



TUGAS AKHIR – TM141585

**ANALISIS TERMAL *AIR HEATER* DENGAN  
ELEMEN PEMANAS DUN-DUN-DU SEBAGAI  
FUNGSI BEBAN PLTU PAITON UNIT 3 PT. IPMOMI**

TRIA ANJARWATI  
NRP. 2112100002

Dosen Pembimbing:  
Dr. Ir. Budi Utomo Kukuh Widodo, ME.

PROGRAM SARJANA  
JURUSAN TEKNIK MESIN  
FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI  
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER  
SURABAYA 2016



FINAL PROJECT – TM141585

***ANALYSIS THERMAL OF AIR HEATER WITH  
HEATING ELEMENT DUN-DUN-DU AS A FUNCTION  
OF LOAD PAITON 3 PT. IPMOMI***

TRIA ANJARWATI  
NRP. 2112100002

Advisory Lecturer  
Dr. Ir. Budi Utomo Kukuh Widodo, ME.

BACHELOR PROGRAM  
DEPARTMENT OF MECHANICAL ENGINEERING  
FACULTY OF INDUSTRIAL TECHNOLOGY  
SEPULUH NOPEMBER INSTITUTE OF TECHNOLOGY  
SURABAYA 2016

**ANALISIS TERMAL AIR HEATER DENGAN ELEMEN  
PEMANAS DUN-DUN-DU SEBAGAI FUNGSI BEBAN PLTU  
PAITON UNIT 3 PT.IPMOMI**

**TUGAS AKHIR**

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat  
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik  
Pada

Bidang Studi Termodinamika Dan Perpindahan Panas  
Program Studi S-1 Jurusan Teknik Mesin  
Fakultas Teknologi Industri  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh :

**TRIA ANJARWATI**  
NRP. 2112 100 002

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir:

1. Dr. Ir. Budi Utomo Kukuh Widodo, ME ..... (Rembimbing)  
NIP. 195312191981031001
2. Dr. Ir. Atok Setiawan M.Eng.Sc ..... (Penguji I)  
NIP. 196604021989031002
3. Ary Bachtiar K.P ST, MT, Ph.D ..... (Penguji II)  
NIP. 197105241997021001
4. Bb.Arip Dwiyanoro ST, M.Eng, Ph.D ..... (Penguji III)  
NIP. 197804012002121001

**SURABAYA**  
**JULI, 2016**

## KATA PENGANTAR

Puji syukur dihaturkan kehadirat Allah Subhanallahu Wa Ta'ala, hanya karena tuntunan-Nya penulis dapat menyelesaikan Tugas Akhir ini. Tugas Akhir ini disusun untuk memenuhi persyaratan kelulusan pendidikan Sarjana S-1 di Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.

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

1. Keluarga tersayang, khususnya kedua orangtua, Bapak Muslimin dan Ibu Emiyarsih, yang telah menjadi orang-orang terbaik dalam hidup penulis dan selalu memberikan doa dan dorongan dalam segala kondisi.
2. Saudara kandung penulis Novia Dwi Yanti yang selalu memberikan dorongan moril dan terus memberikan semangat sampai penulis bisa menyelesaikan studinya.
3. Dr. Ir. Budi Utomo Kukuh Widodo, ME. yang selalu memberikan bimbingan dan arahan dalam penulisan Tugas Akhir ini.
4. Dr. Ir. Atok Setiawan M.Eng.Sc, Ary Bachtiar K.P ST. MT. Ph.D, dan Bambang Arip Dwiyantoro ST. M.Eng, Ph.D selaku dosen penguji yang telah memberikan saran dan kritik kepada penulis tentang Tugas Akhir ini.
5. Segenap dosen dan karyawan Jurusan Teknik Mesin FTI ITS, terima kasih atas ilmu yang disampaikan, semoga bermanfaat kedepannya bagi diri penulis dan bagi bangsa dan negara.
6. Akbar Kurnia yang senantiasa menemani, selalu ada untuk penulis, memberi dorongan moril, selalu memberi semangat dan menghibur penulis saat sedang penat.
7. Iza, Orin, Sherly, Elis, Pricilian, Ana, Fian dan Nur yang telah membantu, menemani, menghibur dan memberikan semangat penulis dari awal masuk kampus sampai menyelesaikan studinya.

8. Teman Riset penulis, Sasha, Puput, Yunida, Maria, Azka, Ijank, Mas Rony, Mas Mbenk dan Mas Raymond yang senantiasa memberi semangat, menemani, membimbing dan memberikan ilmu baru dalam dunia konversi energi.
9. Teman-teman laboratorium perpindahan panas yang senantiasa memberi warna canda tawa dan menemani penulis selama pengerjaan tugas akhir ini.
10. Teman-teman angkatan M55 yang senantiasa memberi motivasi dan menemani penulis selama kebersamaan empat tahun ini.

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

Surabaya, Juli 2016

Penulis

**ANALISIS TERMAL AIR HEATER DENGAN  
ELEMEN PEMANAS DUN-DUN-DU SEBAGAI  
FUNGSI BEBAN  
PLTU PAITON UNIT 3 PT. IPMOMI**

**Nama Mahasiswa** : Tria Anjarwati  
**NRP** : 2112100002  
**Jurusan** : Teknik Mesin FTI ITS  
**Dosen Pembimbing** : Dr. Ir. Budi Utomo Kukuh  
Widodo, ME.

**Abstrak**

Penggunaan batubara campuran antara sub bituminus dan bituminus yang nilai kalorinya lebih rendah ( $<5200$  Kcal/kg) dan *total moisture* lebih tinggi (25-30% *moisture content*) PLTU Paiton Unit 3 PT. *International Power Mitsui Operation and Maintenance Indonesia* (PT. IPMOMI) telah menyebabkan menurunnya efisiensi pembakaran. Alternatif yang dapat ditawarkan adalah dengan mengoptimalkan pemanfaatan panas sisa dari *flue gas* sehingga meningkatkan efisiensi dari pembakaran. *Ljungstrom air heater* adalah sebuah penukar panas rotari dengan kecepatan putar 1 rpm. Siklus *fluegas* dari ruang pembakaran sebelum dikeluarkan ke *Electrostatic Precipitation (EP)*, terlebih dahulu dilewatkan *air heater*. Sisa panas yang terkandung pada *fluegas* dimanfaatkan untuk pemanasan awal udara dari *PA Fan* dan *FD Fan* agar efisiensi sistem meningkat. Desain *air heater* pada PLTU Paiton Unit 3 terbagi menjadi tiga jalur, satu jalur di sektor aliran *fluegas*, dan dua jalur pada sektor aliran udara yaitu *secondary air* dari *FD Fan* serta *primary air* dari *PA Fan*. Selain itu *heating element* pada *air heater* juga terbagi menjadi tiga yaitu tipe *Double Undulated Notch (DUN)* pada sisi *hot end layer* dan *intermediate layer*, serta tipe *Double Undulated (DU)* pada sisi *cold end layer*. Untuk mengetahui apakah performa *air heater* berpengaruh terhadap performa pembakaran sistem PLTU Paiton Unit 3 maka dilakukan analisis

termal *rotary air heater* dengan *heating element* (DU dan DUN) sebagai fungsi beban PLTU Paiton Unit 3.

Dari data operasi PLTU Paiton Unit 3, diketahui data temperatur *inlet* dan *outlet* fluida serta laju alir massa *fluegas* dan udara. Untuk mengetahui performa *air heater* maka dilakukan variasi beban PLTU Paiton Unit 3 terhadap laju perpindahan panas, *effektivenes* dan NTU . Selain itu juga dilakukan analisis termal dengan pendekatan konduksi transien untuk mengetahui distribusi temperatur pada *air heater*.

Penelitian tugas akhir ini diperoleh hubungan antara grafik *effektivenes* dan NTU serta *heat transfer air heater* dengan variasi beban PLTU. Seiring naiknya beban PLTU PT.IPMOMI Paiton Unit 3 maka *effectiveness* dan *heat transfer* yang dihasilkan meningkat dari 34006 kW pada beban paling rendah dan 64412 kW pada beban paling tinggi dan nilai NTU yang terjadi cenderung menurun dari 1,05 menjadi 0,95. Didapatkan pula distribusi temperatur dalam *air heater* pada *layer* yang sama cenderung meningkat pada sisi *fluegas side* dan menurun pada sisi *secondary air side* dan *primary air side*. Seiring naiknya beban PLTU PT.IPMOMI Paiton Unit 3 distribusi temperatur yang terjadi pada *heating element* pada masing-masing *layer* dan masing-masing *side* juga meningkat.

***Kata kunci : Ljungstrom air heater, konduksi transien, effectiveness, heat transfer.***

**ANALYSIS THERMAL OF AIR HEATER WITH  
HEATING ELEMENT DUN-DUN-DU AS A FUNCTION  
OF LOAD PAITON 3 PT. IPMOMI**

**Name** : Tria Anjarwati  
**NRP** : 2112100002  
**Major** : Mechanical Engineering FTI-ITS  
**Advisory lecturer** : Dr. Ir. Budi Utomo Kukuh Widodo, ME.

***Abstract***

*The use of a mixture of sub bituminous coal and bituminous in lower calorific value (<5200 Kcal / kg) and total moisture is higher (25-30% moisture content) Paiton Unit 3 PT. International Power Mitsui Operation and Maintenance Indonesia (PT. IPMOMI) has caused a decrease in the efficiency of combustion. Alternatives that can be offered is to optimize the utilization of the residual heat from flue gases thereby will increase the efficiency of combustion. Ljungstrom air heater is a rotary heat exchanger with a rotational speed 1 rpm. Fluegas cycle of the combustion chamber before it is issued to Electrostatic Precipitation (EP), first passed the air heater. Residual heat contained in fluegas used to preheat the air from the PA and FD Fan in order to increase system efficiency. Design of the air heater at the Paiton Unit 3 is divided into three lanes, one lane in fluegas stream sector, and two lanes on the secondary sector, namely air flow of air from the primary air and the PA Fan of FD Fan. In addition to the heating element in the air heater is also divided into three types Double undulated Notch (DUN) on the side of the hot end layer and the intermediate layer, and the type of double undulated (DU) on the side of the cold end layer. In order to determine whether the performance of the air heater affect the performance of combustion Paiton Unit 3 system then do the thermal analysis of rotary air heater with heating elements (DU and DUN) as a function of load Paiton Unit 3.*

*Based on the operating data Paiton Unit 3, the data is known fluid inlet and outlet temperature and mass flow rate air and fluegas. In order to determine the performance of the air heater then carried the load variation Paiton Unit 3 of the rate of heat transfer, effektivenes and NTU. It also conducted a thermal analysis with transient conduction approach to determine the temperature distribution in the air heater.*

*This thesis obtained the relationship between the chart effektivenes and NTU and heat transfer air heater with a power plant load variations. As rising burden PT.IPMOMI Paiton Power Plant Unit 3, the heat transfer effectiveness and the resulting increment of 34 006 kW at the lowest load and 64 412 kW at the highest load. NTU values that occur tend to decline from 1.05 to 0.95. this thesis also concluded that in the air heater temperature distribution in the same layer tends to increase in the fluegas side and decreases on the air side and the secondary side of the primary air side. As rising burden PT.IPMOMI Paiton Power Plant Unit 3 the temperature distribution on the heating element that occurs at each layer and each side has also increased.*

***Keywords: Ljungstrom air heater, transient conduction, effectiveness, heat transfer.***

## DAFTAR ISI

<b>HALAMAN JUDUL</b>	
<b>ABSTRAK</b> .....	i
<b>KATA PENGANTAR</b> .....	v
<b>DAFTAR ISI</b> .....	vii
<b>DAFTAR GAMBAR</b> .....	ix
<b>DAFTAR TABEL</b> .....	xiii
<b>NOMENCLATURE</b> .....	xv
<b>BAB I PENDAHULUAN</b>	
1.1 Latar Belakang.....	1
1.2 Rumusan Masalah.....	5
1.3 Batasan Masalah.....	6
1.4 Tujuan Penelitian.....	6
1.5 Manfaat Penelitian.....	6
<b>BAB II TINJAUAN PUSTAKA</b>	
2.1 Dasar Teori.....	9
2.1.1 Gambaran Umum PLTU PT.IPMOMI Unit 3	9
2.1.2 <i>Gas &amp; Coal Flow</i> pada PLTU PT.IPMOMI Unit 3.....	10
2.2 Analisis Termodinamika.....	14
2.2.1 Keseimbangan Energi Sistem Umum.....	14
2.2.2 Analisis Termodinamika pada <i>Air</i> dan <i>Gas System</i> PLTU Paiton Unit 3.....	16
2.3 Analisis Perpindahan panas.....	18
2.3.1 Konduksi Transien.....	20
2.3.2 Perpindahan Panas Aliran Internal.....	28
2.3.3 Analisis <i>Heat Exchanger</i> dengan LMTD.....	30
2.3.4 Analisis Perpindahan Panas dengan Metode <i>Number of Transfer Unit (NTU)</i> .....	31
2.3.5 <i>Free convection within parallel plate</i> <i>Channels</i> .....	32
2.4 Peneliti Terdahulu.....	32
2.4.1 Kaushik Khrisna .R, Rahul Ramachandran dan P.Srinivasan.....	32

2.4.2	Dian Mustikaning Kusuma .....	33
<b>BAB III METODOLOGI</b>		
3.1	Tahap penyelesaian tugas akhir .....	31
3.2	Pengumpulan Data .....	40
3.3	Subjek Penelitian.....	40
3.4	Flowchart Perhitungan.....	43
<b>BAB IV ANALISIS DAN PEMBAHASAN</b>		
4.1	Data Operasi.....	53
4.2	Data Dimensi <i>Air heater</i> .....	53
4.3	Data Material.....	54
4.4	Kesetimbangan massa <i>air heater</i> .....	56
4.5	Distribusi temperatur pada <i>air heater</i> .....	57
4.6	Pengaruh beban PLTU terhadap distribusi temperatur pada <i>air heater</i> Unit 3.....	75
4.6.1	Pengaruh beban PLTU terhadap distribusi temperatur pada <i>air heater</i> Unit 3 pada sisi <i>Hot End Layer</i> .....	75
4.6.2	Pengaruh beban PLTU terhadap distribusi temperatur pada <i>air heater</i> Unit 3 pada sisi <i>Intermediate Layer</i> .....	77
4.6.3	Pengaruh beban PLTU terhadap distribusi temperatur pada <i>air heater</i> Unit 3 pada sisi <i>Cold End Layer</i> .....	80
4.7	NTU, <i>effectiveness</i> dan <i>heat rate</i> pada <i>air heater</i> .....	82
<b>BAB V KESIMPULAN</b>		
5.1	Kesimpulan.....	89
5.2	Saran.....	89
<b>DAFTAR PUSTAKA</b>		
<b>LAMPIRAN</b>		
<b>BIODATA PENULIS</b>		

## DAFTAR GAMBAR

<b>Gambar 1.1</b>	Siklus udara dan <i>fluegas</i> pada <i>Air heater</i> .....	4
<b>Gambar 1.2</b>	<i>Rotary Air heater</i> .....	4
<b>Gambar 1.3</b>	<i>Heating Element</i> pada <i>Air heater</i> .....	5
<b>Gambar 2.1</b>	Proses <i>Cycle Unit 3</i> .....	9
<b>Gambar 2.2</b>	Komponen <i>Ljungstrom Air heater</i> .....	11
<b>Gambar 2.3</b>	Spesifikasi <i>Force Draft Fan</i> .....	12
<b>Gambar 2.4</b>	Spesifikasi <i>Primary Air Fan</i> .....	13
<b>Gambar 2.5</b>	<i>Induced Draft Fan</i> .....	13
<b>Gambar 2.6</b>	Konservasi Energi: (a) untuk sistem tertutup selama interval waktu dan (b) untuk <i>control volume</i> .....	14
<b>Gambar 2.7</b>	<i>Control volume</i> pada <i>balance massa boiler</i> .....	16
<b>Gambar 2.8</b>	<i>Control volume</i> pada <i>balance energi Air heater</i> .....	17
<b>Gambar 2.9</b>	Perpindahan panas (a) konduksi, (b) konveksi, (c) radiasi.....	29
<b>Gambar 2.10</b>	Konduksi transien pada dinding datar.....	21
<b>Gambar 2.11</b>	Approximate konduksi transien pada <i>plane wall</i> .....	23
<b>Gambar 2.12</b>	Metode <i>Explicit</i> .....	24
<b>Gambar 2.13</b>	Metode <i>Implicit</i> .....	24
<b>Gambar 2.14</b>	Metode Crank-Nicholson.....	25
<b>Gambar 2.15</b>	Ilustrasi <i>heating element</i> di <i>air heater</i> .....	27
<b>Gambar 2.16</b>	Distribusi temperatur pada <i>counterflow heat exchanger</i> .....	30
<b>Gambar 2.17</b>	(a) Plot <i>temperature surface</i> (b) Potongan plot <i>temperature surface air preheater</i> (c) Variasi temperatur jika dilihat dari atas dan dari jarak <i>hot side</i> ke <i>cold side</i> .....	33
<b>Gambar 2.18</b>	Distribusi temperatur <i>matrix</i> pada kondisi initial (2,2 rpm).....	34
<b>Gambar 2.19</b>	Grafik perbandingan kuantitatif temperatur	

	<i>air heater</i> dengan Modifikasi.....	35
<b>Gambar 2.20</b>	Grafik perbandingan distribusi <i>pressure</i> pada masing-masing modifikasi.....	36
<b>Gambar 2.21</b>	Pengaruh putaran rotor terhadap <i>effectiveness air preheater</i> .....	37
<b>Gambar 2.22</b>	Pengaruh putaran rotor terhadap distribusi temperatur pada DU-DU-NF6.....	37
<b>Gambar 3.1</b>	Flowchart Penelitian Tugas Akhir .....	39
<b>Gambar 3.2</b>	<i>Design Air heater</i> .....	40
<b>Gambar 3.3</b>	(a) Posisi peletakan basket <i>heating element</i> (b) Arah rotasi penampang <i>Air heater</i> dari sisi atas dan bawah. ....	41
<b>Gambar 3.4</b>	Operasi <i>Air heater</i> PT. IPMOMI Unit 3 .....	42
<b>Gambar 3.5</b>	<i>Flowchart</i> perhitungan distribusi temperatur pada sisi <i>fluegas duct</i> .....	43
<b>Gambar 3.6</b>	<i>Flowchart</i> perhitungan distribusi temperatur pada sisi <i>air duct</i> .....	46
<b>Gambar 3.7</b>	<i>Flowchart</i> perhitungan <i>heat rate, effectiveness, NTU</i> .....	50
<b>Gambar 4.1</b>	<i>Physical properties of ASTM A109</i> .....	55
<b>Gambar 4.2</b>	Volume atur pada <i>boiler</i> .....	56
<b>Gambar 4.3</b>	Volume atur pada <i>air heater</i> .....	57
<b>Gambar 4.4</b>	Area luasan pada <i>air heater</i> .....	58
<b>Gambar 4.5</b>	Skema <i>heating element</i> .....	58
<b>Gambar 4.6</b>	<i>Air heater</i> berdasarkan arah radial dan arah vertikal.....	63
<b>Gambar 4.7</b>	Ilustrasi <i>heating element</i> di <i>air heater</i> .....	64
<b>Gambar 4.8</b>	Grafik distribusi temperatur terhadap sudut pada <i>hot end layer</i> .....	70
<b>Gambar 4.9</b>	Grafik distribusi temperatur terhadap sudut pada <i>intermediate layer</i> .....	71
<b>Gambar 4.10</b>	Grafik distribusi temperatur terhadap sudut pada <i>cold end layer</i> .....	72
<b>Gambar 4.11</b>	Grafik distribusi temperatur terhadap segmen terhadap Load 1.....	74

<b>Gambar 4.12</b>	Pengaruh variasi beban PLTU terhadap distribusi temperatur pada <i>Hot end Layer</i> .....	76
<b>Gambar 4.13</b>	Pengaruh variasi beban PLTU terhadap distribusi temperatur pada <i>Intermediate Layer</i> .....	78
<b>Gambar 4.14</b>	Pengaruh variasi beban PLTU terhadap distribusi temperatur pada <i>Cold end Layer</i> .....	80
<b>Gambar 4.15</b>	Grafik pengaruh beban PLTU terhadap NTU.....	84
<b>Gambar 4.16</b>	Grafik NTU terhadap <i>effectiveness</i> .....	85
<b>Gambar 4.17</b>	Grafik pengaruh beban PLTU terhadap <i>heat transfer</i> .....	87

*“halaman ini sengaja dikosongkan”*

## DAFTAR TABEL

<b>Tabel 1.1</b>	Komposisi Elemen dari Berbagai Tipe Batubara.....	2
<b>Tabel 2.1</b>	Koefisien pada <i>One-Term Approximate</i> konduksi transien.....	22
<b>Tabel 2.2</b>	Transient, Persamaan 2 Dimensi <i>finite – difference</i> ( $\Delta x = \Delta y$ ) .....	26
<b>Tabel 3.1</b>	Data Spesifikasi <i>Air heater</i> PT. IPMOMI Unit 3.....	41
<b>Tabel 3.2</b>	Data Operasi <i>Air heater</i> PT. IPMOMI Unit 3.....	42
<b>Tabel 4.1</b>	<i>Daily Report Air Heater</i> PT. IPMOMI Unit 3.....	55
<b>Tabel 4.2</b>	Data dimensi <i>air heater</i> .....	54
<b>Tabel 4.3</b>	Data Heating Element & basket <i>Air heater</i> .....	54
<b>Tabel 4.4</b>	<i>Physical properties of new S-Ten 1</i> .....	55
<b>Tabel 4.5</b>	Properties <i>fluegas, secondary air, primary air</i> .....	61
<b>Tabel 4.6</b>	Konstanta dalam perhitungan distribusi temperatur.....	62
<b>Tabel 4.7</b>	Hasil Perhitungan <i>Biot number</i> dan <i>Fourier number</i> pada sisi <i>fluegas side</i> .....	67
<b>Tabel 4.8</b>	Hasil Perhitungan distribusi temperatur pada sisi <i>fluegas side</i> .....	69
<b>Tabel 4.9</b>	Hasil Perhitungan distribusi temperatur dengan variasi beban PLTU pada <i>hot end layer</i> .....	75
<b>Tabel 4.10</b>	Hasil Perhitungan distribusi temperatur dengan variasi beban PLTU pada <i>Intermediate layer</i> .....	78
<b>Tabel 4.11</b>	Hasil Perhitungan distribusi temperatur dengan variasi beban PLTU pada <i>cold end layer</i> .....	80
<b>Tabel 4.12</b>	Hasil Perhitungan NTU, <i>effectiveness</i> dan <i>heat rate</i> dengan variasi beban PLTU.....	84

*“halaman ini sengaja dikosongkan”*

## NOMENCLATURE

- $\dot{E}_{st}$  = Energi yang tersimpan dalam sistem (Joule)  
 $\dot{E}_{in}$  = Energi input (Joule)  
 $\dot{E}_{out}$  = Energi output (Joule)  
 $\dot{E}_g$  = Energi bangkitan (Joule)  
 $E_{cv}$  = Laju energi di dalam *control volume* (Joule)  
 $\dot{Q}_{cv}$  = laju perpindahan kalor dalam *control volume* (Joule)  
 $\dot{W}_{cv}$  = laju kerja yang dihasilkan dalam *control volume* (Joule)  
 $\dot{m}_i$  = laju alir massa yang masuk dalam *control volume* (kg/s)  
 $\dot{m}_o$  = laju alir massa yang keluar dari *control volume* (kg/s)  
 $h_i$  = entalpi yang masuk dalam *control volume* (kJ/kg)  
 $v_i$  = kecepatan kinetik yang masuk dalam *control volume* (m/s)  
 $g$  = kecepatan gravitasi (N/kg)  
 $z_i$  = ketinggian (m)  
 $\dot{m}_f$  = laju alir massa *fluegas* (kg/s)  
 $\dot{m}_{fa}$  = laju alir massa *fly ash* (kg/s)  
 $\dot{m}_{sa}$  = laju alir massa udara *secondary* (kg/s)  
 $\dot{m}_{pa}$  = laju alir massa udara *primary* (kg/s)  
 $c$  = *specific heat* (kJ/kg.K)  
 $T_o$  = Temperatur *outlet* (K)  
 $T_i$  = Temperatur *inlet* (K)  
 $\varepsilon$  = emissivitas dari permukaan actual  
 $\sigma$  = konstanta Stefan boltzman ( $5,67 \times 10^{-8}$ ) (Watt/m<sup>2</sup>.K)  
 $A$  = luas permukaan dari sistem (m<sup>2</sup>)  
 $T_s$  = temperatur permukaan (K)  
 $T_\infty$  = temperatur lingkungan (K)  
 $Bi$  = *Biot number*  
 $h$  = Koefisien konveksi fluida (W/m<sup>2</sup>.K)  
 $k$  = Konduktifitas material (W/m.K)  
 $\alpha$  = Penyerapan panas (m<sup>2</sup>/s)  
 $t$  = waktu (s)  
 $\rho$  = Massa jenis material (kg/m<sup>3</sup>)  
 $Cp$  = Kalor spesifik material (kJ/kg.K)

- $V$  = Volume material ( $m^3$ )  
 $T_i$  = Temperatur material (K)  
 $T_\infty$  = Temperatur *fluegas* (K)  
 $L_c$  = *Characteristic Length* (m)  
 $A_s$  = Luas permukaan ( $m^2$ )  
 $\Theta^*$  = perbandingan temperatur di sembarang titik  
 $\lambda$  = nilai bilangan *eigen*  
 $A_1$  = konstanta  
 $\tau$  = *fourier number*  
 $L$  = tebal plat  
 $x$  = jarak dari titik nol ke titik tertentu  
 $Re_D$  = *Reynolds number*  
 $Nu_D$  = *Nusselt number*  
 $Pr$  = *Prandlt number*  
 $D$  = diameter hidrolik (m)  
 $p$  = perimeter (m)  
 $A_c$  = luas permukaan ( $m^2$ )  
 $U$  = *overall heat transfer coefficient* ( $W/m^2.K$ )  
 $A$  = luasan perpindahan panas ( $m^2$ )  
 $\Delta T_{lm}$  = beda temperatur rata-rata ( $^\circ C$ )  
 $M_w$  = massa *matrix* (kg)  
 $C_w$  = Kalor spesifik *matrix* ( $kJ/kg.K$ )  
 $N$  = putaran rotor (rpm)  
 $R_{aS}$  = *Rayleigh numbers*  
 $S$  = jarak antar elemen pembatas  
 $L$  = panjang elemen pembatas

# **BAB I**

## **PENDAHULUAN**

### **1.1 Latar Belakang**

Kebutuhan energi listrik adalah hal yang paling vital dalam seluruh aktivitas kehidupan manusia guna meningkatkan kesejahteraan dan kemakmuran hidup. Seiring dengan pesatnya perkembangan ekonomi, pencarian terhadap suatu sistem energi yang ramah lingkungan serta efisien mengharuskan untuk melihat sumber energi selain minyak dan gas bumi. Sesuai dengan PERPRES 71/Thn 2006, pemerintah telah menugaskan kepada PT. PLN untuk melakukan Percepatan Pembangunan Pembangkit Tenaga Listrik yang menggunakan bahan bakar batubara.

Indonesia mempunyai sumber daya batubara yang cukup besar, yaitu mencapai 105,7 milyar ton. Sebagian besar sumber daya tersebut termasuk ke dalam batubara peringkat rendah berupa lignit dan sub-bituminus. Tingginya kadar air menyebabkan rendahnya nilai kalor, sehingga pemanfaatan batubara jenis ini menjadi terbatas dan sulit untuk dipasarkan.

Batubara umumnya dibagi dalam lima kelas antara lain : antrasit, bituminus, sub-bituminus, lignit dan gambut.

1. **Antrasit** adalah kelas batubara tertinggi, dengan warna hitam berkilauan metalik, mengandung antara 85% - 98% unsur karbon (C) dengan kadar air kurang dari 15%.
2. **Bituminus** mengandung 45 - 85% unsur karbon (C) dan berkadar air 2-15% dari beratnya. Kelas batubara yang paling banyak ditambang di Australia.
3. **Sub-bituminus** mengandung sedikit karbon dan banyak air, oleh karena itu nilai kalornya kurang efisien jika dibandingkan dengan batubara bituminus.
4. **Lignit** atau batubara coklat adalah batubara yang sangat lunak yang mengandung air 30-60% dari beratnya .

Kualitas batubara Indonesia yang pada umumnya didominasi oleh batubara peringkat rendah (lignit) yaitu sekitar 60-70% dari total cadangan batubara. Batubara peringkat rendah

mempunyai kandungan air total cukup tinggi sehingga nilai kalor menjadi rendah.

