(9.25) \\ &= \frac{g \cdot (1/T_{f, cg-amb}) \cdot (T_{cg} - T_{amb}) \cdot L^3}{v \cdot \alpha} \\ &= \frac{9,81 \cdot (1/322)(323-321)(0,233)^3}{18,103 \cdot 10^{-6} \cdot 25,756 \cdot 10^{-6}} \\ &= 1,633 \cdot 10^6 \rightarrow \text{aliran laminar} \end{aligned}$$

- Bilangan *Nusselt* untuk konveksi murni aliran laminar^[1]
($10^4 \ll Ra_L \ll 10^7$)

$$\begin{aligned} Nu_{free} &= 0,54 \cdot Ra_L^{1/4} \dots\dots\dots(9.30) \\ &= 0,54 \cdot (1,633 \cdot 10^6)^{1/4} \\ &= 19,304 \end{aligned}$$

- Koefisien konveksi pada kaca penutup dan lingkungan^[1]

$$h_w = \frac{Nu_{free} \cdot k_f}{L} \dots\dots\dots(9.24)$$

$$= \frac{19,304 \cdot 27,928 \cdot 10^{-3}}{0,233} = 2,314 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

4. 2. 4 Perhitungan Tahanan Termal Pada Kaca Penutup terhadap Lingkungan

$$R_l = \frac{1}{h_{r,amb-cg} + h_w} = \frac{1}{20,404 + 2,314} = 0,044 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$$

4. 2. 5 Perhitungan Koefisien Radiasi Pada Plat Absorber dan Kaca Penutup

$$\begin{aligned} h_{r,plat-cg} &= \sigma \cdot (T_{plat} + T_{cg})(T_{plat}^2 + T_{cg}^2) \\ &\quad \frac{1/\epsilon_{abs} + 1/\epsilon_{cg} - 1}{(1/\epsilon_{abs}) + (1/\epsilon_{cg}) - 1} \\ &= \frac{5,67 \cdot 10^{-8} (330 + 323)(330^2 + 323^2)}{(1/0,9) + (1/0,99) - 1} \\ &= 7,042 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \end{aligned}$$

4. 2. 6 Perhitungan Koefisien Konveksi Pada Plat Absorber dan Kaca Penutup

- Temperatur rata-rata antara temperatur plat absorber dan temperatur kaca penutup

$$T_{f,plat-cg} = \frac{T_{plat} + T_{cg}}{2} = \frac{330 + 323}{2} = 326,5 \text{ K}$$

- Properti-properti fluida

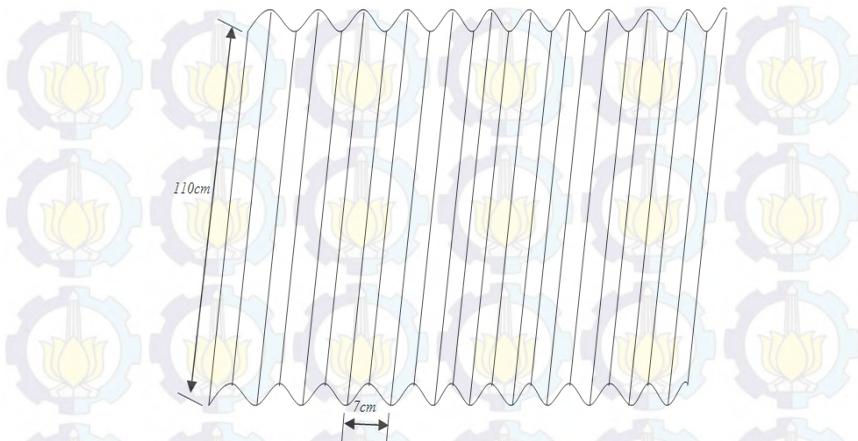
Dari $T_{f,plat-cg} = 326,5 \text{ K}$, maka dapat diketahui property fluida dari appendix A-4 (udara) Thermophysical Properties of Gases at Atmospheric Pressure, yaitu :

$$v : 18,556 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$k_f : 28,261 \cdot 10^{-3} \text{ W/m.K}$$

$$\alpha : 26,422 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

- Panjang karakteristik equivalent *plat absorber*



Jumlah Gelombang = 11

Gambar 4.1 Dimensi absorber plat gelombang yang digunakan

$$P_{\square} = \pi D = (3,14)(0,07) = 0,22 \text{ m}$$

$$L_{\text{plat sisi gelombang}} = P_{\square} \cdot n_{\square} = 0,22(11) = 2,42 \text{ m}$$

$$A_p = L_{\text{plat sisi gelombang}} \cdot p = 2,42 \cdot 1,10 = 2,662 \text{ m}^2$$

- $L = A_p / P_{\text{plat}} = \frac{(2,662)}{2(1,10+2,42)} = 0,378 \text{ m}$

- Bilangan *Rayleigh*^[1]

$$\begin{aligned} Ra_L &= \frac{g \cdot \beta \cdot \Delta T_{\text{plat-cg}} \cdot L^3}{\nu \cdot \alpha} \\ &= \frac{g \cdot (1/T_{f,\text{plat-cg}}) \cdot \Delta T_{\text{plat-cg}} \cdot L^3}{\nu \cdot \alpha} \\ &= \frac{9,81 \cdot (1/326,5)(330-323)(0,378)^3}{18,556 \cdot 10^{-6} \cdot 26,422 \cdot 10^{-6}} \\ &= 2,64 \cdot 10^7 \rightarrow \text{aliran turbulen} \end{aligned}$$

- Bilangan *Nusselt* untuk konveksi aliran turbulen^[1]
($10^7 \ll Ra_L \ll 10^{11}$), (*analogi inclined horizontal plate*)

$$\begin{aligned} Nu &= 0,15 \cdot Ra_L^{1/3} \dots\dots\dots(9.31) \\ &= 0,15 \cdot (2,64 \cdot 10^7)^{1/3} \\ &= 44,411 \end{aligned}$$

- Bilangan *Nusselt*^[1], (*analogi inclined channel*)

$$\begin{aligned} Nu &= 0,645 [Ra(S/L_{plat})]^{1/4} \dots\dots\dots(9.47) \\ &= 0,645 [2,64 \cdot 10^7 (0,05/0,81)]^{1/4} \\ &= 23,045 \end{aligned}$$

- Koefisien konveksi pada plat absorber dan kaca penutup^[1]
(*analogi inclined horizontal plat*)

$$\begin{aligned} h_{c,plat-cg} &= \frac{Nu \cdot k_f}{L} \dots\dots\dots(9.24) \\ &= \frac{44,411 \cdot 28,261 \times 10^{-3}}{0,378} = 3,320 \text{ W/m}^2 \cdot K \end{aligned}$$

- Koefisien konveksi pada plat absorber dan kaca penutup^[1]
(*analogi inclined channel*)

$$\begin{aligned} h_{c,plat-cg} &= \frac{Nu \cdot k_f}{L} \dots\dots\dots(9.24) \\ &= \frac{23,045 \cdot 28,261 \times 10^{-3}}{0,378} = 1,723 \text{ W/m}^2 \cdot K \end{aligned}$$

4.2.7 Perhitungan Koefisien Perpindahan Panas Pada Plat Absorber dan Kaca Penutup

- Untuk analogi *inclined horizontal plate*

$$R_2 = \frac{1}{h_{c,plat-cg} + h_{r,plat-cg}} = \frac{1}{3,320 + 7,042} = 0,096 \text{ m}^2 \cdot K / W$$

- Untuk analogi *inclined channel*

$$R_2 = \frac{1}{h_{c,plat-cg} + h_{r,plat-cg}} = \frac{1}{1,723 + 7,042} = 0,114 \text{ m}^2 \cdot \text{K} / \text{W}$$

4. 2. 8 Perhitungan Koefisien Perpindahan Panas Bagian Atas Kolektor Surya

- Untuk analogi *inclined horizontal plate*

$$U_T = \frac{1}{R_1 + R_2} = \frac{1}{0,044 + 0,096} = 7,143 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

- Untuk analogi *inclined channel*

$$U_T = \frac{1}{R_1 + R_2} = \frac{1}{0,044 + 0,114} = 5,319 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

4. 2. 9 Perhitungan Koefisien Perpindahan Panas Bagian Bawah Kolektor Surya

$$\begin{aligned} U_B &= [(L_{\text{styrofoam}} / k_{\text{styrofoam}}) + (L_{\text{triplex}} / k_{\text{triplex}})]^{-1} \\ &= [(0,02/0,045) + (0,002/0,12)]^{-1} \\ &= 2,17 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \end{aligned}$$

4. 2. 10 Perhitungan Koefisien Perpindahan Panas Kolektor Surya

- Untuk analogi *inclined horizontal plate*

$$U_L = U_T + U_B = 7,143 + 2,17 = 9,313 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

- Untuk analogi *inclined channel*

$$U_L = U_T + U_B = 5,319 + 2,17 = 7,489 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

4. 2. 11 Perhitungan Faktor Pelepasan Panas ke Ruang Pengering

- Temperatur rata-rata antara temperatur fluida *inlet* dan temperatur fluida outlet

$$T_{f, \text{mean}} = \frac{(T_{f, \text{out}} + T_{f, \text{in}})}{2} = \frac{(328+322)}{2} = 325 \text{ K}$$

- Properti-properti fluida

Dari $T_{f, \text{mean}} = 325 \text{ K}$, maka dapat diketahui *property* fluida dari *appendix A-4* (udara) Thermophysical Properties of Gases at Atmospheric Pressure, yaitu

$$\rho : 1,058 \text{ kg/m}^3$$

$$c_p : 1008 \text{ J/kg.K}$$

- $A_p = p.l = 1,1 \cdot 2,42 = 2,662 \text{ m}^2$

- Kecepatan fluida pada *kolektor*

$$Q_{in} = Q_{out}$$

$$V_{kolektor} \cdot A_{in} = V_{cerobong} \cdot A_{out}$$

$$V_{kolektor} = \frac{V_{cerobong} \cdot A_{cerobong}}{A_{kolektor}}$$

$$= \frac{2 \text{ m}^3/\text{s} \cdot (0,2 \times 0,2) \text{ m}^2}{(0,81 \times 0,05) \text{ m}^2}$$

$$V_{kolektor} = 1,975 \text{ m}^3/\text{s}$$

- Laju alir massa pada kolektor

$$\dot{m} = \rho \cdot V_{in} \cdot A_{in} = 1,058 \cdot (1,975) \cdot (0,81 \times 0,05)$$

$$= 0,085 \text{ kg/s}$$

- Faktor pelepasan panas (*analogi inclined horizontal plat*)

$$F_R = \frac{\dot{m} \cdot c_p \cdot \Delta T_{fluida}}{A_p [S - U_L (T_{f, \text{in}} - T_{amb})]}$$

$$= \frac{0,085 \cdot (1008) \cdot (328 - 322)}{2,662 [661,664 - 9,313 (322 - 321)]}$$

$$= 0,296$$

- Faktor pelepasan panas (*analogi inclined channel*)

$$\begin{aligned}
 F_R &= \frac{\square \cdot c_p \cdot \Delta T_{fluida}}{A_p [S - U_L(T_{f,in} - T_{amb})]} \\
 &= \frac{0,085 \cdot (1008) \cdot (328-322)}{2,662 [661,664 - 7,489(322-321)]} \\
 &= 0,295
 \end{aligned}$$

4. 2. 12 Perhitungan Energi yang Berguna Secara Design (Q_u)_{design} Energi Berguna Secara Actual (Q_u)_{act}

