

TUGAS AKHIR - TM 184835

**PENGARUH VARIASI RASIO BAHAN BAKAR BIOMASSA
SERBUK KAYU PADA PROSES CO-FIRING DENGAN
BATU BARA LRC 4200 TERHADAP PERFORMANSI
PLTU BERKAPASITAS 2x110 MW MENGGUNAKAN
SIMULASI CYCLE-TEMPO 5.0**

Dimas Dwi Saputra
NRP 0211184000018

Dosen Pembimbing
Prof. Dr. Ir. Djatmiko Ichsani, M.Eng
NIP 195310191979031003

TEKNIK MESIN
Departemen Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri Dan Rekayasa Sistem
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya
2022



TUGAS AKHIR - TM 184835

**PENGARUH VARIASI RASIO BAHAN BAKAR BIOMASSA
SERBUK KAYU PADA PROSES CO-FIRING DENGAN BATU
BARA LRC 4200 TERHADAP PERFORMANSI PLTU
BERKAPASITAS 2x110 MW MENGGUNAKAN SIMULASI
CYCLE-TEMPO 5.0**

Dimas Dwi Saputra

NRP 02111840000018

Dosen Pembimbing

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

NIP 195310191979031003

DEPARTEMEN TEKNIK MESIN

FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI DAN REKAYASA SISTEM

INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER

SURABAYA

2022



TUGAS AKHIR - TM 184835

THE EFFECT OF VARIATIONS OF SAWDUST BIOMASS FUEL RATIO ON CO-FIRING PROCESS WITH LRC 4200 COAL ON THE PERFORMANCE OF PLTU WITH A CAPACITY OF 2x110 MW USING CYCLE-TEMPO 5.0 SIMULATION

Dimas Dwi Saputra

NRP 02111840000018

Supervisor

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

NIP 195310191979031003

MECHANICAL ENGINEERING DEPARTEMENT

FACULTY OF INDUSTRIAL TECHNOLOGY AND SYSTEM ENGINEERING

SEPULUH NOPEMBER INSTITUTE OF TECHNOLOGY

SURABAYA

2022

LEMBAR PENGESAHAN

PENGARUH VARIASI RASIO BAHAN BAKAR BIOMASSA SERBUK KAYU PADA PROSES CO-FIRING DENGAN BATU BARA LRC 4200 TERHADAP PERFORMANSI PLTU BERKAPASITAS 2x110 MW MENGGUNAKAN SIMULASI CYCLE-TEMPO 5.0

TUGAS AKHIR

Diajukan untuk memenuhi salah Satu syarat
memperoleh gelar Sarjana Teknik pada
Program Studi S-1 Teknik Mesin
Departemen Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri dan Rekayasa Sistem
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

By : **Dimas Dwi Saputra**
NRP. 0211184000018

Disetujui oleh Pembimbing Tugas Akhir:

1. Prof. Dr. Ir. Djatmiko Ichsani, M.Eng. (Pembimbing)
NIP. 195310191979031003
2. Bambang Arip Dwiyantoro, S.T., M.Sc. P.h.D. (Penguji 1)
NIP. 197804012002121001
3. Is Bunyamin Suryo., S.T., M.Sc. (Penguji 2)
NIP. 198208192012121003
4. Tri Vicca Kusumadewi, S.T.,M.Sc (Penguji 3)
NIP. 199007252020122017

SURABAYA

JULI 2022

APPROVAL SHEET

THE EFFECT OF VARIATIONS OF SERBUK KAYU BIOMASS FUEL RATIO ON CO-FIRING PROCESS WITH LRC 4200 COAL ON THE PERFORMANCE OF PLTU WITH A CAPACITY OF 2x110 MW USING CYCLE-TEMPO 5.0 SIMULATION

FINAL PROJECT

Submitted to fulfill one of the requirements
for obtaining a degree Bachelor of Engineering at
Undergraduate Study Program of Mechanical Engineering
Department of Mechanical Engineering
Faculty of Industrial Technology and System Engineering
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh : **Dimas Dwi Saputra**
NRP. 0211184000018

Approved by Final Project Examiner Team:

1. Prof. Dr. Ir. Djatmiko Ichsani, M.Eng. (Advisor)
NIP. 195310191979031003
2. Bambang Arip Dwiyantoro, S.T., M.Sc. P.hD (Examiner 1)
NIP. 197804012002121001
3. Is Bunyamin Suryo., S.T., M.Sc. (Examiner 2)
NIP. 198208192012121003
4. Tri Vicca Kusumadewi, S.T., M.Sc (Examiner 3)
NIP. 199007252020122017

SURABAYA

JULI 2022

PERNYATAAN ORISINALITAS

Yang bertanda tangan di bawah ini :

Nama Mahasiswa / NRP : Dimas Dwi Saputra / 0211184000018

Departemen : Teknik Mesin

Dosen Pembimbing/NIP : Prof. Dr. Ir. Djatmiko Ichsani, M.Eng / 195310191979031003

dengan ini menyatakan bahwa Tugas Akhir dengan judul “Pengaruh Variasi Rasio Bahan Bakar Biomassa Serbuk Kayu pada Proses Co-Firing Dengan Batu Bara LRC 4200 Terhadap Performasi PLTU Berkapasitas 2x110 MW Menggunakan Simulasi Cycle-Tempo 5.0” adalah hasil karya sendiri, bersifat orisinal, dan ditulis dengan mengikuti kaidah penulisan ilmiah.

Bilamana di kemudian hari ditemukan ketidaksesuaian dengan pernyataan ini, maka saya bersedia menerima sanksi sesuai dengan ketentuan yang berlaku di Institut Teknologi Sepuluh Nopember.

Surabaya, 19 Juli 2022

Mengetahui,

Dosen Pembimbing



(Prof. Dr. Ir. Djatmiko Ichsani, M.Eng)

NIP. 195310191979031003

Mahasiswa,



(Dimas Dwi Saputra)

NRP. 0211184000018

STATEMENT OF ORIGINALITY

The undersigned below:

Name of Student /NRP : Dimas Dwi Saputra / 0211184000018

Department : Mechanical Engineer

Supervisor/NIP : Prof. Dr. Ir. Djatmiko Ichsani, M.Eng /195310191979031003

hereby declare that the Final Project with the title of “The Effect of Variations of Sawdust Biomass Fuel Ratio on Co-Firing Process With LRC 4200 Coal on The Performance of PLTU with A Capacity Of 2x110 MW Using Cycle-Tempo 5.0 Simulation” is the result of my own work, is original, and is written by following the rules of scientific writing.

If in the future there is a discrepancy with this statement, then I am willing to accept sanctions in accordance with the provisions that apply at Institut Teknologi Sepuluh Nopember.

Surabaya, July 19 2022

Acknowledged,

Supervisor



(Prof. Dr. Ir. Djatmiko Ichsani, M.Eng)

NIP. 195310191979031003

Student,



(Dimas Dwi Saputra)

NRP. 0211184000018

**PENGARUH VARIASI RASIO BAHAN BAKAR BIOMASSA SERBUK KAYU PADA
PROSES CO-FIRING DENGAN BATU BARA LRC 4200 TERHADAP
PERFORMANSI PLTU BERKAPASITAS 2x110 MW MENGGUNAKAN SIMULASI
CYCLE-TEMPO 5.0**

Nama Mahasiswa / NRP : Dimas Dwi Saputra / 0211184000018
Departemen : Teknik Mesin FTIRS-ITS
Dosen Pembimbing : Prof. Dr. Ir. Djatmiko Ichsani, M.Eng

Abstrak

Sejalan dengan upaya memenuhi target bauran energi dari Energi Baru terbarukan (EBT) sebesar 23% pada tahun 2025, PLN berencana memanfaatkan lebih banyak bahan bakar berbasis biomassa untuk digunakan secara bersama (Co-firing) dengan batu bara pada beberapa PLTU eksisting. Co-firing dijadikan sebagai salah satu terobosan dalam peningkatan bauran energi terbarukan yang dilakukan tanpa memerlukan biaya investasi yang signifikan sekaligus dapat menjadi solusi penanganan sampah. Co-firing merupakan penambahan biomassa pada PLTU sebagai bahan bakar pengganti parsial batu bara. Jenis dan rasio co-firing batu bara dengan biomassa yang digunakan juga akan mempengaruhi performa dan daya pemakaian pembangkit, diakibatkan energi yang dihasilkan oleh biomassa masih relatif rendah.

Penelitian ini berbasis simulasi menggunakan *software Cycle-Tempo 5.0*. Penelitian ini akan mensimulasikan pengaruh variasi rasio bahan bakar biomassa serbuk kayu pada proses co-firing menggunakan batu bara 4200 kcal/kg terhadap performansi PLTU berkapasitas 2x110 MW. Simulasi akan dilakukan pada kondisi beban yang berbeda, yaitu 100%, 75%, 50% dan 40%. Pada setiap kondisi beban tersebut akan dilakukan pencampuran bahan bakar dengan rasio biomassa sebesar 0.5%, 1%, 5% dan 10%, serta variasi *air fuel ratio* sebesar AFR 6.4, AFR 6.7, AFR 7 dan AFR 7.3.

Hasil simulasi menunjukkan Cycle-Tempo PLTU 2x110 MW dengan variasi beban dan variasi persentase biomassa menunjukkan perubahan pada kebutuhan bahan bakar total co-firing. Co-firing dengan penggunaan kebutuhan bahan bakar tertinggi Peningkatan variasi persentase biomassa dan variasi *air fuel ratio* akan menurunkan efisiensi neto dan akan menaikkan NPHR. Co-firing dengan penggunaan efisiensi neto tertinggi pada AFR 6.4 dengan co-firing 0.5% sebesar 34.668%. Co-firing dengan penggunaan nilai NPHR terendah pada AFR 6.4 dengan co-firing 0.5% sebesar 2481.9 kcal/kWh. Peningkatan variasi persentase biomassa dan variasi *air fuel ratio* akan meningkatkan daya pemakaian sendiri terhadap komponen auxiliary PLTU 2x110 MW. Co-firing dengan penggunaan daya pemakaian sendiri tertinggi pada AFR 7.3 dengan co-firing 10% sebesar 6698.81 kW. Hasil perhitungan dan analisis kemampuan peralatan eksisting PA fan, SA fan dan ID Fan hasil simulasi Cycle-Tempo dibandingkan dengan kapasitas maksimum equipment reference, didapatkan bahwa semua peralatan masih dapat beroperasi, namun terdapat beberapa peralatan masuk dalam kategori tidak aman/unsafe.

Kata Kunci : *Cycle-Tempo, Co-Firing, Batu bara, Serbuk Kayu*

THE EFFECT OF VARIATIONS OF SAWDUST BIOMASS FUEL RATIO ON CO-FIRING PROCESS WITH LRC 4200 COAL ON THE PERFORMANCE OF PLTU WITH A CAPACITY OF 2x110 MW USING CYCLE-TEMPO 5.0 SIMULATION

Student Name /NRP : Dimas Dwi Saputra / 0211184000018
Departement : Mechanical Engineering - FTIRS-ITS
Advisor : Prof. Dr. Ir. Djatmiko Ichsani, M.Eng

Abstrak

In line with an effort to meet the energy supply target of 23% Renewable New Energy (EBT) by 2025, PLNs plan to use more biomass-based fuel to co-firing with coal at several existing power stations. Co-firing was used as a result of increasing renewable energy bauran that did not require significant investment, but also became a waste disposal solution. Co-firing is adding biomass to the PLTU as fuel for partial replacement of coal. The type and ratio of co-firing of coal with biomass used will also affect the performance and power of plant use, as the result of the energy generated by biomass is still relatively low.

The study is based on simulation using the Cycle-Tempo 5.0 software. This study will simulate the impact of sawdust biomass fuel ratio variation on the co-firing process by using 4200 kcal/kg coal to the performance of the 2x110 MW steam power plant. The simulation will be conducted at different load conditions, namely 100%, 75%, 50% and 40%. Under each occasion, the burden will be combined with a biomass ratio of 0.5%, 1%, 5% and 10%, as well as air fuel ratio variation of AFR 6.4, AFR 6.7, AFR 7 and AFR 7.3.

The simulation results show Cycle-Tempo PLTU 2x110 MW with variations in load and proportion of biomass indicating changes in total co-firing fuel requirements. Co-firing with the use of the highest fuel requirements. Increasing variations in the proportion of biomass and variations in air fuel ratio will reduce net efficiency and will increase NPHR. Co-firing with the highest net efficiency was at AFR 6.4 with co-firing 0.5% at 34.668%. Co-firing with the lowest NPHR value at AFR 6.4 with co-firing 0.5% at 2481.9 kcal/kWh. Increasing variations in the proportion of biomass and variations in air fuel ratio will increase the self-consumption power of the auxiliary components of PLTU 2x110 MW. Co-firing with the highest self-consumption power consumption was at AFR 7.3 with 10% co-firing of 6698.81 kW. The results of the calculation and analysis of the capabilities of existing PA fan, SA fan and ID Fan simulation results from Cycle-Tempo compared with the maximum reference capacity of the equipment, it was found that all equipment can still operate, but some equipment is in the unsafe category.

Keywords: *Cycle-Tempo, Co-Firing, Coal, Sawdust*

KATA PENGANTAR

Segala puji syukur penulis kepada Allah SWT atas segala nikmat dan karunia-Nya, sehingga Tugas Akhir berjudul “PENGARUH VARIASI RASIO BAHAN BAKAR BIOMASSA SERBUK KAYU PADA PROSES CO-FIRING DENGAN BATU BARA LRC 4200 TERHADAP PERFORMASI PLTU BERKAPASITAS 2x110 MW MENGGUNAKAN SIMULASI CYCLE-TEMPO 5.0” ini dapat selesai sesuai dengan waktu yang telah ditentukan.

Pengerjaan Tugas Akhir ini menjadi sebuah sarana untuk penulis memperdalam ilmu yang telah didapatkan di Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya, khususnya dalam disiplin ilmu Teknik Mesin. terselesaikannya buku Tugas Akhir ini tidak terlepas dari bantuan dan dukungan semua pihak. Pada kesempatan kali ini penulis ingin mengucapkan terima kasih kepada:

1. Kedua orang tua penulis, Bapak Dwi Soehartono dan Ibu Fellin, yang senantiasa memberi dukungan dan doa sehingga penulis dapat menyelesaikan tugas akhir ini.
2. Bapak Prof. Dr. Ir. Djatmiko Ichسانی, M.Eng selaku dosen pembimbing penulis yang telah meluangkan waktu berharganya demi memberikan ide, bimbingan, dan evaluasi yang sangat besar dampaknya dalam penyelesaian Tugas Akhir ini.
3. Bapak Bambang Arip Dwiyantoro, S.T., M.Sc. P.hD, bapak Is Bunyamin Suryo., S.T., M.Sc. dan ibu Tri Vicca Kusumadewi, S.T.,M.Sc selaku dosen penguji yang telah memberikan saran, masukan, dan arahan untuk menyempurnakan Tugas akhir ini.
4. Bapak Bambang Pramujati, S.T., M.Sc.Eng., Ph.D. selaku dosen wali penulis yang selalu memberikan dan motivasi selama masa perkuliahan.
5. Seluruh Dosen dan Karyawan Departemen Teknik Mesin FTIRS ITS
6. Rekan satu bimbingan tugas akhir penulis, yaitu Rafi Wahyu Hidayat M61 dan Sabrina Yuliaputri M61, yang dalam susah dan senang dapat menyelesaikan tugas akhir Bersama.
7. Teman-teman sarjana Departemen Teknik Mesin FTIRS ITS, khususnya teman teman angkatan M61.
8. Teman-teman di LKKI Ash-Shaff Teknik Mesin ITS.
9. Teman-teman di Laboratorium Rekayasa Produksi dan P3 Teknik Mesin ITS.
10. Serta semua pihak yang telah banyak membantu dalam menyelesaikan Tugas Akhir ini yang tidak dapat penulis sebutkan satu-persatu.

Penulis menyadari bahwa Tugas Akhir ini masih memiliki banyak sekali kekurangan namun besar harapan penulis semoga Tugas Akhir ini dapat membantu serta memberikan pengetahuan yang berguna bagi para pembaca.. Dengan kerendahan hati, penulis memohon maaf sebesar-besarnya atas kekurangan tersebut dan sangat terbuka akan kritik serta saran.

Surabaya, 19 Juli 2022



Penulis

DAFTAR ISI

Abstrak	viii
KATA PENGANTAR.....	ix
DAFTAR ISI	x
DAFTAR GAMBAR.....	xiii
DAFTAR TABEL	xv
BAB I PENDAHULUAN	1
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Perumusan Masalah	1
1.3 Batasan Masalah	2
1.4 Tujuan Penelitian	2
1.5 Kerangka Penelitian	2
1.6 Manfaat Penelitian	3
BAB II TINJAUAN PUSTAKA	4
2.1 Penelitian Terdahulu	4
2.1.1 <i>Analisa Karakteristik Pengujian Co-Firing Biomassa Sawdust Pada PLTU Type Pulverized Coal Boiler Sebagai Upaya Bauran Renewable Energy</i> oleh Fefria Tanbar, Sahrijal Purba, dkk	4
2.1.2 <i>Performance Evaluation of Co-firing Various Kinds of Biomass with Low Rank Coals in a 500 MW Coal-Fired Power Plant</i> oleh Tae Young Mon, Tefera Zelalem Tumsa, Uendo Lee, dan Won Yang	6
2.1.3 <i>A study on the Performance and Reliability Effect of LowRank Coal to the Steam Power Plant</i> oleh H Yudisaputro, W Caesarendra, M N Yuniarto, dan Yohanes ..	8
2.2 Pembangkit Listrik Tenaga Uap (PLTU).....	10
2.3 Komponen Pembangkit Listrik Tenaga Uap (PLTU).....	10
2.3.1 <i>Circulating Fluidized Bed (CFB) Boiler</i>	10
2.3.2 <i>Steam Turbine</i>	12
2.3.3 Pompa	13
2.3.4 <i>Condenser</i>	13
2.3.5 <i>Fan</i>	14
2.3.5.1 <i>Primary Air (PA)Fan</i>	14
2.3.5.2 <i>Secondary Air (SA)Fan</i>	14
2.3.5.3 <i>Induced Draft (ID) Fan</i>	14
2.4 <i>Siklus Rankine</i>	15
2.5 <i>Siklus Rankine dengan Reheat</i>	16
2.6 <i>Siklus Rankine dengan Regenerative</i>	17

2.6.1	<i>Open Feedwater Heater</i>	17
2.6.2	<i>Close Feedwater Heater</i>	18
2.6.3	<i>Multiple Feedwater Heater</i>	19
2.7	Biomassa	19
2.8	Perhitungan Proses Pembakaran	20
2.9	Perhitungan Performa Pembangkit Listrik.....	20
2.10	<i>Software Cycle-Tempo</i>	21
BAB III METODOLOGI PENELITIAN		23
3.1	<i>Flowchart</i> Penelitian	23
3.2	Pengumpulan Data	24
3.3	Analisis Campuran Bahan Bakar	27
3.4	Permodelan Sistem dengan Cycle-Tempo	28
3.4.1	Pembuatan <i>Baseline</i>	28
3.4.2	Validasi <i>Baseline</i>	32
3.4.3	Hasil Simulasi Model Cylce-Tempo	33
3.5	Variasi pada Penelitian	34
3.6	<i>Flowchart</i> Perhitungan	36
3.7	Rancangan Kegiatan Pengerjaan Tugas Akhir	36
BAB IV ANALISA DAN PEMBAHASAN		37
4.1	Analisis Perhitungan	37
4.1.1	Perhitungan Daya Turbin (WT)	39
4.1.2	Perhitungan Kebutuhan Bahan Bakar dan Udara.....	39
4.1.3	Perhitungan Daya Pemakaian Sendiri	42
4.1.4	Perhitungan Performa PLTU 2x110 MW	43
4.1.5	Perbandingan Hasil Simulasi dengan Perhitungan.....	44
4.2	Hasil Simulasi dan Pembahasan	44
4.2.1	Analisa <i>Mass Flow Rate</i> Bahan Bakar, Udara dan <i>Flue Gas</i> PLTU 2x110 MW ..	45
4.2.2	Daya Pemakaian Sendiri	48
4.2.3	Efisiensi Neto	51
4.2.4	<i>Net Plant Heat Rate</i> (NPHR)	52
4.2.5	Pengaruh <i>Air Fuel Ratio</i> (AFR) Aktual Lebih Kecil dari Teoritis.....	52
4.2.6	Analisa Kemampuan Konsisi <i>Existing</i> Peralatan: PA Fan, SA Fan dan ID Fan....	53
BAB V KESIMPULAN DAN SARAN		55
5.1	Kesimpulan	55

5.2	Saran	55
	DAFTAR PUSTAKA.....	55
	LAMPIRAN	55

DAFTAR GAMBAR

Gambar 1.1 (a) Diagram Variasi Load dengan Variasi Persentase Biomassa (b) Diagram Variasi Persentase Biomassa dengan Variasi Air Fuel Ratio	2
Gambar 2.1 Lay Out PLTU Boiler tipe Pulverized Coal	4
Gambar 2.2 Mill Outlet Temperature (MOT)berdasarkan Hasil Pengujian	5
Gambar 2.3 Furnace Exit Gas Temperature (FEGT) berdasarkan Pengujian.....	6
Gambar 2.4 Emisi Gas Buang berdasarkan Hasil Pengujian	6
Gambar 2.5 Metode <i>Direct Co-Firing</i> pada Boiler Pembangkit Listrik.....	67
Gambar 2.6 Efisiensi <i>Boiler</i> berdasarkan Hasil Simulasi	7
Gambar 2.7 Efisiensi Keseluruhan Pembangkit berdasarkan Hasil Simulasi.....	8
Gambar 2.8 Pemakaian Sendiri Komponen Pembangkit berdasarkan Hasil Simulasi.....	8
Gambar 2.9 Heat Balance System dari PLTU	8
Gambar 2.10 (Biru) Heat Rate pada Batu Bara dengan Nilai Kalor 3545 kcal/kg dan (Merah) Batu bara dengan Nilai Kalor 4350 kcal/kg	9
Gambar 2.11 Arus yang dibutuhkan (a) <i>Mill Pulverizer</i> , (b) <i>FD Fan</i> , (c) <i>PA Fan</i> , (d) <i>ID Fan</i> pada (Merah) Batu Bara dengan Nilai Kalor 3545 kcal/kg dan (Biru) Batu Bara dengan Nilai Kalor 4350 kcal/kg	9
Gambar 2.12 <i>Circulating Fluidized-Bed Boiler</i>	11
Gambar 2.13 <i>Volume Atur</i> pada <i>Boiler</i> (Moran, M.J dkk, 2019)	11
Gambar 2.14 Skema Turbin pada Pembangkit Listrik.....	12
Gambar 2.15 <i>Volume Atur</i> pada <i>Steam Turbine</i> (Moran, M.J dkk, 2019).....	12
Gambar 2.16 <i>Volume Atur</i> pada Pompa (Moran, M.J dkk, 2019)	13
Gambar 2.17 <i>Volume Atur</i> pada <i>Condenser</i> (Moran, M.J dkk, 2019)	13
Gambar 2.18 Letak <i>PA Fan</i> dan <i>SA Fan</i> pada Pembangkit Listrik	14
Gambar 2.19 Letak Posisi <i>ID Fan</i> pada PLTU	14
Gambar 2.20 <i>Volume Atur</i> pada <i>Fan</i> (Moran, M.J dkk, 2019).....	15
Gambar 2.21 (a) Skema Siklus <i>Rankine</i> dan (b) T-s Diagram Siklus <i>Rankine</i> (Moran, M.J dkk, 2019).....	15
Gambar 2.22 (a) Skema Siklus <i>Rankine</i> dengan <i>Reheat</i> dan (b) T-s Diagram Siklus <i>Rankine</i> dengan <i>Reheat</i> (Moran, M.J dkk, 2019)	16
Gambar 2.23 (a) Skema Siklus <i>Rankine</i> dengan <i>Open Feedwater Heater</i> dan (b) T-s Diagram Siklus <i>Rankine</i> dengan <i>Open Feedwater Heater</i> (Moran, M.J dkk, 2019)	17
Gambar 2.24 (a) Skema Siklus <i>Rankine</i> dengan <i>Closed Feedwater Heater</i> dan (b) T-s Diagram Siklus <i>Rankine</i> dengan <i>Closed Feedwater Heater</i> (Moran, M.J dkk, 2019).....	18
Gambar 2.25 Skema Sistem Pembangkit dengan <i>Multiple Feedwater Heater</i> (Moran, M.J dkk, 2019).....	19
Gambar 2.26 Skema Aliran pada <i>Boiler</i>	21
Gambar 2.27 Tampilan <i>Interface Cycle-Tempo</i>	21
Gambar 2.38 Contoh Model Termodinamika <i>Cycle-Tempo</i>	22
Gambar 2.30 Tampilan <i>Input Data</i> pada <i>Cycle-Tempo</i>	22
Gambar 3.1 <i>Flowchart</i> Penelitian	23
Gambar 3.2 <i>Heat Balance Diagram</i> pada PLTU 2x110 MW	26

Gambar 3.3 Model PLTU 2x110 MW menggunakan Cycle-Tempo.....	29
Gambar 3.4 Data <i>Input Fuel Composition</i> pada Cycle-Tempo	32
Gambar 3.5 Diagram T-s pada PLTU	34
Gambar 3.6 <i>Flowchart</i> Perhitungan.....	36
Gambar 4.1 Skema PLTU Kaltim Teluk 220 MW	37
Gambar 4.2 <i>Mass Flow Rate</i> Bahan Bakar dengan Co-Firing Serbuk Kayu terhadap Variasi Beban.....	45
Gambar 4.3 <i>Mass Flow Rate</i> Udara dengan Co-Firing Serbuk Kayu terhadap Variasi <i>Air Fuel Ratio</i>	46
Gambar 4.4 <i>Mass Flow Rate Fuel Gas</i> dengan Co-Firing Serbuk Kayu terhadap Variasi <i>Air Fuel Ratio</i>	47
Gambar 4.5 Daya Pemakaian Sendiri Co-Firing Serbuk Kayu terhadap Variasi <i>Air Fuel Ratio</i>	48
Gambar 4.6 Daya <i>Primary Air Fan</i> Co-Firing Serbuk Kayu terhadap Variasi <i>Air Fuel Ratio</i>	49
Gambar 4.7 Daya <i>Secondary Air Fan</i> Co-Firing Serbuk Kayu terhadap Variasi <i>Air Fuel Ratio</i>	49
Gambar 4.8 Daya <i>Induced Draft Fan</i> Co-Firing Serbuk Kayu terhadap Variasi <i>Air Fuel Ratio</i>	50
Gambar 4.9 Efisiensi Neto Co-Firing Serbuk Kayu terhadap Variasi <i>Air Fuel Ratio</i>	51
Gambar 4.10 NPHR Co-Firing Serbuk Kayu terhadap Variasi <i>Air Fuel Ratio</i>	52

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1 Komparasi Karakteristik Batubara dengan Biomassa <i>Sawdust</i>	5
Tabel 2.2 Parameter Simulasi dan Hasil untuk Validasi Model Penelitian	7
Tabel 3.1 Spesifikasi Batu Bara dengan HHV 4200 kcal/kg	24
Tabel 3.2 Spesifikasi Biomassa	25
Tabel 3.3 Spesifikasi Udara	25
Tabel 3.4 Spesifikasi PA fan, SA fan, ID fan	27
Tabel 3.5 Analisis Campuran Bahan Bakar	28
Tabel 3.6 Data <i>Input</i> pada Cycle-Tempo	29
Tabel 3.7 Validasi Model Cycle-Tempo dengan Data Existing	32
Tabel 3.8 Hasil Simulasi dengan Model Cycle-Tempo pada PLTU	33
Tabel 3.9 Kondisi <i>Baseline</i>	34
Tabel 3.10 Variasi Load dengan Variasi Persentase Biomassa	34
Tabel 3.11 Variasi AFR dengan Variasi Persentase Biomassa.....	35
Tabel 3.12 Timeline Pengerjaan Tugas Akhir	36
Tabel 4.1 Data Properti pada PLTU Kaltim Teluk 220MW.....	37
Tabel 4.2 Kebutuhan Bahan Bakar	40
Tabel 4.3 Hasil Perhitungan AFR.....	41
Tabel 4.4 Perbandingan Hasil Simulasi Cycle-Tempo dan Perhitungan.....	44
Tabel 4.5 Kemampuan <i>Primary Air Fan</i>	53
Tabel 4.6 Kemampuan <i>Secondary Air Fan</i>	53
Tabel 4.7 Kemampuan <i>Induced Draft Fan</i>	54

BAB I PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Kementerian Energi dan Sumber Daya Mineral (ESDM) mencatat realisasi konsumsi listrik nasional sampai dengan akhir tahun 2020 sebesar 271.802,48 GWh, sedangkan kapasitas terpasang pembangkit tenaga listrik di Indonesia mencapai 72.750,72 MW, dibandingkan dengan tahun 2019 sebesar 69.678,85 MW (ESDM, 2020). Berdasarkan data tersebut menyatakan pembangkit yang ada di Indonesia masih didominasi PLTU (Pembangkit Listrik Tenaga Uap) sebesar 44,45 % dari total kapasitas pembangkit nasional. Ketersediaan batu bara dalam jangka panjang akan semakin menipis, sehingga diperlukan adanya langkah konkrit dalam mengurangi pemakaian bahan bakar tersebut dan menggantikannya dengan bahan bakar alternatif yang lebih ramah lingkungan. Sejalan dengan upaya memenuhi target bauran energi dari Energi Baru terbarukan (EBT) sebesar 23% pada tahun 2025, PLN berencana memanfaatkan lebih banyak bahan bakar berbasis biomassa untuk digunakan secara bersama (*Co-firing*) dengan batu bara pada beberapa PLTU eksisting (PT PLN, 2021).

Co-firing dijadikan sebagai salah satu terobosan dalam peningkatan bauran energi terbarukan yang dilakukan tanpa memerlukan biaya investasi yang signifikan sekaligus dapat menjadi solusi penanganan sampah. *Co-firing* merupakan penambahan biomassa pada PLTU sebagai bahan bakar pengganti parsial batu bara. Jenis biomassa yang digunakan sebagai bahan *co-firing* beragam, contohnya tetelan kayu atau limbah kayu dari berbagai jenis pepohonan, limbah pertanian dan perkebunan seperti jerami, sekam padi, batang dan bonggol jagung, tandan kosong, cangkang, dan pelepah kelapa sawit, serta sampah organik. Perlu juga diperhatikan bahwa rasio *co-firing* batu bara dengan biomassa yang digunakan mempengaruhi performa dan daya pemakaian pembangkit, diakibatkan energi yang dihasilkan oleh biomassa masih relatif rendah.

