

TUGAS AKHIR - TM184835

SIMULASI *CYCLE-TEMPO* PENGARUH PERUBAHAN RASIO *COFIRING* DENGAN BIOMASSA CANGKANG KELAPA SAWIT DAN BATUBARA LRC 3966 TERHADAP PERFORMA PLTU 2x110-MW

RAFI WAHYU HIDAYAT

NRP 02111840000065

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 - TM184835

**SIMULASI CYCLE-TEMPO PENGARUH PERUBAHAN
RASIO COFIRING DENGAN BIOMASSA CANGKANG
KELAPA SAWIT DAN BATUBARA LRC 3966 TERHADAP
PERFORMA PLTU 2x110-MW**

RAFI WAHYU HIDAYAT

NRP 02111840000065

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



FINAL PROJECT - TM184835

SIMULATION OF CYCLE-TEMPO EFFECT OF CO-FIRING RATIO WITH PALM KERNEL SHELL BIOMASS AND COAL LRC 3966 ON PERFORMANCE POWER PLANT 2x110-MW

RAFI WAHYU HIDAYAT

NRP 02111840000065

Advisor

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

NIP 195310191979031003

MECHANICAL ENGINEERING

Department of Mechanical Engineering

Faculty of Industrial Technology and Systems Engineering

Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Surabaya

2022

LEMBAR PENGESAHAN

SIMULASI *CYCLE-TEMPO* PENGARUH PERUBAHAN RASIO *COFIRING* DENGAN BIOMASSA CANGKANG KELAPA SAWIT DAN BATUBARA LRC 3966 TERHADAP PERFORMA PLTU 2x110-MW

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

Oleh : **RAFI WAHYU HIDAYAT**

NRP. 02111840000065

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir :

1. Prof. Dr. Ir. Djatmiko Ichsani, M.Eng (Pembimbing)
NIP. 195310191979031003
2. Bambang Arip Dwiyantoro, S.T., M.Sc. PhD (Penguji 1)
NIP. 197804012002121001
3. Dr. 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

SIMULATION OF CYCLE-TEMPO EFFECT OF CO-FIRING RATIO WITH PALM KERNEL SHELL BIOMASS AND COAL LRC 3966 ON PERFORMANCE POWER PLANT 2x110-MW

FINAL PROJECT

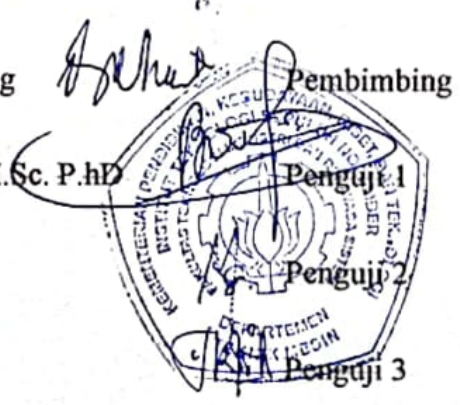
Submitted to fulfill one of the requirements
for obtaining a degree Bachelor of Engineering at
Undergraduate Study Program of Mechanical Engineering
Department of Mechanical Engineering
Faculty of Industrial Technology and Systems Engineering
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

By : **RAFI WAHYU HIDAYAT**

NRP. 02111840000065

Approved by Final Project Advisor :

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



SURABAYA

July, 2022

PERNYATAAN ORISINALITAS

Yang bertanda tangan di bawah ini :

Nama Mahasiswa / NRP : Rafi Wahyu Hidayat / 0211184000065

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,



(Rafi Wahyu Hidayat)

NRP. 0211184000065

STATEMENT OF ORIGINALITY

The undersigned below:

Name of Student /NRP : Rafi Wahyu Hidayat / 0211184000065

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,



(Rafi Wahyu Hidayat)

NRP. 0211184000065

SIMULASI CYCLE-TEMPO PENGARUH PERUBAHAN RASIO COFIRING DENGAN BIOMASSA CANGKANG KELAPA SAWIT DAN BATUBARA LRC 3966 TERHADAP PERFORMA PLTU 2x110-MW

Nama Mahasiswa / NRP : Rafi Wahyu Hidayat / 0211184000065
Departemen : Teknik Mesin FTIRS - ITS
Dosen Pembimbing : Prof. Dr. Ir. Djatmiko Ichsani, M.Eng

