



TUGAS AKHIR - TF141581

ANALISIS UNJUK KERJA *HEAT RECOVERY STEAM GENERATOR (HRSG)* DENGAN MENGGUNAKAN PENDEKATAN POROUS MEDIA DI PLTGU - JAWA TIMUR

NUR RIMA SAMAROTUL JANAH
NRP 2415.105.017

Dosen Pembimbing
Harsono Hadi, Ph.D
Nur Laila Hamidah, S.T., M.Sc

PROGRAM STUDI S1 TEKNIK FISIKA
DEPARTEMEN TEKNIK FISIKA
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2017



TUGAS AKHIR - TF141581

**ANALISA UNJUK KERJA *HEAT RECOVERY
STEAM GENERATOR (HRSG)* DENGAN
MENGUNAKAN PENDEKATAN POROUS MEDIA
DI PLTGU - JAWA TIMUR**

NUR RIMA SAMAROTUL JANAH
NRP. 2415 105 017

Dosen Pembimbing
Harsono Hadi, Ph.D
Nur Laila Hamidah, S.T., M.Sc

PROGRAM STUDI S1 TEKNIK FISIKA
DEPARTEMEN TEKNIK FISIKA
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2017



FINAL PROJECT - TF141581

***PERFORMANCE ANALYSIS OF HEAT RECOVERY
STEAM GENERATOR (HRSG) USING POROUS
MEDIA APPROACH IN PLTGU - EAST JAVA***

NUR RIMA SAMAROTUL JANAH
NRP. 2415 105 017

Supervisor
Harsono Hadi, Ph.D
Nur Laila Hamidah, S.T., M.Sc

BACHELOR DEGREE OF ENGINEERING PHYSICS
DEPARTMENT OF ENGINEERING PHYSICS
Faculty of Industrial Technology
Sepuluh Nopember Institute of Technology
Surabaya 2017

PERNYATAAN BEBAS PLAGIARISME

Saya yang bertanda tangan di bawah ini:

Nama : Nur Rima Samarotul Janah
NRP : 2415105017
Departemen / Prodi : Teknik Fisika / S1 Teknik Fisika
Fakultas : Fakultas Teknologi Industri
Perguruan Tinggi : Institut Teknologi Sepuluh Nopember

dengan ini menyatakan bahwa Tugas Akhir saya yang berjudul “ANALISA UNJUK KERJA *HEAT RECOVERY STEAM GENERATOR* (HRSG) DENGAN MENGGUNAKAN PENDEKATAN POROUS MEDIA DI PLTGU – JAWA TIMUR” adalah bebas dari plagiasi. Apabila pernyataan ini terbukti tidak benar, maka saya bersedia menerima sanksi sesuai dengan ketentuan yang berlaku.

Demikian surat pernyataan ini saya buat dengan sebenar-benarnya.

Surabaya, 25 Juli 2017
Yang membuat pernyataan,

Nur Rima Samarotul Janah

(Halaman ini memang dikosongkan)

LEMBAR PENGESAHAN

TUGAS AKHIR

ANALISA UNJUK KERJA *HEAT RECOVERY STEAM GENERATOR (HRSG)* DENGAN MENGGUNAKAN PENDEKATAN POROUS MEDIA DI PLTGU – JAWA TIMUR

Oleh:

NUR RIMA SAMAROTUL JANAH

NRP. 2415 105 017

Surabaya, 27 Juli 2017

**Menyetujui,
Dosen Pembimbing I**



Harsono Hadi, Ph.D
NIP. 19600119 198611 1 001

**Menyetujui,
Dosen Pembimbing II**



Nur Laila Hamidah, S.T., M.Sc
NIP. 19880710 201504 2 001

**Mengetahui,
Ketua Departemen
Teknik Fisika FTI-ITS**



Agus Muhamad Hatta, S.T., M.Si., Ph.D.

NIP. 19780902 200312 1 002

**ANALISA UNJUK KERJA HEAT RECOVERY STEAM
GENERATOR (HRSG) DENGAN MENGGUNAKAN
PENDEKATAN POROUS MEDIA DI PLTGU –
JAWA TIMUR**

TUGAS AKHIR

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

Oleh:

NUR RIMA SAMAROTUL JANAH
NRP. 2415 105 017

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir:

1. Harsono Hadi, Ph.D
..... (Pembimbing I)
2. Nur Laila Hamidah, S.T., M.Sc.
..... (Pembimbing II)
3. Dr. Ridho Hantoro, S.T., M.T
..... (Penguji I)
4. Ir. Roekmono, M.T.
..... (Penguji II)
5. Gunawan Nugroho, Ph.D
..... (Penguji III)

SURABAYA
JULI, 2017

**ANALISIS UNJUK KERJA *HEAT RECOVERY STEAM
GENERATOR (HRSG) DENGAN MENGGUNAKAN
PENDEKATAN POROUS MEDIA DI PLTGU – JAWA TIMUR***

Nama Mahasiswa : Nur Rima Samarotul Janah
NRP : 2415 105 017
Program Studi : S1 Teknik Fisika
Departemen : Teknik Fisika FTI - ITS
Dosen Pembimbing : 1. Harsono Hadi, Ph.D
2. Nur Laila Hamidah, S.T., M.Sc

Abstrak

Untuk meningkatkan produksi energi listrik maka komponen-komponen utama Pembangkit Listrik Tenaga Gas dan Uap (PLTGU) haruslah beroperasi secara optimal. Salah satu komponen utama dari PLTGU adalah Heat Recovery Steam Generator (HRSG). HRSG memiliki beberapa komponen utama yaitu superheater, evaporator, dan economizer yang tersusun atas tube-tube yang memiliki struktur dan jumlah tertentu yang memengaruhi performansi HRSG. Pada penelitian ini dilakukan analisa unjuk kerja HRSG dengan menggunakan pendekatan porous media. Pada penelitian ini dilakukan tiga variasi yaitu variasi satu dengan jumlah tube aktual sesuai dengan real plant HRSG yang terdapat di PLTGU – Jawa Timur dengan jumlah tube 6976 buah. Variasi kedua yaitu dengan menambahkan tube sehingga jumlah tube total menjadi 7116 buah. Variasi ketiga yaitu mengurangi jumlah tube sehingga jumlah tube total menjadi 6836 buah. Jumlah tube ini berpengaruh pada jumlah tube pada setiap komponen di HRSG. Pada variasi I suhu HRSG yang ditunjukkan oleh suhu pada HP superheater II adalah 741 K, sedangkan suhu pada variasi II adalah 745 K dan suhu pada variasi III adalah 741 K. Suhu pada variasi II lebih besar dibandingkan dengan variasi I dan II dikarenakan variasi II memiliki jumlah tube yang lebih banyak sehingga area perpindahan panas yang dimiliki variasi II lebih besar. Kecepatan aliran outlet pada variasi I adalah 3,442 m/s, variasi II 3,463 m/s dan variasi III 3,319 m/s. Variasi II memiliki kecepatan yang lebih besar dibandingkan dengan variasi I dan III dikarenakan luasan bidang yang dilewati semakin kecil seiringnya dengan bertambahnya jumlah tube.

Kata kunci : HRSG, porous media, tube, suhu, kecepatan

(Halaman ini memang dikosongkan)

**PERFORMANCE ANALYSIS OF HEAT RECOVERY STEAM
GENERATOR (HRSG) USING POROUS MEDIA APPROACH
IN PLTGU- EAST JAVA**

Name : Nur Rima Samarotul Janah
NRP : 2415 105 017
Study of Program : S1 Engineering Physics
Department : Engineering Physics FTI-ITS
Supervisor : 1. Harsono Hadi, Ph.D
2. Nur Laila Hamidah, S.T., M.Sc

Abstract

To increase the production of electrical energy, the main components of Gas and Steam Power Plant (PLTGU) must operate optimally. One of the main components of PLTGU is the Heat Recovery Steam Generator (HRSG). HRSG has several major components such as superheater, evaporator, and economizer that composed of tubes that have structures and quantities that affect HRSG performance. In this research, there are three variation. The first variation is with the actual number of tubes according to the real plant of HRSG in PLTGU - East Java with 6976 pieces tubes. The second variation is by adding tubes so the total tubes number becomes 7116 pieces. The third variation is reducing the number of tubes so that the total tubes becomes 6836 pieces. The number of tubes affects the number of tubes in a components of HRSG. In variation I the output temperature of HRSG indicated by the temperature at HP superheater II is 741 K, whereas the temperature of the variation II is 745 K and the temperature of the variation III output is 741 K. The temperature of the variation II is greater than the variations I and II due to variation II has more tubes so the heat transfer area variation II is larger than variation I and variation III. Velocity outlet in variation I was 3,442 m/s, variation II was 3,463 m/s and variation III was 3,319 m/s. Variation II has a greater velocity compared with variations II and III due to the area that being passed smaller inline with the increase the number of tubes.

Keywords: HRSG, porous media, tube, temperature, velocity

(Halaman ini memang dikosongkan)

KATA PENGANTAR

Puji syukur penulis panjatkan kehadirat Allah SWT atas limpahan rahmat dan hidayah-Nya, serta shalawat dan salam kepada Nabi Muhammad SAW sehingga penulis dapat menyelesaikan Tugas Akhir yang berjudul “**Analisa Unjuk Kerja Heat Recovery Steam Generator (HRSG) dengan Menggunakan Pendekatan Porous Media di PLTGU – Jawa Timur**”. Penulis telah banyak mendapatkan bantuan dari berbagai pihak dalam menyelesaikan Tugas Akhir ini. Untuk itu penulis mengucapkan terima kasih kepada :

1. Keluarga penulis yang senantiasa memberikan dukungan, semangat dan do'a kepada penulis.
2. Bapak Agus Muhammad Hatta, S.T., M.Si., Ph.D., selaku Ketua Departemen Teknik Fisika FTI – ITS.
3. Bapak Harsono Hadi, Ph.D dan Ibu Nur Laila Hamidah, S.T., M.Sc selaku dosen pembimbing yang senantiasa memberikan motivasi, bimbingan dan arahan dalam menyelesaikan Tugas Akhir ini.
4. Bapak Gunawan Nugroho, Ph.D selaku kepala Laboratorium Energi dan Pengkondisian Lingkungan yang telah memberikan sarana dan prasarana guna menunjang pelaksanaan Tugas Akhir ini.
5. Bapak Ir.Tutug Dhanardhono, M.T. selaku dosen wali penulis yang telah sabar memberikan dukungan, bimbingan, serta ilmu yang sangat bermanfaat bagi penulis.
6. Bapak Dr. Ir. Totok Soehartanto, DEA., yang telah memberikan berbagai masukan kepada penulis.
7. Bapak Dr. Ridho Hantoro, S.T., M.T. dan Bapak Ir. Roekmono, M.T., selaku dosen penguji yang telah memberikan berbagai masukan kepada penulis.
8. Bapak dan Ibu dosen Teknik Fisika yang telah memberikan bimbingan, ilmu dan arahan selama masa perkuliahan di Teknik Fisika ITS.
9. Seluruh Staf Jurusan Teknik Fisika yang telah membantu penulis dalam hal administrasi.

10. Bapak Eko dan pihak PLTGU – Jawa Timur yang telah memberikan berbagai data yang menunjang pelaksanaan Tugas Akhir ini.
11. Teman-teman seperjuangan dalam mengerjakan Tugas Akhir yaitu Dian dan Jessie.
12. Teman-teman LJ 2015 yang telah banyak menyemangati.
13. Teman-teman Laboratorium Rekayasa Energi dan Pengkondisian Lingkungan yang membantu dalam pelaksanaan Tugas Akhir ini.
14. Serta semua orang yang tidak dapat penulis sebutkan satu persatu.

Penulis menyadari bahwa penulisan laporan Tugas Akhir ini tidaklah sempurna. Oleh karena itu sangat diharapkan kritik dan saran yang membangun dari semua pihak sehingga mencapai sesuatu yang lebih baik lagi. Penulis juga berharap semoga laporan ini dapat menambah wawasan yang bermanfaat bagi pembacanya.

Surabaya, Juli 2017

Penulis

DAFTAR ISI

| | |
|---|-------------|
| HALAMAN JUDUL | i |
| PERNYATAAN BEBAS PLAGIARISME | iii |
| LEMBAR PENGESAHAN | v |
| ABSTRAK | ix |
| ABSTRACT | xi |
| KATA PENGANTAR | xiii |
| DAFTAR ISI | xv |
| DAFTAR GAMBAR | xvii |
| DAFTAR TABEL | xix |
| | |
| BAB I PENDAHULUAN | 1 |
| 1.1 Latar Belakang..... | 1 |
| 1.2 Rumusan Permasalahan..... | 2 |
| 1.3 Batasan Masalah..... | 2 |
| 1.4 Tujuan..... | 3 |
| BAB II TEORI PENUNJANG | 5 |
| 2.1 Pembangkit Listrik Tenaga Gas dan Uap..... | 5 |
| 2.2 Siklus Rankine..... | 5 |
| 2.3 Siklus Bryton..... | 7 |
| 2.4 Siklus Kombinasi..... | 8 |
| 2.5 Prinsip Termodinamika | 10 |
| 2.6 <i>Heat Recovery Steam Generator</i> | 11 |
| 2.7 Tipe HRSG..... | 14 |
| 2.8 Komponen <i>Heat Recovery Steam Generator</i> | 16 |
| 2.9 HRSG Berdasarkan Tekanan..... | 21 |
| 2.10 Sirkulasi Pada HRSG | 25 |
| 2.11 Konsep Perpindahan Panas Pada HRSG | 25 |
| 2.12 Porous Media..... | 27 |
| 2.13 <i>Computational Fluid Dynamics</i> | 29 |
| 2.14 <i>Turbulence Model</i> | 30 |
| 2.15 Permodelan Numerik..... | 31 |
| BAB III METODOLOGI | 35 |
| 3.1 Diagram Alir Penelitian..... | 35 |
| 3.2 Keterangan <i>Flowchart</i> | 37 |

| | |
|--|-----------|
| BAB IV ANALISA DATA | 45 |
| 4.1 Validasi Suhu..... | 45 |
| 4.2 Pengaruh Jumlah <i>Tube</i> Terhadap Suhu | 46 |
| 4.3 Pengaruh Jumlah <i>Tube</i> Terhadap Kecepatan Aliran . | 50 |
| 4.4 Perpindahan Panas (<i>Heat Transfer</i>) Pada HRSG | 55 |
| 4.5 Pembahasan | 57 |
| BAB V KESIMPULAN..... | 61 |
| 5.1 Kesimpulan..... | 61 |
| 5.2 Saran..... | 61 |
| DAFTAR PUSTAKA | |
| DAFTAR NOTASI | |
| LAMPIRAN | |
| BIOGRAFI PENULIS | |

DAFTAR GAMBAR

| | | |
|--------------------|---|----------|
| Gambar 2.1 | Bagan sistem PLTGU | 5 |
| Gambar 2.2 | Siklus Rankine | 6 |
| Gambar 2.3 | Diagram T-s siklus Bryton | 7 |
| Gambar 2.4 | Siklus kombinasi | 9 |
| Gambar 2.5 | <i>Heat recovery steam generator (HRSG)</i> | 12 |
| Gambar 2.6 | Filosofi desain HRSG | 13 |
| Gambar 2.7 | HRSG tipe horizontal | 14 |
| Gambar 2.8 | HRSG tipe vertikal | 15 |
| Gambar 2.9 | HRSG tipe <i>once through</i> | 16 |
| Gambar 2.10 | Bagian-bagian HRSG | 17 |
| Gambar 2.11 | <i>Damper</i> | 18 |
| Gambar 2.12 | Insulasi pada HRSG | 20 |
| Gambar 2.13 | Skema sistem SCR | 21 |
| Gambar 2.14 | Susunan HRSG dengan <i>single pressure</i> | 22 |
| Gambar 2.15 | Susunan HRSG dengan <i>dual pressure</i> | 23 |
| Gambar 2.16 | Susunan HRSG dengan <i>multi pressure</i> | 24 |
| Gambar 2.18 | Aliran fluida yang melewati porous media pada <i>solid matrix</i> | 27 |
| Gambar 3.1 | Skema diagram alir penelitian tugas akhir | 35 |
| Gambar 3.2 | Geometri HRSG | 38 |
| Gambar 3.3 | Hasil <i>meshing</i> | 39 |
| Gambar 4.1 | Kontur suhu HRSG | 46 |
| Gambar 4.2 | Kontur suhu potongan vertikal HRSG | 47 |
| Gambar 4.3 | Perbandingan suhu komponen HRSG pada masing-masing variasi | 49 |
| Gambar 4.4 | Kontur dan vektor kecepatan aliran HRSG | 51 |
| Gambar 4.5 | Kontur kecepatan HRSG potongan horizontal | 52 |
| Gambar 4.6 | Kontur kecepatan HRSG potongan vertikal | 53 |
| Gambar 4.7 | Perbandingan kecepatan aliran pada masing-masing variasi | 54 |
| Gambar 4.8 | Perbandingan besar perpindahan panas komponen HRSG pada masing-masing variasi | 56 |

(Halaman ini memang dikosongkan)

DAFTAR TABEL

| | | |
|------------------|---|----------|
| Tabel 2.1 | Perbedaan Efisiensi antar siklus | 11 |
| Tabel 3.1 | Geometri komponen HRSG | 37 |
| Tabel 3.2 | Hasil <i>meshing</i> | 39 |
| Tabel 3.3 | <i>Boundary condition</i> | 40 |
| Tabel 3.4 | <i>Species exhaust gas</i> | 40 |
| Tabel 3.5 | Geometri <i>tube</i> pada masing-masing komponen | 41 |
| Tabel 3.6 | Jumlah <i>tube</i> pada masing-masing variasi | 42 |
| Tabel 3.7 | Porosity | 42 |
| Tabel 3.8 | <i>Inertial resistance</i> dan <i>energy source</i> | 42 |
| Tabel 4.1 | Perbandingan suhu aktual dan simulasi pada setiap komponen | 45 |
| Tabel 4.2 | Perbandingan suhu komponen HRSG pada masing-masing variasi | 48 |
| Tabel 4.3 | Perbandingan kecepatan aliran pada masing-masing variasi | 54 |
| Tabel 4.4 | Perbandingan perpindahan panas komponen HRSG pada masing-masing variasi | 55 |

(Halaman ini memang dikosongkan)

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Untuk meningkatkan produksi energi listrik maka komponen-komponen utama Pembangkit Listrik Tenaga Gas dan Uap (PLTGU) haruslah beroperasi secara optimal. Salah satu komponen utama dari PLTGU adalah *Heat Recovery Steam Generator* (HRSG). (Silaban & Sitepu, 2014) HRSG merupakan boiler yang memanfaatkan energi panas sisa gas buang suatu turbin gas untuk memanaskan air dan mengubahnya menjadi uap. HRSG memiliki beberapa komponen utama salah satunya yaitu *heat exchanger* yang terdiri dari *superheater*, *evaporator*, dan *economizer*. *Superheater*, *evaporator*, dan *economizer* tersusun atas *tube-tube* yang memiliki struktur dan jumlah tertentu.

Pada penelitian sebelumnya telah dilakukan penelitian dalam bidang performansi HRSG. Dari kebanyakan riset yang telah dilakukan, metode yang digunakan yaitu metode *heat and mass balance*. Seperti penelitian yang dilakukan oleh Slamet Priyatmojo, dkk (2016) mengenai analisa efisiensi HRSG unit 1 di PT. PLN, dan dari penelitian ini didapatkan nilai efisiensi HRSG yang dipengaruhi oleh perubahan *heat rate gas turbine*. Penelitian lain mengenai performansi HRSG dilakukan oleh Eflita Yohana (2012), pada penelitian ini dilakukan analisa efisiensi *low pressure* HRSG, pada penelitian ini didapatkan nilai efisiensi HRSG dipengaruhi oleh kondisi insulasi pada dinding HRSG, korosi pada pipa-pipa dan *diverter damper*.

Selain itu terdapat penelitian yang dilakukan oleh Viki Wahyu E, dkk (2012), pada penelitian ini dilakukan analisa unjuk kerja *secondry superheater* PLTGU dan evaluasi peluang *effectiveness* dengan cara variasi jarak, jumlah dan diameter *tube*. Pada penelitian ini analisa dilakukan menggunakan metode *Log Mean Temperature Different* dan NTU. Dari penelitian ini didapatkan bahwa semakin meningkat jumlah *tube* yang dipasang maka akan semakin memperluas area perpindahan panas yang terjadi yang

akan mempengaruhi *effectiveness* perpindahan panas menjadi semakin baik.

Performa HRSG dipengaruhi oleh jumlah *tube* pada masing-masing komponen di HRSG yang memungkinkan terjadinya perpindahan panas pada *tube-tube* tersebut, maka dari itu dilakukan analisa unjuk kerja HRSG menggunakan pendekatan porous media. Dikarenakan banyaknya *tube* yang menyusun setiap komponen HRSG maka pembuatan geometri HRSG akan memiliki kerumitan yang tinggi apabila menggunakan metode *meshing* biasa. Oleh karena itu dilakukan permodelan menggunakan *Computational Fluid Dynamics* (CFD) dengan pendekatan porous media. (Guler, 2014)

Oleh karena itulah pada tugas akhir ini dilakukan analisa unjuk kerja *Heat Recovery Steam Generator* (HRSG) dengan menggunakan pendekatan porous media di PLTGU – Jawa Timur.