**Tabel 1.1** Komposisi Elemen dari Berbagai Tipe Batubara

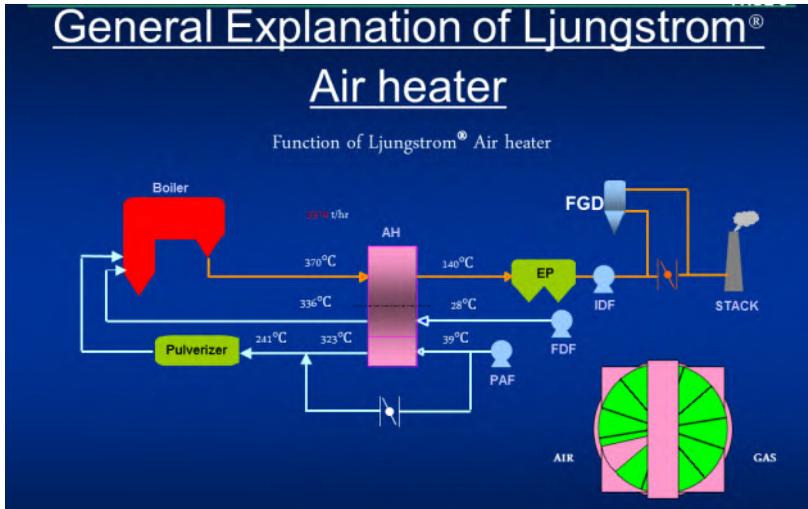
No	Jenis Batubara	Kandungan (%)					Nilai kalori (Kcal / Kg)	
		C	H	O	N	S	Ho	Hu
1	Lignite	63,6-	5,0-	17,5-	0,5-	0,3-	2012	1540
		72,5	5,6	27,5	17,5	6,5	-	-
							5230	4925
2	Bituminous coal	73,9	5,5	15,0	1,4	4,2	5671	5389
3	Open Burning-Coal	77,0-	5,2-	7,2-	1,2-	0,7-	5864	5579
		85,0	5,4	11,9	2,1	5,7	-	-
							7342	7703
4	Gas Coal	82,3-	5,2-	4,6-	1,4-	0,8-	6986	6694
		87,8	5,3	8,0	1,6	1,5	-	-
							7874	7606
5	Fat Coal	86,9-	4,8-	4,1-	1,58-	0,66-	7168	6901
		88,7	4,9	5,8	1,60	0,92	-	-
							7650	7398
6	Forge Coal	90,2	4,3	3,2	1,58	0,67	7694	7463
7	Hard Coal	90,7-	3,8-	2,5-	1,50-	0,84-	7150	6929
		90,9	4,0	2,7	1,74	1,30	-	-
							7763	7522
8	Anthracite	91,8-	2,3-	2,3-	0,80-	0,71-	7183	7061
		93,7	3,6	2,6	1,38	0,89	-	-
							7676	7483

<http://berbagienergi.com/2015/09/16/proses-kimia-pembakaran-batubara/>

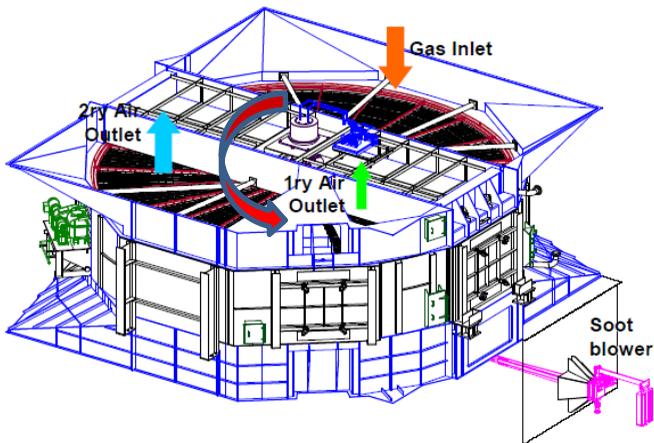
Salah satu perusahaan listrik swasta adalah PT. *International Power Mitsui Operation and Maintenance Indonesia* (PT. IPMOMI) yang memasok listrik untuk wilayah Jawa dan Bali. Total pasokan listrik PLTU Batubara yang dikelola oleh PT. IPMOMI adalah 2045 NMW, dengan kapasitas 2 x 615 NMW untuk PLTU Paiton Unit 7 dan 8, serta 1 x 815 NMW untuk PLTU Paiton Unit 3. *Suplier* batubara untuk PLTU Paiton Unit 3 adalah Adaro (Sub bituminus) dan Kideco (bituminus) yang keduanya berasal dari Kalimantan Timur.

Penggunaan batubara campuran antara sub bituminus dan bituminus yang nilai kalorinya lebih rendah (<5200 Kcal/kg) dan *total moisture* lebih tinggi (25-30% *moisture content*) dari design awal boiler PLTU Paiton Unit 3 telah menyebabkan menurunnya efisiensi pembakaran, meningkatnya kebutuhan *auxiliary power* akibat meningkatnya kapasitas *mill*, serta menurunnya *reliability* unit pembangkit. Berbagai strategi dapat dilakukan untuk kembali meningkatkan *efficiency* dan *reliability* pembangkit, antara lain dengan memodifikasi *mill* atau penambahan *external coal drier* untuk mengurangi *moisture* batubara. Namun kedua modifikasi ini membutuhkan biaya investasi yang sangat besar. Alternatif lain adalah dengan mengoptimalkan pemanfaatan panas sisa dari *flue gas* sehingga meningkatkan efisiensi pembakaran dari *air heater*.

*Ljungstrom air heater* adalah sebuah penukar panas rotary dengan putaran tertentu 1 rpm. Seperti terlihat pada Gambar 1.1, siklus *fluegas* dari ruang pembakaran sebelum dikeluarkan ke *Electrostatic Precipitation (EP)*, terlebih dahulu dilewatkan *air heater*. Sisa panas yang terkandung pada *fluegas* dimanfaatkan untuk pemanasan awal udara dari *PA Fan* dan *FD Fan* agar efisiensi sistem meningkat.



**Gambar 1.1** Siklus udara dan *fluegas* pada Air heater



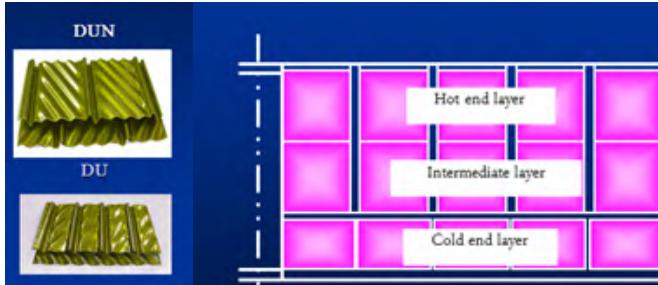
**Gambar 1.2** Rotary Air heater

Secara umum prinsip kerja *air heater* adalah memanfaatkan *fluegas* sisa pembakaran dari boiler untuk memanasi permukaan elemen *air heater*. Karena *air heater* berputar pada porosnya,

maka elemen *air heater* yang terkena panas tadi letaknya berpindah menuju sisi saluran udara pembakaran. Elemen pemanas yang telah berada pada sisi udara pembakaran akan memanaskan udara yang masuk dari arah berlawanan sehingga temperatur udara untuk proses pembakaran di boiler meningkat.

Seperti terlihat pada Gambar 1.2 dan Gambar 1.3, desain pada PLTU Paiton Unit 3 terbagi menjadi tiga jalur, satu jalur di sektor aliran *fluegas*, dan dua jalur pada sektor aliran udara yaitu *secondary air* dari *PA Fan* serta *primary air* dari *FD Fan*. Selain itu *heating element* pada *air heater* juga terbagi menjadi tiga yaitu tipe *Double Undulated Notch* (DUN) pada sisi *hot end layer* dan *intermediate layer*, serta tipe *Double Undulated* (DU) pada sisi *cold end layer*.

Untuk mengetahui apakah performa *air heater* berpengaruh terhadap performa pembakaran sistem PLTU Paiton Unit 3 maka dilakukan analisis termal *rotary air heater* dengan *heating element* (DU dan DUN) sebagai fungsi beban PLTU Paiton Unit 3.



**Gambar 1.3** *Heating Element pada Air heater*

## 1.2 Rumusan Masalah

Penggunaan batubara campuran di PT IPMOMI Paiton Unit 3 akan mempengaruhi efisiensi secara keseluruhan. Untuk meningkatkan efisiensi, maka dilakukan analisis perhitungan termal pada *air heater*. Analisis perhitungan yang dilakukan dalam penelitian ini adalah :

1. Bagaimana laju perpindahan panas dan distribusi temperatur pada elemen *air heater* pada saat berada dalam jalur *fluegas*, jalur udara *PA Fan* dan jalur udara *FD Fan*.
2. Bagaimana pengaruh variasi *load* PLTU terhadap *effektiveness* dan *NTU air heater*.

### 1.3 Batasan Masalah

Batasan masalah dan asumsi yang akan digunakan pada penelitian adalah:

1. Analisis dilakukan berdasarkan data operasi PLTU Paiton unit 3.
2. *Air heater* yang digunakan dalam analisis ini merupakan *regenerator heat exchanger* bertipe *counter flow*.
3. Proses perpindahan panas secara radiasi diabaikan.
4. Aliran antar *heating element* diasumsikan *fully developed internal flow*.
5. Faktor pengotor diabaikan.
6. Gas buang dan udara didekati sebagai gas ideal.
7. Dalam analisis konduksi transien, dari arah radial penampang *air heater* dibagi setiap  $15^{\circ}$ , sedangkan dari arah vertikal dibagi menjadi 3 potongan.

### 1.4 Tujuan Penelitian

Berdasarkan latar belakang dan rumusan masalah maka tujuan penelitian adalah:

1. Mengetahui laju perpindahan panas dan distribusi temperatur pada elemen *air heater* pada saat berada dalam jalur *fluegas*, jalur udara *PA Fan* dan jalur udara *FD Fan*.
2. Mengetahui pengaruh variasi *load* PLTU terhadap *effektiveness* dan *NTU air heater*.

### 1.5 Manfaat Penelitian

Manfaat dari penelitian ini sebagai berikut:

1. Mengetahui aplikasi dari ilmu termodinamika dan perpindahan panas serta mengaplikasikannya dalam perancangan *heat exchanger*.
2. Dapat digunakan sebagai informasi dalam perancangan maupun penelitian *Rotary Air heater* di PT. IPMOMI PLTU Paiton Unit 3.

*“halaman ini sengaja dikosongkan”*

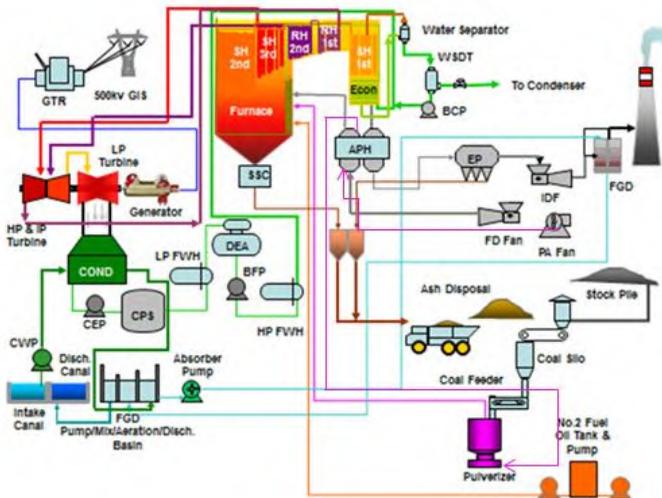
## BAB II

### TINJAUAN PUSTAKA

#### 2.1 Dasar Teori

##### 2.1.1 Gambaran Umum PLTU PT. IPMOMI Unit 3

Tujuan utama dari pembangkit adalah menghasilkan energi listrik untuk disalurkan oleh PLN baik itu untuk industri, kebutuhan rumah tangga maupun kebutuhan lainnya. Proses produksi dan penyaluran tersebut merupakan hal yang sangat kompleks dan memerlukan banyak peralatan pendukung. Sebagai penyedia energi listrik, pembangkit memerlukan energi lain untuk diubah menjadi energi listrik. PLTU PT. IPMOMI Unit 3 menggunakan batubara sebagai sumber energi utama. Batubara mempunyai energi termal yang berguna untuk mengubah air menjadi uap (*steam*). Uap yang bertekanan akan digunakan untuk memutar turbin yang tersambung dengan generator sehingga generator akan mengubah energi mekanik dari turbin menjadi energi listrik.



Gambar 2.1 Proses Cycle Unit 3

Seperti yang terlihat pada Gambar 2.1 di atas didapat dijelaskan menjadi beberapa proses, antara lain sebagai berikut :

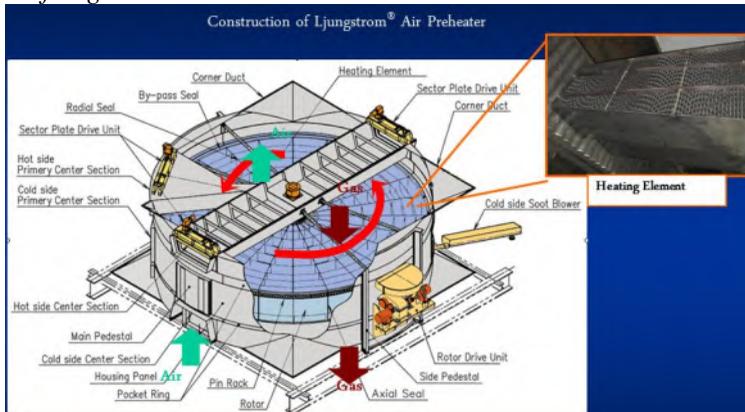
1. *Sea water flow* adalah proses bagaimana agar air laut dari *intake canal* siap untuk dijadikan beberapa fluida kerja, baik itu untuk fluida pendingin di kondenser, fluida kerja yang diproses khusus untuk menjadi *steam*, juga fluida kerja untuk proses di dalam *Flue Gas Desulfurization*.
2. *Water and steam flow* yaitu penjelasan tentang aliran fluida kerja mulai dari kondenser yang berupa air dingin kemudian dipanasi secara bertahap melalui *feedwater heater* agar sebelum memasuki ruang boiler memiliki panas dan tekanan yang cukup hingga berubah menjadi *steam* dan mampu menggerakkan turbin untuk menghasilkan listrik. *Steam* yang telah melalui turbin dikembalikan menuju kondenser dan kembali berubah menjadi air.
3. *Coal flow* adalah proses batubara dari *coal stock pile*, kemudian batubara didistribusikan menuju *plant* dengan *conveyor*. Selanjutnya batubara ditampung dalam 6 *coal silo*, dan dari masing-masing *coal silo* terhubung dengan *coal feeder* yang berfungsi mendeteksi dan mengontrol laju aliran massa dari batubara. Kemudian batu bara dihancurkan dalam *pulvirizer*. Dengan campuran udara yang telah dipanaskan sebelumnya batubara disalurkan menuju *boiler* untuk dibakar.
4. *Gas flow* menjelaskan tentang udara awal pembakaran hingga pemrosesan gas buang hasil dari pembakaran batubara agar aman untuk dibuang.

### **2.1.2 Gas & Coal Flow pada PLTU PT.IPMOMI Unit 3**

Perlu diketahui bahwa dalam pembangkit listrik tenaga uap, proses pembakaran di *boiler* menjadi hal yang sangat penting mengingat dalam PLTU Unit 3 ini adalah *supercritical boiler*. Meskipun membutuhkan energi termal yang lebih rendah jika dibandingkan dengan *subcritical boiler*, namun di *supercritical boiler* selain membutuhkan tekanan yang tinggi juga membutuhkan temperatur yang tinggi untuk mengubah air

langsung menjadi *steam*. Tekanan yang tinggi diatasi dengan sistem pompa pada *water flow* menuju *boiler*, sedangkan temperatur yang tinggi dicapai dengan memaksimalkan pembakaran.

Ada tiga syarat dasar dari pembakaran dalam *boiler* yaitu C (karbon) diwakili dengan bahan bakar batubara, O<sub>2</sub> diwakili dengan udara, dan yang terakhir temperatur. Selain ketiga syarat tersebut, ada dua faktor lainnya yang menunjang pembakaran yaitu turbulensi dan waktu. Bahan bakar batubara yang dibutuhkan dalam pembakaran adalah batubara yang halus dan kering. Maka dari itu setelah dihancurkan di *pulvirizer*, batubara memerlukan udara kering untuk mengeringkan sekaligus mendistribusikan batubara menuju *boiler*. Udara juga memerlukan pemanasan terlebih dahulu sebelum memasuki ruang pembakaran. Oleh sebab itu, dalam upaya meningkatkan efisiensi secara keseluruhan dipasang alat berupa *Ljungstrom Air heater* untuk memanasi udara yang masuk dengan memanfaatkan panas dari *fluegas*.



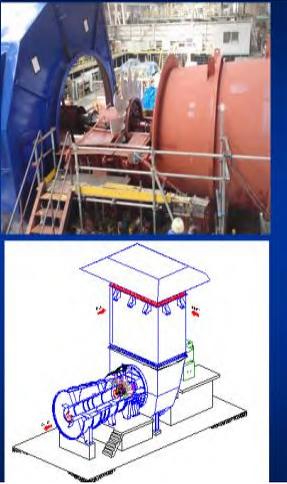
**Gambar 2.2** Komponen *Ljungstrom Air heater*.

*Ljungstrom Air heater* adalah sebuah penukar panas rotari yang berfungsi menyerap panas dari *fluegas* dan dimanfaatkan untuk pemanasan awal udara dari *PA fan* dan *FD fan* agar

efisiensi pembakaran meningkat. *Air heater* yang digunakan pada PLTU unit 3 merupakan produksi dari PT.Alstom dengan tipe 2 x 3 –VI – 1775 (RT). Seperti yang terlihat pada Gambar 2.2, udara untuk pembakaran masuk dari sisi bawah sedangkan *fluegas* masuk dari sisi atas sehingga tipe aliran dapat dikatakan *counterflow*. Putaran pada *air heater* berlawanan dengan arah jarum jam (CCW) dan sebesar 1 rpm. Dari sisi radial terbagi menjadi tiga sektor yaitu sektor *fluegas*, sektor *secondary air* dan sektor *primary air*. Sedangkan dari sisi vertikal juga terbagi menjadi tiga bagian yaitu *hot end layer*, *intermediate layer* dan *cold end layer*.

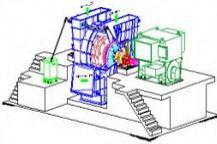
Pemasok udara dalam PLTU Unit 3, terbagi menjadi dua yaitu *Force Draft Fan* (FDF) seperti pada Gambar 2.3 dan *Primary Air Fan* (PAF) pada Gambar 2.4. *FD fan* berfungsi memasok udara untuk pembakaran di *boiler*, sedangkan *PA fan* berfungsi memasok udara untuk mengeringkan serta membawa batubara menuju ruang pembakaran.

FORCED DRAFT FAN :	
MANUFACTURER	MHI-NAGASAKI
QUANTITY	2sets / unit (50% × 2sets)
TYPE	Moving blade pitch control axial flow fan
BEARING LUB.	Forced lub. oil
FLOWRATE	21,000 m <sup>3</sup> /min
OUTLET STATIC PRESS.	480 mmAq
FAN SPEED	980 min <sup>-1</sup>
CONTROL METHOD	Moving blade pitch control
MOTOR RATING	2,500 kW (13.2kV)



**Gambar 2.3** Spesifikasi *Force Draft Fan*

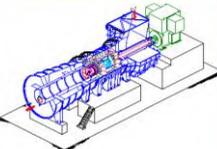
PRIMARY AIR FAN :	
MANUFACTURER	MIHI-NAGASAKI
QUANTITY	2sets / unit (50% × 2sets)
TYPE	Fixed blade double suction centrifugal fan
BEARING LUB.	Forced lub. oil oil ring
FLOW RATE	9,900 m <sup>3</sup> /min
OUTLET STATIC PRESS.	1,570 mmAq
FAN SPEED	1,470 min <sup>-1</sup>
CONTROL METHOD	Inlet Guide Vane Control
MOTOR RATING	3,400 kW (13.2kV)

**Gambar 2.4** Spesifikasi *Primary Air Fan*

Seperti yang terlihat pada Gambar 2.5, *ID fan* adalah komponen pendukung dari *PA fan* dan *FD fan*. *ID fan* berfungsi mengeluarkan udara yang disuplai *PA fan* dan *FD fan* dalam boiler dengan tekanan hisap. *ID fan* juga berfungsi mengatur tekanan dalam boiler agar tetap dibawah tekanan atmosfer (negatif). Boiler dengan teknologi *fan group* ini disebut juga dengan *balanced-draft boiler* yaitu boiler dengan perbedaan tekanan di daerah ruang bakar yang menghasilkan gerakan gas buang dan aliran udara.

INDUCED DRAFT FAN :	
MANUFACTURER	MIHI-NAGASAKI
QUANTITY	2sets / unit (50% × 2sets)
TYPE	Moving blade pitch control axial flow fan
BEARING LUB.	Forced lub. oil
FLOW RATE	45,400 m <sup>3</sup> /min
FAN STATIC PRESS.	970 mmAq
FAN SPEED	735 min <sup>-1</sup>
CONTROL METHOD	Moving blade pitch control
MOTOR RATING	8,580 kW (13.2kV)

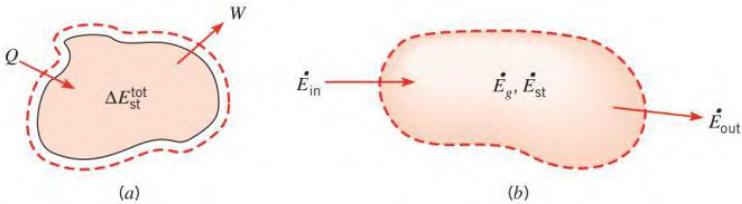



**Gambar 2.5** *Induced Draft Fan*

**2.2 Analisis Termodinamika**

**2.2.1 Kestimbangan Energi Sistem Umum**

*Control volume* merupakan pembatasan daerah tinjauan pada suatu komponen untuk memudahkan perhitungan secara lebih detail. Perpindahan energi pada batas *control volume* terjadi dalam bentuk kerja dan panas. Hal tersebut dijelaskan dalam hukum pertama termodinamika yaitu energi dapat masuk dan keluar *control volume* karena adanya kerja atau terjadi perpindahan kalor melalui batas sistem. Hukum pertama termodinamika juga membahas total energi selama proses konversi energi dan perpindahan energi adalah kekal. Total energi ini terdiri dari energi kinetik dan energi potensial yang dikenal sebagai energi mekanik dan energi internal. Energi internal dapat dibagi lagi menjadi energi kalor.



**Gambar 2.6** Konservasi Energi: (a) untuk sistem tertutup selama interval waktu dan (b) untuk *control volume*

Pada gambar 2.6 dapat dilihat bahwa jumlah energi yang tersimpan dalam volume atur harus sama dengan jumlah energi yang masuk volume atur, dikurangi jumlah energi yang keluar dari volume atur. Konservasi energi pada hukum pertama termodinamika dapat didefinisikan sebagai berikut:

$$\dot{E}_{st} = \frac{dE_{st}}{dt} = \dot{E}_{in} - \dot{E}_{out} + \dot{E}_g \dots \dots \dots (2.1)$$

dengan :

- $\dot{E}_{st}$  = Energi yang tersimpan dalam sistem (Joule)
- $\dot{E}_{in}$  = Energi input (Joule)
- $\dot{E}_{out}$  = Energi output (Joule)
- $\dot{E}_g$  = Energi bangkitan (Joule)

Untuk kondisi tunak (*steady state*) maka perubahan energi yang tersimpan selama proses adalah nol ( $\frac{dE_{st}}{dt} = 0$ ). Sehingga jumlah energi yang memasuki sebuah *control volume* dalam berbagai bentuk (panas, kerja, *transfer* massa) harus sama dengan energi yang keluar. Dalam hal ini energi bangkitan juga dianggap nol (diabaikan), maka persamaan menjadi:

$$\dot{E}_{in} = \dot{E}_{out} \dots \dots \dots (2.2)$$

Dalam kesetimbangan massa, *control volume* dalam kondisi tunak juga dapat dinyatakan dalam persamaan :

$$\sum_{in} \dot{m} = \sum_{out} \dot{m} \dots \dots \dots (2.3)$$

Kondisi tunak juga dapat digambarkan dalam neraca laju energi seperti berikut :

$$\begin{aligned} \frac{dE_{cv}}{dt} = & \bar{Q}_{cv} - \bar{W}_{cv} + \sum_i \dot{m}_i (h_i + \frac{v_i^2}{2} + gz_i) \\ & - \sum_o \dot{m}_o (h_o + \frac{v_o^2}{2} + gz_o) \dots \dots \dots (2.4) \end{aligned}$$

dengan :

$E_{cv}$  = Laju energi di dalam *control volume* (Joule)

$\bar{Q}_{cv}$  = laju perpindahan kalor dalam *control volume* (Joule)

$\bar{W}_{cv}$  = laju kerja yang dihasilkan dalam *control volume* (Joule)

$\dot{m}_i$  = laju alir massa yang masuk dalam *control volume* (kg/s)

$\dot{m}_o$  = laju alir massa yang keluar dari *control volume* (kg/s)

$h_i$  = entalpi yang masuk dalam *control volume* (kJ/kg)

$v_i$  = kecepatan kinetik yang masuk dalam *control volume* (m/s)

$g$  = kecepatan gravitasi (N/kg)

$z_i$  = ketinggian (m)

Dengan mengabaikan energi potensial dan energi kinetik yang terjadi, serta tidak ada kerja yang dihasilkan, maka persamaan menjadi :

$$0 = \bar{Q}_{cv} + \sum_i \dot{m}_i (h_i) - \sum_o \dot{m}_o (h_o) \dots \dots \dots (2.5)$$

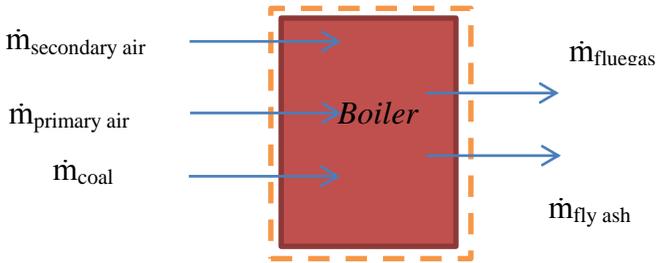
Apabila  $\dot{m}$  yang masuk dan keluar sistem dianggap sama, maka  $h_i - h_o = c (T_i - T_o)$

dan persamaan di atas menjadi :

$$\dot{Q}_{cv} = \dot{m} c (T_o - T_i) \dots\dots\dots (2.6)$$

**2.2.2 Analisis Termodinamika pada Air dan Gas System PLTU Paiton Unit 3**

Pada analisis ini, yang menjadi volume atur ialah *air heater* dengan terlebih dahulu menganalisa pada ruang bakar atau *boiler*. Seperti terlihat pada Gambar 2.7 dan dengan persamaan *balance* massa dapat dikatakan bahwa:



**Gambar 2.7** Control volume pada mass balance ruang boiler

$$\sum_{in} \dot{m} = \sum_{out} \dot{m} \dots\dots\dots (2.7)$$

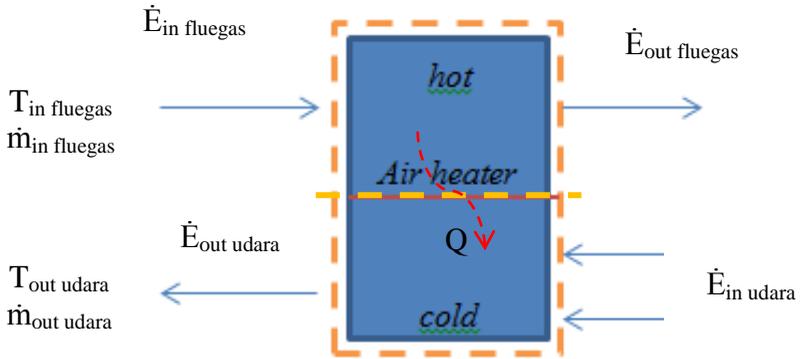
$$\dot{m}_{sa} + \dot{m}_{pa} + \dot{m}_{coal} = \dot{m}_f + \dot{m}_{fly\ ash} \dots\dots\dots (2.8)$$

Dengan mengasumsikan energi yang masuk dalam *air heater* pada sisi *fluegas* berasal dari ruang pembakaran tidak termasuk *fly ash*, sesuai Gambar 2.8, maka *balance energy* pada *air heater* pada kondisi sesaat adalah sebagai berikut:

$$\begin{aligned} \dot{E}_{st} &= \dot{E}_{in\ fluegas} - \dot{E}_{out\ fluegas} \dots\dots\dots (2.9) \\ &= 0 \end{aligned}$$

Sedangkan jika ditinjau dari sisi sektor udara, *balance energy* pada *air heater* menjadi :

$$\begin{aligned} \dot{E}_{st} &= \dot{E}_{out\ udara} - \dot{E}_{in\ udara} \dots\dots\dots (2.10) \\ &= 0 \end{aligned}$$



**Gambar 2.8** Control volume pada balance energi Air heater

Dengan menggabungkan dari persamaan (2.9) dan (2.10), maka persamaan menjadi:

$$\dot{E}_{in\ fluegas} - \dot{E}_{out\ fluegas} = \dot{E}_{out\ udara} - \dot{E}_{in\ udara} \quad (2.11)$$

$$\dot{m}_{fluegas} \cdot (h_{in} - h_{out}) = \dot{m}_{udara} \cdot (h_{out} - h_{in}) \dots \dots \dots (2.12)$$

dapat pula dijabarkan menjadi :

$$\dot{m}_{fluegas} \cdot (h_{in} - h_{out}) = \sum_f \dot{m}_f c(T_o - T_i) \dots \dots \dots (2.13)$$

$$\dot{m}_{udara} \cdot (h_{out} - h_{in}) = \sum_a \{ \dot{m}_{sa} c(T_o - T_i) + \dot{m}_{pa} c(T_o - T_i) \} \dots \dots \dots (2.14)$$

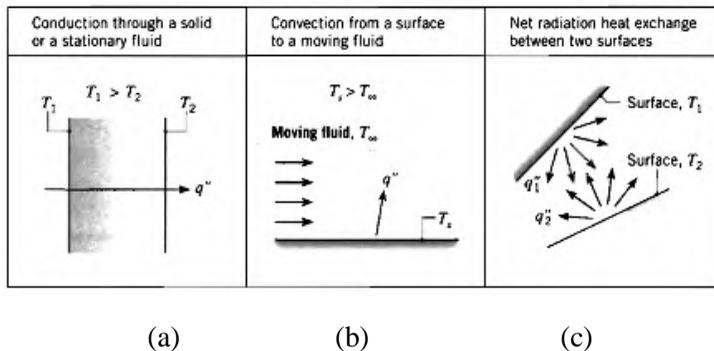
dengan :

- $\dot{m}_f$  = laju alir massa fluegas (kg/s)
- $\dot{m}_{fa}$  = laju alir massa fly ash (kg/s)
- $\dot{m}_{sa}$  = laju alir massa udara secondary (kg/s)
- $\dot{m}_{pa}$  = laju alir massa udara primary (kg/s)
- $c$  = specific heat (kJ/kg.K)
- $T_o$  = Temperatur outlet (K)
- $T_i$  = Temperatur inlet (K)

### 2.3 Analisis Perpindahan panas

Perpindahan panas didefinisikan sebagai perpindahan energi dari satu tempat ke tempat lainnya yang disebabkan perbedaan temperatur. Bila dalam suatu sistem terdapat gradien temperatur atau apabila dua sistem yang berbeda temperatur disinggungkan maka akan terjadi perpindahan energi yang disebut panas (*heat*). Energi ini tidak dapat diukur atau diamati secara langsung tetapi arah perpindahan dan pengaruhnya dapat diamati dan diukur.