Penggunaan biomassa yang digunakan pada penelitian ini adalah serbuk kayu. Biomassa serbuk kayu adalah hasil limbah industri kayu yang termasuk *carbon neutral*, yang artinya tidak menambahkan jumlah karbon di udara. Serta dengan penggunaan biomassa serbuk kayu ikut membangun ekonomi kerakyatan di sekitar pembangkit. Tipikal serbuk kayu juga mempunyai kandungan *ash* yang lebih rendah dibandingkan dengan tipikal batu bara sehingga dapat mengurangi jumlah *ash* yang terbentuk/yang dihasilkan dari proses pembakaran di boiler.

Oleh karena itu, pada penelitian ini akan membahas pengaruh dari rasio bahan bakar biomassa *serbuk kayu* pada proses *co-firing* dengan batu bara HHV 4200 kcal/kg terhadap performansi pembangkit, khususnya efisiensi dan daya pemakaian yang dimiliki PLTU 2x110 MW. Penelitian ini menggunakan variasi *co-firing* sebesar 0.5%, 1%, 5% dan 10%. Penelitian ini menggunakan data Pembangkit Listrik Tenaga Uap (PLTU) berkapasitas 2x110 MW yang memiliki *steam turbine, condensor, low pressure heater, deaerator, high pressures heater* dan *circulating fluidized bed boiler*. Penelitian ini dilakukan menggunakan software *Cycle-Tempo 5.0*.

1.2 Perumusan Masalah

Perumusan masalah pada penelitian ini adalah sebagai berikut :

1. Bagaimana pengaruh variasi beban dan variasi persentase biomassa terhadap kebutuhan bahan bakar total *co-firing* pada PLTU 2x110 MW?
2. Bagaimana pengaruh variasi persentase biomassa dan variasi *air fuel ratio* terhadap performansi pada PLTU 2x110 MW ?
3. Bagaimana pengaruh variasi persentase biomassa dan variasi *air fuel ratio* terhadap daya pemakaian sendiri pada PLTU 2x110 MW ?

4. Bagaimana evaluasi kemampuan peralatan eksisting yang meliputi PA fan, SA fan, ID fan ?

1.3 Batasan Masalah

Pada penelitian ini, diberlakukan beberapa batasan masalah sebagai berikut :

1. Analisis sistem berdasarkan data operasi PLTU 2x110 MW
2. Simulasi skema sistem pembangkit menggunakan software Cycle-Tempo 5.0.
3. Kondisi *Baseline Simulasi*; Load 100% dengan AFR 6
4. Sistem berjalan dalam kondisi *steady state*.
5. Perubahan energi kinetik dan energi potensial diabaikan.
6. Tidak ada energi bangkitan pada sistem.
7. Kerugian pada pipa tidak diperhitungkan.
8. Q_{in} bahan bakar konstan untuk setiap pembebanan.
9. Campuran antara biomassa dan batu bara dianggap homogen atau tidak ada reaksi tambahan.
10. Pembakaran terjadi secara sempurna.
11. Ash yang ada adalah bottom ash.

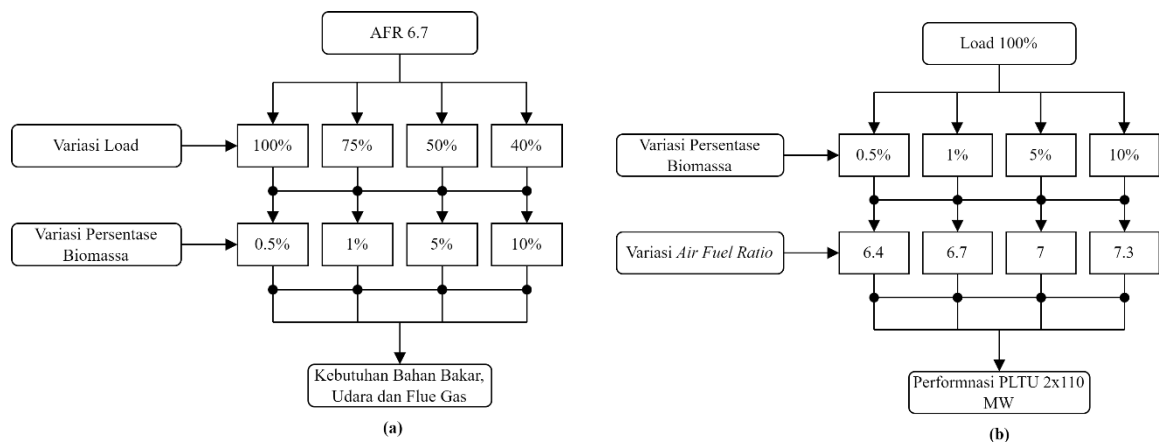
1.4 Tujuan Penelitian

Tujuan dari penelitian ini adalah sebagai berikut :

1. Mengetahui pengaruh variasi beban dan variasi persentase biomassa terhadap kebutuhan bahan bakar total co-firing pada PLTU 2x110 MW.
2. Mengetahui pengaruh variasi persentase biomassa dan variasi *air fuel ratio* terhadap performansi pada PLTU 2x110 MW.
3. Mengetahui pengaruh variasi persentase biomassa dan variasi *air fuel ratio* terhadap daya pemakaian sendiri pada PLTU 2x110 MW.
4. Mengetahui evaluasi kemampuan peralatan eksisting yang meliputi PA fan, SA fan, ID fan.

1.5 Kerangka Penelitian

Pada penelitian akan mensimulasikan variasi pembebanan (100%, 75%, 50% dan 40%), variasi biomassa (0.5%, 1%, 5% dan 10%) dan variasi *air fuel ratio* (AFR 6.4, AFR 6.7, AFR 7 dan AFR 7.3) pada PLTU 2x110 MW.



Gambar 1.1 (a) Diagram Variasi Load dengan Variasi Persentase Biomassa (b) Diagram Variasi Persentase Biomassa dengan Variasi Air Fuel Ratio

1.6 Manfaat Penelitian

Adapun manfaat dari penelitian ini sebagai berikut :

1. Bagi penulis adalah sarana untuk menerapkan keilmuan yang telah di dapatkan selama berkuliah di Departemen Teknik Mesin FT-IRS ITS.
2. Bagi pembaca adalah sebagai penambah wawasan terkait sistem *co-firing* pada PLTU dan simulasi *co-firing* pada software Cycle-Tempo.
3. Bagi peneliti selanjutnya adalah menjadi referensi dan acuan untuk pengembangan topik selanjutnya.

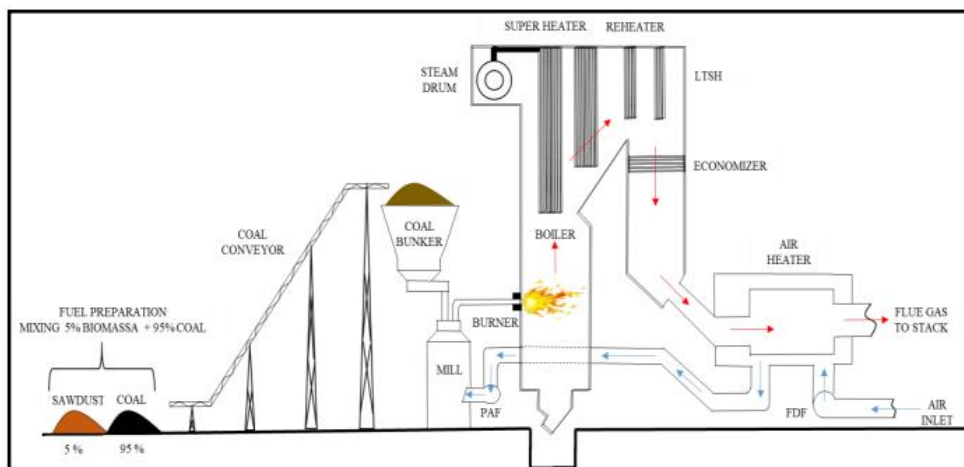
BAB II TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Penelitian Terdahulu

Terdapat penelitian terdahulu yang dijadikan sebagai bahan referensi dalam melakukan penelitian.

2.1.1 Analisa Karakteristik Pengujian Co-Firing Biomassa Sawdust Pada PLTU Type Pulverized Coal Boiler Sebagai Upaya Bauran Renewable Energy oleh Fefria Tanbar, Sahrijal Purba, dkk

Penelitian yang dilakukan oleh Fefria Tanbar dan koleganya pada tahun 2021 bertujuan untuk mengetahui performa pengaruh co-firing terhadap unjuk kerja parameter operasi seperti: *temperature outlet mill (MOT)*, *furnace exit gas temperature (FEGT)*, emisi dan keekonomian.



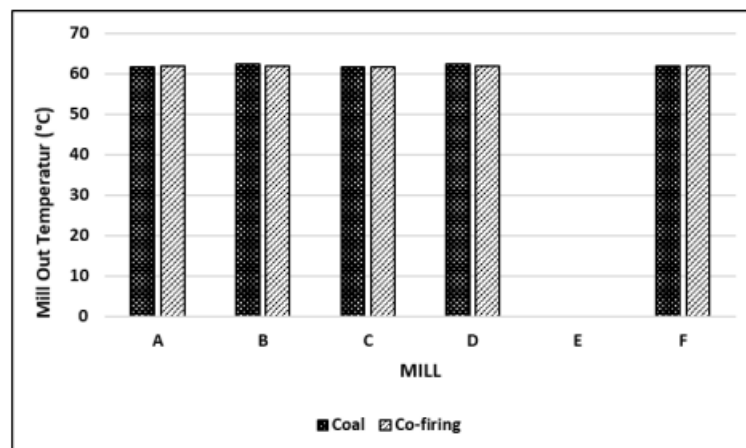
Gambar 2.1 Lay Out PLTU Boiler tipe Pulverized Coal

Pengujian ini dilakukan dengan cara pengujian secara eksperimental di PLTU eksisting tipe *pulverized coal boiler*. Adapun tipe pembakarannya *direct firing coal pulverizing system* dengan *primary cold air* pada kecepatan medium. Boiler yang didukung oleh Pemanas Udara Primer (PAH) dan Pemanas Udara Sekunder (SAH). Bahan bakar co-firing biomassa dicampurkan pada *stockpile* dengan komposisi 5% biomassa *sawdust* dan 95% batubara. Bahan bakar dimasukkan kedalam 6 *bunker mill* yang beroperasi. Pengambilan data pengujian dilakukan setelah proses *stabilisasi* beban minimal selama 1 jam dengan menjaga pembebanan tetap konstan pada *maximum capacity rate*, kemudian dilakukan pengambilan data uji pembakaran co-firing minimal selama 2 jam dengan interval pengambilan setiap 15 menit.

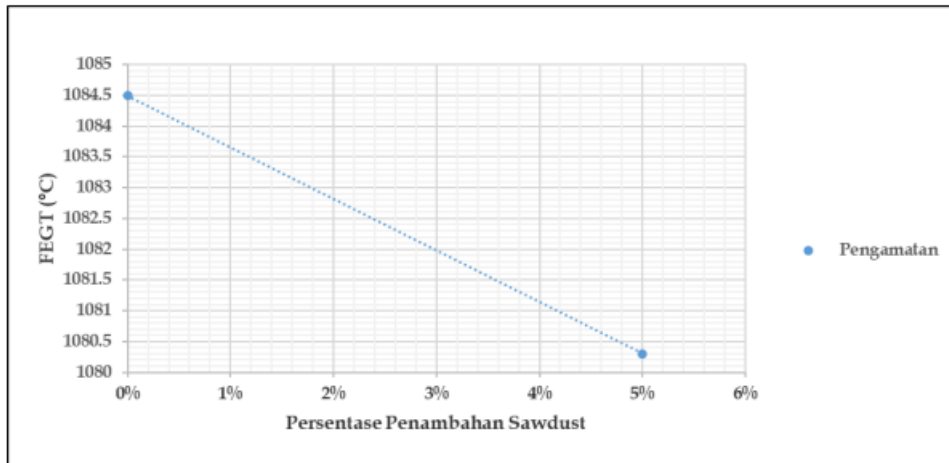
Tabel 2.1 Komparasi Karakteristik Batubara dengan Biomasa *Sawdust*

Analysis	Parameter	Batubara	Batubara	Biomasa
		<i>Bituminous*</i>	<i>Subbituminous*</i>	<i>Sawdust**</i>
<i>Proximate Analysis (% wt)</i>	<i>Moisture</i>	24,32	35,84	8,60
	<i>Volatile Matter</i>	34,43	30,97	75,16
	<i>Fixed Carbon</i>	33,59	30,24	15,07
	<i>Ash</i>	7,66	2,96	1,17
<i>Ultimate Analysis (% wt)</i>	<i>Carbon</i>	48,61	43,82	45,7
	<i>Hydrogen</i>	3,75	3,37	5,45
	<i>Oxygen</i>	13,95	13,22	10,75
	<i>Sulfur</i>	0,63	0,11	0,09
	<i>Nitrogen</i>	1,09	0,68	0
<i>Hardgrove Grindability Index</i>		47	55	< 32
<i>Gross Caloric Value (kcal/kg)</i>		4897	4199	4294
<i>Bulk Density (kg/m³)</i>		900	800	-

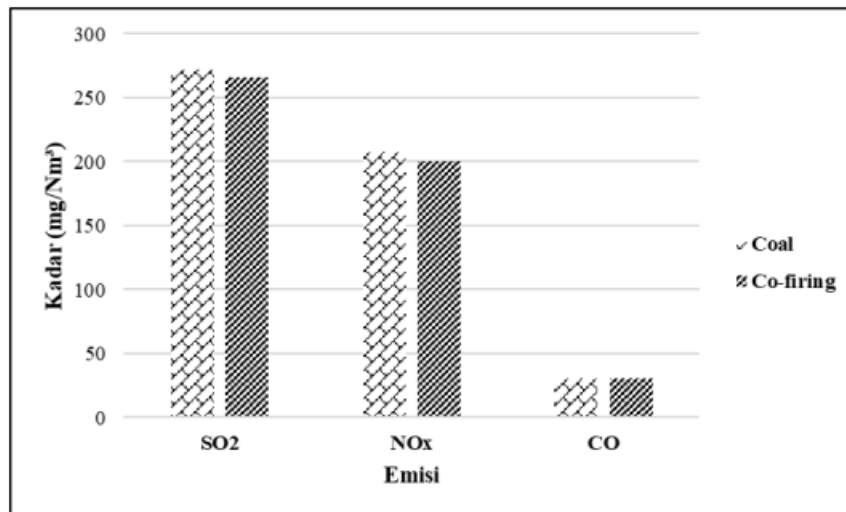
Dari Hasil pengujian menunjukkan nilai FEGT ketika co-firing terjadi penurunan temperatur sebesar 4,2°C atau 0,4% lebih rendah dibandingkan saat coal firing. *Temperatur outlet mill* relative sama pada kedua kondisi saat cofiring maupun coal firing dengan arus motor mill pada tiap mill tidak seragam. Emisi gas NOx dan SO2 saat cofiring lebih rendah 2% sampai 3% dibandingkan saat coal firing. Pengujian ini juga mempengaruhi konsumsi bahan bakar spesifik saat cofiring lebih rendah 1,21% sebesar 0,629 kg/kWh dibandingkan saat coal firing sebesar 0,637 kg/kWh. Hasil perhitungan biaya produksi pada pengujian operasi 100% coal firing didapatkan harga 378,14 Rp/kWh, sedangkan pada operasi co-firing 5% *sawdust* didapatkan harga 369,73 Rp/kWh. Berdasarkan selisih biaya produksi, co-firing 5% *sawdust* menghemat biaya energy primer sebesar 8,41 Rp/kWh atau lebih rendah sebesar 2,22%.



Gambar 2.2 Mill Outlet Temperature (MOT) berdasarkan Hasil Pengujian.



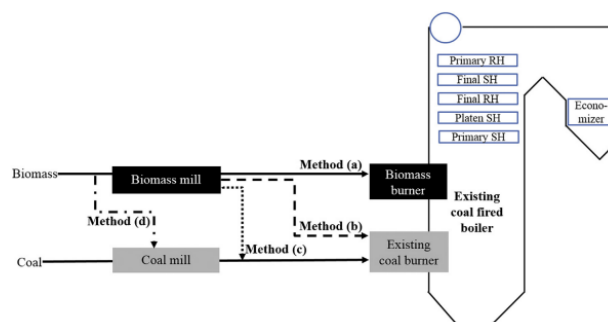
Gambar 2.3 Furnace Exit Gas Temperature (FEGT) berdasarkan Pengujian



Gambar 2.4 Emisi Gas Buang berdasarkan Hasil Pengujian.

2.1.2 Performance Evaluation of Co-firing Various Kinds of Biomass with Low Rank Coals in a 500 MW Coal-Fired Power Plant oleh Tae Young Mon, Tefera Zelalem Tumsa, Uendo Lee, dan Won Yang

Penelitian yang dilakukan oleh Tae Young Mon dan koleganya pada tahun 2015 bertujuan untuk mengetahui performa pembangkit seperti efisiensi boiler dan efisiensi pembangkit keseluruhan dengan penerapan sistem *co-firing* antara batu bara dengan variasi jenis biomassa. Penelitian ini akan disimulasikan dengan *gCCS simulator*.



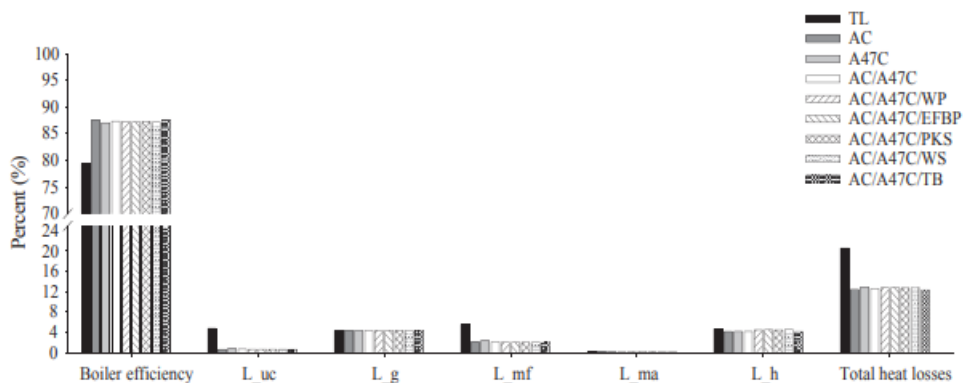
Gambar 2.5 Metode *Direct Co-Firing* pada Boiler Pembangkit Listrik

Berdasarkan skema pembangkit, teknik co-firing yang digunakan adalah direct co-firing. Pada penelitian ini jenis direct co-firing yang dipilih adalah tipe D. Biomassa dicampur dengan batu bara dan digiling bersamaan di dalam *mill*. Terdapat lima jenis biomassa yang akan digunakan pada penelitian ini yaitu *wood pellet* (WP), *empty fruit bunch pellet* (EFBP), *palm kernel shell* (PKS), *walnut shell* (WS), dan *torrefied biomass* (TB). Rasio biomassa yang digunakan adalah sebesar 10%, sementara untuk sisa kebutuhan bahan bakar menggunakan variasi pada Tabel 2.2.

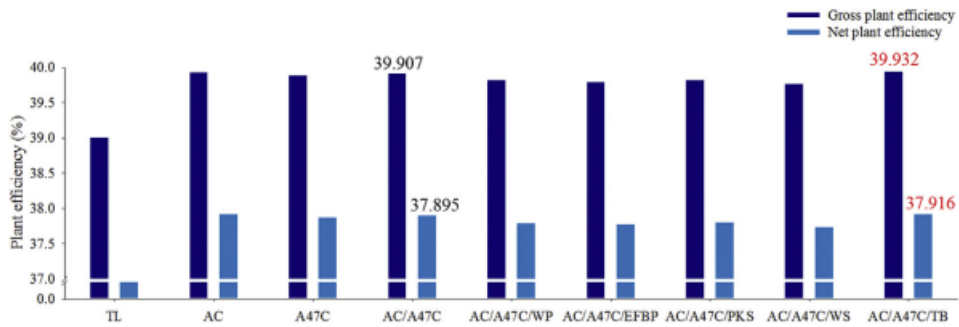
Tabel 2.2 Parameter Simulasi dan Hasil untuk Validasi Model Penelitian

Simulation parameters	M.V.	Case1	Case2	Case3	Case4	Case5	Case6	Case7	Case8	Case9
Fuel (Thermal basis, %)	DC (100)	TL (100)	AC (100)	A47C (100)	AC (60)+ A47C (40)	AC (60)+ A47C (30)+ WP (10)	AC (60)+ A47C (30)+ EFBP (10)	AC (60)+ A47C (30)+ PKS (10)	AC (60)+ A47C (30)+ WS (10)	AC (60)+ A47C (30)+ TB (10)
Total air amount (kg/s)	521.48	495.21	493.84	494.12	493.95	492.64	492.26	492.83	493.45	493.66
Total Fuel amount (kg/s)	49.74	86.76	56.54	58.52	57.34	58.86	59.52	58.49	58.14	56.21
Adaro coal (kg/s)	—	—	56.54	—	33.84	33.84	33.84	33.84	33.84	33.84
Adaro47 coal (kg/s)	—	—	—	58.52	23.50	17.48	17.48	17.48	17.48	17.48
Biomass (kg/s)	—	—	—	—	—	7.54	8.20	7.17	6.82	4.89
<i>Flue gas characteristics</i>										
Flue gas production (kg/s)	570.37	567.05	548.57	550.39	549.30	549.66	549.92	549.47	549.75	548.06
N ₂ (vol%)	72.8	67.8	71.6	71.3	71.5	71.2	71.2	71.2	71.2	71.7
CO ₂ (vol%)	13.7	13.0	14.5	14.3	14.4	14.4	14.5	14.4	14.3	14.5
H ₂ O (vol%)	9.3	16.1	10.8	11.2	11.0	11.2	11.3	11.2	11.4	10.6
O ₂ (vol%)	4.04	3.09	3.16	3.15	3.16	3.15	3.15	3.16	3.15	3.16
SO ₂ (ppmv)	70.7	1230	75.7	87.6	80.5	72.6	71.9	72.9	74.7	72.6

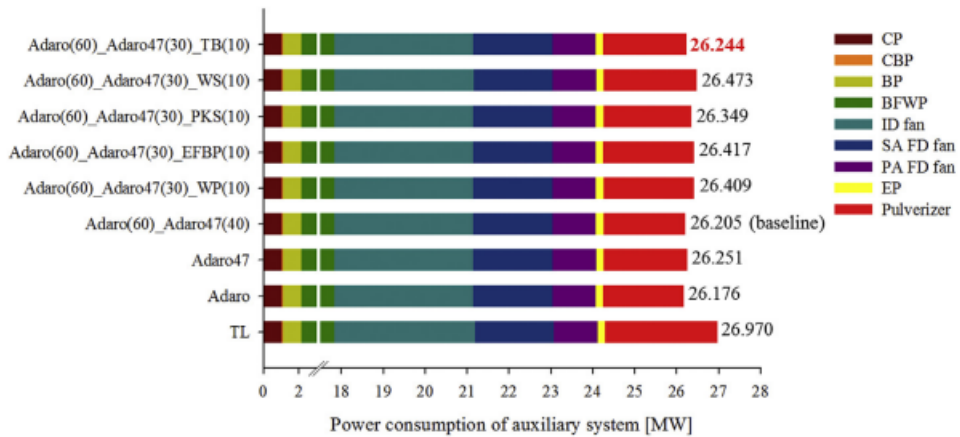
Dari simulasi yang dilakukan, diperoleh tiga kesimpulan. Pertama, jika dilihat secara keseluruhan efisiensi boiler tetap bagus jika menggunakan sistem co-firing. Efisiensi boiler lebih bagus ketika menggunakan torrefied biomass sebagai campuran batu bara karena mampu menghasilkan efisiensi boiler sebesar 88%. Kedua, secara keseluruhan efisiensi pembangkit dapat dikategorikan bagus karena mampu menghasilkan efisiensi gross sebesar 39%. Dari hasil simulasi co-firing dengan torrefied biomass lebih tinggi dibandingkan keseluruhan variasi, karena mampu menghasilkan efisiensi net sebesar 37,916%. Terakhir, dari segi pemakaian sendiri komponen pembangkit, hasil simulasi sistem co-firing memperlihatkan bahwa pemakaian sendiri yang dihasilkan tidak terlalu tinggi jika dibandingkan dengan penggunaan batu bara. Terbukti dengan sistem co-firing menggunakan torrefied biomass hanya menggunakan sebesar 26,244 MW. Torrefied biomass merupakan jenis biomassa yang direkomendasikan karena mampu menghasilkan heating value yang tinggi.



Gambar 2.6 Efisiensi *Boiler* berdasarkan Hasil Simulasi.



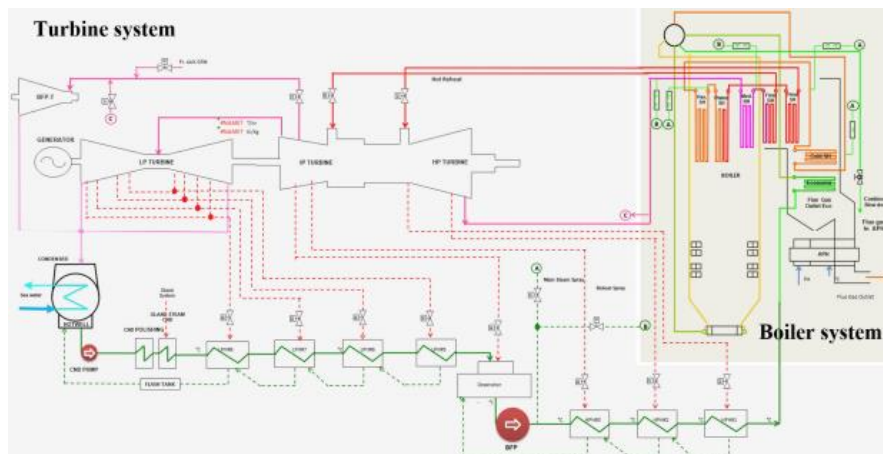
Gambar 2.7 Efisiensi Keseluruhan Pembangkit berdasarkan Hasil Simulasi.



Gambar 2.8 Pemakaian Sendiri Komponen Pembangkit berdasarkan Hasil Simulasi.

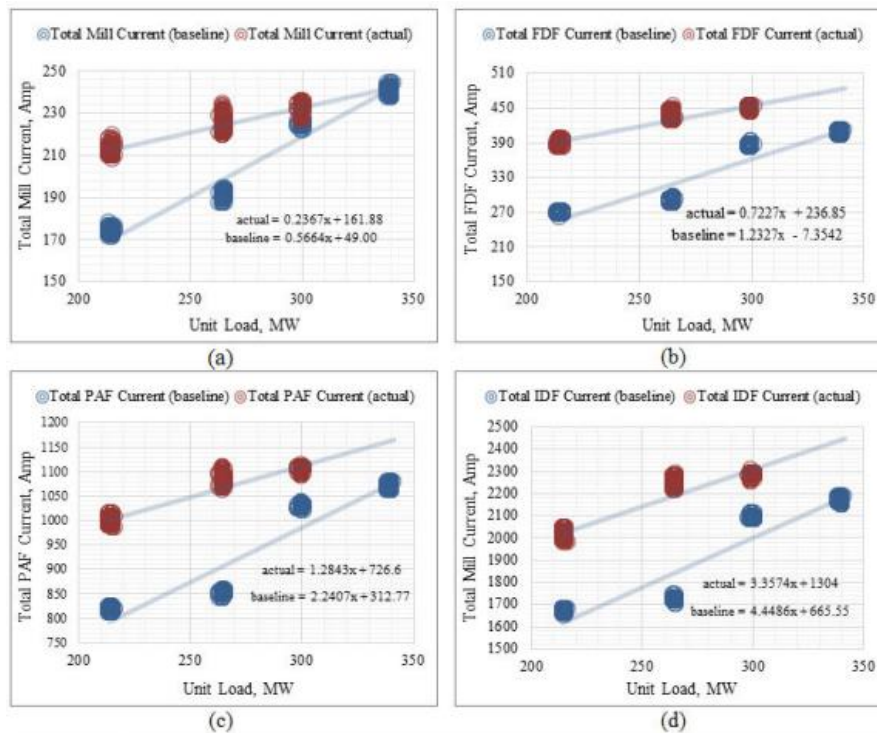
2.1.3 A study on the Performance and Reliability Effect of LowRank Coal to the Steam Power Plant oleh H Yudisaputro, W Caesarendra, M N Yuniarto, dan Yohanes

Penelitian yang dilakukan oleh H Yudisaputro dan koleganya pada tahun 2021 bertujuan untuk mengevaluasi pengaruh dari penggunaan batu bara dengan nilai kalor di bawah desain boiler terhadap performa dari PLTU dengan variasi beban yang berbeda-beda. Nilai kalor batu bara sesuai desain boiler adalah sebesar 4350 kcal/kg, sedangkan nilai kalor batu bara yang digunakan pada penelitian adalah 3543 kcal/kg. Penelitian ini dilaksanakan di PT Indonesia Power kapasitas 340 MW. Variasi beban PLTU yang digunakan adalah beban 215 MW, 265 MW, dan 300 MW.

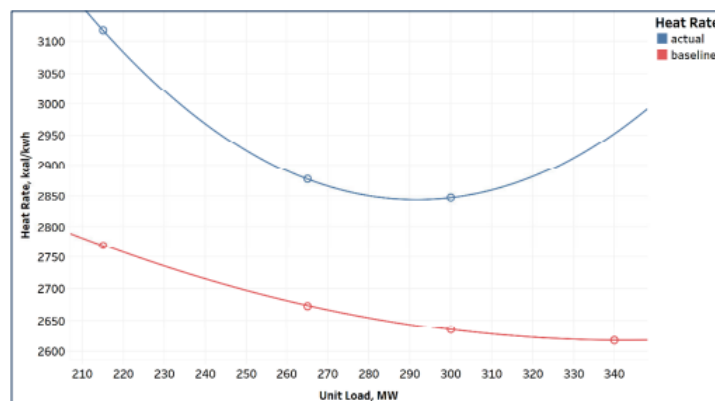


Gambar 2.9 Heat Balance System dari PLTU

Berdasarkan gambar 2.10, ketika beroperasi dengan batu bara nilai kalor 3545 kcal/kg, terjadi peningkatan kuat arus pada komponen *auxillary*, seperti *mill/pulverizer*, *PA fan*, *SA fan*, dan *ID fan*, jika dibandingkan dengan batu bara nilai kalor 4350 kcal/kg. Peningkatan kuat arus akan berbanding lurus terhadap peningkatan daya untuk komponen *auxillary*. Berdasarkan gambar 2.11, *heat rate* pada batu bara nilai kalor 3543 kcal/kg lebih tinggi dibandingkan dengan *heat rate* pada batu bara dengan nilai kalor 4350 kcal/kg. Peningkatan kandungan moisture dan hidrogen pada batu bara menyebabkan peningkatan kebutuhan batu bara dan udara pada proses pembakaran. Kondisi ini menyebabkan peningkatan konsumsi daya pada komponen *auxillary*, yakni *mill/pulverizer*, *PA fan*, *SA fan*, dan *ID fan*, yang pada akhirnya meningkatkan *heat rate* dari PLTU.