1.2 Rumusan Permasalahan

Permasalahan yang dibahas dalam tugas akhir ini yaitu :

- a. Bagaimana karakteristik aliran fluida pada *heat recovery steam generator* di PLTGU - Jawa Timur dengan menggunakan porous media?
- b. Bagaimana pengaruh variasi jumlah *tube* terhadap performa dari *heat recovery steam generator* di PLTGU - Jawa Timur dengan menggunakan porous media?

1.3 Batasan Masalah

Untuk memfokuskan penyelesaian masalah pada penelitian tugas akhir ini maka batasan penelitian yang dibahas adalah sebagai berikut :

- a. *Heat recovery steam generator* (HRSG) yang digunakan adalah HRSG di PLTGU - Jawa Timur.
- b. Metode yang digunakan adalah porous media.
- c. Variabel yang divariasikan adalah jumlah *tube* terhadap ruang yang ada.
- d. Simulasi menggunakan *Computational Fluid Dynamics* (CFD).

1.4 Tujuan

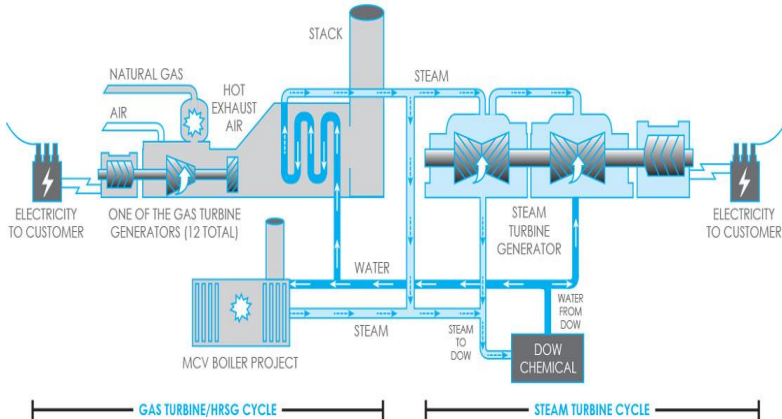
Tujuan tugas akhir ini yaitu :

- a. Mengetahui karakteristik aliran fluida *heat recovery steam generator* di PLTGU - Jawa Timur dengan menggunakan porous media.
- b. Mengetahui pengaruh variasi jumlah *tube* terhadap performa dari *heat recovery steam generator* di PLTGU - Jawa Timur dengan menggunakan porous media.

(Halaman ini memang dikosongkan)

BAB II TEORI PENUNJANG

2.1 Pembangkit Listrik Tenaga Gas dan Uap



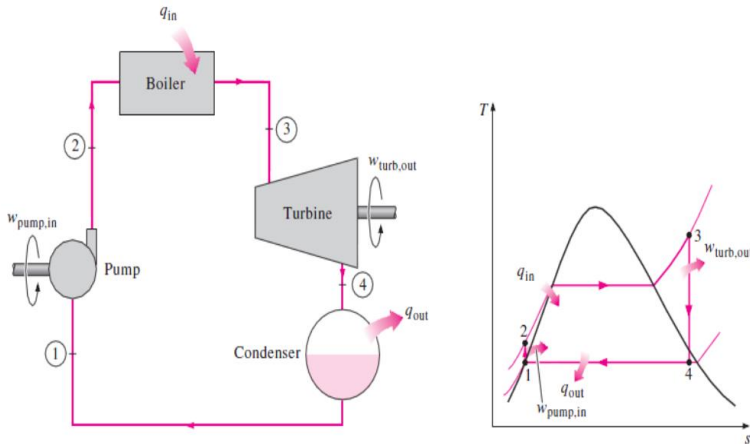
Gambar 2.1 Bagan sistem PLTGU (Midland Cogeneration Venture, 2017)

Pembangkit listrik tenaga gas dan uap (PLTGU) sering juga disebut dengan *Combined Cycle Power Plant (CCPP)*. Pembangkit listrik ini menggunakan kombinasi dari 2 siklus termodinamika, yaitu siklus Brayton dan siklus Rankine. Siklus Brayton adalah siklus yang digunakan pada Pembangkit Listrik Tenaga Gas (PLTG) dengan udara sebagai fluida kerjanya, sedangkan siklus Rankine adalah siklus yang digunakan pada Pembangkit Listrik Tenaga Uap (PLTU) dengan air sebagai fluida kerjanya. (Kurniawan & Hazwi, 2014)

2.2 Siklus Rankine

Siklus merupakan rangkaian sebuah proses yang dimulai pada tingkat kondisi tertentu dan akan kembali ke kondisi semula secara berulang. Siklus Rankine merupakan siklus termodinamika yang mengubah panas menjadi kerja. siklus yang menggunakan air sebagai media kerjanya. Siklus ini biasa diterapkan pada PLTU.

Siklus Rankine sederhana terdiri dari empat komponen yaitu pompa, boiler, turbin dan kondensor yang terlihat seperti pada Gambar 2.2. (Cengel & Boles, 2005)



Gambar 2.2 Siklus Rankine (Cengel & Boles, 2005)

Keterangan :

Proses 1-2 : kompresi isentropik pada pompa.

Proses 2-3 : penambahan kalor di boiler pada tekanan konstan.

Proses 3-4 : ekspansi isentropic pada turbin.

Proses 4-1 : pelepasan kalor di kondensor pada tekanan konstan.

Dari diagram diatas maka persamaan *energy balance* untuk siklus ini adalah sebagai berikut.

$$(q_{in} - q_{out}) + (w_{in} - w_{out}) = h_e - h_i \quad (2.1)$$

dengan

q = kalor (kJ/kg)

w = kerja (kJ/kg)

h = enthalpy (kJ/kg)

Efisiensi termal dari siklus Rankine dapat dicari menggunakan persamaan berikut :

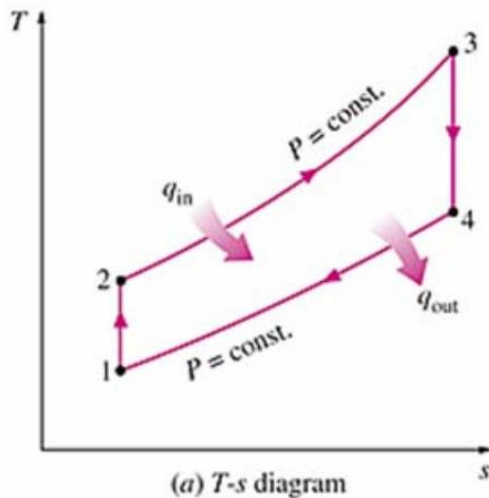
$$\eta_{th,Rankine} = \frac{w_{net}}{q_{in}} = 1 - \frac{q_{out}}{q_{in}} \quad (2.2)$$

dengan

η = efisiensi termal (%) (Cengel & Boles, 2005)

2.3 Siklus Bryton

Siklus Bryton pertama kali ditemukan oleh George Brayton yang digunakan pada mesin *reciproacting-oil burning* pada tahun 1870. Pada saat ini siklus ini hanya digunakan pada turbin gas dengan proses kompresi dan ekspansi terjadi pada *rotating machinery*. Biasanya turbin gas beroperasi pada *open cycle*. Turbin gas *open cycle* dapat dimodelkan menjadi *closed cycle* dengan menggunakan *air standard assumption*, dengan menggunakan asumsi ini proses kompresi dan ekspansi tetaplah sama, tetapi pada proses pembakar diganti dengan penambahan kalor pada tekanan konstan dari sumber luar dan *exhaust* proses diganti menjadi proses pelepasan kalor ke lingkungan pada tekanan konstan. Siklus Bryton merupakan siklus yang menggunakan gas sebagai media kerjanya. Siklus ini biasa diterapkan pada PLTG. (Cengel & Boles, 2005)



Gambar 2.3 Diagram T-s siklus Bryton (Cengel & Boles, 2005)

Keterangan :

Proses 1-2 : kompresi isentropik pada kompresor.

Proses 2-3 : penambahan kalor pada tekanan konstan.

Proses 3-4 : ekspansi isentropic pada turbin.

Proses 4-1 : pelepasan kalor pada tekanan konstan.

Dari diagram diatas maka persamaan *energy balance* untuk siklus ini adalah sebagai berikut.

$$(q_{in} - q_{out}) + (w_{in} - w_{out}) = h_e - h_i \quad (2.3)$$

dengan

$$q_{in} = h_3 - h_2 = c_p(T_3 - T_2) \quad (2.4)$$

$$q_{out} = h_4 - h_1 = c_p(T_4 - T_1) \quad (2.5)$$

dengan

q = kalor (kJ/kg)

w = kerja (kJ/kg)

h = enthalpy (kJ/kg)

c_p = panas spesifik (kJ/kg.K)

T = suhu (K)

Efisiensi termal dari siklus Bryton dapat dicari menggunakan persamaan berikut :

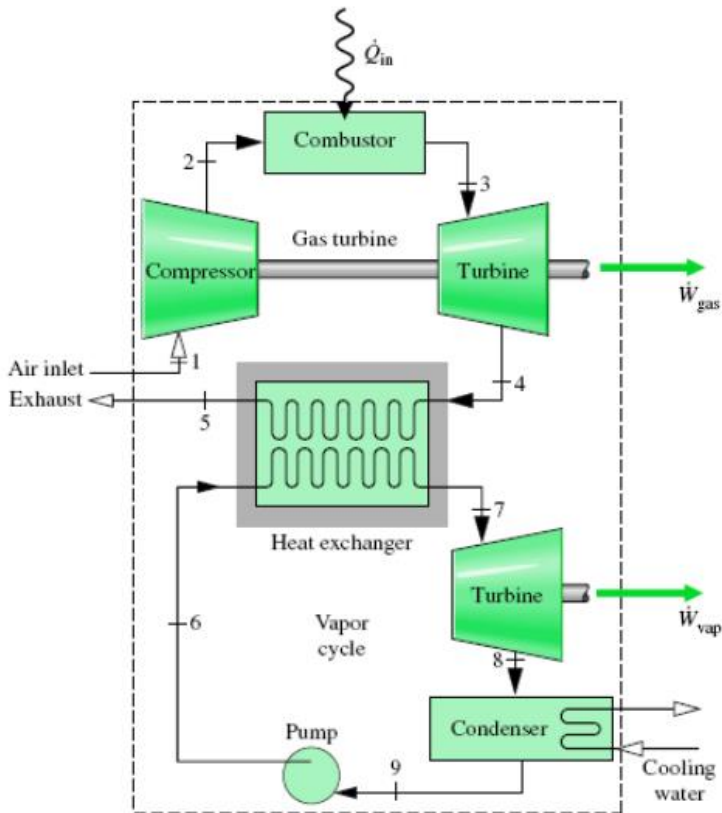
$$\eta_{th,bryton} = \frac{w_{net}}{q_{in}} = 1 - \frac{q_{out}}{q_{in}} \quad (2.6)$$

dengan

η = efesiensi termal (%) (Cengel & Boles, 2005)

2.4 Siklus Kombinasi

Siklus kombinasi merupakan penggabungan dua buah siklus tenaga, sehingga energi yang dihasilkan melalui kalor dari satu siklus digunakan sebagian atau keseluruhan sebagai masukan untuk siklus yang lain. Siklus kombinasi yang umum digunakan adalah kombinasi antara turbin gas dan turbin uap. Berikut merupakan skema dari siklus kombinasi yang dapat terilaht pada gambar dibawah ini



Gambar 2.4 Siklus kombinasi (Moran & Shapiro, 2006)

Pada gambar di atas ditunjukkan sebuah skema sederhana dari siklus kombinasi. Siklus kombinasi memanfaatkan gas buang turbin gas yang mempunyai suhu rata-rata tinggi sebagai *heat addition* dan siklus uap yang memiliki suhu rata-rata rendah sebagai *heat rejection*, dengan demikian nilai efisiensi termal yang didapat lebih besar dibandingkan kedua siklus tersebut bekerja secara sendiri-sendiri.

Efisiensi termal pada siklus kombinasi dapat dicari menggunakan persamaan sebagai berikut.

$$\eta = \frac{\dot{W}_{gas} + \dot{W}_{vap}}{\dot{Q}_{in}} \quad (2.7)$$

dengan

η = efisiensi termal (%)

\dot{Q}_{in} = total laju perpindahan panas

\dot{W}_{gas} = kerja yang dilakukan oleh turbin gas (kJ/kg)

\dot{W}_{vap} = kerja yang dilakukan pada siklus uap (kJ/kg) (Moran & Shapiro, 2006)

2.5 Prinsip Termodinamika

Secara teoritis, efisiensi dari sebuah proses termal dapat ditunjukkan dengan efisiensi Carnott yang dapat diketahui melalui persamaan sebagai berikut :

$$\eta_c = \frac{T_w - T_k}{T_w} \quad (2.8)$$

dengan :

η_c = efisiensi Carnott (%)

T_w = suhu fluida kerja (K)

T_k = suhu lingkungan (K)

Namun pada kenyataannya efisiensi yang dihasilkan dari sebuah proses termal lebih rendah dibandingkan efisiensi Carnott. Perbedaan efisiensi antara teoritis dan aktual ini disebabkan karena adanya energi panas yang hilang melalui radiasi dan *irreversible process* yang berhubungan dengan hukum Termodinamika kedua.

Alasan utama terjadinya perbedaan nilai efisiensi ini adalah perbedaan temperatur dari *heat supply* dan siklus terlalu tinggi. Tujuan awal dari digunakannya siklus kombinasi, yaitu untuk menggabungkan keuntungan dari siklus Brayton dan siklus Rankine. Siklus Brayton memiliki suhu kerja yang sangat tinggi karena menggunakan *combustion chamber* dengan fluida kerja berupa udara mengalami kontak langsung dengan sumber panas. Karena suhu kerja yang tinggi maka *exhaust gas* dari turbin gas pun menjadi tinggi. Sedangkan pada siklus Rankine suhu kerja

tidak terlalu tinggi karena fluida kerja tidak mengalami kontak langsung dengan sumber panas. (Nusantara, 2013)

Tabel 2.1 Perbedaan efisiensi antar siklus (Kehlhofer, 1997)

| | <i>Gas Turbine</i> | <i>Steam Power Plant</i> | | <i>Combined Cycle Power Plant</i> |
|---|-------------------------|--------------------------|-----------------------|-----------------------------------|
| | | <i>with Reheat</i> | <i>without Reheat</i> | |
| <i>Average temperature of the heat supplied, in K (in °F)</i> | 950-1000 (1250-1340) | 640-700 (690-800) | 550-630 (530-675) | 950-1000 (1250-1340) |
| <i>Average temperature of exhaust gas, in K (in °F)</i> | 500-550 (440-530) | 320-350 (115-170) | 320-350 (115-170) | 320-350 (115-170) |
| <i>Carnot efficiency, in %</i> | 42-47 | 45-54 | 37-50 | 63-68 |

Pada Tabel 2.1 terlihat bahwa dengan menggunakan siklus kombinasi, efisiensi dari siklus dapat meningkat dari 42-47% menjadi 63-68%, sehingga mengalami peningkatan sebesar 21%.

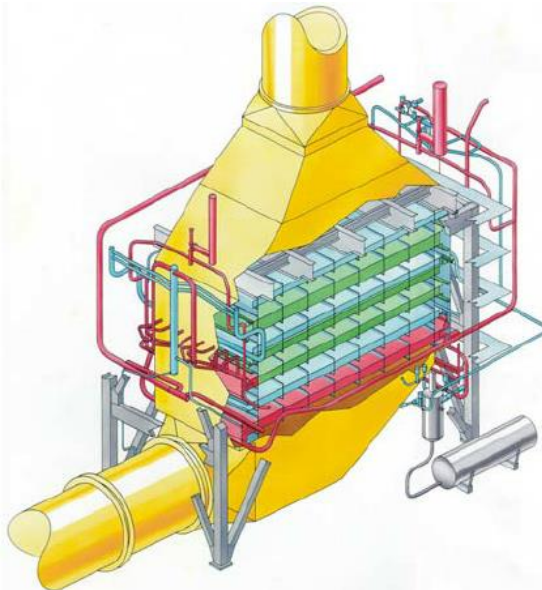
2.6 Heat Recovery Steam Generator

Heat Recovery Steam Generator (HRSG) adalah boiler yang memanfaatkan energi panas sisa gas buang suatu unit turbin gas untuk memanaskan air dan mengubahnya menjadi uap, dan kemudian uap tersebut dipergunakan untuk menggerakkan turbin uap. HRSG terdiri dari beberapa komponen yang komponen tersebut terdiri dari *tube-tube* sehingga terjadi proses perpindahan panas. Proses perpindahan atau penyerapan yang terjadi hanyalah proses konveksi dan konduksi dari gas buang turbin gas kedalam

air yang akan diproses menjadi uap melalui elemen-elemen pemanas di dalam ruang HRSG. (Sitepu, 2010)

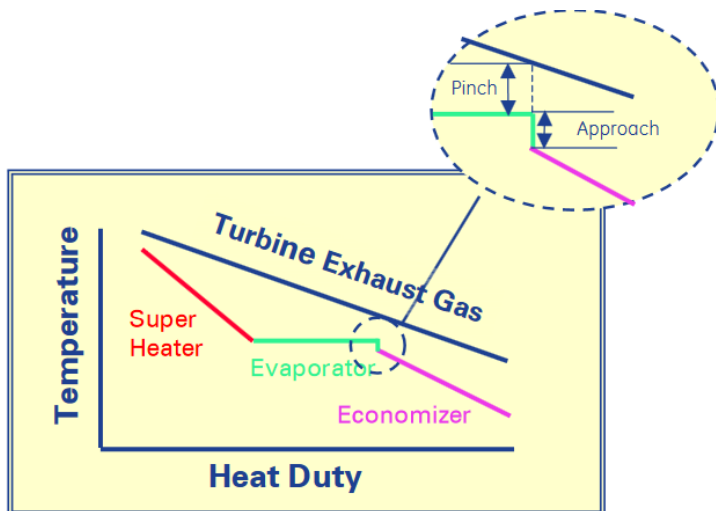
Sistem pembangkit listrik yang memanfaatkan proses ini disebut PLTGU atau unit pembangkit siklus kombinasi (CCPP). HRSG adalah bagian penting pada PLTGU. Kapasitas produksi uap yang dapat dihasilkan HRSG tergantung pada kapasitas energi panas yang masih dikandung gas buang dari turbin gas, yang berarti tergantung pada beban turbin gas.

Turbin gas yang beroperasi pada putaran tetap menyebabkan aliran udara yang masuk kompresor juga tetap sehingga perubahan beban turbin yang tidak konstan dengan aliran bahan bakar tetapakan menyebabkan suhu gas buang turbin berubah-ubah mengikuti perubahan beban turbin gas. Agar suhu gas buang turbin gas tetap konstan dapat diperoleh dengan cara mengatur pembukaan *inlet guide vane* untuk mengatur laju aliran udara masuk ke kompresor. (Sitepu, 2010)



Gambar 2.5 *Heat recovery ssteam generator (HRSG)* (Walter, 2007)

Sebagian HRSG dilengkapi dengan *supplementary firing* untuk meningkatkan kapasitas produksi uap, dan sebagian produksi uap dapat digunakan untuk keperluan pemanasan lainnya (*cogeneration*). Dengan adanya *supplementary firing* ini, kestabilan produksi uap HRSG dapat dipertahankan, sehingga kestabilan turbin uap yang menggunakan uap ini dapat dijaga walaupun beban turbin gas berubah-ubah. (Sitepu, 2010)



Gambar 2.6 Filosofi desain HRSG (General Electric Energy)

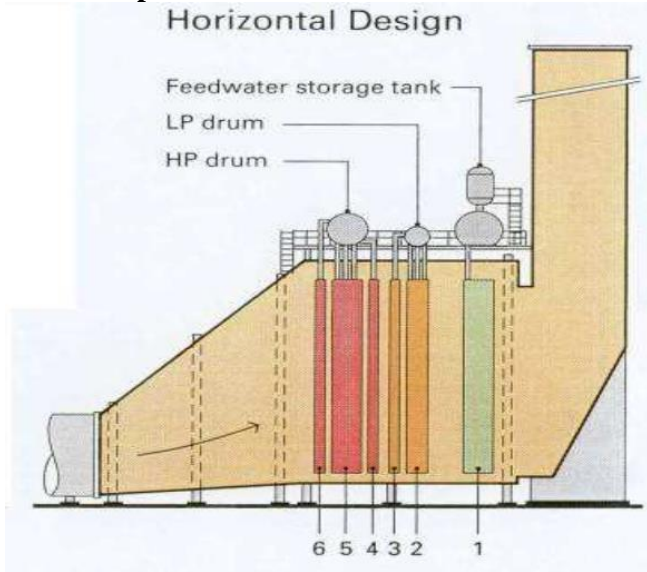
HRSG didesain untuk mempresisikan kesetimbangan antara energi dari *exhaust gas* untuk menghasilkan energi uap dalam lingkup yang ekonomis. Untuk itulah pada HRSG terdapat dua hal yang paling penting yaitu *pinch point* dan *approach temperature*. *Pinch point* yaitu perbedaan antara suhu *exhaust gas* dengan suhu saturasi di *outlet generating bank*. *Approach temperature* yaitu perbedaan suhu keluaran *economizer* dengan suhu saturasi. Oleh karena HRSG biasanya dideesain khusus sesuai dengan turbin gas yang ada maka HRSG dapat meningkatkan efisiensi pembangkit tersebut. HRSG memiliki beberapa perbedaan apabila dibandingkan dengan *fossil boiler* biasa yaitu :

- a. HRSG menggunakan *exhaust gas* (contohnya *exhaust gas* dari turbin gas) sebagai sumber panas dan biasanya tidak memerlukan tambahan pemanas (*firing system*).
- b. HRSG tidak menggunakan *fan*.
- c. HRSG menggenerasikan *steam* pada *multiple pressure levels* untuk meningkatkan efisiensi.
- d. HRSG menggunakan *finned tubes* untuk memaksimalkan perpindahan panas yang terjadi.
- e. Perpindahan panas yang terjadi adalah konveksi dan konduksi.
- f. HRSG tidak menggunakan *membrane water walls*. (General Electric Energy)

2.7 Tipe HRSG

HRSG memiliki beberapa tipe yaitu HRSG tipe horizontal, vertikal *dan once through*.