Terdapat tiga proses perpindahan panas yaitu konduksi, konveksi, dan radiasi. Perpindahan panas ini tidak hanya membahas bagaimana energi itu berpindah dari suatu bagian ke bagian lain tetapi juga membahas laju perpindahan energi pada suatu kondisi tertentu. Gambar 2.9 menunjukkan arah dan proses perpindahan panas yang terjadi dalam suatu sistem.



**Gambar 2.9** Perpindahan panas (a) konduksi, (b) konveksi, (c) radiasi

Konduksi adalah perpindahan panas tanpa disertai perpindahan bagian-bagian zat perantaranya, dimana energi panas dipindahkan dari satu molekul ke molekul lain dari benda tersebut. *Heat flux* pada perpindahan panas konduksi yaitu :

$$q'' = k \frac{T_1 - T_2}{L} = k \frac{\Delta T}{L} \dots \dots \dots (2.15)$$

dengan:

$$k = \text{konduktifitas termal} \left( \frac{W}{m \cdot K} \right)$$

*Heat Rate* konduksi pada *plane wall* dengan luasan  $A$  adalah  $q = q'' \cdot A$  (Watt).

Konveksi merupakan bentuk perpindahan panas dimana molekul-molekul benda membawa energi panas dari satu titik ke titik lain. Umumnya terjadi pada benda cair dan gas. Perpindahan panas konveksi dibagi menjadi dua :

- *Forced Convection*  
*Force convention* adalah perpindahan panas karena adanya faktor kerja dari luar terhadap fluida perantara, misal konveksi yang terjadi dengan bantuan *fan*, *blower*, atau pompa.
- *Free Convection*  
*Free Convection* adalah perpindahan panas tanpa ada faktor luar melainkan karena *bouyancy force*.

Secara umum, besar laju perpindahan panas konveksi dapat dirumuskan :

$$q'' = h(T_s - T_\infty), T_s > T_\infty$$

$$q'' = h(T_\infty - T_s), T_\infty > T_s \dots \dots \dots (2.16)$$

dengan :

$$h = \text{koefisien perpindahan panas konveksi} \left( \frac{W}{m^2 K} \right)$$

$$q'' = \text{convection heat flux} \left( \frac{W}{m^2} \right)$$

Sehingga *Heat Rate* konveksi pada *plane wall* dengan luasan  $A$  dirumuskan dengan

$$q = q'' A \dots \dots \dots (2.17)$$

dengan :

$q = \text{heat rate konveksi ( Watt)}$

Radiasi adalah proses perpindahan panas melalui gelombang elektromagnet atau paket-paket energi (*photon*) yang dapat merambat sampai jarak yang sangat jauh tanpa memerlukan interaksi dengan medium. Perpindahan panas secara radiasi dirumuskan sebagai berikut :

$$q = \sigma \varepsilon A (T_s^4 - T_\infty^4) \dots \dots \dots (2.18)$$

dengan :

$\varepsilon = \text{emissivitas dari permukaan actual}$

$\sigma = \text{konstanta Stefan boltzman } (5,67 \times 10^{-8})$   
 (Watt/m<sup>2</sup>.K)

$A = \text{luas permukaan dari sistem (m}^2\text{)}$

$T_s = \text{temperatur permukaan (K)}$

$T_\infty = \text{temperatur lingkungan (K)}$

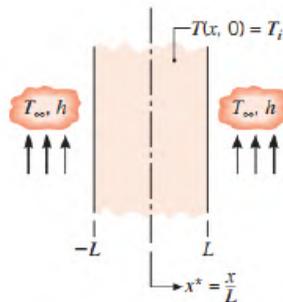
**2.3.1 Konduksi Transien**

Perpindahan panas konduksi transien seperti yang diilustrasikan pada Gambar 2.10 yaitu perpindahan panas konduksi yang berubah terhadap waktu. Pada saat *fluegas* melalui *air heater, heating element* mengalami konduksi transien. *Heating element* yang bertipe DU dan DUN didekati sebagai dinding plat dengan perbandingan volume dengan luas permukaan ( $L_c$ ). *Biot number (Bi)* merupakan perbandingan tahanan konduksi dan tahanan konveksi. *Biot number (Bi)* untuk *plat* dapat dirumuskan sebagai berikut:

$$Bi = \frac{h L_c}{k} \dots \dots \dots (2.19)$$

*Fourier number (Fo)* adalah bilangan yang menunjukkan perpindahan panas yang tidak stabil atau tidak dalam keadaan *steady*.

$$Fo = \frac{\alpha t}{L_c^2} \dots \dots \dots (2.20)$$



**Gambar 2.10** Konduksi transien pada dinding datar

➤ **Analisis Lumped**

Dalam perhitungan konduksi transien ada dua pendekatan yang dapat dilakukan, Jika  $Bi \leq 0,1$  maka menggunakan analisis *Lumped* sebagai berikut:

$$\frac{(T(t) - T_{\infty})}{T_i - T_{\infty}} = e^{-\frac{hAs}{\rho V C_p} t} \dots\dots\dots (2.21)$$

$$Q(t) = hA_s [T(t) - T_{\infty}] \dots\dots\dots (2.22)$$

$$Q = m C_p [T(t) - T_i] \dots\dots\dots (2.23)$$

$$Q_{max} = m C_p [T_{\infty} - T_i] \dots\dots\dots (2.24)$$

dengan :

$Bi$  = Biot number

$h$  = Koefisien konveksi fluida ( $W/m^2.K$ )

$k$  = Konduktifitas material ( $W/m.K$ )

$\alpha$  = Penyerapan panas ( $m^2/s$ )

$t$  = waktu (s)

$Q$  = Kalor yang diserap (W)

$\rho$  = Massa jenis material ( $kg/m^3$ )

$C_p$  = Kalor spesifik material ( $kJ/kg.K$ )

$V$  = Volume material ( $m^3$ )

$T_i$  = Temperatur material (K)

$T_{\infty}$  = Temperatur *fluegas* (K)

$L_c$  = *Characteristic Length* (m)

$A_s$  = Luas permukaan ( $m^2$ )

➤ **Analisis Approximate**

Apabila  $Bi \geq 0,1$  analisis dilakukan dengan cara Approximate. Setelah mendapatkan nilai  $Bi$  dan  $Fo$  maka selanjutnya dengan melihat Tabel 2.1 dan Gambar 2.11, dengan mengasumsikan plat berbentuk *plane wall*, persamaan yang dihitung sebagai berikut :

$$\Theta^*(x,t)_{wall} = \frac{T(x,t) - T_{\infty}}{T_i - T_{\infty}} = A_1 e^{-\lambda_1^2 \tau} \cos(\lambda_1 x/L), \tau > 0,2... (2.25)$$

dengan :

$\Theta^*$  = perbandingan temperatur di sembarang titik

$\lambda$  = nilai bilangan *eigen*

$A_1$  = konstanta

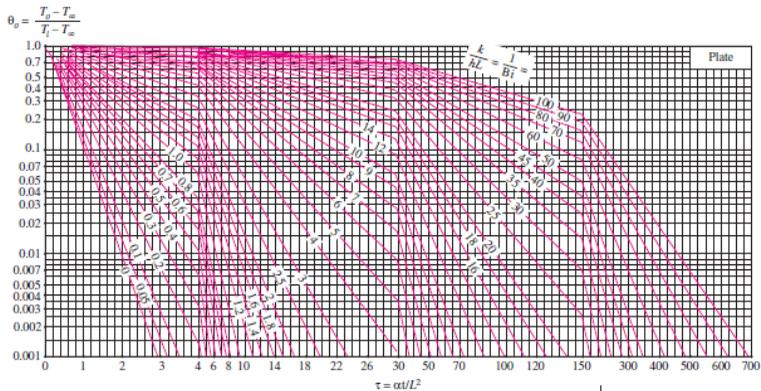
$\tau$  = *fourier number*

$L$  = tebal plat

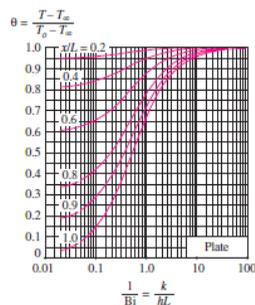
$x$  = jarak dari titik nol ke titik tertentu

**Tabel 2.1** Koefisien pada *One-Term Approximate* konduksi transien

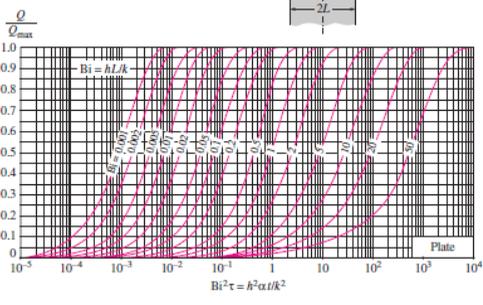
Coefficients used in the one-term approximate solution of transient one-dimensional heat conduction in plane walls, cylinders, and spheres ( $Bi = hL/k$ for a plane wall of thickness $2L$ , and $Bi = hr_o/k$ for a cylinder or sphere of radius $r_o$ )							The zeroth- and first-order Bessel functions of the first kind		
Bi	Plane Wall		Cylinder		Sphere		$\xi$	$J_0(\xi)$	$J_1(\xi)$
	$\lambda_1$	$A_1$	$\lambda_1$	$A_1$	$\lambda_1$	$A_1$			
0.01	0.0998	1.0017	0.1412	1.0025	0.1730	1.0030	0.0	1.0000	0.0000
0.02	0.1410	1.0033	0.1995	1.0050	0.2445	1.0060	0.1	0.9975	0.0499
0.04	0.1987	1.0066	0.2814	1.0099	0.3450	1.0120	0.2	0.9900	0.0995
0.06	0.2425	1.0098	0.3438	1.0148	0.4217	1.0179	0.3	0.9775	0.1483
0.08	0.2791	1.0130	0.3960	1.0197	0.4860	1.0239	0.4	0.9604	0.1960
0.1	0.3111	1.0161	0.4417	1.0246	0.5423	1.0298	0.5	0.9385	0.2423
0.2	0.4328	1.0311	0.6170	1.0483	0.7593	1.0592	0.6	0.9120	0.2867
0.3	0.5218	1.0450	0.7465	1.0712	0.9208	1.0880	0.7	0.8812	0.3290
0.4	0.5932	1.0580	0.8516	1.0931	1.0528	1.1164	0.8	0.8463	0.3688
0.5	0.6533	1.0701	0.9408	1.1143	1.1656	1.1441	0.9	0.8075	0.4059
0.6	0.7051	1.0814	1.0184	1.1345	1.2644	1.1713	1.0	0.7652	0.4400
0.7	0.7506	1.0918	1.0873	1.1539	1.3525	1.1978	1.1	0.7196	0.4709
0.8	0.7910	1.1016	1.1490	1.1724	1.4320	1.2236	1.2	0.6711	0.4983
0.9	0.8274	1.1107	1.2048	1.1902	1.5044	1.2488	1.3	0.6201	0.5220
1.0	0.8603	1.1191	1.2558	1.2071	1.5708	1.2732	1.4	0.5669	0.5419
2.0	1.0769	1.1785	1.5995	1.3384	2.0288	1.4793	1.5	0.5118	0.5579
3.0	1.1925	1.2102	1.7887	1.4191	2.2889	1.6227	1.6	0.4554	0.5699
4.0	1.2646	1.2287	1.9081	1.4698	2.4556	1.7202	1.7	0.3980	0.5778
5.0	1.3138	1.2403	1.9898	1.5029	2.5704	1.7870	1.8	0.3400	0.5815
6.0	1.3496	1.2479	2.0490	1.5253	2.6537	1.8338	1.9	0.2818	0.5812
7.0	1.3766	1.2532	2.0937	1.5411	2.7165	1.8673	2.0	0.2239	0.5767
8.0	1.3978	1.2570	2.1286	1.5526	2.7654	1.8920	2.1	0.1666	0.5683
9.0	1.4149	1.2598	2.1566	1.5611	2.8044	1.9106	2.2	0.1104	0.5560
10.0	1.4289	1.2620	2.1795	1.5677	2.8363	1.9249	2.3	0.0555	0.5399
20.0	1.4961	1.2699	2.2880	1.5919	2.9857	1.9781	2.4	0.0025	0.5202
30.0	1.5202	1.2717	2.3261	1.5973	3.0372	1.9898	2.6	-0.0968	-0.4708
40.0	1.5325	1.2723	2.3455	1.5993	3.0632	1.9942	2.8	-0.1850	-0.4097
50.0	1.5400	1.2727	2.3572	1.6002	3.0788	1.9962	3.0	-0.2601	-0.3391
100.0	1.5552	1.2731	2.3809	1.6015	3.1102	1.9990	3.2	-0.3202	-0.2613
$\infty$	1.5708	1.2732	2.4048	1.6021	3.1416	2.0000			



(a) Midplane temperature (from M. P. Heisler)



(b) Temperature distribution (from M. P. Heisler)



(c) Heat transfer (from H. Gröber et al.)

**Gambar 2.11** Approximate konduksi transien pada *plane wall*

➤ **Metode Finite Difference**

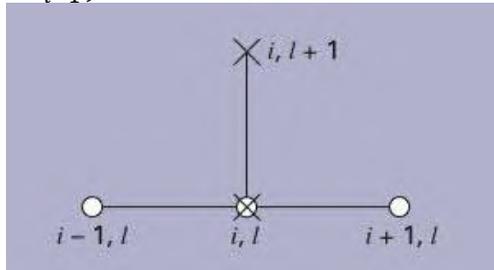
Analisis dalam konduksi transien untuk mengetahui suhu di titik tertentu pada waktu tertentu dapat didekati dengan tiga cara yaitu metode *explicit*, metode *implicit* dan metode Crank-Nicholson.

1. Metode *explicit*

Dalam metode ini, seperti yang terlihat pada Gambar 2.12 untuk mendapatkan suhu pada

waktu sekarang menggunakan data sesaat sebelumnya pada titik yang sama.

$$T_i^{l+1} = T_i^l + \lambda(T_{i+1}^l - 2T_i^l + T_{i-1}^l) \dots \dots \dots (2.26)$$

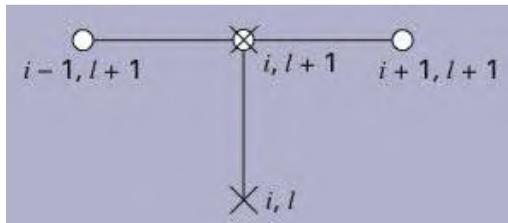


**Gambar 2.12** Metode *explicit*

2. Metode *implicit*

Dalam metode ini, seperti yang terlihat pada Gambar 2.13 untuk mendapatkan suhu pada waktu sekarang menggunakan data sesaat sesudahnya pada titik yang sama.

$$T_i^l = -\lambda T_{i-1}^{l+1} + (1 + 2\lambda)T_i^{l+1} - \lambda T_{i+1}^{l+1} \dots \dots \dots (2.27)$$



**Gambar 2.13** Metode *implicit*

3. Metode Crank-Nicholson

Dalam metode ini, seperti yang terlihat pada Gambar 2.14 untuk mendapatkan suhu pada waktu sekarang menggunakan data sesaat

sebelumnya dan sesudahnya pada titik yang sama.

$$-\lambda T_{i-1}^{l+1} + 2(1 + \lambda)T_i^{l+1} - \lambda T_{i+1}^{l+1} = \lambda T_{i-1}^l + 2(1 - 2\lambda)T_i^l + \lambda T_{i+1}^l \quad (2.28)$$

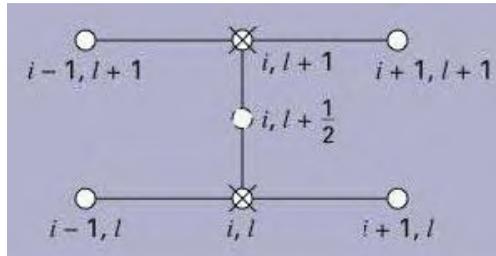
$$\tilde{\lambda} = \frac{k\Delta t}{(\Delta x)^2} \dots \dots \dots (2.29)$$

dengan :

t = increment waktu

i = titik tertentu

l = waktu tertentu



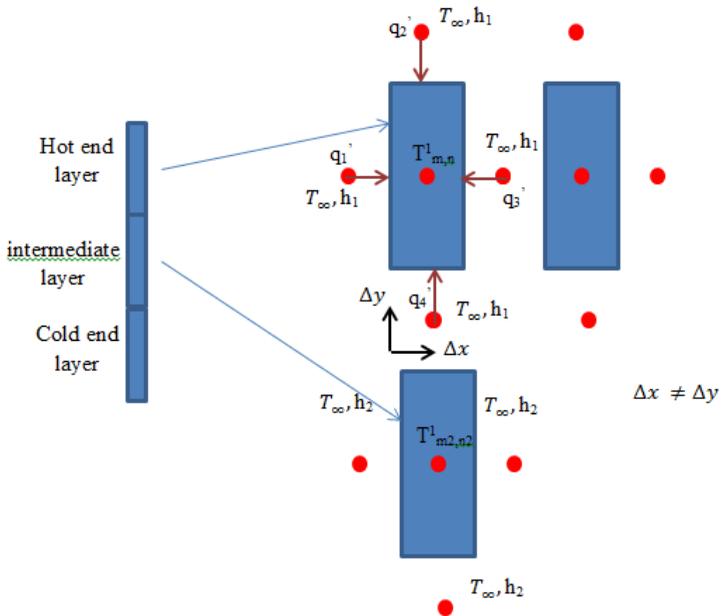
**Gambar 2.14** Metode Crank-Nicolson

Ketiga cara diatas merupakan penyelesaian *finite difference* yang hanya mempertimbangkan perpindahan panas konduksi saja, apabila terjadi perpindahan panas konveksi, dapat menggunakan pendekatan sesuai dengan Tabel 2.2 berikut.

**Tabel 2.2** Transient, Persamaan 2 Dimensi *finite - difference* ( $\Delta x = \Delta y$ )

(a) Explicit Method		(b) Implicit Method	
Confguration	Finite-Difference Equation	Stability Criterion	Implicit Method
	$T_{m,n}^{p+1} = Fo(T_{m+1,n}^p + T_{m-1,n}^p + T_{m,n+1}^p + T_{m,n-1}^p) + (1 - 4Fo)T_{m,n}^p \quad (5.79)$ <p>1. Interior node</p>	$Fo \leq \frac{1}{4} \quad (5.83)$	$(1 + 4Fo)T_{m,n}^{p+1} - Fo(T_{m+1,n}^{p+1} + T_{m-1,n}^{p+1} + T_{m,n+1}^{p+1} + T_{m,n-1}^{p+1}) = T_{m,n}^p \quad (5.95)$
	$T_{m,n}^{p+1} = \frac{2}{3}Fo(T_{m+1,n}^p + 2T_{m-1,n}^p + 2T_{m,n+1}^p + T_{m,n-1}^p) + 2T_{m,n}^p + 2BiT_{\infty}^p + (1 - 4Fo - \frac{4}{3}BiFo)T_{m,n}^p \quad (5.88)$ <p>2. Node at interior corner with convection</p>	$Fo(3 + Bi) \leq \frac{3}{4} \quad (5.89)$	$(1 + 4Fo(1 + \frac{2}{3}Bi))T_{m,n}^{p+1} - \frac{2}{3}Fo \cdot (T_{m+1,n}^{p+1} + 2T_{m-1,n}^{p+1} + 2T_{m,n+1}^{p+1} + T_{m,n-1}^{p+1}) = T_{m,n}^p + \frac{4}{3}BiFoT_{\infty}^p \quad (5.98)$
	$T_{m,n}^{p+1} = Fo(2T_{m-1,n}^p + T_{m,n+1}^p + T_{m,n-1}^p) + T_{m,n}^p + 2BiT_{\infty}^p + (1 - 4Fo - 2BiFo)T_{m,n}^p \quad (5.90)$ <p>3. Node at plane surface with convection<sup>d</sup></p>	$Fo(2 + Bi) \leq \frac{1}{2} \quad (5.91)$	$(1 + 2Fo(2 + Bi))T_{m,n}^{p+1} - Fo(2T_{m-1,n}^{p+1} + T_{m,n+1}^{p+1} + T_{m,n-1}^{p+1}) = T_{m,n}^p + 2BiFoT_{\infty}^p \quad (5.99)$
	$T_{m,n}^{p+1} = 2Fo(T_{m-1,n}^p + T_{m,n-1}^p) + T_{m,n}^p + 2BiT_{\infty}^p + (1 - 4Fo - 4BiFo)T_{m,n}^p \quad (5.92)$ <p>4. Node at exterior corner with convection</p>	$Fo(1 + Bi) \leq \frac{1}{4} \quad (5.93)$	$(1 + 4Fo(1 + Bi))T_{m,n}^{p+1} - 2Fo(T_{m-1,n}^{p+1} + T_{m,n-1}^{p+1}) = T_{m,n}^p + 4BiFoT_{\infty}^p \quad (5.100)$

<sup>d</sup>To obtain the finite-difference equation and/or stability criterion for an adiabatic surface (or surface of symmetry), simply set  $Bi$  equal to zero.



**Gambar 2.15** Ilustrasi *heating element* di *air heater*.

Gambar 2.15 adalah ilustrasi proses transien yang terjadi pada *heating element* di *air heater*. Dalam analisis konservasi energy dalam *air heater*, dapat dijelaskan dalam persamaan sebagai berikut:

$$q_1' + q_2' + q_3' + q_4' = \rho c \frac{\Delta x \Delta y}{\Delta t} (T_{m,n}^2 - T_{m,n}^1) \dots (2.30)$$

$$\begin{aligned}
 & h\Delta x(T_{\infty} - T_{m,n}^1) + h\Delta y(T_{\infty} - T_{m,n}^1) + \\
 & h\Delta x(T_{\infty} - T_{m,n}^1) + h\Delta y(T_{\infty} - T_{m,n}^1) = \\
 & \rho c \frac{\Delta x \Delta y}{\Delta t} (T_{m,n}^2 - T_{m,n}^1) \dots \dots \dots (2.31)
 \end{aligned}$$

$$T_{m,n}^2 = \frac{(\rho c \frac{\Delta x \Delta y}{\Delta t} - 2h\Delta y - 2h\Delta x)T_{m,n}^1 + 2h\Delta y T_\infty + 2h\Delta x T_\infty}{\rho c \frac{\Delta x \Delta y}{\Delta t}} \times \frac{1/k}{1/k}$$

$$T_{m,n}^2 = (1 - 2Fo \cdot Bi_y - 2Fo \cdot Bi_x)T_{m,n}^1 + (2Fo \cdot Bi_y + 2Fo \cdot Bi_x)T_\infty \dots \dots \dots (2.32)$$

dengan :

$$Bi_y = \frac{h L_y}{k}$$

$$Bi_x = \frac{h L_x}{k}$$

$$Fo = \frac{\alpha t}{l_y l_x}$$

**2.3.2 Perpindahan Panas Aliran Internal**

Perpindahan panas yang terjadi di dalam *air heater* dianalisis berdasarkan perpindahan panas yang terjadi pada aliran internal. Aliran internal adalah aliran fluida yang dibatasi oleh *surface*. Pada aliran internal, tidak memungkinkan adanya perkembangan *boundary layer*. Berbeda dengan aliran eksternal yang memungkinkan terjadinya perkembangan *boundary layer* karena aliran tidak dibatasi oleh *surface*. Pada aliran internal dikenal dua jenis aliran yaitu aliran laminar dan aliran turbulen. Kedua jenis aliran ini dapat dibedakan berdasarkan nilai *Reynolds number*. Berikut adalah persamaan yang dapat digunakan untuk menghitung nilai *Reynolds number* :

$$Re_D = \frac{\rho \cdot v \cdot D}{\mu} \dots \dots \dots (2.33)$$

Karena  $\dot{m} = \rho \cdot v \cdot A_c$  dan nilai  $A_c = 2(p + l)$  (aliran di antara dua plat), maka untuk mencari *Reynolds number* dengan persamaan sebagai berikut:

$$Re_D = \frac{\dot{m} \cdot D}{A_c \cdot \mu} \dots \dots \dots (2.34)$$

Sedangkan untuk nilai D adalah diameter hidrolik dapat dicari dengan persamaan:

$$D = \frac{4Ac}{p} \dots\dots\dots (2.35)$$

➤ **Aliran Laminar**

Aliran laminar adalah aliran yang memiliki *Reynolds number*  $< 2300$ . Perpindahan panas pada aliran laminar di dalam *circular tube* dapat ditinjau dari 2 kondisi yaitu pada saat *heat flux* permukaan konstan dan pada saat temperatur *surface* konstan. Pada *circular tube* dengan karakteristik *uniform surface heat flux and laminar* serta *fully developed conditions*, nilai *Nusselt number* berupa suatu konstanta yang besarnya tidak bergantung pada  $Re_D$ ,  $Pr$  dan *axial location*. Berikut adalah persamaan yang digunakan untuk menghitung nilai *Nusselt number* pada aliran laminar:

$$Nu_D = \frac{hD}{k} = 4.36 \text{ (qs'' = konstan)} \dots\dots\dots (2.36)$$

$$Nu_D = 3.66 \text{ (Ts = konstan)} \dots\dots\dots (2.37)$$

➤ **Aliran Turbulen**

Aliran turbulen adalah aliran yang memiliki nilai *Reynolds number*  $> 2300$ . Berdasarkan persamaan *Dittus-Boelter*, nilai *Nusselt number* pada aliran turbulenta dapat dihitung menggunakan persamaan:

$$Nu_D = 0.023 Re_D^{4/5} Pr^n \dots\dots\dots (2.38)$$

Dimana nilai  $n = 0.4$  untuk pemanasan ( $T_s > T_m$ ) dan  $n = 0.3$  untuk pendinginan ( $T_s < T_m$ ). Persamaan diatas dapat diaplikasikan apabila memenuhi persyaratan berikut:

$$\left[ \begin{array}{l} 0.6 \leq Pr \leq 160 \\ Re_D \geq 10000 \\ L/D \geq 10 \end{array} \right]$$

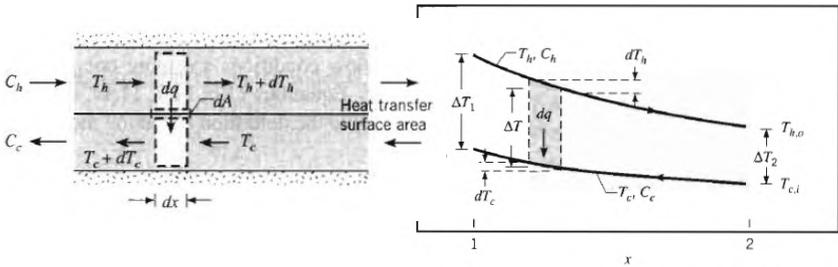
dengan :

- $Re_D$  = *Reynolds number*
- $Nu_D$  = *Nusselt number*
- $Pr$  = *Prandtl number*
- $D$  = diameter hidrolis (m)

$p$  = perimeter (m)  
 $A_c$  = luas permukaan ( $m^2$ )

**2.3.3 Analisis Heat Exchanger dengan LMTD**

Analisis *heat exchanger* (alat penukar panas) dapat dilakukan dengan menggunakan *Log Mean Temperature Difference (LMTD)*. Metode ini biasa digunakan untuk merancang suatu *heat exchanger*. Berdasarkan karakteristik aliran, *air heater* merupakan tipe *Counterflow heat exchanger*. Gambar 2.16 berikut ini adalah gambar distribusi temperatur pada *counterflow heat exchanger*:



**Gambar 2.16** Distribusi temperatur pada *counterflow heat exchanger*

Berdasarkan *Log Mean Temperature Difference (LMTD)*, besar *total rate of heat rate (q)* sebagai berikut:

$$q = UA\Delta T_l_m \dots\dots\dots (2.39)$$

dengan :  $U$  = overall heat transfer coefficient ( $W/m^2.K$ )  
 $A$  = luasan perpindahan panas ( $m^2$ )  
 $\Delta T_l_m$  = beda temperatur rata-rata ( $^{\circ}C$ )

Besarnya beda temperature rata-rata ( $\Delta T_l_m$ ) untuk *counterflow heat exchanger* dirumuskan sebagai berikut:

$$\Delta T_l_m = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln(\Delta T_2/\Delta T_1)} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1/\Delta T_2)} \dots\dots\dots (2.40)$$

$$\begin{aligned} \text{dengan : } \Delta T1 &\equiv Th,1 - Tc,1 = Th,i - Tc,o \\ \Delta T2 &\equiv Th,2 - Tc,2 = Th,o - Tc,i \end{aligned}$$

### 2.3.4 Analisis Perpindahan Panas dengan Metode *Number of Transfer Unit (NTU)*

Metode ini digunakan untuk mengetahui unjuk kerja dari *heat exchanger*. Untuk mengetahui unjuk kerja suatu *heat exchanger*, maka harus diketahui dahulu nilai laju perpindahan maksimum ( $Q_{maks}$ ) pada *heat exchanger* tersebut,

$$\text{Jika } C_c < C_h \text{ maka } Q_{maks} = C_c (T_{hi} - T_{ci}) \dots \dots \dots (2.41)$$

$$\text{Jika } C_c > C_h \text{ maka } Q_{maks} = C_h (T_{hi} - T_{ci}) \dots \dots \dots (2.42)$$

Dimana  $C_{min}$  dapat diperoleh dengan mencari nilai terkecil dari  $C_c$  dan  $C_h$  yaitu:

$$C_c = \dot{m}_c \cdot C_{pc} \dots \dots \dots (2.43)$$

$$C_h = \dot{m}_h \cdot C_{ph} \dots \dots \dots (2.44)$$

$C^*$  merupakan perbandingan antara nilai  $C_{min}$  dan  $C_{maks}$  ( $\frac{C_{min}}{C_{maks}}$ ), dalam kondisi khusus pada *air heater* dapat juga dinyatakan dalam persamaan berikut :

$$C_r = M_w \cdot C_w \cdot N \dots \dots \dots (2.45)$$

$$C_r^* = \frac{C_r}{C_{min}} \dots \dots \dots (2.46)$$

dengan :

$M_w$  = massa *matrix* (kg)

$C_w$  = Kalor spesifik *matrix* (kJ/kg.K)

$N$  = putaran rotor (rpm)

NTU merupakan bilangan tanpa dimensi yang didefinisikan sebagai berikut:

$$NTU = \frac{UA}{C_{min}} \dots \dots \dots (2.47)$$

Nilai effectiveness ( $\epsilon$ ) adalah perbandingan antara laju perpindahan panas *heat exchanger* dengan laju perpindahan panas maksimum yang dimungkinkan.

$$\epsilon = \frac{q}{q_{maks}} \dots \dots \dots (2.48)$$

*Effectiveness* merupakan bilangan tanpa dimensi yang nilainya berada dalam batas  $0 < \varepsilon < 1$ . Untuk semua *heat exchanger*, nilai *effectiveness* dapat dinyatakan

$$\varepsilon = f(NTU, Cr) \dots\dots\dots (2.49)$$

$$\varepsilon = \varepsilon_{cf} \left( 1 - \frac{1}{9Cr^{*1,93}} \right) \dots\dots\dots (2.50)$$

$$\varepsilon_{cf} = \frac{1 - \exp[-NTU_0(1-C^*)]}{1 - C^* \exp[-NTU_0(1-C^*)]} \dots\dots\dots (2.51)$$

**2.3.5 Free Convection within Parallel Plate Channels**

Dalam menganalisa perpindahan panas yang terjadi pada sisi seal, pendekatan dilakukan dengan *free convection*, dengan mengasumsikan fluida pengisi seal adalah udara maka distribusi temperatur pada sisi seal dapat dicari dengan persamaan berikut.

$$Ra_s = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_f - T_{sa}) S^3}{\alpha \cdot \nu} \dots\dots\dots (2.52)$$

$$Nu_s = 0,0144 (Ra_s \cdot \frac{S}{L})^{0,5} \dots\dots\dots (2.53)$$

dengan,

- $Ra_s$  = Rayleigh numbers
- $g$  = gravitasi bumi
- $S$  = jarak antar elemen pembatas
- $L$  = panjang elemen pembatas

**2.4 Penelitian Terdahulu**

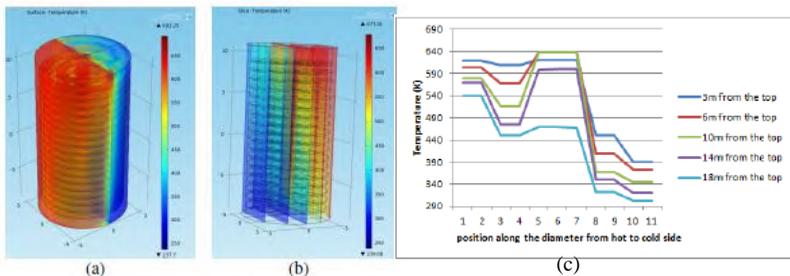
Pada sub bab ini akan dibahas penelitian penelitian terdahulu yang akan menjadi pertimbangan dalam analisa *Air Preheater* pada PLTU Paiton Unit 3.