Gambar 2.10 Arus yang dibutuhkan (a) *Mill Pulverizer*, (b) *FD Fan*, (c) *PA Fan*, (d) *ID Fan* pada (Merah) Batu Bara dengan Nilai Kalor 3545 kcal/kg dan (Biru) Batu Bara dengan Nilai Kalor 4350 kcal/kg.



Gambar 2.11 (Biru) Heat Rate pada Batu Bara dengan Nilai Kalor 3545 kcal/kg dan (Merah) Batu bara dengan Nilai Kalor 4350 kcal/kg

2.2 Pembangkit Listrik Tenaga Uap (PLTU)

Pembangkit Listrik Tenaga Uap (PLTU) adalah pembangkit listrik yang menggunakan energi kinetik dari uap untuk menghasilkan energi listrik. PLTU menggunakan siklus *rankine* di dalam proses operasinya. PLTU bekerja dimulai dengan batu bara yang digiling pada *mill / pulverizer*. Kemudian menuju tempat pembakaran yaitu *boiler*. Panas yang dihasilkan dari pembakaran batu bara di dalam boiler digunakan untuk mengubah air menjadi uap pada tekanan dan suhu yang sesuai. Uap yang dihasilkan dilewatkan melalui *superheater*. Uap super panas kemudian mengalir melalui turbin. Setelah melakukan pekerjaan di turbin, tekanan uap berkurang. Uap yang keluar dari turbin melewati *condenser* yang menjaga tekanan rendah uap di bagian keluaran turbin. Tekanan uap dalam *condenser* tergantung pada laju aliran dan suhu air pendingin dan pada keefektifan peralatan penghilang udara.

Air yang bersirkulasi melalui *condenser* dapat diambil dari berbagai sumber seperti sungai, danau, atau laut. Jika jumlah air yang cukup tidak tersedia, air panas yang keluar dari *condenser* dapat didinginkan di menara pendingin dan didarkan kembali melalui *condenser*. Uap semburan yang diambil dari turbin pada titik ekstraksi yang sesuai dikirim ke pemanas air bertekanan rendah dan bertekanan tinggi. Udara yang diambil dari atmosfer pertama-tama dilewatkan melalui pemanas awal udara, di mana ia dipanaskan oleh gas buang. Udara panas kemudian melewati tungku. Gas buang setelah melewati *boiler* dan tabung *superheater*, mengalir melalui pengumpul debu dan kemudian melalui *economizer*, pemanas awal udara dan akhirnya, dibuang ke atmosfer melalui cerobong asap.

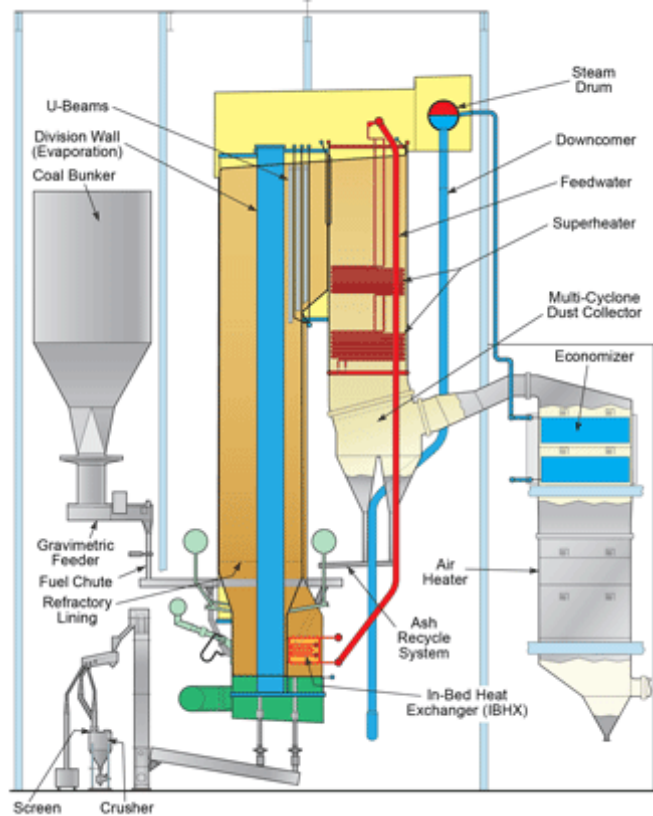
2.3 Komponen Pembangkit Listrik Tenaga Uap (PLTU)

Pembangkit Listrik Tenaga Uap (PLTU) tersusun dari komponen, seperti *boiler, turbine, condenser, feedwater heater, dan* komponen *auxillary*.

2.3.1 Circulating Fluidized Bed (CFB) Boiler

Salah satu dari 4 (empat) peralatan utama yang sangat penting di dalam suatu pembangkit listrik adalah boiler atau biasa disebut ketel uap. Alat ini merupakan alat penukar panas yang menghasilkan uap pada tekanan dan temperatur tinggi (*superheated vapour*). Perubahan dari fase cair menjadi uap dilakukan dengan memanfaatkan energi panas yang didapatkan dari pembakaran bahan bakar. Boiler terdiri dari 2 (dua) komponen utama, yaitu ruang bakar (*furnace*) yang berfungsi sebagai alat untuk mengubah energi kimia menjadi energi panas dan alat penguapan yang terdiri dari pipa-pipa penguap (*water walls*) yang mengubah energi pembakaran menjadi energi potensial uap (energi panas).

Circulating Fluidized Bed (CFB) boiler adalah boiler yang digunakan di PLTU PLTU Kaltim Teluk 2x110 MW. Boiler sendiri memiliki berbagai macam jenis, seperti *Athmospheric Fluidized Bed Combustion (AFBC)* boiler, *Fluidized Bed Combustion (FBC)* boiler dan yang akan dibahas kali ini adalah *Circulating Fluidized Bed Combustion (CFBC)* boiler. Untuk setiap jenis boiler sendiri ada keunggulan dan kekurangannya masing-masing, tetapi untuk boiler jenis CFB semakin banyak digunakan karena keunggulannya pada aspek efisiensi operasi yang tinggi dan efek buruk yang minimum kepada lingkungan sekitar.



Gambar 2.12 *Circulating Fluidized-Bed Boiler*

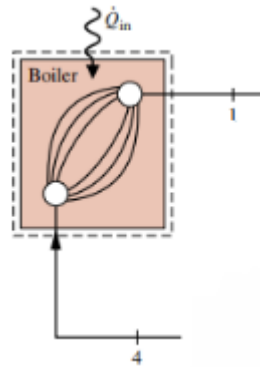
Secara umum sistem CFB terdiri dari 3 komponen yang penting yaitu, *furnace*, *cyclone* dan *backpass*. *Furnace* yang berfungsi sebagai tempat terjadinya pembakaran bahan bakar. Komponen utama *furnace* antara lain *Wall tube*, *Panel Evaporator*, dan *Panel Superheater*. Kemudian *cyclone* yang berfungsi untuk memisahkan batubara yang belum terbakar dengan abu (*ash*) sisa pembakaran dan mengembalikannya ke *Furnace*. Komponen utama dari *cyclone* antara lain *Cyclone*, *SealPot*, dan *Seal Pot Duct*. Lalu, *backpass* yang berfungsi sebagai ruang pemanfaatan kalor yang terdapat dalam *flue gas*. Komponen utama dari *backpass* sendiri antara lain *Finishing Superheater*, *Low Temperature Superheater*, *Economizer*, dan *Tubular Air Heater*.

Proses pembakaran boiler CFB dimulai dari *Coal* dan *limestone* yang dimasukkan ke dalam *Furnace*, serta *fluidizing air/primary air* dialirkan melalui *nozzle*. Tekanan *primary air* akan menyebabkan *bed material* melayang dibagian bawah *furnace*. Aliran *turbulen* terbentuk akan menyebabkan *coal* cepat bercampur dengan *limestone* secara merata pada *bed material*. *Fluidizing air* dan *bed temperature* menyebabkan material terbakar dan bersirkulasi. Material yang telah terbakar semakin lama naik ke bagian atas *furnace* karena massanya berkurang kemudian masuk *cyclone separator* melalui *transition piece*, sehingga *flue gas* dan *fly ash* terpisah dari material. Material solid berputar menuju *cyclone outlet cone* dengan bantuan udara dari *fluidizing air blower* menuju *seal pot* dan diinjeksikan kembali ke *furnace* melalui *seal pot reutrn duct*.

Berdasarkan analisis hukum pertama termodinamika pada *boiler* dengan mengabaikan perpindahan panas dengan lingkungan sekitar, kerja masuk menuju sistem, perubahan energi kinetik dan energi potensial adalah sebagai berikut.

$$0 = \dot{Q}_{in} - \dot{m}(h_{in} - h_{out}) \dots \dots \dots (2.1)$$

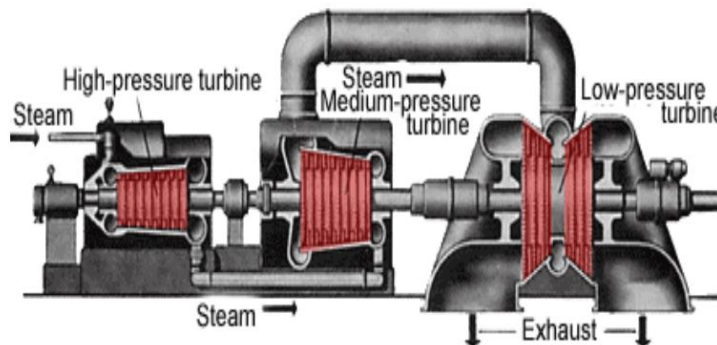
$$\frac{\dot{Q}_{in}}{\dot{m}} = (h_1 - h_4) \dots \dots \dots (2.2)$$



Gambar 2.13 Volume Atur pada Boiler (Moran, M.J dkk, 2019)

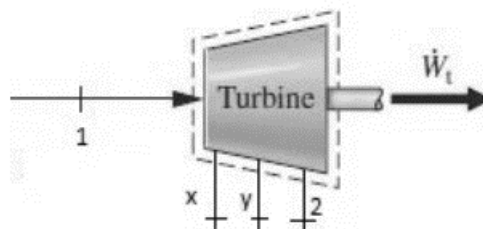
2.3.2 Steam Turbine

Steam turbine menerima *superheated steam* dari boiler yang akan diekspansi menjadi kerja. Steam pada turbin uap akan mengalami perubahan dari energi potensial (tekanan) menjadi energi kinetik (kecepatan) pada sisi sudu *stationary* dari turbin uap. Kemudian, sudu *rotary* yang terhubung dengan poros pada turbin uap akan mengubah energi kinetik (kecepatan) pada steam menjadi impuls atau reaksi. Steam yang telah melalui turbin akan mengalami penurunan tekanan dan temperatur. Selain keluar melalui sisi *outlet* menuju turbin bertekanan lebih rendah, *reheater*, atau *kondensor*, steam juga dapat keluar dari turbin melalui *bleed* dan menuju HPH, *deaerator*, atau LPH.



Gambar 2.14 Skema Turbin pada Pembangkit Listrik

Berdasarkan analisis hukum pertama termodinamika pada *steam turbine* dengan mengabaikan perpindahan panas dengan lingkungan sekitar, kerja masuk menuju sistem, perubahan energi kinetik dan energi potensial adalah sebagai berikut.



Gambar 2.15 Volume Atur pada Steam Turbine (Moran, M.J dkk, 2019)

$$0 = -\dot{W}_t + \dot{m}(h_{in} - h_{out}) \dots \dots \dots (2.3)$$

$$\dot{m}_1 = x\dot{m}_1 + y\dot{m}_1 + (1 - x - y)\dot{m}_2 = \dot{m} \dots \dots \dots (2.4)$$

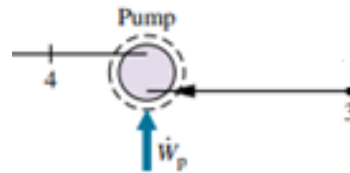
$$\frac{\dot{W}_t}{\dot{m}} = h_1 - (1 - x - y)h_2 - xh_x - yh_y \dots \dots \dots (2.5)$$

2.3.3 Pompa

Pompa adalah komponen pada pembangkit listrik untuk mensirkulasikan fluida kerja dan meningkatkan tekanan fluida kerja. Pada pembangkit listrik, terdapat beberapa jenis pompa yang digunakan yaitu :

- 1) *Cooling Water Condenser Pump* : Berfungsi untuk mensirkulasikan air laut sebagai pendingin untuk *condenser*.
- 2) *Condensate Pump* (CEP) : Berfungsi untuk mengalirkan *feedwater* yang telah dikondensasikan oleh *condenser* menuju *low pressure heater* (LPH).
- 3) *Boiler Feedwater Pump* (BFP) : Berfungsi untuk mensirkulasikan *feedwater* dari *deaerator* menuju *boiler*.
- 4) *Recycle Pump* : Berfungsi untuk menaikkan tekanan air yang berasal dari *low pressure heater* (LPH) pertama menuju *low pressure heater* (LPH) kedua.

Berdasarkan analisis hukum pertama termodinamika pada *steam turbine* dengan mengabaikan perpindahan panas dengan lingkungan sekitar, kerja masuk menuju sistem, perubahan energi kinetik dan energi potensial adalah sebagai berikut.



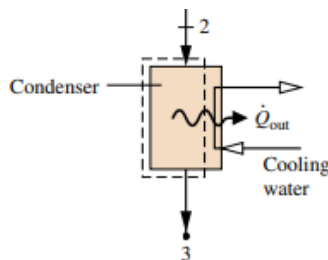
Gambar 2.16 Volume Atur pada Pompa (Moran, M.J dkk, 2019)

$$0 = -\dot{W}_{cv} + \dot{m}(h_{in} - h_{out}) \dots \dots \dots (2.6)$$

$$\frac{\dot{W}_p}{\dot{m}} = -\dot{W}_{cv} = h_4 - h_3 \dots \dots \dots (2.7)$$

2.3.4 Condenser

Condenser atau dapat juga disebut *heat exchanger* (alat penukar panas) berfungsi untuk mengubah *steam* dari turbin uap menjadi *saturated liquid*. Pada PLTU, laju aliran uap biasanya tinggi, kombinasi ini mengarah ke peralatan besar di mana fluida dingin adalah air. Air pendingin dapat diperoleh dari sungai, laut, atau air resirkulasi menggunakan menara pendingin. Uap panas buangan dari *low pressure turbine* (LPT) akan dikondensasi menjadi cair untuk diarahkan oleh *condensate pump* menuju *low pressure heater* (LPH).



Gambar 2.17 Volume Atur pada Condenser (Moran, M.J dkk, 2019)

Analisis termodinamika pada *condenser* berdasarkan hukum termodinamika I dengan mengabaikan kerja masuk menuju sistem, perubahan energi kinetik dan energi potensial, maka persamaan energinya adalah sebagai berikut.

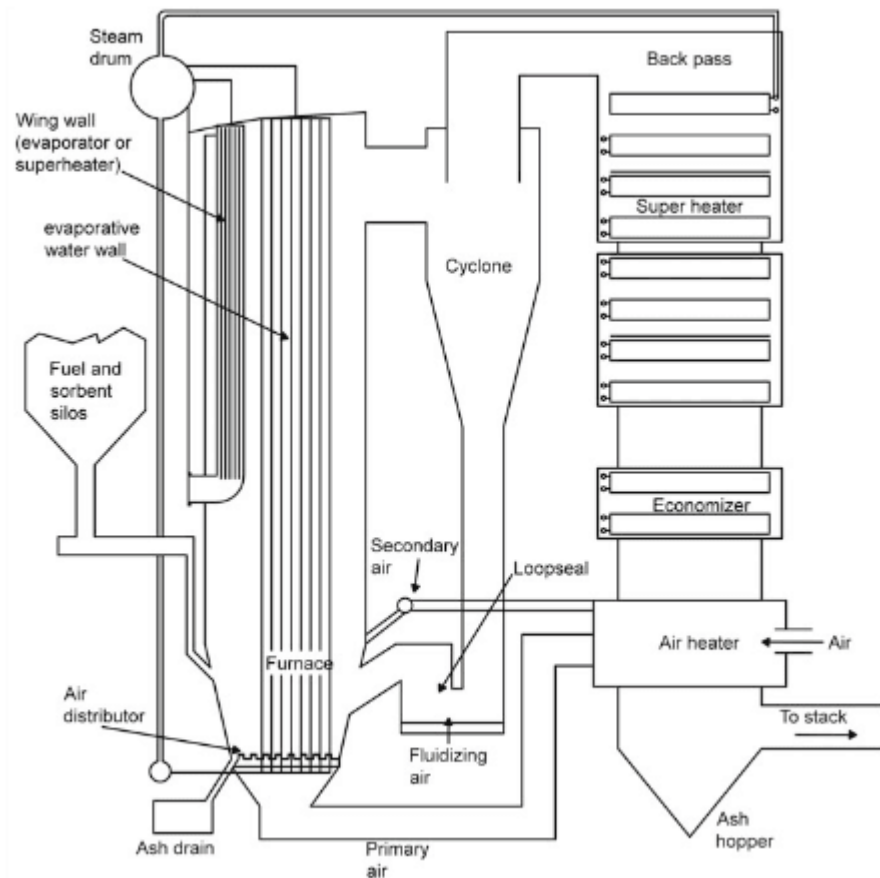
$$0 = -\dot{Q}_{cv} + \dot{m}(h_{in} - h_{out}) \dots \dots \dots (2.8)$$

$$\frac{\dot{Q}_{out}}{\dot{m}} = -\dot{Q}_{cv} = h_2 - h_3 \dots \dots \dots (2.9)$$

2.3.5 Fan

2.3.5.1 Primary Air (PA) Fan

Pada PLTU, *Primary Air Fan* terletak pada bagian hulu *boiler*. *PA fan* berfungsi sebagai penghasil udara primer (*Primary Air*) yang digunakan sebagai udara burner serta mendorong batubara menuju ruang bakar. Sebelum masuk ke boiler udara primer dinaikkan suhunya terlebih dahulu oleh *Primary Air Heater* yang berfungsi sebagai pemanas awal udara primer sebelum ke *furnace*.



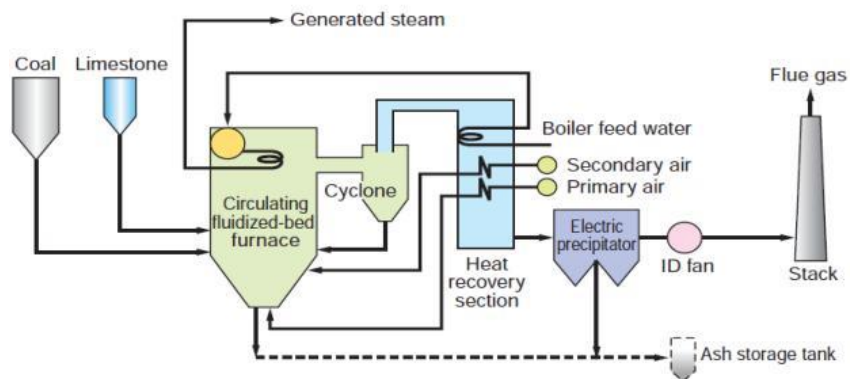
Gambar 2.18 Letak PA Fan dan SA Fan pada Pembangkit Listrik

2.3.5.2 Secondary Air (SA) Fan

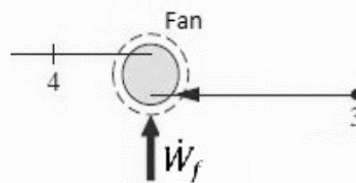
Pada PLTU, *Secondary air fan* terletak di dalam sistem saluran kerja di bagian atas *boiler*. *SA fan* berfungsi menghasilkan udara sekunder (*Secondary Air*) yang dialirkan ke dalam boiler untuk mencampur udara dan bahan bakar dan selanjutnya digunakan sebagai udara pembakaran pada *furnace boiler*. Udara yang diproduksi oleh *SA fan* diambil dari udara luar. Dalam perjalanannya menuju *boiler*, udara tersebut dinaikkan suhunya oleh *Secondary Air Heater* agar proses pembakaran bisa terjadi di *boiler*.

2.3.5.3 Induced Draft (ID) Fan

Pada PLTU, *Induced draft fan* berfungsi sebagai pengatur tekanan di *furnace* agar tetap minus. Selain itu fungsi *ID fan* adalah membuang sisa hasil pembakaran (abu) menuju cerobong asap (*stack*).



Gambar 2.19 Letak Posisi ID Fan pada PLTU



Gambar 2.20 Volume Atur pada Fan (Moran, M.J dkk, 2019)

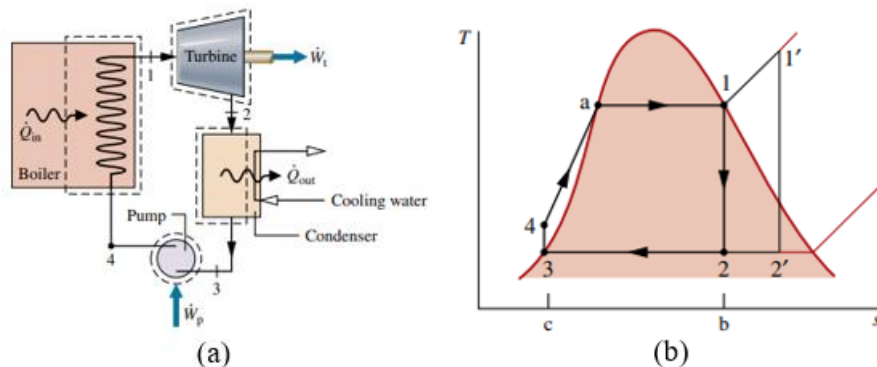
Analisis termodinamika pada *condenser* berdasarkan hukum termodinamika I dengan mengabaikan kerja masuk menuju sistem, perubahan energi kinetik dan energi potensial, maka persamaan energinya adalah sebagai berikut.

$$0 = -\dot{W}_{cv} + \dot{m}(h_{in} - h_{out}) \dots \dots \dots (2.10)$$

$$\frac{\dot{W}_f}{\dot{m}} = -\dot{W}_{cv} = h_2 - h_3 \dots \dots \dots (2.11)$$

2.4 Siklus Rankine

Siklus *Rankine* merupakan siklus teoritis paling sederhana yang menggunakan uap sebagai medium kerja sebagaimana digunakan pada sebuah PLTU. Dikatakan siklus teoritis paling sederhana, karena merupakan modifikasi dari siklus *Carnot*, dimana proses pemanasan dan pendinginan pada siklus ini terjadi pada tekanan yang tetap. Pada siklus *Rankine*, terdapat 4 komponen utama yaitu *boiler*, *turbine*, *condenser* dan *pump* seperti yang terlihat di gambar di bawah ini.



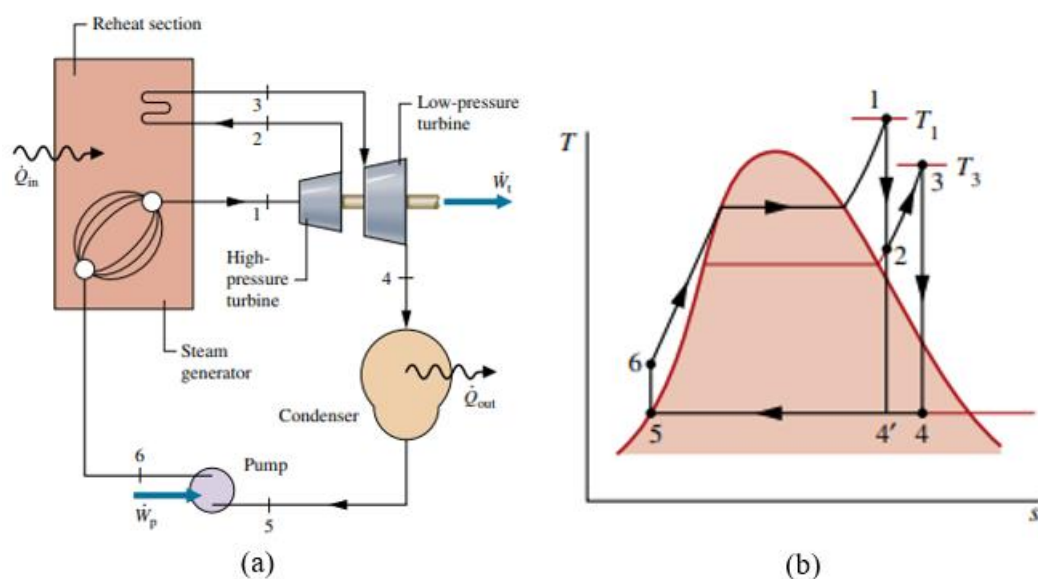
Gambar 2.21 (a) Skema Siklus *Rankine* dan (b) T-s Diagram Siklus *Rankine* (Moran, M.J dkk, 2019)

Siklus pada PLTU mengikuti prinsip dasar dari Siklus *Rankine*. Terdapat 4 proses prinsip kerja Siklus *Rankine*, setiap siklus mengubah keadaan fluida (tekanan dan atau wujud) sebagai berikut :

- Proses 1 - 2 : Terjadi proses ekspansi *steam* pada turbin yang tadinya memasuki turbin dalam kondisi tekanan dan temperatur tinggi akan keluar dengan kondisi tekanan dan temperatur rendah. Proses ini berlangsung secara isentropik di dalam turbin.
- Proses 2 – 3 : Terjadi proses kondensasi pada *steam* yang keluar dari turbin berubah menjadi *saturated liquid*. Proses ini berlangsung secara isobarik dan isoteris didalam kondensor.
- Proses 3 – 4 : Air dipompa dari tekanan P2 menjadi P1. Langkah ini adalah langkah kompresi isentropis, dan proses ini terjadi pada pompa air pengisi
Terjadi proses peningkatan *feedwater* yang terjadi pada pompa untuk diarahkan menuju *boiler*. Proses ini berlangsung secara isentropik.
- Proses 4 – 1 : Terjadi proses peningkatan temperatur *feedwater* hingga mencapai titik cair jenuh kemudian *feedwater* berubah wujud menjadi *saturated steam*, setelah itu uap dipanaskan lebih lanjut hingga uap mencapai temperature kerjanya menjadi *superheated steam*. Proses ini berlangsung secara isobarik.

2.5 Siklus *Rankine* dengan *Reheat*

Pada siklus *rankine*, *steam* yang keluar dari turbin masih berada pada kondisi basah, walaupun telah berada pada kondisi *superheated*. *Steam* yang berada pada kondisi basah mengandung butiran air yang dapat mengakibatkan kerusakan pada sudu turbin. Untuk mencegah kerusakan pada sudu turbin, sebaiknya *dryness factor* pada *steam* tidak kurang dari 88%. Untuk menghindari permasalahan tersebut, *steam* yang telah keluar dari turbin bertekanan lebih tinggi diarahkan kembali menuju *boiler*, khususnya di bagian *reheater* sehingga *steam* kembali berada pada kondisi *superheated*. *Steam* yang berasal dari *reheater* akan diarahkan menuju turbin bertekanan lebih rendah. *Steam* yang telah melalui proses *reheat* akan keluar dari turbin dengan kondisi lebih kering dibandingkan pada proses tanpa *reheat*. Selain untuk mencegah kerusakan pada turbin, penggunaan *reheater* ini juga dapat digunakan untuk meningkatkan efisiensi pada pembangkit.



Gambar 2.22 (a) Skema Siklus *Rankine* dengan *Reheat* dan (b) T-s Diagram Siklus *Rankine* dengan *Reheat* (Moran, M.J dkk, 2019)

Persamaan energi yang terjadi pada boiler dan proses reheat dengan mengabaikan perubahan energi potensial dan energi kinetik adalah sebagai berikut.

$$Q_b = (h_1 - h_6) + (h_3 - h_2) \dots \dots \dots (2.16)$$

Sedangkan persamaan energi yang dihasilkan oleh penggunaan turbin bertekanan tinggi dan bertekanan rendah adalah sebagai berikut.

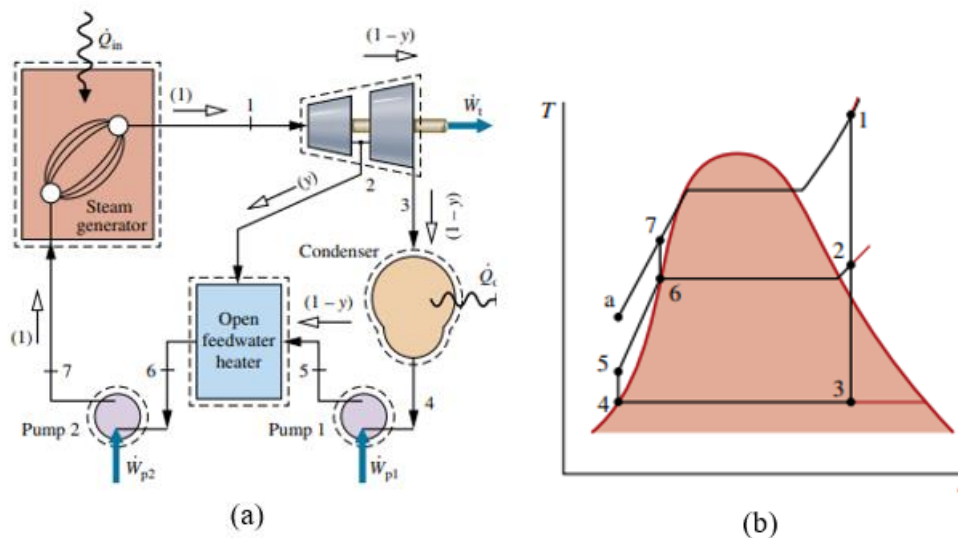
$$W_t = (h_1 - h_2) + (h_3 - h_4) \dots \dots \dots (2.17)$$

2.6 Siklus Rankine dengan Regenerative

Siklus Rankine dengan Regenerative adalah modifikasi siklus Rankine dengan memanfaatkan uap ekstraksi dari turbin untuk menaikkan temperatur fluida kerja sehingga kalor yang dibutuhkan untuk memanaskan fluida kerja pada boiler berkurang. Regenerative tidak hanya meningkatkan efisiensi siklus tetapi juga salah satu cara Deaerasi. Deaerasi adalah menghilangkan kadar oksigen dalam air yang bisa menyebabkan korosi pada jalur perpipaan. Proses Regenerative umumnya menggunakan sistem feedwater heater dengan prinsip kerja seperti Heat Exchanger. Terdapat tiga jenis feedwater heater yang sering digunakan, yaitu open feedwater heater, close feedwater heater, dan multiple feedwater heater.

2.6.1 Open Feedwater Heater

Sistem kerja Open Feedwater Heater adalah mencampurkan fluida, baik itu steam dari turbine maupun feedwater dari condenser dengan tujuan untuk meningkatkan temperatur feedwater dan menghilangkan kandungan oksigen dan gas lain pada feedwater yang dapat merusak komponen pada pembangkit. Efisiensi siklus meningkat dibandingkan dengan siklus rankine standart dikarenakan energi yang dibutuhkan untuk mengubah feedwater menjadi steam lebih kecil. Hal ini dapat terjadi karena feedwater yang berasal dari condenser dipnasi terlebih dahulu menggunakan uap ekstraksi turbin.