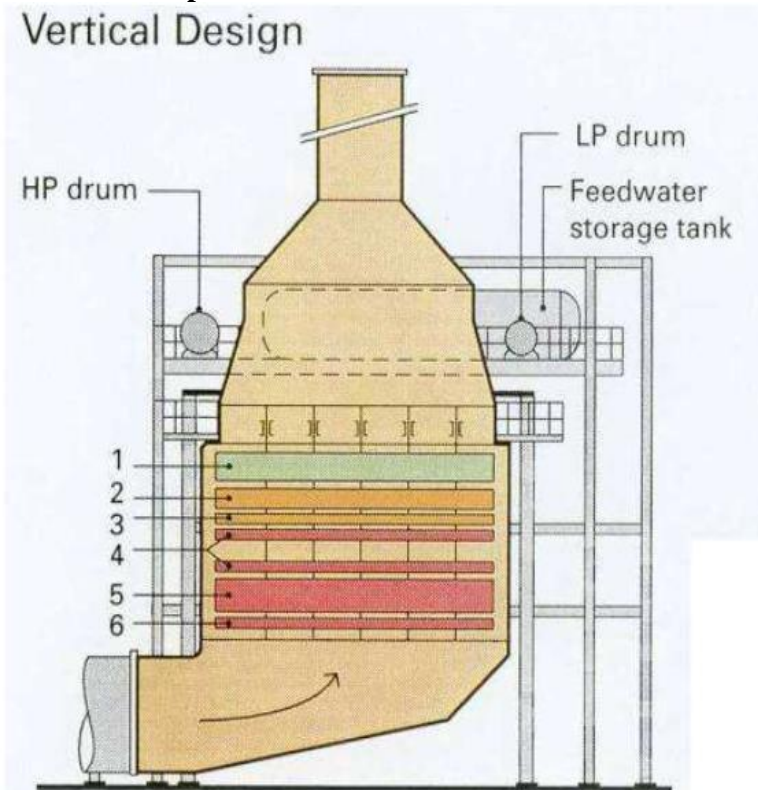
2.7.1 HRSG Tipe Horizontal



Gambar 2.7 HRSG tipe horizontal (General Electric Energy)

Pada HRSG tipe horizontal aliran *exhaust gas* adalah horizontal dan memiliki susunan *tube* vertikal. HRSG tipe ini banyak digunakan pada *plant* dengan turbin gas output lebih besar dari 150 MW. (General Electric Energy)

2.7.2 HRSG Tipe Vertikal

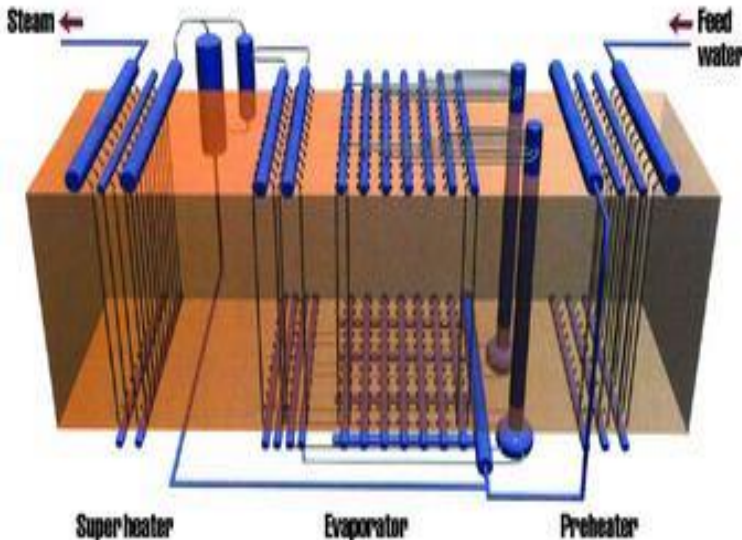


Gambar 2.8 HRSG tipe vertikal (General Electric Energy)

Pada HRSG tipe vertikal aliran *exhaust gas* adalah vertikal dan memiliki susunan *tube* horizontal. Selain itu juga memiliki panjang yang lebih kecil dibandingkan dengan HRSG tipe horizontal. HRSG tipe ini banyak digunakan pada *plant* dengan

turbin gas *output* 40 MW sampai 150 MW. (General Electric Energy)

2.7.3 HRSG Tipe *Once Through*



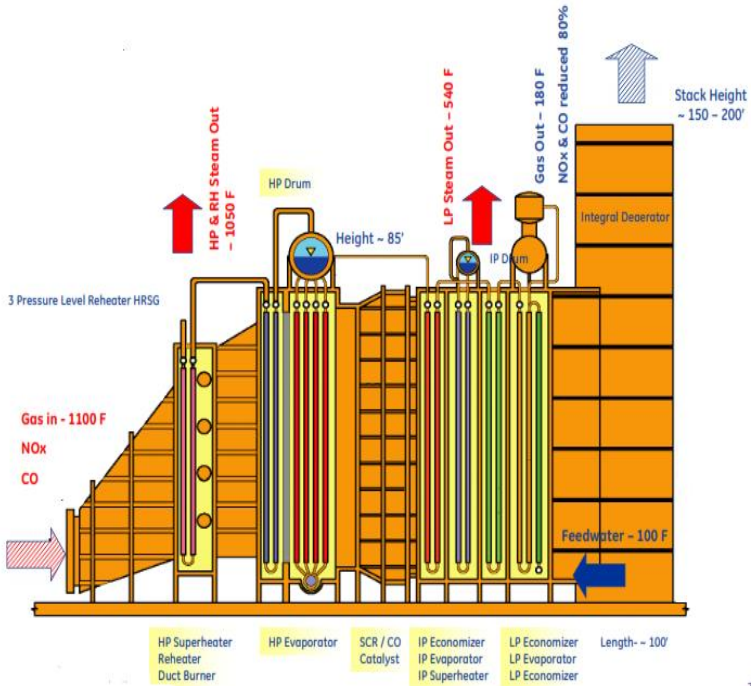
Gambar 2.9 HRSG tipe *once through* (General Electric Energy)

Pada HRSG tipe *once through* aliran *exhaust gas* dapat vertikal maupun horizontal, serta memiliki susunan *tube* yang vertikal maupun horizontal. Pada HRSG tipe ini tidak membutuhkan *drum*. (General Electric Energy)

2.8 Komponen *Heat Recovery Steam Generator*

HRSG memiliki beberapa komponen yang memiliki fungsi yang berbeda-beda. Komponen HRSG dibedakan menjadi tiga bagian yaitu bagian *water/steam*, *gas* dan aksesoris. Bagian *water/steam* terdiri dari *preheater*, *economizer*, *evaporator*, *superheater* dan *drum*. Sedangkan pada bagian *gas* terdiri dari *inlet duct*, *baffles*, *casing*, insulasi dan *stack*. Pada bagian aksesoris terdiri dari *silencer*, *stack damper* dan *bypass stack damper*,

feedwater pump, CO catalyst dan SCR system. (General Electric Energy)



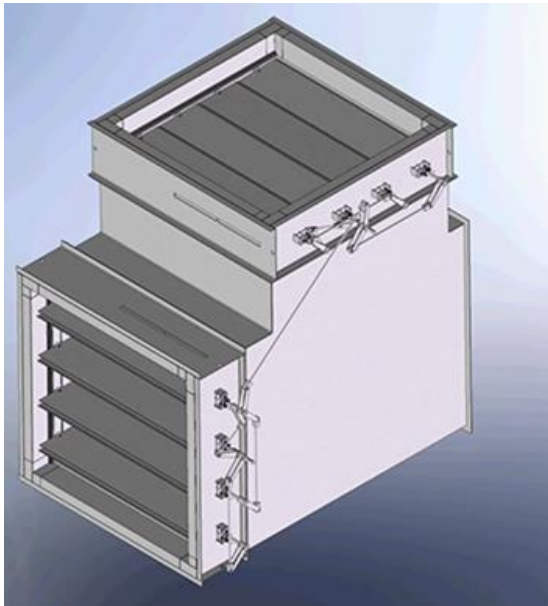
Gambar 2.10 Bagian-bagian HRSG (General Electric Energy)

2.8.1 Inlet Duct

Inlet duct merupakan bagian dari HRSG yang terhubung ke *gas turbine exhaust flange*. Perancangan *inlet duct* diharapkan untuk mendapatkan profil aliran yang seseragam mungkin sehingga dapat membuat *back pressure* tetap serendah mungkin, selain itu adanya *inlet duct* bertujuan untuk mengurangi *pressure drop* dan turbulensi yang tinggi. Pada dasarnya bentuk dari *inlet duct* pada HRSG yaitu seperti *diffuser* dan memiliki bentuk *cross sectional area* yang berupa *rectangular duct*. Dinding pada *inlet duct* dilapisi dengan tiga lapisan insulasi untuk mencegah

terjadinya hilangnya panas serta mencegah kerusakan bahan yang diakibatkan oleh kecepatan *exhaust gas* yang tinggi. *Inlet duct* memiliki peranan penting yang dapat memberikan efek pada karakteristik aliran yang masuk ke dalam HRSG. (Wardhana, 2014)

2.8.2 Damper



Gambar 2.11 *Damper* (Forney Corporation, 2017)

Damper yang biasa digunakan pada HRSG digunakan adalah damper jenis diverter atau flap. *Damper* ini di desain dengan satu *inlet* dan dua *outlet*. Poros *blade* dapat berputar 90° untuk mengatur *outlet* yang digunakan. Sistem ini digunakan untuk merancang jalan keluar dari *exhaust gas* sehingga tidak menimbulkan *bottle neck* pada turbin. (Nusantara, 2013)

2.8.3 Bypass Stack

Bypass stack ini digunakan untuk mengalihkan *exhaust gas* dari turbin gas yang menuju *inlet duct* dari HRSG, sehingga pada

saat sistem *bypass* ini digunakan maka siklus akan berada pada *open cycle*. Dengan adanya sistem ini memungkinkan operator untuk melakukan *maintenance* pada HRSG. (Nusantara, 2013)

2.8.4 Heat Exchanger

Heat exchanger pada HRSG terdiri dari ratusan bahkan ribuan *tube*. Ada beberapa jenis *heat exchanger* yang digunakan pada sistem HRSG yaitu:

a. *Superheater*

Superheater merupakan komponen yang berfungsi untuk menaikkan suhu uap jenuh sampai menjadi uap panas lanjut (*superheated vapour*). Uap panas lanjut ini apabila digunakan untuk melakukan kerja atau ekspansi di dalam turbin tidak akan menyebabkan pengembunan, sehingga mengurangi kemungkinan timbulnya bahaya terjadinya *back stroke* yang diakibatkan oleh mengembunnya uap yang belum pada waktunya sehingga menimbulkan vakum di tempat yang tidak semestinya di area ekspansi. (Sitepu, 2010)

b. *Evaporator*

Evaporator merupakan komponen HRSG yang berfungsi untuk mengubah air hingga menjadi uap jenuh. *Evaporator* akan memanaskan air yang turun dari *drum* yang masih dalam fase cair menjadi uap jenuh sehingga bisa diteruskan menuju ke *superheater*. Biasanya *evaporator* pada HRSG memiliki jumlah *tube* yang paling banyak apabila dibandingkan dengan *heat exchanger* lainnya.

c. *Economizer*

Economizer terdiri dari *tube-tube* yang ditempatkan pada lintasan *exhaust gas* setelah *tube-tube evaporator*. *Tube-tube economizer* dibuat dari bahan baja atau besi tuang yang sanggup untuk menahan panas dan tekanan tinggi. *Economizer* berfungsi untuk memanaskan *feed water* sebelum memasuki *steam drum* dan *evaporator* sehingga proses penguapan lebih ringan dengan memanfaatkan suhu *exhaust gas* dari turbin gas yang masih tinggi sehingga

memperbesar efisiensi HRSG. *Feed water* yang masuk pada *evaporator* sudah berada pada suhu yang tinggi setelah melewati *economizer* sehingga *tube-tube evaporator* tidak mudah rusak karena perbedaan suhu yang tidak terlalu tinggi. (Sitepu, 2010)

2.8.5 Insulasi

Pemasangan insulasi pada HRSG dimaksudkan agar *heat loss* yang terjadi di HRSG menjadi sekecil mungkin. Selain itu tujuan adanya insulasi yaitu mengacu pada keselamatan kerja agar operator yang sedang bekerja disekitar HRSG tidak terpapar panas secara berlebihan.

Insulasi pada bagian HRSG memiliki ketebalan yang berbeda-beda sesuai dengan kebutuhan yang ada, hal ini dikarenakan harga bahan insulasi tidaklah murah sehingga diperlukan perhitungan yang akurat untuk menentukan tebal insulasi. Beberapa hal yang harus diperhatikan dalam menentukan ketebalan insulasi yaitu konduktivitas termal dari komponen HRSG yang akan di insulasi, kecepatan angin di tempat HRSG akan dipasang, serta suhu fluida yang melewati komponen HRSG yang akan di insulasi tersebut. Pada HRSG terdapat beberapa komponen yang perlu di insulasi yaitu *stack*, *drum*, *duct*, *equipments* dan pipa.



Gambar 2.12 Insulasi pada HRSG (Great River Industries, 2014)

2.8.6 Silencer

Silencer digunakan untuk mengurangi bunyi menderu pada saat pengoperasian HRSG. *Silencer* ini biasanya dibuat berlapis-lapis sehingga dapat mengurangi tekanan pada saat *blow off* seoptimal mungkin.

2.8.7 Selective Catalytic Reduction (SCR systems)

SCR berfungsi untuk mengubah NO_x dengan bantuan katalis menjadi N_2 dan H_2O . SCR ini digunakan sebagai kontrol emisi gas buang HRSG, hal ini dikarenakan merupakan kontributor terjadinya hujan asam, dengan adanya SCR ini dapat dikurangi hingga 86%. (General Electric Energy)



Gambar 2.13 Skema sistem SCR (General Electric Energy)

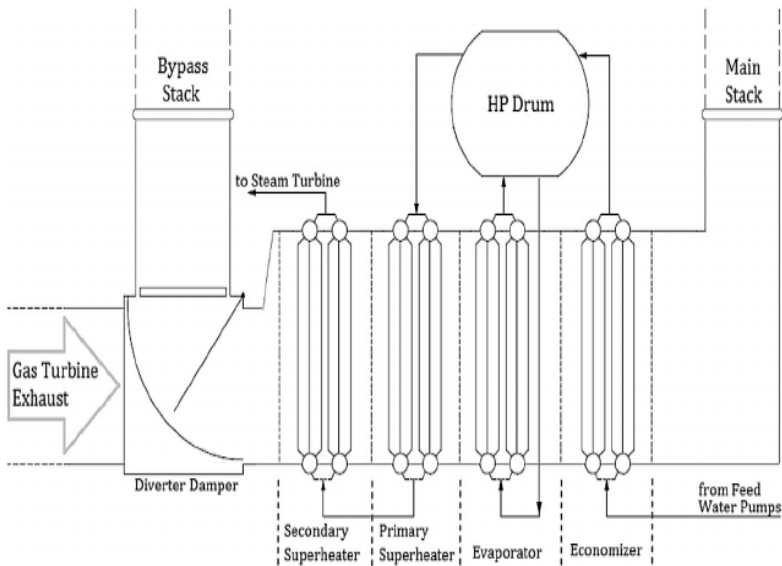
2.9 HRSG Berdasarkan Tekanan

Apabila ditinjau dari tekanannya HRSG dibedakan menjadi

tiga yaitu sebagai berikut ini.

2.9.1 HRSG Tekanan Tunggal (*Single Pressure*)

Pada HRSG ini uap yang dihasilkan hanya memiliki satu tekanan. Pada HRSG ini fluida kerja akan dialirkan melalui *heat exchanger* dengan dikondisikan agar memiliki tekanan yang sama dari awal sampai akhir. Oleh karena HRSG ini memiliki tekanan tunggal sehingga turbin uap yang digunakan juga memiliki tekanan tunggal.

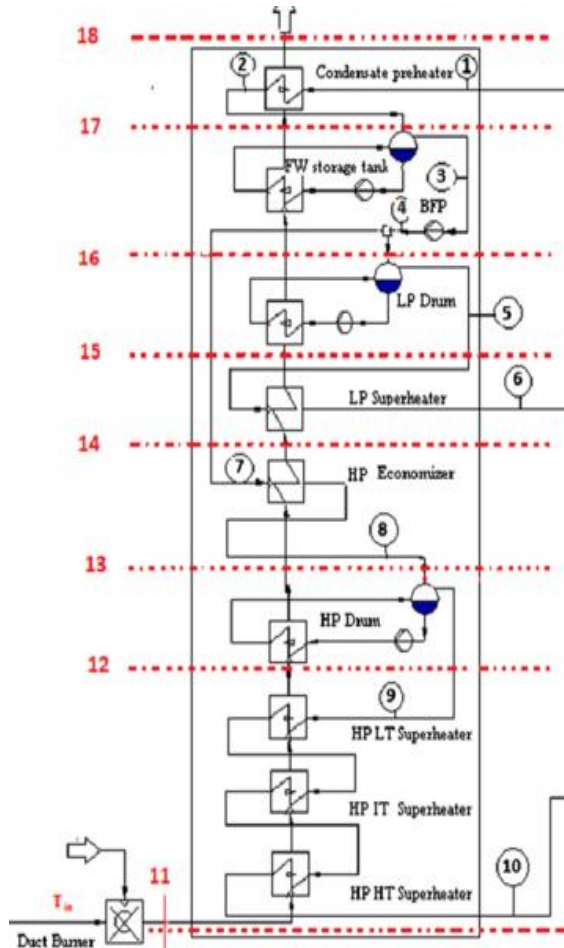


Gambar 2.14 Skema HRSG dengan *single pressure* (Sindareh-Esfahani, Habibi-Siyahposh, Saffar-Avval, Ghaffari, & Bakhtiari-Nejad, 2014)

2.9.2 HRSG *Dual Pressure*

Pada HRSG ini menghasilkan dua tingkat tekanan, yaitu tekanan rendah dan tekanan tinggi. Tujuan dibuatnya dua tekanan ini adalah untuk meningkatkan efisiensi termal dari siklus kombinasi, karena dengan adanya beberapa tekanan maka *exhaust*

gas dapat dimanfaatkan secara optimal.