**2.4.1 Kaushik Khrisna .R, Rahul Ramachandran dan P.Srinivasan**

Dalam penelitian yang berjudul “*Heat Transfer Modeling and Analysis of a Rotary Regenerative Air Preheater*” pada tahun 2011, berlokasi di Pilani, India, penulis melakukan analisis pada air heater dengan tujuan untuk mengetahui profil temperatur pada *air heater* sehingga dapat ditentukan daerah mana saja yang mendapatkan *fatigue stress* paling tinggi. Dengan mengasumsikan perpindahan panas yang terjadi secara *forced convection*, kondisi *steady state*, aliran fluida bersifat *counter*, suhu *inlet* dan *outlet* dianggap konstan, dapat disimpulkan bahwa dengan mengetahui profil temperatur pada *air heater* seperti yang terlihat pada

gambar 2.13, maka didapatkan kondisi kritis akibat *fatigue stress* dan *thermal stress* terletak pada bagian rotor dan sumbu putar. Dalam penelitian ini analisa perhitungan dibantu dengan software COMSOL.

Dari Gambar 2.17 dapat diketahui bahwa distribusi temperatur pada *air preheater* dari sisi *fluegas* menuju sisi udara, apabila dibagi menjadi beberapa titik maka titik dengan suhu paling tinggi terletak pada titik paling tengah yaitu pada posisi rotor, di situlah pusat *thermal stress* dan *fatigue stress*. Jika dianalisis lebih lanjut lagi dari sisi atas, semakin kebawah temperatur pada sisi *fluegas* semakin menurun dan pada sisi udara juga demikian. Itu artinya kondisi kritis pada sumbu poros jika ditinjau secara vertikal terletak dibagian atas.



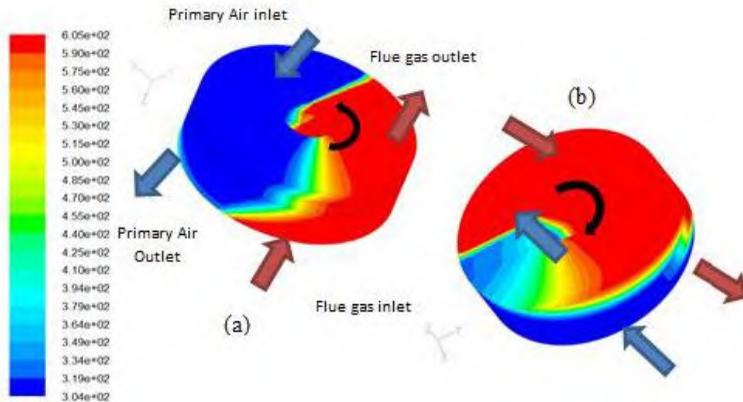
**Gambar 2.17** (a) Plot *temperature surface* (b) Potongan plot *temperature surface air heater* (c) Variasi temperatur jika dilihat dari atas dan dari jarak *hot side* ke *cold side*

#### 2.4.2 Dian Mustikaning Kusuma

Dalam penelitian yang berjudul “Karakteristik Aliran dan Perpindahan Panas *Flue Gas - Primary Air* pada *Rotary Regenerative Heater*” pada tahun 2015, penulis melakukan penelitian berupa simulasi numerik 3D menggunakan software Fluent 6.3.26. Pemodelan menggunakan solver k-epsilon standar dengan mengaplikasikan persamaan massa, energi dan momentum untuk mengetahui pengaruh penambahan layer dari dua lapis *heating element* yaitu DU (*double Undulated*) dan NF6

(*Notch Flat 6*) dimodifikasi menjadi tiga lapis *heating element* dengan variasi profil DU-DU-NF6 atau DU-NF6-NF6, dengan pendekatan poros media. MRF (*Moving Reference Frame*) diaplikasikan untuk mengetahui efek variasi kecepatan.

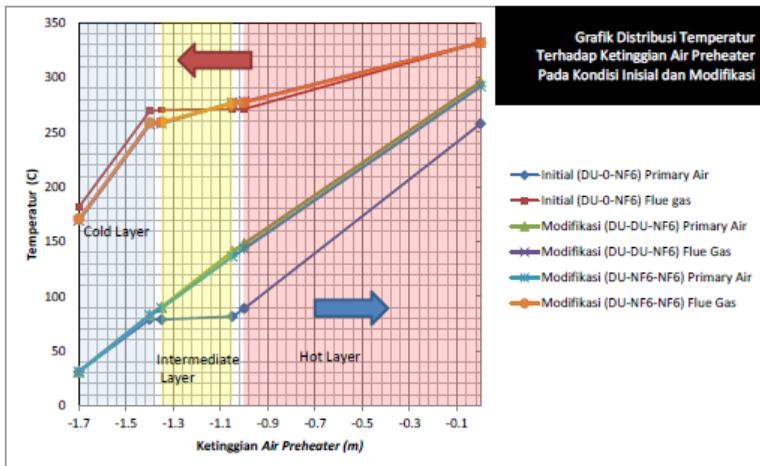
Dari simulasi air heater pada kondisi initial operasi atau sebelum modifikasi, dapat diketahui distribusi temperatur pada Gambar 2.18. Gambar (a) menunjukkan posisi *cold layer* berada diatas, sedangkan pada Gambar (b) menunjukkan posisi *hot layer* berada diatas. Distribusi temperatur pada bidang inlet cenderung *uniform*, baik pada *fluegas inlet* maupun *primary air inlet*. Sedangkan *matrix* temperatur pada sisi outlet menunjukkan perubahan secara gradual searah dengan rotasinya. Apabila dilihat secara vertikal, semakin mendekati akhir rotasi pada primary air channel, temperatur *matrix* akan menurun mendekati temperatur *primary air inlet*. Kontur yang serupa juga terjadi pada sisi *cold end*.



**Gambar 2.18** Distribusi temperatur *matrix* pada kondisi initial (2,2 rpm)

Gambar 2.19 menunjukkan perbandingan distribusi temperatur antara kondisi intial (DU-0-NF6) dan modifikasi *intermediate layer* (DU-DU-NF6) maupun (DU-NF6-NF6) pada kecepatan rotasi 2,2 rpm. Pada kondisi initial dipandang dari sisi

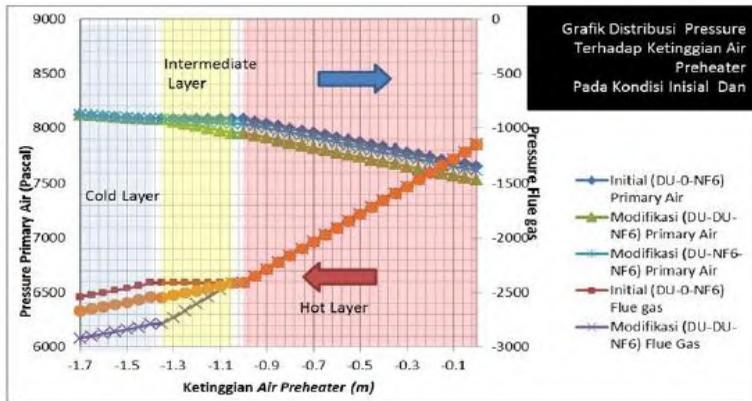
*fluegas* maupun *primary air*, gradient temperatur searah aliran ( $z$ ) disekitar *intermediate layer* cenderung seragam, karena pada bagian tersebut tidak ada *element heater*. Sedangkan pada modifikasi DU maupun NF6 terdapat perubahan temperatur pada *intermediate layer*. Jika dibandingkan antara DU dan NF6, kenaikan temperatur yang lebih baik adalah DU, sebab meskipun *porosity* lebih tinggi dan kerapatan solid DU lebih rendah, namun bentuknya lebih kompleks sehingga *viscous resistance*-nya lebih tinggi, luas kontak dengan fluida pun lebih besar sehingga koefisien konveksinya pun semakin besar, akibatnya energi yang dapat diserap maupun dilepaskan juga semakin besar.



**Gambar 2.19** Grafik perbandingan kuantitatif temperatur *air preheater* dengan modifikasi

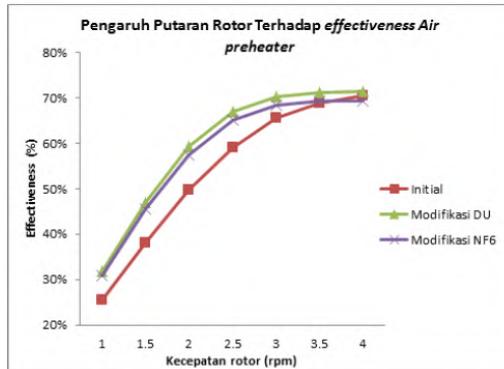
Gambar 2.20 menunjukkan perbandingan distribusi *pressure* antara kondisi intial (DU-0-NF6) dan modifikasi *intermediate layer* (DU-DU-NF6) maupun (DU-NF6-NF6) pada kecepatan rotasi 2,2 rpm. Bentuk profil dan susunan elemen DU memberikan kontribusi *friction factor* yang lebih besar jika dibandingkan dengan NF6, akibatnya *pressure drop* lebih besar ketika melewati element DU. Namun dikarenakan *pressure drop* pada ketiga variasi tersebut masih dalam batas aman tanpa

menambahkan daya *force draft* pada *primary air fan*, maka ketiga modifikasi layak dilakukan.

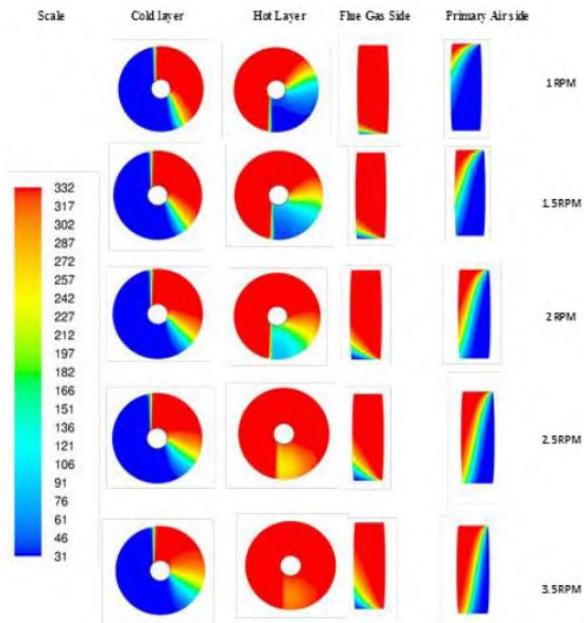


**Gambar 2.20** Grafik perbandingan distribusi *pressure* pada masing-masing modifikasi

Dari hasil pengolahan data dan analisis secara kualitatif dan kuantitatif, didapatkan konfigurasi yang paling optimal adalah DU-DU-NF6 dengan kecepatan rotasi 3 rpm, yang memberikan nilai *effectiveness* sebesar 70%. Selain itu dapat disimpulkan bahwa *effectiveness* meningkat secara signifikan seiring semakin meningkatnya putaran rotor. Hasil tersebut dapat dilihat pada Gambar 2.21 dan Gambar 2.22. Semakin tinggi putaran rotor, temperatur *primary air* yang meninggalkan *air preheater* menjadi semakin tinggi, sedangkan temperatur *flue gas outlet* menjadi berkurang. Hal ini terjadi karena temperatur kedua fluida, baik *primary air* maupun *flue gas* memiliki periode kontak dengan dinding *matrix* yang sama lebih lama, sehingga perpindahan panas yang terjadi lebih besar dan efisiensinya pun meningkat.



**Gambar 2.21** Pengaruh putaran rotor terhadap *effectiveness air preheater*.



**Gambar 2.22** Pengaruh putaran rotor terhadap distribusi temperatur pada DU-DU-NF6

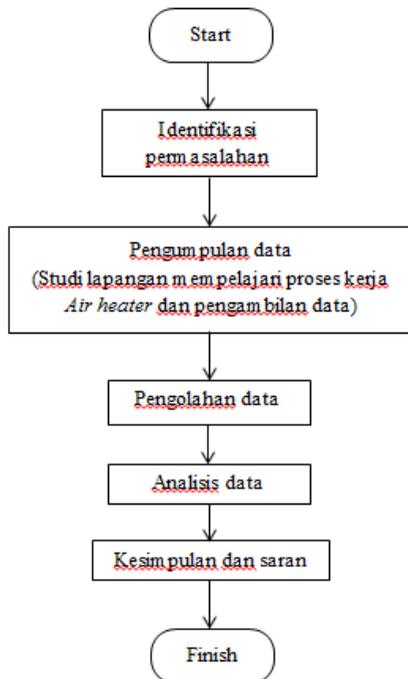
*“halaman ini sengaja dikosongkan”*

## BAB III METODOLOGI

Metodologi merupakan kerangka dasar dari tahapan penyelesaian tugas akhir. Metodologi penulisan tugas akhir ini mencakup semua kegiatan yang dilaksanakan untuk memecahkan masalah atau melakukan proses analisis terhadap permasalahan tugas akhir.

### 3.1 Tahap penyelesaian tugas akhir

Tahap penyelesaian tugas akhir ini ditunjukkan dengan *flowchart* berikut ini :



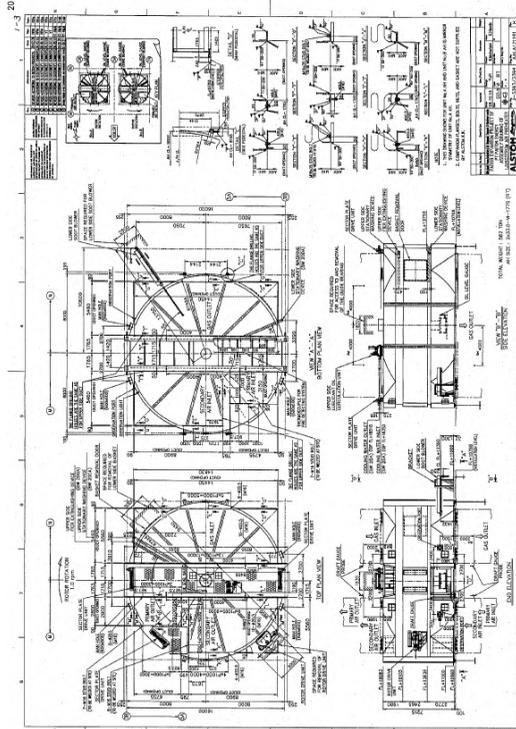
**Gambar 3.1** Flowchart Penelitian Tugas Akhir

### 3.2 Pengumpulan Data

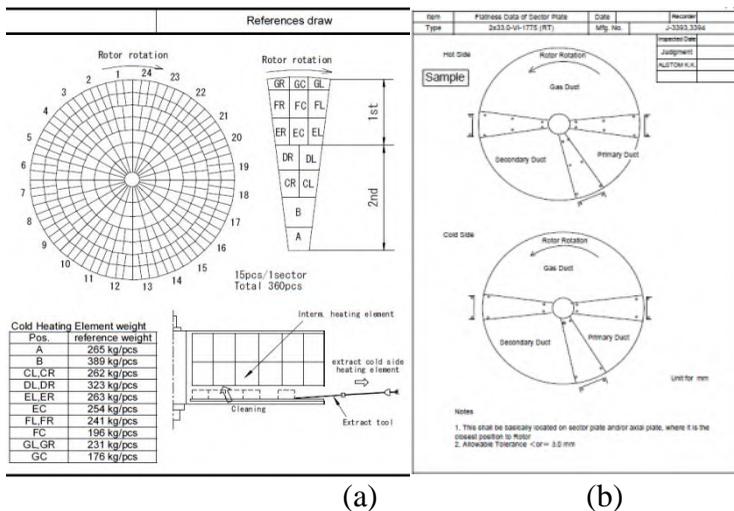
Data yang dibutuhkan untuk analisa diperoleh dari dokumen PT. *International Power Mitsui Operation and Maintenance Indonesia* (PT. IPMOMI) Unit 3. Data tersebut berupa gambar *design air heater*, spesifikasi *air heater*, data operasional *air heater*, serta tetapan yang didapat dari literatur (buku).

### 3.3 Subjek Penelitian

Subjek penelitian yang digunakan pada tugas akhir ini yaitu *Ljungstrom air heater* pada PT. IPMOMI Unit 3. Gambar *design*, spesifikasi serta data operasi untuk lebih jelasnya sebagai berikut :



Gambar 3.2 *Design Air heater*



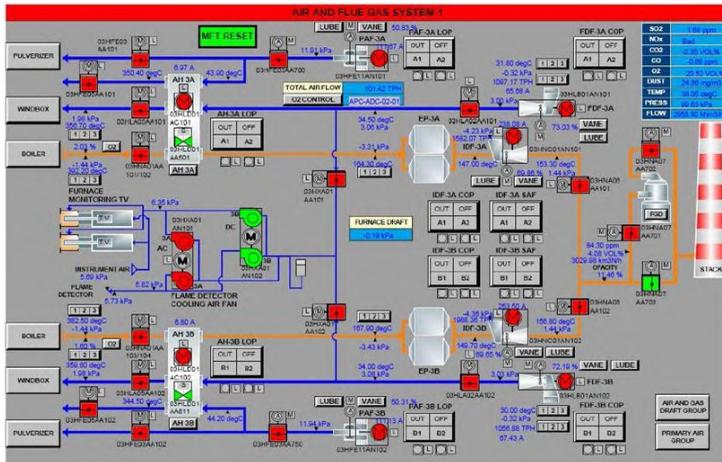
(a)

(b)

**Gambar 3.3** (a) Posisi peletakan basket *heating element* (b) Arah rotasi penampang *Air Preheater* dari sisi atas dan bawah.

**Tabel 3.1** Data Spesifikasi *Air heater* PT. IPMOMI Unit 3

No.	Item	Description				
1	AH designation	2 x 33 - VI - 1775 (RT)				
2	Rotor rotation speed	Approx. 1.0 rpm				
3	Heating basket	Heating surface (Gas side)	50,150 m <sup>2</sup>			
		Heating element	Hot end layer	Intern. layer	Cold end layer	
			Depth	750 mm	725 mm	300 mm
			T type-T thickness	DUN-0.5 mm	DUN-0.5 mm	DU-1.2 mm
	Material	Mild steel	Mild steel	CRLS(*)		
4	Temperature (°C)	Pri Air Inlet	39	°C		
		Pri Air Outlet	323	°C		
		Pulverizer Inlet Air	341	°C		
		Sec Air Inlet	28	°C		
		Sec Air Outlet	335	°C		
		Gas Inlet	370	°C		
		Gas Outlet (Uncorrected)	145	°C		
Gas Outlet (Corrected)	140	°C				
Average Cold End Temperature		88	°C			



Gambar 3.4 Operasi Air heater PT. IPMOMI Unit 3

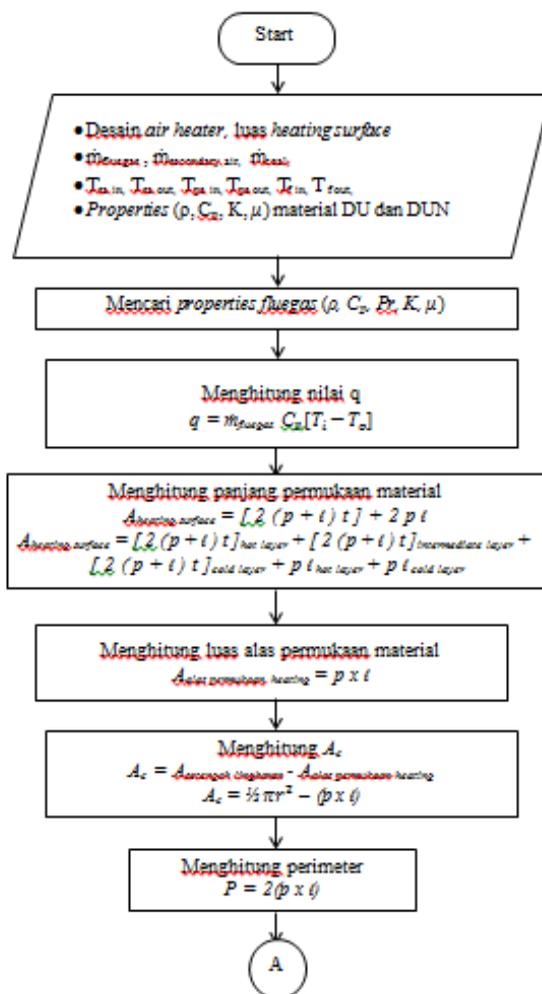
Tabel 3.2 Data Operasi Air heater PT. IPMOMI Unit 3

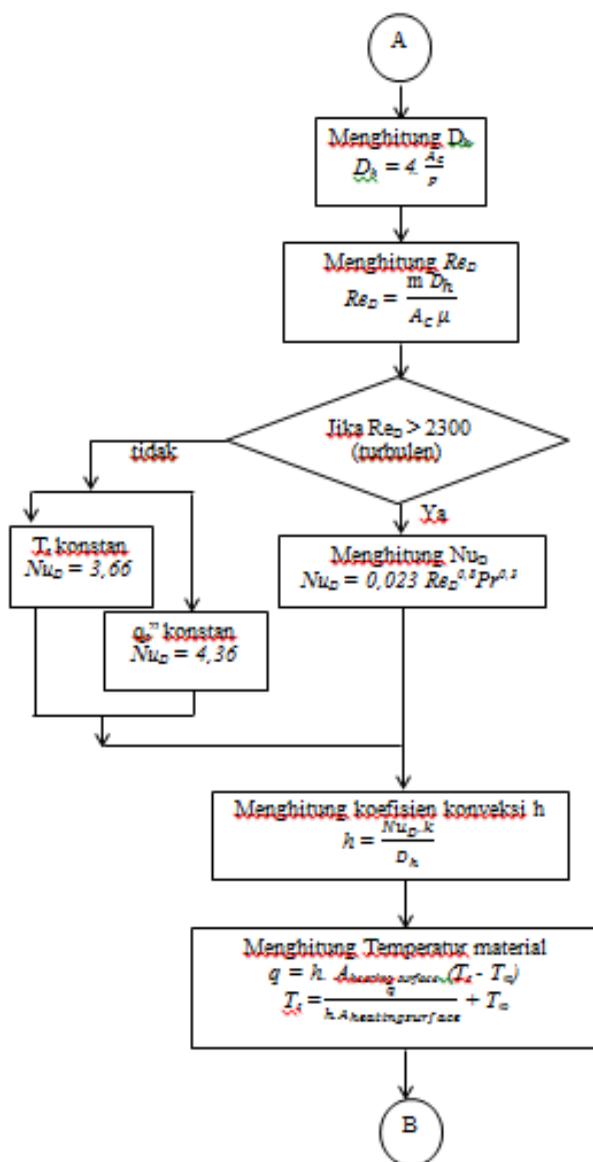
load	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$\dot{m}_{\text{coal}}$ (kg/s)	57.99	64.3	70.93	77.5	83.60	86.38	99.444	103.6	111.7
%ash	2.32	2.44	2.44	1.96	1.96	2.23	2.24	1.99	2.53
HHV (Kcal/kg)	5005	5019	5019	5009	5009	4875	4886	5004	4803
$T_{\text{in secondary air}}$ (°C)	29.3	29.6	31.5	32.9	31.1	31.3	32	30.8	34.5
$T_{\text{out secondary air}}$ (°C)	295	299	305	311	321	340	331	345	353
$\dot{m}_{\text{secondary air}}$ (kg/s)	155.3	170	188.5	209.7	219.7	232.8	269.72	279.8	309.1
$T_{\text{in primary air}}$ (°C)	40.9	41.2	42.7	44.7	41.9	41.9	43.1	40.8	43.7
$T_{\text{out primary air}}$ (°C)	292	296	301	308	315	335	324	338	346
$P_{\text{primary air}}$	9.7	10.3	10.8	11.6	11	11	12.6	12.4	13
$T_{\text{in fluegas}}$ (°C)	313	319	328	337	351	372	370	385	393
$T_{\text{out fluegas}}$ (°C)	129	131	131	134	137	149	143	151	160
$\dot{m}_{\text{fluegas}}$ (kg/s)	291.4	304	280.9	295.9	310.8	421.7	461.54	394.3	450.9
Net Power (MW)	419.6	460	510.5	561.6	609.6	665.8	710.67	762.5	820.4

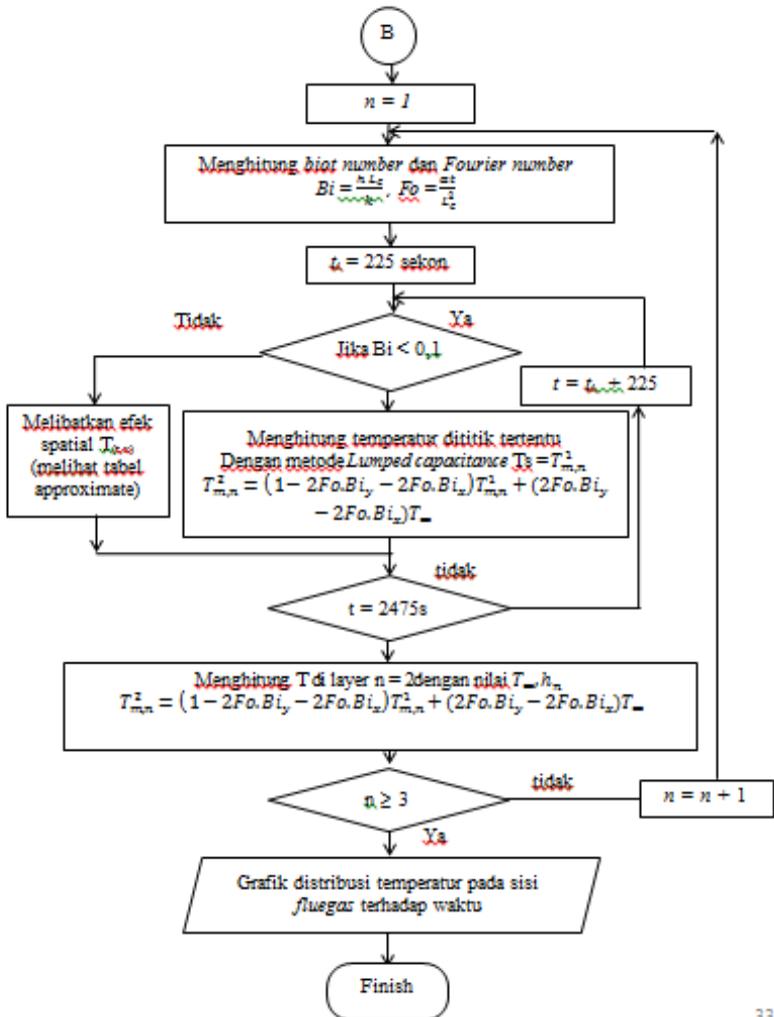
Tanggal 31 Desember 2015 s/d 6 Januari 2016