- Untuk *analogi inclined horizontal plat*

$$\begin{aligned}
 \text{➤ } (Q_u)_{design} &= F_R \cdot A_p [S_{IT} - U_L(T_{f,in} - T_{amb})] \\
 &= 0,296 \cdot 2,662 [661,664 - 9,313 (322-321)] \\
 &= 514,021 \text{ watt}
 \end{aligned}$$

- Untuk *analogi inclined channel*

$$\begin{aligned}
 \text{➤ } (Q_u)_{design} &= F_R \cdot A_p [S_{IT} - U_L(T_{f,in} - T_{amb})] \\
 &= 0,295 \cdot 2,662 [661,664 - 7,489 (322-321)] \\
 &= 513,717 \text{ watt}
 \end{aligned}$$

- Energi berguna secara actual

$$\begin{aligned}
 \text{➤ } (Q_u)_{actual} &= \square \cdot c_p \cdot (T_{f,out} - T_{f,in}) \\
 &= 0,085 \cdot 1008 (328-322) \\
 &= 514,08 \text{ watt}
 \end{aligned}$$

4. 2. 13 Perhitungan Efisiensi Kolektor Secara Design (η)_{design} dan Efisiensi Secara Actual (η)_{act}

- Untuk *analogi inclined horizontal plate*

$$\begin{aligned}
 \text{➤ } (\eta)_{design} &= \frac{(Q_u)_{design}}{A_p \cdot I_T} = \frac{514,021}{2,662 \cdot 875,82} = \frac{514,021}{2331,43} \\
 &= 0,2205 \rightarrow \mathbf{22,05\%}
 \end{aligned}$$

- Untuk *analogi inclined channel*

$$\begin{aligned} \triangleright (\eta)_{design} &= \frac{(Q_u)_{design}}{A_p \cdot I_T} = \frac{513,717}{2,662 \cdot 875,82} = \frac{513,717}{2331,43} \\ &= 0,2203 \rightarrow 22,03\% \end{aligned}$$

- Efisiensi kolektor secara aktual

$$\begin{aligned} \triangleright (\eta)_{actual} &= \frac{(Q_u)_{actual}}{A_p \cdot I_T} = \frac{514,08}{2,662 \cdot 875,82} = \frac{514,08}{2331,43} \\ &= 0,2205 \rightarrow 22,05\% \end{aligned}$$

4. 2. 14 Menghitung Kadar Air

Beban kebebasan (BK) merupakan selisih antara massa air mula-mula dengan massa air akhir.

- Massa awal ikan (m_i) = 2000 gr /pengujian
- Massa akhir ikan (m_d) = 1448 gr /pengujian
- Kadar air mula-mula:

$$\bullet \text{ Basis basah (\%)} = \frac{(m_i - m_d)}{m_i} \times 100\%$$

$$\text{Basis basah (\%)} = \frac{(2000 - 1448)}{2000} \times 100\% = 27,6\%$$

- Basis kering (%) = 100 % - 27,6 % = 72,4 %
- Massa air mula-mula ($W_{air,awal}$) = $\frac{27,6}{100} \times 2000 = 552 \text{ gram}$
- Massa air akhir ($W_{air,akhir}$) = $\frac{72,4}{100} \times 552 = 399,648 \text{ gram}$

- Beban kebebasan (BK) ikan untuk 2000 gram :

$$\begin{aligned} BK &= W_{air,awal} - W_{air,akhir} \\ &= 552 - 399,648 \\ &= 152,352 \text{ gr} = 0,1524 \text{ kg} \end{aligned}$$

- Kelembaban mutlak pada suhu dalam ruang pengering^[5]
 Dari table A-1, $T_{\text{pengering}} = 40^{\circ}\text{C} \approx 313 \text{ K}$ dan Rh 60 %
 Didapat $p = 7,375 \text{ kPa}$

$$Rh = \frac{p_s}{p} \times 100\%$$

$$60 = \frac{p_s}{7,375} \times 100\%$$

$$p_s = 4,425 \text{ kPa}$$

$$\begin{aligned} w_1 &= 0,622 \cdot \frac{p_s}{p_t - p_s} \dots\dots\dots(3-2) \\ &= 0,622 \cdot \frac{4,425}{101,325 - 4,425} \\ &= 0,0284 \text{ kgH}_2\text{O/kg udara kering} \end{aligned}$$

- Kelembaban mutlak pada suhu keluar ruang pengering^[5]
 Dari table A-1 dengan $T_{\text{cerobong}} = 53^{\circ}\text{C} \approx 326\text{K}$ dan Rh 90%
 Didapat $p = 14,3075 \text{ kPa}$

Sehingga didapat :

$$w_2 = 0,0906 \text{ kgH}_2\text{O/kg udara kering}$$

$$\Delta w = w_2 - w_1 = 0,0906 - 0,0284$$

$$= 0,0622 \text{ kgH}_2\text{O/kg udara kering}$$

- Massa udara yang diperlukan untuk memindahkan kelembaban sebesar 0,1524 kg adalah

$$m_a = BK / \Delta w = \frac{0,1524}{0,0622} = 2,4502 \text{ kg. Udara}$$

- Pengeringan berlangsung selama 6 jam tiap harinya maka laju aliran udara pengering dapat dihitung:

$$\overset{o}{m}_a = \frac{m_a}{t} = \frac{2,4502}{6 \times 3600} = 1,134 \times 10^{-4} \text{ kg/s}$$

4.3.15 Kapasitas aliran udara yang dihasilkan kolektor surya tanpa penambahan turbin ventilator .

- Kapasitas aliran udara keluar melalui cerobong (V) = 2 m/s,

$$\begin{aligned} Q_{udara} &= V_c \cdot A_c \\ &= 2 \text{ m/s} \cdot (0,2\text{m} \cdot 0,2\text{m}) \\ &= 0,08 \text{ m}^3/\text{s} \end{aligned}$$

- Kapasitas aliran udara rata-rata yang dihasilkan kolektor surya

$$\begin{aligned} Q_{udara, \text{ rata-rata}} &= V_{c, \text{ rata-rata}} \cdot A_c \\ &= 1,686 \text{ m/s} \cdot 0,04\text{m}^2/\text{s} \\ &= 0,0674 \text{ m}^3/\text{s} \end{aligned}$$

4.2.16 Laju massa uap air yang dipindahkan ke udara sekeliling.

Kecepatan aliran udara keluar melalui cerobong (V) = $2 \frac{m}{s}$

- Panjang karakteristik equivalent *cerobong*

$$L = A_c/P_c = \frac{(0,2 \cdot 0,2)}{2(0,2+0,2)} = 0,05 \text{ m}$$

Temperatur udara masuk ruang pengering (T_{out}) = 328 K

Temperatur udara keluar ruang pengering ($T_{cerobong}$) = 326 K
didapatkan:

$$T_f = \frac{(T_{f, out} + T_{f, cerobong})}{2} = \frac{(328+326)}{2} = 327 \text{ K}$$

- Properti-properti fluida

Udara pada $T_f = 327 \text{ K}$, didapatkan:

(tabel A.4) didapat $v = 18,606 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$

(tabel A.8) didapat $D_{AB} = 2,1 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$

$$S_c = \frac{v}{D_{AB}} = \frac{18,606 \cdot 10^{-6}}{2,1 \cdot 10^{-5}} = 0,886$$

- Pada $T_s = 327 \text{ K}$
(tabel A.6) didapat:

$$\rho_{u, \text{sat}} = 1/v_g$$

$$\rho_{u, \text{sat}} = 0,0984 \text{ kg/m}^3$$

$$h_{fg} = 2373 \text{ kJ/kg}$$

- Pada $T_\infty = 326 \text{ K}$
Dari (tabel A.6) didapat:

$$\rho_{u, \text{sat}} = 0,0942 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

- Reynold Number (Re_L)^[1]

$$\begin{aligned} Re_L &= \frac{V \cdot L}{\nu} \\ &= \frac{2 \text{ m/s} \cdot 0,05 \text{ m}}{18,606 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}} = 5,375 \cdot 10^3 \end{aligned}$$

- Bilangan (Sh_L)^[1] ($Re_L < 5 \times 10^3$)

$$\begin{aligned} \overline{Sh_L} &= \frac{h_m L}{D_{AB}} = 0,664 Re^{\frac{1}{2}} Sc^{\frac{1}{3}} \\ &= 0,664 (5,375 \cdot 10^3)^{1/2} \times (0,886)^{1/3} \\ &= 46,758 \end{aligned}$$

- Koefisien perpindahan massa konveksi^[1]

$$h_m = \frac{\overline{Sh_L} D_{AB}}{L} = \frac{46,758 \times 2,1 \cdot 10^{-5} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}}{0,05 \text{ m}} = 0,0196 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

- Laju massa uap air yang dipindahkan ke udara sekeliling, yaitu:

$$\begin{aligned}\dot{m}_{evap} &= h_m \times A_c \times [\rho_{u,sat(T_s)} - \rho_{u,sat(T_\infty)}] \\ &= 0,0196 \frac{m}{s} \times 0,04 m^2 \times |0,0984 - 0,0942| \frac{kg}{m^3} \\ &= 3,293 \cdot 10^{-6} \text{ kg/s}\end{aligned}$$

4.3 Hasil Data dan Perhitungan Kolektor Surya Dengan Penambahan Turbin Ventilator

Kolektor surya yang dirancang pada penelitian ini adalah kolektor surya dengan single cover dan absorber gelombang dengan sudut gelombang 100° dengan pola aliran fluida kerja berada di bawah pelat absorber. Adapun dimensi kolektor surya tersebut adalah sebagai berikut :

Adapun data-data yang diambil pada penelitian saat itu adalah:

Data-data kolektor surya plat gelombang dengan penambahan turbin ventilator pada pukul 12.00 WIB pada tanggal 21 Mei 2013

▪ Temperatur ambient	: 320 K
▪ Temperatur fluida <i>inlet</i> kolektor	: 321 K
▪ Temperatur fluida outlet kolektor	: 326 K
▪ Temperatur ruang pengering	: 315 K
▪ Temperatur plat <i>absorber</i>	: 324 K
▪ Temperatur cover glass	: 322 K
▪ Temperatur cerobong	: 321 K
▪ Kecepatan angin	: 5 m/s
▪ Kecepatan cerobong	: 3 m/s
▪ Kelembaban udara (Rh)	: 59 %
▪ Intensitas Radiasi Matahari	: 849.67 W/m ²

4.3.1 Perhitungan Intensitas Radiasi Mengenai Plat Absorber

- Intensitas radiasi yang mengenai plat *absorber* adalah:

$$S_{IT} = (\tau \cdot \alpha)_{average} \cdot I_T = 1,01 \tau_{cg} \alpha_{abs} I_T$$

$$= 1,01 (0,85) \cdot (0,88) \cdot (849,67)$$

$$= 641,909 \text{ W/m}^2$$

4.3.2 Perhitungan Koefisien Radiasi Pada Kaca Penutup terhadap Lingkungan

- Perhitungan Temperatur Langit, T_{sky} , yaitu:
 $T_{sky} = 0,0552 \cdot T_{amb}^{1,5} = 0,0552 \cdot 320^{1,5} = 315,983 \text{ K}$

Dengan diketahui temperatur *ambient*, temperatur kaca penutup, emisivitas kaca, dan temperatur langit, maka koefisien radiasi pada kaca penutup dan lingkungan adalah:

$$h_{r, amb-cg} = \epsilon_{cg} \cdot \frac{\sigma (T_{cg} + T_{sky}) (T_{cg}^2 + T_{sky}^2) (T_{cg} - T_{sky})}{T_{cg} - T_{amb}}$$

$$= 0,99 \cdot 5,67 \times 10^{-8} \frac{(322+315,983)(322^2+315,983^2)(322-315,983)}{(322-320)}$$

$$= 21,928 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

4.3.3 Perhitungan Koefisien Konveksi Pada Kaca Penutup terhadap Lingkungan

- Temperatur rata-rata antara temperatur kaca penutup dan temperatur lingkungan

$$T_{f, cg-amb} = \frac{(T_{cg} + T_{amb})}{2} = \frac{(322 + 320)}{2} = 321 \text{ K}$$