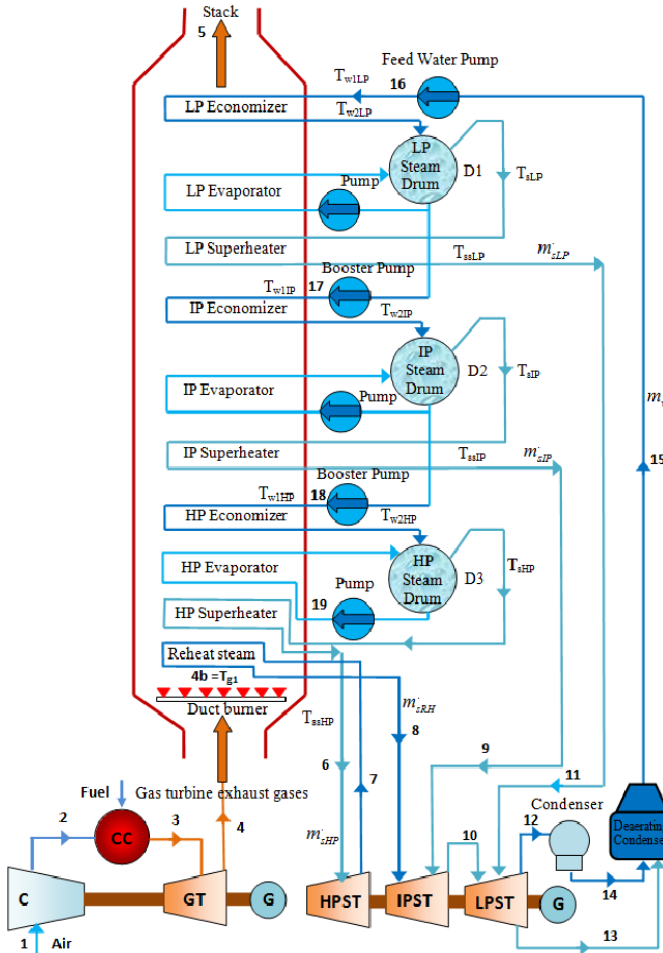


Gambar 2.15 Skema HRSG dengan *dual pressure* (Ghazi, Ahmadi, & Taherkhani, 2012)

2.9.3 HRSG Multi Pressure

Pada HRSG ini memiliki tiga buah tingkat tekanan yaitu *low*

pressure, intermediate pressure dan high pressure. Pada HRSG tipe ini fluida kerja akan dialirkan melalui aliran yang berbeda sesuai dengan tingkat tekanannya. Dengan tiga buah tekanan efisiensi termal pada siklus kombinasi akan lebih baik dan lebih optimal karena adanya *intermediate pressure* pada HRSG.



Gambar 2.16 Skema HRSG dengan *multi pressure* (Ibrahim & Rahman, 2013)

2.10 Sirkulasi Pada HRSG

Terdapat dua jenis sirkulasi pada HRSG yaitu sirkulasi alami dan sirkulasi paksa.

2.10.1 HRSG Sirkulasi Alami (*Natural Circulation*)

HRSG dengan sirkulasi alami memiliki *tube-tube* yang disusun secara vertikal berjajar sepanjang HRSG. Arah aliran gas buang dari turbin gas mendarat memotong pipa-pipa pemanas secara tegak lurus. Susunan *tube-tube* di dalam HRSG sirkulasi alami dibuat vertikal dengan ketinggian yang relatif rendah. Pada HRSG sirkulasi alami, sirkulasi air akan berjalan secara alami dari *drum* ke *heat exchanger* seperti evaporator dan kemudian kembali lagi ke *drum*.

2.10.2 HRSG Sirkulasi Paksa (*Forced Circulation*)

Pada HRSG sirkulasi paksa *tube-tube* dipasang dengan posisi mendarat dan disusun dari bawah ke atas. *Exhaust gas* dari turbin gas masuk dari sisi bawah keatas memotong *tube-tube heat exchanger* dan selanjutnya keluar melalui *stack*. *Feed water* masuk ke dalam *drum* melewati *economizer*. Selanjutnya air disirkulasikan dari *drum* ke *tube-tube evaporator* dan kembali ke *drum* dengan menggunakan pompa sirkulasi.

2.11 Konsep Perpindahan Panas Pada HRSG

Perpindahan panas merupakan suatu proses berpindahnya suatu energi (kalor) dari satu daerah ke daerah lain akibat adanya perbedaan suhu pada daerah tersebut. Nilai *heat transfer* secara umum dapat dicari menggunakan persamaan berikut:

$$Q = \dot{m}C_p\Delta T \quad (2.9)$$

dengan :

\dot{m} = laju alir massa (kg/s)

C_p = *specific heat* (J/kg K)

ΔT = perbedaan temperatur (K)

Ada tiga bentuk mekanisme perpindahan panas yang diketahui yaitu konduksi, konveksi dan radiasi, tetapi pada HRSG perpindahan panas yang terjadi hanyalah konduksi dan konveksi

2.11.1 Konduksi

Perpindahan *kalor* secara konduksi adalah proses perpindahan kalor melalui suatu zat (media penghantar) tanpa disertai perpindahan molekul dari zat tersebut. Perpindahan panas secara konduksi dapat dicari menggunakan persamaan sebagai berikut :

$$Q = k \left(\frac{dT}{dr} \right) \quad (2.10)$$

dengan :

- Q = perpindahan panas (W/m²K)
- k = konduktifitas termal (W/m.K)
- dT = perbedaan temperatur (K)
- dr = panjang area (m)

2.11.2 Konveksi

Konveksi adalah perpindahan panas pada suatu zat (media) yang disertai dengan perpindahan molekul-molekul dari zat tersebut. Perpindahan panas secara konveksi diklasifikasikan menjadi dua, yaitu konveksi bebas (*natural convection*) dan konveksi paksa (*forced convection*). Perpindahan panas secara konveksi dapat dicari menggunakan persamaan sebagai berikut :

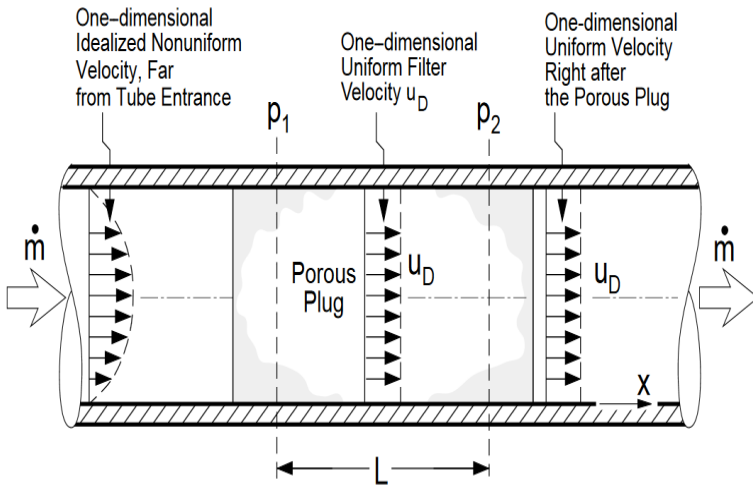
$$Q = h_c \Delta T dA \quad (2.11)$$

dengan :

- Q = perpindahan panas (W/m²K)
- h_c = koefisien perpindahan panas
- dA = luas area (m²)
- ΔT = perbedaan temperatur (K)

2.12 Porous Media

Porous media yaitu partisi dari total volume media padat dan ruang berpori. Pori-pori tersebut memungkinkan adanya aliran yang melewati media (*solid matrix*) tersebut. Penelitian mengenai aliran yang melalui *solid matrix* pertama kali dilakukan oleh Darcy (1856). (Kaviany, 1994)



Gambar 2.17 Aliran fluida yang melewati porous media pada *solid matrix* (Kaviany, 1994)

Pada gambar tersebut terlihat bahwa dari penelitian yang telah dilakukan oleh Darcy, aliran fluida yang pada saat masuk memiliki *velocity profile* yang normal dan setelah melewati porous media, *velocity profile* dari aliran berubah menjadi *uniform*. Laju alir massa dapat dihitung menggunakan persamaan sebagai berikut :

$$\dot{m} = \rho \frac{\pi D^2}{4} U_D \quad (2.12)$$

dengan :

- \dot{m} = laju alir massa (kg/s)
- ρ = massa jenis (Kg/m^3)
- D = diameter *tube* (m)

U_D = uniform velocity (m/s) (Kaviany, 1994)

Perbedaan tekanan sepanjang x dari gambar 2.4 dapat dihitung menggunakan persamaan:

$$\frac{-dP}{dx} = \frac{\mu}{K} U_D \quad (2.13)$$

atau

$$\frac{dp}{dx} = \frac{p_2 - p_1}{L} \quad (2.14)$$

dengan :

K = permeability (m^2)

μ = viskositas (Ns/m^2)

U_D = uniform velocity (m/s)

p = tekanan (Pa)

L = panjang porous media (m) (Kaviany, 1994)

2.12.1 Porosity

Porosity pada poros media didefinisikan sebagai fraksi dari total volume media padat yang ditempati oleh *void*. Dengan mendefinisikan porosity maka diasumsikan bahwa semua *void* pada media padat yang ada terkoneksi. Sedangkan pada media padat yang didalamnya terdapat *void* yang tidak terkoneksi dengan *void* yang lain maka akan digunakan “porositas efektif”. Porositas efektif didefinisikan sebagai rasio *void* yang terhubung dengan volume total media padat. (Nield & Bejan, 2006) Nilai porosity yang dapat dicari menggunakan persamaan berikut:

$$\varepsilon = \frac{V_{void}}{V_{total}} = \frac{V_{total} - V_{tube}}{V_{total}} \quad (2.15)$$

dengan :

ε = porosity

V_{total} = volume total porous media (m^3)

V_{tube} = volume tube (m^3)

2.12.2 *Inertial Resistance*

Inertial resistance merupakan resistansi ekstra dari porous media terhadap aliran fluida (diluar yang diprediksi oleh hukum Darcy), yang disebabkan oleh akselerasi lokal di dalam media berpori. (Schlumberger, 2017) Nilai *inertial resistance* pada porous media dapat dicari menggunakan persamaan berikut:

$$C_2 = \frac{2\Delta P}{\rho V^2 L} \quad (2.16)$$

dengan :

- C_2 = *inertial resistance*
- ΔP = *pressure drop* (Pa)
- V = kecepatan (m/s)
- L = panjang porous media (m)

2.13 *Computational Fluid Dynamics*

Computational Fluid Dynamics (CFD) adalah ilmu yang digunakan untuk memprediksi aliran fluida, transfer massa dan panas, serta fenomena lain menggunakan persamaan matematika berdasarkan *finite element*. Pada CFD digunakan persamaan kekekalan massa, kekekalan energi dan kekekalan momentum untuk menghasilkan data prediksi yang dibutuhkan seperti tekanan, kecepatan, suhu dan vektor. Dalam melakukan simulasi CFD, terdapat beberapa tahapan yang harus dilakukan sebagai berikut ini.

a. *Pre-Processing*

Pada tahap ini dilakukan pembentukan geometri yang akan di simulasikan dan pendefinisian *boundary condition*. Proses setelah geometri yaitu *meshing*, *meshing* adalah proses pembagian geometri menjadi kontrol volume kecil yang menjadi tempat perhitungan matematis. Semakin banyak kontrol volume yang dibuat maka akan semakin halus pula hasil yang didapatkan.

b. *Processing*

Pada tahap ini akan dihitung data – data yang sudah di masukan sebelumnya secara iterasi. Iterasi ini merupakan

tahapan kalkulasi secara numerik. Iterasi dilakukan hingga perhitungan konvergen dan memiliki *error* residual 10^{-6} .

c. *Post-Processing*

Tahap terakhir ini adalah tahap dimana data hasil perhitungan dapat dilihat dalam beberapa bentuk seperti grafik, gambar dan kontur dengan pola warna tertentu. (Fansuri, 2013)

2.14 *Turbulence Model*

Pada CFD terdapat beberapa *turbulence model* yaitu sebagai berikut ini.

2.14.1 *Standard k - ϵ*

Model ini berdasarkan pada persamaan *two transport* dengan menggunakan k dan ϵ . Model ini dapat menyelesaikan kasus *viscous heating*, *buoyancy*, dan *compressibility* yang dapat diselesaikan model k - ϵ lainnya tetapi model ini hanya valid untuk aliran yang *fully turbulent* dan memiliki hasil yang jelek untuk aliran kompleks yang meliputi separasi dan *strong stream line curvature*.

2.14.2 *RNG k - ϵ*

Model ini diturunkan secara teoritis dan baik untuk digunakan pada *highly strained flows*, memprediksi *swirling* dan aliran dengan bilangan Reynolds yang rendah.

2.14.3 *Relizable k - ϵ*

Model ini memungkinkan untuk menentang konstrain matematis sehingga dapat meningkatkan performa dari pemodelan ini. Model ini lebih akurat dan lebih mudah konvergen dibanding *RNG k - ϵ* .

2.14.4 *Standard k - ω*

Model ini berdasarkan pada persamaan *two transport* dengan menggunakan k dan ω . Model ini menunjukkan hasil yang sangat baik untuk aliran dengan bilangan Reynolds yang rendah dan aliran yang terikat oleh *wall*. Model ini juga cocok untuk

digunakan pada *transitional*, *free shear* dan *compressible flows*. Selain itu model ini juga dapat mensimulasikan aliran dengan *boundary layer* yang kompleks dengan *adverse pressure gradient* dan separasi. (Nusantara, 2013)

2.14.5 SST $k - \omega$

Model ini mengkombinasikan Wilcox model dengan *standard $k-\epsilon$* menggunakan *blending function*. Pada permodelan ini sangat dipengaruhi oleh jarak terhadap *wall* sehingga tidak cocok untuk *free shear flow*, serta model ini juga tidak dapat digunakan pada *compressible flow*.

2.14.6 Spallart-Almaras

Model ini menggunakan persamaan *single transport* untuk menyelesaikan *modified turbulent viscosity* secara langsung. Model ini didesain secara spesifik untuk aliran yang terikat dengan *wall* dan memiliki *mesh* yang baik di sekitar *wall*. Model ini memiliki kekurangan untuk mensimulasikan aliran 3D yang bebas tegangan geser dan separasi yang kuat.

2.14.7 RSM (Reynolds Stress Model)

Model ini merupakan permodelan yang paling teliti pada CFD. Model ini melakukan kalkulasi tanpa menggunakan asumsi *isotropic viscosity* dan dapat digunakan untuk *highly swirling flows*. Pada permodelan ini akan lebih sulit untuk konvergen karena menyertakan persamaan-persamaan tambahan sehingga sangat baik untuk aliran 3D kompleks dengan *strong streamline curvature* dan *strong swirl*. (Nusantara, 2013)

2.15 Permodelan Numerik

Permodelan numerik merupakan sebuah metode untuk menyelesaikan suatu kasus melalui pendekatan iterasi terhadap persamaan-persamaan yang berlaku. Pada kasus studi aliran dan perpindahan panas permodelan numerik dilakukan berdasarkan pada beberapa persamaan yaitu persamaan konservasi massa, momentum fluida dan persamaan energi.

2.15.1 Persamaan Konservasi Massa

Persamaan konservasi massa berdasarkan pada prinsip massa adalah kekal, sehingga konservasi massa dapat diartikan sebagai jumlah massa fluida yang masuk sama dengan jumlah massa fluida yang keluar. Persamaan konservasi massa ini dapat dilihat pada persamaan sebagai berikut :

$$\left[\frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} \right] dx dy dz = - \frac{\partial \rho}{\partial t} (dx dy dz)$$

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \left[\frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} \right] = 0$$

dengan :

$$\nabla = \hat{i} \frac{\partial}{\partial x} + \hat{j} \frac{\partial}{\partial y} + \hat{k} \frac{\partial}{\partial z}$$

maka,

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho V) = 0 \quad (2.17)$$

(Wardhana, 2014)

2.15.2 Persamaan Momentum Fluida

Persamaan momentum fluida didasarkan pada hukum kedua Newton, yaitu gaya dari sebuah benda merupakan perkalian antara massa dengan percepatan benda. Pada pemodelan numerik ini persamaan momentum akan menentukan besar kecepatan dan percepatan tiap partikel fluida. Persamaan momentum fluida ini dapat dilihat sebagai berikut:

$$\rho g_x + \frac{\partial \sigma_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} = \rho \left(\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right)$$

$$\rho g_y + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_{yy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial z} = \rho \left(\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right)$$

$$\rho g_z + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial y} + \frac{\partial \sigma_{zz}}{\partial z} = \rho \left(\frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right)$$

(2.18)

2.15.3 Energy Equation

Pada CFD *energy equation* ini digunakan karena adanya perbedaan suhu pada setiap titik yang ada didalam sistem. Persamaan *energy equation* ini dapat dilihat sebagai berikut :

$$\rho \frac{D}{Dt} \left(e + \frac{V^2}{2} \right) = \rho \dot{q} + \frac{\partial}{\partial x} \left(k \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(k \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(k \frac{\partial T}{\partial z} \right)$$

$$- \frac{\partial(u\rho)}{\partial x} - \frac{\partial(v\rho)}{\partial y} - \frac{\partial(w\rho)}{\partial z} + \frac{\partial(u\tau_{xx})}{\partial x} + \frac{\partial(u\tau_{yx})}{\partial y} + \frac{\partial(u\tau_{zx})}{\partial z}$$

$$+ \frac{\partial(v\tau_{xy})}{\partial x} + \frac{\partial(v\tau_{yy})}{\partial y} + \frac{\partial(v\tau_{zy})}{\partial z} + \frac{\partial(w\tau_{xz})}{\partial x} + \frac{\partial(v\tau_{yz})}{\partial y}$$

$$+ \frac{\partial(v\tau_{zy})}{\partial z} + \rho f \cdot V$$

(2.19)

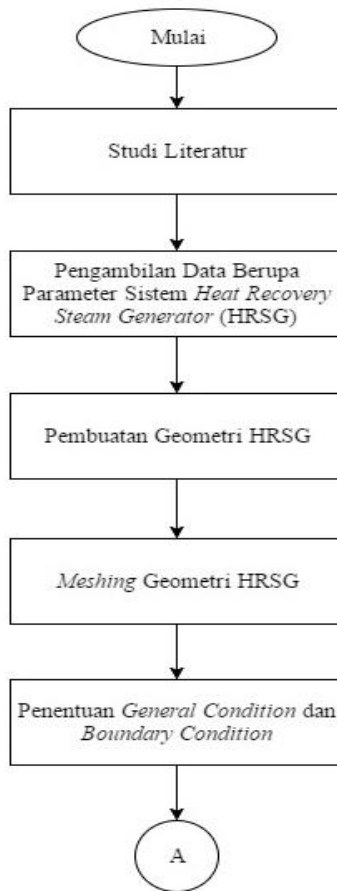
(Wardhana, 2014)

(Halaman ini memang dikosongkan)

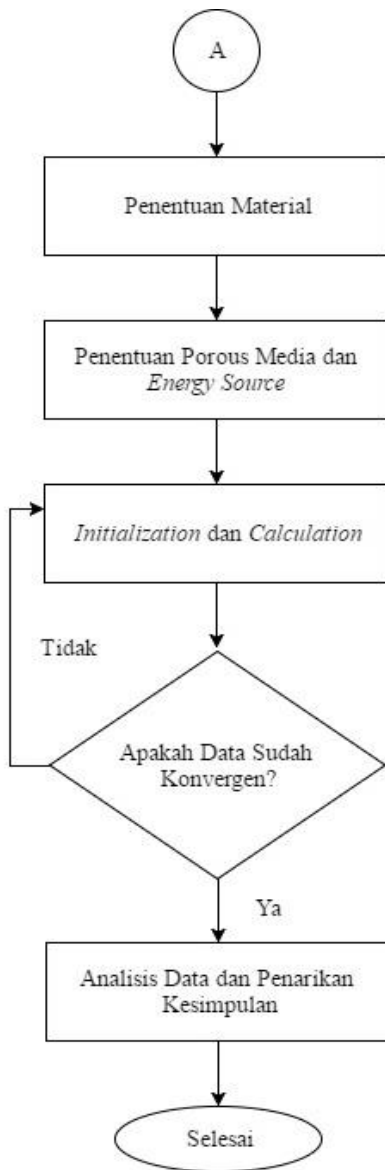
BAB III METODOLOGI

3.1 Diagram Alir Penelitian

Secara umum tahapan perancangan pada tugas akhir ini dapat digambarkan dalam diagram alir seperti Gambar 3.1 di bawah ini.



Gambar 3.1 Skema diagram alir penelitian tugas akhir



Gambar 3.1 Lanjutan

3.2 Keterangan *Flowchart*

3.2.1 Studi Literatur

Pada tahap awal penelitian tugas akhir ini dilakukan pengumpulan informasi dari literatur penelitian-penelitian sebelumnya meliputi pemahaman konsep yang berkaitan dengan tugas akhir ini. Adapun konsep yang dipelajari yaitu mengenai perpindahan panas, karakteristik aliran, porous media, *heat recovery steam generator* (HRSG) dan *computational fluid dynamics* (CFD).