Gambar 2.23 (a) Skema Siklus Rankine dengan Open Feedwater Heater dan (b) T-s Diagram Siklus Rankine dengan Open Feedwater Heater (Moran, M.J dkk, 2019)

Jika diasumsikan dalam kondisi steady dan perubahan energi kinetik dan energi potensial pada open feedwater heater diabaikan, maka persamaan energi pada siklus ini adalah sebagai berikut :

Pada turbin, kesetimbangan massanya adalah :

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 + \dot{m}_3 \dots \dots \dots (2.18)$$

Dengan mendefinisikan bahwa y adalah rasio antara *mass flow rate* di titik 2 dengan titik 1 ($y = \frac{\dot{m}_2}{\dot{m}_1}$), maka persamaan di atas setelah dibagi \dot{m}_1 adalah :

$$\frac{\dot{m}_3}{\dot{m}_1} = 1 - y \dots \dots \dots (2.19)$$

Nilai y dapat ditemukan dengan mengaplikasikan konservasi massa dan energi pada *feedwater heater*. Persamaan energi pada kondisi *steady* adalah:

$$0 = yh_2 + (1 - y)h_5 - h_6 \dots \dots \dots (2.20)$$

Sehingga,

$$y = \frac{h_6 - h_5}{h_2 - h_5} \dots \dots \dots (2.21)$$

Kerja total turbin pada siklus di atas dapat diketahui dengan persamaan berikut :

$$\frac{\dot{W}_t}{\dot{m}_1} = (h_1 - h_2) + (1 - y)(h_2 - h_3) \dots \dots \dots (2.22)$$

Kerja total pompa adalah penjumlahan dari kerja masing-masing pompa :

$$\frac{\dot{W}_p}{\dot{m}_1} = (h_7 - h_6) + (1 - y)(h_5 - h_4) \dots \dots \dots (2.23)$$

Sedangkan total energi yang diperlukan *boiler* adalah :

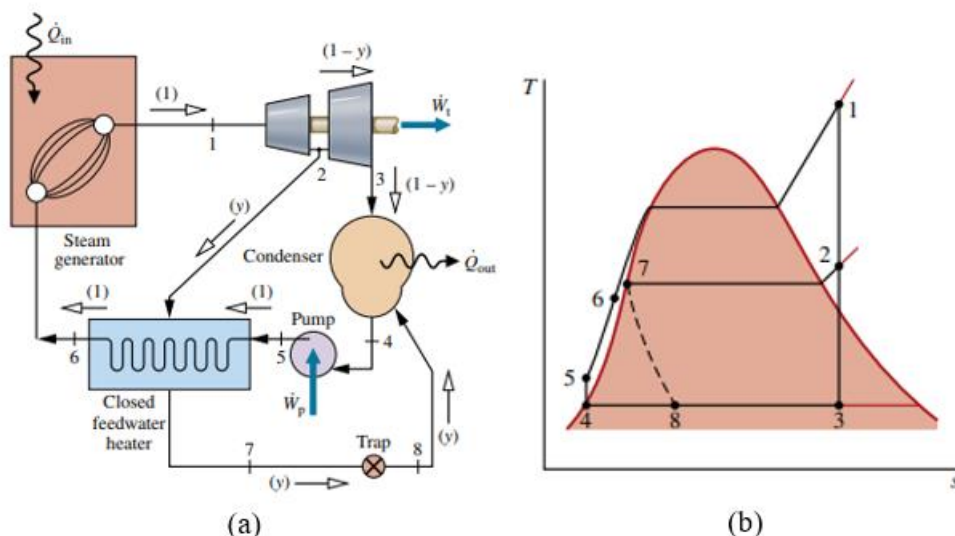
$$\frac{\dot{Q}_b}{\dot{m}_1} = h_1 - h_7 \dots \dots \dots (2.24)$$

Kalor yang dilepaskan oleh *condenser* adalah :

$$\frac{\dot{Q}_c}{\dot{m}_1} = (1 - y)(h_3 - h_4) \dots \dots \dots (2.25)$$

2.6.2 Close Feedwater Heater

Close feedwater heater pada sistem pembangkit lebih dikenal sebagai *low pressure heater* (LPH) dan *high pressure heater* (HPH). Pada dasarnya, *closed feedwater heater* adalah *shell and tube heat exchanger* dimana terjadi perpindahan panas tanpa terjadinya pencampuran antara fluida dingin dan fluida panas. Fluida panas adalah uap ekstraksi turbin, sedangkan fluida dingin adalah *feedwater*. Tekanan dua fluida tersebut dapat berbeda karena mereka tidak bercampur.



Gambar 2.4 (a) Skema Siklus Rankine dengan *Closed Feedwater Heater* dan (b) T-s Diagram Siklus Rankine dengan *Closed Feedwater Heater* (Moran, M.J dkk, 2019)

Perbedaan dengan siklus yang menggunakan *open feedwater heater* adalah keberadaan *steam trap*. Alat tersebut berfungsi untuk membatasi aliran sehingga yang dapat melewatinya adalah fluida dalam fase *liquid*. Selain itu, alat tersebut berfungsi untuk mengekspansi aliran

dari outlet feedwater heater sehingga tekanan aliran tersebut sesuai dengan feedwater heater lain (yang tekanannya lebih rendah), atau condenser. Selain adanya trap, perbedaan lain adalah hanya menggunakan satu pompa. Hal ini berbeda dengan siklus yang menggunakan deaerator karena pada siklus yang menggunakan closed feedwater heater, feedwater tidak bercampur dengan steam sehingga tekanan feedwater dapat ditingkatkan langsung hingga tekanan boiler. Persamaan energinya adalah sebagai berikut:

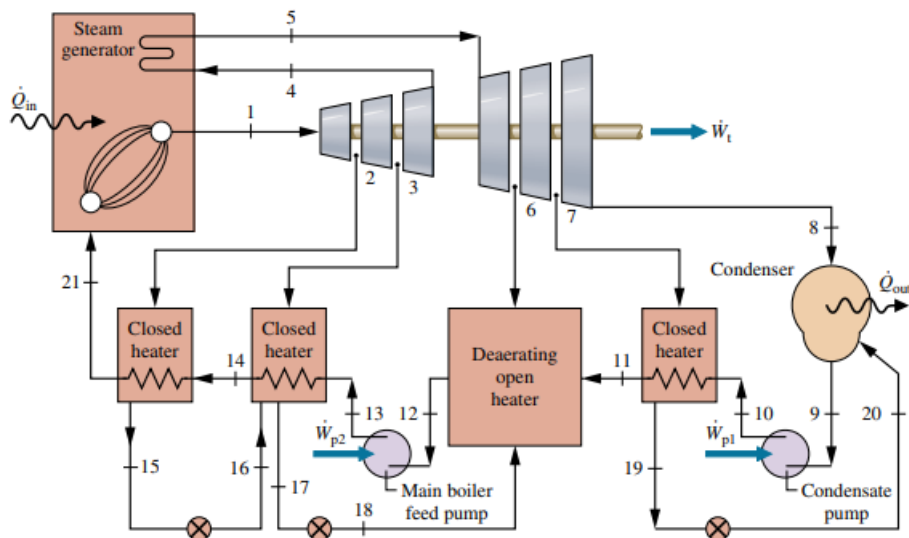
$$0 = y(h_3 - h_7) + (h_5 - h_6) \dots \dots \dots (2.26)$$

Dimana y adalah:

$$y = \frac{h_6 - h_5}{h_2 - h_7} \dots \dots \dots (2.27)$$

2.6.3 Multiple Feedwater Heater

Multiple feedwater heater umumnya digunakan pada pembangkit listrik. Penggunaan beberapa feedwater heater dapat meningkatkan efisiensi sistem. Sistem pembangkit dengan multiple feedwater heater biasanya menggunakan minimum 1 deaerator. Hal ini perlu karena feedwater yang bertekanan dan bersuhu tinggi mengalir melalui komponen-komponen kritis berbahan logam, yang dapat terkorosi lokal bila kandungan gas (terutama oksigen dan karbondioksida) terlarut cukup tinggi.



Gambar 2.25 Skema Sistem Pembangkit dengan *Multiple Feedwater Heater* (Moran, M.J dkk, 2019)

2.7 Biomassa

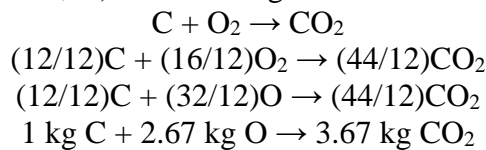
Biomassa merupakan sumber energi yang berasal dari tanaman, kotoran hewan dan sampah. Selain digunakan untuk tujuan primer seperti bahan pangan, biomassa dapat digunakan sebagai sumber energi (bahan bakar). Biomassa yang umum digunakan sebagai bahan bakar adalah biomassa yang nilai ekonomisnya rendah seperti limbah pabrik kayu atau kotoran hewan ternak. Sumber energi biomassa mempunyai beberapa kelebihan yaitu merupakan sumber energi yang dapat diperbaharui (renewable) sehingga dapat menyediakan sumber energi yang berkesinambungan (sustainable). Beberapa negara berkembang sudah menerapkan biomassa sebagai salah satu sumber bahan bakar domestik. Dan kayu merupakan sumber energi biomassa terbesar. Selain itu, sampah yang membusuk dan kotoran dari hewan semuanya melepaskan gas metana. Jika dilakukan gas ini dapat dikumpulkan, potensinya dapat membantua persediaan gas bahan bakar pada pembangkit listrik. Penggunaan biomassa sebagai sumber energi alternatif

diyakini akan mengurangi emisi gas rumah kaca. Beberapa sumber biomassa memiliki potensi adalah sebagai berikut.

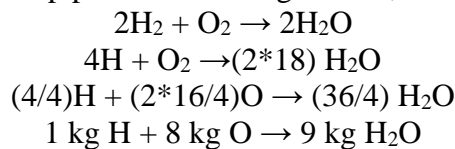
- 1) Limbah pertanian, contoh jerami gandum, sekam padi.
- 2) Limbah pabrik, contoh ampas tebu, serbuk gaji, dan serutan kayu.
- 3) Kotoran ternak seperti kotoran sapi, kotoran kerbau, dan kotoran unggas.

2.8 Perhitungan Proses Pembakaran

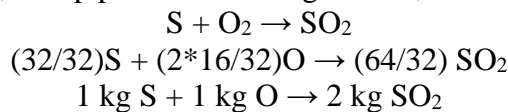
Proses konversi energi dari bahan bakar (batu bara) menjadi kalor menyertakan proses pembakaran bahan bakar. Komponen utama penyusun batu bara adalah karbon (C), hidrogen (H₂), sulfur (S), dan oksigen (O₂). Dalam proses pembakaran, ditambahkan oksigen sebagai oksidator. Persamaan kimia mengenai proses pembakaran masing-masing komponen utama berdasarkan Fernanada, H (2017,14) adalah sebagai berikut:



Sehingga pada basis massa, setiap pembakaran 1 kg karbon, dibutuhkan 2.67 kg oksigen



Sehingga pada basis massa, setiap pembakaran 1 kg karbon, dibutuhkan 8 kg oksigen



Sehingga pada basis massa, setiap pembakaran 1 kg karbon, dibutuhkan 1 kg oksigen

Pada program Cycle-Tempo, terdapat pengaturan standard coal (LHV= 24610 kJ/kg) dengan komponen-komponen sebagai berikut: 59.9% C, 5.34% H, 1.35% S, dan 16.95% O. Berdasarkan perhitungan proses pembakaran diatas, maka jumlah udara yang dibutuhkan untuk membakar 1 kg batu bara dapat ditentukan.

Oksigen yang diperlukan dalam pembakaran 1 kg batu bara adalah:

$$(2.67 \cdot 0.5993) + (8 \cdot 0.0534) + (1 \cdot 0.135) - 0.1695 = 1.8705 \text{ kg}$$

2.9 Perhitungan Performa Pembangkit Listrik

Performa sebuah pembangkit dapat dikategorikan baik jika memiliki nilai Net Plant Heat Rate (NPHR) yang rendah. Jika NPHR pembangkit rendah, maka biaya pokok produksi (BPP) pembangkit akan lebih murah, sehingga pembangkit mendapatkan untung yang lebih banyak. Perhitungan nilai NPHR pembangkit dapat menggunakan rumus sebagai berikut.

$$\eta = \frac{W_{net}}{Q_{boiler}} \times 100\% = \frac{W_t - W_{own\ use}}{Q_{boiler}} \times 100\% \dots \dots \dots (2.28)$$

$$GPHR = \frac{Q_{boiler}}{W_{gross}} = \frac{\dot{m}_{fuel} \times LHV \left[\frac{kCal}{kWh} \right]}{W_{gross}} \dots \dots \dots (2.29)$$

$$NPHR = \frac{Q_{boiler}}{W_{net}} = \frac{\dot{m}_{fuel} \times LHV \left[\frac{kCal}{kWh} \right]}{W_{net}} \dots \dots \dots (2.30)$$

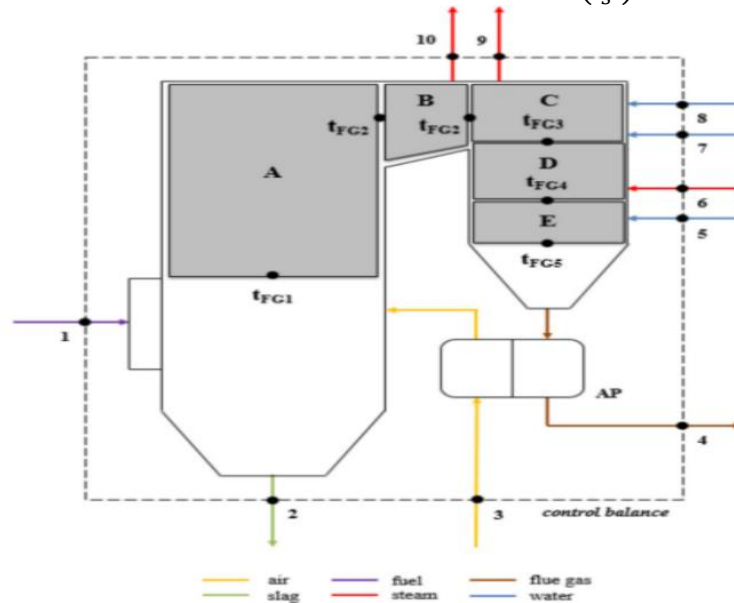
Keterangan :

$$GPHR = \text{Gross Plant Heat Rate} \left(\frac{kCal}{kWh} \right)$$

$$NPHR = \text{Net Plant Heat Rate} \left(\frac{kCal}{kWh} \right)$$

$$Q_{boiler} = \text{Energi untuk pembakaran } fuel \left(\frac{kJ}{s} \right)$$

- HHV = High Heating Value $\left(\frac{kCal}{kg}\right)$
- LHV = Low Heating Value $\left(\frac{kCal}{kg}\right)$
- W_{net} = Daya pembangkit yang ditransmisikan $(W_t - W_{own\ use})$ (kW)
- $W_{own\ use}$ = $W_{pump} + W_{fan}$
- m_{fuel} = Kebutuhan batu bara per satuan waktu $\left(\frac{kg}{s}\right)$



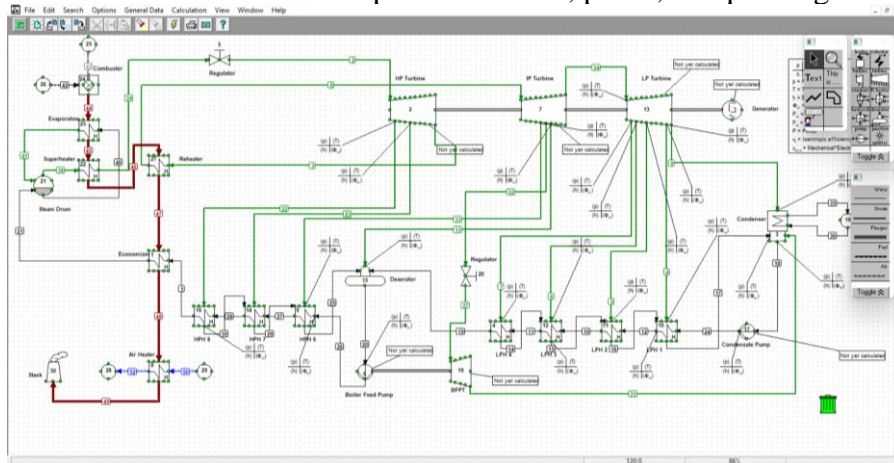
Gambar 2.26 Skema Aliran pada Boiler

Selain pada PLTU secara keseluruhan, terdapat juga parameter untuk menilai kinerja dari sebuah boiler, yakni efisiensi boiler. Metode untuk mencari nilai efisiensi secara boiler dapat menggunakan metode direct dan indirect. Persamaan efisiensi boiler untuk metode direct berdasarkan gambar 2.28 berdasarkan Djafar, R (2017, 31) adalah sebagai berikut.

$$\eta_{boiler,direct} = \frac{(\dot{m}_7 h_7 + \dot{m}_8 h_8) - (\dot{m}_5 h_5 + \dot{m}_6 h_6)}{\dot{m}_{bahan\ bakar} \times HHV} \times 100\% \dots \dots \dots (2.31)$$

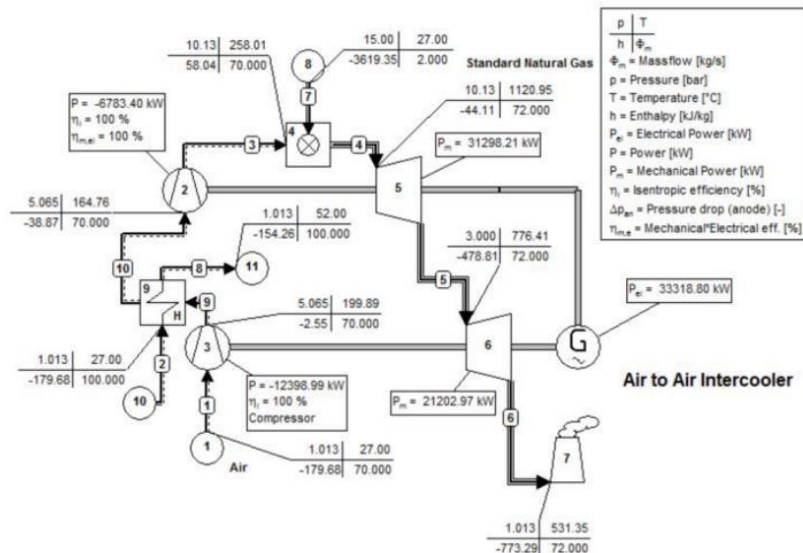
2.10 Software Cycle-Tempo

Perangkat lunak Cycle-Tempo adalah sebuah program simulasi numerik yang dikembangkan oleh Delft University. Program ini dapat digunakan untuk melakukan pembuatan model numerik untuk sistem produksi listrik, panas, dan pendinginan.



Gambar 2.27 Tampilan Interface Cycle-Tempo

Dalam program ini, terdapat berbagai komponen-komponen yang dapat digunakan untuk menyusun suatu model termodinamika. Komponen-komponen yang ada antara lain : *combustor*, *boiler*, *stack*, *heat exchanger*, *steam drum*, dan *condenser*. Komponen-komponen tersebut dapat dihubungkan dengan berbagai model penghubung, antara lain *fluida*, poros, dan *fluegas*.



Gambar 2.28 Contoh Model Termodinamika Cycle-Tempo

Gambar 2.28 adalah contoh pemodelan *Brayton Cycle* dalam program *Cycle-Tempo*. Seperti yang terlihat dalam gambar, nilai-nilai properties pada tiap tingkat keadaan dapat dilihat secara langsung. Selain itu juga dapat dilihat nilai-nilai seperti daya turbin, daya pompa, dan daya fan.

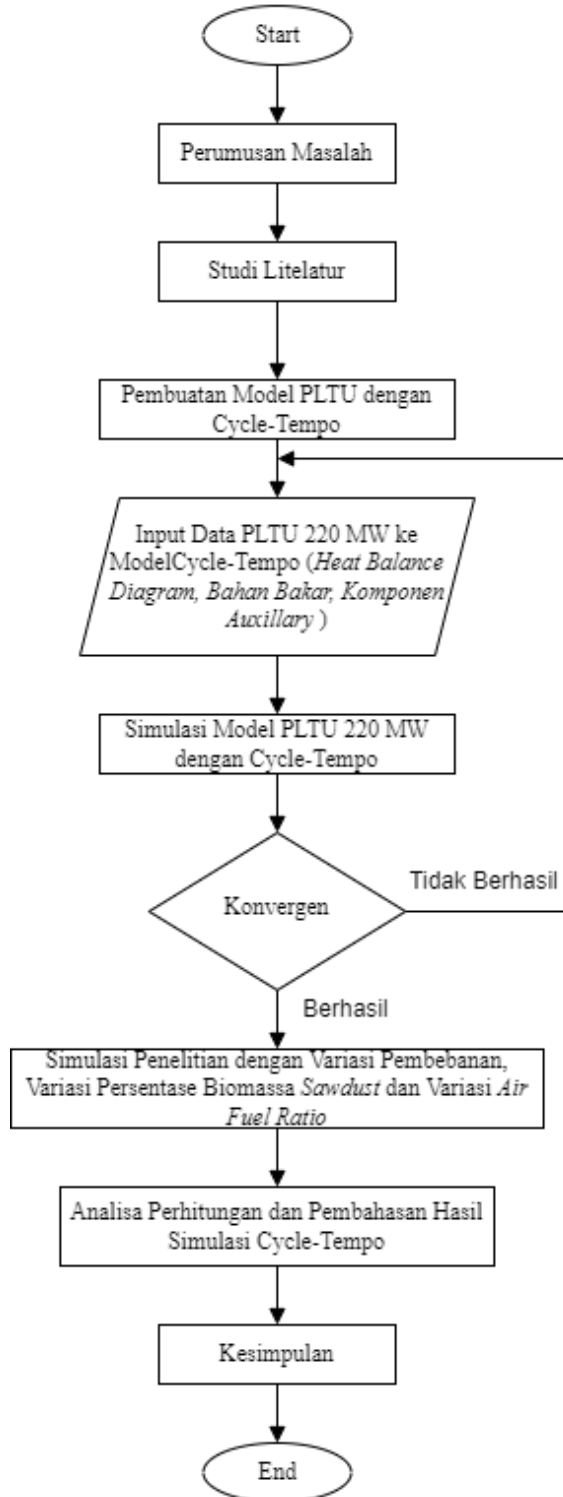
Gambar 2.29 Tampilan Input Data pada Cycle-Tempo

Gambar 2.29 menunjukkan tampilan tatap muka dalam *Cycle-Tempo* yang dapat digunakan untuk memberikan spesifikasi dari komponen-komponen yang digunakan dalam pemodelan sistem. Terdapat beberapa klasifikasi data yang dapat dimasukkan ke dalam pemodelan *Cycle-Tempo*, antara lain *Production Functions*, *Off-Design Data*, *General Properties*, dan *Extra Conditions*.

BAB III METODOLOGI PENELITIAN

3.1 *Flowchart* Penelitian

Berikut merupakan *flowchart* penelitian dipaparkan pada gambar 3.1 sebagai berikut.



Gambar 3.1 *Flowchart* Penelitian

Secara garis besar, prosedur penelitian dapat dibagi menjadi tahapan berikut :

- Studi Literatur

Studi literatur dilakukan untuk mencari dan mengetahui apa saja yang diperlukan untuk melakukan proses penelitian. Sumber literatur dapat berupa buku, jurnal, ataupun penelitian terdahulu yang berkaitan dengan penelitian.

- Permodelan PLTU pada Cycle-Tempo.

Dilakukan permodelan *baseline* pada Cycle-Tempo berdasarkan *heat balance* dan *properties* yang dimiliki dari PLTU 2x110 MW. Untuk kondisi *baseline* menggunakan Load 100% dengan AFR 6. Kemudian memvalidasi model simulasi dengan data yang dimiliki dari PLTU 2x110 MW. Validasi yang dilakukan adalah *mass flow rate*, temperature, tekanan dan entalpi pada setiap *apparatus*. Setelah validasi simulasi awal dilakukan, dapat dilanjutkan dengan pemberian variasi pada Cycle-Tempo sesuai dengan variasi yang telah ditentukan. Kemudian data dicatat dan dianalisa.

- Analisa dan Kesimpulan

Hasil simulasi kemudian dibuat ke dalam bentuk kurva sehingga dapat dilakukan analisa dan pembahasan. Setelah didapat analisa dan pembahasan dari hasil simulasi, dilanjutkan dengan pembuatan kesimpulan yang menjawab perumusan masalah yang ada.

3.2 Pengumpulan Data

Data PLTU yang digunakan pada penelitian adalah PLTU yang terdiri dari atas yang terdiri atas *circulating fluidized-bed* dengan *reheater* di dalamnya, tiga buah *turbine*, satu *condenssor*, empat LPH, satu *dearator*, dua HPH, dan komponen *auxillary*, yakni *Feed Water Pump*, *Condensate Pump*, *Drain Pump*, ID fan, PA fan, SA fan. Data penelitian yang digunakan adalah data bahan bakar, baik itu batu bara maupun biomassa, *heat balance diagram*, dan spesifikasi beberapa komponen *auxiliary*, seperti PA fan, SA fan dan ID fan.

Tabel 3.1 Spesifikasi Batu Bara dengan HHV 4200 kcal/kg (PJB, 2020)

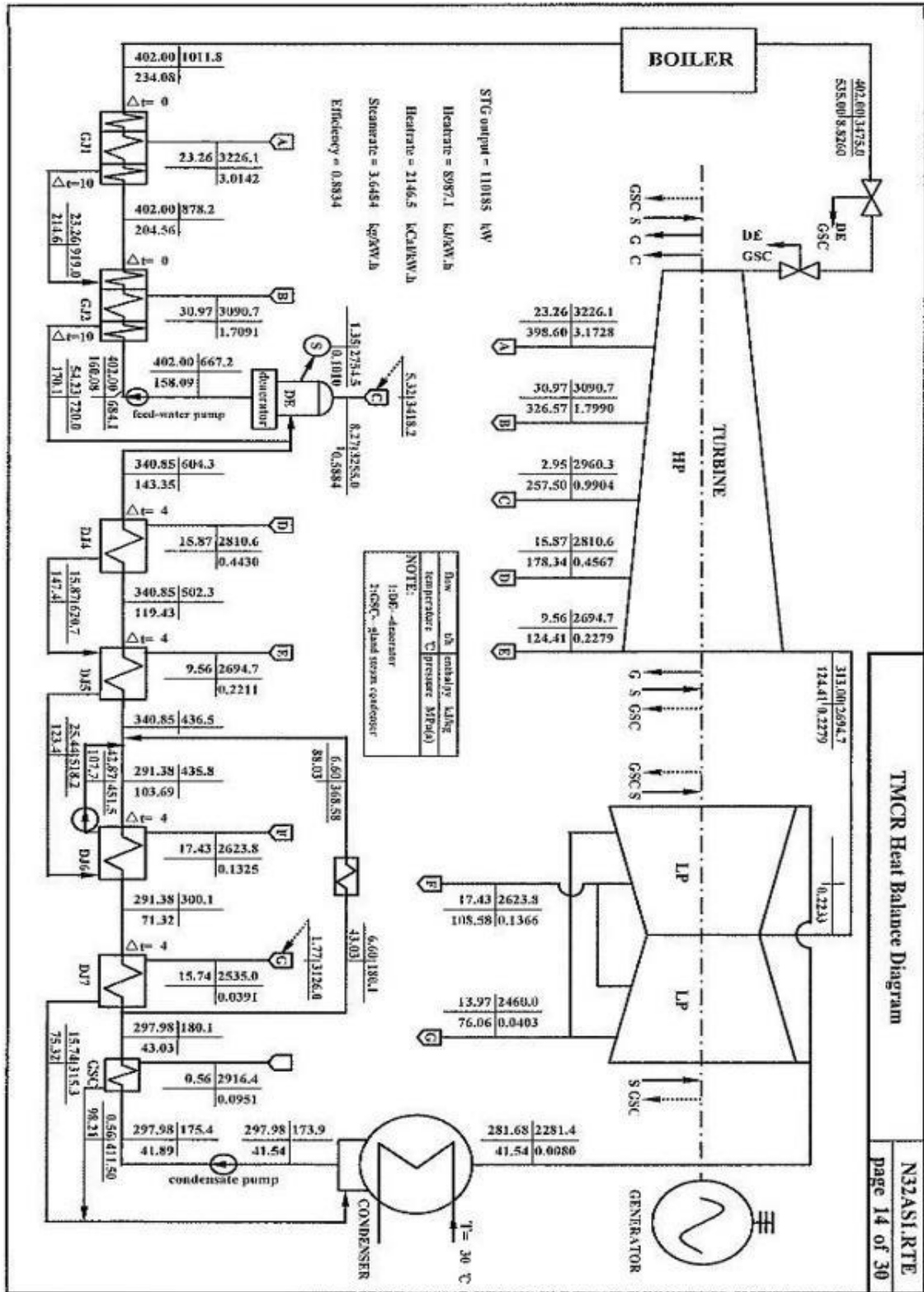
Parameter	Unit	As Received
Proximate Analysis		
Total Moisture	% wt	34.83
Ash Content	% wt	3.12
Volatile Matter	% wt	32.48
Fix Carbon	% wt	29.57
Gross Calorific Value	kcal/kg	4200
HGI	Index Point	63
Ultimate Analysis		
Carbon	% wt	46.28
Hydrogen	% wt	2.62
Nitrogen	% wt	0.27
Oxygen	% wt	12.76
Total Sulfur	% wt	0.12

Tabel 3.2 Spesifikasi Biomassa (PJB,2020)

Parameter	Unit	Serbuk kayu
Proximate Analysis		
<i>Total Moisture</i>	% wt	41.74
<i>Ash Content</i>	% wt	2.01
<i>Volatile Matter</i>	% wt	46.25
<i>Fix Carbon</i>	% wt	10
Total Sulfur	% wt	0.07
HHV	kcal/kg	2694
HGI	Index Point	<25
Ultimate Analysis		
<i>Carbon</i>	% wt	28.06
<i>Hydrogen</i>	% wt	3.17
<i>Nitrogen</i>	% wt	0.15
<i>Oxygen</i>	% wt	24.8
<i>Sulfur</i>	% wt	0.07
<i>Ash</i>	% wt	2.01

Tabel 3.3 Spesifikasi Udara

Parameter	Unit	Nilai
Kandungan		
Ar	% mol	0.9
CO ₂	% mol	0.03
H ₂ O	% mol	3.35
N ₂	% mol	75.46
O ₂	% mol	20.26
Kondisi		
<i>Relative Humidity</i>	%	80
<i>Temperature Dry Bulb</i>	°C	30