- Properti-properti fluida

Dari $T_{f, cg-amb} = 321 \text{ K}$, maka dapat diketahui property fluida dari *appendix A-4 Thermophysical Properties of Gases at Atmospheric Pressure*, yaitu

$$v : 18,003 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$k_f : 27,854 \cdot 10^{-3} \text{ W/m.K}$$

$$\alpha : 25,608 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

- Panjang karakteristik *equivalent cover glass*^[1]

$$L = A_{cg}/P_{cg} = \frac{(1,10 \cdot 0,81)}{2(1,10+0,81)} = 0,233 \text{ m}$$

- Bilangan *Rayleigh*^[1]

$$Ra_L = \frac{g \cdot \beta \cdot \Delta T_{cg-amb} \cdot L^3}{\nu \cdot \alpha} = \frac{g \cdot (1/T_{f,cg-amb}) \cdot \Delta T_{cg-amb} \cdot L^3}{\nu \cdot \alpha}$$

$$= \frac{9,81 \cdot (1/321) (322-320)(0,233)^3}{18,003 \cdot 10^{-6} \cdot 25,608 \cdot 10^{-6}}$$

$$= 1,677 \cdot 10^6 \rightarrow \text{aliran laminar}$$

- Bilangan *Nusselt* untuk konveksi murni^[1]

$$Nu_{free} = 0,54 \cdot Ra_L^{1/4} \quad (10^4 \ll Ra_L \ll 10^7)$$

$$= 0,54 \cdot (1,677 \cdot 10^6)^{1/4}$$

$$= 19,432$$

- Koefisien konveksi pada kaca penutup dan lingkungan^[1]

$$h_w = \frac{Nu_{free} \cdot k_f}{L} = \frac{19,432 \cdot 27,854 \cdot 10^{-3}}{0,233} = 2,323 \text{ W/m}^2 \cdot K$$

4.3.4 Perhitungan Tahanan Termal Pada Kaca Penutup terhadap Lingkungan

$$R_l = \frac{1}{h_{r,amb-cg} + h_w} = \frac{1}{21,928 + 2,323} = 0,041 \text{ m}^2 \cdot K/W$$

4.3.5 Perhitungan Koefisien Radiasi Pada Plat Absorber dan Kaca Penutup

$$h_{r,plat-cg} = \frac{\sigma (T_{plat} + T_{cg})(T_{plat}^2 + T_{cg}^2)}{(1/\epsilon_{abs}) + (1/\epsilon_{cg}) - 1}$$

$$= \frac{5,67 \cdot 10^{-8} (324 + 322)(324^2 + 322^2)}{(1/0,9) + (1/0,99) - 1}$$

$$= 6,818 \text{ W/m}^2 \cdot K$$

4.3.6 Perhitungan Koefisien Konveksi Pada Plat Absorber dan Kaca Penutup

- Temperatur rata-rata antara temperatur plat *absorber* dan temperatur kaca penutup

$$T_{f,plat-cg} = \frac{T_{plat} + T_{cg}}{2} = \frac{324 + 322}{2} = 323 \text{ K}$$

- Properti-properti fluida

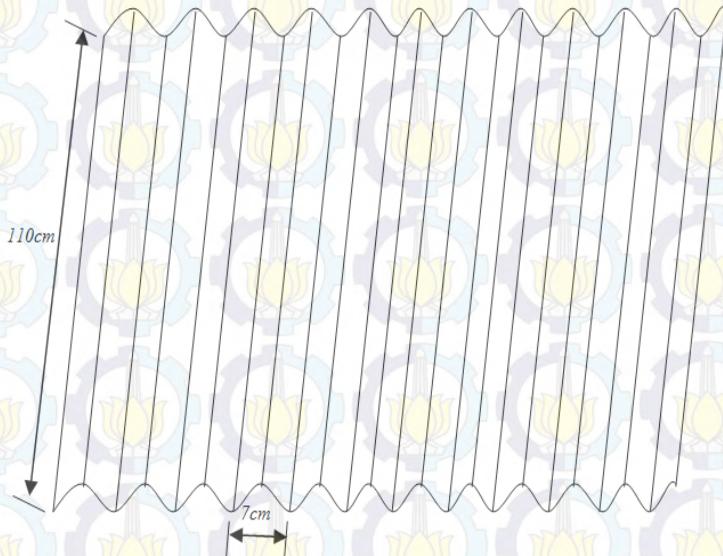
Dari $T_{f,plat-cg} = 323 \text{ K}$, maka dapat diketahui property fluida dari appendix A-4 Thermophysical Properties of Gases at Atmospheric Pressure, yaitu :

$$v : 18,204 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$k_f : 28,002 \cdot 10^{-3} \text{ W/m.K}$$

$$\alpha : 25,904 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

- Panjang karakteristik equivalent *plat absorber*



Jumlah Gelombang = 11

Gambar 4.2 Dimensi absorber plat gelombang yang digunakan

$$P_{\square} = \pi D = (3,14)(0,07) = 0,22 \text{ m}$$

$$L_{\text{plat sisi gelombang}} = K_{\square} \cdot n_{\square} = 0,22(11) = 2,42 \text{ m}$$

$$A_p = L_{\text{plat sisi gelombang}} \cdot p = 1,1 \cdot 2,42 = 2,662 \text{ m}^2$$

$$L = A_p / P_{plat} = \frac{(2,662)}{2(1,10+2,42)} = 0,378 \text{ m}$$

- Bilangan Rayleigh^[1]

$$\begin{aligned} Ra_L &= \frac{g \cdot \beta \cdot \Delta T_{plat-cg} \cdot L^3}{\nu \cdot \alpha} = \frac{g \cdot (1/T_{f,plat-cg}) \cdot (T_{plat} - T_{cg}) \cdot L^3}{\nu \cdot \alpha} \\ &= \frac{9,81 \cdot (1/323)(324-322)(0,378)^3}{18,204 \cdot 10^{-6} \cdot 25,904 \cdot 10^{-6}} \\ &= 5,957 \cdot 10^6 \rightarrow \text{aliran laminar} \end{aligned}$$

- Bilangan Nusselt untuk konveksi aliran laminar^[1]
(*analogi inclined horizontal plate*)

$$\begin{aligned} Nu &= 0,54 \cdot Ra_L^{1/4} \quad (10^4 << Ra_L << 10^7) \\ &= 0,54 \cdot (5,957 \cdot 10^6)^{1/4} \\ &= 26,678 \end{aligned}$$

- Bilangan Nusselt^[1] (*analogi inclined channel*)

$$\begin{aligned} Nu &= 0,645 [Ra(S/L_{plat})]^{1/4} \\ &= 0,645 [5,957 \cdot 10^6 (0,05/0,81)]^{1/4} \\ &= 15,883 \end{aligned}$$

- Koefisien konveksi pada plat *absorber* dan kaca penutup^[1]
(*analogi inclined horizontal plate*)

$$h_{c,plat-cg} = \frac{Nu \cdot k_f}{L} = \frac{26,678 \cdot 28,002 \cdot 10^{-3}}{0,378} = 1,976 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

- Koefisien konveksi pada plat *absorber* dan kaca penutup^[1]
(*analogi inclined channel*)

$$h_{c,plat-cg} = \frac{Nu \cdot k_f}{L} = \frac{15,883 \cdot 28,002 \cdot 10^{-3}}{0,378} = 1,177 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

4.3.7 Perhitungan Koefisien Perpindahan Panas Pada Plat Absorber dan Kaca Penutup

- (*analogi inclined horizontal plate*)

$$R_2 = \frac{1}{h_{c,plat-cg} + h_{r,plat-cg}} = \frac{1}{1,976 + 6,818} = 0,113 \text{ m}^2 \cdot \text{K} / \text{W}$$

- (*analogi inclined channel*)

$$R_2 = \frac{1}{h_{c,plat-cg} + h_{r,plat-cg}} = \frac{1}{1,177 + 6,818} = 0,125 \text{ m}^2 \cdot \text{K} / \text{W}$$

4.3.8 Perhitungan Koefisien Perpindahan Panas Bagian Atas Kolektor Surya

- (*analogi inclined horizontal plate*)

$$U_T = \frac{1}{R_1 + R_2} = \frac{1}{0,041 + 0,113} = 6,494 \text{ W} / \text{m}^2 \cdot \text{K}$$

- (*analogi inclined channel*)

$$U_T = \frac{1}{R_1 + R_2} = \frac{1}{0,041 + 0,125} = 6,024 \text{ W} / \text{m}^2 \cdot \text{K}$$

4.3.9 Perhitungan Koefisien Perpindahan Panas Bagian Bawah Kolektor Surya

$$\begin{aligned} U_B &= [(L_{\text{styrofoam}} / k_{\text{styrofoam}}) + (L_{\text{triplex}} / k_{\text{triplex}})]^{-1} \\ &= [(0,02 / 0,045) + (0,002 / 0,12)]^{-1} \\ &= 2,17 \text{ W} / \text{m}^2 \cdot \text{K} \end{aligned}$$

4.3.10 Perhitungan Koefisien Perpindahan Panas Kolektor Surya

- (*analogi inclined horizontal plate*)

$$U_L = U_T + U_B = 6,494 + 2,17 = 8,664 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

- (analogi inclined channel)

$$U_L = U_T + U_B = 6,024 + 2,17 = 8,194 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

4.3.11 Perhitungan Faktor Pelepasan Panas ke Ruang Pengering

- Temperatur rata-rata antara temperatur fluida *inlet* dan temperatur fluida outlet

$$T_{f, \text{mean}} = \frac{(T_{f, \text{out}} + T_{f, \text{in}})}{2} = \frac{(326 + 321)}{2} = 323,5 \text{ K}$$

- Properti-properti fluida

Dari $T_{f, \text{mean}} = 323,5 \text{ K}$, maka dapat diketahui *property* fluida dari *appendix* A-4 Thermophysical Properties of Gases at Atmospheric Pressure, yaitu :

$$\begin{aligned} \rho &: 1,083 \text{ kg/m}^3 \\ c_p &: 1008 \text{ J/kg}\cdot\text{K} \end{aligned}$$

- $A_p = p \cdot l = (1,10 \cdot 2,42) = 2,662 \text{ m}^2$

- Kecepatan aliran pada kolektor

$$Q_{in} = Q_{out}$$

$$V_{kolektor} \cdot A_{in} = V_{cerobong} \cdot A_{out}$$

$$\begin{aligned} V_{kolektor} &= \frac{V_{cerobong} \cdot A_{cerobong}}{A_{kolektor}} \\ &= \frac{3 \text{ m/s} \cdot (0,2 \times 0,2) \text{ m}}{(0,81 \times 0,05) \text{ m}} \end{aligned}$$

$$V_{kolektor} = 2,963 \text{ m/s}$$

- Laju alir massa

$$\begin{aligned} \square &= \rho \cdot V_{in} \cdot A_{in} = 1,083 \cdot (2,963) \cdot (0,81 \cdot 0,05) \\ &= 0,13 \text{ kg/s} \end{aligned}$$

- Faktor pelepasan panas (*analogi inclined horizontal plate*)

$$\begin{aligned}
 F_R &= \frac{\square \cdot c_p \cdot \Delta T_{fluida}}{A_p [S_{IT} - U_L (T_{f,in} - T_{amb})]} \\
 &= \frac{0,13 \cdot 1008 \cdot (326-321)}{2,662 [641,909 - 8,664(321-320)]} \\
 &= 0,389
 \end{aligned}$$