3.2.2 Pengambilan Data Berupa Parameter Sistem *Heat Recovery Steam Generator*

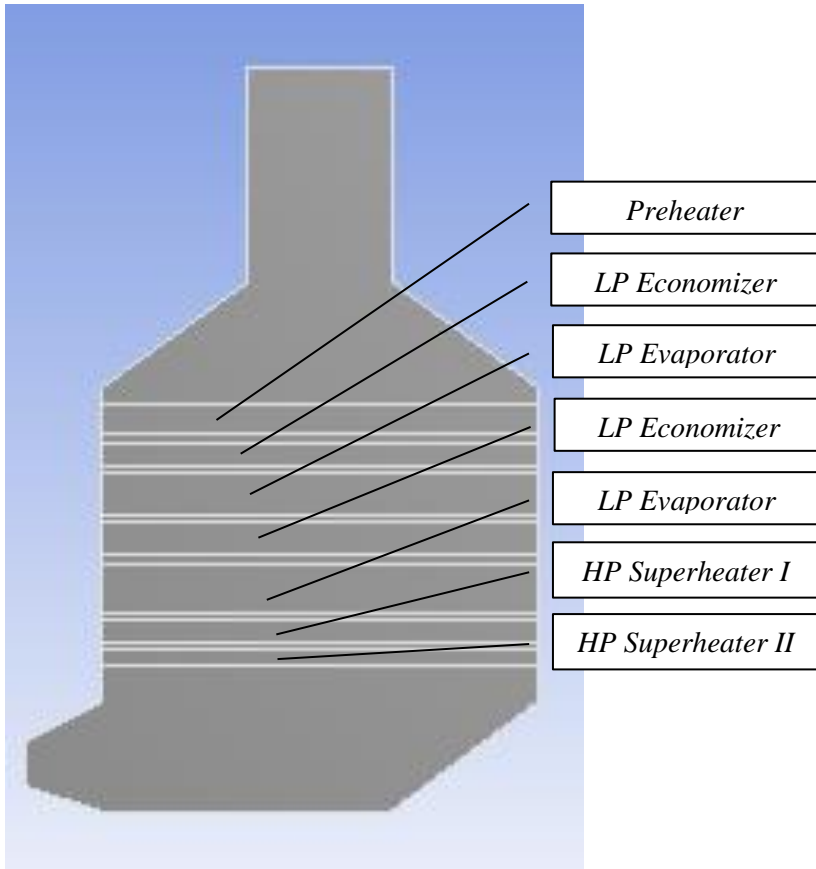
Pada tahap ini dilakukan pengambilan data di PLTGU Jawa Timur untuk bagian HRSG. Data yang diambil berupa data karakteristik aliran fluida pada, data performansi HRSG, gambar teknik HRSG dan data-data lainnya yang mendukung dalam penelitian tugas akhir ini.

3.2.3 Pembuatan Geometri

Pada tahap ini dilakukan pembuatan geometri HRSG di CFD sesuai dengan gambar teknik HRSG pada PLTGU – Jawa Timur. Ukuran komponen-komponen HRSG disesuaikan dengan ukuran komponen-komponen yang ada pada HRSG di PLTGU – Jawa Timur.

Tabel 3.1 Geometri komponen HRSG

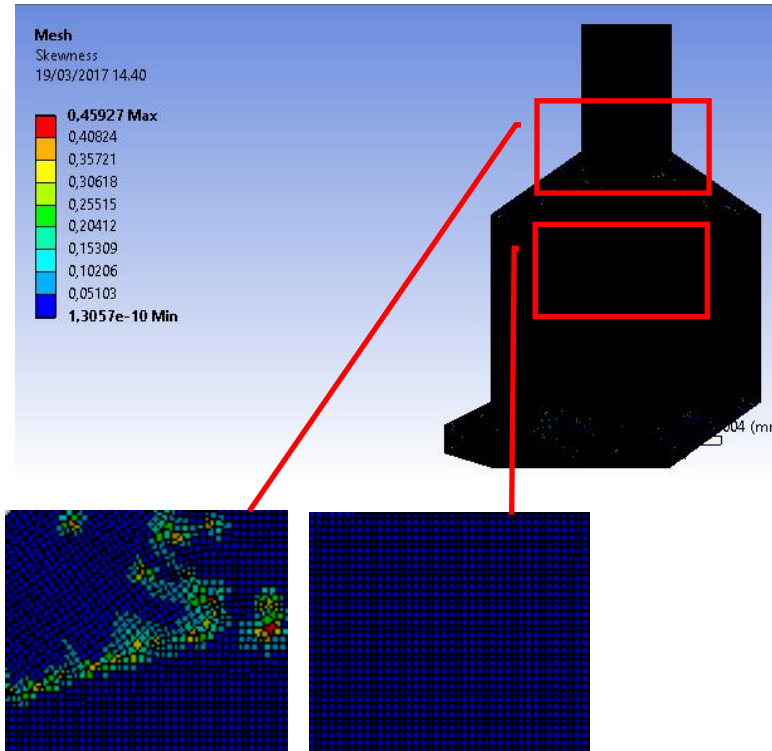
| Komponen | Panjang (m) | Lebar (m) | Tinggi (m) |
|--------------------------|----------------|--------------|---------------|
| <i>Preheater</i> | 16,386 | 7,254 | 1,427 |
| <i>LP Economizer</i> | 16,386 | 7,254 | 1,111 |
| <i>LP Evaporator</i> | 16,386 | 7,254 | 1,843 |
| <i>HP Economizer</i> | 16,386 | 7,254 | 1,586 |
| <i>HP Evaporator</i> | 16,386 | 7,254 | 2,297 |
| <i>HP Superheater I</i> | 16,386 | 7,254 | 1,033 |
| <i>HP Superheater II</i> | 16,386 | 7,254 | 0,757 |



Gambar 3.2 Geometri HRSG

3.2.4 Meshing

Pembuatan *meshing* elemen adalah pembagian model atau geometri *solid* menjadi elemen-elemen kecil sehingga *boundary condition* dan beberapa parameter yang diperlukan dalam *setup* dapat diaplikasikan ke dalam elemen-elemen tersebut. Ukuran *mesh* akan mempengaruhi tingkat ketelitian dan daya komputasi analisa pada CFD. Apabila *mesh* dibuat sekecil mungkin maka hasil analisa yang didapatkan akan semakin teliti, namun akan dibutuhkan daya komputasi yang semakin besar.



Gambar 3.3 Hasil *meshing*

Tabel 3.2 Hasil *meshing*

| Komponen | Nodes | Elemen |
|--------------------------|--------------|---------------|
| <i>Preheater</i> | 8028 | 3774 |
| <i>LP Economizer</i> | 11596 | 5550 |
| <i>LP Evaporator</i> | 5352 | 2442 |
| <i>HP Economizer</i> | 4014 | 1776 |
| <i>HP Evaporator</i> | 5798 | 2664 |
| <i>HP Superheater I</i> | 9366 | 4440 |
| <i>HP Superheater II</i> | 7136 | 3330 |
| <i>Semua Mesh</i> | 131704 | 62171 |

3.2.5 Penentuan *General Condition* dan *Boundary Condition*

Pada tahap ini dilakukan *setup* untuk *general condition* yaitu pemilihan *energy equation*, pemilihan *turbulance modelling* yaitu *k-ε* dan menentukan *species transport exhaust gas* di model HRSG.

Pada *boundary condition* dimasukkan nilai yang didapatkan dari kondisi aktual pada *real plant* HRSG PLTGU - Jawa Timur dan nilai tersebut digunakan sebagai nilai masukan pada *inlet* seperti laju aliran massa, suhu *exhaust gas*, dan *species transport exhaust gas*. Sedangkan pada *outlet* didefinisikan sebagai *outflow* yaitu kondisi saat fluida *exhaust gas* tersebut keluar dari geometri.

Tabel 3.3 *Boundary condition*

| Karakteristik | Nilai |
|-----------------------------------|-------|
| Suhu <i>exhaust gas inlet</i> (K) | 796 |
| Laju aliran massa (kg/s) | 440,4 |

3.2.6 Material

Dalam penelitian ini dipilih material sesuai dengan data komposisi *exhaust gas* yang didapatkan di *real plant* HRSG PLTGU - Jawa Timur yang terlihat pada Tabel 3.4. Sedangkan untuk material kontruksi *porous zone* digunakan material baja (*steel*) sesuai dengan material *tube* yang terdapat di *real plant* HRSG PLTGU - Jawa Timur.

Tabel 3.4 *Species exhaust gas*

| No. | Nama | Rumus Kimia | Konsentrasi (% mol) |
|-----|-----------------|--------------------------------|---------------------|
| 1. | Karbon dioksida | CO ₂ | 0,49 |
| 2. | n-hexane | C ₆ H ₁₄ | 3,06 |
| 3. | n-butane | C ₄ H ₁₀ | 95,35 |
| 4. | Propane | C ₃ H ₈ | 0,81 |
| 5. | Methane | CH ₄ | 0,12 |
| 6. | Ethane | C ₂ H ₆ | 0,02 |
| 7. | Nitrogen | N ₂ | 0,15 |

3.2.7 Porous Media dan Energy Source

Pada tahap ini, komponen HRSG yang berupa kumpulan *tube-tube* dianggap sebagai sebuah volume yang berlubang atau disebut juga porous media. Pengaturan porous media dilakukan dimasing-masing komponen yaitu *preheater*, *economizer*, *evaporator* dan *superheater*.

Nilai yang dimasukkan pada porous media yaitu nilai porosity dan *inertial resistance*. Pada tugas akhir ini dilakukan tiga buah variasi yaitu variasi pertama dengan jumlah *tube* aktual sesuai dengan *real plant* HRSG yang ada di PLTGU - Jawa Timur dengan jumlah *tube* total 6976 buah. Variasi kedua yaitu dengan menambahkan *tube* pada setiap komponen sehingga jumlah *tube* total menjadi 7116 buah. Variasi ketiga yaitu mengurangi *tube* pada setiap komponen sehingga jumlah *tube* total menjadi 6836 buah. Hal ini menyebabkan masing-masing variasi memiliki nilai porosity yang berbeda-beda.

Nilai porosity dapat dicari menggunakan Persamaan 2.15, sedangkan untuk nilai *initial resistance* dapat dicari menggunakan Persamaan 2.16. Untuk nilai *energy source* yang dimasukkan dapat dicari menggunakan Persamaan 2.9. Pada perhitungan untuk mencari nilai porosity diperlukan data data geometri perkomponen HRSG di PLTGU – Jawa Timur dan data geometri *tube* pada masing-masing komponen HRSG yang terlihat pada Tabel 3.1 dan Tabel 3.5.

Tabel 3.5 Geometri *tube* pada masing-masing komponen

| Komponen | Diameter | Diameter | Panjang <i>Tube</i> (m) |
|--------------------------|-------------------------|--------------------------|-------------------------------|
| | Luar <i>Tube</i> (m) | Dalam <i>Tube</i> (m) | |
| <i>Preheater</i> | 0,038 | 0,035 | 7,254 |
| <i>LP Economizer</i> | 0,032 | 0,029 | 7,254 |
| <i>LP Evaporator</i> | 0,038 | 0,035 | 7,254 |
| <i>HP Economizer</i> | 0,032 | 0,029 | 7,254 |
| <i>HP Evaporator</i> | 0,032 | 0,029 | 7,254 |
| <i>HP Superheater I</i> | 0,032 | 0,029 | 7,254 |
| <i>HP Superheater II</i> | 0,032 | 0,029 | 7,254 |

Tabel 3.6 Jumlah *tube* pada masing-masing variasi

| Komponen | Jumlah Tube | | |
|--------------------------|--------------------|-------------------|--------------------|
| | Variasi I | Variasi II | Variasi III |
| <i>Preheater</i> | 1092 | 1112 | 1072 |
| <i>LP Economizer</i> | 160 | 180 | 140 |
| <i>LP Evaporator</i> | 1404 | 1424 | 1404 |
| <i>HP Economizer</i> | 1868 | 1888 | 1848 |
| <i>HP Evaporator</i> | 1872 | 1892 | 1852 |
| <i>HP Superheater I</i> | 348 | 368 | 328 |
| <i>HP Superheater II</i> | 232 | 252 | 212 |

Tabel 3.7 Porosity

| Komponen | Porosity | | |
|--------------------------|------------------|-------------------|--------------------|
| | Variasi I | Variasi II | Variasi III |
| <i>Preheater</i> | 0,947 | 0,946 | 0,948 |
| <i>LP Economizer</i> | 0,993 | 0,992 | 0,994 |
| <i>LP Evaporator</i> | 0,947 | 0,947 | 0,948 |
| <i>HP Economizer</i> | 0,943 | 0,942 | 0,944 |
| <i>HP Evaporator</i> | 0,961 | 0,960 | 0,961 |
| <i>HP Superheater I</i> | 0,984 | 0,983 | 0,985 |
| <i>HP Superheater II</i> | 0,985 | 0,984 | 0,986 |

Tabel 3.8 *Inertial resistance* dan *energy source*

| Komponen | <i>Inertial Resistance</i> | <i>Energy Source</i> (Watt/m³) |
|--------------------------|-----------------------------------|--|
| <i>Preheater</i> | 47,832 | 142898 |
| <i>LP Economizer</i> | 65,824 | 55062,6 |
| <i>LP Evaporator</i> | 37,037 | 139410 |
| <i>HP Economizer</i> | 40,612 | 164572 |
| <i>HP Evaporator</i> | 17,547 | 275201 |
| <i>HP Superheater I</i> | 39,457 | 217141 |
| <i>HP Superheater II</i> | 41,125 | 70036,9 |

3.2.8 *Initialize*

Initialize merupakan data masukan awal sebagai acuan CFD untuk melakukan kalkulasi. *Initialize* dapat di lakukan dari

boundary condition, inlet, outlet dan lain lain. Pada tugas akhir ini *initialize* dilakukan dari *inlet* dikarenakan *exhaust gas* mengalir dari *inlet* ke *outlet* HRSG.

3.2.9 Processing

Pada tahap ini proses kalkulasi secara numerik (iterasi). Kalkulasi numerik dilakukan hingga mencapai hasil yang konvergen.

3.2.10 Post-Processing

Setelah diperoleh solusi numerik dari tahap *processing*, tahap berikutnya adalah memvisualisasikan dan menganalisa hasil dari solusi numerik tersebut. Pada tahapan ini akan diperoleh informasi mengenai *flow field* pada saat kondisi operasi HRSG, misalnya distribusi temperatur dan kecepatan aliran. Informasi-informasi tersebut bisa digunakan untuk mengetahui karakteristik aliran yang terjadi di dalam HRSG yang akan ditampilkan dalam bentuk kontur kecepatan dan kontur suhu.

(Halaman ini memang dikosongkan)

BAB IV ANALISA DATA

Pada bab ini akan dibahas mengenai hasil simulasi tentang pengaruh variasi jumlah *tube heat recovery steam generator* (HRSG) dengan menggunakan pedekatan porous media terhadap unjuk kerja HRSG. Data yang akan diolah berupa data kuantitatif dan kualitatif meliputi kontur kecepatan dan kontur suhu pada variasi HRSG yang dilakukan. Penelitian ini difokuskan untuk meneliti karakteristik aliran dan fenomena perpindahan panas pada komponen-komponen HRSG dengan melakukan variasi pada jumlah *tube* HRSG terhadap ruang yang ada pada HRSG.

4.1 Validasi Data Simulasi

Validasi data simulasi dilakukan dengan membandingkan suhu pada komponen HRSG hasil simulasi dengan suhu *real plant* HRSG di PLTGU – Jawa Timur. Perbandingan nilai ini dapat dilakukan dengan menggunakan hasil simulasi yang memiliki *boundary condition* yang sama dengan data yang telah didapatkan dari PLTGU – Jawa Timur. Hal ini dimaksudkan untuk mengetahui apakah hasil simulasi yang kita lakukan telah mendekati kondisi *real plant* HRSG – PLTGU Jawa Timur.

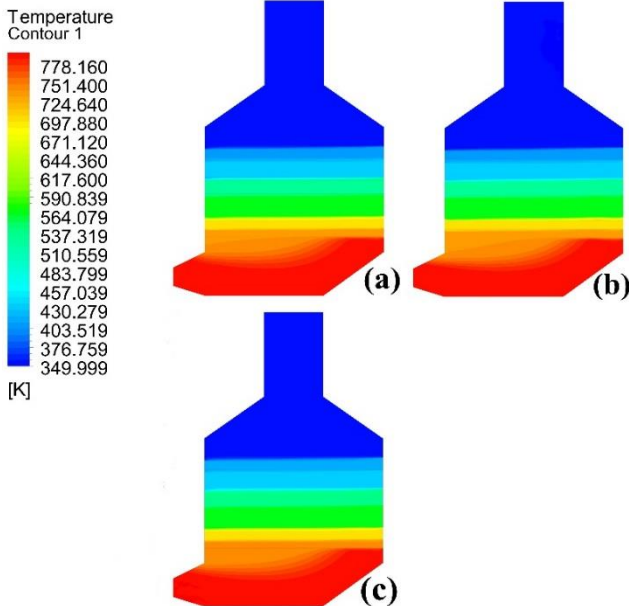
Tabel 4.1 Perbandingan suhu aktual dan simulasi pada setiap komponen

| Komponen | Suhu Aktual (K) | Suhu Simulasi (K) | Error (%) |
|--------------------------|-----------------|-------------------|-----------|
| <i>Preheater</i> | 358 | 350 | 2,23 |
| <i>LP Economizer</i> | 412,4 | 412 | 0,10 |
| <i>LP Evaporator</i> | 432 | 431 | 0,23 |
| <i>HP Economizer</i> | 536 | 534 | 0,37 |
| <i>HP Evaporator</i> | 568 | 568 | 0,00 |
| <i>HP Superheater I</i> | 700 | 699 | 0,14 |
| <i>HP Superheater II</i> | 742 | 741 | 0,13 |

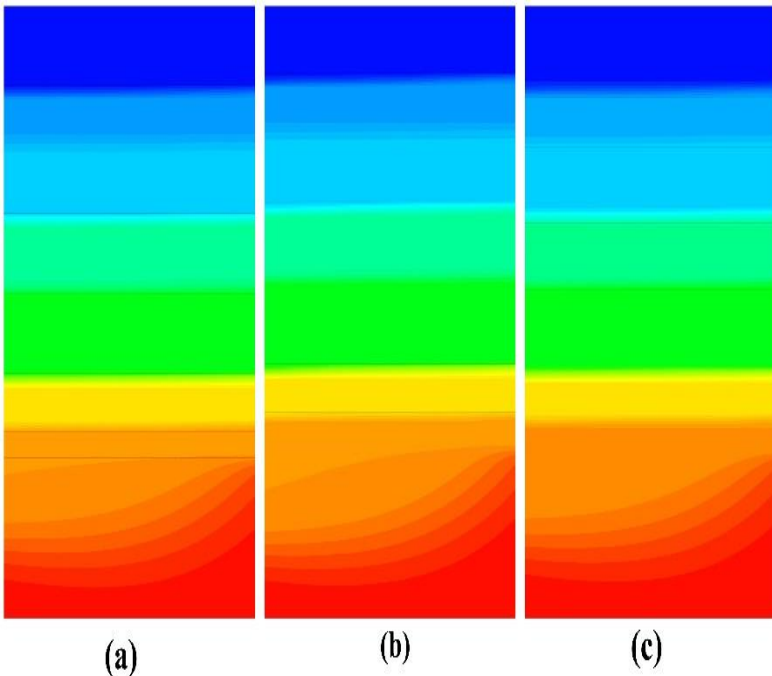
Pada Tabel 4.1 terlihat bahwa *error* terbesar pada HRSG yaitu 2,23% dan menunjukkan bahwa *error* keseluruhan dari hasil simulasi kurang dari 10% sehingga hasil simulasi dapat disimpulkan sudah mendekati kondisi *real plant* HRSG di PLTGU – Jawa Timur.

4.2 Pengaruh Jumlah *Tube* Terhadap Suhu

Pada sub bab ini akan membahas mengenai pengaruh jumlah *tube* terhadap distribusi suhu di setiap komponen HRSG, hal ini dikarenakan setiap variasi jumlah *tube* yang dilakukan akan memiliki pengaruh terhadap performansi HRSG. Analisa data dilakukan secara kualitatif dan kuantitatif. Analisa data secara kualitatif meliputi visualisasi distribusi suhu yang melewati komponen-komponen di HRSG dengan variasi jumlah *tube*. Sedangkan untuk analisa secara kuantitatif yaitu meliputi data nilai-nilai yang didapatkan dari hasil simulasi.