Gambar 3.2 Heat Balance Diagram pada PLTU 2x110 MW

Tabel 3.4 Spesifikasi PA Fan, SA Fan, ID Fan

S/N	Item	Unit	Primary Air Fan	Secondary Air Fan	Induced Draft Fan
1	Fan model		SFG22.5F-C6A	SFG22.5F-C6B	SFG22.5F-C6C
2	Type of adjustment device of the fan		Inlet guide blade		
3	Impeller diameter	mm	2250	2000	2600
4	Material of the shart		45	45	45
5	Material of the hub		ZG230-450	ZG270-500	ZG230-450
6	Material/Quantity of the balde		15MnV/12	15MnV/13	15MnV/14
7	Weight of the impeller and shaft	kg	2800	2100	5500
8	Rotary Inertia of the impeller and shaft	kg.m	900	500	2200
9	Primary critical speed of the fan	r/min	1950	1940	1300
10	Air volume	M/h	117866	118441	411814
11	Pressure	Pa	24190	16692	8030
12	Model		YKK500-4TH	YKK450-4TH	YKK630-6TH
13	Rated power	kW	1120	710	1400
14	Rated voltage	V	6000	6000	6000
15	Rated current	A	123.4	83	158.8
16	Rated frequency	Hz	50	50	50
17	Rated rotating speed	rpm	1483	1485	995
18	Cooling mode		IC611	IC611	IC611
19	Work system		SI	SI	SI
20	Efficiency	%	95.4	94.6	96.2

3.3 Analisis Campuran Bahan Bakar

Berdasarkan data ultimate analysis dari dua bahan bakar yang berbeda, yaitu batu bara LRC 4200 kcal dan biomassa saerbuk kayu, didapatkan nilai kandungan campuran bahan bakar yang dapat dilihat sebagai berikut :

Tabel 3.5 Analisis Campuran Bahan Bakar

Parameter	Unit (%wt)	Coal (AR)	Serbuk Kayu (AR)	Co-firing Ratio			
				0.50%	1%	5%	10%
C	%	46.28	28.06	46.19	46.10	45.37	44.46
H	%	2.62	3.17	2.62	2.63	2.65	2.68
N	%	0.27	0.15	0.27	0.27	0.26	0.26
O	%	12.76	24.8	12.82	12.88	13.36	13.96
S	%	0.12	0.07	0.12	0.12	0.12	0.12
Ash	%	3.12	2.01	3.11	3.11	3.06	3.01
Moisture	%	34.83	41.74	34.86	34.90	35.18	35.52
Total	%	100	100	100	100	100	100
HHV	kJ/kg	17201.39	9633.89	17163.55	17125.72	16823.02	16444.64
LHV	kJ/kg	16164.29	8596.79	16126.45	16088.62	15785.92	15407.54

Proses pencampuran batu bara dan biomassa serbuk kayu dengan kandungan yang berbeda akan menghasilkan kandungan bahan bakar yang baru. Pencampuran dilakukan dengan asumsi tidak terdapat reaksi tambahan dalam prosesnya. Sebagai contoh untuk memperoleh nilai kandungan setiap unsur pada campuran bahan bakar pada co-firing dengan rasio biomassa sebesar 5% dan batu bara 95%, dapat dilakukan dengan perhitungan sebagai berikut :

$$\begin{aligned}
 C &\rightarrow 99.5\% (\%wt \text{ C, batu bara}) + 0.5\% (\%wt \text{ C, biomassa serbuk kayu}) \\
 &= 0.095(46.28) + 0.05(28.06) \\
 &= 46.19 \%wt \text{ (basis massa)}
 \end{aligned}$$

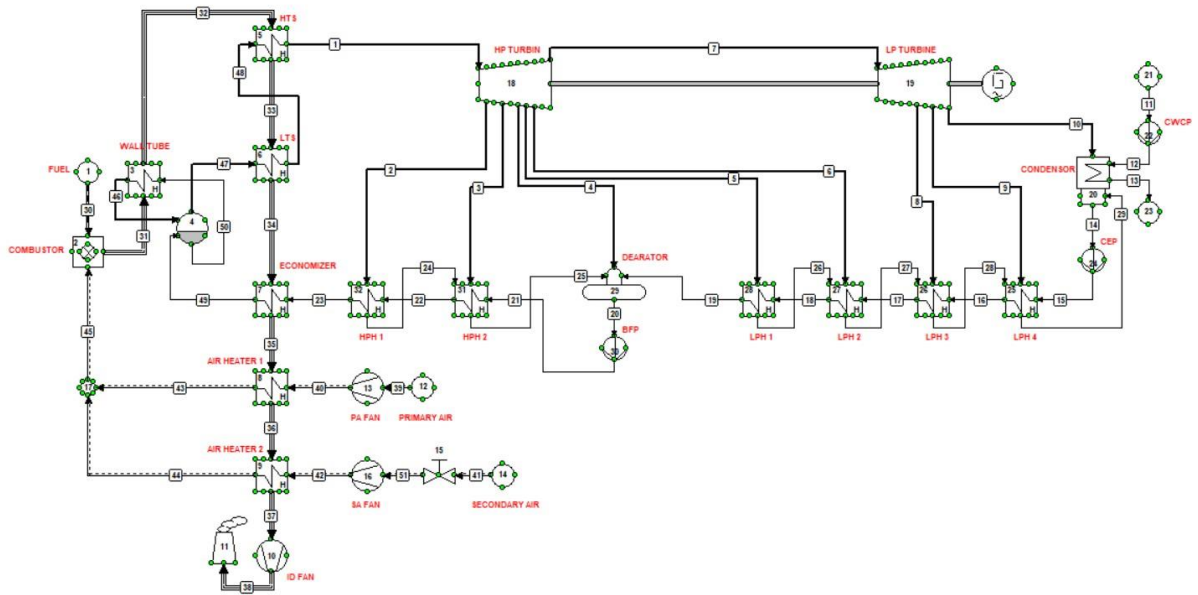
Dengan tetap mengasumsikan bahwa tidak ada reaksi tambahan, maka ketika dilakukan pencampuran antara 46.28 %wt per 100 kg batu bara dengan 28.06 %wt per 100 kg serbuk kayu akan menghasilkan campuran bahan bakar dengan kandungan C sebesar 46.19%wt per 100kg bahan bakar campuran. Untuk perhitungan unsur-unsur lainnya dapat dihitung menggunakan metode perhitungan yang sama.

3.4 Permodelan Sistem dengan Cycle-Tempo

Permodelan sistem PLTU 2x110 MW dilakukan dengan pembuatan *baseline* pada *software* Cycle-Tempo. Kondisi *baseline* menggunakan data berdasarkan *heat balance* dan *properties* yang dimiliki dari PLTU 2x110 MW pada Load 100% dengan AFR 6. Validasi sistem dan kemudian didapatkan hasil simulasi.

3.4.1 Pembuatan *Baseline*

Berikut merupakan hasil permodelan PLTU menggunakan Cycle-Tempo.



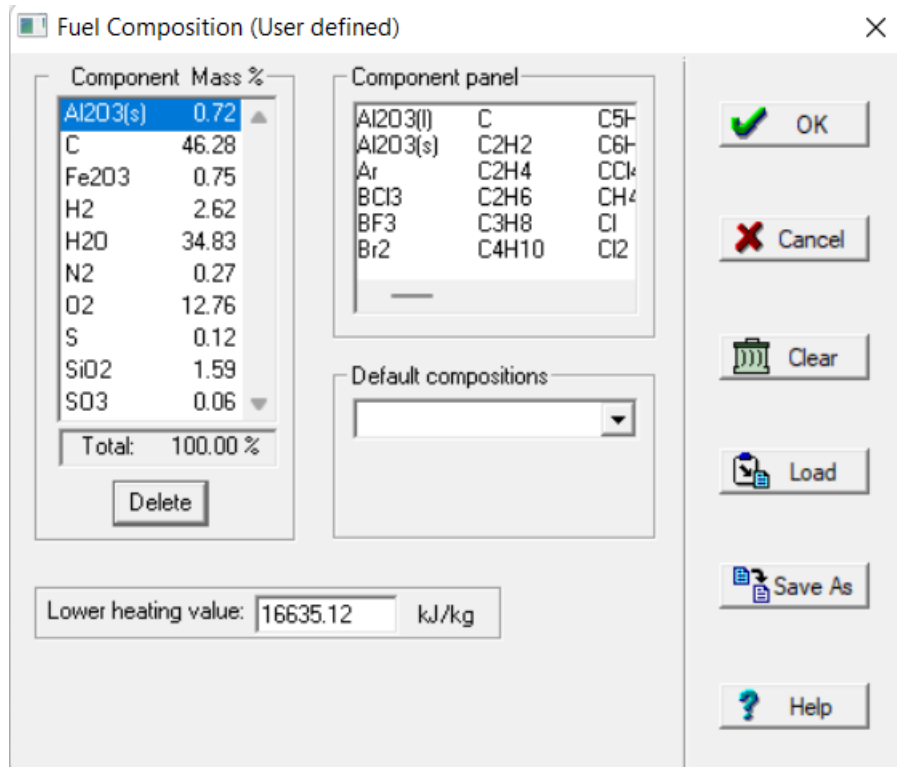
Gambar 3.3 Model PLTU 2x110 MW menggunakan Cylce-Tempo

Tabel 3.6 Data *Input Apparatus* padaCycl-Tempo

No	Apparatus	Parameter	Nilai	Unit
18	HP Turbin	ETHAM	0.98	
19	LP Turbin	PIN	2.279	Bar
		TIN	124.41	°C
		ETHAI	0.98	
		ETHAM	0.98	
	Generator	ETAGEN	0.987	
20	Condenser	EEQCOD	1	
		DELP 1	0	Bar
		TIN 1	30	°C
		TOUT 1	40	°C
		PIN 2	0.08	Bar
		DELP 2	0	Bar
		SATCOD	0	
25	LPH 4	EEQCOD	1	
		DELP 1	0	Bar
		TOUT 1	70.5	°C
		PIN 2	0.391	Bar
		DELP 2	0	Bar
		TOUT 2	71.32	
26	LPH 3	EEQCOD	1	
		DELP 1	0	Bar
		TOUT 1	103.69	°C
		PIN 2	1.325	Bar
		DELP 2	0	Bar
		TOUT 2	107.7	

No	Apparatus	Parameter	Nilai	Unit
27	LPH 2	EEQCOD	1	Bar
		DELP 1	0	°C
		TOUT 1	119.43	Bar
		PIN 2	2.279	Bar
		DELP 2	0	
		TOUT 2	123.4	
28	LPH 1	EEQCOD	1	
		DELP 1	0	Bar
		TOUT 1	143.35	°C
		PIN 2	4.567	Bar
		DELP 2	0	Bar
		TOUT 2	147.4	
29	Deaerator	PIN	5.884	Bar
		TOUT 1	158.09	°C
31	HPH 2	EEQCOD	1	
		DELP 1	0	Bar
		TOUT 1	204.56	°C
		PIN 2	17.99	Bar
		DELP 2	0	Bar
		TOUT 2	170.1	
31	HPH 1	EEQCOD	1	
		DELP 1	0	Bar
		TOUT 1	234.8	°C
		PIN 2	31.728	Bar
		DELP 2	0	Bar
		TOUT 2	214.6	
3	Wall Tube	EEQCOP	1	Bar
		DELP 1	0	Bar
		TOUT 1	350.9	°C
		DELP 2	0	Bar
7	Economizer	DELP 1	0	Bar
		TOUT 1	310.5	°C
		DELP 2	0	Bar
		TOUT 2	406	°C
8	PA Preheater	DELP 1	0	Bar
		DELT 1	250	°C
		DELP 2	0	Bar
9	SA Preheater	DELP 1	0	Bar
		DELT 2	200	°C
		DELP 2	0	Bar
		TOUT 2	121.3	°C
13	PA Fan	DELP	-0.595	Bar
		ETHAI	0.954	
		ETHAM	0.954	

No	Apparatus	Parameter	Nilai	Unit
16	SA Fan	DELP	-0.0815	Bar
		ETHAI	0.946	
		ETHAM	0.946	
10	ID Fan	DELP	-0.09	Bar
		ETHAI	0.962	
		ETHAM	0.962	
15	Valve	Mass Flow Ratio	4.08	
		Flow Relative To Pipe	39	
		Pipe To Specify Flow For	41	
4	Steam Drum	CRATIO	1	
6	LTS	DELP 1	0	Bar
		TOUT 1	427	°C
		DELP 2	0	Bar
5	HTS	DELP 1	0	Bar
		TOUT 1	520	°C
		DELP 2	0	Bar
2	Combustor	EEQCOD	1	
		DELP	0	Bar
		LAMBDA	1.15	
		ESTOFR	6.7	kg/kg
		PREACT	8	Bar
21	Source Inlet Condenser	POUT	1	Bar
22	CWCP	POUT	3	Bar
		ETHAI	0.8	
		ETAHAM	0.8	
14	CEP	POUT	9.51	Bar
		ETHAI	0.857	
		ETAHAM	0.857	
30	BFP	POUT	100	Bar
		ETHAI	0.785	
		ETAHAM	0.785	
12	Source Primary Air	POUT	1.01325	Bar
		TOUT	32.4	°C
14	Source Secondary Air	POUT	1.01325	Bar
		TOUT	30	°C



Gambar 3.4 Data input Fuel Composition pada Cycle-Tempo

3.4.2 Validasi Baseline

Setelah mekakukan pemodelan dan penginputan data pada Cycle-Tempo, kemudian dilanjutkan dengan validasi hasil pemodelan terhadap kondisi existing PLTU 2x110 MW. Jika deviasi <5% maka model Cylce-Tempo dapat dilanjutkan dengan variasi penelitian. Berikut adalah validasi model Cycle-Tempo dengan kondisi existing pembangkit seperti yang terlihat pada Tabel 3.7.

Tabel 3.7 Validasi Model Cysel-Tempo dengan Data Existing

<i>Apparatus</i>	Parameter	Unit	<i>Refrence</i>	Cycle-Tempo	Diff (%)
<i>HP Turbin</i>	Pressure	Bar	88.26	88.26	0.00%
	Enthalpy	kJ/kg	3475	3439.49	1.02%
	Mass Flow Rate	t/h	402	399.312	0.67%
	Temperature	°C	535	520.00	2.80%
<i>LP Turbin</i>	Pressure	Bar	2.279	2.279	0.00%
	Enthalpy	kJ/kg	2694.7	2712.28	0.65%
	Mass Flow Rate	t/h	313	311.112	0.62%
	Temperature	°C	124.41	124.41	0.00%
<i>Steam to Condensor</i>	Pressure	Bar	0.08	0.08	0.00%
	Enthalpy	kJ/kg	2281.40	2226.18	2.42%
	Mass Flow Rate	t/h	281.68	274.68	2.49%
	Temperature	°C	41.54	41.51	0.07%

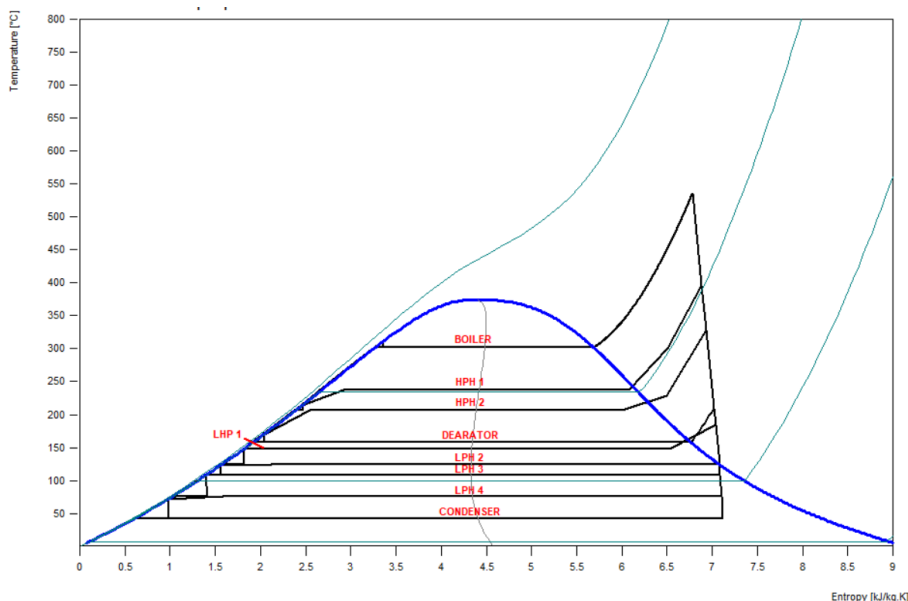
<i>Apparatus</i>	Parameter	Unit	<i>Refrence</i>	Cycle-Tempo	Diff (%)
<i>Steam Flow FWH to Boiler</i>	Enthalpy	kJ/kg	1011.8	1010.64	0.11%
	Mass Flow Rate	t/h	402	39931.2	0.67%
	Temperature	°C	234.08	234.08	0.00%
<i>Extraction Steam to LPH 4</i>	Pressure	Bar	0.403	0.403	0.00%
	Enthalpy	kJ/kg	2460	2438.95	0.86%
	Mass Flow Rate	t/h	15.74	15.714	0.80%

3.4.3 Hasil Simulasi Model Cylce-Tempo

Hasil simulasi dengan menggunakan Cycle Tempo pada PLTU dapat dilihat pada Tabel 3.7. Untuk kapasitas komponen *auxiliary* terutama *ID Fan*, *PA Fan*, *SA Fan*, ketika PLTU dioperasikan dapat dilihat pada Tabel 3.8.

Tabel 3.8 Hasil Simulasi dengan Model Cysel-Tempo pada PLTU

Parameter	Nilai	Unit
<i>Mass Flow Rate</i> Massa Batu Bara	64.836	t/h
<i>Mass Flow Rate</i> Udara	424.0404	t/h
<i>Mass Flow Rate</i> Flue Gas	488.8764	t/h
<i>Mass Flow Rate</i> Primary Air	83.4732	t/h
<i>Mass Flow Rate</i> Secondary Air	340.578	t/h
Daya Neto	103613.64	kW
NPHR	2487.84	kCal/kWhr
Efisiensi Neto	34.58	%
Daya Pemakaian Sendiri		
CWCP	1192.12	kW
CEP	123.77	kW
BFP	1882.2	kW
<i>PA Fan</i>	1107.57	kW
<i>SA Fan</i>	692.1	kW
<i>ID Fan</i>	1388.6	kW



Gambar 3.5 Diagram T-s pada PLTU

3.5 Variasi pada Penelitian

Penelitian ini bertujuan untuk mengetahui pengaruh variasi rasio bahan bakar biomassa serbuk kayu pada proses co-firing menggunakan batu bara 4200 kcal/kg terhadap performansi PLTU berkapasitas 2x110 MW. Variasi yang digunakan pada penelitian dipaparkan pada terhadap pada Tabel 3.10 dan Tabel 3.11.

Tabel 3.9 Kondisi *Baseline*

Load (100%)	AFR	Firing (% Weight)	
		Coal	Biomass
100	6.7	100	0

Tabel 3.10 Variasi Load dengan Variasi Persentase Biomassa

Tabel Data <i>Mass Flow Rate</i> Bahan Bakar					
Co-Firing Serbuk Kayu	Load				Unit
	100%	75%	50%	40%	
0.5%					kg/s
1%					kg/s
5%					kg/s
10%					kg/s
Tabel Data <i>Mass Flow Rate</i> Udara					
Co-Firing Serbuk Kayu	Load				Unit
	100%	75%	50%	40%	
0.5%					kg/s
1%					kg/s
5%					kg/s
10%					kg/s
Tabel Data <i>Mass Flow Rate</i> Flue Gas					
Co-Firing Serbuk Kayu	Load				Unit
	100%	75%	50%	40%	
0.5%					kg/s

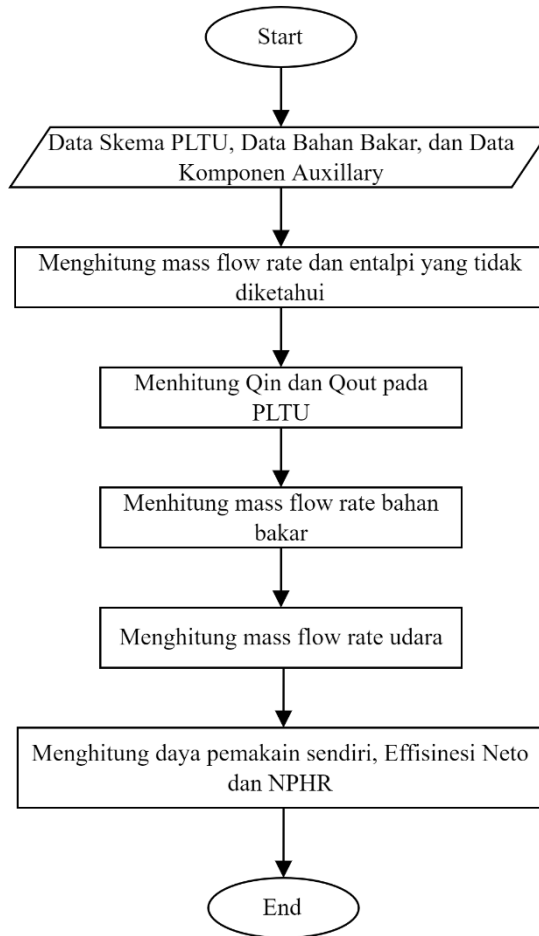
1%					kg/s
5%					kg/s
10%					kg/s

Tabel 3.11 Variasi AFR dengan Variasi Persentase Biomassa

Tabel Data <i>Primary Air Fan</i>					
Co-Firing Serbuk Kayu	AFR				Unit
	6.4	6.7	7	7.3	
0.5%					kW
1%					kW
5%					kW
10%					kW
Tabel Data <i>Secondary Air Fan</i>					
Co-Firing Serbuk Kayu	AFR				Unit
	6.4	6.7	7	7.3	
0.5%					kW
1%					kW
5%					kW
10%					kW
Tabel Data <i>Induced Draft Fan</i>					
Co-Firing Serbuk Kayu	AFR				Unit
	6.4	6.7	7	7.3	
0.5%					kW
1%					kW
5%					kW
10%					kW
Tabel Data Total Daya Pemakaian Sendiri					
Co-Firing Serbuk Kayu	AFR				Unit
	6.4	6.7	7	7.3	
0.5%					kW
1%					kW
5%					kW
10%					kW
Tabel Data <i>Effisiensi Neto</i>					
Co-Firing Serbuk Kayu	AFR				Unit
	6.4	6.7	7	7.3	
0.5%					%
1%					%
5%					%
10%					%
Tabel Data <i>Net Plant Heat Rate</i>					
Co-Firing Serbuk Kayu	AFR				Unit
	6.4	6.7	7	7.3	
0.5%					kCal/kWh
1%					kCal/kWh
5%					kCal/kWh
10%					kCal/kWh

3.6 Flowchart Perhitungan

Berikut merupakan *flowchart* perhitungan yang dilakukan adalah sebagai berikut.



Gambar 3.6 *Flowchart* Perhitungan

3.7 Rancangan Kegiatan Pengerjaan Tugas Akhir

Berikut merupakan *timeline* pengerjaan penelitian untuk Tugas Akhir sebagai berikut :

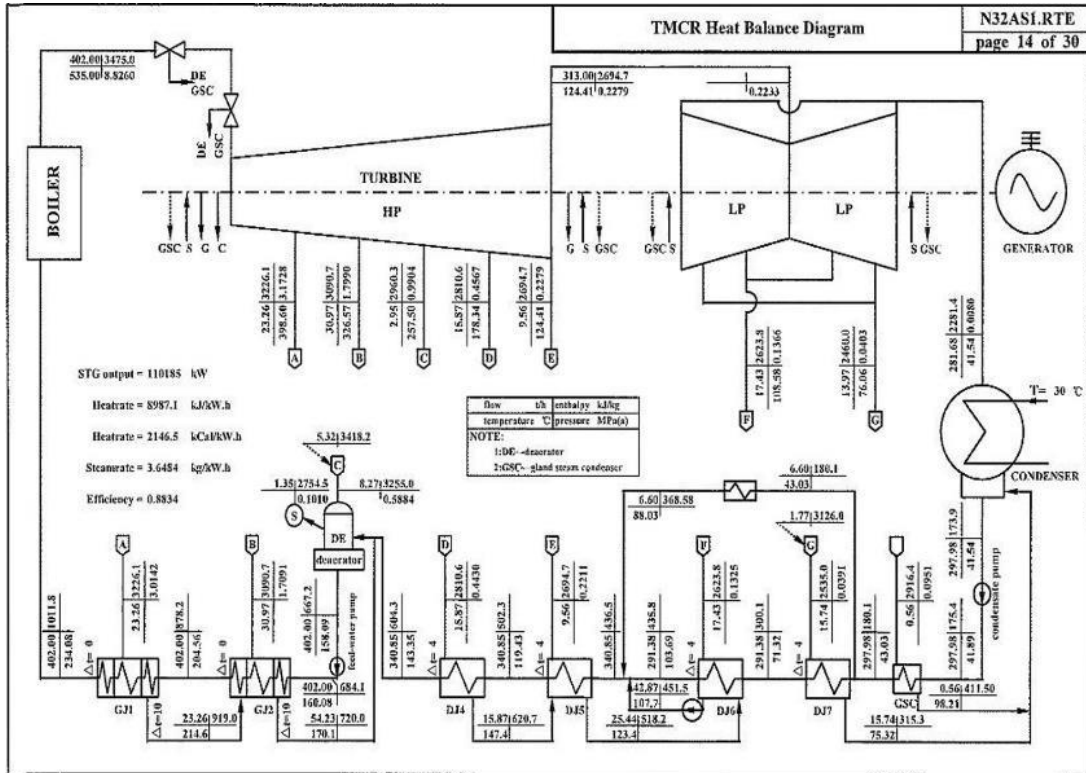
Tabel. 3.12 Timeline Pengerjaan Tugas Akhir

No.	Kegiatan																				
		Maret				April				Mei				Juni				Juli			
		1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4
1	Studi Literatur	■	■																		
2	Permodelan Cycle Tempo			■	■	■	■	■	■												
3	Pembuatan Proposal Tugas Akhir			■	■	■	■	■	■												
4	Seminar Proposal Tugas Akhir									■	■										
5	Proses Penelitian											■	■								
6	Analisa Dan Pembahasan													■	■	■	■				
7	Pembuatan Laporan Tugas Akhir														■	■	■	■			
8	Sidang Tugas Akhir																■	■	■	■	

BAB IV ANALISA DAN PEMBAHASAN

4.1 Analisis Perhitungan

Analisis perhitungan dilakukan dengan menggunakan analisis termodinamika dimulai dengan menghitung properti fluida yang tidak diketahui, kemudian menghitung *mass flow rate* bahan bakar dan udara, lalu menghitung performansi sistem. Perhitungan dilaksanakan terhadap PLTU Kaltim Teluk 2x110 MW dengan kondisi beban 100%, 75%, 50% dan 40%, dengan menggunakan batu bara LRC 4200 kcal/kg.