ABSTRAK

Konsumsi listrik dan emisi gas CO₂ dari flue gas PLTU batubara terus meningkat. Potensi biomassa Indonesia yang cukup besar menjadi alternatif dengan teknologi *co-firing*. *Co-firing* adalah substitusi batubara dengan penambahan bahan biomassa pada pembakaran di PLTU dengan rasio tertentu. Peningkatan rasio *co-firing* batubara dengan biomassa akan berpengaruh pada performansi pembangkit. Perubahan pada daya pemakaian sendiri akan berpengaruh pada efisiensi dan NPHR (*Net Plant Heat Rate*). Sehingga mengatasi ancaman defisit energi pada masa depan dengan meningkatkan bauran energi baru & terbarukan (*renewable energy*) dan mengurangi emisi gas CO₂ akibat pembakaran Batubara. Tujuan dari penelitian ini adalah untuk Mengetahui pengaruh rasio *co-firing* dengan variasi pembebanan dan air fuel ratio terhadap performansi serta daya pemakaian sendiri pada PLTU 2x110 MW. Sehingga permasalahan yang muncul pada PLTU efek penggunaan dari *co-firing* dapat terselesaikan yaitu penyesuaian kondisi peralatan existing pada PLTU.

Penelitian ini dilakukan dengan menggunakan perangkat lunak *Cycle-Tempo 5.0* untuk melakukan simulasi. Penelitian ini akan mensimulasikan pengaruh variasi rasio bahan bakar biomassa cangkang kelapa sawit pada proses *co-firing* menggunakan batu bara 3966 kcal/kg sebagai *baseline* terhadap performansi PLTU berkapasitas 2x110 MW. Simulasi akan dilakukan pada kondisi beban daya PLTU 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 5.74, AFR 6, AFR 6.26, dan AFR 6.52. Hipotesa yang diperoleh melalui studi literatur, data *ultimate* dan *proximate analysis* dari biomassa yang lebih kecil dibanding batu bara maka kebutuhan udara dan batubara akan meningkat dan sebaliknya performansi akan mengalami penurunan kualitas dari parameter *net efficiency* dan NPHR. Sehingga mengakibatkan masalah baru berupa penyesuaian kapasitas peralatan existing pada PLTU agar mampu beroperasi dengan bahan bakar *co-firing* terutama kapasitas boiler, mill, dan fan untuk memasok batu bara dan kebutuhan udara.

Berdasarkan hasil simulasi, dapat dilihat bahwa peningkatan rasio *co-firing* berpengaruh terhadap kebutuhan bahan bakar, daya pemakaian sendiri, performansi dan komponen existing pembangkit listrik secara keseluruhan. Semakin besar rasio *co-firing* dengan biomassa cangkang kelapa sawit yang digunakan, didapatkan hasil yang mengalami penurunan pada kebutuhan bahan bakar dan udara kemudian kenaikan pada NPHR dan total daya pemakaian sendiri. Semakin besar daya pemakaian sendiri yang dibutuhkan, semakin kecil daya bersih yang dihasilkan oleh pembangkit listrik, Pada keadaan *baseline*, kebutuhan bahan bakar sebesar 19.5 kg/s. Namun ketika dilakukan *co-firing* didapatkan kebutuhan bahan bakar yang menurun hingga mencapai 19.2796 kg/s pada rasio *co-firing* 10%. Sementara untuk nilai efisiensi bersih yang dihasilkan pembangkit sebesar 37.77% dengan NPHR sebesar 2277.92 kCal/kWh, dan

untuk efisiensi terkecil pada pembebanan 100% yang diperoleh sebesar 37.64% dengan NPHR sebesar 2285.83 kCal/kWh. Ketika dilakukan simulasi dengan variasi pembebanan yang lebih rendah, performa pembangkit listrik yang dihasilkan mengalami penurunan. Pada variasi pembebanan 75% dan 50%, masing-masing menghasilkan net cycle efficiency sebesar 35.95% dan 34.77% dengan NPHR masing-masing sebesar 2321.08 kCal/kWh dan 2509.17 kCal/kWh.

Kata Kunci :Co-firing, PLTU, Biomassa, Cangkang Kelapa Sawit, Efisiensi, NPHR, dan Performansi

CYCLE-TEMPO SIMULATION OF THE EFFECT OF CHANGES IN COFIRING RATIO WITH PALM OIL SHELL BIOMASS AND LRC 3966 COAL ON THE PERFORMANCE OF 2x110-MW PLTU

Student Name / NRP : Rafi Wahyu Hidayat / 0211184000065
Departement : Teknik Mesin FTIRS - ITS
Advisor : Prof. Dr. Ir. Djatmiko Ichsani, M.Eng

ABSTRACT

Co-firing itself is a coal substitution plan with the addition of biomass material for combustion at the PLTU with a certain ratio. Co-firing ratio of coal biomass increase will affect the performance of the generator. Changes in power consumption itself will affect efficiency and NPHR (Net Plant Heat Rate). Thus overcoming the threat of energy deficit in the future by increasing the new & renewable energy mix and reducing CO₂ gas emissions due to coal burning. The purpose of this study was to determine the effect of the combustion ratio with variations in loading and air-fuel ratio on the performance and self-consumption power of the PLTU 2x110 MW.