### 3.4 Flowchart Perhitungan

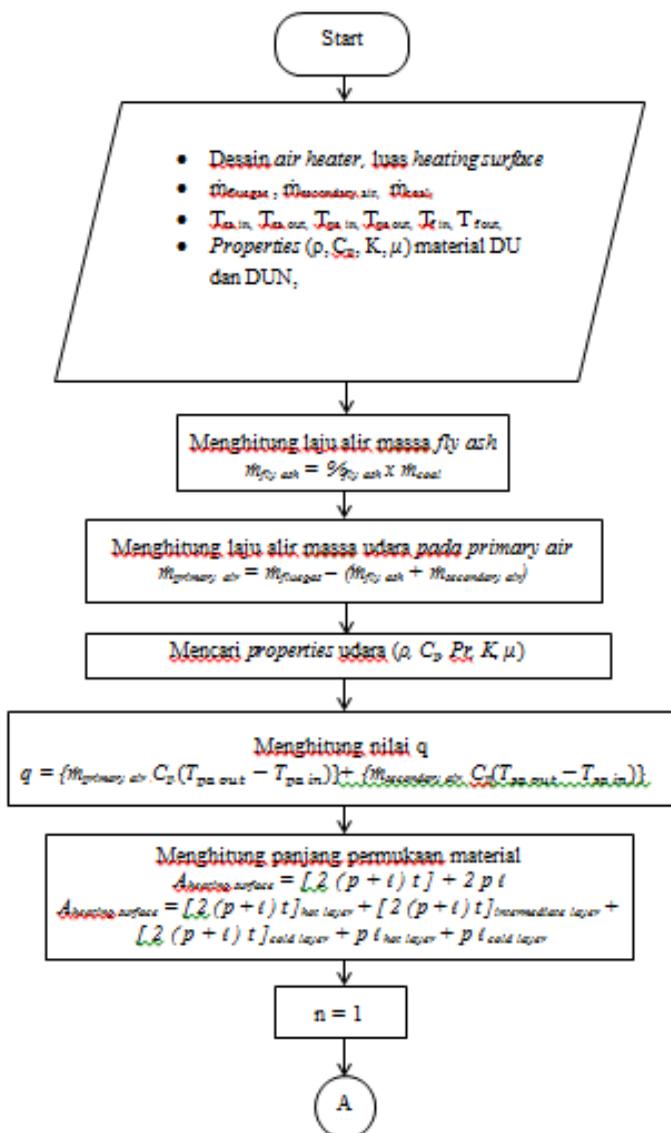
Flowchart perhitungan distribusi temperatur pada sisi fluegas duct



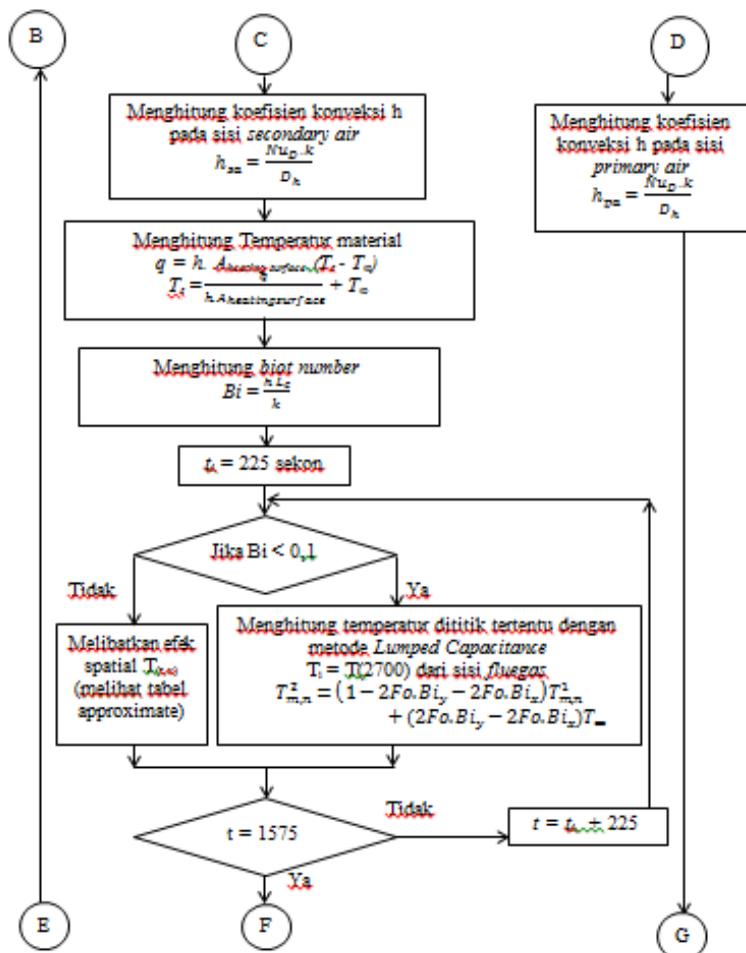


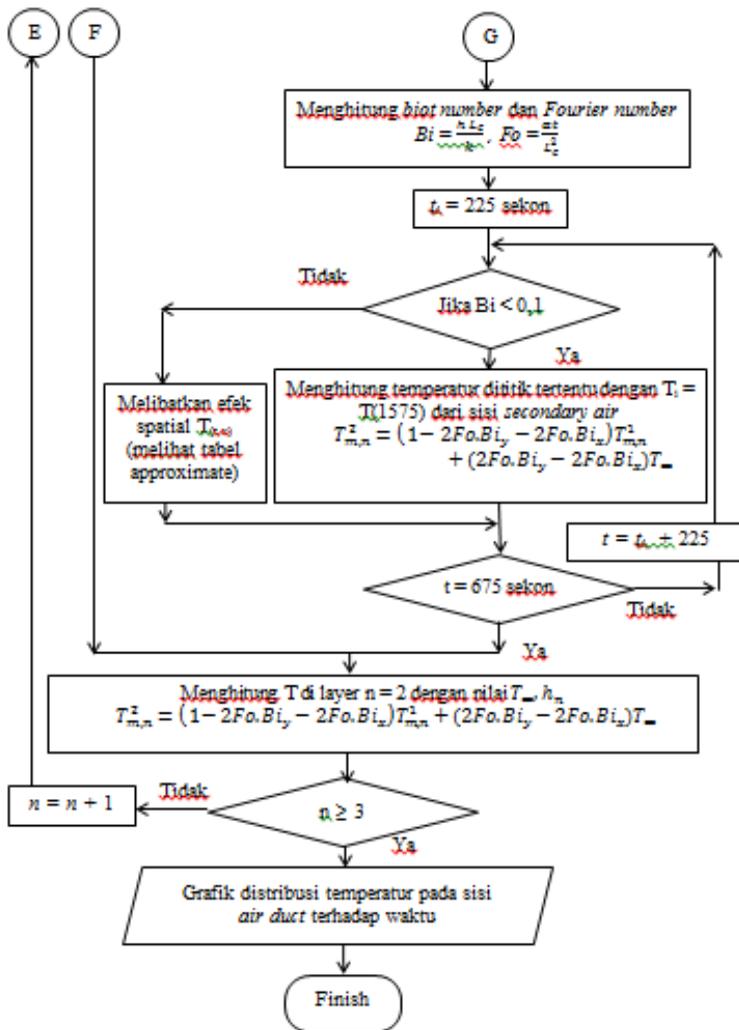


**Gambar 3.5** Flowchart perhitungan distribusi temperatur pada sisi fluegas duct

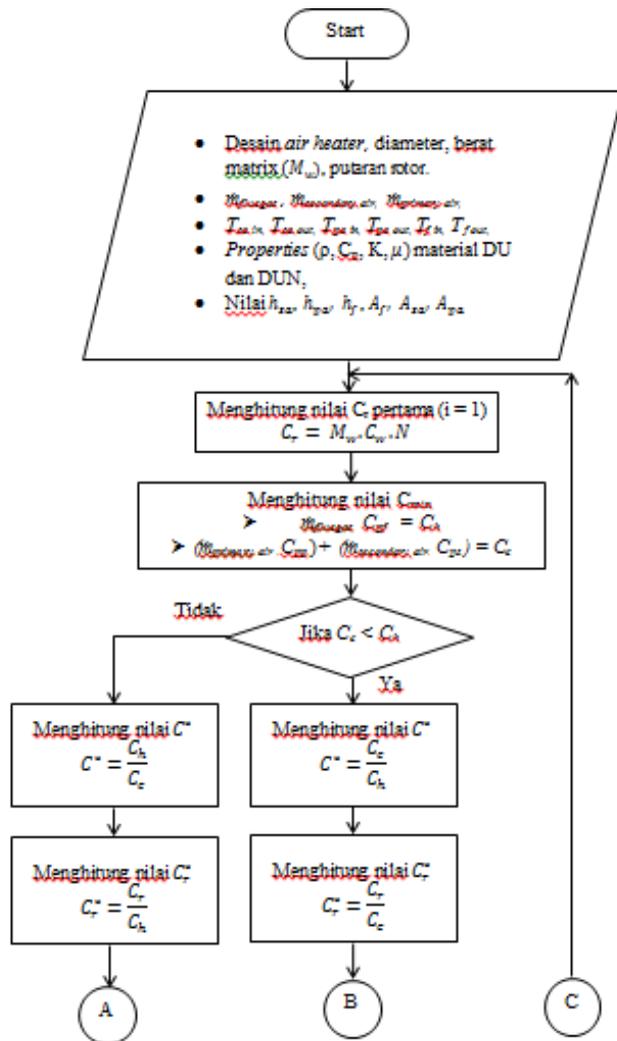
Flowchart perhitungan distribusi temperatur pada sisi *air duct*

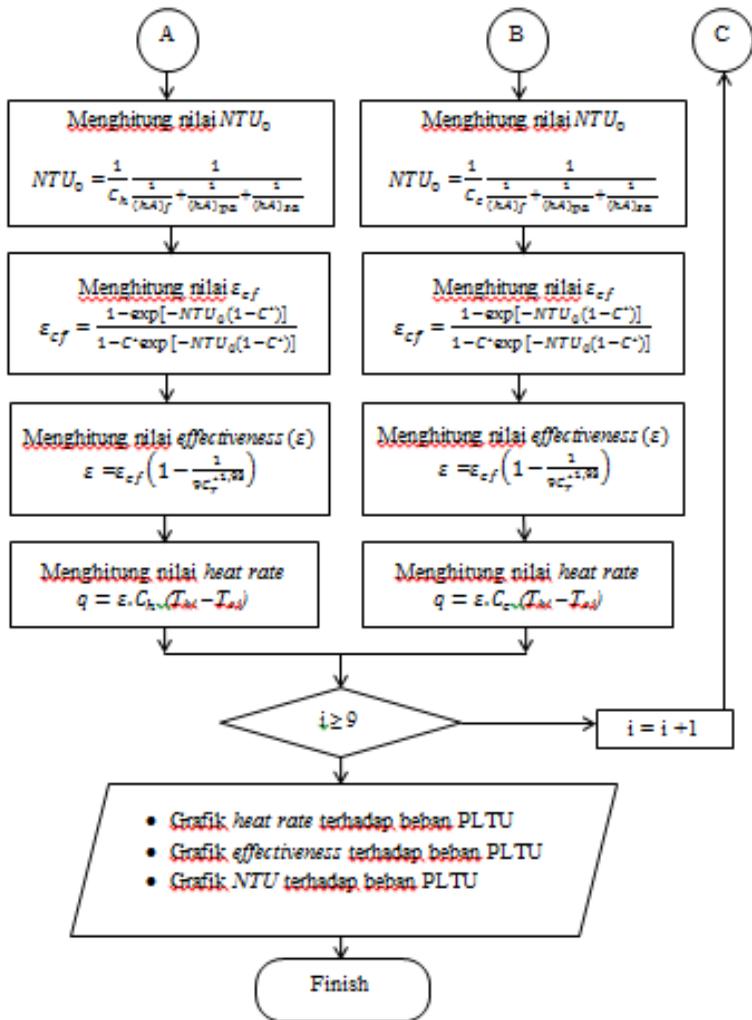






**Gambar 3.6** Flowchart perhitungan distribusi temperatur pada sisi air duct

Flowchart perhitungan *heat rate*, *effectiveness* dan *NTU*



**Gambar 3.7** Flowchart perhitungan  $heat\ rate$ ,  $effectiveness$ ,  $NTU$

*“halaman ini sengaja dikosongkan”*

## BAB IV

### ANALISIS DAN PEMBAHASAN

#### 4.1 Data Operasi

Analisis yang dilakukan dalam Tugas akhir ini berdasarkan data yang diperoleh dari *daily report Air Heater* PT.IPMOMI Unit 3 tanggal 31 Desember 2015 s/d 06 Januari 2016. Berikut merupakan data operasi *air heater* :

**Tabel 4.1** *Daily Report Air Heater* PT.IPMOMI Unit 3

<i>load</i>	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$\dot{m}_{\text{coal}}$ (kg/s)	57.99	64.3	70.93	77.5	83.60	86.38	99.444	103.6	111.7
%ash	2.32	2.44	2.44	1.96	1.96	2.23	2.24	1.99	2.53
HHV (Kcal/kg)	5005	5019	5019	5009	5009	4875	4886	5004	4803
$T_{\text{in secondary air}}$ ( $^{\circ}\text{C}$ )	29.3	29.6	31.5	32.9	31.1	31.3	32	30.8	34.5
$T_{\text{out secondary air}}$ ( $^{\circ}\text{C}$ )	295	299	305	311	321	340	331	345	353
$\dot{m}_{\text{secondary air}}$ (kg/s)	155.3	170	188.5	209.7	219.7	232.8	269.72	279.8	309.1
$T_{\text{in primary air}}$ ( $^{\circ}\text{C}$ )	40.9	41.2	42.7	44.7	41.9	41.9	43.1	40.8	43.7
$T_{\text{out primary air}}$ ( $^{\circ}\text{C}$ )	292	296	301	308	315	335	324	338	346
$P_{\text{primary air}}$	9.7	10.3	10.8	11.6	11	11	12.6	12.4	13
$T_{\text{in fluegas}}$ ( $^{\circ}\text{C}$ )	313	319	328	337	351	372	370	385	393
$T_{\text{out fluegas}}$ ( $^{\circ}\text{C}$ )	129	131	131	134	137	149	143	151	160
$\dot{m}_{\text{fluegas}}$ (kg/s)	291.4	304	280.9	295.9	310.8	421.7	461.54	394.3	450.9
Net Power (MW)	419.6	460	510.5	561.6	609.6	665.8	710.67	762.5	820.4

#### 4.2 Data Dimensi *Air heater*

Dalam analisis juga didapatkan data dimensi *air heater* dari data spesifikasi untuk dilakukan perhitungan.

**Tabel 4.2** Data dimensi *air heater*

No.	Item	Description
1	Equipment	Ljungstrom® rotary regenerative Tri-sector Air Preheater
2	AH designation	2 x 33 - VI - 1775 (RT)
3	Location	Outdoor
4	Rotor rotation speed	Approx. 1.0 rpm
5	Total weight	Approx. 582 ton

### 4.3 Data Material

Material yang digunakan dalam *air heater* dapat dilihat dalam Tabel 4.3 dan *properties* material dapat dilihat pada Tabel 4.4 dan Gambar 4.1.

**Tabel 4.3** Data *heating element & basket air heater*

		Heating surface (Gas side)	50,150 m <sup>2</sup>		
Heating element & basket	Heating element		Hot end layer	Intern. layer	Cold end layer
		Depth	750 mm	725 mm	300 mm
		Type-Thickness	DUN-0.5 mm	DUN-0.5 mm	DU-1.2 mm
		Material	Mild steel (A109)	Mild steel (A109)	CRLS(*) (S-TEN 1)
	Basket	Material	Mild steel (A109)	Mild steel (A109)	CRLS(*) (JEF-ASA400W)
Removal from		Duct removal	Duct removal	Side removal	
basket	Arrangement of baskets (Hot end and Internal layer)				
	(Cold end layer) (24 sector/1 AH)				
		(A,B,C,D,- Basket name)			

Data *properties* material pada sisi *cold end layer* tipe DU (*Double Undulated*) dengan material berbahan CRLS (*corrosive resistant low alloy stell*) atau S-Ten 1 adalah sebagai berikut:

**Tabel 4.4** *Physical properties of new S-Ten 1*

Temp. (°C)	Youngs modulus (GPa)	Specific heat (J/(kg · K))	Heat conductivity (W/(m · K))	Coefficient of thermal expansion 20°C (×10 <sup>-6</sup> /°C)
25	207.4	0.450	44.2	-
100	203.7	-	-	12.8
200	198.3	0.491	45.5	13.2
300	192.0	-	-	13.6
400	184.0	0.532	36.8	14.0

Sumber: *Nippon Steel Technical Report No. 90 July 2004*

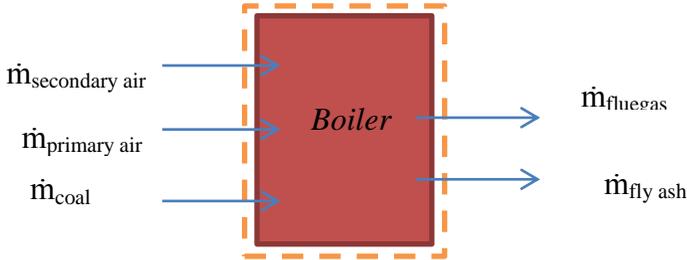
Data *properties* material pada sisi *hot end layer* dan *intermediate layer* tipe DUN (*Double Undulated Notch*) dengan material berbahan *mild steel (A 109)* adalah sebagai berikut:

Physical Properties	
Physical properties for AISI 1008 steel	
Property	AISI 1008 Data
Density, lb/in <sup>3</sup>	0.284
Modulus of Elasticity, psi	29 × 10 <sup>6</sup>
Coefficient of Thermal Expansion, 68-212°F, /°F	7.0 × 10 <sup>-6</sup>
Thermal Conductivity, Btu/ft hr °F	37.7
Specific Heat, Btu/lb °F	0.12
Electrical Resistivity, Microhm-in	5.59
Standards	
Typical standards for AISI 1008 steel	
AISI 1008	
ASTM A109	

**Gambar 4.1** *Physical properties of ASTM A109*

#### 4.4 Kesetimbangan massa *air heater*

Pada analisis ini, yang menjadi fokus utama ialah *air heater*, untuk mengetahui kondisi fluida *fluegas* dan udara pembakaran yang terjadi pada *air heater*, terlebih dahulu menganalisis pada ruang bakar atau *boiler*.



**Gambar 4.2** Volume atur pada *boiler*

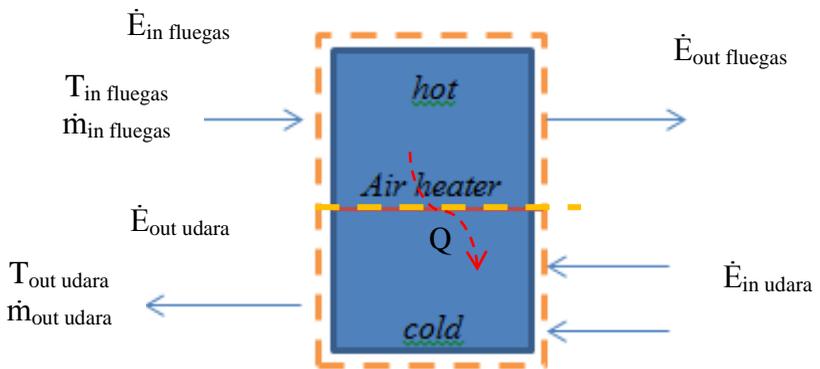
$$\sum_{in} \dot{m} = \sum_{out} \dot{m}$$

$$\dot{m}_{sa} + \dot{m}_{pa} + \dot{m}_{coal} = \dot{m}_f + \dot{m}_{fly\ ash}$$

Sehingga *flow rate* udara dari *primary air* dapat diketahui menjadi :

$$\begin{aligned} \dot{m}_{pa} &= \dot{m}_f + \dot{m}_{fly\ ash} - (\dot{m}_{sa} + \dot{m}_{coal}) \\ \dot{m}_{pa} &= 291,42 \frac{kg}{s} + \left( 57,99 \times \frac{2,32}{100} \right) \frac{kg}{s} \\ &\quad - (155,39 + 57,99) \frac{kg}{s} \\ &= 79,38 \frac{kg}{s} \end{aligned}$$

Data laju alir massa udara, *fluegas*, *fly ash* dan batubara ini berdasarkan data operasional PLTU Paiton Unit 3 PT.IPMOMI pada variasi beban pertama tepatnya pada tanggal 1 Januari 2016 pukul 01.00 malam.



**Gambar 4.3** Volume atur pada *air heater*

$$\begin{aligned} \dot{E}_{in\ fluegas} - \dot{E}_{out\ fluegas} &= \dot{E}_{out\ udara} - \dot{E}_{in\ udara} \\ \sum_f \dot{m}_f c(T_o - T_i) &= \sum_a \{ \dot{m}_{sa} c(T_o - T_i) + \dot{m}_{pa} c(T_o - T_i) \} \\ \sum_f \dot{m}_f c(T_o - T_i) &= 291,42\ \text{kg/s} \times 1,0324\ \text{kJ/kg.K} \times (586 - 402)\text{K} \\ &= 62857,45\ \text{kW} \end{aligned}$$

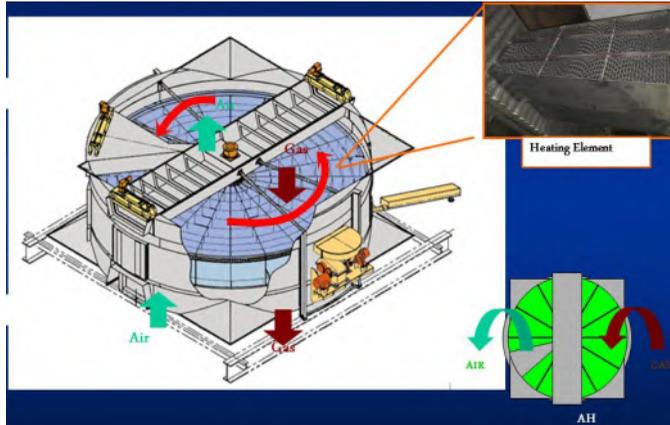
$$\begin{aligned} \{ \dot{m}_{sa} c(T_o - T_i) + \dot{m}_{pa} c(T_o - T_i) \} &= [155,39\ \text{kg/s} \times 1,0265 \\ &\text{kJ/kg.K} \times (302,3 - 568)\text{K}] + [79,38\ \text{kg/s} \times 1,0272\ \text{kJ/kg.K} \times \\ &(313,9 - 565)\text{K}] = 55360\text{kW} \end{aligned}$$

Dalam hal ini berarti *fluegas* mengeluarkan energi panas sebesar 62857,45 kW dan energi panas tersebut mampu diserap oleh udara melalui *heating element* sebesar 55360 kW.

#### 4.5 Distribusi temperatur pada *air heater*

Dalam menganalisis distribusi temperatur pada *air heater*, harus ditentukan terlebih dahulu luas permukaan yang mengalami perpindahan panas. Dari arah vertikal, *air heater* terbagi menjadi tiga *layer*, yaitu dari yang paling atas *hot end layer*, *intermediate layer* dan yang paling bawah *cold end layer*. Dari arah radial dalam satu *layer* dibagi setiap  $15^{\circ}$  menjadi 24 segment *basket*,

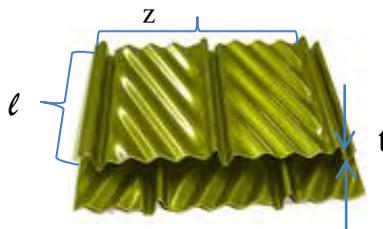
setiap *basket* berisi lembaran-lembaran *heating element* yang diletakkan berdiri dan berjajar tegak lurus dengan arah masuknya fluida.



**Gambar 4.4** Area luasan pada *air heater*

*Heating element* tersebut memiliki ketinggian ( $l$ ), ketebalan ( $t$ ) dan panjang profil ( $z$ ). Dari data spesifikasi pada Tabel 4.3, telah diketahui nilai ketinggian adalah nilai *depth*, nilai ketebalan adalah *thickness*, dan *heating surface* hanya pada *gas side* saja sebesar  $50150 \text{ m}^2$ , sehingga jika *heating surface air heater* secara keseluruhan menjadi dua kali luas semula, maka dari data tersebut dapat ditentukan luasan *free flow area* untuk mengetahui karakteristik fluida yang melalui *air heater*.

- Menghitung panjang *heating element* ( $z$ ) pada *heating surface*.



**Gambar 4.5** Skema *heating element*

Luas permukaan *air heater* sama dengan dua kali luas permukaan *heating surface* pada gas side saja, dengan luas *heating surface* gas side terdiri dari tiga *layer* dan setiap *layer* hanya setengah bagian dari *air heater* yang berbentuk lingkaran maka dalam hal ini dapat diuraikan menjadi :

Luas permukaan air heater = { (keliling x tinggi) + (luas alas) + (luas atap) }

$$2 \times 50150 \text{ m}^2 = \{ [2(z + t)] l_{hot\ end\ layer} + 2(z + t) l_{intermediate\ layer} + 2(z + t) l_{cold\ end\ layer} + (2 \times z \times t) \}$$

$$100300 \text{ m}^2 = \{ [2(z + 0,0005)]0,75 \} + \{ [2(z + 0,0005)]0,725 \} + \{ [2(z + 0,0016)]0,3 \} + (2 \times z \times 0,0005) + (2 \times z \times 0,0016)$$

$$100300 \text{ m}^2 = \{ (1,5z + 7,5 \cdot 10^{-4}) + (1,45z + 7,25 \cdot 10^{-4}) + (0,6z + 9,6 \cdot 10^{-4}) + 10^{-3}z + 3,2 \cdot 10^{-3}z \}$$

$$100300 \text{ m}^2 = 3,5542z + 2,435 \cdot 10^{-3}$$

$$z = \frac{100300 - 2,435 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2}{3,5542 \text{ m}}$$

$$z = 28220 \text{ m}$$

Seperti pada Gambar 4.4, *heating element* diletakkan berdiri dengan posisi udara atau *fluegas* yang masuk tegak lurus dengan permukaan alas (tebal dikali panjang) pada masing-masing basket. Dalam satu *layer*, area luasan pada *air heater* terbagi menjadi beberapa bagian yaitu,  $\frac{11}{24}$  *fluegas side*,  $\frac{7}{24}$  *secondary air side*,  $\frac{3}{24}$  *primary air side* dan  $3 \times \frac{1}{24}$  *seal side*.

- Menghitung luas permukaan *heating element* pada sisi masuk dalam satu *side*.

$$\begin{aligned} A_s &= z \cdot t \\ &= 28220 \text{ m} \times 0,0005 \text{ m} \\ &= 14,11 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

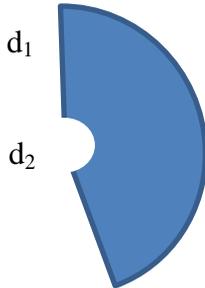
- Menghitung luas permukaan setengah lingkaran pada sisi masuk *air heater* dalam satu *side*.

$$\begin{aligned} L_{air\ heater\ side} &= \pi (r_1^2 - r_2^2) \\ &= \pi (8^2 - 1,5^2) \end{aligned}$$

$$= 193,895 \text{ m}^2$$

- Menghitung luasan *free flow area*, *perimeter* dan diameter hidrolik.