Gambar 4.1 Kontur suhu HRSG untuk (a) variasi I (b) variasi II dan (c) variasi III



Gambar 4.2 Kontur suhu potongan vertikal HRSG (a) variasi I (b) variasi II dan (c) variasi III

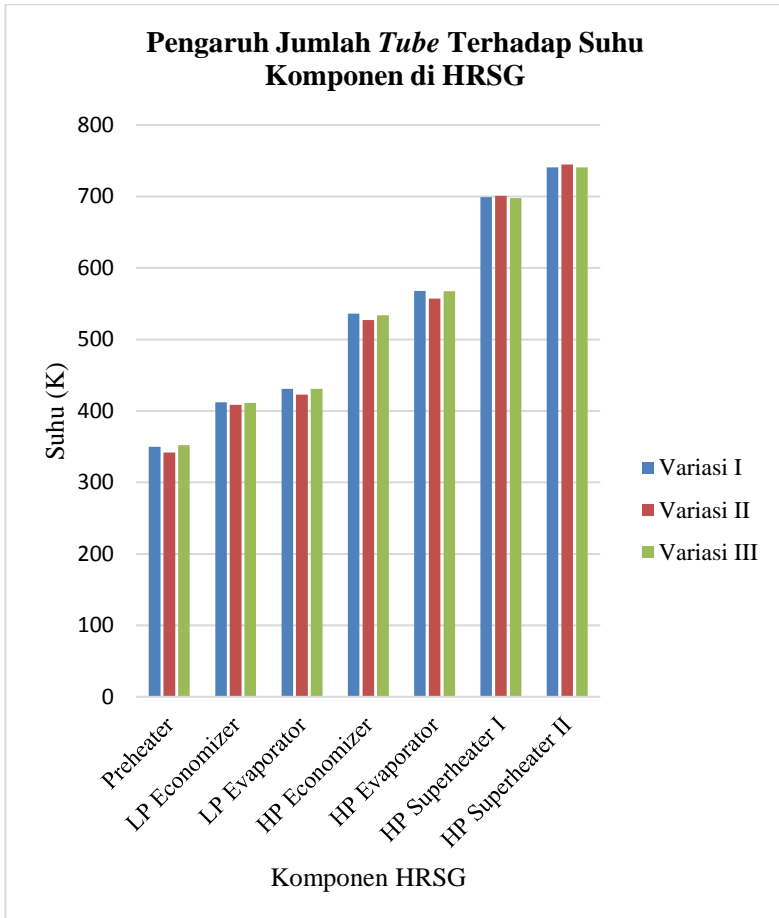
Pada Gambar 4.1 dan Gambar 4.2 terlihat visualisasi distribusi suhu pada HRSG dengan jumlah total *tube* variasi I sebanyak 6976 buah, variasi II sebanyak 7116 buah dan variasi III sebanyak 6836 buah dengan jumlah *tube* pada masing-masing komponen dapat dilihat pada Tabel 3.6. Variasi I memiliki jumlah *tube* aktual sesuai dengan *real plant* HRSG yang terdapat pada PLTGU – Jawa Timur, sedangkan variasi II memiliki jumlah *tube* 240 buah lebih banyak daripada *real plant* HRSG di PLTGU – Jawa Timur. Variasi III memiliki jumlah *tube* 240 buah lebih sedikit dari *real plant* HRSG di PLTGU – Jawa Timur. Pada kedua gambar tersebut kontur warna merah menunjukkan suhu tertinggi pada HRSG sedangkan kontur warna biru tua menunjukkan suhu terendah pada HRSG. Pada simulasi ini nilai suhu *inlet* untuk ketiga variasi sebesar 796 K. Pada ketiga variasi tersebut terjadi perpindahan

panas antara *exhaust gas* dengan *heat exchanger* sehingga suhu pada *exhaust gas* semakin keatas atau semakin mendekati *preheater* akan semakin kecil.

Pada Gambar 4.1 kontur suhu pada variasi I, variasi II dan variasi III tersebut tidak terlalu terlihat perbedaan warna kontur yang mencolok, hal ini dikarenakan perbedaan suhu dari ketiga variasi adalah kecil, tetapi pada Gambar 4.2 dapat terlihat perbedaan kontur yang cukup jelas pada saat melewati *inlet* dan menuju *superheater II*. Hal ini dikarenakan *exhaust gas* masih mengalami *back flow* saat melewati *inlet* dan menjadi *uniform* saat melewati *superheater II*. Sealin itu perbedaan suhu yang kecil pada setiap variasi ini diakibatkan oleh perbedaan nilai porosity antar variasi yang juga kecil. Nilai porosity pada setiap variasi dapat dilihat pada Tabel 3.7. Pada Gambar 4.2 juga terlihat bahwa pada variasi II memiliki warna merah yang lebih luas dibandingkan dengan variasi I dan variasi III. Hal ini dikarenakan jumlah *tube* pada variasi II yang lebih banyak dibandingkan pada variasi I dan III, sehingga persebaran perpindahan panas pada variasi II terjadi lebih luas apabila dibandingkan pada variasi I dan III. Selain itu juga terlihat pada variasi I kontur warna merah lebih luas dibandingkan pada variasi III, hal ini juga dikarnakan variasi I memiliki jumlah *tube* yang lebih banyak dibandingkan dengan variasi III sehingga proses persebaran panas terjadi lebih luas pada variasi I daripada variasi III.

Tabel 4.2 Perbandingan suhu komponen HRSG pada masing-masing variasi

| Komponen | Suhu (K) | | |
|--------------------------|-----------|------------|-------------|
| | Variasi I | Variasi II | Variasi III |
| <i>Preheater</i> | 350 | 342 | 352 |
| <i>LP Economizer</i> | 412 | 408,4 | 411 |
| <i>LP Evaporator</i> | 431 | 423 | 431 |
| <i>HP Economizer</i> | 536 | 527 | 534 |
| <i>HP Evaporator</i> | 568 | 557 | 567,5 |
| <i>HP Superheater I</i> | 699 | 701 | 698 |
| <i>HP Superheater II</i> | 741 | 745 | 741 |



Gambar 4.3 Perbandingan suhu komponen HRSG pada masing-masing variasi

Pada Tabel 4.2 dan Gambar 4.3 dapat dilihat data kuantitatif untuk suhu pada komponen-komponen HRSG. Dari tabel dan gambar tersebut terlihat bahwa suhu variasi I lebih besar daripada variasi II pada komponen *preheater*, *LP economizer*, *LP evaporator*, *HP economizer* dan *HP evaporator*. Sedangkan pada komponen *HP superheater I* dan *HP superheater II* suhu variasi I lebih kecil dibandingkan suhu variasi II.

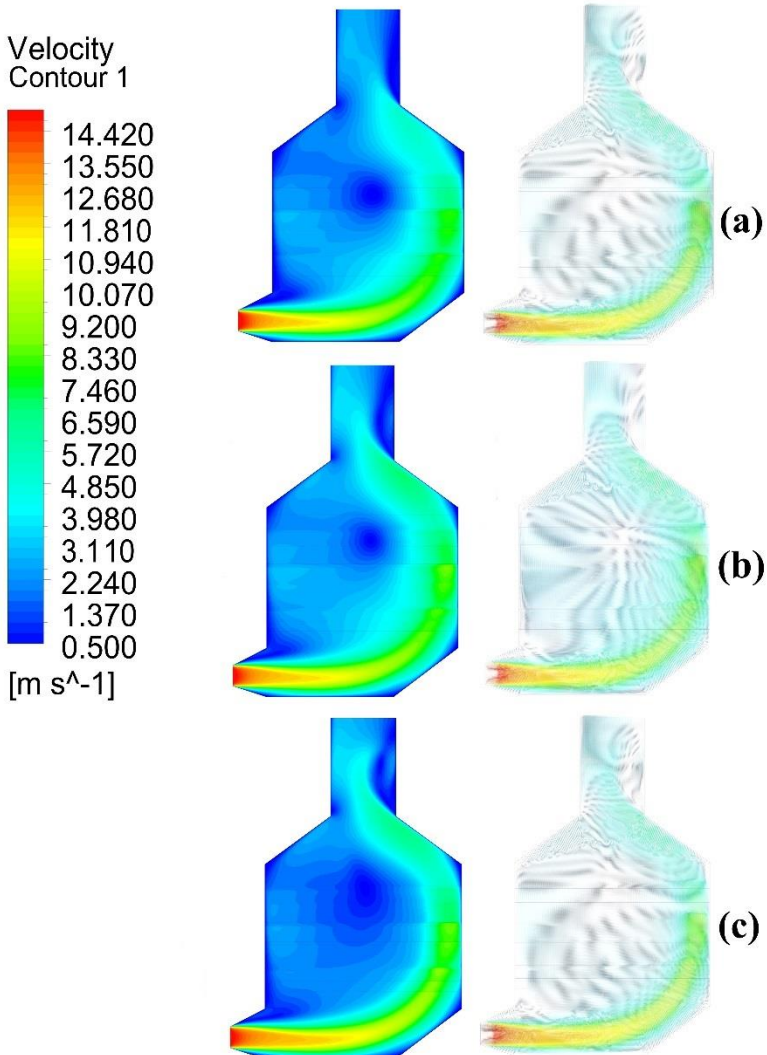
Suhu variasi I lebih kecil daripada variasi III pada komponen *preheater*. Sedangkan pada *LP economizer*, *HP economizer*, *HP superheater I* dan *HP superheater II* suhu variasi I lebih besar daripada variasi II, dan memiliki suhu yang sama pada komponen *LP evaporator* dan *HP evaporator*. Dari ketiga variasi tersebut terlihat bahwa variasi II memiliki suhu *HP superheater II* yang lebih tinggi yaitu 745 K dibandingkan dengan suhu *HP superheater II* pada variasi I dan variasi III yang memiliki suhu 741 K. Selain itu juga terlihat bahwa suhu pada *preheater* pada variasi I sebesar 350 K, pada variasi II sebesar 342 K dan suhu variasi 3 sebesar 352 K sehingga suhu variasi II lebih rendah dibandingkan ketiga variasi, hal ini menunjukkan bahwa pada variasi II perpindahan panas yang terjadi lebih besar dibandingkan dengan variasi I dan III.

Variasi II memiliki suhu yang lebih tinggi dikarenakan jumlah *tube* pada variasi II yang lebih banyak daripada variasi I dan III sehingga variasi II memiliki luasan perpindahan panas yang lebih besar. Karena memiliki luasan perpindahan panas yang lebih besar, perpindahan panas pada variasi II terjadi lebih baik dibandingkan dengan variasi I dan variasi III.

4.3 Pengaruh Jumlah Tube Terhadap Kecepatan Aliran

Pada sub bab ini akan dibahas mengenai pengaruh variasi jumlah *tube* terhadap karakteristik kecepatan aliran pada HRSG. Hal ini dikarenakan variasi jumlah *tube* yang telah dilakukan akan mempengaruhi distribusi kecepatan aliran pada HRSG. Analisa data yang dilakukan yaitu secara kualitatif dan kuantitatif. Analisa data secara kualitatif meliputi visualisasi distribusi kecepatan aliran yang melewati komponen-komponen di HRSG dengan berbagai variasi jumlah *tube*. Sedangkan untuk analisa secara kuantitatif yaitu meliputi data nilai-nilai kecepatan aliran pada komponen-komponen HRSG yang didapatkan dari hasil simulasi.

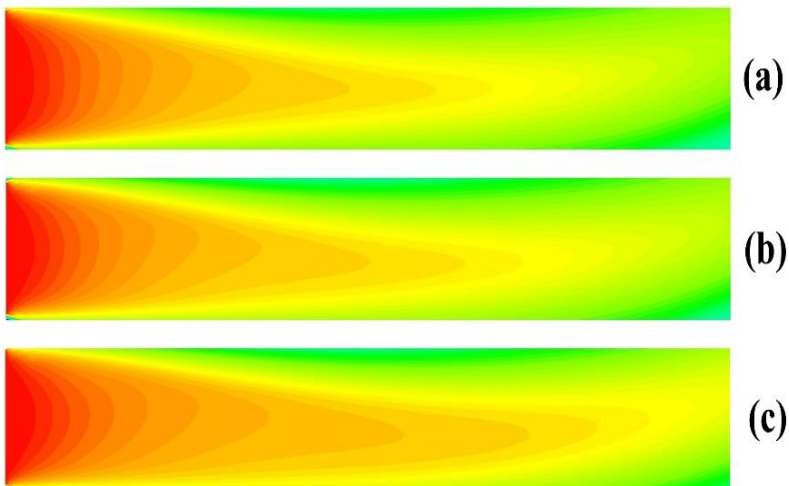
Berikut merupakan data kualitatif yang didapatkan dari hasil simulasi meliputi visualisasi kontur kecepatan dan vektor kecepatan pada masing-masing variasi yang terlihat pada Gambar 4.4.



Gambar 4.4 Kontur dan vektor kecepatan aliran HRSG untuk (a) variasi I (b) variasi II dan (c) variasi III

Dari Gambar 4.4 dapat terlihat distribusi kecepatan aliran pada HRSG di variasi I, variasi II dan variasi III. Kontur warna

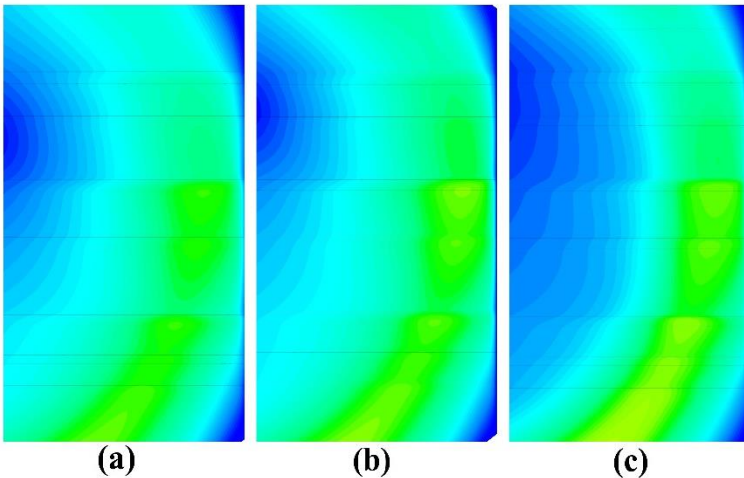
merah menunjukkan kecepatan dengan nilai yang paling tinggi sedangkan kontur warna biru tua menunjukkan kecepatan yang paling rendah. Dari gambar diatas dapat terlihat bahwa pada ketiga variasi terjadi *backflow* pada aliran didalam HRSG sehingga aliran didalam HRSG ada yang menuju sisi bawah dan ada yang menuju sisi atas. Pada ketiga variasi diatas terjadi fenomena vortex pada bagian tengah HRSG yang memiliki kontur warna biru tua. Variasi II memiliki luasan vortex yang lebih kecil apabila dibandingkan dengan variasi I dan III. Sedangkan variasi I memiliki luasan vortex yang lebih kecil dibandingkan dengan variasi III. Vortex ini diakibatkan aliran pada posisi tersebut mengalami turbulensi yang diakibatkan oleh perbedaan tekanan pada daerah sisi kanan dan sisi kiri. Variasi II memiliki vortex yang lebih kecil dikarenakan variasi II memiliki jumlah *tube* yang lebih banyak sehingga persebaran aliran dapat lebih merata.



Gambar 4.5 Kontur kecepatan aliran di HRSG potongan horizontal untuk (a) variasi I (b) variasi II dan (c) variasi III

Pada Gambar 4.5 terlihat kontur kecepatan aliran untuk potongan horizontal setelah melewati *inlet*. Pada gambar terlihat bahwa variasi III memiliki kontur kecepatan warna merah lebih panjang daripada variasi I dan variasi II. Hal ini dikarenakan variasi

III memiliki jumlah *tube* yang paling sedikit sehingga menyebabkan *exhaust gas* melewati jajaran *heat exchanger* dengan cepat.



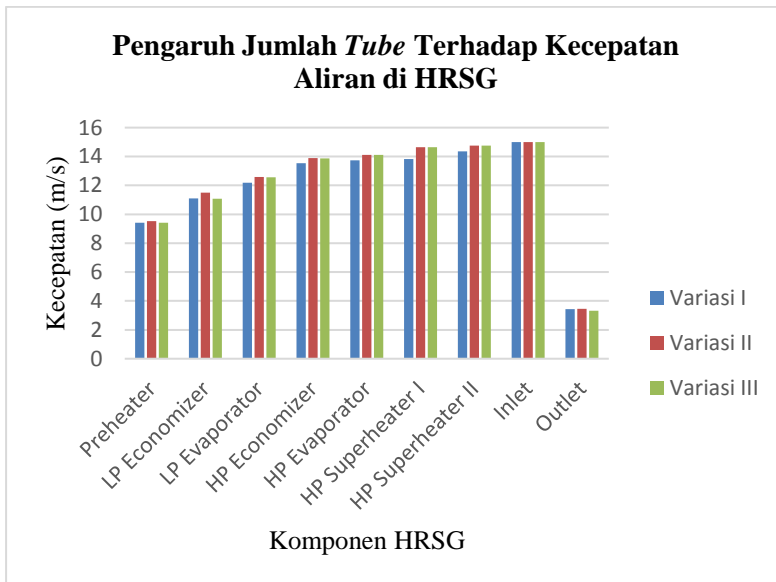
Gambar 4.6 Kontur kecepatan aliran di HRSG potongan vertikal untuk (a) variasi I (b) variasi II dan (c) variasi III

Pada Gambar 4.6 terlihat kontur kecepatan aliran pada potongan secara vertikal pada ketiga variasi. Pada gambar tersebut terlihat bahwa kecepatan aliran pada variasi II memiliki kontur persebaran kecepatan yang lebih besar dibandingkan dengan variasi I dan III yang dapat terlihat dari kontur warna biru kehijauan yang lebih luas. Sedangkan variasi I memiliki kontur persebaran yang lebih luas apabila dibandingkan dengan variasi III. Persebaran kecepatan aliran pada variasi II lebih baik dikarenakan variasi II memiliki jumlah *tube* lebih banyak dibandingkan dengan variasi I dan III, sehingga luasan yang dilewati oleh fluida menjadi lebih kecil. Karena luasan yang dilewati lebih kecil menyebabkan kecepatan aliran pada variasi II lebih cepat dan memiliki turbulensi yang lebih besar apabila dibandingkan dengan variasi I dan III. Oleh karena itulah persebaran kecepatan aliran pada variasi II menjadi lebih baik dibandingkan dengan variasi I dan III.

Selain data kualitatif didapatkan juga data kuantitatif distribusi kecepatan aliran pada komponen HRSG yang terlihat pada Tabel 4.3

Tabel 4.3 Perbandingan kecepatan aliran HRSG pada masing-masing variasi

| Komponen | Kecepatan (m/s) | | |
|--------------------------|-----------------|------------|-------------|
| | Variasi I | Variasi II | Variasi III |
| <i>Preheater</i> | 9,414 | 9,536 | 9,419 |
| <i>LP Economizer</i> | 11,098 | 11,501 | 11,082 |
| <i>LP Evaporator</i> | 12,174 | 12,577 | 12,567 |
| <i>HP Economizer</i> | 13,537 | 13,881 | 13,878 |
| <i>HP Evaporator</i> | 13,728 | 14,119 | 14,109 |
| <i>HP Superheater I</i> | 13,816 | 14,648 | 14,641 |
| <i>HP Superheater II</i> | 14,347 | 14,759 | 14,759 |
| <i>Inlet</i> | 15 | 15 | 15 |
| <i>Outlet</i> | 3,442 | 3,463 | 3,319 |



Gambar 4.7 Perbandingan kecepatan pada masing-masing variasi

Pada Tabel 4.3 dan Gambar 4.7 diketahui bahwa kecepatan *inlet* pada variasi I, variasi II, dan variasi III adalah sama yaitu 15 m/s. Hal ini dikarenakan nilai *input* kecepatan yang dimasukkan pada CFD adalah 15 m/s. Kecepatan *outlet* pada variasi I sebesar 3,442, variasi II sebesar 3,463 dan variasi III sebesar 3,319, disini terlihat bahwa kecepatan terbesar terjadi pada variasi II. Hal ini sesuai dengan hukum Bernoulli, dimana kecepatan fluida mengalir akan meningkat jika luasan dari bidang yang dilewati semakin kecil. Karena jumlah *tube* pada variasi II lebih banyak dibandingkan dengan jumlah *tube* pada variasi I dan III maka akan menyebabkan jarak antar *tube* pada variasi II semakin kecil. Hal ini juga terlihat pada kecepatan fluida di komponen-komponen HRSG variasi II yang lebih besar dibandingkan dengan variasi I dan variasi III. Hal ini juga dapat terlihat pada variasi I yang memiliki kecepatan lebih besar dibandingkan dengan variasi III, hal ini dikarenakan variasi I memiliki jumlah *tube* lebih banyak dibandingkan dengan variasi III.

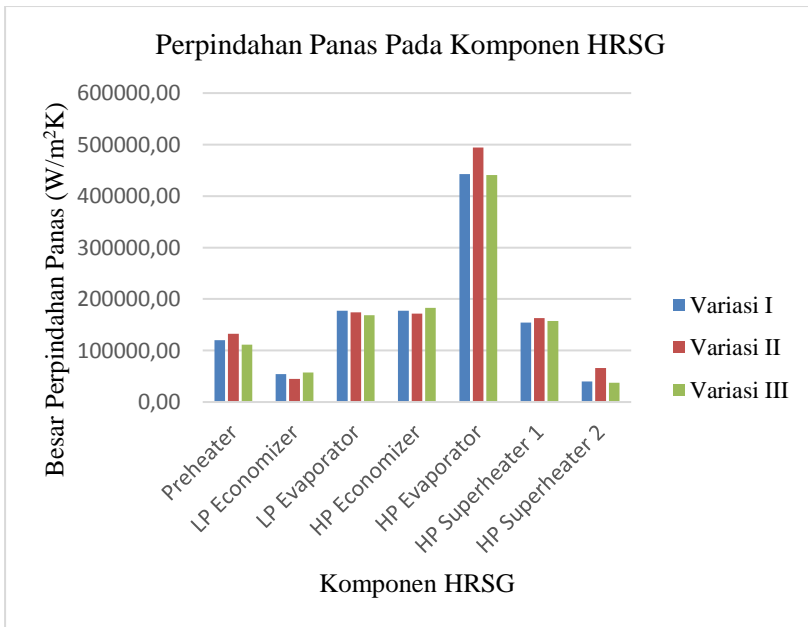
4.4 Perpindahan Panas (*Heat Transfer*) Pada HRSG

Pada HRSG terjadi perpindahan panas antara fluida *exhaust gas* dengan fluida didalam *tube-tube* HRSG. Oleh karena itulah dilakukan analisa perpindahan panas yang terjadi di komponen-komponen HRSG pada ketiga variasi tersebut.