This research was conducted using Cycle-Tempo 5.0 software to perform simulations. This study will simulate the effect of variations in the fuel ratio of palm kernel shell biomass in the co-firing process using 3966 kcal/kg coal as a baseline on the performance of a steam power plant with a capacity of 2x110 MW. Simulations will be carried out at different PLTU power load conditions, namely 100%, 75%, 50%, and 40%. In each of these load conditions, the fuel mixture will be mixed with a biomass ratio of 0.5%, 1%, 5% and 10%, as well as variations in the air fuel ratio of AFR 5.74, AFR 6, AFR 6.26, and AFR 6.52. The hypothesis obtained through literature studies, ultimate data and proximate analysis of the smaller biomass than coal, the demand for air and coal will increase and vice versa performance will experience a decrease in the quality of the net efficiency and NPHR parameters. This resulted in a new problem in the form of adjusting the capacity of existing equipment at the PLTU to be able to operate with co-firing fuel, especially the capacity of boilers, mills, and fans to supply coal and air needs.

Based on the simulation results, it can be seen that the increase in the co-firing ratio has an effect on fuel requirements, self-consumption power, performance and the existing components of the power plant as a whole. The greater the ratio of cofiring to the palm kernel shell biomass used, the results obtained are that there is a decrease in the need for fuel and air then an increase in NPHR and total power consumption itself. The greater the self-consumption power required, the smaller the net power generated by the power plant. At the baseline, the fuel requirement is 19.5 kg/s. However, when co-firing was carried out, the fuel requirement decreased to 19.2796 kg/s at a co-firing ratio of 10%. Meanwhile, the net efficiency value generated by the generator is 37.77% with an NPHR of 2277.92 kCal/kWh, and the smallest efficiency at 100% loading is 37.64% with an NPHR of 2285.83 kCal/kWh. When simulating with variations of lower loading, the performance of the resulting power plant decreases. At 75% and 50% loading variations, the net cycle efficiency of 35.95% and 34.77% respectively, with NPHR of 2321.08 kCal/kWh and 2509.17 kCal/kWh, respectively.

Keyword : Co-firing, PLTU, Biomass, Oil Palm Shells, Efficiency, NPHR, and Performance

KATA PENGANTAR

Dengan mengucapkan puji syukur atas kehadiran Allah SWT yang telah melimpahkan rahmat, taufiq, dan hidayah-nya. Sehingga pada kesempatan kali ini penulis dapat menyelesaikan tugas akhir untuk memenuhi syarat dalam menyelesaikan program Sarjana (S1) Teknik di Institut Teknologi Sepuluh Nopember yang berjudul “Simulasi Cycle-Tempo Pengaruh Perubahan Rasio Cofiring Dengan Biomassa Cangkang Kelapa Sawit Dan Batubara LRC 3966 Terhadap Performa PLTU 2x110-MW”. Tugas akhir ini tidak terlepas dari doa, dukungan, bantuan, serta bimbingan dari berbagai pihak. Penulis mengucapkan terima kasih yang sebesar-besarnya kepada semua pihak yang telah membantu dalam melancarkan penyusunan tugas akhir ini, antara lain:

1. Keluarga Tercinta, ayah K. Harminto, ibu Lestari Rahayu, mbak Nurvidha Shanti, mas Riswan Herdian Rachman, mas Himawan Amalul Arifin, yang senantiasa memberikan doa dan dukungan kepada penulis hingga menyelesaikan tugas akhir ini
2. Bapak Prof. Dr. Ir. Djatmiko Ichsani, M.Eng selaku dosen pembimbing tugas akhir penulis yang sabar tulus dalam membimbing penulis dalam menyusun tugas akhir ini.
3. Bapak Bambang Arip Dwiyantoro, S.T., M.Sc. P.hD Bapak Dr. Is Bunyamin Suryo, S.T., MSc., dan Bu Tri Vicca Kusumadewi, S.T.,M.Sc., selaku dosen penguji tugas akhir yang telah memberikan kritik dan saran dalam penulisan tugas akhir ini,
4. Bapak Mohammad Khoirul Effendi, S.T., M.Sc.Eng.,Ph.D., selaku dosen wali penulis yang selalu memberikan dan motivasi selama masa perkuliahan.
5. Seluruh dosen beserta staff karyawan Departemen Teknik Mesin FTIRS ITS yang telah memberikan bekal ilmu pengetahuan serta sarana dan prasarana selama kuliah.
6. Bapak Syarief Andrian, Ibu Tata, dan Pak Wawan Setyawan bersert jajaran PT UBJOM KALTIM TELUK Balikpapan yang telah membimbing dan memberikan banyak bantuan kepada penulis dalam memperoleh data yang dibutuhkan.
7. Rekan satu bimbingan tugas akhir penulis, yaitu Dimas Dwi Saputra M61 dan Sabrina Yulia Putri M61, baik dalam suka maupun duka menyelesaikan tugas akhir bersama.
8. Mbak Riska M60, Mas Dicson M60, Mas Jhonstones M60, Mas Imran M60, dan Mas Valiant M61, yang bersedia membantu penulis dalam memberikan pembelajaran dan memahami materi dalam tugas akhir ini.
9. Sahabat-sahabat penulis, yaitu Afinaku Aulia Noviany-, Muhammad Ichwanulhakim M61., Fadhlurahman Nur ramadani., Ferdy Armansyah., Sintong Mangaraja., dan Billy Indrawan M61.
10. Rekan-rekan Saudara STS, FKPM, MOCU yang telah membantu penulis dalam perkuliahan maupun diluar perkuliahan
11. Teman-teman angkatan M61 atas segala bantuan, dukungan, dan kenangan.
12. Semua pihak yang telah membantu dalam penyelesaian perkuliahan dan tugas akhir yang tidak dapat penulis sebutkan satupersatu.