Gambar 4.1 Skema PLTU Kaltim Teluk 220MW

Tabel 4.1 Data Properti pada PLTU Kaltim Teluk 220MW

Apparatus	Parameter	Nilai	Unit
HP Turbine	P_{18}	88.26	Bar
	T_{18}	535	°C
	h_{18}	3475	kJ/kg
	\dot{m}_{18}	402	t/h
	h_2	3226.1	kJ/kg
	$\dot{m}_2 = \dot{m}_{24}$	23.36	t/h
	T_{24}	214.6	°C
	h_{24}	919	kJ/kg
	h_3	3090.7	kJ/kg
	\dot{m}_3	30.97	t/h
	$\dot{m}_{25} = \dot{m}_{24} + \dot{m}_3$	54.33	t/h
		T_{25}	170
	h_{25}	720	kJ/kg

Apparatus	Parameter	Nilai	Unit
HP Turbine	h_4	2960.3	kJ/kg
	\dot{m}_4	8.27	t/h
	$\dot{m}_{20} = \dot{m}_{21}$	402	t/h
	T_{20}	158.09	°C
	h_{20}	667.2	kJ/kg
	T_{21}	160.08	°C
	h_{21}	684.1	kJ/kg
	T_{22}	204.56	°C
	h_{22}	878.2	kJ/kg
	h_{23}	1011.8	kJ/kg
	$\dot{m}_{23} = \dot{m}_{22} = \dot{m}_{21}$	402	t/h
	h_5	2810.6	kJ/kg
	\dot{m}_5	15.87	t/h
	h_6	2694.7	kJ/kg
	\dot{m}_6	9.56	t/h
LP Turbine	P_7	2.279	Bar
	T_7	124.41	°C
	h_7	2694.7	kJ/kg
	\dot{m}_7	313	t/h
	h_8	2623.8	kJ/kg
	\dot{m}_8	17.43	t/h
	h_9	2460	kJ/kg
	\dot{m}_9	13.97	t/h
	h_{10}	2281.4	kJ/kg
	\dot{m}_{10}	281.68	t/h
	$\dot{m}_{14} = \dot{m}_{15} = \dot{m}_{16} = \dot{m}_{17}$	297.99	t/h
	T_{14}	41.54	°C
	h_{14}	173.9	kJ/kg
	T_{15}	41.89	°C
	h_{15}	175.4	kJ/kg
	T_{16}	71.32	°C
	h_{16}	300.1	kJ/kg
	T_{17}	103.69	°C
	h_{17}	435.8	kJ/kg
	T_{18}	119.43	°C
	h_{18}	502.3	kJ/kg
	T_{26}	143.35	°C
	h_{26}	620.7	kJ/kg
	T_{27}	123.4	°C
	h_{27}	518.2	kJ/kg
	T_{28}	107.7	°C
	h_{28}	451.5	kJ/kg

4.1.1 Perhitungan Daya Turbin (\dot{W}_T)

Perhitungan Daya *High Pressured Turbin* (HP Turbin)

$$\begin{aligned}\dot{W}_{HPT} &= \dot{m}_1(h_1 - h_2) + (\dot{m}_1 - \dot{m}_2)(h_2 - h_3) + (\dot{m}_1 - \dot{m}_2 - \dot{m}_3)(h_3 - h_4) \\ &\quad + (\dot{m}_1 - \dot{m}_2 - \dot{m}_3 - \dot{m}_4)(h_4 - h_5) + (\dot{m}_1 - \dot{m}_2 - \dot{m}_3 - \dot{m}_4 \\ &\quad - \dot{m}_5)(h_5 - h_6) \\ \dot{W}_{HPT} &= 111.667 \frac{kg}{s} \left(3475 \frac{kJ}{kg} - 3226.1 \frac{kJ}{kg} \right) \\ &\quad + \left(111.667 \frac{kg}{s} - 6.461 \frac{kg}{s} \right) \left(3226.1 \frac{kJ}{kg} - 3090.7 \frac{kJ}{kg} \right) \\ &\quad + \left(111.667 \frac{kg}{s} - 6.461 \frac{kg}{s} - 8.6 \frac{kg}{s} \right) \left(3090.7 \frac{kJ}{kg} - 2960.3 \frac{kJ}{kg} \right) \\ &\quad + \left(111.667 \frac{kg}{s} - 6.461 \frac{kg}{s} - 8.6 \frac{kg}{s} - 2.297 \frac{kg}{s} \right) \left(2960.3 \frac{kJ}{kg} \right. \\ &\quad \left. - 2810.6 \frac{kJ}{kg} \right) \\ &\quad + \left(111.667 \frac{kg}{s} - 6.461 \frac{kg}{s} - 8.6 \frac{kg}{s} - 2.297 \frac{kg}{s} \right. \\ &\quad \left. - 4.4 \frac{kg}{s} \right) \left(2810.6 \frac{kJ}{kg} - 2694.7 \frac{kJ}{kg} \right)\end{aligned}$$

$$\dot{W}_{HPT} = 79172.62 \text{ kW}$$

$$\dot{W}_{HPT} = 79.172 \text{ MW}$$

Perhitungan Daya *Low Pressured Turbin* (LP Turbin)

$$\begin{aligned}\dot{W}_{LPT} &= \dot{m}_7(h_7 - h_8) + (\dot{m}_7 - \dot{m}_8)(h_8 - h_9) + (\dot{m}_7 - \dot{m}_8 - \dot{m}_9)(h_9 - h_{10}) \\ \dot{W}_{LPT} &= 86.96 \frac{kg}{s} \left(2694.7 \frac{kJ}{kg} - 2623.8 \frac{kJ}{kg} \right) \\ &\quad + \left(86.96 \frac{kg}{s} - 4.84 \frac{kg}{s} \right) \left(2623.8 \frac{kJ}{kg} - 2460 \frac{kJ}{kg} \right) \\ &\quad + \left(86.96 \frac{kg}{s} - 4.84 \frac{kg}{s} - 4.37 \frac{kg}{s} \right) \left(2460 \frac{kJ}{kg} - 2281.4 \frac{kJ}{kg} \right)\end{aligned}$$

$$\dot{W}_{LPT} = 33506.2 \text{ kW}$$

$$\dot{W}_{LPT} = 33.506 \text{ MW}$$

Perhitungan Daya Turbin Total

$$\dot{W}_T = \dot{W}_{LPT} + \dot{W}_{HPT}$$

$$\dot{W}_T = (79.172 + 33.506) \text{ MW}$$

$$\dot{W}_T = 112.678 \text{ MW}$$

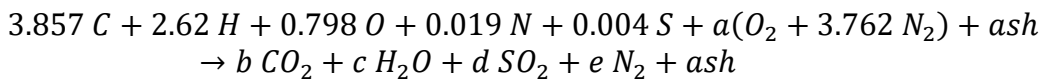
4.1.2 Perhitungan Kebutuhan Bahan Bakar dan Udara

Perhitungan kebutuhan bahan bakar :

Tabel 4.2 Kebutuhan Bahan Bakar

Ultimate Analysis	Jumlah dalam basis massa per 100 kg bahan bakar	Berat molekul (kmol)	Jumlah Molar per Unsur (kmol)
<i>Carbon</i>	46.28	12	3.857
<i>Hydrogen</i>	2.62	1	2.620
<i>Oxygen</i>	12.76	16	0.798
<i>Nitrogen</i>	0.27	14	0.019
<i>Sulphur</i>	0.12	32	0.004
<i>Total Moisture</i>	34.83	-	-
<i>Ash</i>	3.12	-	-

- Reaksi Pembakaran :



- Nilai untuk Setiap Koefisien Unsur Kandungan Bahan Bakar :

$$C \rightarrow b = 3.857$$

$$H \rightarrow 2.62 = 2c$$

$$c = 1.31$$

$$S \rightarrow d = 0.004$$

$$O \rightarrow 0.798 + 2a = (2)(3.857) + (2)(0.004) + 1.31$$

$$a = \frac{(9.032 - 0.798)}{2} = 4.117$$

$$N \rightarrow 0.019 + (4.117)(3.762) = 2e$$

$$e = \frac{15.507}{2} = 7.753$$

- Total kebutuhan oksigen pada pembakaran *standard coal* adalah $O_2 = 4.117$

- Kebutuhan Udara Teoritis (*Theoretical Air*)

Apabila diasumsikan 1 kmol udara mengandung 0.2097 kmol O_2 , maka total kebutuhan udara teoritis adalah :

$$Udara\ Teoritis = (4.117\ kmol\ O_2) \left(\frac{1\ kmol\ air}{0.2097\ kmol\ O_2} \right)$$

$$Udara\ Teoritis = 19.632 \frac{kmol\ air}{kmol\ fuel}$$

- Kebutuhan Udara Kering (*Dry Air*)

Apabila diasumsikan massa molar udara sebesar 28.97 kg udara/kmol udara, maka kebutuhan udara kering (*Dry Air*) adalah :

$$Udara\ kering = \left(19.632 \frac{kmol\ air}{kmol\ fuel} \right) \left(28.97 \frac{kg\ air}{kmol\ air} \right)$$

$$\text{Udara Kering} = 568.762 \frac{\text{kg air}}{100 \text{ kg fuel}}$$

Namun, secara actual pembakaran barubara tidak dapat sempurna jika hanya mengandalkan jumlah kebutuhan oksigen secara teoritis. Agar pembakaran terjadi secara sempurna, dibutuhkan udara dalam jumlah tertentu yang dikenal dengan sebutan *Excess Air*. Maka total kebutuhan udara kering (*Dry Air*) adalah :

$$\text{Excess Air} = 15 \%$$

$$\text{Total Dry Air} = 568.762 \frac{\text{kg air}}{100 \text{ kg fuel}} \left(1 + \frac{15}{100}\right)$$

$$\text{Total Dry Air} = 654.076 \frac{\text{kg air}}{100 \text{ kg fuel}}$$

- **Kebutuhan Udara Aktual (*Actual Air Supplied*)**

Apabila diasumsikan $T_{dry\ blub} = 30^{\circ}\text{C}$ dengan *Relative Humidity* (ϕ) = 80, maka didapatkan *Absolute Humidity* (ω) dari udara aktual adalah sebesar 0.0216. Sehingga total kebutuhan udara aktual (*Actual Air Supplied*) adalah :

$$\text{Udara Aktual} = \left(654.076 \frac{\text{kg air}}{100 \text{ kg fuel}}\right) (1 + 0.0216)$$

$$\text{Udara Aktual} = 668.205 \frac{\text{kg air}}{100 \text{ kg fuel}}$$

- **Air Fuel Ratio (AFR) = $6.7 \frac{\text{kg air}}{\text{kg fuel}}$**

Dengan cara yang sama untuk *Excess Air* (10%, 15%, % dan 25%) perhitungan AFR *based on wet air* didapat masing-masing adalah (AFR 6.4, AFR 6.7, AFR 7 dan AFR 7.3) seperti yang ditunjukkan pada Tabel 4.3. Dengan menggunakan AFR tersebut, maka simulasi performansi pembangkit yang akan dilakukan.

Tabel 4.3 Hasil Perhitungan AFR

<i>Dry Air</i> (kg air/100 kg fuel)	<i>Excess Air</i>	<i>Total Dry Air</i> (kg air/100 kg fuel)	<i>Absolute Humidity</i>	AFR (kg air/kg fuel)
568.762	10	625.6382	0.0216	6.4
568.762	15	654.0763	0.0216	6.7
568.762	20	682.5144	0.0216	7.0
568.762	25	710.9525	0.0216	7.3

Perhitungan kebutuhan udara dengan AFR 6.7 :

$$\dot{m}_{air} = (AFR)(\dot{m}_{fuel})$$

$$\dot{m}_{air} = (6.7)(18.01 \frac{\text{kg}}{\text{s}})$$

$$\dot{m}_{air} = 120.667 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

(*Primary Air : Secondary Air* = 1 : 4.08)

$$\dot{m}_{PA} + \dot{m}_{SA} = \dot{m}_{air}$$

$$1.25\dot{m}_{SA} = 120.667 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$\begin{aligned}\dot{m}_{SA} &= \frac{120.667 \frac{kg}{s}}{1.25} \\ \dot{m}_{SA} &= 96.53 \frac{kg}{s} \\ \dot{m}_{PA} &= 0.25 \dot{m}_{SA} = (0.25)(96.53) \\ \dot{m}_{PA} &= 24.13 \frac{kg}{s}\end{aligned}$$

4.1.3 Perhitungan Daya Pemakaian Sendiri

Perhitungan Daya *Cooling Water Condensate Pump* (CWCP)

$$\dot{m}_{12} = \dot{m}_{11} = 3798.29 \frac{kg}{s}; h_{12} = 126.01 \frac{kJ}{kg}; h_{11} = 125.76 \frac{kJ}{kg}$$

$$\begin{aligned}\dot{W}_{CCWP} &= \frac{\dot{m}(h_{12} - h_{11})}{\eta_{isentropic}} \\ \dot{W}_{CCWP} &= \frac{3798.29 \frac{kg}{s} (126.01 - 125.76) \frac{kJ}{kg}}{0.8} \\ \dot{W}_{CCWP} &= 1186.96 \text{ kW}\end{aligned}$$

Perhitungan Daya *Condensate Extraction Pump* (CEP)

$$\dot{m}_{14} = \dot{m}_{15} = 82.775 \frac{kg}{s}; h_{15} = 175.4 \frac{kJ}{kg}; h_{14} = 173.9 \frac{kJ}{kg}$$

$$\begin{aligned}\dot{W}_{CEP} &= \dot{m}(h_{14} - h_{15}) \\ \dot{W}_{CEP} &= 82.775 \frac{kg}{s} (175.4 - 173.9) \frac{kJ}{kg} \\ \dot{W}_{CEP} &= 124.16 \text{ kW}\end{aligned}$$

Perhitungan Daya *Boiler Feed Pump* (BFP)

$$\dot{m}_{21} = \dot{m}_{20} = 111.667 \frac{kg}{s}; h_{21} = 684.1 \frac{kJ}{kg}; h_{20} = 667.2 \frac{kJ}{kg}$$

$$\begin{aligned}\dot{W}_{BFP} &= \dot{m}(h_{21} - h_{20}) \\ \dot{W}_{BFP} &= 111.667 \frac{kg}{s} (684.1 - 667.2) \frac{kJ}{kg} \\ \dot{W}_{BFP} &= 1887.17 \text{ kW}\end{aligned}$$

Perhitungan *Primary Air Fan* (PA Fan)

$$\begin{aligned}P_{40} &= 1.608 \text{ bar}; T_{40} = 77.44^\circ\text{C}; h_{40} = -35.71 \frac{kJ}{kg}; P_{39} = 1.013 \text{ bar}; T_{39} \\ &= 32.40^\circ\text{C}; h_{39} = -81.28 \frac{kJ}{kg};\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\dot{W}_{PA \text{ Fan}} &= \frac{\dot{m}_{PA}(h_{40} - h_{39})}{\eta_{isentropic, PA}} \\ \dot{W}_{PA \text{ Fan}} &= \frac{24.13 \frac{kg}{s} (-35.71 + 81.28) \frac{kJ}{kg}}{0.954} \\ \dot{W}_{PA \text{ Fan}} &= 1152.62 \text{ kW}\end{aligned}$$

Perhitungan Secondary Air Fan (SA Fan)

$$P_{42} = 1.091 \text{ bar}; T_{42} = 36.85^\circ\text{C}; h_{42} = -76.78 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}; P_{51} = 1.013 \text{ bar}; T_{51}$$

$$= 30^\circ\text{C}; h_{51} = -83.70 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}};$$

$$\dot{W}_{SA \text{ Fan}} = \frac{\dot{m}_{SA} (h_{41} - h_{51})}{\eta_{isentropic, SA}}$$

$$\dot{W}_{SA \text{ Fan}} = \frac{96.53 \frac{\text{kg}}{\text{s}} (-76.78 + 83.7) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}}{0.946}$$

$$\dot{W}_{SA \text{ Fan}} = 706.12 \text{ kW}$$

Perhitungan Induced Draft Fan (ID Fan)

$$P_{38} = 1.12 \text{ bar}; T_{38} = 130.4^\circ\text{C}; h_{38} = -3034.23 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}; P_{37} = 1.03 \text{ bar}; T_{37}$$

$$= 121.3^\circ\text{C}; h_{37} = -3044.06 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}};$$

$$\dot{m}_{ID \text{ Fan}} = \dot{m}_{\text{Bahan bakar}} + \dot{m}_{\text{udara}} = (18.01 + 117.789) \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 135.79 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$\dot{W}_{ID \text{ Fan}} = \frac{\dot{m}_{ID \text{ Fan}} (h_{38} - h_{37})}{\eta_{isentropic, ID}}$$

$$\dot{W}_{ID \text{ Fan}} = \frac{135.79 \frac{\text{kg}}{\text{s}} (-3034.23 + 3044.06) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}}{0.962}$$

$$\dot{W}_{ID \text{ Fan}} = 1387.54 \text{ kW}$$

4.1.4 Perhitungan Performa PLTU 2x110 MW

Perhitungan Daya Pemakaian Sendiri :

$$\dot{W}_{\text{Own Usage}} = \dot{W}_{CCWP} + \dot{W}_{CEP} + \dot{W}_{BFP} + \dot{W}_{PA \text{ Fan}} + \dot{W}_{SA \text{ Fan}} + \dot{W}_{ID \text{ Fan}}$$

$$\dot{W}_{\text{Own Usage}} = (1186.96 + 124.16 + 1887.17 + 1152.62 + 706.12 + 1387.54) \text{ kW}$$

$$\dot{W}_{\text{Own Usage}} = 6444.57 \text{ kW}$$

Perhitungan Efisiensi Neto :

$$\dot{Q}_{\text{Bahan bakar}} = \dot{m}_{\text{Bahan bakar}} \times LHV_{\text{Bahan Bakar}} = \left(18.01 \frac{\text{kg}}{\text{s}}\right) \left(16635.12 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right) = 299598.54 \text{ kW}$$

$$\eta_{\text{neto}} = \frac{\dot{W}_T - \dot{W}_{\text{Own Usage}}}{\dot{Q}_{\text{Bahan bakar}}} \times 100\%$$

$$\eta_{\text{neto}} = \frac{(112678.8 - 6444.57) \text{ kW}}{299598.54 \text{ kW}} \times 100\%$$

$$\eta_{\text{neto}} = 35.45 \%$$

Perhitungan NPHR :

$$NPHR = \frac{\dot{m}_{\text{Bahan bakar}} \times LHV_{\text{Bahan Bakar}}}{\dot{W}_T - \dot{W}_{\text{Own Usage}}}$$

$$NPHR = \frac{\left(18.01 \frac{kg}{s}\right) \left(16635.12 \frac{kJ}{kg}\right) \left(\frac{3600 s}{h}\right) \left(\frac{0.239 kCal}{kJ}\right)}{(112678.8 - 6444.57) kW}$$

$$NPHR = 2426.47 \frac{kCal}{kWh}$$

4.1.5 Perbandingan Hasil Simulasi dengan Perhitungan

Berdasarkan hasil perhitungan dan simulasi Cycle-Tempo yang telah dilakukan, maka didapatkan perbandingan hasil keduanya dalam tabel sebagai berikut :

Tabel 4.4 Perbandingan Hasil Simulasi Cycle-Tempo dan Perhitungan

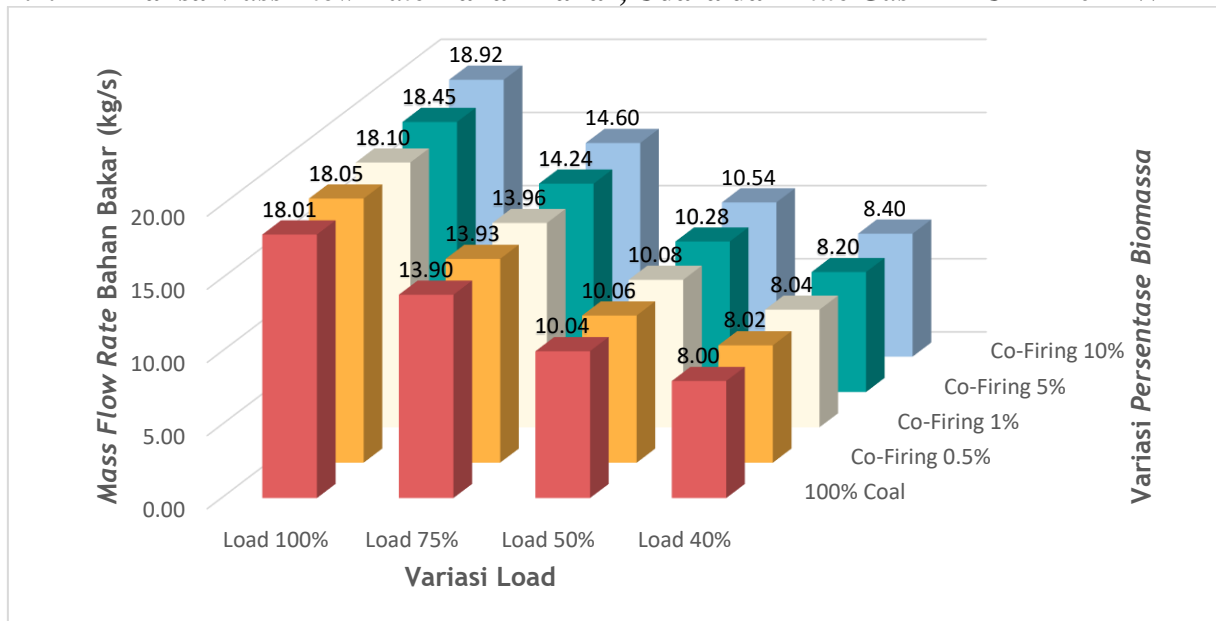
Parameter	Unit	Perhitungan Manual	Cycle Tempo	Deviasi
Daya CCWP	kW	1187	1192.09	0.43%
Daya CEP	kW	124.16	123.77	0.31%
Daya BFP	kW	1887.2	1882.2	0.26%
Daya PA Fan	kW	1152.6	1107.57	3.91%
Daya SA Fan	kW	706.12	692.1	1.99%
Daya ID Fan	kW	1387.5	1388.6	0.08%
Daya Pemakaian Sendiri	kW	6444.6	6386.36	0.90%
\dot{W}_{net}	kW	106162	108129	1.85%
Net Cycle Efficiency	%	35.45	34.58	2.45%
NPHR	kCal/kWh	2426.5	2487.85	2.53%
Rata rata				1.47%

4.2 Hasil Simulasi dan Pembahasan

Berdasarkan validasi perhitungan yang dilakukan, maka dilanjutkan dengan simulasi dengan Cycle-Tempo pada PLTU 2x110 MW. Analisa dilakukan dengan menggunakan bahan bakar batu bara LCR 4200 kcal/kg dan bahan bakar co-firing serbuk kayu dengan variasi (0.5%, 1%, 5% dan 10%) dengan air fuel ratio (AFR 6.4, AFR 6.7, AFR 7 dan AFR 7.3) untuk setiap variasi pembebanan TMCR 100%, 75%, 50% dan 40%.

Hasil simulasi memberikan data terkait perbandingan mass flow rate bahan bakar, udara dan flue gas, perbandingan daya pemakaian sendiri, perbandingan efisiensi neto dan NPHR, serta pengaruh co-firing terhadap peralatan existing PLTU 2x110 MW.

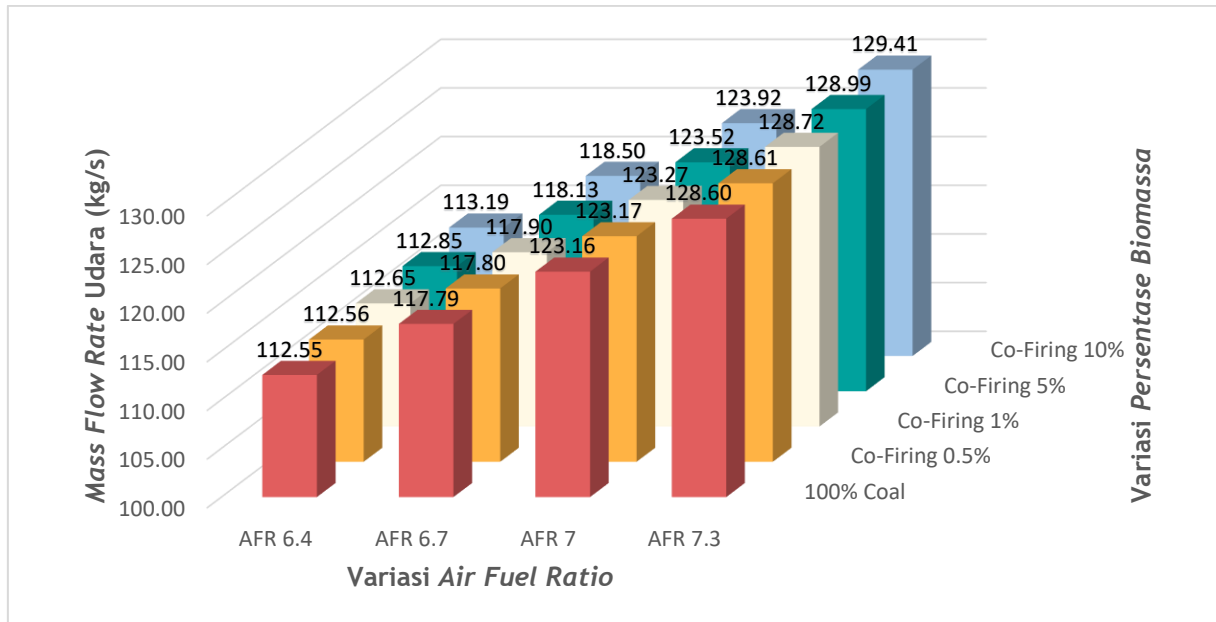
4.2.1 Analisa *Mass Flow Rate* Bahan Bakar, Udara dan *Flue Gas* PLTU 2x110 MW



Gambar 4.2 *Mass Flow Rate* Bahan Bakar dengan Co-Firing Serbuk Kayu terhadap Variasi Beban

Gambar diatas adalah hasil simulasi kebutuhan bahan bakar co-firing serbuk kayu untuk setiap variasi pembebanan. Terlihat bahwa terjadi peningkatan *mass flow rate* bahan bakar yang diperlukan seiring dengan variasi pembebanan yang diberikan. Pada Load 100% *mass flow rate* bahan bakar meningkat dari co-firing 0,5% sebesar 18.05 kg/s, co-firing 1% sebesar 18.10 kg/s, co-firing 5% sebesar 18.45 kg/s, dan co-firing 10% sebesar 18.92 kg/s. Pada Load 75% *mass flow rate* bahan bakar meningkat dari co-firing 0,5% sebesar 13.93 kg/s, co-firing 1% sebesar 13.96 kg/s, co-firing 5% sebesar 14.24 kg/s, dan co-firing 10% sebesar 14.60 kg/s. Pada Load 50% *mass flow rate* bahan bakar meningkat dari co-firing 0,5% sebesar 10.06 kg/s, co-firing 1% sebesar 10.08 kg/s, co-firing 5% sebesar 10.28 kg/s, dan co-firing 10% sebesar 10.54 kg/s. Pada Load 40% *mass flow rate* bahan bakar meningkat dari co-firing 0,5% sebesar 8.02 kg/s, co-firing 1% sebesar 8.04 kg/s, co-firing 5% sebesar 8.20 kg/s, dan co-firing 10% sebesar 8.40 kg/s.

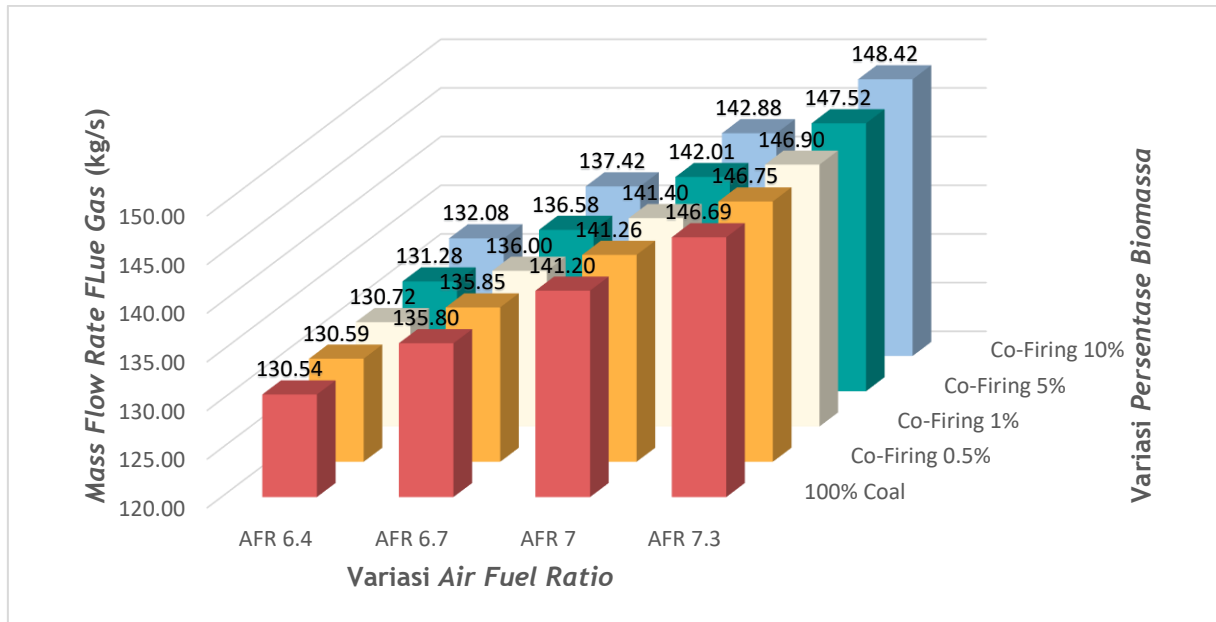
Peningkatan kebutuhan bahan bakar disebabkan oleh penurunan *Low Heating Value* (LHV) dari bahan bakar co-firing serbuk kayu yang dihasilkan. Nilai LHV co-firing serbuk kayu sendiri lebih kecil dari 100% coal. Sehingga untuk memenuhi daya output pembangkit yang diinginkan, maka diperlukan lebih banyak bahan bakar untuk mencapai energi yang sama dengan kondisi *baseline*. Penurunan kebutuhan bahan bakar juga terjadi seiring dengan penurunan pembebanan dari 100% ke 40%. Hal tersebut dikarenakan pengurangan pembebanan juga berarti mengurangi energi yang dibutuhkan. Energi yang dibutuhkan menurun maka bahan bakar yang dibutuhkan juga menurun.



Gambar 4.3 *Mass Flow Rate* Udara dengan Co-Firing Serbuk Kayu terhadap Variasi *Air Fuel Ratio*

Gambar diatas adalah hasil simulasi *mass flow rate* udara yang dihasilkan oleh PA fan dan SA fan untuk setiap variasi AFR. Terlihat bahwa terjadi peningkatan *mass flow rate* udara yang diperlukan seiring dengan variasi AFR dan rasio co-firing yang diberikan. Pada AFR 6.4 *mass flow rate* udara dengan co-firing 0.5%,1%, 5% dan 10% masing-masing adalah 112.56 kg/s, 112.65 kg/s, 112.85 kg/s, dan 113.19 kg/s. Pada AFR 6.7 *mass flow rate* udara dengan co-firing 0.5%,1%, 5% dan 10% masing-masing adalah 117.8 kg/s, 117.9 kg/s, 118.13 kg/s, dan 118.5 kg/s. Pada AFR 7 *mass flow rate* udara dengan co-firing 0.5%,1%, 5% dan 10% masing-masing adalah 123.17 kg/s, 123.27 kg/s, 123.52 kg/s, dan 123.92 kg/s. Pada AFR 7.3 *mass flow rate* udara dengan co-firing 0.5%,1%, 5% dan 10% masing-masing adalah 128.61 kg/s, 128.72 kg/s, 128.99 kg/s, dan 129.41 kg/s.

Peningkatan kebutuhan udara ketika rasio co-firing meningkat seiring dengan peningkatan AFR dipengaruhi oleh kebutuhan bahan bakar. AFR sendiri adalah perbandingan jumlah kebutuhan udara dengan kebutuhan bahan bakar. Artinya semakin tinggi nilai AFR yang digunakan, semakin tinggi pula kebutuhan udara yang dibutuhkan akibat peningkatan kebutuhan bahan bakar yang diperlukan pada pencampuran biomassa dan co-firing serbuk kayu.

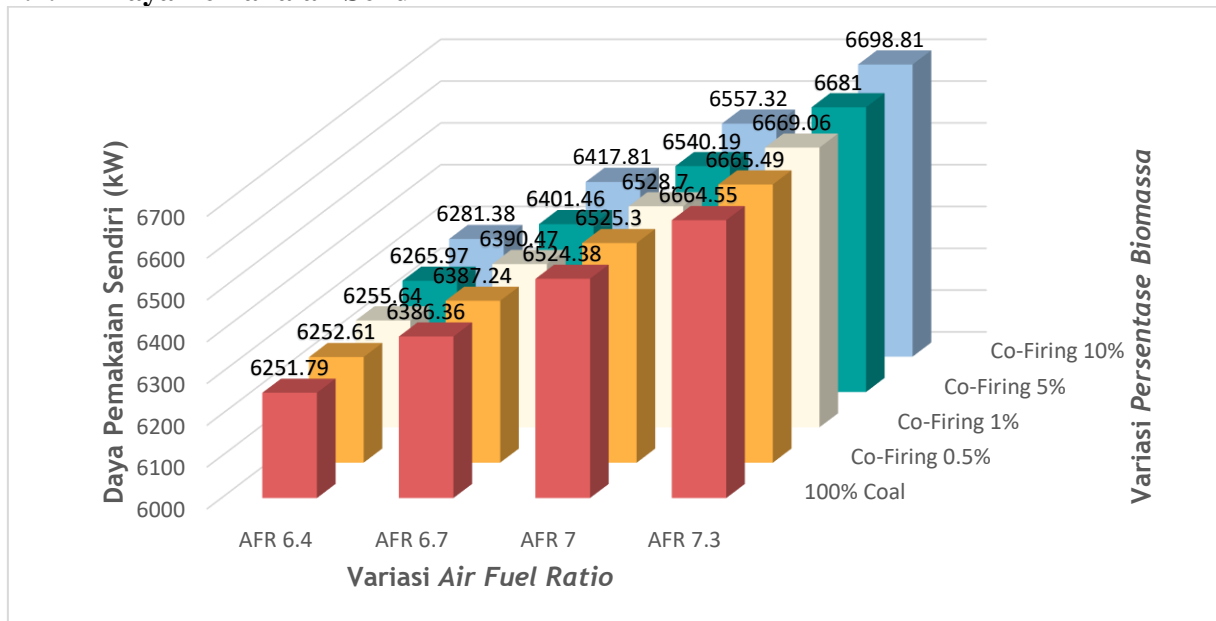


Gambar 4.4 *Mass Flow Rate Fuel Gas* dengan Co-Firing Serbuk Kayu terhadap Variasi Air Fuel Ratio

Gambar diatas adalah hasil simulasi *mass flow rate* fuel gas yang dihasilkan untuk setiap variasi AFR. Terlihat bahwa terjadi peningkatan *mass flow rate* fuel gas yang diperlukan seiring dengan variasi AFR yang diberikan dan terjadi penurunan seiring dengan meningkatnya rasio co-firing. Pada AFR 6.4 *mass flow rate fuel gas* dengan co-firing 0.5%,1%, 5% dan 10% masing-masing adalah 130.59 kg/s, 130.72 kg/s, 131.28 kg/s, dan 132.08 kg/s. Pada AFR 6.7 *mass flow rate fuel gas* dengan co-firing 0.5%,1%, 5% dan 10% masing-masing adalah 135.85 kg/s, 136 kg/s, 136.58 kg/s, dan 137.42 kg/s. Pada AFR 7 *mass flow rate fuel gas* dengan co-firing 0.5%,1%, 5% dan 10% masing-masing adalah 141.26 kg/s, 141.4 kg/s, 142.01 kg/s dan 142.88 kg/s. Pada AFR 7.3 *mass flow rate fuel gas* dengan co-firing 0.5%,1%, 5% dan 10% masing-masing adalah 146.75 kg/s, 146.9 kg/s, 147.52 kg/s, dan 148.42 kg/s.