-pada sisi *fluegas*



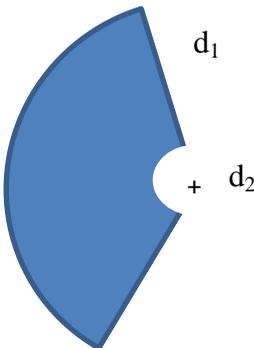
- $A_c = L_{\text{air heater fluegas side}} - A_s$   
 $= \frac{11}{24} \cdot \{193,895 \text{ m}^2 - 14,11 \text{ m}^2\} = 82,4 \text{ m}^2$

- Perimeter (P)  
 $= 2\left(\frac{11}{24} z + 1\right) + \left[\frac{11}{24} \pi(d_1 + d_2)\right] + (d_1 - d_2)$   
 $= 2\left(\left[\frac{11}{24} \times 14,11\right] + 0,0005\right) + \left[\frac{11}{24} \pi(16 + 3)\right] + (16 - 3)$   
 $= 54,45 \text{ m}$

- Diameter hidrolik

$$D_h = \frac{4 A_c}{P} = \frac{4 \times 82,4 \text{ m}^2}{54,45 \text{ m}} = 6,05 \text{ m}$$

-pada sisi *secondary air*



- $A_c = L_{\text{air heater secondary air side}} - A_s$   
 $= \frac{7}{24} (193,895 \text{ m}^2 - 14,11 \text{ m}^2) = 52,43 \text{ m}^2$

- Perimeter  
 $(P) = \left[2\left(\frac{7}{24} z + 1\right)\right] + \left[\frac{7}{24} \pi(d_1 + d_2)\right] + (d_1 - d_2)$   
 $= 2\left(\left[\frac{7}{24} \times 14,11\right] + 0,0005\right) + \left(\frac{7}{24} \pi(16 + 3)\right) + (16 - 3)$   
 $= 38,63 \text{ m}$

- Diameter hidrolik

$$D_h = \frac{4 A_c}{P} = \frac{4 \times 52,43 \text{ m}^2}{38,63 \text{ m}} = 5,43 \text{ m}$$

-pada sisi primary air



$$\begin{aligned}
 A_c &= L_{\text{air heater primary air side}} - A_s \\
 &= \frac{3}{24}(193,895 \text{ m}^2 - 14,11 \text{ m}^2) = 22,47 \text{ m}^2 \\
 \text{Perimeter (P)} &= 2\left(\frac{3}{24}x + 1\right) + \left(\frac{3}{24}\pi(d_1 + d_2)\right) + (d_1 - d_2) \\
 &= 2\left[\frac{3}{24}x14,11 + 0,0005\right] + \left(\frac{7}{24}\pi(16 + 3)\right) + (16 - 3) \\
 &= 33,92 \text{ m} \\
 \text{Diameter hidrolik} \\
 D_h &= \frac{4 A_c}{P} = 4 \times \frac{22,47 \text{ m}^2}{33,92 \text{ m}} = 2,64 \text{ m}
 \end{aligned}$$

- Menghitung *Reynolds number*, *Nusselt number*, dan koefisien konveksi  
Seperti yang ditunjukkan dalam Tabel 4.5, properties fluida digunakan untuk menanalisa perhitungan *Reynolds number*, *Nusselt number*, dan koefisien konveksi

**Tabel 4.5** Properties *fluegas*, *secondary air*, *primary air*

properties	fluegas	Secondary air	Primary air
Tin (°C)	313	29,3	40,9
Tout(°C)	129	295	292
cp(kj/kg.K)	1,0324	1,0265	1,0272
$\mu \cdot 10^7(\text{N.s/m}^2)$	264,84	238	240
k (W/m.K)	0,04	0,036	0,036
$\alpha \cdot 10^6(\text{m}^2/\text{s})$	56,72	47,12	47,89
Pr	0,6877	0,6988	0,6984

-pada sisi *fluegas*

$$\begin{aligned}
 Re_D &= \frac{\dot{m} D_h}{A_c \mu} = \frac{291,42 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \times 6,05 \text{ m}}{82,4 \text{ m}^2 \times 264,84 \cdot 10^{-7} \frac{\text{Ns}}{\text{m}^2}} = 807906,01 \\
 Nu_D &= 0,023 Re_D^{0,8} Pr^{0,4} = 0,023 \times 807906,01^{0,8} \times 0,6877^{0,4} \\
 &= 1053,33
 \end{aligned}$$

$$h = \frac{Nu_D \cdot k}{D_h} = \frac{1053,33 \times 0,04 \frac{W}{m \cdot K}}{6,05 \text{ m}} = 6,93 \text{ W/m}^2 \cdot K$$

- pada sisi *secondary air*

$$Re_D = \frac{\dot{m} D_h}{A_c \mu} = \frac{155,39 \frac{kg}{s} \times 5,43 \text{ m}}{52,43 m^2 \times 238,10^{-7} \frac{Ns}{m^2}} = 676185,29$$

$$Nu_D = 0,023 Re_D^{0,8} Pr^{0,3} = 0,023 \times 676185,29^{0,8} \times 0,6988^{0,3} = 952,98$$

$$h = \frac{Nu_D \cdot k}{D_h} = \frac{952,98 \times 0,036 \frac{W}{m \cdot K}}{5,43 \text{ m}} = 5,6 \text{ W/m}^2 \cdot K$$

- pada sisi *primary air*

$$Re_D = \frac{\dot{m} D_h}{A_c \mu} = \frac{79,38 \frac{kg}{s} \times 2,64 \text{ m}}{22,47 m^2 \times 240,10^{-7} \frac{Ns}{m^2}} = 389110,04$$

$$Nu_D = 0,023 Re_D^{0,8} Pr^{0,3} = 0,023 \times 389110,04^{0,8} \times 0,6984^{0,3} = 612,36$$

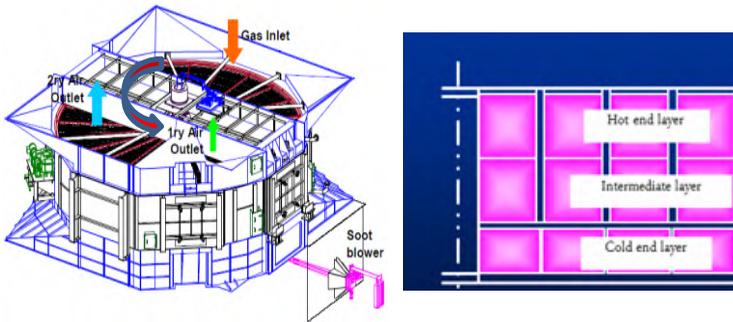
$$h = \frac{Nu_D \cdot k}{D_h} = \frac{612,36 \times 0,036 \frac{W}{m \cdot K}}{2,64 \text{ m}} = 3,63 \text{ W/m}^2 \cdot K$$

- Menghitung suhu material

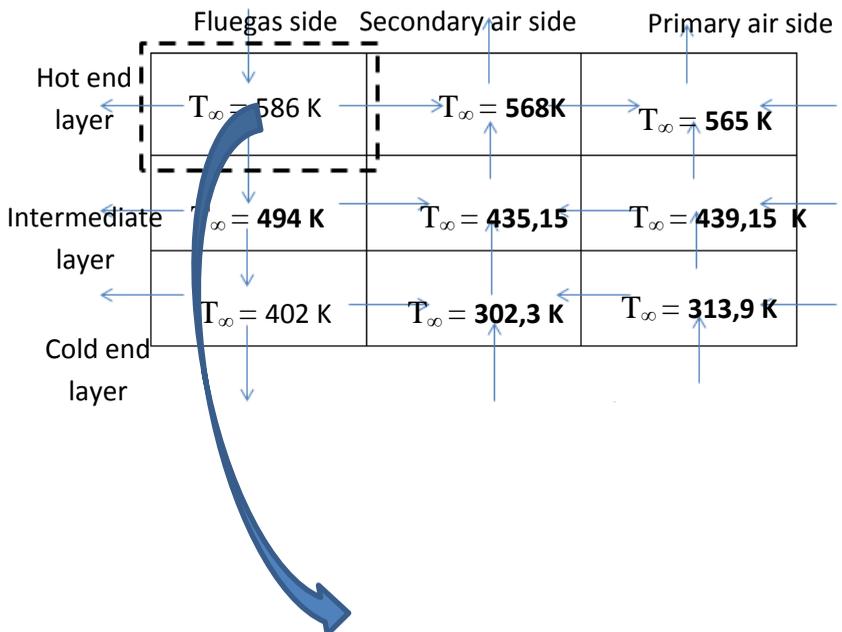
Dalam menghitung suhu material, seperti yang terlihat dalam Gambar 4.6, secara radial terbagi menjadi tiga sisi yaitu sisi *fluegas side*, *secondary air side* dan *primary air side*. Dan secara vertikal dari masing-masing side terbagi lagi menjadi tiga bagian yaitu *hot end layer*, *intermediate layer* dan *cold end layer*. Dan masing-masing bagian cara perhitungannya berbeda-beda, nilai-nilai yang dianggap konstan dalam perhitungan distribusi temperatur disajikan dalam Tabel 4.6.

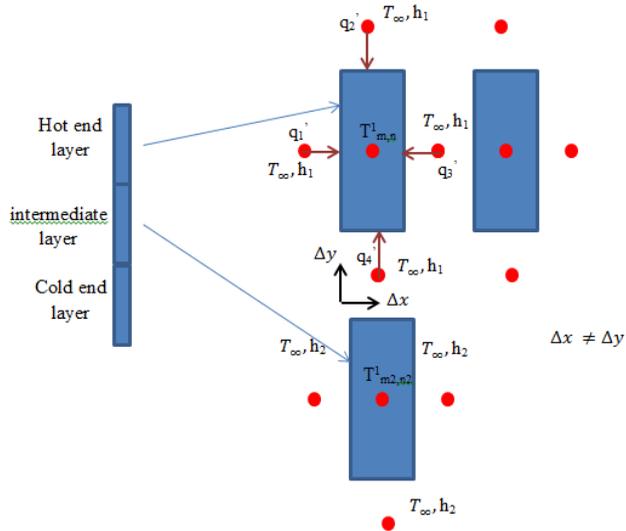
**Tabel 4.6** Konstanta dalam perhitungan distribusi temperatur

	Hot end layer	Intermediate layer	Cold end layer
Tipe material	DUN	DUN	DU
Konduktifitas material	$65,2 \frac{W}{m \cdot K}$	$65,2 \frac{W}{m \cdot K}$	$45,5 \frac{W}{m \cdot K}$
$T_{\infty}$ (sisi fluegas)	586 K	494 K	402 K
$T_{\infty}$ (sisi secondary air)	568 K	435,15 K	302,3 K
$T_{\infty}$ (sisi primary air)	565 K	439,45 K	313,9 K



**Gambar 4.6** Air heater berdasarkan arah radial dan arah vertikal.





**Gambar 4.7** Ilustrasi *heating element* di *air heater*.

Berikut adalah contoh perhitungan pada *fluegas side* :

- pada sisi *hot end layer*

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

$$[h A_s (T_{\infty} - T_s)]_1 = [h A_s (T_s - T_{\infty})]_2 + [h A_s (T_s - T_{\infty})]_3 + [h A_s (T_s - T_{\infty})]_4$$

$$[h A_s (586 - T_s)]_1 = [h A_s (T_s - 568)]_2 + [h A_s (T_s - 494)]_3 + [h A_s (T_s - 565)]_4$$

$$4T_s = (586 + 568 + 494 + 565)K$$

$$T_s = 553,25 \text{ K}$$

$$T_{s1} = T_{m,n}^2 = (1 - 2Fo \cdot Bi_y - 2Fo \cdot Bi_x) T_{m,n}^1 + (2Fo \cdot Bi_y + 2Fo \cdot Bi_x) T_{\infty}$$

$$L_y = \frac{l}{2} = \frac{0,75 \text{ m}}{2} = 0,375 \text{ m}$$

$$L_x = \frac{t}{2} = \frac{0,0005 \text{ m}}{2} = 0,25 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$t = \frac{5400 \text{ s}}{24 \times 20} = 11,25 \text{ s}$$

$$Bi_y = \frac{h L_y}{k} = \frac{6,93 \times 0,375}{65,2} = 0,04$$

$$Bix = \frac{h L_x}{k} = \frac{6,93 \times 0,25}{65,2 \times 1000} = 0,00003$$

$$Fo = \frac{at}{l_y l_x} = \frac{58,39 \times 11,25}{0,25 \times 0,375 \times 1000} = 6,807$$

$$T_{m,n}^2 =$$

$$((1 - 2 \times 0,04 \times 6,807) -$$

$$(2 \times 0,00003 \times 6,807))553,25 +$$

$$((2 \times 0,04 \times 6,807) + (2 \times 0,00003 \times 6,807))601 =$$

$$571,02 \text{ K}$$

-pada sisi *intermediate layer*

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

$$[h A_s (T_\infty - T_s)]_1 = [h A_s (T_s - T_\infty)]_2 + [h A_s (T_s - T_\infty)]_3 + [h A_s (T_s - T_\infty)]_4$$

$$[h A_s (494 - T_s)]_1 = [h A_s (T_s - 435,15)]_2 + [h A_s (T_s - 439,15)]_3 + [h A_s (T_s - 402)]_4$$

$$4T_s = (494 + 435,15 + 439,15 + 402)K$$

$$T_s = 442,65 \text{ K}$$

$$T_{s1} = T_{m,n}^2 = (1 - 2Fo \cdot Bi_y - 2Fo \cdot Bi_x)T_{m,n}^1 +$$

$$(2Fo \cdot Bi_y + 2Fo \cdot Bi_x)T_\infty$$

$$L_y = \frac{l}{2} = \frac{0,725 \text{ m}}{2} = 0,3625 \text{ m}$$

$$L_x = \frac{t}{2} = \frac{0,0005 \text{ m}}{2} = 0,25 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$t = \frac{5400 \text{ s}}{24 \times 20} = 11,25 \text{ s}$$

$$Bi_y = \frac{h L_c}{k} = \frac{6,93 \times 0,3625}{65,2} = 0,038$$

$$Bix = \frac{h L_c}{k} = \frac{6,93 \times 0,25}{65,2 \times 1000} = 0,000026$$

$$Fo = \frac{at}{l_y l_x} = \frac{58,39 \times 11,25}{0,25 \times 0,3625 \times 1000} = 7,042$$

$$T_{m,n}^2 =$$

$$(1 - (2 \times 0,038 \times 7,042) -$$

$$(2 \times 0,000026 \times 7,042))442,65 +$$

$$((2 \times 0,038 \times 7,042) + (2 \times 0,000026 \times 7,042))502,5$$

$$= 470,51 \text{ K}$$

-pada sisi *cold end layer*

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

$$[h A_s (T_{\infty} - T_s)]_1 = [h A_s (T_s - T_{\infty})]_2 + [h A_s (T_s - T_{\infty})]_3 + [h A_s (T_s - T_{\infty})]_4$$

$$[h A_s (494 - T_s)]_1 = [h A_s (T_s - 402)]_2 + [h A_s (T_s - 302,3)]_3 + [h A_s (T_s - 313,9)]_4$$

$$4T_s = (494 + 402 + 302,3 + 313,9)K$$

$$T_s = 378,05 K$$

$$T_{s1} = T_{m,n}^2 = (1 - 2Fo \cdot Bi_y - 2Fo \cdot Bi_x) T_{m,n}^1 + (2Fo \cdot Bi_y + 2Fo \cdot Bi_x) T_{\infty}$$

$$L_y = \frac{l}{2} = \frac{0,3 m}{2} = 0,15 m$$

$$L_x = \frac{t}{2} = \frac{0,0016 m}{2} = 0,8 \cdot 10^{-3} m$$

$$t = \frac{5400 s}{24 \times 20} = 11,25 s$$

$$Bi_y = \frac{h L_y}{k} = \frac{6,93 \times 0,15}{45,5} = 0,02$$

$$Bi_x = \frac{h L_x}{k} = \frac{6,93 \times 0,8}{45,5 \times 1000} = 0,00012$$

$$Fo = \frac{at}{l_y l_x} = \frac{58,39 \times 11,25}{0,15 \times 0,8 \times 1000} = 5,318$$

$$T_{m,n}^2 =$$

$$((1 - 2 \times 0,02 \times 5,318) -$$

$$(2 \times 5,318 \times 0,00012)) 378,05 +$$

$$((2 \times 5,318 \times 0,02) + (2 \times 5,318 \times 0,00012)) 404 =$$

$$378,05K$$



Dengan mengasumsikan fluida pengisi dalam ruang *seal* adalah udara, maka dengan menggunakan Tabel B.1 (*properties of dry air at atmospheric pressure*) didapatkan :

$$k = 0,045 \frac{W}{m.K}$$

$$v = 50,32 \cdot 10^{-6} \frac{m^2}{s}$$

$$\alpha = 74,64 \cdot 10^{-6} \frac{m^2}{s}$$

$$Pr = 0,6389$$

$$\beta = 1,65 \cdot 10^{-3} \frac{1}{K}$$

$$\begin{aligned} R_{as} &= \frac{g \cdot \beta \cdot (T_f - T_{sa}) s^3}{\alpha \cdot v} \\ &= \frac{9,8 \frac{m}{s^2} \times 1,65 \cdot 10^{-3} \frac{1}{K} \cdot (586 - 582) K \cdot 1,43^3}{74,64 \cdot 10^{-6} \frac{m^2}{s} \times 50,32 \cdot 10^{-6} \frac{m^2}{s}} \\ &= 5035767,01 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} N_{us} &= 0,0144 (R_{as} \cdot \frac{S}{L})^{0,5} \\ &= 0,0144 (5035767,01 \cdot \frac{1,43}{5})^{0,5} \\ &= 17,28 \end{aligned}$$

$$h = \frac{N_{us}}{D_h} \cdot k = \frac{17,28}{1,8 m} \cdot 0,045 \frac{W}{m.K} = 0,43 \frac{W}{m^2.K}$$

Setelah didapatkan nilai koefisien konveksi dengan pendekatan *free convection*, maka temperatur material ketika melalui *seal* dapat ditentukan.

$$q = h A_s (T_\infty - T_s)$$

$$T_s = -\frac{q}{h A_s} + T_\infty$$

$$T_s = -\frac{(55360 - 42382,5)}{0,43 \frac{W}{m^2.K} \times 4179,2 m^2} + 584 = 577,9 K$$

Dengan cara yang sama didapatkan nilai temperatur material pada *seal* antara *secondary air side* dengan *primary air side* sebesar 567,99 K dan temperatur material

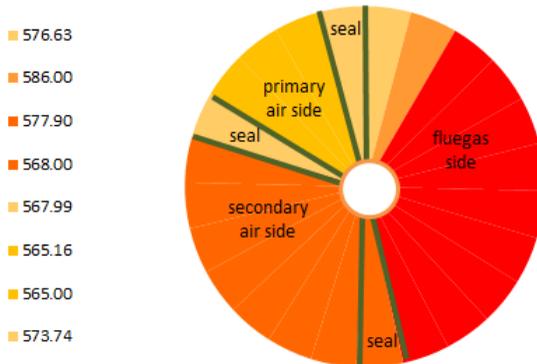
pada *seal* antara *primary air side* dengan *fluegas side* sebesar 573,74 K.

Berikut ini adalah sajian data berupa distribusi temperatur dari masing-masing *layer* pada *air heater*.

**Tabel 4. 8** Hasil Perhitungan distribusi temperatur sisi *fluegas side* pada *load 1*

sektor	segment	sudut	hot end layer	intermediate layer	cold end layer
sisi fluegas	1	15°	553.25	442.65	378.05
	2	30°	571.02	470.51	383.90
	3	45°	579.15	483.26	388.32
	4	60°	582.87	489.09	391.66
	5	75°	584.57	491.75	394.18
	6	90°	585.34	492.97	396.09
	7	105°	585.70	493.53	397.53
	8	120°	585.86	493.79	398.62
	9	135°	585.94	493.90	399.45
	10	150°	585.97	493.96	400.07
	11	165°	585.99	493.98	400.54
seal	12	180°	577.90	464.96	352.38
sisi secondary air	13	195°	568.21	435.36	302.51
	14	210°	568.13	435.28	302.47
	15	225°	568.08	435.23	302.38
	16	240°	568.05	435.20	302.36
	17	255°	568.03	435.18	302.34
	18	270°	568.02	435.17	302.32
	19	285°	568.01	435.16	302.30
seal	20	300°	567.99	438.19	308.56
sisi primary air	21	315°	565.75	440.20	314.65
	22	330°	565.33	439.88	314.50
	23	345°	565.00	439.45	313.90
seal	24	360°	559.80	442.01	348.20

### Distribusi Temperatur pada Hot end layer



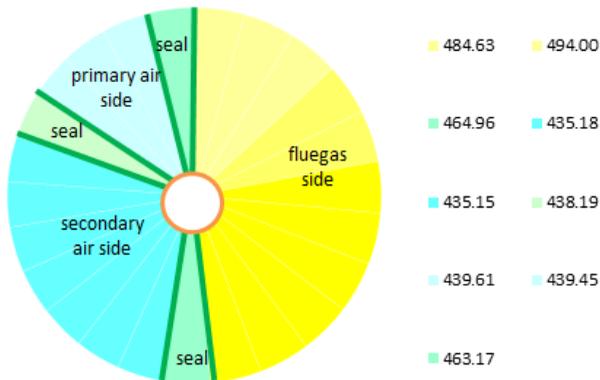
**Gambar 4.8** Grafik distribusi temperatur terhadap sudut pada *hot end layer*.

Berdasarkan perhitungan didapatkan grafik distribusi temperatur seperti pada Gambar 4.8. Grafik di atas merupakan grafik distribusi temperatur terhadap sudut dengan kondisi *load 1* pada sisi *hot end layer*, atau sisi masuk *fluegas* dan merupakan sisi keluar *secondary air* dan *primary air*. Pada grafik ini dapat dilihat bahwa temperatur *heating element* pada sisi *fluegas*, antara 586 K hingga 565 K. Semakin menuju sisi udara, temperatur *heating element* semakin menurun, hal ini dapat dijelaskan bahwa pada sisi *fluegas*, *heating element* dengan material *mild steel* atau ASTM A109 bertipe DUN (*Double Undulated Notch*) menyerap panas dari *fluegas*, sedangkan ketika berada di sisi *secondary air side*, panas yang terserap dalam *heating element* mulai di transfer ke udara. Begitu juga ketika berada di sisi *primary air side*, karena sebagian panas telah diserap di side sebelumnya, maka temperatur *heating element* pada sisi ini semakin menurun, hal ini tergambar oleh gradasi warna pada gambar grafik.

Selain itu dari Gambar 4.8 juga dapat diketahui bahwa temperatur *heating element* ketika melalui *seal* antara *primary air side* dan *fluegas side*, temperaturnya bernilai diantara 576 K (dari sisi *fluegas side*) dengan 565 K (dari sisi *primary air side*) yaitu

sebesar 573,74 K. Begitu juga temperatur pada *seal* antara *fluegas side* dengan *secondary air side* yaitu sebesar 577,9 K, dan 567,99 K pada seal antara *secondary air side* dan *primary air side*. Nilai ini didapatkan dari hasil perhitungan distribusi temperatur dengan pendekatan *free convection* dengan mengasumsikan fluida pengisi ruang *seal* berupa udara pada tekanan atmosfer.

#### Distribusi Temperatur pada Intermediate layer



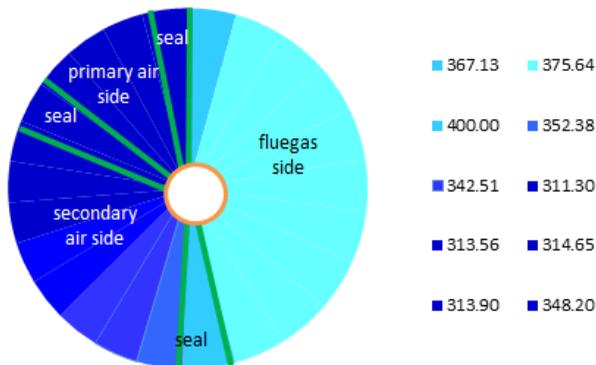
**Gambar 4.9** Grafik distribusi temperatur terhadap sudut pada *intermediate layer*.

Grafik di atas merupakan grafik distribusi temperatur terhadap sudut pada sisi *intermediate layer* dengan kondisi *load 1*. Pada grafik ini dapat dilihat bahwa temperatur *heating element* pada sisi *fluegas*, *secondary air* dan *primary air* lebih rendah dari *layer* sebelumnya. Hal ini dikarenakan *layer* ini terletak di tengah antara sisi masuk dan sisi keluar fluida, karena panas dari *fluegas* telah terserap sebagian di *layer* sebelumnya, maka panas yang diserap di *layer* ini lebih sedikit, hal itu terbukti dari temperatur *heating element* yang terlihat pada Gambar 4.9. Semakin menuju sisi udara, temperatur *heating element* semakin menurun, hal ini dapat dijelaskan bahwa pada sisi *fluegas*, *heating element* dengan

material *mild steel* atau ASTM A109 bertipe DUN (*Double Undulated Notch*) menyerap panas dari *fluegas*, sedangkan ketika berada di sisi *secondary air side*, panas yang terserap dalam *heating element* mulai di transfer ke udara. Begitu juga ketika berada di sisi *primary air side*, karena sebagian panas telah diserap di side sebelumnya, maka temperatur *heating element* pada sisi ini semakin menurun, hal ini tergambar oleh gradasi warna pada gambar grafik.

Selain itu dari Gambar 4.9 juga dapat diketahui bahwa temperatur *heating element* ketika melalui *seal* antara *primary air side* dan *fluegas side*, temperaturnya bernilai diantara 484 K (dari sisi *fluegas side*) dengan 439 K (dari sisi *primary air side*) yaitu sebesar 463,17 K. Begitu juga temperatur pada *seal* antara *fluegas side* dengan *secondary air side* yaitu sebesar 464,96 K, dan 438,19 K pada *seal* antara *secondary air side* dan *primary air side*. Nilai ini didapatkan dari hasil perhitungan distribusi temperatur dengan pendekatan *free convection* dengan mengasumsikan fluida pengisi ruang *seal* berupa udara pada tekanan atmosfer.

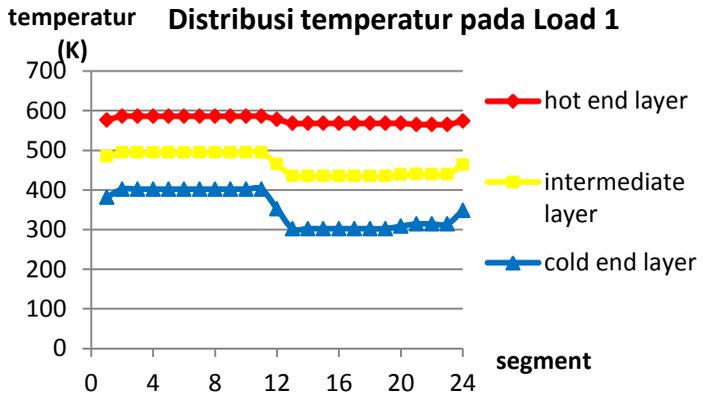
### Distribusi Temperatur pada Cold End Layer



**Gambar 4.10** Grafik distribusi temperatur terhadap sudut pada *cold end layer*.

Gambar 4.10 di atas merupakan grafik distribusi temperatur terhadap sudut pada sisi *intermediate layer* dengan kondisi *load 1*. Pada grafik ini dapat dilihat bahwa temperatur *heating element* pada sisi *fluegas*, *secondary air* dan *primary air* paling rendah dari *layer – layer* sebelumnya. Hal ini dikarenakan layer ini terletak paling bawah dan merupakan sisi masuk udara dan sisi keluar *fluegas*. Pada *layer* ini terdapat perbedaan yaitu terletak pada material *heating element* yang digunakan berupa CRLS (*Corrosive Resistant Low alloy Steel*) atau S-TEN 1 bertipe DU (*Double Undulated*). Perbedaan di *layer* ini dikhususkan agar material lebih tahan terhadap korosi. Selain itu, bentuknya yang lebih *corrugated* daripada tipe sebelumnya, juga berfungsi agar fluida yang melewatinya lebih turbulen sehingga koefisien konveksinya semakin tinggi maka kemampuan *heating element* dalam menyerap panas juga semakin tinggi, akibatnya temperatur output dari *fluegas* tidak terlalu rendah. Sebab semakin rendah temperatur output dari *fluegas* akan menimbulkan kondensasi sulfur yang sangat berbahaya untuk material. Oleh karena itu temperatur output *fluegas* dengan kandungan  $\text{SO}_2$  sebesar 1,66 ppm dijaga harus diatas *sulfur dew point corrosion temperature* yaitu diatas 262 K.

Selain itu dari Gambar 4.10 juga dapat diketahui bahwa temperatur *heating element* ketika melalui *seal* antara *primary air side* dan *fluegas side*, temperaturnya bernilai diantara 381 K (dari sisi *fluegas side*) dengan 313 K (dari sisi *primary air side*) yaitu sebesar 348,2 K. Begitu juga temperatur pada *seal* antara *fluegas side* dengan *secondary air side* yaitu sebesar 352,38 K, dan 308,56 K pada *seal* antara *secondary air side* dan *primary air side*. Nilai ini didapatkan dari hasil perhitungan distribusi temperatur dengan pendekatan *free convection* dengan mengasumsikan fluida pengisi ruang *seal* berupa udara pada tekanan atmosfer.



**Gambar 4.11** Grafik distribusi temperatur terhadap segmen terhadap beban pertama.

Gambar di atas adalah gambar grafik distribusi temperatur terhadap segmen dengan masing-masing *layer* pada *load 1*. Dari Gambar 4.11 dapat dilihat bahwa *trendline* di *hot end layer* lebih tinggi dari *trendline* di *intermediate layer* dan paling rendah adalah *trendline* di *cold end layer*. Hal ini dapat dijelaskan sebagai berikut, mula-mula *fluegas* memasuki *air heater* dari sisi atas (*hot end layer*), dan panas yang dibawanya terserap oleh *heating element*, *heating element* berputar sedangkan *fluegas* terus menuju *layer* selanjutnya (*intermediate layer*), sebagian panas sudah menghilang karena terserap di *layer* sebelumnya, oleh karena itulah temperatur di *layer* ini lebih rendah dari sebelumnya, dan di *layer* terakhir (*cold end layer*) temperaturnya paling rendah karena energi sudah banyak terserap di *layer-layer* sebelumnya. Dari gambar distribusi ini dapat terlihat pula bahwa fungsi *seal* selain sebagai pembatas antara ruang udara dan *fluegas* juga berfungsi sebagai ruang untuk pengondisian temperatur agar tidak terlalu ekstrem ketika *heating element* melalui satu *side* ke *side* lainnya, sebab pada saat terjadi perubahan temperatur ekstrem maka kondisi material juga akan

berubah memuai atau menyusut secara drastis, hal inilah yang bisa menyebabkan usia material menjadi rendah.

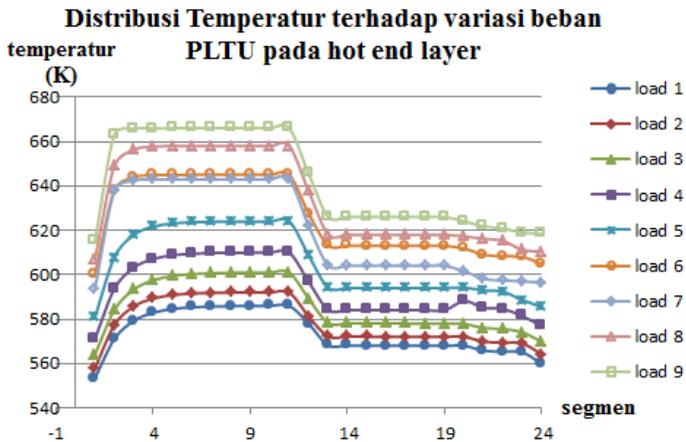
#### 4.6 Pengaruh beban PLTU terhadap distribusi temperatur pada *air heater* Unit 3

##### 4.6.1 Pengaruh beban PLTU terhadap distribusi temperatur pada *air heater* Unit 3 pada sisi Hot End Layer.

Dalam analisis juga dilakukan variasi beban PLTU terhadap distribusi temperatur yang terjadi pada *air heater*. Data variasi beban PLTU didapatkan dari data operasional PLTU Paiton Unit 3 PT.IPMOMI pada tanggal 31 Desember 2015 sampai dengan 6 Januari 2016, diambil sembilan variasi beban dengan kisaran beban antara 400 MW hingga 830 MW. Tabel 4.9 berikut ini adalah tabel hasil perhitungan distribusi temperatur dengan variasi beban PLTU pada *hot end layer* saja.

**Tabel 4. 9** Hasil Perhitungan distribusi temperatur dengan variasi beban PLTU pada *hot end layer*

sektor	sudut	load 1	load 2	load 3	load 4	load 5	load 6	load 7	load 8	load 9
sisi fluegas	15°	553.25	557.75	563.88	570.88	580.75	599.88	593.38	607.00	615.13
	30°	571.02	577.31	584.09	593.60	607.71	637.95	637.75	648.84	662.94
	45°	579.15	585.70	593.30	603.12	617.86	643.90	642.45	656.36	665.82
	60°	582.87	589.30	597.49	607.12	621.69	644.83	642.94	657.70	665.99
	75°	584.57	590.84	599.40	608.79	623.13	644.97	642.99	657.95	666.00
	90°	585.34	591.50	600.27	609.49	623.67	645.00	643.00	657.99	666.00
	105°	585.70	591.79	600.67	609.79	623.88	645.00	643.00	658.00	666.00
	120°	585.86	591.91	600.85	609.91	623.95	645.00	643.00	658.00	666.00
	135°	585.94	591.96	600.93	609.96	623.98	645.00	643.00	658.00	666.00
	150°	585.97	591.98	600.97	609.98	623.99	645.00	643.00	658.00	666.00
seal	165°	585.99	591.99	600.99	609.99	624.00	645.00	643.00	658.00	666.00
	180°	577.90	581.23	589.24	596.88	608.81	627.62	622.16	637.72	645.57
sisi secondary air	195°	568.21	572.19	578.18	584.17	594.18	613.25	604.24	618.21	626.22
	210°	568.13	572.12	578.10	584.09	594.09	613.11	604.09	618.07	626.06
	225°	568.08	572.07	578.06	584.05	594.04	613.05	604.04	618.03	626.02
	240°	568.05	572.04	578.03	584.02	594.02	613.02	604.01	618.01	626.00
	255°	568.03	572.03	578.02	584.01	594.01	613.01	604.01	618.00	626.00
	270°	568.02	572.02	578.01	584.01	594.01	613.00	604.00	618.00	626.00
	285°	568.01	572.01	578.01	584.00	594.00	613.00	604.00	618.00	626.00
seal	300°	567.99	572.03	577.85	588.14	594.22	611.77	601.59	617.34	624.11
	315°	565.75	569.87	576.00	585.12	592.97	609.01	598.17	616.16	621.82
sisi primary air	330°	565.33	569.41	575.50	584.55	592.34	608.31	597.41	615.25	620.83
	345°	565.00	569.00	574.02	581.36	588.54	608.00	597.00	611.23	619.00
seal	360°	559.80	564.08	569.70	576.87	585.53	604.85	596.53	610.39	618.43



**Gambar 4.12** Pengaruh variasi beban PLTU terhadap distribusi temperatur pada *Hot end Layer*.

Gambar grafik di atas merupakan gambar grafik pengaruh load terhadap distribusi temperatur pada sisi *hot end layer*. Pada Gambar 4.12 dapat dilihat bahwa *trendline* pada semua variasi beban memiliki tipe yang sama yaitu kurva berbentuk cembung kebawah dengan semakin meningkat di awal kemudian cenderung konstan ketika di sisi *fluegas side*. Sedangkan di sisi *air side*, kurva berbentuk cekung ke atas dan temperatur semakin menurun seiring dengan bertambahnya sudut.