Surabaya, 25 Juni 2022



Penulis

DAFTAR ISI

LEMBAR PENGESAHAN	i
ABSTRAK	v
KATA PENGANTAR.....	iviii
DAFTAR ISI.....	ix
DAFTAR GAMBAR.....	xi
DAFTAR TABEL	xi
BAB 1 PENDAHULUAN.....	1
1.1 Latar Belakang.....	3
1.2 Rumusan Masalah	3
1.3 Batasan Masalah	4
1.4 Tujuan Penelitian.....	4
1.5 Kerangka Penelitian.....	4
1.5 Manfaat Penelitian.....	5
BAB 2 TINJAUAN PUSTAKA	6
2.1 Siklus Rankine.....	6
2.2 Siklus Rankine dengan Reheat	7
2.3 Siklus Rankine dengan Regenerative	8
2.3.1 Open Feedwater Heaters.....	8
2.3.2 Closed Feedwater Heaters	10
2.4 Pembangkit Listrik Tenaga Uap (PLTU)	11
2.5 Komponen pada Pembangkit Listrik Tenaga Uap (PLTU).....	12
2.5.1 Boiler	12
2.5.2 Circulating Fluidized Bed (CFB)	14
2.5.3 Turbin Uap.....	19
2.5.4 Kondensor.....	20
2.5.5 Pompa	21
2.5.6 Deaerator	22
2.5.7 High Pressure Heater (HPH) dan Low Pressure Heater (LPH).....	22
2.5.8 Fan	22
2.6 Analisa Batubara dan Biomassa	23
2.6.1 Batubara.....	23
2.6.2 Cangkang Kelapa Sawit (Biomassa)	25
2.6.3 Campuran Bahan Bakar co-firing.....	26
2.7 Perhitungan Performa Pembangkit Listrik Tenaga Uap.....	26

2.8	Cycle-Tempo	28
2.9	Penelitian Terdahulu	30
2.9.1	Muh. Imran Muntu (2021).....	30
2.9.2	S Mehmood, B V Reddy, dan M A Rosen (2012).....	33
2.9.3	Sekar Satiti (2016).....	39
2.9.4	Ahmad Obrain (Ghifari 2017).....	42
BAB 3	METODOLOGI	45
3.1	Prosedur Penelitian	45
3.2	Flowchart Penelitian	45
3.3	Flowchart Perhitungan.....	47
3.4	Pengumpulan Data.....	47
3.5	Pemodelan Sistem dengan Cycle-Tempo	51
3.5.1	Pembuatan Baseline.....	51
3.5.2	Validasi Baseline	54
3.5.3	Hasil Simulasi Model Cylce-Tempo	55
3.6	Analisis Campuran Bahan Bakar (Co-firing)	55
3.7	Variasi pada Penelitian	56
3.8	Kapasitas Komponen Pembangkit.....	57
3.9	Rancangan Kegiatan Pengerjaan Tugas Akhir	57
BAB 4	HASIL DAN PEMBAHASAN	59
4.1	Analisis Perhitungan.....	59
4.1.1	Perhitungan Daya Turbin.....	62
4.1.2	Perhitungan Kebutuhan Bahan Bakar dan Udara	63
4.1.3	Perhitungan Daya Pemakaian Sendiri	65
4.1.4	Perhitungan Performa Boiler	67
4.1.4	Perhitungan Performa PLTU 2x110MW.....	67
4.1.4	Perbandingan Hasil Simulasi dan Perhitungan.....	68
4.2	Hasil Simulasi dan Pembahasan	69
4.2.1	Analisis Kebutuhan Bahan Bakar PLTU 2x110 MW	69
4.2.2	Mass Flow Rate Udara dan Flue Gas	70
4.2.3	Analisis Daya Pemakaian Sendiri	71
4.2.4	Net Plant Heat Rate (NPHR) dan Net Cycle Efficiency	74
4.2.5	Pengaruh AFR Lebih Kecil Daripada Teoritis	75
4.2.6	Analisa Kapasitas Komponen Auxiliary: PA Fan, SA Fan, dan ID Fan	75
BAB 5	KESIMPULAN.....	77
5.1	Kesimpulan.....	77