- Faktor pelepasan panas (*analogi inclined channel*)

$$\begin{aligned}
 F_R &= \frac{\square \cdot c_p \cdot \Delta T_{fluida}}{A_p [S_{IT} - U_L (T_{f,in} - T_{amb})]} \\
 &= \frac{0,13 \cdot 1008 \cdot (326-321)}{2,662 [641,909 - 8,194(321-320)]} \\
 &= 0,388
 \end{aligned}$$

4.3.12 Perhitungan Energi yang Berguna Secara *Design* (Q_u)_{design} Energi Berguna Secara *Actual* (Q_u)_{act}

- Energi Berguna secara design (*analogi inclined horizontal plate*)

$$\begin{aligned}
 \triangleright (Q_u)_{design} &= F_r \cdot A_p [S_{IT} - U_L (T_{f,in} - T_{amb})] \\
 &= 0,389 \cdot 2,662 [641,909 - 8,664 (321-320)] \\
 &= 655,737 \text{ watt}
 \end{aligned}$$

- Energi Berguna secara design (*analogi inclined channel*)

$$\begin{aligned}
 \triangleright (Q_u)_{design} &= F_r \cdot A_p [S_{IT} - U_L (T_{f,in} - T_{amb})] \\
 &= 0,388 \cdot 2,662 [641,909 - 8,194 (321-320)] \\
 &= 654,536 \text{ watt}
 \end{aligned}$$

- Energi Berguna secara aktual

$$\begin{aligned} \triangleright (Q_u)_{actual} &= \square \cdot c_p \cdot (T_{f,out} - T_{f,in}) \\ &= 0,13 \cdot 1008 \cdot (326 - 321) \\ &= 655,2 \text{ watt} \end{aligned}$$

4.3.13 Perhitungan Efisiensi Kolektor Secara Design $(\eta)_{design}$ Efisiensi Secara Actual $(\eta)_{act}$

- Effisiensi secara design (*analogi inclined horizontal plate*)

$$\begin{aligned} \triangleright (\eta)_{design} &= \frac{(Q_u)_{design}}{A_p \cdot I_T} = \frac{655,737}{2,662 \cdot 849,67} = \frac{655,737}{2261,822} \\ &= 0,2899 \rightarrow \mathbf{28,99\%} \end{aligned}$$

- Effisiensi secara design (*analogi inclined channel*)

$$\begin{aligned} \triangleright (\eta)_{design} &= \frac{(Q_u)_{design}}{A_p \cdot I_T} = \frac{654,536}{2,662 \cdot 849,67} = \frac{654,536}{2261,822} \\ &= 0,2894 \rightarrow \mathbf{28,94\%} \end{aligned}$$

- Effisiensi secara aktual

$$\begin{aligned} \triangleright (\eta)_{actual} &= \frac{(Q_u)_{actual}}{A_p \cdot I_T} = \frac{655,2}{2,662 \cdot 849,67} = \frac{655,2}{2261,822} \\ &= 0,2897 \rightarrow \mathbf{28,97\%} \end{aligned}$$

4.3.14 Menghitung Kadar Air

Beban kebebasan (BK) merupakan selisih antara massa air mula-mula dengan massa air akhir.

- Massa awal ikan (m_i) = 2000 gr /pengujian
- Massa akhir ikan (m_d) = 1360 gr /pengujian
- Kadar air mula-mula:
- Basis basah (%) = $\frac{(m_i - m_d)}{m_i} \times 100\%$

$$\text{Basis basah (\%)} = \frac{(2000 - 1360)}{2000} \times 100\% = 32\%$$

- Basis kering (%) = 100 % - 32 % = 68 %

- Massa air mula-mula ($W_{\text{air,awal}}$) = $\frac{32}{100} \times 2000 = 640 \text{ gram}$

- Massa air akhir ($W_{\text{air,akhir}}$) = $\frac{68}{100} \times 640 = 435,2 \text{ gram}$

- Beban kebebasan (BK) ikan untuk 2000 gram :

$$\begin{aligned} BK &= W_{\text{air,awal}} - W_{\text{air,akhir}} \\ &= 640 - 435,2 \\ &= 204,8 \text{ gr} = 0,2048 \text{ kg} \end{aligned}$$

- Kelembaban mutlak pada suhu dalam ruang pengering^[5]
Dari table A-2 dengan $T_{\text{pengering}} = 42^\circ\text{C} \approx 315\text{K}$ dan Rh 59%
Didapat $p = 8,198 \text{ kPa}$

$$Rh = \frac{p_s}{p} \times 100\%$$

$$60 = \frac{p_s}{8,198} \times 100\%$$

$$p_s = 4,837 \text{ kPa}$$

$$w_1 = 0,622 \cdot \frac{p_s}{p_t - p_s} \dots\dots\dots (3-2)$$

$$= 0,622 \cdot \frac{4,837}{101,325 - 4,837}$$

$$= 0,03118 \text{ kgH}_2\text{O/kg udara kering}$$

- Kelembaban mutlak pada suhu keluar ruang pengering^[5]
Dari table A-1 dengan $T_{\text{cerobong}} = 48^\circ\text{C} \approx 321 \text{ K}$ dan Rh 90%
Didapat $p = 11,162$

Maka didapat:

$$w_2 = 0,06846 \text{ kgH}_2\text{O/kg udara kering}$$

$$\begin{aligned}\Delta w &= w_2 - w_1 = 0,06846 - 0,03118 \\ &= 0,03728 \text{ kgH}_2\text{O/kg udara kering}\end{aligned}$$

- Massa udara yang diperlukan untuk memindahkan kelembaban sebesar 0,2048 kg adalah

$$m_a = BK / \Delta w = \frac{0,2048}{0,03728} = 5,4336 \text{ kg. Udara}$$

- Pengeringan berlangsung selama 6 jam tiap harinya maka laju aliran udara pengering dapat dihitung:

$$m_a = \frac{m_a}{t} = \frac{5,4336}{6 \times 3600} = 2,5156 \text{ kg/s}$$

4.3.15 Kapasitas aliran udara yang dihasilkan kolektor surya dengan penambahan turbin ventilator

- Kapasitas aliran udara keluar melalui cerobong (V) = 3 m/s,

$$\begin{aligned}Q_{\text{udara}} &= V_c \cdot A_c \\ &= 3 \text{ m/s} \cdot (0,2\text{m} \cdot 0,2\text{m}) \\ &= 0,12 \text{ m}^3/\text{s}\end{aligned}$$

- Kapasitas aliran udara rata-rata yang dihasilkan kolektor surya

$$\begin{aligned}Q_{\text{udara, rata-rata}} &= V_{c, \text{rata-rata}} \cdot A_c \\ &= 3,029 \text{ m/s} \cdot 0,04\text{m}^2/\text{s} \\ &= 0,1212 \text{ m}^3/\text{s}\end{aligned}$$

4.3.16 Laju massa uap air yang dipindahkan ke udara sekeliling.

Kecepatan aliran udara keluar melalui cerobong (V) = 3 $\frac{m}{s}$

- Panjang karakteristik equivalent *cerobong*

$$L = A_c / P_c = \frac{(0,2 \cdot 0,2)}{2(0,2+0,2)} = 0,05 \text{ m}$$

Temperatur udara masuk ruang pengering (T_{out}) = 326 K

Temperatur udara keluar ruang pengering (T_{cerobong}) = 321 K didapatkan:

$$T_f = \frac{(T_{f, \text{out}} + T_{f, \text{cerobong}})}{2} = \frac{(326+321)}{2} = 323,5 \text{ K}$$

- Properti-properti fluida

Udara pada $T_f = 323,5 \text{ K}$, didapatkan:

(tabel A.4) didapat $v = 18,254 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$

(tabel A.8) didapat $D_{AB} = 2,1 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$

$$S_c = \frac{v}{D_{AB}} = \frac{18,254 \cdot 10^{-6}}{2,1 \cdot 10^{-5}} = 0,869$$

- Pada $T_s = 323,5 \text{ K}$ dari (tabel A.6) didapat:

$$\rho_{u, \text{sat}} = 1/v_g$$

$$\rho_{u, \text{sat}} = 0,0838 \text{ kg/m}^3$$

$$h_{fg} = 2382 \text{ kJ/kg}$$

- Pada $T_\infty = 321 \text{ K}$ dari (tabel A.6) didapat:

$$\rho_{u, \text{sat}} = 0,0747 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

- Reynold Number (Re_L)^[1]

$$\begin{aligned} Re_L &= \frac{V \cdot L}{\nu} \\ &= \frac{3 \text{ m/s} \cdot 0,05 \text{ m}}{18,254 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}} = 8,217 \cdot 10^3 \end{aligned}$$

- Bilangan (\overline{Sh}_L)^[1] ($Re_L < 5 \times 10^5$)

$$\begin{aligned}\overline{Sh}_L &= \frac{h_m L}{D_{AB}} = 0,664 Re^{\frac{1}{2}} \times Sc^{\frac{1}{3}} \\ &= 0,664 (8,217 \cdot 10^3)^{1/2} \times (0,869)^{1/3} \\ &= 57,441\end{aligned}$$

- Koefisien perpindahan massa konveksi^[1]

$$h_m = \frac{\overline{Sh}_L D_{AB}}{L} = \frac{57,441 \times 2,1 \cdot 10^{-5} \frac{m^2}{s}}{0,05m} = 0,0241 \frac{m}{s}$$

- Laju massa uap air yang dipindahkan ke udara sekeliling, yaitu:

$$\begin{aligned}\dot{m}_{evap} &= h_m \times A_c \times \left[\rho_{u,sat(T_s)} - \rho_{u,sat(T_\infty)} \right] \\ &= 0,0241 \frac{m}{s} \times 0,04m^2 \times \left[0,0838 - 0,0747 \right] \frac{kg}{m^3} \\ &= 8,772 \cdot 10^{-6} kg/s\end{aligned}$$

4.4 Analisa Unjuk Kerja Kolektor Surya Plat Gelombang Dengan dan Tanpa Penambahan Turbin Ventilator

Dari contoh perhitungan di atas, maka perhitungan untuk hasil penelitian pada tanggal 14 dan 21 Mei 2013 dapat ditampilkan dalam sub-bab ini.