Berdasarkan hasil perhitungan pada Tabel 4.9 dapat dilihat bahwa perbedaan suhu dari sisi *fluegas side* menuju *secondary air side*, dari beban pertama memiliki selisih sekitar 20 K, sedangkan beban ke sembilan memiliki selisih sekitar 40 K. Itu artinya semakin tinggi variasi beban maka perbedaan kenaikan temperatur yang terjadi antara *fluegas side* menuju *secondary air side* juga semakin tinggi. Hal demikian juga terjadi antara *primary air side* menuju *fluegas side*, pada beban pertama memiliki selisih sekitar 10 K dan pada beban ke sembilan memiliki selisih sekitar 40 K. Namun hal demikian tidak begitu terlihat antara *primary air side* dengan *secondary air side*. Hal ini

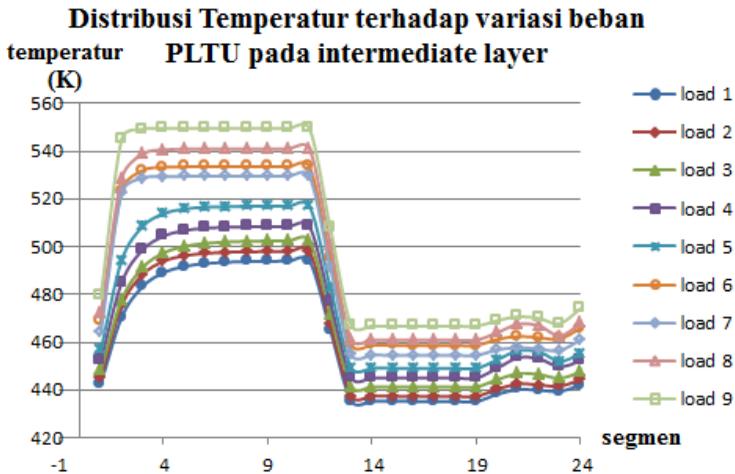
dapat terjadi dikarenakan antara *primary air side* dengan *secondary air side* fluida antara keduanya adalah sama yaitu udara, sedangkan pada *fluegas side* menuju *secondary air side* atau *primary air side* menuju *fluegas side*, fluidanya berbeda yaitu dari *fluegas* ke udara atau sebaliknya.

Daerah luasan dibawah kurva dari sudut  $0^0$  (segment 1) sampai  $165^0$  (segment 11) adalah daerah penyerapan panas dari *fluegas* disimpan di *heating element*. Sedangkan daerah luasan dibawah kurva dari sudut  $180^0$  (segment 13) sampai  $300^0$  (segment 20) ditambah dari sudut  $315^0$  (segment 21) sampai  $345^0$  (segment 23) adalah daerah pelepasan energi panas dari *heating element* menuju udara yang melaluinya. Apabila diteliti lebih lanjut, terdapat selisih diantara kedua luasan tersebut, di luasan penyerapan energi panas dari *fluegas* lebih luas dibandingkan luasan untuk menangkap panas, itu artinya tidak semua energi yang tersimpan pada *heating element* dimanfaatkan untuk memanaskan udara, akan tetapi terjadi *losses*, *losses* ini terjadi karena adanya kebocoran.

#### **4.6.2 Pengaruh beban PLTU terhadap distribusi temperatur pada *air heater* Unit 3 pada sisi *Intermediate Layer*.**

**Tabel 4.10** Hasil Perhitungan distribusi temperatur dengan variasi beban PLTU pada *Intermediate layer*

sektor	sudut	load 1	load 2	load 3	load 4	load 5	load 6	load 7	load 8	load 9
sisi fluegas	15°	442.65	445.23	448.15	452.45	456.88	468.90	464.14	472.08	479.28
	30°	470.51	475.36	477.75	485.00	494.35	523.41	522.59	528.62	545.28
	45°	483.26	488.29	491.23	498.65	508.47	531.92	528.77	538.78	549.25
	60°	489.09	493.83	497.37	504.37	513.79	533.25	529.42	540.60	549.48
	75°	491.75	496.21	500.16	506.77	515.79	533.46	529.49	540.93	549.50
	90°	492.97	497.23	501.44	507.77	516.54	533.49	529.50	540.99	549.50
	105°	493.53	497.67	502.02	508.20	516.83	533.50	529.50	541.00	549.50
	120°	493.79	497.86	502.28	508.37	516.94	533.50	529.50	541.00	549.50
	135°	493.90	497.94	502.40	508.45	516.98	533.50	529.50	541.00	549.50
	150°	493.96	497.97	502.45	508.48	516.99	533.50	529.50	541.00	549.50
seal	165°	493.98	497.99	502.48	508.49	517.00	533.50	529.50	541.00	549.50
	180°	464.96	467.32	471.76	476.67	482.94	495.43	491.31	500.81	507.92
sisi secondary air	195°	435.36	437.49	441.43	445.12	449.23	458.90	454.74	461.11	466.97
	210°	435.28	437.42	441.35	445.04	449.14	458.76	454.59	460.97	466.81
	225°	435.23	437.37	441.31	445.00	449.09	458.70	454.54	460.93	466.77
	240°	435.20	437.34	441.28	444.97	449.07	458.67	454.51	460.91	466.75
	255°	435.18	437.33	441.27	444.96	449.06	458.66	454.51	460.90	466.75
	270°	435.17	437.32	441.26	444.96	449.06	458.65	454.50	460.90	466.75
	285°	435.16	437.31	441.26	444.95	449.05	458.65	454.50	460.90	466.75
seal	300°	438.19	440.36	444.33	449.15	452.66	461.18	456.82	464.01	469.08
	315°	440.20	442.47	446.85	453.47	456.42	462.46	457.72	467.56	470.67
sisi primary air	330°	439.88	442.13	446.50	453.08	455.99	461.90	457.13	466.94	469.97
	345°	439.45	441.60	444.87	449.71	451.99	461.45	456.55	462.63	467.85
	seal	360°	442.01	444.32	447.48	452.15	455.24	465.85	461.00	467.96



**Gambar 4.13** Pengaruh variasi beban PLTU terhadap distribusi temperatur pada *Intermediate Layer*.

Gambar grafik di atas merupakan gambar grafik pengaruh load terhadap distribusi temperatur pada sisi *intermediate layer*. Pada Gambar 4.13 dapat dilihat bahwa *trendline* pada semua variasi beban memiliki tipe yang sama yaitu kurva berbentuk cembung kebawah dengan semakin meningkat di awal kemudian cenderung konstan ketika di sisi *fluegas side*. Sedangkan di sisi *air side*, kurva berbentuk cekung ke atas dan temperatur semakin menurun seiring dengan bertambahnya sudut.

Berdasarkan hasil perhitungan pada Tabel 4.10 dapat dilihat bahwa perbedaan suhu dari sisi *fluegas side* menuju *secondary air side*, dari beban pertama memiliki selisih sekitar 60 K, sedangkan beban ke sembilan memiliki selisih sekitar 80 K. Itu artinya semakin tinggi variasi beban maka perbedaan kenaikan temperatur yang terjadi antara *fluegas side* menuju *secondary air side* juga semakin tinggi. Hal demikian juga terjadi antara *primary air side* menuju *fluegas side*, pada beban pertama memiliki selisih sekitar 40 K dan pada beban ke sembilan memiliki selisih sekitar 80 K. Namun hal demikian tidak begitu terlihat antara *primary air side* dengan *secondary air side*. Hal ini dapat terjadi dikarenakan antara *primary air side* dengan *secondary air side* fluida antara keduanya adalah sama yaitu udara, sedangkan pada *fluegas side* menuju *secondary air side* atau *primary air side* menuju *fluegas side*, fluidanya berbeda yaitu dari *fluegas* ke udara atau sebaliknya.

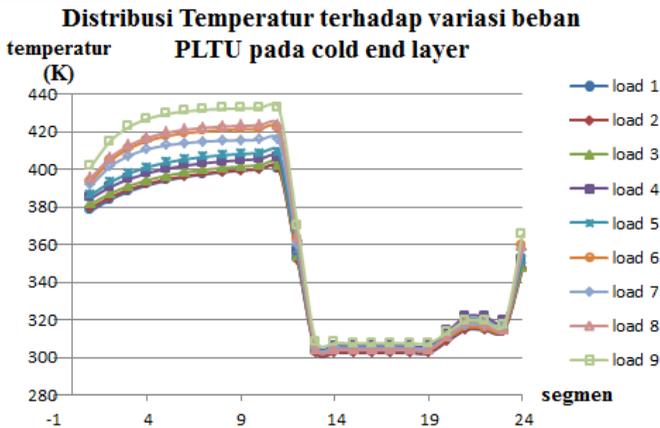
Daerah luasan dibawah kurva dari sudut  $0^{\circ}$  (segment 1) sampai  $165^{\circ}$  (segment 11) adalah daerah penyerapan panas dari *fluegas* disimpan di *heating element*. Sedangkan daerah luasan dibawah kurva dari sudut  $180^{\circ}$  (segment 13) sampai  $300^{\circ}$  (segment 20) ditambah dari sudut  $315^{\circ}$  (segment 21) sampai  $345^{\circ}$  (segment 23) adalah daerah pelepasan energi panas dari *heating element* menuju udara yang melaluinya. Apabila diteliti lebih lanjut, terdapat selisih diantara kedua luasan tersebut, di luasan penyerapan energi panas dari *fluegas* lebih luas dibandingkan luasan untuk menangkap panas, itu artinya tidak semua energi yang tersimpan pada *heating element* dimanfaatkan untuk

memanaskan udara, akan tetapi terjadi *losses*, *losses* ini terjadi karena adanya kebocoran.

#### 4.6.3 Pengaruh beban PLTU terhadap distribusi temperatur pada air heater Unit 3 pada sisi Cold End Layer.

Tabel 4. 11 Hasil Perhitungan distribusi temperatur dengan variasi beban PLTU pada *cold end layer*

sektor	sudut	load 1	load 2	load 3	load 4	load 5	load 6	load 7	load 8	load 9	
sisi fluegas	15°	378.05	379.70	381.68	384.78	386.50	393.68	391.65	395.65	401.68	
	30°	383.90	385.14	387.14	390.58	393.09	404.43	401.45	406.11	414.92	
	45°	388.32	389.26	391.27	394.87	397.83	411.10	407.30	412.72	422.56	
	60°	391.66	392.37	394.39	398.04	401.24	415.24	410.80	416.88	426.98	
	75°	394.18	394.72	396.75	400.38	403.70	417.80	412.89	419.51	429.52	
	90°	396.09	396.50	398.52	402.11	405.47	419.40	414.14	421.17	430.99	
	105°	397.53	397.84	399.87	403.39	406.74	420.39	414.89	422.21	431.84	
	120°	398.62	398.86	400.88	404.33	407.65	421.00	415.34	422.87	432.33	
	135°	399.45	399.62	401.64	405.03	408.31	421.38	415.60	423.29	432.61	
	150°	400.07	400.22	402.22	405.54	408.78	421.61	415.76	423.55	432.78	
seal	165°	400.54	400.64	402.66	405.92	409.13	421.76	415.86	423.72	432.87	
sisi secondary air	180°	352.38	352.12	354.20	356.44	357.02	362.83	360.13	363.84	370.15	
	195°	302.51	302.60	304.68	306.07	304.28	304.55	305.24	304.01	307.72	
	210°	302.47	302.60	304.64	306.04	304.24	304.49	303.17	303.95	307.65	
	225°	302.38	302.60	304.56	305.95	304.15	304.36	305.05	303.84	307.53	
	240°	302.36	302.60	304.54	305.93	304.13	304.33	305.02	303.82	307.51	
	255°	302.34	302.60	304.52	305.92	304.12	304.32	305.01	303.81	307.51	
	270°	302.32	302.60	304.51	305.91	304.11	304.31	305.00	303.80	307.50	
	285°	302.30	302.60	304.50	305.90	304.10	304.30	305.00	303.80	307.50	
	seal	300°	308.56	308.89	311.09	313.76	311.84	310.08	311.06	311.08	313.26
	sisi primary air	315°	314.65	315.07	317.70	321.82	319.87	315.91	317.27	318.96	319.52
330°		314.50	314.90	317.54	321.64	319.68	315.63	316.98	318.67	319.19	
345°		313.90	314.21	315.96	319.09	316.74	314.90	316.10	315.09	316.84	
seal		360°	348.20	346.94	348.37	351.68	352.12	359.05	356.84	359.34	365.48



Gambar 4.14 Pengaruh variasi beban PLTU terhadap distribusi temperatur pada *Cold end Layer*.

Gambar grafik di atas merupakan gambar grafik pengaruh load terhadap distribusi temperatur pada sisi *intermediate layer*. Pada Gambar 4.14 dapat dilihat bahwa *trendline* pada semua variasi beban memiliki tipe yang sama yaitu kurva berbentuk cembung kebawah dengan semakin meningkat di awal kemudian cenderung konstan ketika di sisi *fluegas side*. Sedangkan di sisi *air side*, kurva berbentuk cekung ke atas dan temperatur semakin menurun seiring dengan bertambahnya sudut.

Berdasarkan hasil perhitungan pada Tabel 4.11 dapat dilihat bahwa perbedaan suhu dari sisi *fluegas side* menuju *secondary air side*, dari beban pertama memiliki selisih sekitar 100 K, sedangkan beban ke sembilan memiliki selisih sekitar 130 K. Itu artinya semakin tinggi variasi beban maka perbedaan kenaikan temperatur yang terjadi antara *fluegas side* menuju *secondary air side* juga semakin tinggi. Hal demikian juga terjadi antara *primary air side* menuju *fluegas side*, pada beban pertama memiliki selisih sekitar 70 K dan pada beban ke sembilan memiliki selisih sekitar 100 K. Namun hal demikian tidak begitu terlihat antara *primary air side* dengan *secondary air side*. Hal ini dapat terjadi dikarenakan antara *primary air side* dengan *secondary air side* fluida antara keduanya adalah sama yaitu udara, sedangkan pada *fluegas side* menuju *secondary air side* atau *primary air side* menuju *fluegas side*, fluidanya berbeda yaitu dari *fluegas* ke udara atau sebaliknya.

Daerah luasan dibawah kurva dari sudut  $0^{\circ}$  (segment 1) sampai  $165^{\circ}$  (segment 11) adalah daerah penyerapan panas dari *fluegas* disimpan di *heating element*. Sedangkan daerah luasan dibawah kurva dari sudut  $180^{\circ}$  (segment 13) sampai  $300^{\circ}$  (segment 20) ditambah dari sudut  $315^{\circ}$  (segment 21) sampai  $345^{\circ}$  (segment 23) adalah daerah pelepasan energi panas dari *heating element* menuju udara yang melaluinya. Apabila diteliti lebih lanjut, terdapat selisih diantara kedua luasan tersebut, di luasan penyerapan energi panas dari *fluegas* lebih luas dibandingkan luasan untuk menangkap panas, itu artinya tidak semua energi yang tersimpan pada *heating element* dimanfaatkan untuk

memanaskan udara, akan tetapi terjadi *losses*, *losses* ini terjadi karena adanya kebocoran.

#### 4.7 NTU, *effectiveness* dan *heat rate* pada *air heater*

Dalam menganalisis NTU, *effectiveness* dan *heat rate* pada *air heater*, maka harus diketahui dahulu nilai laju perpindahan maksimum ( $Q_{maks}$ ) pada *heat exchanger* tersebut.

Perhitungan di bawah ini berdasarkan kondisi pada pembebanan PLTU yang pertama.

- Menghitung nilai  $C_c$  dan  $C_h$

$$\begin{aligned} C_h &= \dot{m}_{fluegas} \cdot C_{pf} \\ &= 291,42 \frac{kg}{s} \times 1.076818 \frac{kJ}{kg.K} \\ &= 313,8 \frac{kJ}{s.K} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} C_c &= (\dot{m}_{primary\ air} \cdot C_{pp.}) + (\dot{m}_{secondary\ air} \cdot C_{ps.}) \\ &= (155.38889 \frac{kg}{s} \times 1.0679 \frac{kJ}{kg.K}) + (79.3826971 \frac{kg}{s} \times 1.0685 \frac{kJ}{kg.K}) \\ &= 250,7 \frac{kJ}{s.K} \end{aligned}$$

Dengan membandingkan nilai  $C_c$  dan  $C_h$ , maka didapatkan nilai

$$C_{min} = C_c = 250,7 \frac{kJ}{s.K}$$

- Menghitung nilai  $C_r$

dengan :

$M_w$  = massa matriks (kg)

$C_w$  = Kalor spesifik matriks (kJ/kg.K)

$N$  = putaran rotor (rpm)

$$\begin{aligned} C_r &= M_w \cdot C_w \cdot N \\ &= 582 \text{ ton} \times 0.491 \frac{kJ}{kg.K} \times \frac{1}{60} \text{ rps} \times \frac{1000 \text{ kg}}{\text{ton}} \\ &= 4762,7 \frac{kJ}{s.K} \end{aligned}$$

- Menghitung nilai  $C^*$

$$C^* = \frac{C_c}{C_h}$$

$$\begin{aligned}
 &= \frac{250,7 \frac{kJ}{s.K}}{313,8 \frac{kJ}{s.K}} \\
 &= 0,799105
 \end{aligned}$$

- Menghitung nilai  $C_r^*$

$$\begin{aligned}
 C_r^* &= \frac{C_r}{C_{min}} \\
 &= \frac{4762,7 \frac{kJ}{s.K}}{250,7 \frac{kJ}{s.K}} \\
 &= 18,9927
 \end{aligned}$$

- Menghitung nilai NTU

$$\begin{aligned}
 NTU_0 &= \frac{1}{C_c} \frac{1}{\frac{1}{(hA)_f} + \frac{1}{(hA)_{sa} + (hA)_{pa}}} \\
 &= \\
 &= \frac{1}{250,7 \frac{kJ}{s.K}} \times \frac{1}{\frac{1}{(6,93 \frac{W}{m^2.K} \cdot 94,173 m^2)_f} + \frac{1}{(5,6 \frac{W}{m^2.K} \cdot 54,934 m^2)_{sa} + (3,63 \frac{W}{m^2.K} \cdot 23,5432 m^2)_{pa}}} \\
 &= 0,94
 \end{aligned}$$

- Menghitung nilai *effectiveness air heater*

$$\begin{aligned}
 \varepsilon_{cf} &= \frac{1 - \exp[-NTU_0(1-C^*)]}{1 - C^* \exp[-NTU_0(1-C^*)]} \\
 &= \frac{1 - \exp[-0,94 (1 - 0,799105)]}{1 - 0,799105 \exp[-0,94 (1 - 0,799105)]} \\
 &= 0,5078
 \end{aligned}$$

- Menghitung nilai *effectiveness air heater* dengan pengaruh putaran

$$\begin{aligned}
 \varepsilon &= \varepsilon_{cf} \left( 1 - \frac{1}{9 C_r^{1,93}} \right) \\
 &= 0,5078 \left( 1 - \frac{1}{9 \times 18,9927^{1,93}} \right) \\
 &= 0,5076
 \end{aligned}$$

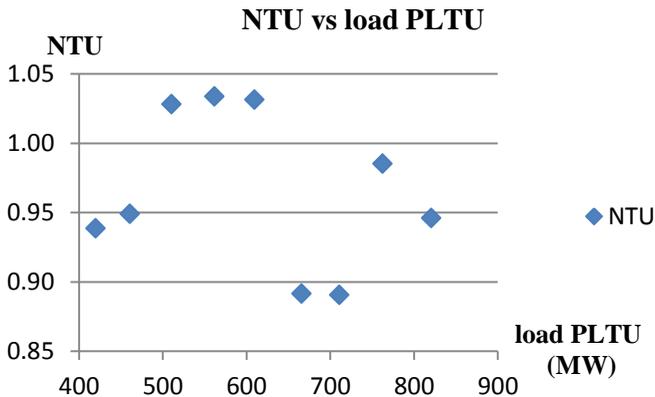
- Menghitung nilai Q

$$\begin{aligned}
 q &= \varepsilon \cdot C_c \cdot (T_{h,i} - T_{c,i}) \\
 &= 0,5076 \cdot 250,7 \frac{kJ}{s.K} \cdot (586 - 308,1) K
 \end{aligned}$$

$$= 34006,1 \text{ kW}$$

**Tabel 4. 12** Hasil Perhitungan NTU, *effectiveness* dan *heat rate* dengan variasi beban PLTU

Load	Ch	Cc	C*	Cr*	NTU <sub>o</sub>	E <sub>cf</sub>	E	q
1	300.87	241.05	0.8	19.76	0.94	0.5078	0.5076	34006.1
2	314.69	248.37	0.79	19.18	0.95	0.5123	0.5121	36071.96
3	290.52	217.57	0.75	21.89	1.03	0.5399	0.5397	34157.78
4	306.38	226.14	0.74	21.06	1.03	0.5428	0.5426	36592.58
5	322.32	235.43	0.73	20.23	1.03	0.5432	0.543	40206.76
6	438.73	347.53	0.79	13.7	0.89	0.4948	0.4944	57630.99
7	479.72	375.09	0.78	12.7	0.89	0.4957	0.4953	61764.8
8	410.76	301.71	0.73	15.79	0.99	0.5297	0.5294	55772.14
9	470.49	352.78	0.75	13.5	0.95	0.5163	0.5159	64412.22



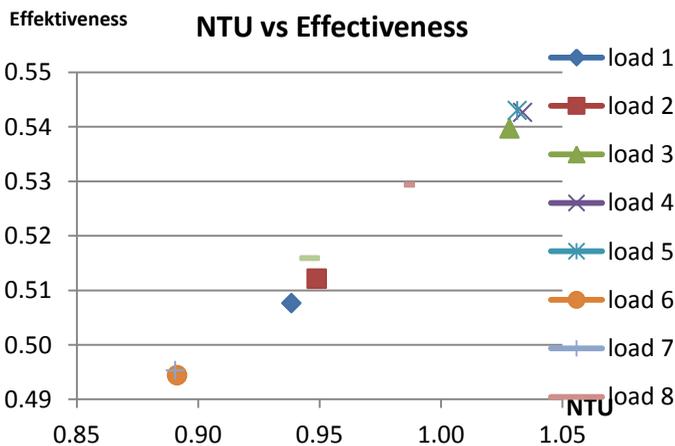
**Gambar 4.15** Grafik pengaruh beban PLTU terhadap NTU

Berdasarkan grafik pada Gambar 4.15, dapat diketahui bahwa semakin besar beban PLTU justru nilai NTU semakin menurun. Penurunan nilai NTU ini bersifat exponential pangkat minus satu, hal ini dapat dijelaskan sebagai berikut :

Nilai  $NTU_0$  pada dasarnya sama dengan  $\frac{UA}{C_{min}}$ , dalam hal ini nilai A (luas) adalah tetap sehingga tidak memberikan pengaruh terhadap perubahan nilai NTU, sedangkan nilai  $U = \frac{1}{R_{tot}}$ ,  $R_{tot}$  nilainya bergantung pada nilai h (koefisien konveksi), semakin

tinggi beban PLTU nilai  $h$  semakin tinggi pula. Dalam hal ini nilai  $h$  berbanding lurus dengan nilai  $NTU_0$  sebab  $NTU_0 = \frac{1}{C_c} \frac{1}{\frac{1}{(hA)_f} + \frac{1}{(hA)_{sa} + (hA)_{pa}}}$ , sehingga apabila beban PLTU semakin tinggi seharusnya nilai  $NTU_0$  semakin tinggi juga. Namun pada kenyataannya justru sebaliknya, hal ini dikarenakan nilai  $C_{min}$ , dalam hal ini nilai  $C_{min}$  berbanding terbalik dengan nilai  $NTU_0$ . Semakin tinggi beban PLTU nilai  $C_{min}$  juga semakin tinggi, akibatnya ketika beban PLTU semakin tinggi justru nilai  $NTU_0$  semakin turun. Meskipun ada pengaruh nilai  $h$  yang seharusnya membuat *trendline* menjadi naik, namun dari rumus dapat dilihat bahwa pengaruh  $h$  sangat kecil dibandingkan pengaruh  $C_{min}$ . Itulah sebabnya penurunan nilai  $NTU_0$  dianggap exponential pangkat minus satu dan grafik diatas dianggap benar meskipun terdapat ketidak-konsistenan.

Perbedaan yang terjadi antara teori dengan kenyataan di lapangan bisa dikarenakan adanya pengaruh faktor dari luar yang tidak diperhitungkan seperti kebocoran, jumlah bottom ash dan sebagainya.



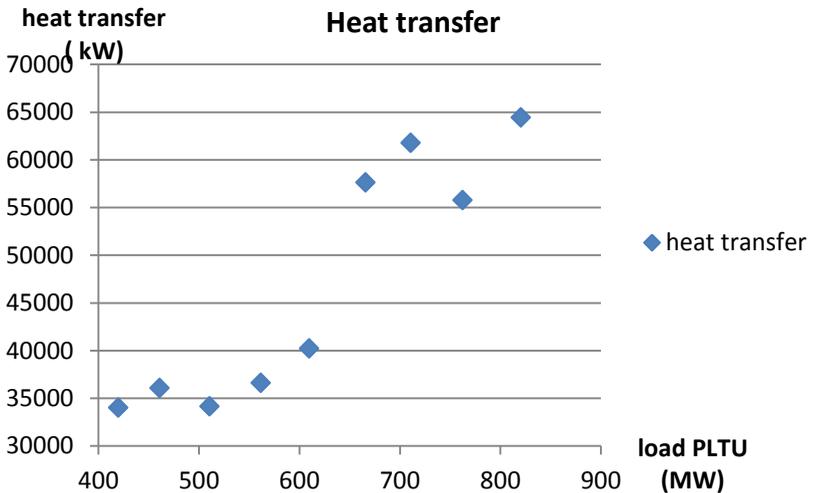
**Gambar 4.16** Grafik NTU terhadap *effectiveness*

Berdasarkan Gambar 4.16 di atas, dapat dilihat hubungan antara NTU dengan *effectiveness* pada masing-masing beban PLTU. Seperti yang telah dijelaskan sebelumnya nilai NTU berbanding terbalik dengan pengaruh beban PLTU, sehingga semakin besar beban PLTU justru nilai NTU semakin turun.

Nilai NTU berpengaruh terhadap nilai *effectiveness*, semakin besar nilai NTU maka nilai *effectiveness* semakin besar pula. Dalam hal ini, teori sudah sesuai dengan kenyataan, namun pengaruh nilai NTU pengaruhnya tidak terlalu besar, dapat dilihat pada grafik nilai *effectiveness* dari beban pertama hingga ke sembilan nilainya tidak jauh berbeda atau cenderung sama.

Pengaruh lain yang menyebabkan nilai *effectiveness* cenderung sama ialah dalam analisis ini tidak terjadi perubahan yang signifikan dalam sistem, sebab meskipun beban PLTU berubah, *input* dan *output* menyesuaikan kesetimbangan awal. Sehingga meskipun beban PLTU berubah semakin tinggi, nilai *effectiveness* hanya mengalami sedikit kenaikan dan cenderung sama.

Dari grafik di atas juga dapat dilihat bahwa nilai *effectiveness air heater* bernilai antara 0,4 hingga 0,5, hal ini sesuai dengan hipotesa awal. *Heat exchanger* dengan tipe *Ljungstrom rotary regenerative air heater* ini memang dirancang demikian untuk membantu meningkatkan efisiensi pembakaran pada PLTU.



**Gambar 4.17** Grafik pengaruh beban PLTU terhadap *heat transfer*.

Dari Gambar 4.17 dapat diketahui bahwa beban PLTU berpengaruh terhadap nilai *heat transfer* atau laju perpindahan panas yang terjadi pada *air heater*. Grafik di atas menunjukkan bahwa semakin besar beban PLTU, maka nilai *heat transfer* juga semakin tinggi. Kenaikan nilai *heat transfer* dan beban PLTU ini bersifat *polynomial*, hal ini dapat dijelaskan sebagai berikut :

Nilai *heat transfer* diperoleh dari nilai *effectiveness* dikalikan dengan nilai  $Q_{max}$ . Dalam kondisi ini nilai *effectiveness* dianggap tidak berpengaruh karena tidak mengalami perubahan yang berarti terhadap perubahan beban PLTU, sehingga dalam hal ini nilai  $Q_{max}$  yang memiliki pengaruh terhadap perubahan nilai *heat rate*. Nilai  $Q_{max}$  diperoleh dari  $Q_{max} = C_c \cdot (T_{h,i} - T_{c,i})$ . Berdasarkan data operasi air heater PT.IPMOMI Unit 3 pada tanggal 31 Desember 2015 s/d 06 Januari 2016, dapat diketahui bahwa semakin tinggi beban PLTU ternyata nilai  $T_{h,i}$  (temperatur input *fluegas*) juga semakin tinggi. Sedangkan nilai  $T_{c,i}$  (temperatur input udara) cenderung tetap, sebab udara berasal dari luar sistem PLTU. Dalam hal ini dapat dikatakan nilai  $T_{h,i}$  berbanding lurus dengan nilai  $Q_{max}$ , semakin tinggi nilai  $T_{h,i}$  maka akan semakin

tinggi pula nilai  $Q_{\max}$ . Nilai  $C_c$  juga memiliki pengaruh yang sama terhadap nilai  $Q_{\max}$ , sebab ketika  $T_{h,i}$  semakin tinggi maka akan berpengaruh terhadap  $C_c$  yang juga semakin tinggi. Akibatnya ketika beban PLTU semakin tinggi, maka nilai  $C_c$  dan nilai  $T_{h,i}$  juga semakin tinggi. Sehingga kenaikan yang terjadi pada  $Q_{\max}$  bersifat polynomial pangkat dua, begitu juga pada nilai *heat transfer*.