5.2	Saran	77
DAFTAR PUSTAKA	78
LAMPIRAN	79
BIOGRAFI PENULIS	85

DAFTAR GAMBAR

Gambar 1.1 Konsumsi Gambar 1.1 Konsumsi Listrik Indonesia 2015-2021	1
Gambar 1.2 Besarnya Emisi CO ₂ dari sumber energi Batubara.....	2
Gambar 1.3 Diagram Kerangka Penelitian	4
Gambar 2.1 (a) Skema Siklus Rankine ideal dan (b) Diagram Ts (Temperatur-Entropi) pada Siklus Rankine ideal	6
Gambar 2.2 (a) Skema Siklus Rankine ideal dengan reheat dan (b) Diagram Ts (Temperatur-Entropi) pada Siklus Rankine ideal dengan reheat	7
Gambar 2.3 (a) Skema Siklus Rankine ideal dengan Open Feedwater Heater dan (b) Diagram T-s Siklus Rankine ideal dengan Open Feedwater Heater	8
Gambar 2.4 (a) Skema Siklus Rankine ideal dengan Closed Feedwater Heater dan (b) Diagram T-s Siklus Rankine ideal dengan Closed Feedwater Heater	10
Gambar 2.5 Skema PLTU Penelitian	11
Gambar 2.6 Circulating Fluidized Bed Boiler Combustion.....	14
Gambar 2.7 Volume Atur pada Boiler	18
Gambar 2.8 Komponen pada Turbin Uap.....	19
Gambar 2.9 Volume Atur pada Turbin Uap	19
Gambar 2.10 Kondensor pada PLTU.....	20
Gambar 2.11 Volume Atur pada Kondensor	20
Gambar 2.12 Volume Atur pada Pompa.....	21
Gambar 2.13 Deaerator pada PLTU	22
Gambar 2.14 Volume Atur pada Fan	23
Gambar 2.15 Skema Aliran pada Boiler dengan 1 – bahan bakar, 2 – slag, 3 – udara, 4 – flue gas, 5 – feed water menuju boiler, 6 – steam menuju reheater, 7 – superheated steam menuju Turbin HP, dan 8 – superheated steam dari reheater menuju Turbin IP	27
Gambar 2.16 Tampilan Interface Cycle-Tempo	29
Gambar 2.17 Tampilan Interface Input Data Cycle-Tempo	30
Gambar 2.18 Low Heating Value Bahan Bakar	31
Gambar 2.19 Grafik Daya Pemakaian Sendiri Variasi Biomassa dan Beban.....	32
Gambar 2.20 Grafik Efisiensi Netto Variasi Biomassa dan Beban	33
Gambar 2.21 Konfigurasi Pembangkit pada Penelitian berjudul “Energy Analysis of a Biomass Co-firing Based Pulverized Coal	34
Gambar 2.22 Pengaruh Co-firing pada Performa Pembangkit pada Kasus Pertama dengan Mass Flow Rate Bahan Bakar Konstan	36
Gambar 2.23 Kebutuhan Udara	37