Tabel 4.4 Perbandingan peprindahan pana komponen HRSG pada masing-masing variasi

| Komponen | Q (W/m ² K) | | |
|--------------------------|------------------------|------------|-------------|
| | Variasi I | Variasi II | Variasi III |
| <i>Preheater</i> | 120034,06 | 132609,06 | 111460,20 |
| <i>LP Economizer</i> | 54301,12 | 44584,08 | 57159,08 |
| <i>LP Evaporator</i> | 177193,14 | 174335,18 | 168619,28 |
| <i>HP Economizer</i> | 177193,14 | 171477,23 | 182909,04 |
| <i>HP Evaporator</i> | 442982,84 | 494426,01 | 440696,48 |
| <i>HP Superheater I</i> | 154329,51 | 162903,37 | 157187,46 |
| <i>HP Superheater II</i> | 40011,35 | 65732,94 | 37153,40 |
| Total | 1166045,16 | 1246067,87 | 1155184,94 |

Pada tabel tersebut perpindahan panas terbesar terjadi pada variasi II dengan perpindahan panas total sebesar 1246067,87 W/m²K, lalu diikuti oleh variasi I dengan perpindahan panas total sebesar 1166045,16 W/m²K, lalu yang terakhir variasi III dengan perpindahan panas total sebesar 1155184,94 87 W/ m²K. Selain dari perpindahan panas total dapat terlihat pada perpindahan panas setiap komponen pada variasi II selain *LP economizer*, *LP evaporator* dan *HP economizer* memiliki perpindahan panas yang lebih besar dibandingkan dengan variasi I dan III. Hal ini menunjukkan bahwa perpindahan panas terbesar terjadi pada variasi II yang sesuai dengan distribusi kontur suhu dan kontur kecepatan pada variasi II. Perpindahan panas terbesar terjadi pada variasi II dikarenakan luasan perpindahan panas pada variasi II lebih besar dibandingkan dengan variasi I dan III dikarenakan adanya penambahan *tube* pada komponen-komponen HRSG.



Gambar 4.8 Perbandingan besar perpindahan panas komponen HRSG pada masing-masing variasi

Pada Gambar 4.8 terlihat perpindahan panas pada setiap komponen di HRSG. Pada ketiga variasi tersebut perpindahan panas terbesar terjadi pada komponen *HP evaporator*, hal ini dikarenakan jumlah *tube* pada *HP evaporator* lebih banyak dibandingkan dengan jumlah *tube* pada komponen lainnya yaitu berjumlah 1872 pada variasi I, 1892 buah pada variasi II dan 1852 buah pada variasi III. Hal ini juga dikarenakan volume *HP evaporator* yang lebih besar dibandingkan dengan volume komponen lainnya sehingga *HP evaporator* dapat ditempati lebih banyak *tube*. Selain itu juga dikarenakan *evaporator* berfungsi untuk mengubah air menjadi uap jenuh sehingga perpindahan panas yang terjadi sangatlah besar. Hal ini dapat terlihat pada komponen *evaporator LP* maupun *HP* yang memiliki perpindahan panas terbesar apabila dibandingkan dengan komponen *LP* dan *HP* lainnya.

4.5 Pembahasan

Pada Tugas Akhir ini membahas mengenai Analisa Unjuk Kerja *Heat Recovery Steam Generator (HRSG)* Menggunakan Pendekatan Porous Media di PLTGU – Jawa Timur dilakukan 3 variasi simulasi. Variasi pertama yaitu dengan jumlah *tube* sesuai dengan yang ada di *real plant* HRSG PLTGU – Jawa Timur dengan jumlah *tube* total 6976 buah. Variasi kedua yaitu dengan menambah jumlah *tube* sehingga menjadi 7116 buah. Variasi ketiga yaitu dengan mengurangi jumlah *tube* menjadi 6836 buah. Pada tugas akhir ini dianalisa mengenai karakteristik aliran yang terjadi pada masing-masing variasi HRSG.

Pada variasi pertama yang merupakan sesuai *real plant* pada PLTGU – Jawa Timur dipergunakan untuk melakukan validasi untuk mengetahui hasil simulasi sesuai dengan aslinya atau tidak. Dari simulasi pertama didapatkan *error* yang kurang dari 10% apabila dibandingkan dengan *real plant*. Pada variasi I didapatkan hasil suhu komponen *preheater*, *LP economizer*, *LP evaporator*, *HP economizer*, *HP evaporator*, *HP superheater I* dan *HP superheater II* berturut-turut adalah 350 K, 412 K, 431 K, 536 K,

568 K, 699 K, dan 741 K. Pada variasi kedua didapatkan hasil suhu komponen *preheater*, *LP economizer*, *LP evaporator*, *HP economizer*, *HP evaporator*, *HP superheater I* dan *HP superheater II* berturut-turut adalah 342 K, 408,4 K, 423 K, 527 K, 557 K, 701 K, dan 745 K. Pada variasi ketiga didapatkan hasil suhu komponen *preheater*, *LP economizer*, *LP evaporator*, *HP economizer*, *HP evaporator*, *HP superheater I* dan *HP superheater II* berturut-turut adalah 352 K, 411 K, 431 K, 534 K, 568 K, 700 K, dan 742 K.

Dari analisa data kualitatif dan kuantitatif ketiga variasi tersebut dapat dilihat bahwa semakin banyak jumlah *tube* maka perpindahan panas yang terjadi akan semakin besar. Fenomena ini terjadi dikarenakan area perpindahan panas yang semakin besar pula seiring dengan bertambahnya jumlah *tube*. Hal ini dibuktikan dengan suhu *HP superheater II* dari variasi II yang lebih tinggi dibandingkan dengan variasi I dan III dan suhu *preheater* variasi II yang lebih kecil dibandingkan variasi I dan III. Suhu *preheater* yang lebih kecil ini menunjukkan perpindahan panas pada variasi II lebih bagus dan besar apabila dibandingkan dengan variasi I dan III.

Pada variasi I, variasi II dan variasi III pada analisa secara kualitatif terjadi *backflow* dan terdapat vertex pada ketiga variasi. Vertex pada variasi II memiliki ukuran lebih kecil dibandingkan dengan variasi I dan III, selain itu persebaran kecepatan pada variasi II lebih luas dibandingkan dengan variasi I dan III. Hal ini menunjukkan bahwa variasi II memiliki persebaran kecepatan aliran yang lebih bagus daripada variasi I dan III. Persebaran kecepatan akan memengaruhi perpindahan panas yang terjadi pada masing-masing variasi.

Variasi I, variasi II dan variasi III memiliki nilai kecepatan aliran *inlet* 15 m/s dan *outlet* untuk variasi I sebesar 3,442, variasi II sebesar 3,463, dan variasi III sebesar 3,319. Untuk kecepatan aliran di komponen HRSG variasi II memiliki nilai kecepatan aliran yang lebih besar dibandingkan dengan variasi I dan variasi III. Hal ini dikarenakan luasan bidang yang dilewati aliran semakin kecil seiring dengan bertambahnya jumlah *tube* sehingga nilai kecepataannya akan semakin besar. Sedangkan variasi I memiliki

kecepatan yang lebih besar apabila dibandingkan dengan variasi III, hal ini dikarenakan jumlah *tube* pada variasi I lebih banyak daripada variasi III.

(Halaman ini memang dikosongkan)

BAB V

KESIMPULAN

5.1 Kesimpulan

Berdasarkan hasil analisa unjuk kerja *heat recovery steam generator (HRSG)* menggunakan pendekatan porous media di PLTGU – Jawa Timur dapat disimpulkan, yaitu :

- a. Suhu HRSG di PLTGU – Jawa Timur dari komponen *preheater*, *LP Economizer*, *LP evaporator*, *HP Economizer*, *HP evaporator*, *HP superheater I*, *HP superheater II* berturut-turut adalah 350K, 412K, 431K, 534K, 568K, 699K, dan 741K, dengan nilai kecepatan *inlet* 15 m/s dan kecepatan *outlet* 3,442 m/s.
- b. Perpindahan panas yang optimal terjadi pada variasi II dengan jumlah *tube* 7118 yang ditunjukkan dengan suhu pada *HP superheater II* dan *preheater*. Hal ini dikarenakan dengan semakin meningkatnya jumlah *tube* maka semakin besar luas area perpindahan panas

5.2 Saran

Saran yang terdapat pada penelitian ini adalah sebagai berikut:

- a. Sebaiknya mencari data geometri desain yang lebih lengkap agar mendapatkan hasil desain yang lebih baik.
- b. Sebaiknya variasi jumlah *tube* dilakukan lebih banyak lagi.

(Halaman ini memang dikosongkan)

DAFTAR PUSTAKA

- Cengel, Y. A., & Boles, M. A. (2005). *Thermodynamics An Engineering Approach Fifth Edition*.
- Endriyana, V. W. (2012). Analisa Unjuk Kerja Secondary Superheater PLTGU dan Evaluasi Peluang Peningkatan Effectiveness dengan Cara Variasi Jarak, Jumlah dan Diameter Tube. *POMITS*.
- Fansuri, A. (2013). Pendekatan CFD untuk Optimasi Keseragaman Aliran Udara Pada Pengering Gabah Tipe BAK.
- Forney Corporation. (2017). *Dampers*. Retrieved Juli 21, 2017, from <http://www.forneycorp.com>
- General Electric. (2016, 12 18). *Gas Power Systems Product Catalog*. Retrieved from General Electric Power: <http://www.ge.com>
- General Electric Energy. (n.d.). *HRSG - 101*.
- Ghazi, M., Ahmadi, P., & Taherkhani, A. (2012). Modeling and Thermo-economic Optimization of Heat Recovery Heat Exchangers Using a Multimodal Genetic Algorithm. *Energy Conversion and Management*, 149-156.
- Great River Industries. (2014). *HRSG Panel Insulation Application*. Retrieved Juli 2017, 25, from www.greatriver360.com
- Guler, K. G. (2014). Computational Modeling of Fin and Tube Type Vehicle Radiators Based on Porous Medium Approach. 3.
- Ibrahim, K., & Rahman, M. M. (2013). Study on Effective Parameter of the Triple - Pressure Reheat Combined Cycle Performance. *Thermal Science, II*, 497-508.
- Kaviany, M. (1994). *Principles of Heat Transfer in Porous Media Second Edition*. New York: Springer.
- Kehlhofer, R. (1997). *Combined Cycle Gas and Steam Turbine Power Plants*. Oklahoma: Penn Well Publishing Company.

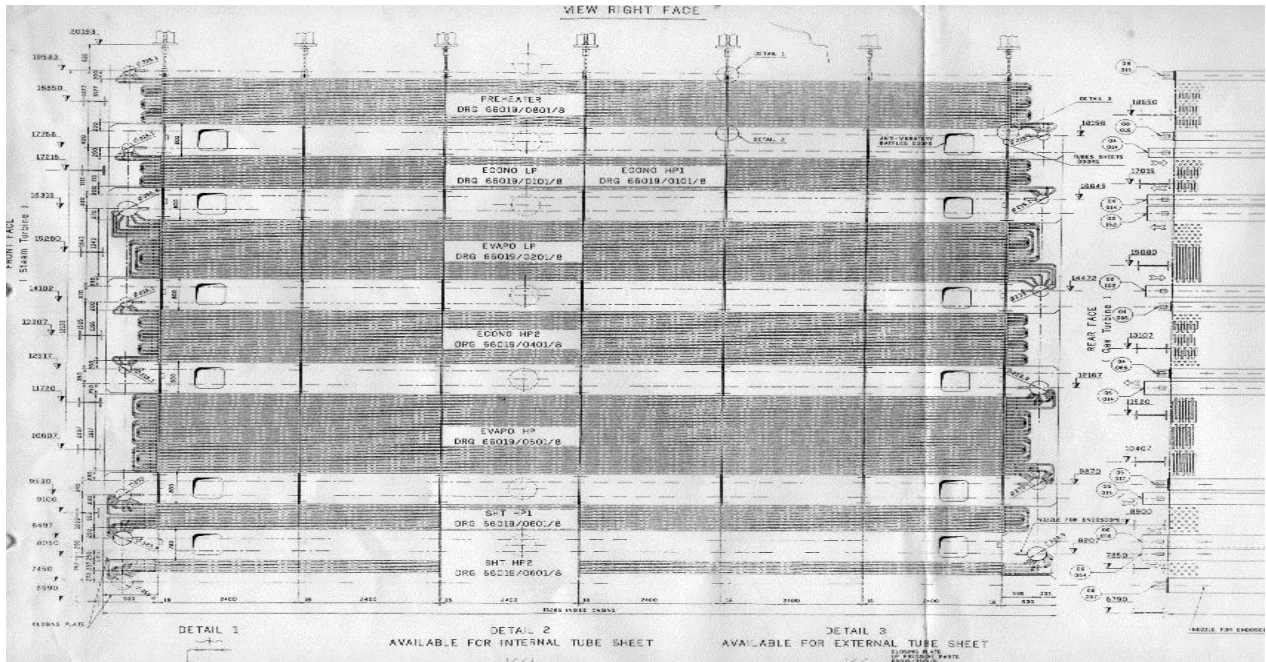
- Kurniawan, R., & Hazwi, M. (2014). Analisa Performansi Pembangkit Listrik Tenaga Gas Uap (PLTGU) Sicanang Belawan. *e-Dinamis*, 10, 102.
- Midland Cogeneration Venture. (2017). *Combined Cycle Technology*. Retrieved Juli 25, 2017
- Moran, M. J., & Shapiro, H. N. (2006). *Fundamentals of Engineering Thermodynamics Fifth Edition*. England: John Wiley & Sons Ltd.
- Nield, D. A., & Bejan, A. (2006). *Convection in Porous Media Third Edition*. New York: Springer.
- Nurdianto, E. (2016). Analisis Computational Fluid Dynamic (CFD) dan Optimalisas Untuk Redesain Proses Akhir Pengeringan Kopra di Usaha Koperasi Bersama Kopra Putih Sonia Kabupaten Pringsewu.
- Nusantara, G. T. (2013). *Studi Numerik Karakteristik ALiran dan Perpindahan Panas pada Heat Recovery Steam Generator PLTGU Block 3 di PT. PJB Unit Pembangkitan Gresik dengan Variasi Sudut Buka dan Diverter Damper (45%, 80% dan Fully Open)*. Surabaya.
- Priyoatmojo, S., & Margana. (2016). Analisa Efisiensi Unit 1 di PT. PLN (Persero) Sektor Pembangkitan PLTGU Cilegon. *Eksergi*, 44-49.
- Schlumberger. (2017). *Oilfield Glossary*. Retrieved Juli 12, 2017, from <http://glossary.oilfield.slb.com>
- Silaban, S. H., & Sitepu, T. (2014). Perancangan Heat Recovery Steam Generator (HRSG) yang Memanfaatkan Gas Buang Turbin Gas di PLTG PT. PLN (Persero) Pembangkitan dan Penyaluran Sumatera Bagian Utara Sektor Belawan. *e-Dinamis*, VIII, 233-234.
- Sindareh-Esfahani, P., Habibi-Siyahpash, E., Saffar-Avval, M., Ghaffari, A., & Bakhtiari-Nejad, F. (2014). Cold Start-up Condition Model for Heat Recovery Steam Generators. *Applied Thermal Engineering*, 502-512.
- Sitepu, T. (2010). Kajian Penggunaan Heat Recovery Steam Generator Pada Suatu Instalasi Turbin Gas. *Dinamis*, II, 69-71.

- Walter, H. (2007). Numerical Analysis of Density Wave Oscillations in the Horizontal Parallel Tube Paths of the Evaporator of a Natural Circulation Heat Recovery Steam Generator. 173.
- Wardhana, B. K. (2014). *Studi Numerik Variasi Inlet Duct Pada Heat Recovery Steam Generator*. Surabaya.
- Yohana, E., & Priambodo, A. (2012). Analisa Efisiensi Low Pressure HRSG (Heat Recovery Steam Generator) Pada PLTGU PT. Indonesia Power UBP Semarang. *Rotasi*, 7-9.

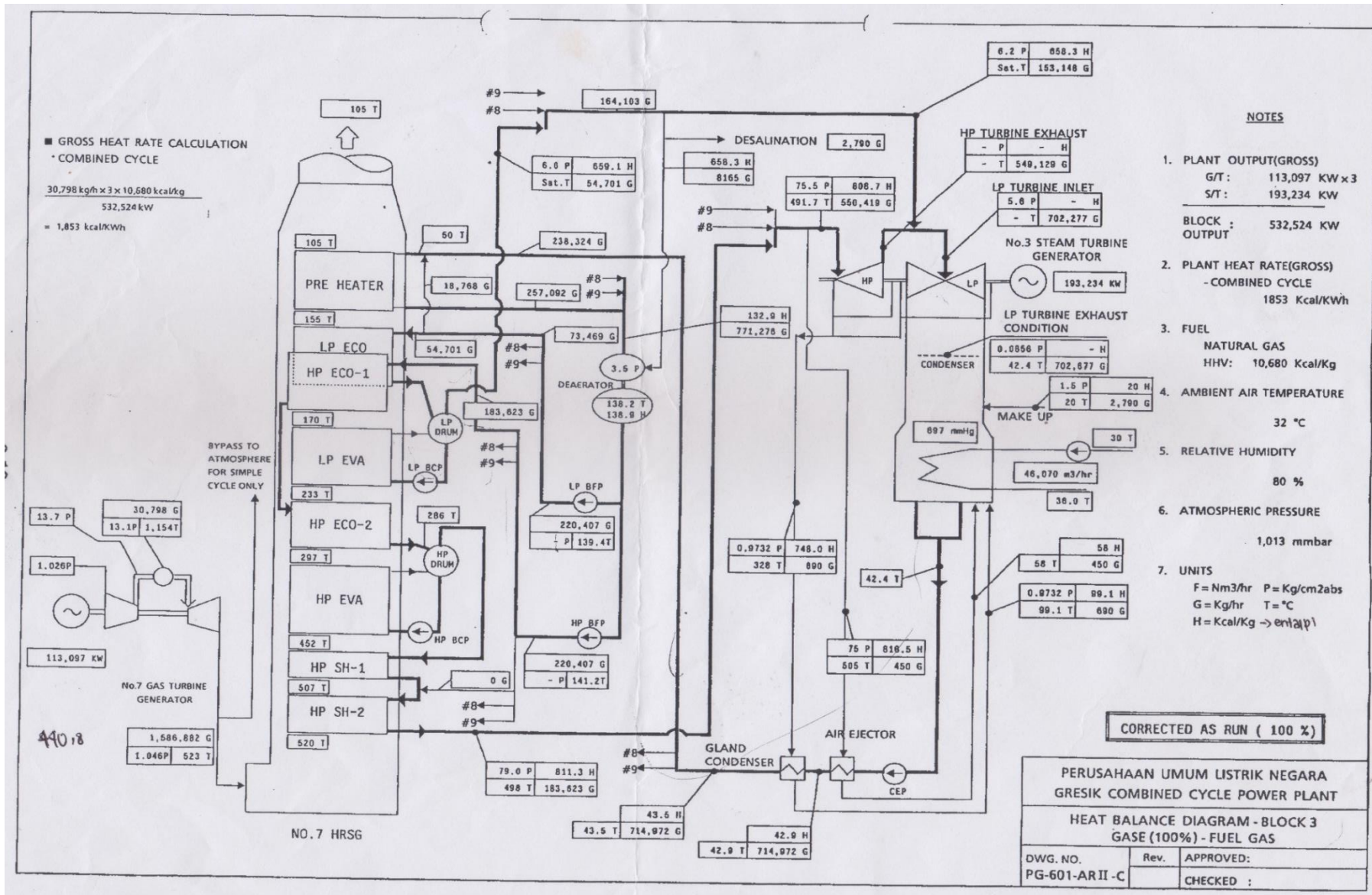
DAFTAR NOTASI

| Notasi | Keterangan | Satuan |
|---------------|----------------------------|--------------------|
| T | Suhu | K |
| Q | Perpindahan panas | W/m ² K |
| h | Enthalpy | kJ/kg |
| η | Efisiensi termal | % |
| c_p | Panas spesifik | kJ/kg.K |
| U_D | <i>Uniform velocity</i> | m/s |
| μ | Viskositas | Ns/m ² |
| k | Konduktifitas termal | W/m.K |
| dr | Panjang area | m |
| \dot{m} | Laju alir massa | kg/s |
| ρ | Massa Jenis | kg/m ³ |
| D | Diameter <i>tube</i> | m |
| q | Kalor | kJ/kg |
| w | Kerja | kJ/kg |
| K | <i>Permeability</i> | m ² |
| p | Tekanan | Pa |
| L | Panjang porous media | m |
| ε | Porosity | |
| V_{total} | Volume total porous media | m ³ |
| V_{tube} | Volume <i>tube</i> | m ³ |
| C_2 | <i>Inertial resistance</i> | Pa |
| ΔP | <i>Pressure drop</i> | m/s |