Peningkatan fuel gas merupakan hasil substitusi antara kebutuhan bahan bakar dan kebutuhan udara. Sehingga peningkatan flue gas yang dihasilkan secara keseluruhan dipengaruhi oleh peningkatan kebutuhan bahan bakar dan kebutuhan udara.

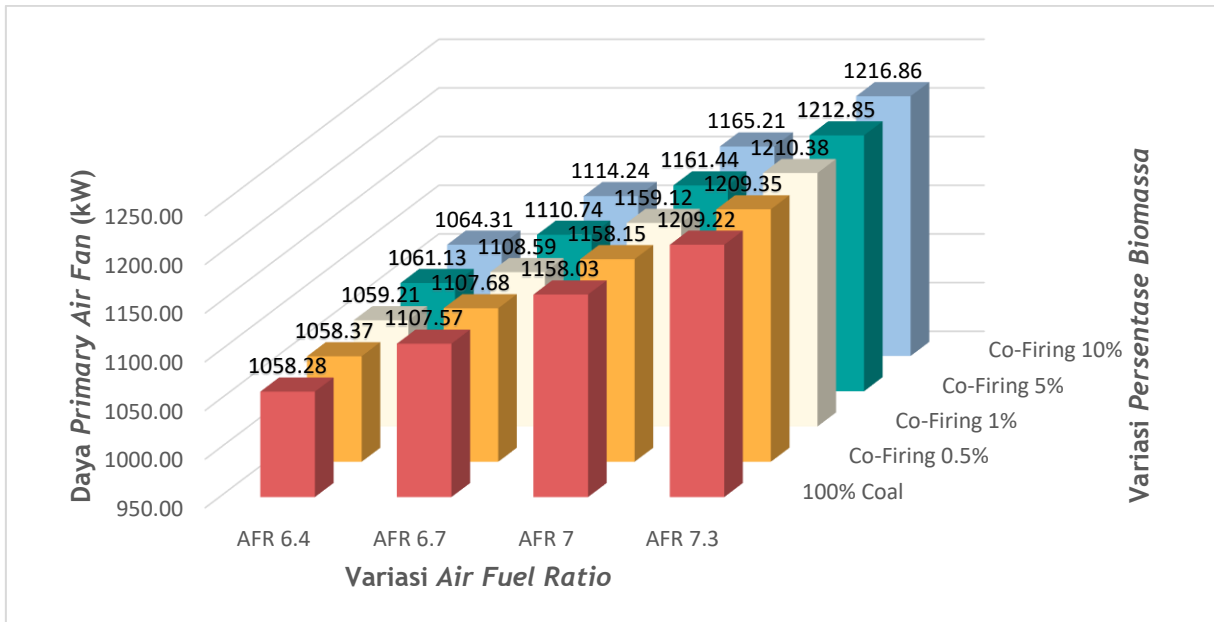
4.2.2 Daya Pemakaian Sendiri



Gambar 4.5 Daya Pemakaian Sendiri Co-Firing Serbuk Kayu terhadap Variasi Air Fuel Ratio

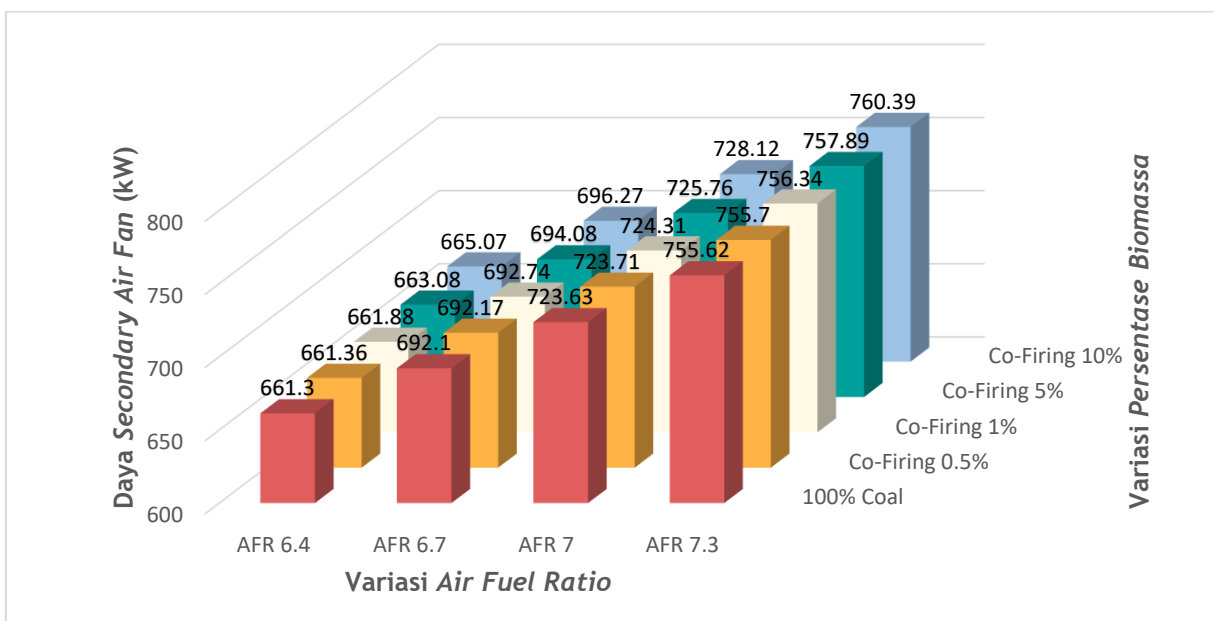
Gambar diatas adalah hasil simulasi daya pemakaian sendiri dari komponen auxiliary PLTU 2x110 MW untuk setiap variasi rasio co-firing dan AFR. Terlihat bahwa terjadi peningkatan daya pemakaian sendiri yang diperlukan seiring dengan meningkatnya variasi AFR dan rasio co-firing diberikan. Pada AFR 6.4 daya pemakaian sendiri yang diperlukan dengan co-firing 0.5%,1%, 5% dan 10% masing-masing adalah 6252.61 kW, 6255.64 kW, 6265.97 kW dan 6281.38 kW. Pada AFR 6.7 daya pemakaian sendiri yang diperlukan dengan co-firing 0.5%,1%, 5% dan 10% masing-masing adalah 6387.24 kW, 6390.47 kW, 6401.46 kW dan 6417.81 kW. Pada AFR 7 daya pemakaian sendiri yang diperlukan dengan co-firing 0.5%,1%, 5% dan 10% masing-masing adalah 6525.3 kW, 6528.7 kW, 6540.19 kW, dan 6557.32 kW. Pada AFR 7.3 daya pemakaian sendiri yang diperlukan dengan co-firing 0.5%,1%, 5% dan 10% masing-masing adalah 6665.49 kW, 6669.06 kW, 6681 kW dan 6698.81 kW.

Peningkatan daya pemakaian sendiri disebabkan oleh peningkatan daya pemakian PA Fan, SA Fan, dan ID fan, serta pompa. Dengan adanya pencampuran batu bara dan biomassa berdampak pada komponen tersebut dalam komsumsi daya pemakaian agar dapat beroperasi dengan optimal.



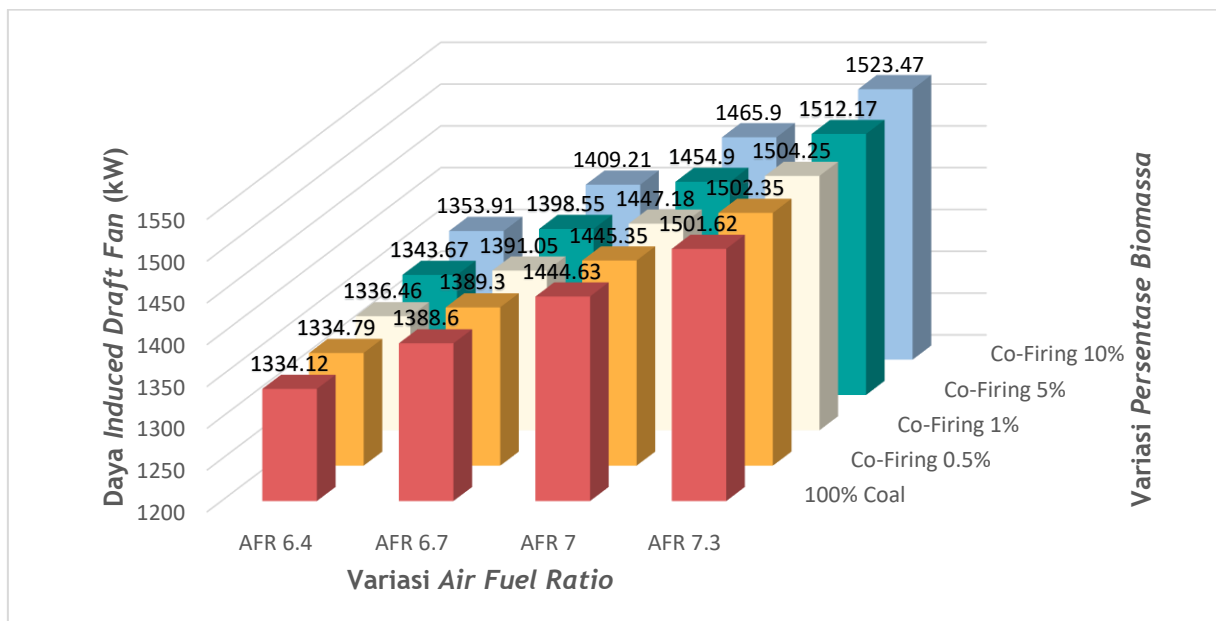
Gambar 4.6 Daya *Primary Air Fan* Co-Firing Serbuk Kayu terhadap Variasi *Air Fuel Ratio*

Gambar diatas adalah hasil simulasi daya *primary air fan* dari komponen auxiliary PLTU 2x110 MW untuk setiap variasi rasio co-firing dan AFR. Terlihat bahwa terjadi peningkatan daya *primary air fan* yang diperlukan seiring dengan meningkatnya variasi AFR dan rasio co-firing yang diberikan. Pada AFR 6.4 daya PA fan yang diperlukan dengan co-firing 0.5%,1%, 5% dan 10% masing-masing adalah 1058.37 kW, 1059.21 kW, 1061.13 kW dan 1064.31 kW. Pada AFR 6.7 daya PA fan yang diperlukan dengan co-firing 0.5%,1%, 5% dan 10% masing-masing adalah 1107.68 kW, 1108.59 kW, 1110.74 kW dan 1114.24 kW. Pada AFR 7 daya PA fan yang diperlukan dengan co-firing 0.5%,1%, 5% dan 10% masing-masing adalah 1158.15 kW, 1159.12 kW, 1161.44 kW dan 1165.21 kW. Pada AFR 7.3 daya PA fan yang diperlukan dengan co-firing 0.5%,1%, 5% dan 10% masing-masing adalah 1209.35 kW, 1210.38 kW, 1212.85 kW, dan 1216.86 kW.



Gambar 4.7 Daya *Secondary Air Fan* Co-Firing Serbuk Kayu terhadap Variasi *Air Fuel Ratio*

Gambar diatas adalah hasil simulasi daya *secondary air fan* dari komponen auxiliary PLTU 2x110 MW untuk setiap variasi rasio co-firing dan AFR. Terlihat bahwa terjadi peningkatan daya *secondary fan* yang diperlukan seiring dengan meningkatnya variasi AFR dan rasio co-firing yang diberikan. Pada AFR 6.4 daya SA fan yang diperlukan dengan co-firing 0.5%,1%, 5% dan 10% masing-masing adalah 661.36 kW, 661.88 kW, 663.08 kW dan 665.07 kW. Pada AFR 6.7 daya SA fan yang diperlukan dengan co-firing 0.5%,1%, 5% dan 10% masing-masing adalah 692.17 kW, 692.74 kW, 694.08 kW dan 696.27 kW. Pada AFR 7 daya SA fan yang diperlukan dengan co-firing 0.5%,1%, 5% dan 10% masing-masing adalah 723.71 kW, 724.31 kW, 725.76 kW dan 728.12 kW. Pada AFR 7.3 daya SA fan yang diperlukan dengan co-firing 0.5%,1%, 5% dan 10% masing-masing adalah 755.7 kW, 756.34 kW, 757.89 kW, dan 760.39 kW.

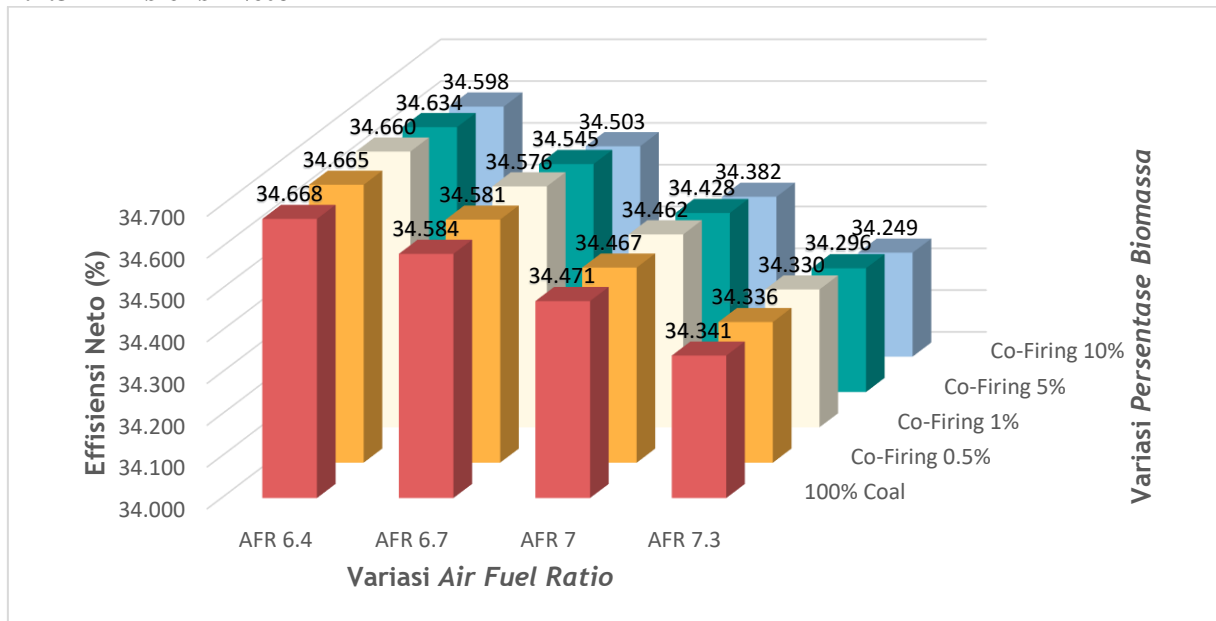


Gambar 4.8 Daya *Induced Draft Fan* Co-Firing Serbuk Kayu terhadap Variasi *Air Fuel Ratio*

Gambar diatas adalah hasil simulasi daya *Induced Draft fan* dari komponen auxiliary PLTU 2x110 MW untuk setiap variasi rasio co-firing dan AFR. Terlihat bahwa terjadi peningkatan daya *Induced Draft fan* yang diperlukan seiring dengan meningkatnya variasi AFR dan rasio co-firing yang diberikan. Pada AFR 6.4 daya ID fan yang diperlukan dengan co-firing 0.5%,1%, 5% dan 10% masing-masing adalah 1334.79 kW, 1336.46 kW, 1343.67 kW dan 1353.91 kW. Pada AFR 6.7 daya ID fan yang diperlukan dengan co-firing 0.5%,1%, 5% dan 10% masing-masing adalah 1389.3 kW, 1391.05 kW, 1398.55 kW dan 1409.91 kW. Pada AFR 7 daya ID fan yang diperlukan dengan co-firing 0.5%,1%, 5% dan 10% masing-masing adalah 1445.35 kW, 1447.18 kW, 1454.9 kW dan 1465.9 kW. Pada AFR 7.3 daya ID fan yang diperlukan dengan co-firing 0.5%,1%, 5% dan 10% masing-masing adalah 1502.35 kW, 1504.25 kW, 1512.17 kW, dan 1523.47 kW.

Fungsi dari PA Fan dan SA Fan sendiri adalah untuk menyuplai udara ke boiler sebagai *mass flow rate* udara. Terjadinya peningkatan daya PA Fan dan SA Fan disebabkan karena kebutuhan udara primer dan udara sekunder yang meningkat seiring dengan peningkatan AFR dan rasio *rasio-cofiring*. Sementara itu, daya ID Fan mengalami peningkatan akibat *mass flow rate flue gas* yang meningkat seiring seiring peningkatan AFR dan rasio *co-firing*.

4.2.3 Efisiensi Neto

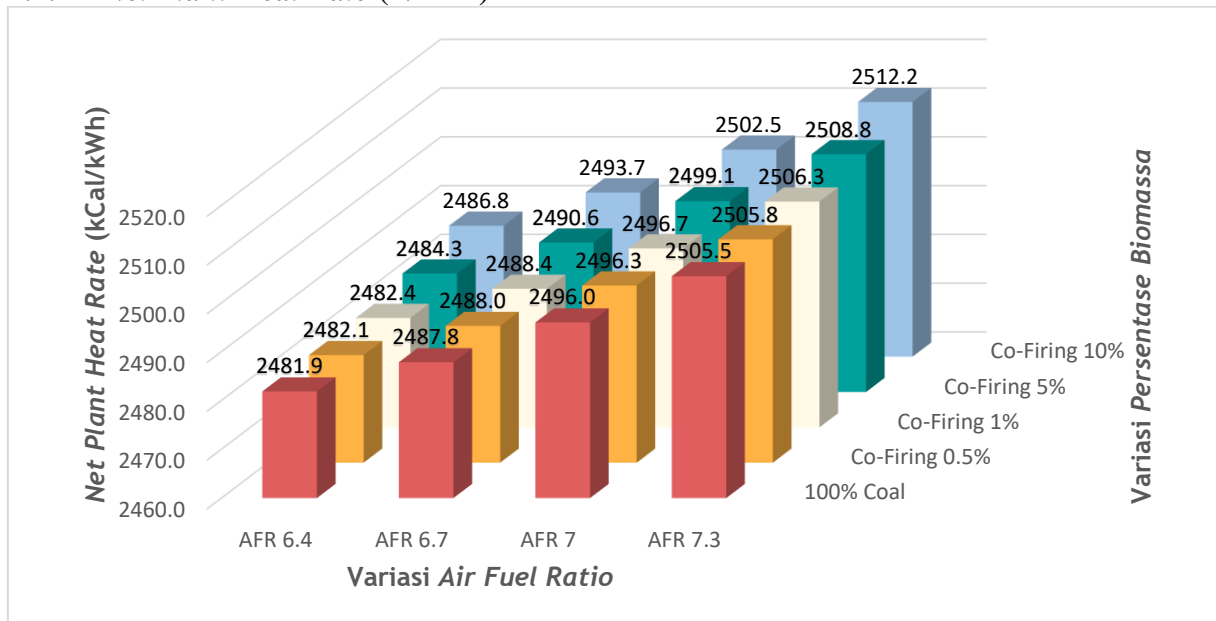


Gambar 4.9 Efisiensi Neto Co-Firing Serbuk Kayu terhadap Variasi Air Fuel Ratio

Gambar diatas adalah hasil simulasi daya efisiensi neto PLTU 2x110 MW untuk setiap variasi rasio co-firing dan AFR. Terlihat bahwa terjadi penurunan efisiensi neto yang dihasilkan seiring dengan meningkatnya variasi AFR dan rasio *co-firing* yang diberikan. Pada AFR 6.4 efisiensi neto yang dihasilkan dengan co-firing 0.5%,1%, 5% dan 10% masing-masing adalah 34.665%, 34.66%, 34.634% dan 34.598%. Pada AFR 6.7 efisiensi neto yang diperlukan dengan co-firing 0.5%,1%, 5% dan 10% masing-masing adalah 34.581%, 34.576%, 34.545% dan 34.503%. Pada AFR 7 efisiensi neto yang dihasilkan dengan co-firing 0.5%,1%, 5% dan 10% masing-masing adalah 34.467%, 34.462%, 34.428% dan 34.382%. Pada AFR 7.3 efisiensi neto dengan co-firing 0.5%,1%, 5% dan 10% masing-masing adalah 34.336%, 34.33%, 34.296% dan 34.249%.

Penurunan nilai efisiensi neto disebabkan oleh peningkatan daya pemakaian sendiri dari komponen *auxiliary* pembangkit, seperti fan dan pompa yang semakin besar seiring dengan peningkatan variasi AFR dan rasio *co-firing* yang diberikan.

4.2.4 Net Plant Heat Rate (NPHR)



Gambar 4.10 NPHR Co-Firing Serbuk Kayu terhadap Variasi Air Fuel Ratio

Gambar diatas adalah hasil simulasi NPHR dari PLTU 2x110 MW untuk setiap variasi rasio co-firing dan AFR. Terlihat bahwa terjadi kenaikan NPHR yang dihasilkan seiring dengan meningkatnya variasi AFR dan rasio *co-firing* yang diberikan. Pada AFR 6.4 nilai NPHR yang dihasilkan dengan co-firing 0.5%,1%, 5% dan 10% masing-masing adalah 2482.1 kcal/kWh, 2482.4 kcal/kWh, 2484.3 kcal/kWh dan 2486.8 kcal/kWh . Pada AFR 6.7 nilai NPHR yang dihasilkan dengan co-firing 0.5%,1%, 5% dan 10% masing-masing adalah 2488 kcal/kWh, 2488.4 kcal/kWh, 2490.6 kcal/kWh dan 2493.7 kcal/kWh . Pada AFR 7 nilai NPHR yang dihasilkan dengan co-firing 0.5%,1%, 5% dan 10% masing-masing adalah 2496.3 kcal/kWh, 2496.7 kcal/kWh, 2499.1 kcal/kWh dan 2502.5 kcal/kWh . Pada AFR 7.3 nilai NPHR yang dihasilkan dengan co-firing 0.5%,1%, 5% dan 10% masing-masing adalah 2505.8 kcal/kWh, 2506.3 kcal/kWh, 2508.8 kcal/kWh dan 2512.2 kcal/kWh .

Net plant heat rate (NPHR) berbanding terbalik dengan efisiensi neto, dimana peningkatan nilai NPHR disebabkan oleh adanya kenaikan pada daya pemakaian sendiri pada komponen *auxiliary* pembangkit. Semakin besar daya pemakain sendiri yang dibutuhkan, maka semakin besar juga nilai NPHR yang dihasilkan. Jika NPHR suatu pembangkit yang dihasilkan semakin tinggi, maka biaya pokok produksi (BPP) yang harus dikeluarkan menjadi lebih besar. Oleh sebab itu semakin kecil NPHR suatu pemnagkit dapat dikatakan akan semakin bagus.

4.2.5 Pengaruh Air Fuel Ratio (AFR) Aktual Lebih Kecil dari Teoritis

Berdasarkan hasil simulasi yang dilakukan, apabila kebutuhan udara aktual pembakaran lebih kecil dari kebutuhan udara teoritis mengakibatkan terjadinya penurunan daya pemakaian komponen pembangkit sendiri sehingga berdampak pada peningkatan efisiensi neto pembangkit. Namun hal ini bertentangan dengan kondisi aktual yang ada. Apabila ditinjau berdasarkan mekanisme pembakaran (tidak dapat dijelaskan secara termodinamika) bahwa *air fuel* ratio aktual lebih kecil dari teoritis akan mengakibatkan naiknya rasio bahan bakar yang tidak terbakar. Hal tersebut menyebabkan pembakaran yang terjadi menjadi tidak sempurna. Panas yang dilepaskan dari hasil proses pembakaran akan menjadi lebih kecil. Akibatnya efisiensi termal dari pembangkit mengalami penurunan. Oleh sebab itu, pada kenyataannya kebutuhan udara pembakaran aktual diambil selalu lebih besar dari kebutuhan udara teoritis.

4.2.6 Analisa Kemampuan Konsisi *Existing* Peralatan: PA Fan, SA Fan dan ID Fan

Tabel 4.5 Kemampuan *Primary Air Fan*

% Kapasitas <i>Primary Air Fan</i>				
	Load 100%	Load 75%	Load 50%	Load 40%
As Received 100% Coal	99.73%	98.69%	97.78%	97.23%
99.5% Coal + 0.5%SK	99.80%	98.75%	98.82%	97.26%
99% Coal + 1% SK	100.37%	100.19%	100.13%	99.52%
95% Coal + 5% SK	100.63%	100.39%	100.28%	100.64%
90% Coal + 10% SK	102.05%	101.71%	100.51%	101.83%

Gambar diatas adalah tabel hasil simulasi kapasitas PA Fan dari setiap pembebanan terhadap rasio *co-firing* dibandingkan dengan data refrence pembangkit. Jika *calculated capacity* berada pada <85% maka peralatan aman dan dapat beroperasi dengan “*normal*”. Jika *calculated capacity* berada pada >100% maka peralatan masih dapat beroperasi namun dalam kondisi “*warning*”.

Dari tabel di atas terlihat bahwa pembebanan 100%,75%,50% dan 40% dengan variasi rasio biomassa baseline, 1%, 5% dan 10% berada pada >100% dari kapasitas maksimum, artinya PA Fan masih dapat beroperasi dalam kondisi tidak aman/unsafe.

Tabel 4.6 Kemampuan *Secondary Air Fan*

% Kapasitas <i>Secondary Air Fan</i>				
	Load 100%	Load 75%	Load 50%	Load 40%
As Received 100% Coal	99.63%	98.63%	97.72%	97.33%
99.5% Coal + 0.5%SK	99.75%	98.72%	98.81%	97.21%
99% Coal + 1% SK	100.35%	100.11%	100.09%	99.55%
95% Coal + 5% SK	100.53%	100.36%	100.21%	100.64%
90% Coal + 10% SK	102.01%	101.65%	100.47%	101.73%

Gambar diatas adalah tabel hasil simulasi kapasitas SA Fan dari setiap pembebanan terhadap rasio *co-firing* dibandingkan dengan data refrence pembangkit. Jika *calculated capacity* berada pada <85% maka peralatan aman dan dapat beroperasi dengan “*normal*”. Jika *calculated capacity* berada pada >100% maka peralatan masih dapat beroperasi namun dalam kondisi “*warning*”.

Dari tabel di atas terlihat bahwa pembebanan 100%,75%,50% dan 40% dengan variasi rasio biomassa baseline, 1%, 5% dan 10% berada pada >100% dari kapasitas maksimum, artinya SA Fan masih dapat beroperasi dalam kondisi tidak aman/unsafe.

Tabel 4.7 Kemampuan *Induced Draft Fan*

% Kapasitas <i>Induced Draft Fan</i>				
	Load 100%	Load 75%	Load 50%	Load 40%
As Received 100% Coal	99.93%	99.79%	98.76%	97.23%
99.5% Coal + 0.5%SK	99.99%	99.77%	99.84%	98.22%
99% Coal + 1% SK	100.67%	100.5%	100.4%	99.52%
95% Coal + 5% SK	100.73%	100.79%	100.58%	100.74%
90% Coal + 10% SK	102.15%	101.87%	101.43%	101.63%

Gambar diatas adalah tabel hasil simulasi kapasitas ID Fan dari setiap pembebanan terhadap rasio *co-firing* dibandingkan dengan data refrence pembangkit. Jika *calculated capacity* berada pada <85% maka peralatan aman dan dapat beroperasi dengan “*normal*”. Jika *calculated capacity* berada pada >100% maka peralatan masih dapat beroperasi namun dalam kondisi “*warning*”.

Dari tabel di atas terlihat bahwa pembebanan 100%,75%,50% dan 40% dengan variasi rasio biomassa baseline, 1%, 5% dan 10% berada pada >100% dari kapasitas maksimum, artinya ID Fan masih dapat beroperasi dalam kondisi tidak aman/unsafe.

BAB V KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Berdasarkan hasil analisis yang telah dilakukan pada penelitian ini, didapatkan kesimpulan adalah sebagai berikut :

1. Hasil simulasi Cycle-Tempo PLTU 2x110 MW dengan variasi beban dan variasi persentase biomassa menunjukkan perubahan pada kebutuhan bahan bakar total co-firing. Co-firing dengan penggunaan kebutuhan bahan bakar tertinggi pada Load 100% dengan co-firing 10% sebesar 18.92 kg/s. Co-firing dengan penggunaan kebutuhan bahan bakar terendah pada Load 40% dengan co-firing 0,5% sebesar 8.4 kg/s.
2. Peningkatan variasi persentase biomassa dan variasi *air fuel ratio* akan menurunkan efisiensi neto dan akan menaikkan NPHR. Co-firing dengan penggunaan efisiensi neto tertinggi pada AFR 6.4 dengan co-firing 0.5% sebesar 34.665%. Co-firing dengan penggunaan efisiensi neto terendah pada AFR 7.3 dengan co-firing 10% sebesar 34.249%. Co-firing dengan penggunaan nilai NPHR tertinggi pada AFR 7.3 dengan co-firing 10% sebesar 2512.2 kcal/kWh. Co-firing dengan penggunaan nilai NPHR terendah pada AFR 6.4 dengan co-firing 0.5% sebesar 2482.1 kcal/kWh.
3. Peningkatan variasi persentase biomassa dan variasi *air fuel ratio* akan meningkatkan daya pemakaian sendiri terhadap komponen auxiliary PLTU 2x110 MW. Co-firing dengan penggunaan daya pemakaian sendiri tertinggi pada AFR 7.3 dengan co-firing 10% sebesar 6698.81 kW. Co-firing dengan penggunaan daya pemakaian sendiri terendah pada AFR 6.4 dengan co-firing 0.5% sebesar 6251.79 kW.
4. Hasil perhitungan dan analisis kemampuan peralatan eksisting PA fan, SA fan dan ID Fan hasil simulasi Cycle-Tempo dibandingkan dengan kapasitas maksimum equipment reference, didapatkan bahwa semua peralatan masih dapat beroperasi, namun terdapat beberapa peralatan masuk dalam kategori tidak aman/unsafe. Peralatan yang termasuk tidak aman/unsafe adalah PA fan, SA fan dan ID fan pada variasi pembenanan 100%, 75%, 50% dan 40% dengan variasi rasio biomassa baseline, 1%, 5% dan 10%.