Gambar 2.24 Pengaruh Co-firing pada Efisiensi Boiler (a) pada Kasus Pertama dengan Mass Flow Rate Bahan Bakar Konstan dan (b) pada Kasus Kedua dengan Useul Kalor Input Konstan	38
Gambar 2.25 Pengaruh Co-firing pada Efisiensi Pembangkit (a) pada Kasus Pertama dengan Mass Flow Rate Bahan Bakar Konstan dan (b) pada Kasus Kedua dengan Useul Kalor Input Konstan.....	38
Gambar 2.26 Pemodelan pada Cycle tempo berdasarkan komponen PLTU Balai Karimun .	40
Gambar 2.27 Grafik Nett Plant Heat Rate Versus Variasi Beban pada Turbin	41
Gambar 2.28 Grafik Konsumsi Batubara Versus Variasi Beban pada Turbin	41
Gambar 2.29 Boiler dan Cyclone PLTU Air Anyir Bangka Tampak Samping dan Iso-metri pada FLUENT	43
Gambar 2.30 Grafik volume fraksi pasir pada garis tengah furnace untuk tiap variasi AFR .	44
Gambar 3.1 Flowchart Penelitian.....	46
Gambar 3.2 Flowchart Perhitungan	46
Gambar 3.3 Heat Balance Diagram pada PLTU 2x110 MW.....	49
Gambar 3.4 Model PLTU 2x110 MW menggunakan Cylce-Tempo.....	51
Gambar 3.5 Data Input fuel composition PLTU 220 MW pada Cycle-Tempo.....	51
Gambar 3.6 Diagram T-s pada PLTU	55
Gambar 4.1 Skema Sistem PLTU 2x110 MW.....	59
Gambar 4.2 Mass Flow Rate Bahan Bakar pada Co-firing.....	69
Gambar 4.3 Mass Flow Rate Udara pada Co-firing	70
Gambar 4.4 Mass Flow Rate <i>Flue Gas</i> pada Co-firing	70
Gambar 4.5 Daya Secondary Air Fan	71
Gambar 4.6 Daya <i>Primary Air Fan</i>	72
Gambar 4.7 Daya <i>Induce Draft Fan</i>	72
Gambar 4.8 Daya Pemakaian Sendiri	73
Gambar 4.9 Net Plant Heat Rate	74
Gambar 4.10 Net Cycle Efficiency	74

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1 Perbandingan karakteristik dari boiler.....	16
Tabel 2.2 Spesifikasi Batu Bara dengan HHV 3966 kcal/kg.....	24
Tabel 2.3 Spesifikasi Biomassa.....	26
Tabel 2.4 Data Heat Balance.....	39
Tabel 2.5 Models yang digunakan dalam Simulasi CFB Boiler PLTU Air Anyir Bangka.....	43
Tabel 2.6 Variasi Air – Fuel Ratio (AFR) Simulasi CFB Boiler PLTU Air Anyir Bangka....	44
Tabel 3.1 Spesifikasi Batu Bara dengan HHV 3966 kcal/kg.....	48
Tabel 3.2 Spesifikasi Biomassa.....	48
Tabel 3.3 Spesifikasi Udara yang digunakan.....	48
Tabel 3.4 Spesifikasi PA Fan, SA Fan, ID Fan.....	49
Tabel 3.4 Data Input pada Cycle-Tempo.....	52
Tabel 3.5 Validasi Model Cycles-Tempo dengan Data Existing.....	54
Tabel 3.6 Hasil Simulasi dengan Model Cycles-Tempo pada PLTU.....	55
Tabel 3.7 Analisis Campuran Bahan Bakar (Co-firing).....	56
Tabel 3.8 Variasi yang dilakukan Penelitian.....	57
Tabel 3.9 Data Kapasitas Komponen Pembangkit (Design).....	57
Tabel 3.10 Timeline Pengerjaan Tugas Akhir.....	58
Tabel 4.1 Data properties PLTU 2x110 MW.....	61
Tabel 4.2 Kebutuhan Bahan Bakar.....	63
Tabel 4.3 <i>Air Fuel Ratio Based On Wet Air</i>	68
Tabel 4.4 Perbandingan hasil antara Cycle-Tempo dan Perhitungan.....	68
Tabel 4.5 Kapasitas SA Fan Hasil Simulasi Terhadap Kapasitas Maksimum SA Fan.....	75
Tabel 4.6 Kapasitas PA Fan Hasil Simulasi Terhadap Kapasitas Maksimum PA Fan.....	76
Tabel 4.7 Kapasitas ID Fan Hasil Simulasi Terhadap Kapasitas Maksimum ID Fan.....	76

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Penggunaan energi di Indonesia akan terus meningkat seiring dengan peningkatan jumlah penduduk. Guna memenuhi kebutuhan, tak cukup hanya dengan mengandalkan energi fosil. Terutama batubara yang juga memiliki karakter negatif yaitu sumber energi yang paling banyak menimbulkan polusi akibat tingginya kandungan karbon. Badan Energi Internasional (IEA) mengungkapkan bahan bakar fosil batubara menyumbang 44% dari total emisi CO₂ global. Pembakaran batubara adalah sumber terbesar emisi gas GHG (*Green House Gas*).