Dalam analisis ini terdapat sedikit perbedaan antara teori dengan kenyataan, hal ini dapat terjadi karena faktor dari luar yang tidak diperhitungkan, baik itu karena kebocoran, faktor pengganggu dan sebagainya.

## Lampiran

TABLE B.1

Properties of Dry Air at Atmospheric Pressure

Temperature (°C)	$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	$c_p$ (kJ/ kg · K)	$k$ (W/m · K)	$\beta \times 10^3$ (1/K)	$\mu \times 10^5$ (kg/m · s)	$\nu \times 10^6$ (m <sup>2</sup> /s)	$\alpha \times 10^6$ (m <sup>2</sup> /s)	$Pr$
-150	2.793	1.026	0.0120	8.21	0.870	3.11	4.19	0.74
-100	1.980	1.009	0.0165	5.82	1.18	5.96	8.28	0.72
-50	1.534	1.005	0.0206	4.51	1.47	9.55	13.4	0.715
0	1.2930	1.005	0.0242	3.67	1.72	13.30	18.7	0.711
20	1.2045	1.005	0.0257	3.43	1.82	15.11	21.4	0.713
40	1.1267	1.009	0.0271	3.20	1.91	16.97	23.9	0.711
60	1.0595	1.009	0.0285	3.00	2.00	18.90	26.7	0.709
80	0.9908	1.009	0.0299	2.83	2.10	20.94	29.6	0.708
100	0.9458	1.013	0.0314	2.68	2.18	23.06	32.8	0.704
120	0.8980	1.013	0.0328	2.55	2.27	25.23	36.1	0.70
140	0.8535	1.013	0.0343	2.43	2.35	27.55	39.7	0.694
160	0.8150	1.017	0.0358	2.32	2.43	29.85	43.0	0.693
180	0.7785	1.022	0.0372	2.21	2.51	32.29	46.7	0.69
200	0.7475	1.026	0.0386	2.11	2.58	34.63	50.5	0.685
250	0.6745	1.034	0.0421	1.91	2.78	41.17	60.3	0.68
300	0.6157	1.047	0.0453	1.75	2.95	47.85	70.3	0.68
350	0.5662	1.055	0.0485	1.61	3.12	55.05	81.1	0.68
400	0.5242	1.068	0.0516	1.49	3.28	62.53	91.9	0.68
450	0.4875	1.080	0.0543	—	3.44	70.54	103.1	0.685
500	0.4564	1.092	0.0570	—	3.86	70.48	114.2	0.69
600	0.4041	1.114	0.0621	—	3.58	95.57	138.2	0.69
700	0.3625	1.135	0.0667	—	4.12	113.7	162.2	0.70
800	0.3287	1.156	0.0706	—	4.37	132.8	185.8	0.715
900	0.321	1.172	0.0741	—	4.59	152.5	210	0.725
1000	0.277	1.185	0.0770	—	4.80	175	235	0.735

Source: From Kakaç, S. and Yener, Y., *Convective Heat Transfer*, 2nd ed., CRC Press, Boca Raton, FL, 1995. With permission.

**TABLE A.4** Thermophysical Properties of Gases at Atmospheric Pressure<sup>a</sup>

$T$ (K)	$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	$c_p$ (kJ/kg·K)	$\mu \cdot 10^7$ (N·s/m <sup>2</sup> )	$\nu \cdot 10^6$ (m <sup>2</sup> /s)	$k \cdot 10^3$ (W/m·K)	$\alpha \cdot 10^6$ (m <sup>2</sup> /s)	$Pr$
Air, $M = 28.97$ kg/kmol							
100	3.5562	1.032	71.1	2.00	9.34	2.54	0.786
150	2.3364	1.012	103.4	4.426	13.8	5.84	0.758
200	1.7458	1.007	132.5	7.590	18.1	10.3	0.737
250	1.3947	1.006	159.6	11.44	22.3	15.9	0.720
300	1.1614	1.007	184.6	15.89	26.3	22.5	0.707
350	0.9950	1.009	208.2	20.92	30.0	29.9	0.700
400	0.8711	1.014	230.1	26.41	33.8	38.3	0.690
450	0.7740	1.021	250.7	32.39	37.3	47.2	0.686
500	0.6964	1.030	270.1	38.79	40.7	56.7	0.684
550	0.6329	1.040	288.4	45.57	43.9	66.7	0.683
600	0.5804	1.051	305.8	52.69	46.9	76.9	0.685
650	0.5356	1.063	322.5	60.21	49.7	87.3	0.690
700	0.4975	1.075	338.8	68.10	52.4	98.0	0.695
750	0.4643	1.087	354.6	76.37	54.9	109	0.702
800	0.4354	1.099	369.8	84.93	57.3	120	0.709
850	0.4097	1.110	384.3	93.80	59.6	131	0.716
900	0.3868	1.121	398.1	102.9	62.0	143	0.720
950	0.3666	1.131	411.3	112.2	64.3	155	0.723
1000	0.3482	1.141	424.4	121.9	66.7	168	0.726
1100	0.3166	1.159	449.0	141.8	71.5	195	0.728
1200	0.2902	1.175	473.0	162.9	76.3	224	0.728
1300	0.2679	1.189	496.0	185.1	82	257	0.719
1400	0.2488	1.207	530	213	91	303	0.703
1500	0.2322	1.230	557	240	100	350	0.685
1600	0.2177	1.248	584	268	106	390	0.688
1700	0.2049	1.267	611	298	113	435	0.685
1800	0.1935	1.286	637	329	120	482	0.683
1900	0.1833	1.307	663	362	128	534	0.677
2000	0.1741	1.337	689	396	137	589	0.672
2100	0.1658	1.372	715	431	147	646	0.667
2200	0.1582	1.417	740	468	160	714	0.655
2300	0.1513	1.478	766	506	175	783	0.647
2400	0.1448	1.558	792	547	196	869	0.630
2500	0.1389	1.665	818	589	222	960	0.613
3000	0.1135	2.726	955	841	486	1570	0.536

## 5. Predicted Performance Data for AH

Description	Details	
<b>Regenerative Air Preheater</b>		
Number of Air Preheaters	Two (2) sets,	
Equipment Number	03HLD01AC101/102	
Type	Ljungstrom, Rotary, Regenerative, Trisector	
Inlet gas flow	1,683,200kg/h (BMCR, Design Coal)	
Primary air entering / leaving temperature	39°C/323°C	
Secondary air entering / leaving temperature	28°C /336°C	
AH gas inlet temperature	369°C	
AH gas outlet temperature	145°C (Uncorrected)	
Cold end metal temperature	87.6°C	
<b>Pressure differential (hot side):</b>		
Primary air to Secondary air	830mmAq	
Secondary air to Gas	400mmAq	
Primary air to Gas	1230mmAq	
<b>Pressure drop:</b>		
Primary air side	70mmAq	
Secondary air side	85mmAq	
Gas side	120mmAq	
Air leakage	7.0% (max)	
Heating surface (gas side)	50,150m <sup>2</sup>	
<b>Heating Element</b>		
Hot end layer depth	750mm/ material	mild steel
Interim layer depth	725mm/ material	mild steel
Cold end layer depth	300mm/ material	CRLS
Electric Drive details	15kW, 1500rpm, 380V,3ø AC	
Rotor rotation speed	Approx. 1 rpm.	
Air motor details	5.8Nm <sup>3</sup> /min, 4.9bar service air	

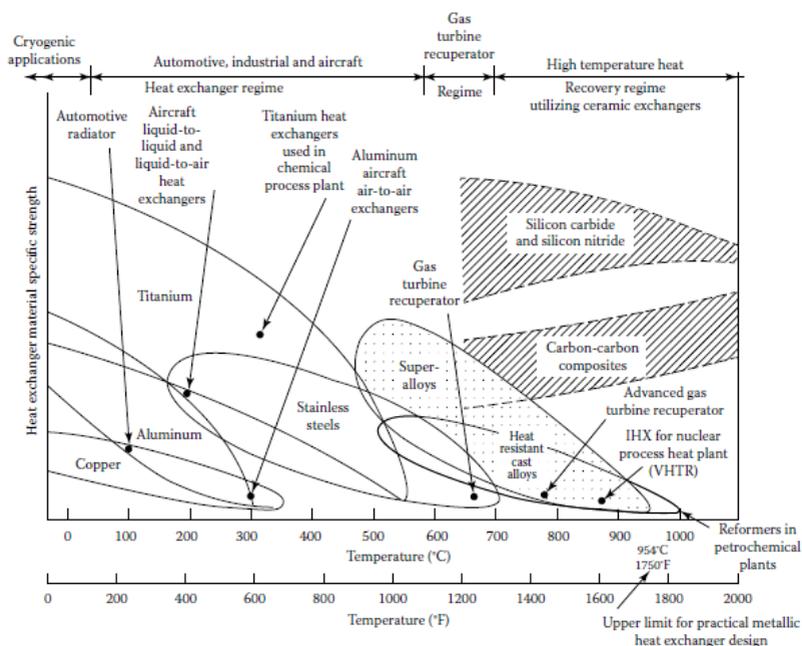


FIGURE 6.13 Approximate temperature range for various heat exchanger materials. (From McDonald, C.F., *Trans. ASME J. Eng. Power*, 102, 303, 1980.)

**TABLE 6.6**  
**Symmetric and Balanced Counterflow Regenerator Effectiveness  $\varepsilon = \varphi(\Lambda, \Pi)$  (as**  
**Calculated from Equation 6.31)**

$\Lambda \backslash \Pi \Lambda$	0.0	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	1.0
1.0	1/3	0.3332	0.3329	0.3323	0.3315	0.3304	0.3292	0.3277	0.3260	0.3241	0.3221
1.5	3/7	0.4283	0.4276	0.4264	0.4248	0.4227	0.4202	0.4173	0.4139	0.4102	0.4061
2.0	1/2	0.4996	0.4986	0.4968	0.4943	0.4912	0.4874	0.4830	0.4780	0.4725	0.4665
2.5	5/9	0.5551	0.5537	0.5513	0.5481	0.5440	0.5391	0.5333	0.5269	0.5197	0.5120
3.0	3/5	0.5994	0.5977	0.5949	0.5910	0.5861	0.5802	0.5733	0.5655	0.5570	0.5477
3.5	7/11	0.6357	0.6338	0.6305	0.6261	0.6204	0.6137	0.6058	0.5970	0.5872	0.5766
4.0	2/3	0.6659	0.6638	0.6602	0.6553	0.6490	0.6416	0.6329	0.6232	0.6124	0.6006
4.5	9/13	0.6915	0.6892	0.6853	0.6800	0.6732	0.6652	0.6559	0.6454	0.6337	0.6210
5.0	5/7	0.7134	0.7109	0.7068	0.7011	0.6940	0.6855	0.6756	0.6645	0.6521	0.6385
5.5	11/15	0.7324	0.7293	0.7255	0.7195	0.7121	0.7032	0.6928	0.6811	0.6681	0.6537
6.0	3/4	0.7491	0.7463	0.7418	0.7356	0.7279	0.7187	0.7080	0.6958	0.6822	0.6672
6.5	13/17	0.7637	0.7609	0.7562	0.7498	0.7419	0.7324	0.7215	0.7089	0.6948	0.6792
7.0	7/9	0.7768	0.7738	0.7690	0.7625	0.7544	0.7447	0.7335	0.7206	0.7061	0.6900
7.5	15/19	0.7884	0.7854	0.7804	0.7738	0.7656	0.7558	0.7444	0.7313	0.7164	0.6997
8.0	4/5	0.7989	0.7958	0.7908	0.7840	0.7757	0.7658	0.7543	0.7409	0.7257	0.7096
8.5	17/21	0.8084	0.8052	0.8001	0.7933	0.7849	0.7749	0.7633	0.7497	0.7342	0.7167
9.0	9/11	0.8171	0.8138	0.8086	0.8017	0.7933	0.7833	0.7715	0.7578	0.7421	0.7242
9.5	19/23	0.8250	0.8216	0.8164	0.8094	0.8010	0.7909	0.7791	0.7653	0.7493	0.7311
10.0	5/6	0.8322	0.8288	0.8235	0.8165	0.8080	0.7980	0.7862	0.7722	0.7560	0.7375
10.5	21/25	0.8388	0.8354	0.8300	0.8230	0.8146	0.8046	0.7927	0.7787	0.7623	0.7435
11.0	11/13	0.8450	0.8415	0.8361	0.8290	0.8206	0.8106	0.7988	0.7847	0.7681	0.7491
11.5	23/27	0.8506	0.8471	0.8417	0.8346	0.8262	0.8163	0.8044	0.7903	0.7736	0.7543
12.0	6/7	0.8559	0.8524	0.8469	0.8398	0.8315	0.8216	0.8098	0.7956	0.7788	0.7592
12.5	25/29	0.8603	0.8573	0.8517	0.8447	0.8364	0.8266	0.8147	0.8005	0.7836	0.7638
13.0	13/15	0.8654	0.8618	0.8562	0.8492	0.8410	0.8312	0.8194	0.8052	0.7882	0.7682
13.5	27/31	0.8697	0.8661	0.8605	0.8535	0.8453	0.8356	0.8239	0.8096	0.7925	0.7723
14.0	7/8	0.8737	0.8701	0.8644	0.8575	0.8494	0.8397	0.8280	0.8138	0.7966	0.7762
14.5	29/33	0.8775	0.8738	0.8682	0.8612	0.8532	0.8436	0.8320	0.8177	0.8004	0.7799
15.0	15/17	0.8811	0.8773	0.8717	0.8648	0.8568	0.8473	0.8358	0.8215	0.8041	0.7834
15.5	31/35	0.8844	0.8807	0.8750	0.8681	0.8602	0.8508	0.8393	0.8251	0.8076	0.7868
16.0	8/9	0.8876	0.8838	0.8781	0.8713	0.8635	0.8542	0.8427	0.8285	0.8110	0.7900
17.0	17/19	0.8934	0.8896	0.8839	0.8771	0.8695	0.8604	0.8490	0.8348	0.8172	0.7959
18.0	9/10	0.8967	0.8948	0.8891	0.8824	0.8749	0.8660	0.8548	0.8406	0.8229	0.8014
19.0	19/21	0.9034	0.8995	0.8938	0.8872	0.8799	0.8711	0.8601	0.8459	0.8282	0.8065
20.0	10/11	0.9077	0.9038	0.8981	0.8916	0.8844	0.8758	0.8649	0.8509	0.8331	0.8111
25	25/27	0.9245	0.9205	0.9148	0.9087	0.9024	0.8947	0.8844	0.8707	0.8528	0.8302
30	15/16	0.9360	0.9319	0.9263	0.9207	0.9151	0.9081	0.8984	0.8851	0.8673	0.8442
35	35/37	0.9445	0.9403	0.9347	0.9295	0.9246	0.9182	0.9090	0.8961	0.8785	0.8552
40	20/21	0.9509	0.9467	0.9411	0.9363	0.9320	0.9261	0.9174	0.9048	0.8875	0.8640
45	45/47	0.9559	0.9517	0.9462	0.9417	0.9379	0.9325	0.9241	0.9119	0.8948	0.8713
50	25/26	0.9600	0.9557	0.9503	0.9461	0.9427	0.9378	0.9297	0.9177	0.9009	0.8775
60	30/31	0.9662	0.9619	0.9565	0.9529	0.9502	0.9459	0.9383	0.9269	0.9106	0.8874
70	35/36	0.9707	0.9663	0.9611	0.9578	0.9558	0.9519	0.9447	0.9337	0.9180	0.8951
80	40/41	0.9740	0.9697	0.9645	0.9616	0.9600	0.9565	0.9497	0.9390	0.9239	0.9014
90	45/46	0.9767	0.9723	0.9672	0.9646	0.9634	0.9602	0.9536	0.9432	0.9236	0.9065

**TABLE 6.6 (continued)**  
**Symmetric and Balanced Counterflow Regenerator Effectiveness  $\varepsilon = \varphi(\Lambda, \Pi)$  (as Calculated from Equation 6.31)**

$\Pi/\Lambda$ $\Lambda$	0.0	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	1.0
100	50/51	0.9788	0.9744	0.9693	0.9670	0.9662	0.9632	0.9568	0.9467	0.9325	0.9109
150	75/76	0.9852	0.9808	0.9759	0.9744	0.9747	0.9726	0.9667	0.9574	0.9452	0.9258
200	100/101	0.9835	0.9840	0.9792	0.9782	0.9791	0.9774	0.9719	0.9629	0.9520	0.9348
300	150/151	0.9917	0.9873	0.9826	0.9821	0.9837	0.9824	0.9772	0.9686	0.9592	0.9456
400	200/201	0.9934	0.9889	0.9843	0.9841	0.9860	0.9850	0.9799	0.9714	0.9629	0.9522
500	250/251	0.9944	0.9899	0.9853	0.9853	0.9874	0.9865	0.9815	0.9731	0.9651	0.9568
600	300/301	0.9950	0.9905	0.9860	0.9861	0.9884	0.9876	0.9826	0.9743	0.9665	0.9602
800	400/401	0.9959	0.9914	0.9869	0.9871	0.9896	0.9889	0.9840	0.9758	0.9682	0.9650
1000	500/501	0.9964	0.9919	0.9874	0.9877	0.9903	0.9897	0.9848	0.9766	0.9692	0.9634
2000	1000/1001	0.9974	0.9928	0.9884	0.9890	0.9917	0.9912	0.9865	0.9784	0.9711	0.9770
$\infty$	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000

Source: Baclig, B.S., *Trans. ASME J. Heat Transfer*, 107, 214, 1985.

Note: For the  $\varepsilon$ -NTU<sub>o</sub> method,  $\frac{\Pi}{\Lambda} = \frac{1}{C_r^*}$  and  $\Lambda = 2\text{NTU}_o$ .

REFPROP (sulfur dioxide) - NIST Reference Fluid Properties

File Edit Options Substance Calculate Plot Window Help Caution

6: sulfur dioxide: Specified state points

	Temperature (K)	Pressure (MPa)	Density (kg/m <sup>3</sup> )	Enthalpy (kJ/kg)	Entropy (kJ/kg-K)	Co (kJ/kg-K)	Quality (kg/kg)	Therm. Cond (mW/m-K)	Viscosity (μPa-s)	Kin. Viscosity (cm <sup>2</sup> /s)	Prandtl
1	262.84	0.10000	1461.9	-8.40172	-0.0015241	1.3645	0.00000	Not calculated	Not calculated	Not calculated	Not calculated
2		10.3					0				
3											

Current fluid: sulfur dioxide. Ref. State: Default

Taskbar: 74.63 GB, 2:53 PM 6/12/2016

miu.10 <sup>-7</sup>	koefisien konveksi sisi fluegas																
	red	pr	Nud	k(W/m.k)	h	alfa	biy	bix	foulier	fourier	biy	bix	foulier	fourier	biy	bix	foulier
264.84	807906.01	0.6877	1053.33	39.78	6.93	56.72	0.04	0.0003	6.807	6.807	0.04	0.0003	7.042	6.807	0.02	0.00012	5.318
266.32	839699.05	0.6876	1086.30	40.03	7.19	57.51	0.04	0.0003	6.901	6.901	0.04	0.0003	7.139	6.901	0.02	0.00013	5.391
267.98	769771.14	0.6874	1013.18	40.32	6.75	58.39	0.04	0.0003	7.007	7.007	0.04	0.0003	7.248	7.007	0.02	0.00012	5.474
270.20	804182.30	0.6873	1049.22	40.70	7.06	59.57	0.04	0.0003	7.148	7.148	0.04	0.0003	7.394	7.148	0.02	0.00012	5.584
273.34	834941.42	0.6871	1081.07	41.24	7.37	61.23	0.04	0.0003	7.348	7.348	0.04	0.0003	7.601	7.348	0.02	0.00013	5.741
279.44	1108230.13	0.6867	1355.59	42.29	9.48	64.47	0.05	0.0004	7.736	7.736	0.05	0.0004	8.003	7.736	0.03	0.00017	6.044
277.96	1219142.25	0.6868	1463.17	42.04	10.17	63.68	0.06	0.0004	7.642	7.642	0.06	0.0004	7.905	7.642	0.03	0.00018	5.970
282.21	1029397.86	0.6865	1274.31	42.77	9.01	65.94	0.05	0.0003	7.912	7.912	0.05	0.0003	8.185	7.912	0.03	0.00016	6.182
285.36	1160343.43	0.6863	1406.03	43.31	10.06	67.60	0.06	0.0004	8.112	8.112	0.06	0.0004	8.392	8.112	0.03	0.00018	6.338

koefisien konveksi sisi secondary air																	
miu.10 <sup>-5</sup>	red	pr	Nud	k(W/m.k)	h	alfa	biy	bix	foulier	fourier	biy	bix	foulier	fourier	biy	bix	foulier
	2.38	676185.29	0.6988	952.98	0.036	5.60	47.12	0.03	0.0002	5.6539	5.6539	0.03	0.0002	5.8489	5.6539	0.02	0.00010
2.39	740756.58	0.6986	1025.02	0.036	6.04	47.51	0.03	0.0002	5.7006	5.7006	0.03	0.0002	5.8972	5.7006	0.02	0.00011	4.4536
2.40	812190.96	0.6982	1103.17	0.036	6.55	48.22	0.04	0.0003	5.7864	5.7864	0.04	0.0003	5.9859	5.7864	0.02	0.00012	4.5206
2.42	898053.04	0.6978	1195.34	0.036	7.15	48.89	0.04	0.0003	5.8657	5.8657	0.04	0.0003	6.0690	5.8657	0.02	0.00013	4.5834
2.43	934869.10	0.6974	1234.16	0.036	7.44	49.63	0.04	0.0003	5.9557	5.9557	0.04	0.0003	6.1611	5.9557	0.02	0.00013	4.6529
2.47	975254.82	0.6964	1276.11	0.037	7.83	51.37	0.05	0.0003	6.1641	6.1641	0.04	0.0003	6.3767	6.1641	0.03	0.00014	4.8157
2.46	1137289.03	0.6965	1443.33	0.037	8.79	50.62	0.05	0.0003	6.0740	6.0740	0.05	0.0003	6.2855	6.0740	0.03	0.00015	4.7453
2.48	1167818.45	0.6962	1473.84	0.037	9.09	51.77	0.05	0.0003	6.2130	6.2130	0.05	0.0003	6.4272	6.2130	0.03	0.00016	4.8539
2.50	1278258.69	0.6956	1583.93	0.038	9.87	52.83	0.06	0.0004	6.3400	6.3400	0.05	0.0004	6.5586	6.3400	0.03	0.00017	4.9531

koefisien konveksi sisi primary air																	
miu.10 <sup>-5</sup>	red	pr	Nud	k(W/m.k)	h	alfa	biy	bix	foulier	fourier	biy	bix	foulier	fourier	biy	bix	foulier
	2.40	389110.04	0.6984	612.36	0.036	3.63	47.89	0.02	0.0001	5.7473	5.7473	0.02	0.000014	5.9455	5.7473	0.01	0.00006
2.41	346749.40	0.6981	558.37	0.036	3.32	48.28	0.02	0.0001	5.7940	5.7940	0.018	0.000013	5.9938	5.7940	0.01	0.00006	4.5265
2.42	112773.71	0.6978	227.31	0.036	1.36	48.87	0.01	0.0001	5.8645	5.8645	0.008	0.000005	6.0668	5.8645	0.00	0.00002	4.5817
2.44	49409.07	0.6974	117.44	0.037	0.71	49.69	0.00	0.0000	5.9622	5.9622	0.004	0.000003	6.1678	5.9622	0.00	0.00001	4.6580
2.44	43704.53	0.6972	106.45	0.037	0.64	50.07	0.00	0.0000	6.0078	6.0078	0.004	0.000002	6.2150	6.0078	0.00	0.00001	4.6936
2.48	494348.48	0.6962	740.91	0.037	4.57	51.87	0.03	0.0002	6.2249	6.2249	0.025	0.000018	6.4395	6.2249	0.02	0.00008	4.8632
2.46	451050.33	0.6966	688.67	0.037	4.21	50.99	0.02	0.0002	6.1185	6.1185	0.023	0.000016	6.3295	6.1185	0.01	0.00007	4.7801
2.49	61348.84	0.6961	139.56	0.037	0.86	52.05	0.00	0.0000	6.2455	6.2455	0.005	0.000003	6.4609	6.2455	0.00	0.00002	4.8793
2.51	154290.16	0.6955	291.80	0.038	1.82	53.03	0.01	0.00001	6.3638	6.3638	0.010	0.000007	6.5833	6.3638	0.01	0.00003	4.9717

## BAB V PENUTUP

### 5.1 Kesimpulan

Dari hasil analisis yang telah dilakukan maka dapat diambil kesimpulan :

1. Pengaruh beban terhadap distribusi temperatur dapat dinyatakan bahwa semakin besar beban, maka perbedaan temperatur antar side juga semakin tinggi :

Keterangan:		<i>Hot end layer</i>	<i>Intermediate layer</i>	<i>Cold end layer</i>
<i>Fluegas side</i> dengan <i>secondary air side</i>	<i>Load terendah</i>	20 K	60 K	100 K
	<i>Load tertinggi</i>	40 K	80 K	130 K
<i>Primary air side</i> dengan <i>fluegas side</i>	<i>Load terendah</i>	10 K	40 K	70 K
	<i>Load tertinggi</i>	40 K	80 K	100 K

2. Seiring naiknya beban PLTU PT.IP MOMI Paiton Unit 3 maka *effectiveness* yang dihasilkan menurun dan nilai NTU juga menurun.
3. Analisis pendekatan perpindahan panas dari *fluegas* menuju *heating element* dan kemudian ditransfer ke udara didapatkan hubungan bahwa semakin tinggi beban PLTU PT.IP MOMI Paiton Unit 3, maka perpindahan panas yang terjadi semakin tinggi, dengan nilai 8,1 % *losses* pada beban paling rendah dan 7,85 % *losses* pada beban paling tinggi.

### 5.2 Saran

Saran yang diberikan oleh penulis dalam tugas akhir ini yaitu :

1. Perlu adanya penelitian selanjutnya untuk menaksir *heat losses* akibat kebocoran *seal*.
2. Perlu adanya data tambahan untuk menganalisis *Air heater* PLTU PT.IPMOMI Paiton Unit 3 misalnya data tekanan pada masing-masing *side* ketika *air heater* berputar. Data tersebut bisa didapat berdasarkan penelitian lain atau *daily report* di PLTU PT.IPMOMI Paiton Unit 3.

## DAFTAR PUSTAKA

- [1] Cengel, Yunus A. 1998. *Heat Transfer A Practical Approach*. Mc Graw-Hill.Inc.
- [2] Holman, J.P. 2010. *Heat Transfer, Tenth Edition*. Mc Graw-Hill.Inc.
- [3] Incropera, Frank P. Dewitt, David P. Bergman, Theodore L. Lavine, Adrienne S. 2007. *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*. John Wiley & Sons (Asia) PteLtd : Hoboken
- [4] Moran, Michael J. Shapiro, Howard N. 2005. *Fundamentals of Engineering Thermodynamics*. John Wiley & Sons Ltd, The Atrium, Shouthern Gate, Chichester, West Sussex PO19 8SQ : England.
- [5] Kakac, Sadic. Liu, Hongtan. 2002. *Heat Exchanger Selections, Rating, and Thermal Design*. CRC Press LLC, 2000 N. W. Corporate Blvd: Boca Raton, Florida
- [6] Kuppan, T. 2000. *Heat Exchanger Design Handbook*.. Marcel Dekker Inc : New York.
- [7] Kusuma, Dian Mustikaning. 2015. *Studi Numerik Aliran dan Perpindahan Panas Fluegas – Primary Air pada Rotary Regenerative Air Preheater*. Institut Teknologi Sepuluh Nopember : Surabaya.
- [8] R, Kaushik Krishan. Ramachandran, Rahul. Srinivasan, P. 2011. *Heat Transfer Modeling and Analysis of a Rotary Regenerative Air Pre-heater*. Department of Mechanical Engineering, BITS, Pilani – 333031 : India

- [9] Shah, Ramesh K. Sekulic, Dusan P. 2003. *Fundamentals of Heat Exchanger Design*. John Wiley & Sons Ltd, University of Kentucky, Lexington, Kentucky : Canada.

## BIODATA PENULIS



Tria Anjarwati dilahirkan di Bogor, 3 Januari 1994 merupakan anak pertama dari dua bersaudara dari pasangan Muslimin dan Emiyarsih. Penulis mengenyam pendidikan mulai dari TK Pertiwi 4 Bogor, sekolah dasar di SD Sumbermujur 1 mulai dari tahun 2000 hingga 2006, selanjutnya melanjutkan di SMPN 1 Candipuro pada tahun 2006 hingga 2009, kemudian SMAN 2 Lumajang pada tahun 2009 hingga 2012.

Penulis diterima di Jurusan Teknik Mesin FTI-ITS pada tahun 2012 melalui jalur SNMPTN Undangan dan menerima beasiswa Bidikmisi selama masa kuliah 4 tahun. Selama kuliah penulis aktif mengikuti organisasi Himpunan Mahasiswa Mesin dan pernah menjadi Sekretaris Departemen bagian Keilmiah. Sesuai dengan hobinya, penulis juga pernah mengikuti UKM pecinta alam dan menjadi anggota muda PLH Siklus ITS. Prestasi yang pernah diraih penulis semasa kuliah salah satunya adalah menjadi ketua PKM –Teknologi terdani pada tahun 2015 dan pernah menjadi asisten menggambar mesin serta asisten perpindahan panas.

Untuk segala informasi dan saran yang ditujukan kepada penulis dapat menghubungi penulis melalui *e-mail* [tria.anjarwati@gmail.com](mailto:tria.anjarwati@gmail.com) .