5.2 Saran

Adapun saran yang dapat dilakukan untuk penelitin lebih lanjut, adalah sebagai berikut :

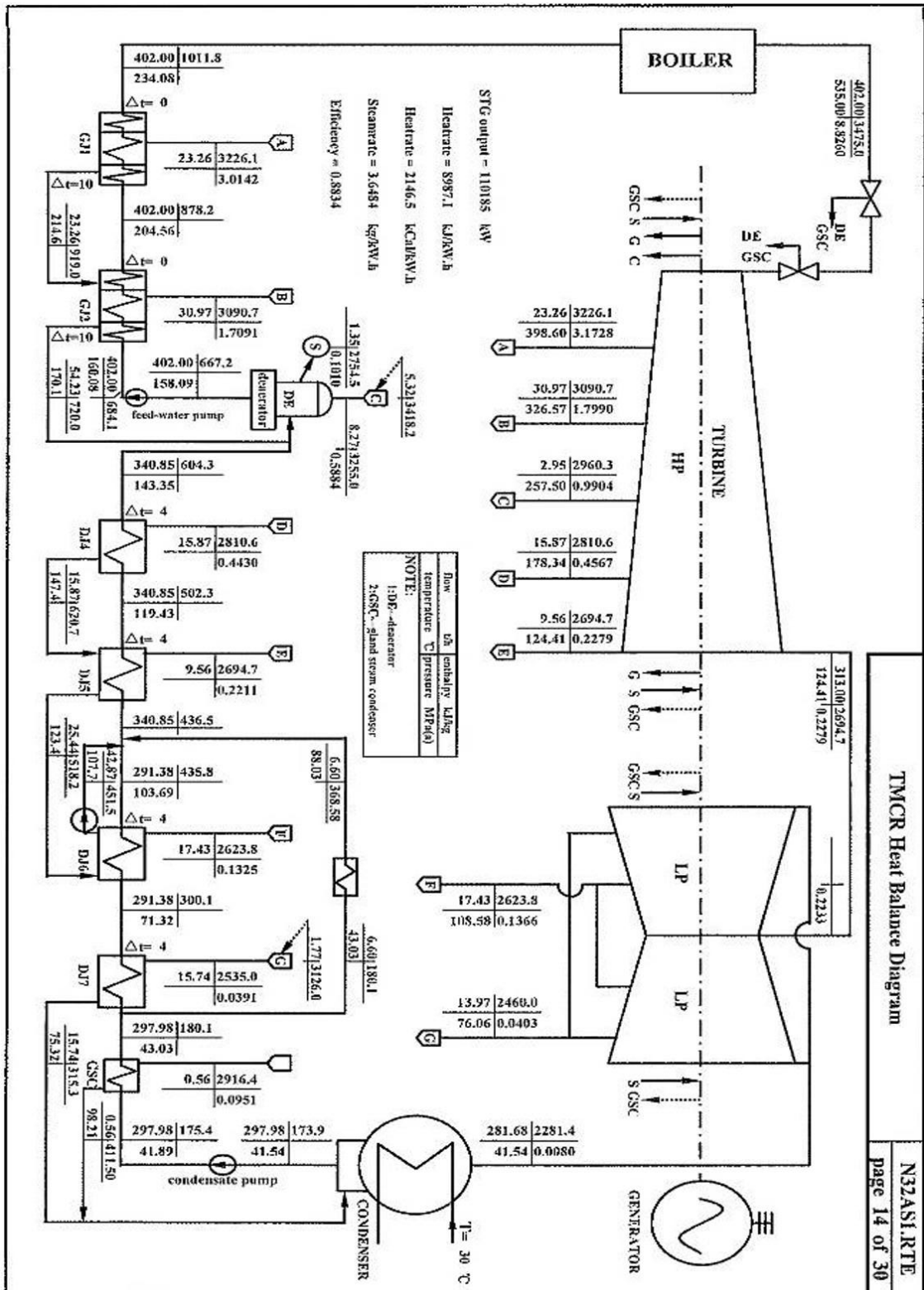
1. Adanya analisis terhadap pengaruh penggunaan bahan bakar co-firing dengan biomassa yang memiliki heating value lebih tinggi
2. Adanya analisis terhadap pengaruh *slagging index* dari bahan bakar yang digunakan untuk mengetahui adanya potensi terbentuknya *slagging* dan *fouling*.

DAFTAR PUSTAKA

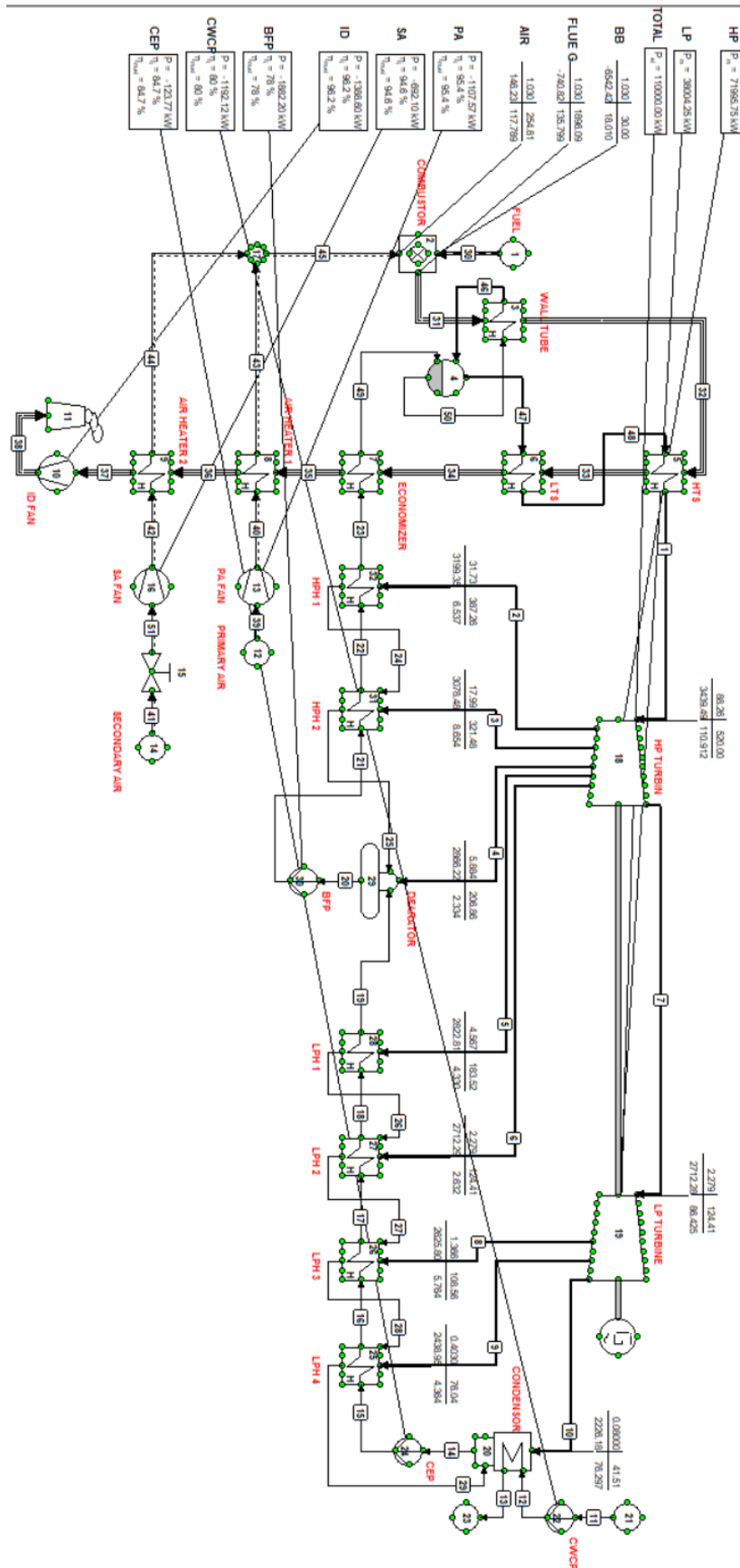
- ASIMPTOTE. 2013. Cycle Tempo Reference Guide. HeeswijkDinther: ASIMPTOTE
- El-Wakil, M. M. (1985). Powerplant Technology. In *Google Books*. McGraw-Hill.
- ESDM, K. (2020). Statistik ketenagalistrikan 2019. https://Gatrik.Esdm.Go.Id/Frontend/Download_Index?Kode_Catagory=Statistik., 33(9), 1689–1699.
- Moran, M. J., Shapiro, H. N., Boettner, D. D., & Bailey, M. B. (2018). *Fundamentals of engineering thermodynamics*. John Wiley & Sons, Inc.
- Mun, T.-Y., Tumsa, T. Z., Lee, U., & Yang, W. (2016). Performance evaluation of co-firing various kinds of biomass with low rank coals in a 500 MWe coal-fired power plant. *Energy*, 115, 954–962. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2016.09.060>
- Prabir Basu. (2015). *Circulating fluidized bed boilers : design, operation and maintenance*. Springer.
- PT PLN. (2021). Rencana Usaha Penyediaan Tenaga Listrik (RUPTL) PT PLN (Persero) 2021-2030. Keputusan Menteri ESDM No 188.K/HK.02/MEM.L/2021. *Rencana Usaha Penyediaan Tenaga Listrik 2021-2030*, 2019–2028.
- Ramadhanti, N. D., & Putra, A. B. K. (2020). Simulasi Cycle Tempo Pengaruh Kondisi Operasi HPH Off Service terhadap Performa PLTU Paiton Unit 9. *Jurnal Teknik ITS*, 8(2). <https://doi.org/10.12962/j23373539.v8i2.46629>
- Sarkar, D. K. (2015). *Thermal power plant : design and operation*. Elsevier.
- Surjosatyo, A. (2018). *Penelitian dan Pengembangan Gasifikasi Biomassa Bergerak (Mobile Gasifier)*. Lemtek Universitas Indonesia.
- Tambunan, J. J. (2021). *Simulasi Cycle Tempo Pengaruh Rasio Co-firing dan Variasi Biomassa Terhadap Performa PLTU Kapasitas 695.7 MW*. Surabaya. Institut Teknologi Sepuluh Nopember.
- Tanbar, F., Purba, S., Samsudin, A., Supriyanto, E., Aditya, I., Pln, P., Penelitian, P., & Ketenagalistikan, P. (2021). Analisa Karakteristik Pengujian Co-Firing Biomassa Sawdust Pada Pltu Type Pulverized Coal Boiler Sebagai Upaya Bauran Renewable Energy. *Jurnal Offshore*, 5(2), 2549–8681. https://ejournal.up45.ac.id/index.php/Jurnal_OFFSHORE/article/download/928/673
- Yudisaputro, H., Caesarendra, W., Yuniarto, M. N., & Yohanes. (2021). A study on the Performance and Reliability Effect of Low-Rank Coal to the Steam Power Plant. *Journal of Physics: Conference Series*, 1845(1), 012053. <https://doi.org/10.1088/1742-6596/1845/1/012053>

LAMPIRAN

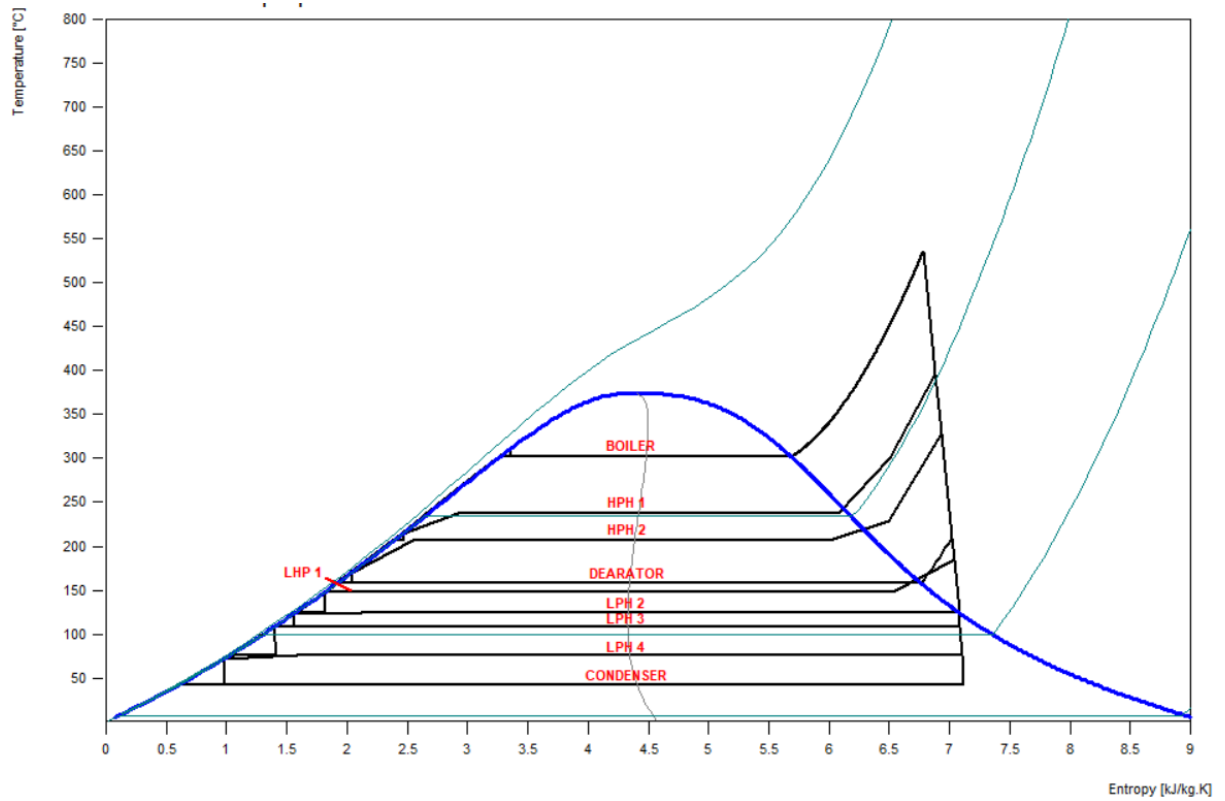
HEAT BALANCE DIAGRAM PLTU KALTIM TELUK 2x110 MW



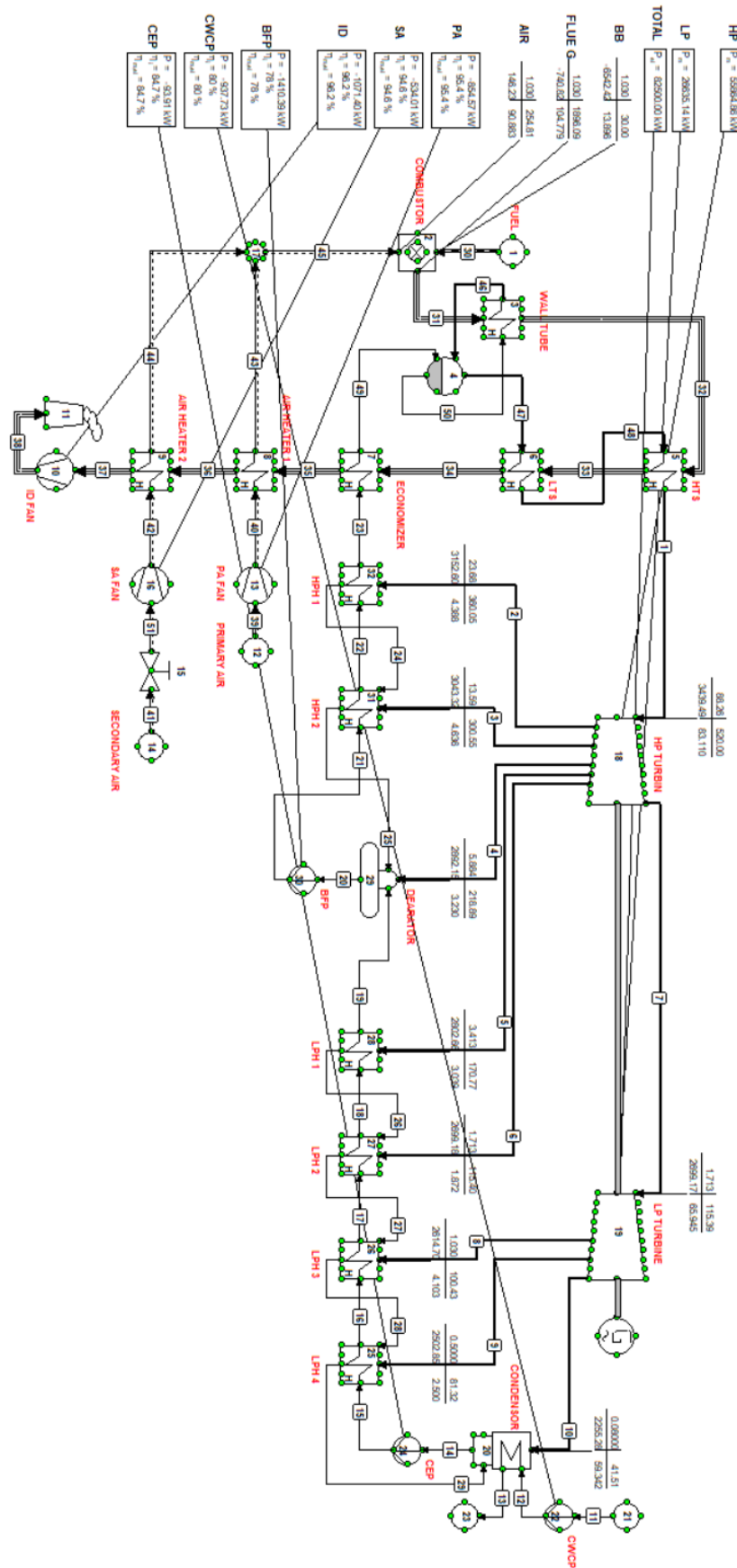
MODEL CYCLE-TEMPO PLTU KALTIM TELUK 2x110 MW (TMCr 100%)



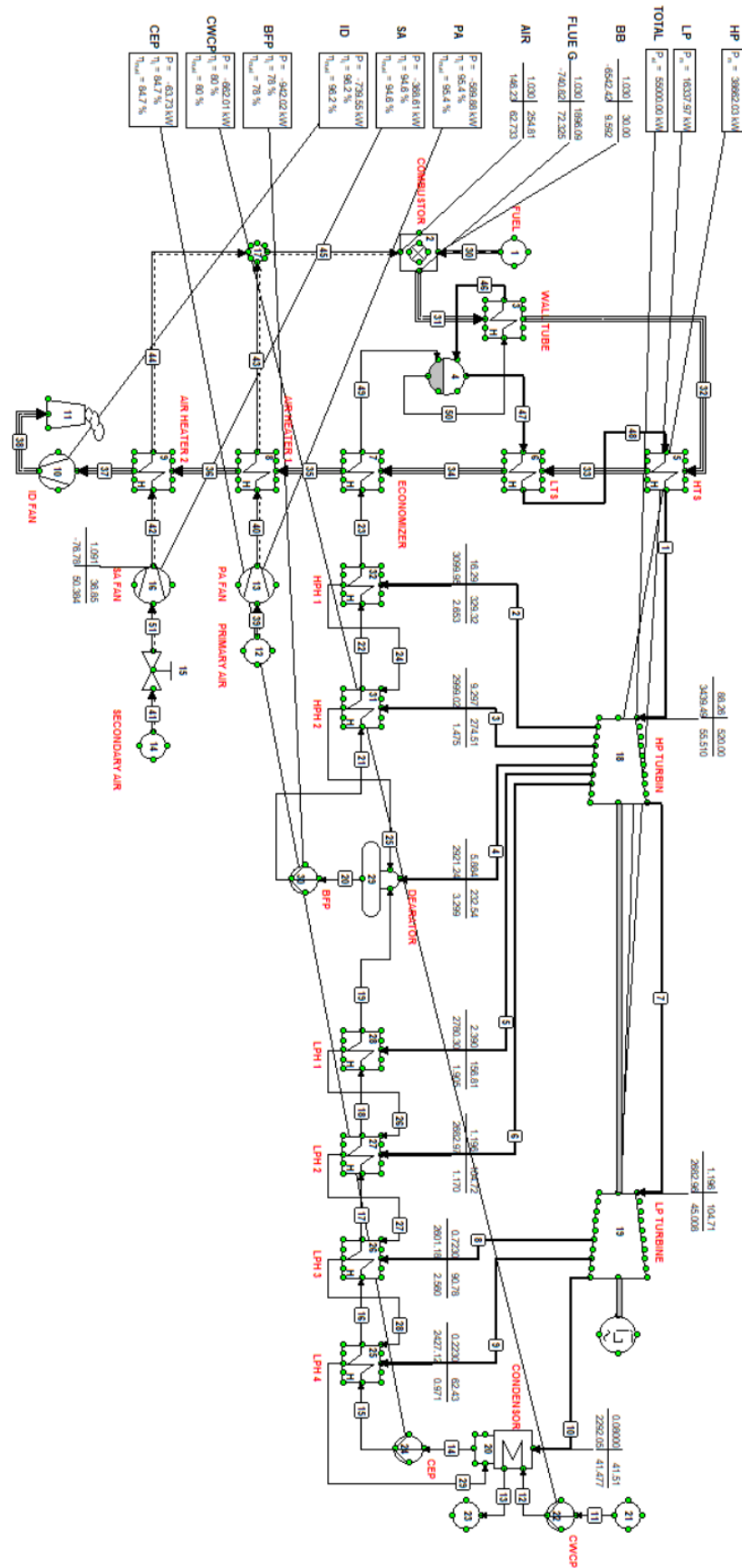
T-S DIAGRAM PLTU KALTIM TELUK 2x110 MW



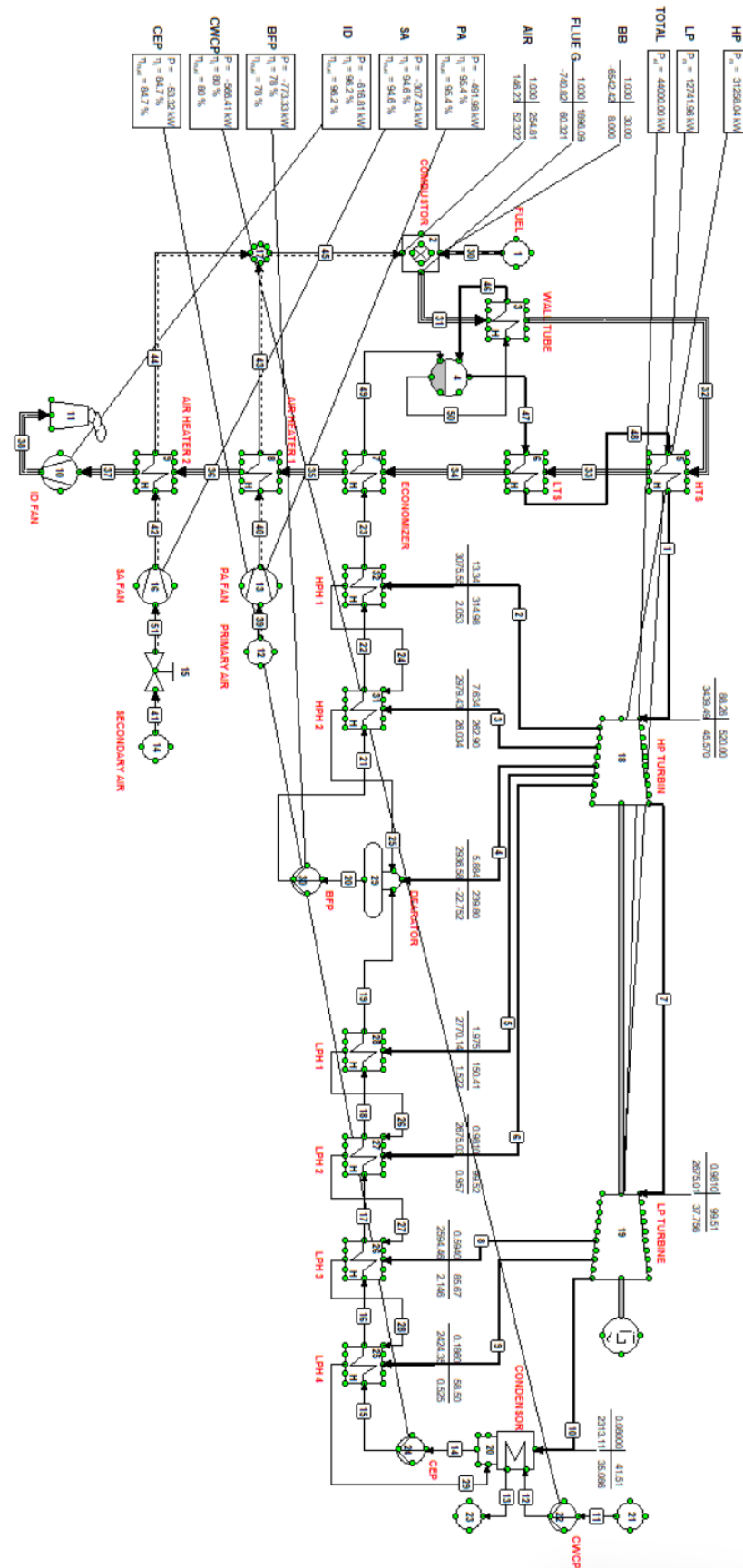
MODEL CYCLE-TEMPO PLTU KALTIM TELUK 2x110 MW (TMCr 75%)



MODEL CYCLE-TEMPO PLTU KALTIM TELUK 2x110 MW (TMCr 50%)



MODEL CYCLE-TEMPO PLTU KALTIM TELUK 2x110 MW (TMCr 50%)



DATA HASIL SIMULASI CO-FIRING (0.5%, 1%, 5% dan 10%)

Parameter	Mass Flow Rate Fuel	Q _{fuel}	Mass Flow Rate Udara	Mass Flow Rate Flue Gas	Daya Primary Air Fan	Daya Secondary Air Fan	Daya Induced Draft Fan	Daya Pemakaian Sendiri	Daya Bersih (Wnet)	Efisiensi Neto	Net Plant Heat Rate (NPHR)		
	kg/s	kW	kg/s	kg/s	kW	kW	kW	kW	kW	%	kcal/kwh		
Rasio Co-Firing	0.5%	AFR 6.4	17.99	299265.8394	112.55	130.54	1058.28	661.30	1334.12	6251.79	103748.21	34.67	2481.86
		AFR 6.7	18.01	299598.5418	117.79	135.80	1107.57	692.10	1388.60	6386.36	103613.64	34.58	2487.84
		AFR 7	18.05	300180.7711	123.16	141.20	1158.03	723.63	1444.63	6524.38	103475.62	34.47	2496.00
	1.0%	AFR 7.3	18.09	300912.7164	128.60	146.69	1209.22	755.62	1501.62	6664.55	103335.45	34.34	2505.48
		AFR 6.4	18.03	299288.1081	112.56	130.59	1058.37	661.36	1334.79	6252.61	103747.39	34.66	2482.06
		AFR 6.7	18.05	299620.0419	117.80	135.85	1107.68	692.17	1389.30	6387.24	103612.76	34.58	2488.04
	5.0%	AFR 7	18.09	300217.5228	123.17	141.26	1158.15	723.71	1445.35	6525.30	103474.7	34.47	2496.33
		AFR 7.3	18.13	300947.7771	128.61	146.75	1209.35	755.70	1502.35	6665.49	103334.51	34.34	2505.80
		AFR 6.4	18.43	299518.5546	112.85	131.28	1061.13	663.08	1343.67	6265.97	103734.03	34.63	2484.29
	10.0%	AFR 6.7	18.45	299892.3231	118.13	136.58	1110.74	694.08	1398.55	6401.46	103598.54	34.55	2490.65
		AFR 7	18.49	300509.8536	123.52	142.01	1161.44	725.76	1454.90	6540.19	103459.81	34.43	2499.12
		AFR 7.3	18.54	301257.3906	128.99	147.52	1212.85	757.89	1512.17	6681.00	103319	34.30	2508.75
Unit	AFR 6.4	18.89	299781.3636	113.19	132.08	1064.31	665.07	1353.91	6281.38	103718.62	34.60	2486.84	
	AFR 6.7	18.92	300209.7587	118.50	137.42	1114.24	696.27	1409.21	6417.81	103582.19	34.50	2493.68	
	AFR 7	18.96	300860.2846	123.92	142.88	1165.21	728.12	1465.90	6557.32	103442.68	34.38	2502.45	
	AFR 7.3	19.01	301621.8759	129.41	148.42	1216.86	760.39	1523.47	6698.81	103301.19	34.25	2512.22	

BIOGRAFI PENULIS



Dimas Dwi Saputra, anak kedua dari tiga bersaudara, putra kandung dari pasangan Bapak Dwi Soehartono dan Ibu Fellin. Penulis lahir di Dompu, 26 Juni 2000. Penulis telah menempuh pendidikan formal dari TK Tunas Bangsa, SDN 45 Mataram, SMPN 6 Mataram dan SMAN 2 Mataram. Setelah lulus dari pendidikan formal SMA pada tahun 2018, penulis melanjutkan pendidikan di perguruan tinggi Institut Teknologi Sepuluh Nopember (ITS) dengan program studi S-1 Teknik Mesin. Selama berkuliah di Departemen Teknik Mesin FT-IRS ITS, penulis aktif dalam berbagai *internal* dan *eksternal*. Penulis mengambil Bidang Konversi Energi. Penulis telah menempuh beberapa pelatihan seperti LKMW-TD, LKMM Pra-TD, dan PKTI. Penulis tergabung ke dalam organisasi Lembaga Kajian Kerohanian Islam (LKKI) Ash-Shaff, khususnya di Departemen Syiar Kreatif, penulis pernah menjadi Staff dan Wakil Ketua Syiar Kreatif. Penulis juga pernah menjadi asisten praktikum mata kuliah Mekanika Fluida 1. Penulis pernah menjadi *volunteer* dalam kegiatan “Riset Perubahan Perilaku Masyarakat Terkait Protokol Kesehatan 3M Selama Pandemi Covid-19”. Pada tahun 2021, penulis melaksanakan Kerja Praktek di PT Geo Dipa Energi Unit Dieng Wonosobo, Departemen *Steam Field* selama 1 bulan. Dan pada akhirnya menyelesaikan Tugas Akhir dengan judul “Pengaruh Variasi Rasio Bahan Bakar Biomassa Serbuk Kayu pada Proses Co-Firing Dengan Batu Bara LRC 4200 terhadap Performansi PLTU Berkapasitas 2x110 MW Menggunakan Simulasi Cycle-Tempo 5.0”. Apabila terdapat pesan atau informasi yang hendak disampaikan kepada penulis, dapat melalui email : dimasdwisaputra2606@gmail.com.