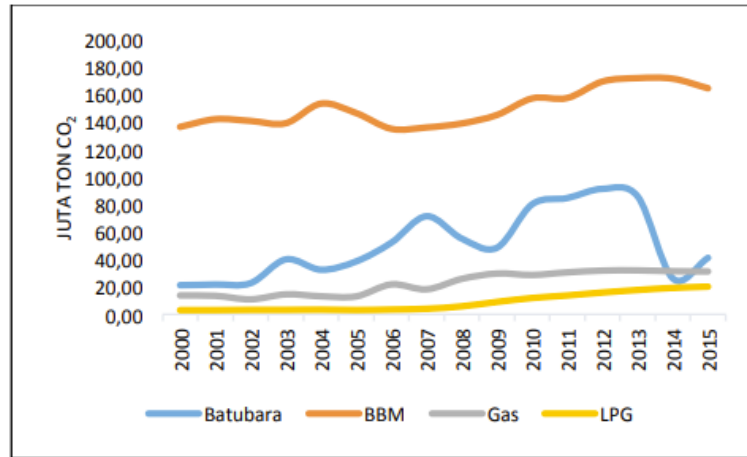


Gambar 1.1 Konsumsi Listrik Indonesia 2015-2021

Sejak 2015 konsumsi listrik per kapita Indonesia terus meningkat. Peningkatan tertinggi terjadi pada tahun 2017 sebesar 6,8%, sedangkan peningkatan terendah terjadi pada 2020 sebesar 0,4%. Konsumsi listrik Indonesia mencapai 1.109 kilowatt jam (kWh) per kapita pada kuartal III 2021. Menurut Kementerian Energi dan Sumber Daya Mineral (ESDM), angka itu setara dengan 92,2% dari target yang ditetapkan pada 2021 sebesar 1.203 kWh per kapita. Untuk mengatasi ancaman defisit energi pada masa depan, pengembangan energi baru & terbarukan (*renewable energy*) pada Indonesia sebagai sebuah keniscayaan. Apalagi, potensi yg dimiliki Indonesia sangat berlimpah. Sehingga dibutuhkan sistematis buat menyebarkan potensi tenaga baru dan terbarukan.

Sebaliknya penggunaan batu bara pada pembangkit listrik melepaskan gas karbon dioksida (CO₂) ke udara sekitar 74% dari emisi total yang ada di dunia. Gas karbondioksida (CO₂) bersama senyawa-senyawa seperti SO_x dan NO_x merupakan gas rumah kaca penyebab pemanasan global dan gangguan kesehatan. Salah satu langkah yang ditempuh dalam meningkatkan bauran EBT adalah dengan mengaplikasikan *co-firing* pada PLTU (Pembangkit Listrik Tenaga Uap). *Co-firing* sendiri merupakan rencana substitusi batubara dengan penambahan bahan biomassa

pada pembakaran di PLTU dengan rasio tertentu. Se jauh ini, PLN telah melaksanakan uji coba *co-firing* pada 26 PLTU dengan porsi biomassa sebesar 1 - 5%. Peningkatan rasio *co-firing* batubara dengan biomassa akan berpengaruh pada performansi pembangkit, salah satunya terhadap daya pemakaian sendiri yang dimiliki oleh komponen *auxiliary* pada PLTU. Perubahan pada daya pemakaian sendiri akan berpengaruh pada efisiensi dan NPHR (*Net Plant Heat Rate*) yang pada akhirnya akan mempengaruhi BPP (Biaya Pokok Produksi) yang dimiliki oleh sebuah PLTU. Perubahan pada BPP akan mempengaruhi keuntungan dari perusahaan pemilik PLTU.



Gambar 1.2 Besarnya Emisi CO₂ dari sumber energi Batubara (Pusat Data dan Teknologi Informasi Kementerian Energi dan Sumber Daya Mineral, 2016)

PLTU berbahan bakar batu bara terus berkembang dengan teknologi terbaru yang mampu membuat efisiensi pembakaran yang lebih tinggi beserta meminimalkan potensi terbentuknya emisi berbahaya bagi lingkungan. Terbentuklah *Circulating Fluidized Bed* (CFB) boiler. Prinsip kerja *CFB boiler* adalah memanfaatkan udara bertekanan tinggi (*primary air*) yang diumpankan ke dalam *furnace* melalui *nozzle* yang terletak di bagian bawah *furnace*. *Primary air* ini akan menciptakan kondisi fluidisasi pada bed material yang terdiri dari pasir, abu bahan bakar, dan *sorbent* (*limestone*) di dalam *furnace*. Kondisi fluidisasi ini dapat mengefektifkan proses pencampuran antara bahan bakar dan udara, dan membantu proses perpindahan panas di dalam *furnace*. Pada tahun 2011 PLTU Teluk Balikpapan dengan teknologi *CFB boiler* hadir dan diproyeksikan untuk menghadapi pertumbuhan ekonomi di Kalimantan Timur yang tumbuh dengan pesat. Setelah beroperasi PLTU Teluk Balikpapan juga akan menggantikan pembangkit-pembangkit listrik yang menggunakan solar yang bertujuan untuk memangkas biaya produksi. PLTU Teluk Balikpapan merupakan bagian dari program *Fast Track* tahap 1 luar Jawa akan masuk ke sistem Mahakam yang saat ini mempunyai daya mampu sebesar 364,44 MW dan beban puncak 4 mencapai 340,11 MW. Sistem kelistrikan Mahakam ini melayani 4 kota yaitu Balikpapan, Samarinda, Tenggarong dan Bontang.