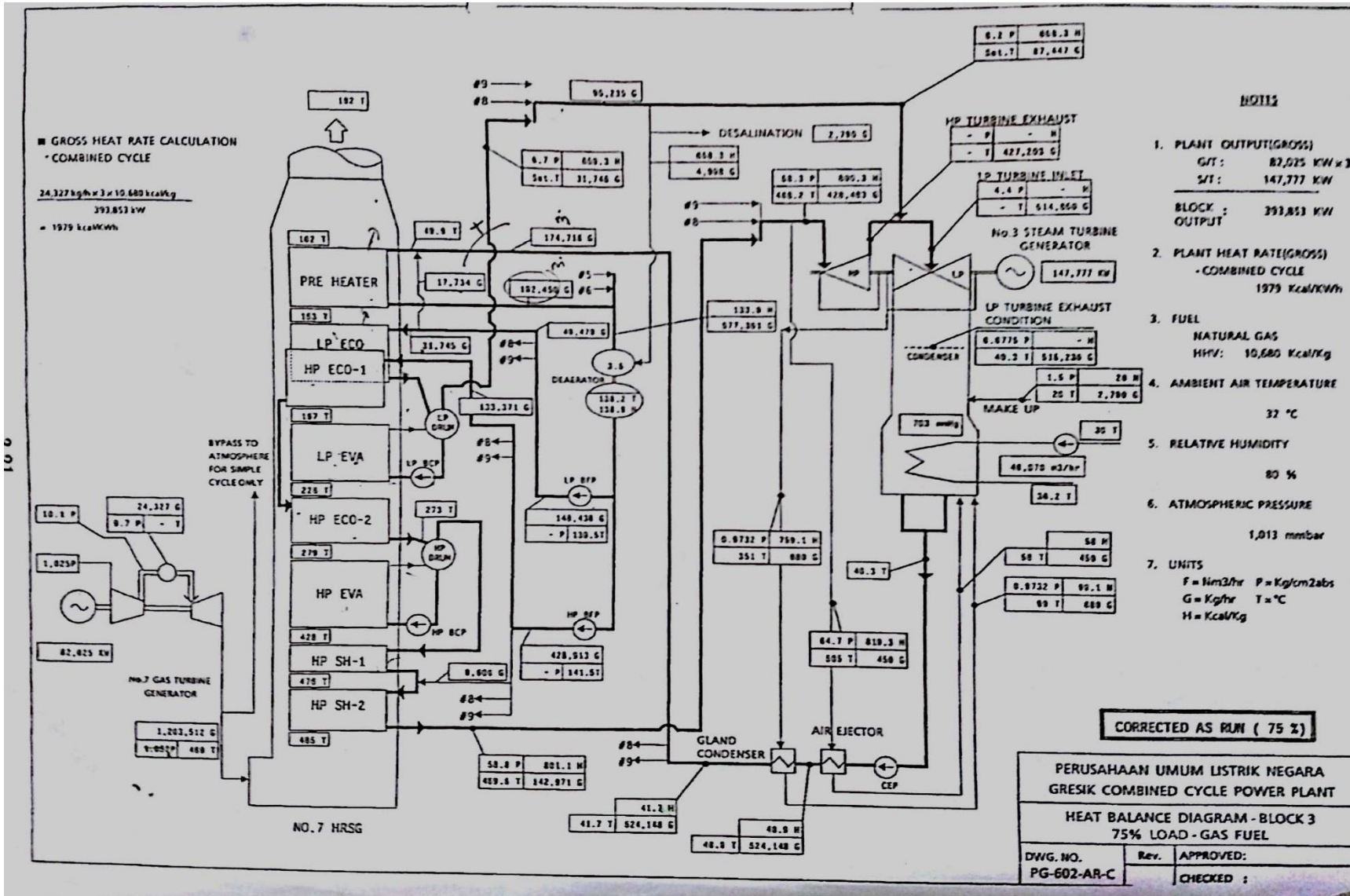
LAMPIRAN A



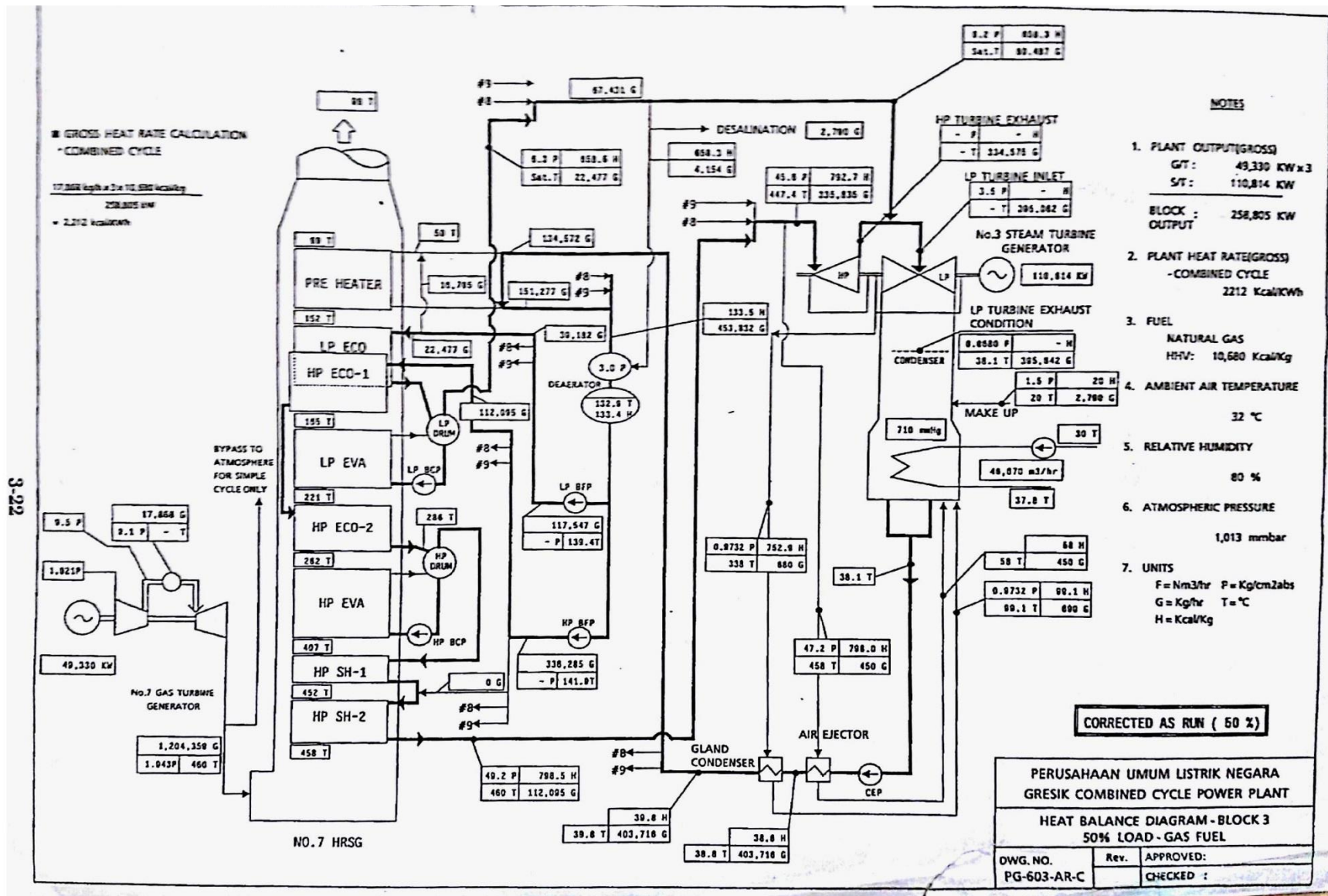
Gambar A-1 Geometri perkomponen HRSG PLTGU – Jawa Timur



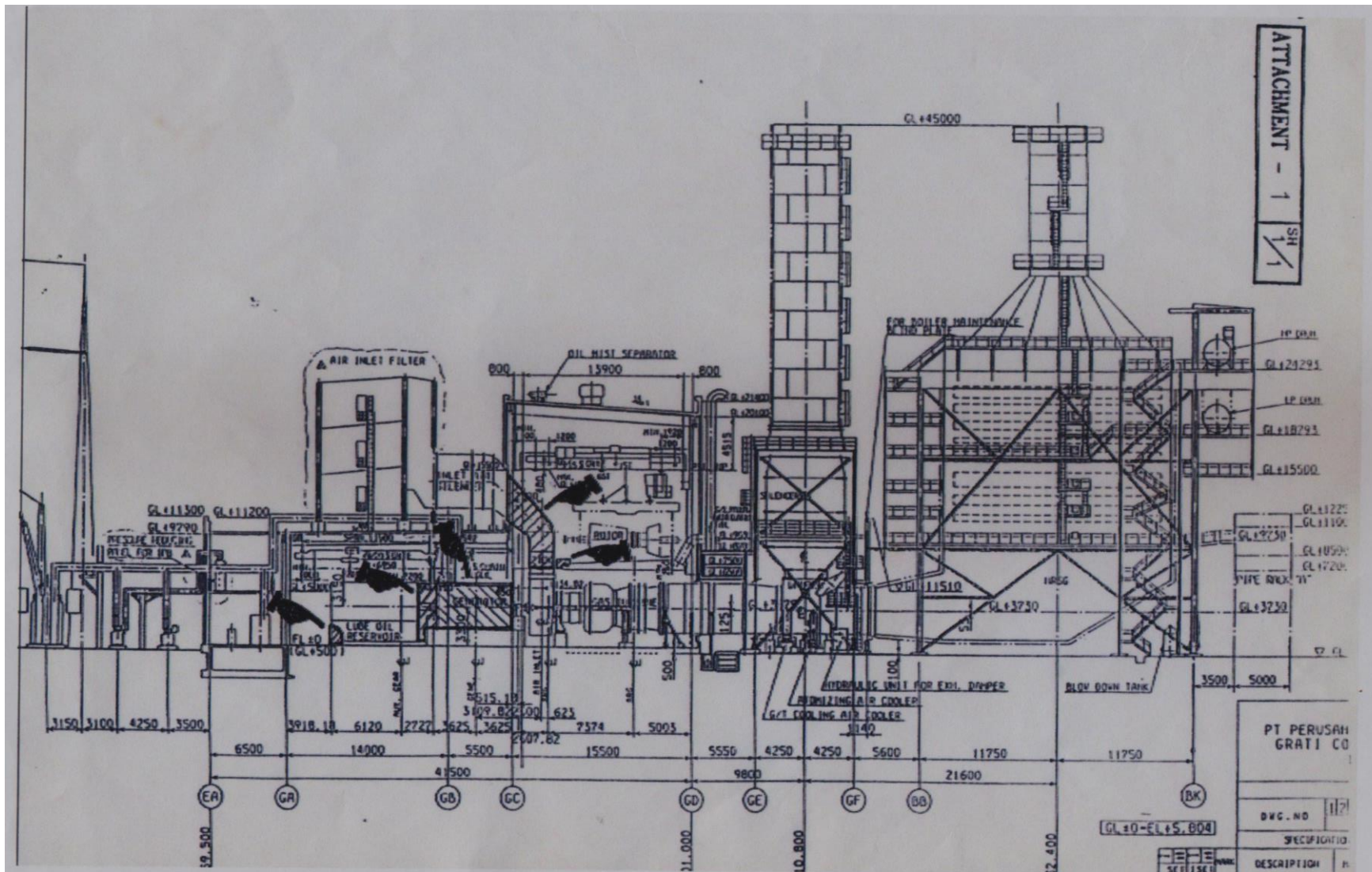
Gambar A-2. Skema proses PLTGU saat beban 100%



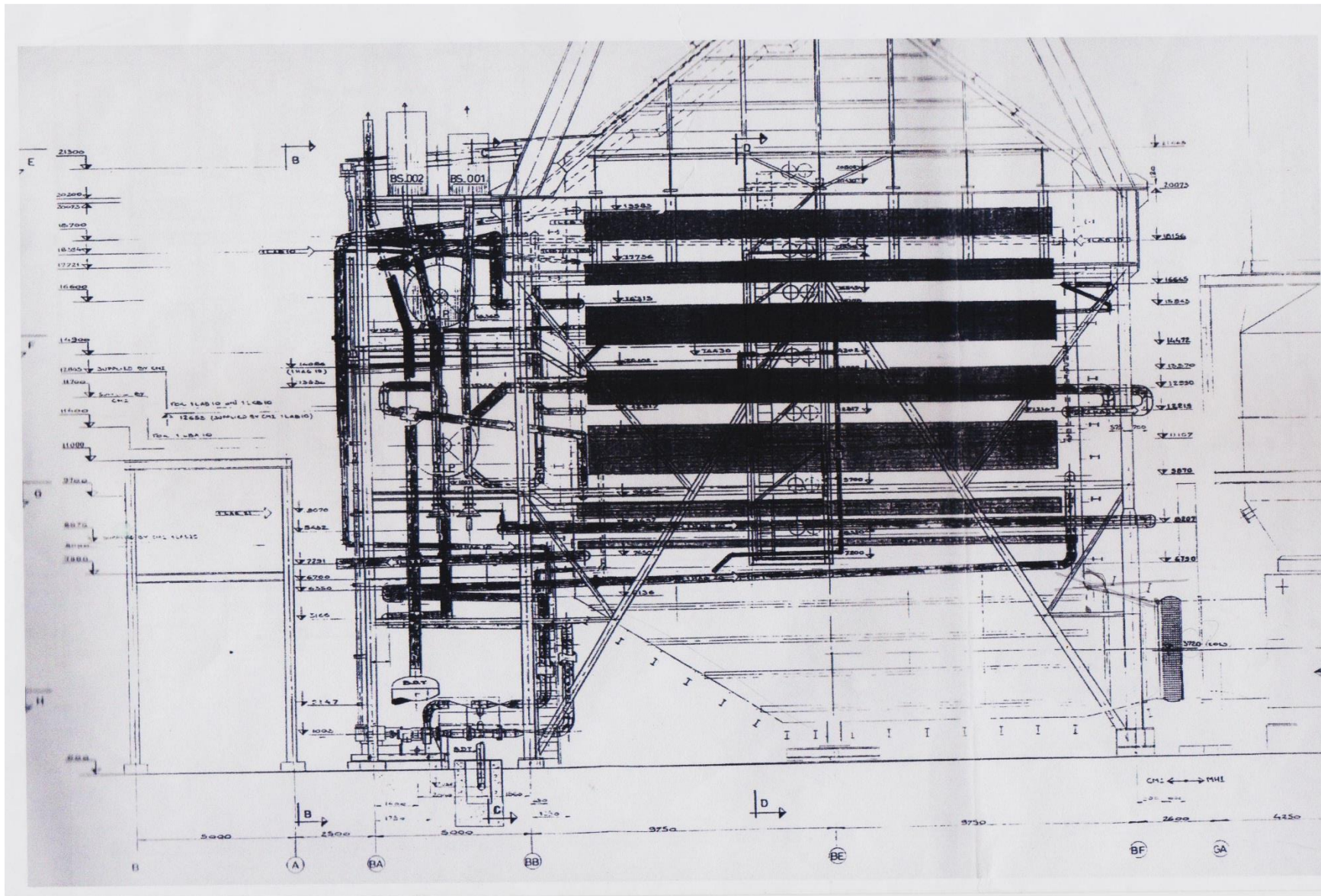
Gambar A-3. Skema proses PLTGU saat beban 75%



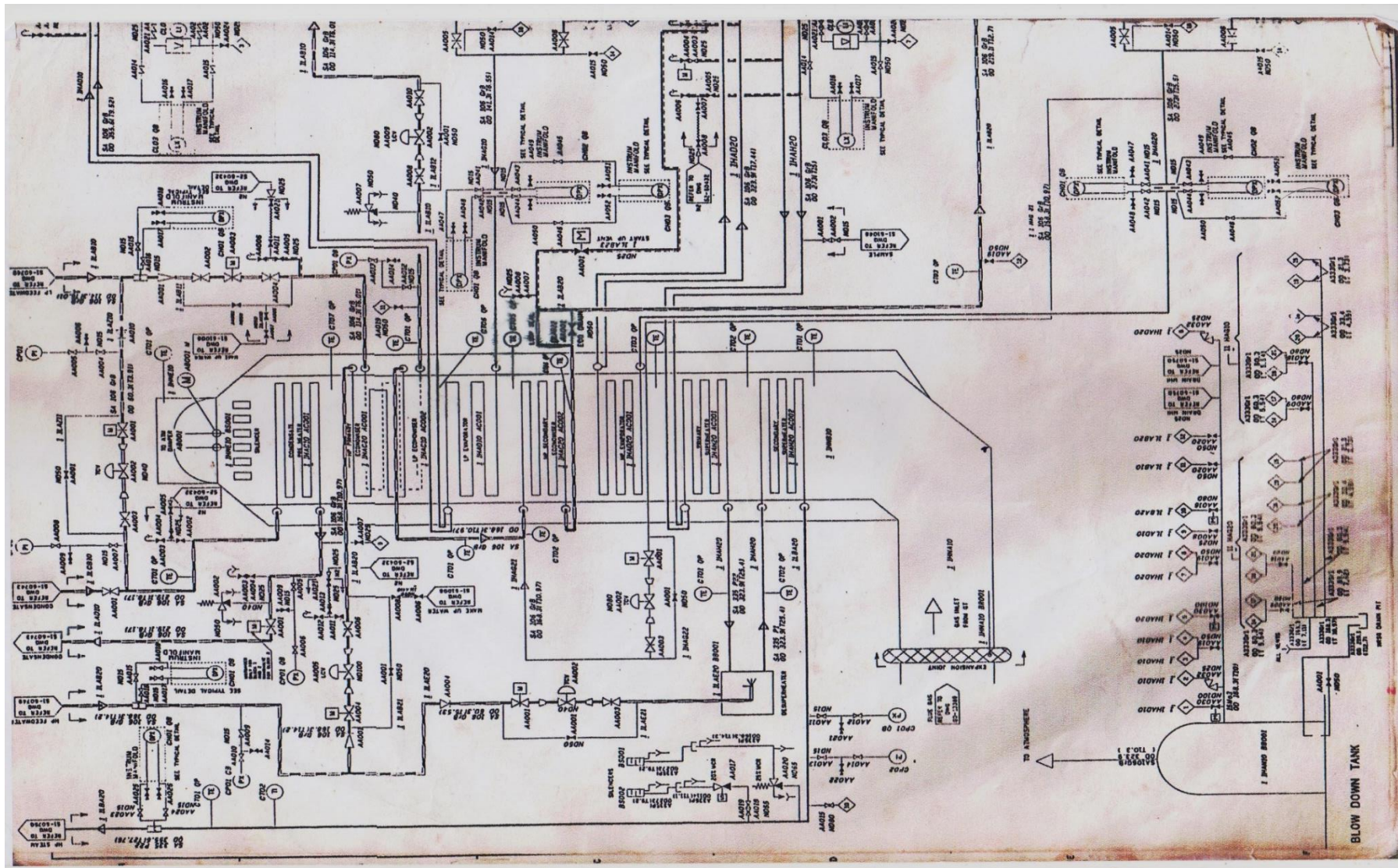
Gambar A-4. Skema proses PLTGU saat beban 50%



Gambar A-5. Geometri PLTGU



Gambar A-6. Geometri HRSG



Gambar A-7. Skema HRSG

BIODATA PENULIS



Nama lengkap penulis adalah Nur Rima Samarotul Janah yang dilahirkan di Kota Pacitan pada tanggal 04 Maret 1994. Saat ini penulis tinggal di kota Gresik, Jawa Timur. Pada tahun 2006, penulis menyelesaikan pendidikan dasar di SDN Tlogopojok II Gresik. Pada tahun 2009 penulis menyelesaikan pendidikan menengah pertama di SMP Negeri 1 Gresik. Pada tahun 2012 penulis menyelesaikan pendidikan menengah atas di SMA Negeri 1 Gresik. Pada tahun 2015, penulis mampu menyelesaikan gelar ahli madya di Program Studi DIII-Metrologi dan Instrumentasi, Departemen Teknik Fisika, Fakultas Teknologi Industri, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya. Pada tahun 2017, penulis mampu menyelesaikan gelar sarjana di Program Studi S1 Teknik Fisika, Departemen Teknik Fisika, Fakultas Teknologi Industri, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya. Penulis berhasil menyelesaikan Tugas Akhir dengan judul “**Analisa Unjuk Kerja Heat Recovery Steam Generator (HRSG) dengan Menggunakan Pendekatan Porous Media di PLTGU – Jawa Timur**”. Bagi pembaca yang memiliki kritik, saran, atau ingin berdiskusi lebih lanjut mengenai Tugas Akhir ini maka dapat menghubungi penulis melalui rima.janah@gmail.com.