Tabel 4.3 Data Hasil Perhitungan Koefisien Kehilangan Panas, Energi yang Berguna, dan Efisiensi pada Kolektor Surya plat gelombang pada tanggal 14 Mei 2013

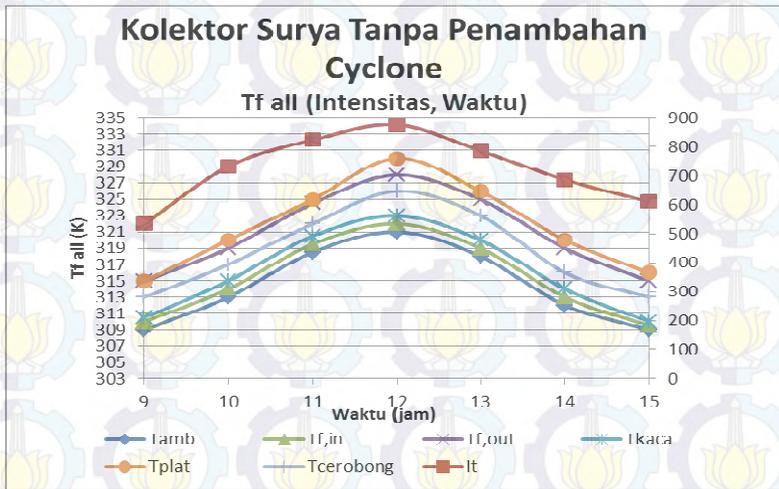
TOP LOSS		BOTTOM LOSS	TOTAL LOSS			ENERGI BERGUNA			EFFISIENSI		
UT1	UT2	UB	UL1	UL2	Qu, design1	Qu, design2	Qu, act	(η) _{design 1}	(η) _{design 2}	(η) _{actual}	
W/m ² .K	watt	watt	watt	%	%	%					
7.58	6.629	2.17	9.749	8.798	312.997	313.163	313.255	21.939	21.95	21.357	
7.331	6.477	2.17	9.5	8.646	308.565	308.671	308.747	15.835	15.84	15.844	
7.026	6.317	2.17	9.195	8.486	388.791	388.797	388.872	17.735	17.735	17.739	
7.05	6.296	2.17	9.218	8.465	511.618	511.212	511.377	21.944	21.927	21.334	
7.213	6.423	2.17	9.382	8.591	466.114	465.868	466.042	22.274	22.262	22.27	
7.341	6.47	2.17	9.51	8.638	423.558	424.789	423.679	23.185	23.253	23.192	
8.173	7.007	2.17	10.342	9.176	393.907	382.284	393.885	24.201	23.487	24.199	

Tabel 4.4 Data Hasil Perhitungan Koefisien Kehilangan Panas, Energi yang Berguna, dan Efisiensi pada Kolektor Surya plat gelombang pada tanggal 21 Mei 2013

TOP LOSS		BOTTOM LOSS	TOTAL LOSS			ENERGI BERGUNA			EFFISIENSI		
UT1	UT2	UB	UL1	UL2	Qu, design1	Qu, design2	Qu, act	(η) _{design 1}	(η) _{design 2}	(η) _{actual}	
W/m ² .K	watt	watt	watt	%	%	%					
7.292	6.623	2.17	9.461	8.792	376.002	376.024	377.215	27.707	27.708	27.796	
6.741	6.206	2.17	8.91	8.375	514.807	514.486	516.765	25.955	25.939	26.054	
6.334	5.879	2.17	8.502	8.047	585.89	586.504	584.761	26.977	27.006	26.325	
6.495	6.038	2.17	8.664	8.207	643.169	642.453	644.781	28.436	28.404	28.507	
6.585	6.109	2.17	8.754	8.278	627.257	626.293	627.403	29.904	29.858	30.367	
6.854	6.261	2.17	9.022	8.43	604.948	604.443	604.368	31.404	31.378	31.374	
6.65	6.104	2.17	8.818	8.273	485.593	483.776	486.478	34.133	34.005	34.195	

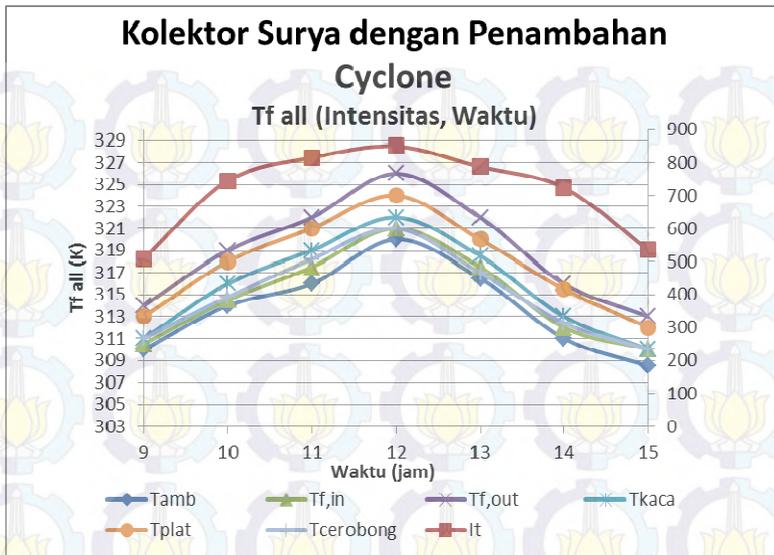
Sumber: Hasil Penelitian

4.4.1 Analisa Grafik $T_{all} = f(\text{intensitas,waktu})$ pada tanggal 14 dan 21 Mei 2013



Gambar 4.3 Grafik $T_{f,all}$ Tanpa penambahan Turbin Ventilator (Cyclone)

Temperatur keseluruhan (T_{all}) terdiri dari temperatur lingkungan (T_{amb}), temperatur udara *inlet* masuk kolektor ($T_{f,in}$), temperatur *outlet* kolektor menuju ruang pengering ($T_{f,out}$), temperatur plat (T_{plat}), temperatur *cover glass* (T_{cg}), dan temperatur keluar dari ruang pengering ($T_{cerobong}$). Dari gambar 4.3, terlihat juga fungsi intensitas matahari. Dengan meningkatnya besar intensitas surya, maka temperatur keseluruhan (T_{all}) akan tampak naik pula. Tetapi saat memasuki pukul 13.00 dimana intensitas matahari mulai turun, ternyata T_{all} dipengaruhi oleh I_T sehingga T_{all} juga mulai turun seiring menurunnya I_T .

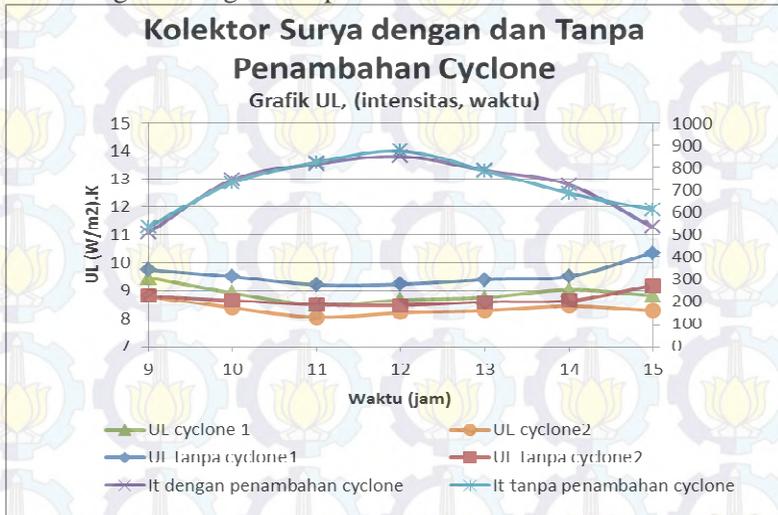


Gambar 4.4 Grafik $T_{f,all}$ dengan penambahan Turbin Ventilator (Cyclone)

Hampir sama seperti Temperatur keseluruhan (T_{all}) pada kolektor surya tanpa penambahan turbin ventilator, T_{all} pada kolektor surya dengan penambahan turbin ventilator terdiri dari temperatur lingkungan (T_{amb}), temperatur udara *inlet* masuk kolektor ($T_{f,in}$), temperatur *outlet* kolektor menuju ruang pengering ($T_{f,out}$), temperatur plat (T_{plat}), temperatur *cover glass* (T_{cg}), dan temperatur keluar dari ruang pengering ($T_{cerobong}$). Dari gambar 4.4, terlihat juga fungsi intensitas surya. Dengan meningkatnya besar intensitas surya, maka temperatur keseluruhan (T_{all}) akan tampak naik pula. Demikian juga apabila intensitas surya turun, maka temperaturnya juga akan turun. Secara ideal temperatur keseluruhan (T_{all}) tertinggi terletak pada pukul 12.00, dimana pada saat itu intensitas matahari juga mencapai nilai maksimum selama selang waktu pengujian.

4.4.2 Analisa Grafik $U_L = f(\text{intensitas, waktu})$ pada tanggal 14 dan 21 Mei 2013

Dari hasil perhitungan yang telah didapat, maka penyusun dapat memvisualisasikan unjuk kerja kolektor surya dalam bentuk grafik. Grafik yang akan ditampilkan dalam sub-bab ini adalah grafik hasil perhitungan koefisien kehilangan panas total (U_L) pada kolektor surya plat gelombang pada tanggal 14 dan 21 Mei 2013 dengan selang waktu pukul 09.00-15.00.

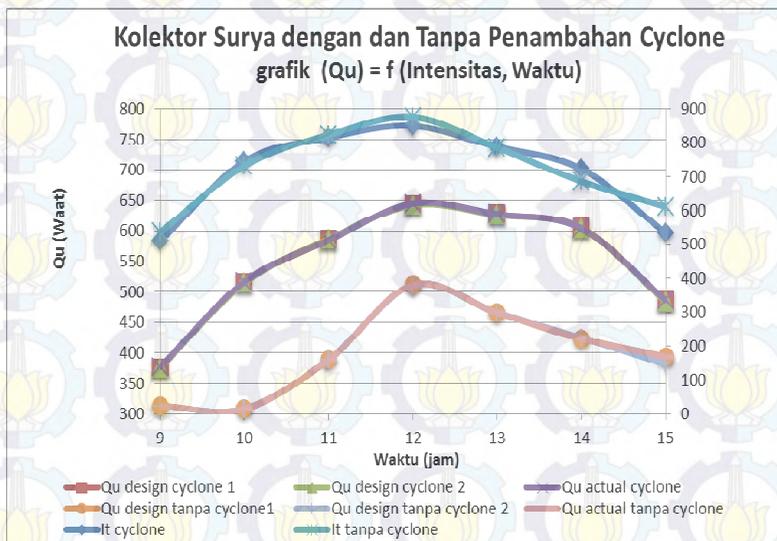


Gambar 4.5 Grafik $U_L = f(\text{intensitas, waktu})$

Dari gambar 4.5 dapat dilihat bahwa koefisien kehilangan panas total (U_L) pada kolektor dengan dan tanpa penambahan turbin ventilator akan turun seiring bertambahnya waktu dan akan naik kembali diakhir pengujian (berbentuk cekung) berbanding terbalik dengan peningkatan besarnya intensitas matahari (berbentuk cembung). Saat intensitas matahari mulai naik (I_T) tidak mengikuti naiknya (U_L) melainkan nilainya akan turun. Ketika (I_T) mulai turun, nilai (U_L) akan naik kembali.

4.4.3 Analisa Grafik $(Q_u) = f(\text{intensitas, waktu})$ pada tanggal 14 dan 21 Mei 2013

Dari hasil perhitungan yang telah didapat, maka kita dapat memvisualisasikan unjuk kerja kolektor surya dalam bentuk grafik. Grafik yang akan ditampilkan dalam sub-bab ini adalah grafik hasil perhitungan energi yang berguna (Q_u) pada kolektor surya plat gelombang pada tanggal 14 dan 21 Mei 2013 dengan selang waktu pukul 09.00-15.00.



Gambar 4.6 Grafik $(Q_u)_{\text{design}} = f(\text{intensitas, waktu})$

Berdasarkan rumus $(Q_u)_{\text{design}} = F_R \cdot A_c [S - U_L(T_{f,i} - T_{amb})]$, energi yang berguna merupakan fungsi dari temperatur fluida *inlet*, temperatur *ambient*, koefisien kehilangan panas total, faktor pelepasan panas, serta intensitas matahari. Dari gambar 4.6 dapat dilihat bahwa energi yang berguna akan meningkat seiring dengan meningkatnya intensitas surya dan faktor pelepasan panas. Energi yang berguna juga akan mengalami kenaikan

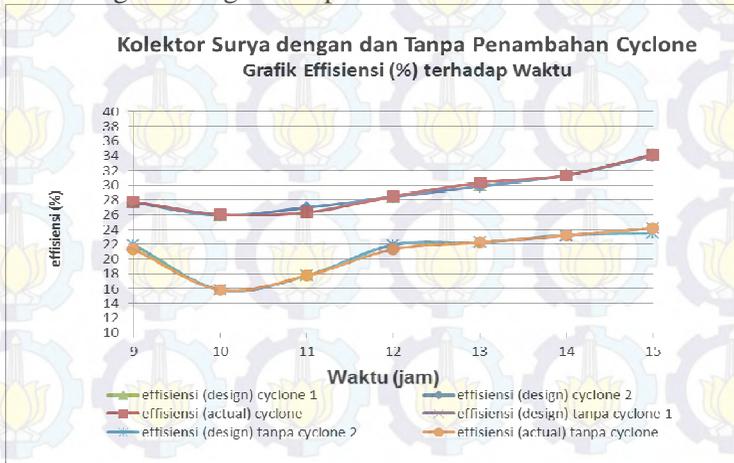
seiring dengan menurunnya koefisien kehilangan panas total dan selisih dari temperatur fluida *inlet* dengan temperatur *ambient*.

Selama selang waktu pukul 09.00-15.00 maka energi yang berguna bervariasi dan akan mencapai puncaknya saat intensitas surya paling besar yaitu pada siang hari pukul 12.00.

Pada grafik perbandingan pada kolektor surya dengan penambahan turbin ventilator energinya lebih besar dibandingkan dengan kolektor tanpa penambahan turbin ventilator. Untuk kenaikan dan penurunan energinya juga cenderung lebih stabil. Sedangkan pada kolektor surya tanpa penambahan turbin ventilator kenaikan dan penurunan energinya lebih curam.

4.4.4 Analisa Grafik Efisiensi (η) = f(intensitas,waktu) pada tanggal 14 dan 21 Mei 2013

Dari hasil perhitungan yang telah didapat, maka kita dapat memvisualisasikan unjuk kerja kolektor surya dalam bentuk grafik. Grafik yang akan ditampilkan dalam sub-bab ini adalah grafik hasil perhitungan efisiensi (η) secara *design* dan *actual* pada kolektor surya plat gelombang pada tanggal 14 dan 21 Mei 2013 dengan selang waktu pukul 09.00-15.00.



Gambar 4.7 Grafik Efisiensi (η) = f(intensitas,waktu)

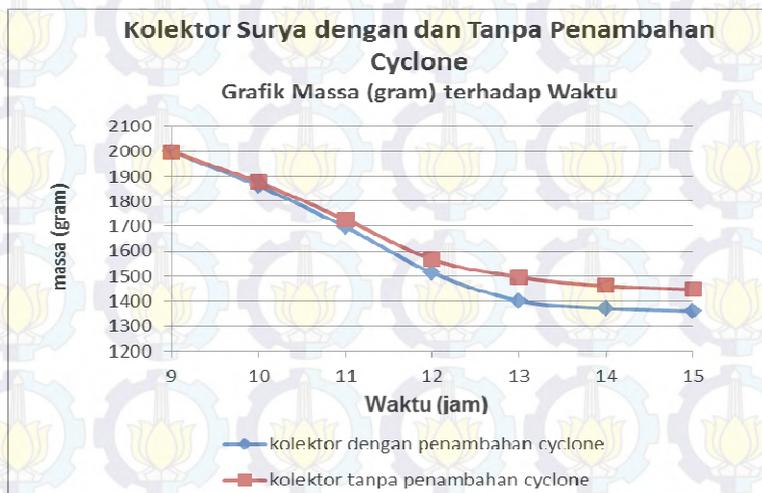
Peningkatan efisiensi ini semakin naik seiring bertambahnya waktu. Ini sesuai dengan rumus :

$$\eta_{design} = \frac{(Q_w)_{design}}{A_c \cdot I_T}$$

Efisiensi yang diartikan sebagai rasio antara energi yang berguna dengan energi yang masuk ke kolektor surya. Dari gambar 4.7 dapat terlihat bahwa selama pengambilan data, efisiensi akan meningkat seiring dengan bertambahnya waktu.

Dari hasil perhitungan pada grafik efisiensi kolektor surya dengan penambahan turbin ventilator memiliki efisiensi paling tinggi dibandingkan kolektor surya tanpa penambahan turbin ventilator. Pada awal percobaan memiliki efisiensi tinggi dikarenakan belum dimasukkannya bahan uji (ikan) sehingga effisiensinya lebih besar dibandingkan pukul 10.00. hal itu dilakukan untuk mendapatkan kondisi steady sebelum percobaan dilakukan.

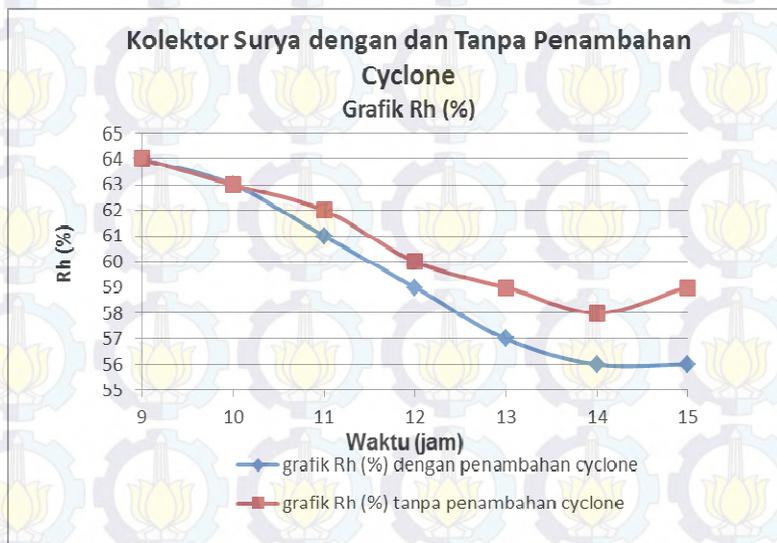
4.4.5 Analisa Grafik Massa Bahan (gram) pada tanggal 14 dan 21 Mei 2013



Gambar 4.8 Grafik massa (gram) terhadap waktu.

Dari grafik yang ditunjukkan pada gambar 4.8 dapat dilihat bahwa massa bahan berkurang tiap jamnya. Pada kolektor surya dengan penambahan turbin ventilator penurunan massa bahan uji lebih curam sehingga mampu menyusutkan massa bahan lebih baik dibandingkan kolektor surya tanpa penambahan turbin ventilator.

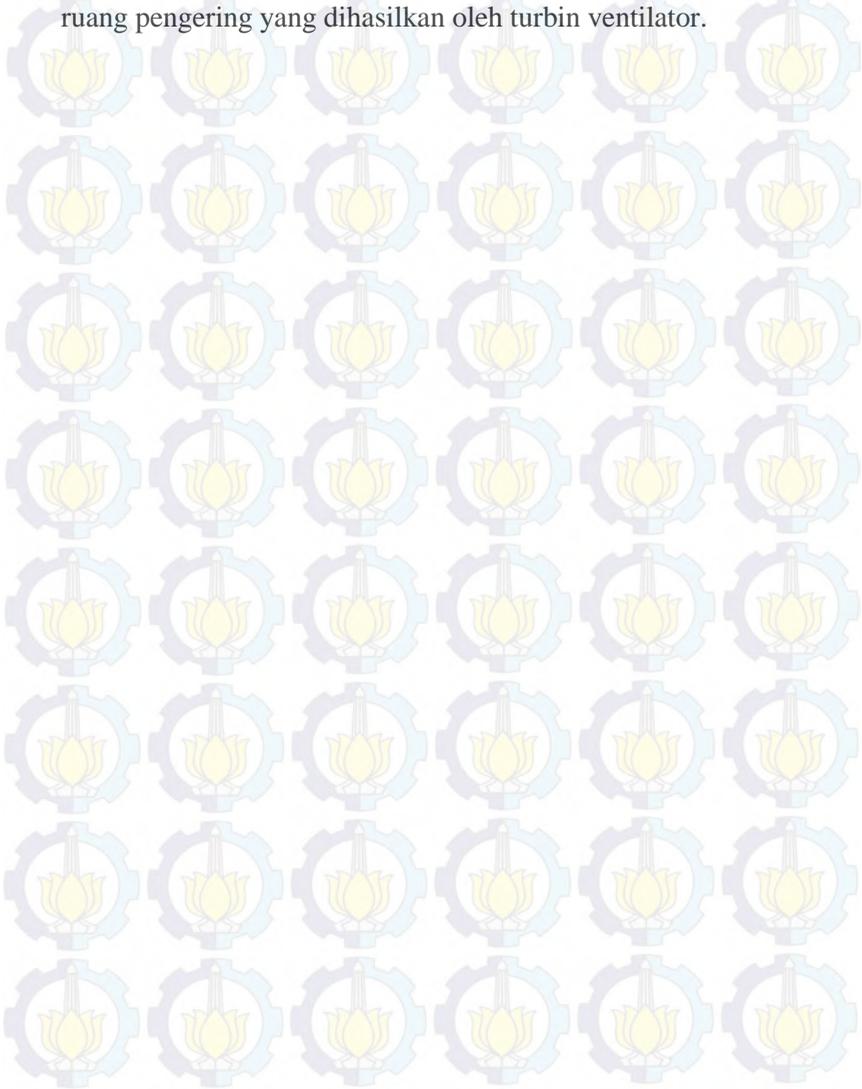
4.4.6 Analisa Grafik Rh (%) Terhadap Waktu Pada Tanggal 14 dan 21 Mei 2013



Gambar 4.9 Grafik kelembaban Udara (Rh) terhadap waktu

Dari grafik di atas pada kolektor surya tanpa penambahan turbin ventilator ditunjukkan bahwa Rh mengalami penurunan ketika jam 09.00-14.00, tetapi Rh mengalami kenaikan kembali pada jam 14.00-15.00. Hal ini terjadi karena ada penurunan suhu lingkungan sehingga Rh naik kembali dan bahan uji (ikan) belum benar-benar kering. Berbeda dengan kolektor surya dengan penambahan turbin ventilator yang terus mengalami penurunan

meskipun temperature lingkungan juga mengalami penurunan. Hal tersebut terjadi karena adanya sirkulasi udara pengeringan di ruang pengering yang dihasilkan oleh turbin ventilator.





Halaman ini sengaja dikosongkan

BAB V

PENUTUP

5.1 Kesimpulan

Dari hasil pengujian yang dilakukan oleh penulis didapatkan alat pengering dengan dimensi yang sesuai dan kolektor surya yang dirancang dengan sudut kemiringan 10° serta penambahan cerobong dan turbin ventilator pada atas ruang pengering, sehingga alat tersebut dapat bekerja sesuai dengan kriteria yang dibutuhkan. Dari eksperimen pengeringan ikan dapat disimpulkan sebagai berikut:

- Rancangan alat pengering kolektor surya dengan plat gelombang dapat meningkatkan penyerapan perpindahan panas sehingga dapat menghasilkan proses pengeringan yang lebih baik.
- Temperatur keseluruhan meningkat seiring dengan meningkatnya intensitas radiasi matahari.
- Rata-rata kapasitas udara pengeringan yang dihasilkan kolektor surya dengan penambahan turbin ventilator lebih besar 28,488% bila dibandingkan rata-rata kapasitas udara pengeringan kolektor surya tanpa penambahan turbin ventilator.
- Massa ikan “kepala batu” pada percobaan alat pengering kolektor surya plat gelombang dengan penambahan turbin ventilator mengalami penyusutan dari massa awal 2000 gram menjadi 1360 lebih besar dibandingkan massa ikan pada percobaan alat pengering tanpa penambahan turbin ventilator yaitu massa awal 2000 gram menjadi 1448 gram dalam selang waktu 6 jam.
- Rata-rata panas yang dihasilkan kolektor surya yang mengalir ke ruang pengering dengan penambahan turbin ventilator menghasilkan $(Q_u)_{design}$ dengan analogy

inclined horizontal plate sebesar $548,238 \text{ watt}$, $(Q_u)_{design}$ dengan analogy inclined channel sebesar $547,711 \text{ watt}$, dan $(Q_u)_{act}$ sebesar $548,824 \text{ watt}$ lebih besar bila dibandingkan rata-rata panas yang dihasilkan kolektor surya yang mengalir ke ruang pengering tanpa penambahan turbin ventilator yang menghasilkan $(Q_u)_{design}$ dengan analogy inclined horizontal plate sebesar $400,837 \text{ watt}$, $(Q_u)_{design}$ dengan analogy inclined channel sebesar $399,255 \text{ watt}$, dan $(Q_u)_{act}$ sebesar $400,837 \text{ watt}$.

- Rata-rata efisiensi yang dihasilkan kolektor surya dengan penambahan turbin ventilator menghasilkan $(\eta)_{design}$ dengan analogi inclined horizontal plate sebesar $29,217\%$, $(\eta)_{design}$ dengan analogi inclined channel sebesar $29,185\%$, dan $(\eta)_{actual}$ sebesar $29,231\%$ lebih besar dibandingkan rata-rata efisiensi yang dihasilkan kolektor surya tanpa penambahan turbin ventilator yaitu $(\eta)_{design}$ dengan analogi inclined horizontal plate sebesar $21,016\%$, $(\eta)_{design}$ dengan analogi inclined channel sebesar $20,922\%$, dan $(\eta)_{actual}$ sebesar $20,848\%$

5.2 Saran

Alat pengering yang dibangun penyusun masih banyak perlu perbaikan, diantaranya untuk memperkecil kerugian panas total (U_L) pada seluruh dinding perlu penambahan lapisan isolator panas (styrofoam) agar alat pengering dapat bekerja lebih maksimal lagi. Serta dalam proses pengeringan agar tidak terpaku oleh waktu pada siang hari saja, alat pengering perlu penambahan alat berupa panel surya untuk menyimpan energi matahari, sehingga proses pengeringan masih dapat dilakukan saat malam hari.



DAFTAR PUSTAKA

1. Incropera, P. Frank: De Witt P. David, “*Fundamental of Heat and Mass Transfer*”. Seven edition. Copyright 1981, Jonh Wiley & Sons, New York * Chichester * Brisbane * Toronto * Singapore, 1981
2. Sarsetyanto, Joko. 2008. *Perpindahan Panas*, Diktat Perpan. FTI-ITS, Jurusan D3 Teknik Mesin.
3. Andas, Farani. 2011. *Rancang bangun alat pengering kacang hijau menggunakan kolektor surya tipe v-corrugated absorber*. Laporan tugas akhir. FTI-ITS, Jurusan D3 Teknik Mesin.
4. Maya Saputra, Faizal. 2010. *Rancang bangun alat pengering singkong dengan sumber panas energy surya*. Laporan tugas akhir. FTI-ITS, jurusan D3 Teknik Mesin.
5. Stocker, Wilbert. F: Jones, Jerold. W: Hara, Supratman. 1994. *Refrigerasi dan Pengkondisian Udara*. Edisi kedua. Erlangga, Surabaya.
6. Moran M.J dan Shapiro H.N. 1996. *Fundamental of Engineering Thermodynamics*. Third edition. John Willey and Sons inc, New York.

BIODATA PENULIS



Nama penulis adalah Lingga Ruhmanto Asmoro. Penulis dilahirkan di Mojokerto, 10 juli 1990, dari Ayahanda Sukarmanto, S.Pd dan Ibunda Asmarani, anak kedua dari dua bersaudara. Sepanjang 22 tahun ini, penulis telah menempuh pendidikan formal dimulai dari SDN Wonokusumo II, SMPN 1 Mojosari, dan SMAN 1 Mojosari.

Setelah lulus SMAN, pada tahun 2009 penulis mengikuti ujian masuk program Diploma III - ITS dan diterima sebagai mahasiswa di Program Studi D3 Teknik Mesin ITS Surabaya dengan NRP 2109.030.047.

Di Jurusan D3 Teknik Mesin, penulis mengambil bidang keahlian Konversi Energi dan mengambil tugas akhir dibidang *Solar Collector*. Penulis pernah melaksanakan Kerja Praktek di PTPN PG. Gempolkrep, Mojokerto.

Ketertarikan penulis di bidang olah raga dan keorganisasian, mendorongnya untuk aktif di berbagai kegiatan UKM Futsal dan sepak bola ITS, serta pernah sebagai anggota HMDM di D3 Teknik Mesin, ITS. Penulis juga aktif mengikuti pelatihan-pelatihan di lingkup kemahasiswaan ITS.

Lampiran 1 (table Pengkondisian Udara)

Tabel A-1 Air: Sifat-sifat cairan dan uap jenuh

T, °C	Tekanan jenuh, kPa	Volume spesifik, m ³ /kg		Entalpi, kJ/kg		Entropi, kJ/kg·K	
		Cairan	Gas	Cairan	Gas	Cairan	Gas
0	0,00611	0,0010002	206,1	0,04	2501,3	-0,0002	0,1527
2	0,00615	0,0010001	179,9	8,39	2505,7	0,0306	0,1547
4	0,00619	0,0010000	157,3	16,80	2508,9	0,0611	0,1576
6	0,00624	0,0010000	137,3	25,21	2512,4	0,0913	0,1613
8	0,00628	0,0010000	119,0	33,60	2514,2	0,1213	0,1651
10	0,00633	0,0010000	106,3	41,98	2519,9	0,1510	0,1699
12	0,00638	0,0010000	93,84	50,36	2523,6	0,1805	0,1756
14	0,00643	0,0010000	82,90	58,75	2527,2	0,2098	0,1820
16	0,00648	0,0010000	73,28	67,13	2530,9	0,2388	0,1893
18	0,00653	0,0010000	64,89	75,56	2534,5	0,2672	0,1975
20	0,00658	0,0010000	57,64	84,06	2538,2	0,2943	0,2066
22	0,00663	0,0010000	51,49	92,63	2541,8	0,3207	0,2166
24	0,00668	0,0010000	45,93	100,89	2545,5	0,3463	0,2275
26	0,00673	0,0010000	41,03	108,95	2549,1	0,3810	0,2393
28	0,00678	0,0010000	36,73	117,31	2552,7	0,4088	0,2520
30	0,00683	0,0010000	32,93	125,86	2556,4	0,4365	0,2656
32	0,00688	0,0010000	29,57	134,02	2560,0	0,4640	0,2800
34	0,00693	0,0010000	26,60	142,34	2563,6	0,4913	0,2952
36	0,00698	0,0010000	23,97	150,74	2567,2	0,5184	0,3112
38	0,00703	0,0010000	21,63	159,09	2570,8	0,5453	0,3280
40	0,00708	0,0010000	19,45	167,45	2574,4	0,5721	0,3456
42	0,00713	0,0010000	17,69	175,73	2577,9	0,5987	0,3640
44	0,00718	0,0010000	16,04	184,17	2581,5	0,6252	0,3831
46	0,00723	0,0010000	14,46	192,55	2585,1	0,6514	0,4030
48	0,00728	0,0010000	13,23	200,89	2588,8	0,6776	0,4237
50	0,00733	0,0010000	12,05	209,26	2592,2	0,7035	0,4452
52	0,00738	0,0010000	10,98	217,62	2595,7	0,7293	0,4675
54	0,00743	0,0010000	10,02	225,98	2599,1	0,7549	0,4906
56	0,00748	0,0010000	9,189	234,33	2602,7	0,7804	0,5145
58	0,00753	0,0010000	8,381	242,72	2606,2	0,8058	0,5392
60	0,00758	0,0010000	7,679	251,09	2609,7	0,8310	0,5647
62	0,00763	0,0010000	7,048	259,46	2613,2	0,8560	0,5910
64	0,00768	0,0010000	6,489	267,86	2616,7	0,8809	0,6181
66	0,00773	0,0010000	5,993	276,27	2620,2	0,9057	0,6460
68	0,00778	0,0010000	5,548	284,71	2623,7	0,9304	0,6747
70	0,00783	0,0010000	5,146	293,17	2627,2	0,9549	0,7043

Lampiran 2 (table Perpindahan Panas)

Table A.4 Thermophysical Properties of Gases at Atmospheric Pressure

T	ρ	c_p	$\mu \cdot 10^{-4}$	$\alpha \cdot 10^4$	$\nu \cdot 10^4$	$\beta \cdot 10^6$	γ
K	kg/m^3	$\text{kJ/kg}\cdot\text{K}$	$\text{kg}\cdot\text{m/s}$	m^2/s	cm^2/s	$1/\text{K}$	
At							
100	0.3562	1.031	71.1	2.00	9.34	2.37	0.786
150	0.3384	1.012	103.4	4.69	13.8	2.94	0.758
200	0.3243	1.007	132.3	7.59	16.1	3.51	0.737
250	0.3147	1.006	159.8	11.44	21.3	4.09	0.720
300	0.3080	1.007	184.6	15.29	26.3	4.67	0.707
350	0.3029	1.008	208.2	19.02	31.0	5.25	0.700
400	0.3001	1.014	230.1	22.64	35.8	5.82	0.696
450	0.2974	1.021	250.7	26.25	37.3	6.39	0.686
500	0.2954	1.028	270.1	29.76	40.7	6.96	0.684
550	0.2939	1.036	288.4	33.27	42.9	7.53	0.683
600	0.2928	1.043	305.8	36.78	45.9	8.10	0.685
650	0.2920	1.050	322.7	40.21	49.7	8.67	0.687
700	0.2914	1.057	338.8	43.64	52.4	9.24	0.689
750	0.2910	1.064	354.6	47.07	54.9	9.81	0.702
800	0.2908	1.070	369.8	50.50	57.3	10.38	0.709
850	0.2907	1.076	384.2	53.93	59.6	10.95	0.716
900	0.2907	1.082	398.1	57.36	62.0	11.52	0.722
950	0.2908	1.087	411.3	60.79	64.3	12.09	0.727
1000	0.2909	1.092	424.0	64.22	66.7	12.66	0.728
1050	0.2910	1.097	436.0	67.65	71.5	13.23	0.728
1100	0.2912	1.102	447.0	71.08	76.3	13.80	0.728
1150	0.2913	1.107	458.0	74.51	82	14.37	0.719
1200	0.2914	1.112	468.0	77.94	87	14.94	0.703
1250	0.2915	1.117	478.0	81.37	91	15.51	0.703
1300	0.2916	1.122	487.0	84.80	100	16.08	0.695
1350	0.2917	1.127	496.0	88.23	106	16.65	0.688
1400	0.2918	1.132	505.0	91.66	113	17.22	0.683
1450	0.2919	1.137	514.0	95.09	120	17.79	0.683
1500	0.2920	1.142	523.0	98.52	128	18.36	0.677
1550	0.2921	1.147	532.0	101.95	137	18.93	0.672
1600	0.2922	1.152	541.0	105.38	147	19.50	0.667
1650	0.2923	1.157	550.0	108.81	156	20.07	0.662
1700	0.2924	1.162	559.0	112.24	166	20.64	0.657
1750	0.2925	1.167	568.0	115.67	176	21.21	0.652
1800	0.2926	1.172	577.0	119.10	186	21.78	0.647
1850	0.2927	1.177	586.0	122.53	196	22.35	0.642
1900	0.2928	1.182	595.0	125.96	206	22.92	0.637
1950	0.2929	1.187	604.0	129.39	216	23.49	0.632
2000	0.2930	1.192	613.0	132.82	226	24.06	0.627
2050	0.2931	1.197	622.0	136.25	236	24.63	0.622
2100	0.2932	1.202	631.0	139.68	246	25.20	0.617
2150	0.2933	1.207	640.0	143.11	256	25.77	0.612
2200	0.2934	1.212	649.0	146.54	266	26.34	0.607
2250	0.2935	1.217	658.0	149.97	276	26.91	0.602
2300	0.2936	1.222	667.0	153.40	286	27.48	0.597
2350	0.2937	1.227	676.0	156.83	296	28.05	0.592
2400	0.2938	1.232	685.0	160.26	306	28.62	0.587
2450	0.2939	1.237	694.0	163.69	316	29.19	0.582
2500	0.2940	1.242	703.0	167.12	326	29.76	0.577
2550	0.2941	1.247	712.0	170.55	336	30.33	0.572
2600	0.2942	1.252	721.0	173.98	346	30.90	0.567
2650	0.2943	1.257	730.0	177.41	356	31.47	0.562
2700	0.2944	1.262	739.0	180.84	366	32.04	0.557
2750	0.2945	1.267	748.0	184.27	376	32.61	0.552
2800	0.2946	1.272	757.0	187.70	386	33.18	0.547
2850	0.2947	1.277	766.0	191.13	396	33.75	0.542
2900	0.2948	1.282	775.0	194.56	406	34.32	0.537
2950	0.2949	1.287	784.0	198.00	416	34.89	0.532
3000	0.2950	1.292	793.0	201.43	426	35.46	0.527
3050	0.2951	1.297	802.0	204.86	436	36.03	0.522
3100	0.2952	1.302	811.0	208.29	446	36.60	0.517
3150	0.2953	1.307	820.0	211.72	456	37.17	0.512
3200	0.2954	1.312	829.0	215.15	466	37.74	0.507
3250	0.2955	1.317	838.0	218.58	476	38.31	0.502
3300	0.2956	1.322	847.0	222.01	486	38.88	0.497
3350	0.2957	1.327	856.0	225.44	496	39.45	0.492
3400	0.2958	1.332	865.0	228.87	506	40.02	0.487
3450	0.2959	1.337	874.0	232.30	516	40.59	0.482
3500	0.2960	1.342	883.0	235.73	526	41.16	0.477
3550	0.2961	1.347	892.0	239.16	536	41.73	0.472
3600	0.2962	1.352	901.0	242.59	546	42.30	0.467
3650	0.2963	1.357	910.0	246.02	556	42.87	0.462
3700	0.2964	1.362	919.0	249.45	566	43.44	0.457
3750	0.2965	1.367	928.0	252.88	576	44.01	0.452
3800	0.2966	1.372	937.0	256.31	586	44.58	0.447
3850	0.2967	1.377	946.0	259.74	596	45.15	0.442
3900	0.2968	1.382	955.0	263.17	606	45.72	0.437
3950	0.2969	1.387	964.0	266.60	616	46.29	0.432
4000	0.2970	1.392	973.0	270.03	626	46.86	0.427
4050	0.2971	1.397	982.0	273.46	636	47.43	0.422
4100	0.2972	1.402	991.0	276.89	646	48.00	0.417
4150	0.2973	1.407	1000.0	280.32	656	48.57	0.412
4200	0.2974	1.412	1009.0	283.75	666	49.14	0.407
4250	0.2975	1.417	1018.0	287.18	676	49.71	0.402
4300	0.2976	1.422	1027.0	290.61	686	50.28	0.397
4350	0.2977	1.427	1036.0	294.04	696	50.85	0.392
4400	0.2978	1.432	1045.0	297.47	706	51.42	0.387
4450	0.2979	1.437	1054.0	300.90	716	51.99	0.382
4500	0.2980	1.442	1063.0	304.33	726	52.56	0.377
4550	0.2981	1.447	1072.0	307.76	736	53.13	0.372
4600	0.2982	1.452	1081.0	311.19	746	53.70	0.367
4650	0.2983	1.457	1090.0	314.62	756	54.27	0.362
4700	0.2984	1.462	1099.0	318.05	766	54.84	0.357
4750	0.2985	1.467	1108.0	321.48	776	55.41	0.352
4800	0.2986	1.472	1117.0	324.91	786	55.98	0.347
4850	0.2987	1.477	1126.0	328.34	796	56.55	0.342
4900	0.2988	1.482	1135.0	331.77	806	57.12	0.337
4950	0.2989	1.487	1144.0	335.20	816	57.69	0.332
5000	0.2990	1.492	1153.0	338.63	826	58.26	0.327
5050	0.2991	1.497	1162.0	342.06	836	58.83	0.322
5100	0.2992	1.502	1171.0	345.49	846	59.40	0.317
5150	0.2993	1.507	1180.0	348.92	856	59.97	0.312
5200	0.2994	1.512	1189.0	352.35	866	60.54	0.307
5250	0.2995	1.517	1198.0	355.78	876	61.11	0.302
5300	0.2996	1.522	1207.0	359.21	886	61.68	0.297
5350	0.2997	1.527	1216.0	362.64	896	62.25	0.292
5400	0.2998	1.532	1225.0	366.07	906	62.82	0.287
5450	0.2999	1.537	1234.0	369.50	916	63.39	0.282
5500	0.3000	1.542	1243.0	372.93	926	63.96	0.277
5550	0.3001	1.547	1252.0	376.36	936	64.53	0.272
5600	0.3002	1.552	1261.0	379.79	946	65.10	0.267
5650	0.3003	1.557	1270.0	383.22	956	65.67	0.262
5700	0.3004	1.562	1279.0	386.65	966	66.24	0.257
5750	0.3005	1.567	1288.0	390.08	976	66.81	0.252
5800	0.3006	1.572	1297.0	393.51	986	67.38	0.247
5850	0.3007	1.577	1306.0	396.94	996	67.95	0.242
5900	0.3008	1.582	1315.0	400.37	1006	68.52	0.237
5950	0.3009	1.587	1324.0	403.80	1016	69.09	0.232
6000	0.3010	1.592	1333.0	407.23	1026	69.66	0.227
6050	0.3011	1.597	1342.0	410.66	1036	70.23	0.222
6100	0.3012	1.602	1351.0	414.09	1046	70.80	0.217
6150	0.3013	1.607	1360.0	417.52	1056	71.37	0.212
6200	0.3014	1.612	1369.0	420.95	1066	71.94	0.207
6250	0.3015	1.617	1378.0	424.38	1076	72.51	0.202
6300	0.3016	1.622	1387.0	427.81	1086	73.08	0.197
6350	0.3017	1.627	1396.0	431.24	1096	73.65	0.192
6400	0.3018	1.632	1405.0	434.67	1106	74.22	0.187
6450	0.3019	1.637	1414.0	438.10	1116	74.79	0.182
6500	0.3020	1.642	1423.0	441.53	1126	75.36	0.177
6550	0.3021	1.647	1432.0	444.96	1136	75.93	0.172
6600	0.3022	1.652	1441.0	448.39	1146	76.50	0.167
6650	0.3023	1.657	1450.0	451.82	1156	77.07	0.162
6700	0.3024	1.662	1459.0	455.25	1166	77.64	0.157
6750	0.3025	1.667	1468.0	458.68	1176	78.21	0.152
6800	0.3026	1.672	1477.0	462.11	1186	78.78	0.147
6850	0.3027	1.677	1486.0	465.54	1196	79.35	0.142
6900	0.3028	1.682	1495.0	468.97	1206	79.92	0.137
6950	0.3029	1.687	1504.0	472.40	1216	80.49	0.132
7000	0.3030	1.692	1513.0	475.83	1226	81.06	0.127
7050	0.3031	1.697	1522.0	479.26	1236	81.63	0.122
7100	0.3032	1.702	1531.0	482.69	1246	82.20	0.117
7150	0.3033	1.707	1540.0	486.12	1256	82.77	0.112
7200	0.						

Lampiran 3 (table Perpindahan Panas)

Table A-8 Binary Diffusion Coefficients at One Atmosphere

SUBSTANCE A	SUBSTANCE B	T (K)	D_{AB} (m^2/s)
Gases			
NH_3	Air	298	0.26×10^{-4}
H_2O	Air	298	0.26×10^{-4}
CO_2	Air	298	0.16×10^{-4}
H_2	Air	298	0.47×10^{-4}
O_2	Air	298	0.21×10^{-4}
Aceitane	Air	273	0.11×10^{-4}
Benzene	Air	298	0.08×10^{-4}
Nitrobenzene	Air	300	0.02×10^{-4}
H_2	CO_2	293	0.15×10^{-4}
H_2	O_2	273	0.70×10^{-4}
H_2	N_2	273	0.68×10^{-4}
CO_2	H_2	273	0.55×10^{-4}
CO_2	O_2	273	0.16×10^{-4}
H_2	H_2O	273	0.14×10^{-4}
H_2	N_2	273	0.18×10^{-4}
Dilute Solutions			
Carbon	H_2O	293	0.63×10^{-9}
Carbon	H_2O	298	0.12×10^{-9}
Carbon	H_2O	278	0.09×10^{-9}
Carbon	H_2O	273	0.04×10^{-9}
Carbon	H_2O	298	0.13×10^{-9}
CO_2	H_2O	298	0.20×10^{-9}
O_2	H_2O	298	0.24×10^{-9}
N_2	H_2O	298	0.03×10^{-9}
N_2	H_2O	280	0.06×10^{-9}
Solids			
O_2	Rubber	298	0.21×10^{-11}
N_2	Rubber	298	0.15×10^{-11}
CO_2	Rubber	278	0.11×10^{-11}
H_2	SiO_2	273	0.4×10^{-13}
H_2	Fe	293	0.26×10^{-13}
Cu	Cu	293	0.37×10^{-13}
Ag	Cu	293	0.12×10^{-13}

Source: Incropera and Dewitt, Fundamentals of Heat and Mass Transfer, 6th ed., Wiley, 2002.

Lampiran 4 (table Perpindahan Panas)

Table A-12 Solar Radiative Properties for Selected Materials*

DESCRIPTION/COMPOSITION	α_s	ϵ_s^b	α_s/ϵ_s	τ_s
Aluminum				
Polished	0.09	0.03	3.0	
Anodized	0.14	0.84	0.17	
Quartz overcoated	0.11	0.37	0.30	
Foil	0.15	0.05	3.0	
Brick, red (porous)	0.83	0.83	0.68	
Concrete	0.60	0.68	0.68	
Galvanized sheet metal				
Clean, new	0.65	0.73	5.0	
Oxidized, weathered	0.60	0.28	2.9	
Glass, 3.2 mm thickness				
Float or tempered				0.79
Low iron oxide type				0.88
Metals, plated				
Black chrome	0.92	0.10	9.2	
Black copper oxide	0.93	0.30	3.1	
Black nickel oxide	0.92	0.08	11	
Black chrome	0.67	0.08	9.7	
Mylar, 0.13 mm thickness				0.87
Paints				
Black (Pantone)	0.98	0.99	1.0	
White, acrylic	0.26	0.90	0.29	
White, zinc oxide	0.16	0.83	0.17	
Plexiglas, 3.2 mm thickness				0.86
Snow				
Fine particles, fresh	0.13	0.02	0.16	
Ice granules	0.33	0.89	0.37	
Tedlar, 0.10 mm thickness				0.97
Teflon, 0.13 mm thickness				0.82

*Adapted with permission from Reference 21.
^bThe emissivity values in this table correspond to a surface temperature of 25°C (77°F).