Potensi sumber daya biomassa terbesar di Kalimantan Timur adalah perkebunan kelapa sawit yang menjadi primadona karena manfaat positifnya yang berdampak pada pertumbuhan ekonomi. Berdasarkan data Dinas Perkebunan Provinsi Kalimantan Timur (2021), hingga tahun 2020 luas areal kelapa sawit mencapai 1.374.543 Ha yang terdiri dari 373.479 Ha sebagai tanaman plasma, 14.402 Ha milik BUMN sebagai inti dan 986.662 Ha milik Perkebunan Besar Swasta. Areal tanam kelapa sawit yang cukup luas saat ini terpusat di Kabupaten Kutai Timur, Kutai Kartanegara, dan Paser. Produksi kelapa sawit pada tahun 2020 mencapai 17.721.970 ton dengan produktivitas 17.367 Kg/Ha.

Pada aplikasinya, usaha untuk meningkatkan performansi PLTU dilakukan dengan cara *trial and error* berdasarkan referensi manual operasi di lapangan. Namun metode ini memiliki

keterbatasan diantaranya adalah manuver-manuver operasi tidak dapat dilakukan dengan fleksibel karena terkendala faktor keamanan pengoperasian unit, jika terdapat kesalahan pada perubahan parameter operasi akan berdampak terhadap keamanan unit pembangkit. Terlebih lagi co-firing tidak dapat langsung diterapkan pada pembangkit-pembangkit yang berada di Indonesia. Spesifikasi campuran co-firing tentu memiliki ultimate analysis dan proximate analysis yang berbeda baik dari mulai kandungan oksigen yang berbeda mempengaruhi kebutuhan udara untuk pembakaran, kemudian LHV yang berbeda akan mempengaruhi kebutuhan bahan bakar, volatile matter juga tentu berbeda. Dari kandungan dan pengaruhnya terhadap pengolahan energi ini tentu saja sangat mempengaruhi kinerja dari komponen dari PLTU terutama kapasitas komponen fan dan mill. Selain itu, mempertimbangkan faktor biaya, waktu dan tenaga yang dibutuhkan maka diperlukannya metode lain yang lebih fleksibel salah satunya adalah metode analisa menggunakan perangkat lunak *Cycle-tempo 5.0*. Oleh karena itu dilakukan penelitian yang mempelajari pengaruh dari rasio co-firing batu bara LCR 3966 dengan jenis biomassa limbah cangkang kelapa sawit dengan variasi terhadap performa PLTU, khususnya terhadap daya pemakaian sendiri, efisiensi neto, dan NPHR yang dimiliki oleh PLTU. Pada perencanaan penelitian kali ini akan menggunakan variasi rasio pembebanan 100%, 75%, 50%, dan 40%, lalu variasi rasio Co-firing 0.5%, 1%, 5%, dan 10% dengan rasio bahan bakar dan udara AFR 5.74, AFR 6, AFR 6.26, dan AFR 6.52. Objek yang dijadikan bahan penelitian adalah PLTU Teluk Balikpapan berkapasitas 2x110 MW. Pengaruh Co-firing terhadap performa PLTU Teluk Balikpapan dengan metode simulasi dan permodelan yang dilakukan dengan menggunakan software Cycle-Tempo 5.0

1.2 Rumusan Masalah

PLTU semula didesain untuk menggunakan batubara LCR 3966, kemudian akan dicoba untuk menggunakan co-firing dengan komposisi campuran batubara dan Biomassa masing-masing adalah (99.5% : 0.5%); (99% : 1%); (95% : 5%); (90% : 10%). Perumusan masalah pada penelitian ini adalah sebagai berikut:

1. Bagaimana pengaruh variasi rasio pencampuran biomassa cangkang kelapa sawit dengan batubara sebagai co-firing terhadap performansi pembangkit pada daya konstan.
2. Bagaimana variasi pembebanan PLTU terhadap kebutuhan bahan bakar total co-firing dengan variasi persentase biomassa pada PLTU 2 x 110 MW?
3. Bagaimana pengaruh variasi rasio pencampuran biomassa cangkang kelapa sawit dengan batubara sebagai co-firing bahan bakar pembangkit dan variasi *air fuel ratio* terhadap performansi pada PLTU 2 X 110 MW ?
4. Bagaimana pengaruh variasi rasio pencampuran biomassa cangkang kelapa sawit dengan batubara sebagai co-firing bahan bakar pembangkit dan variasi *air fuel ratio* terhadap daya pemakaian sendiri pada PLTU 2 X110 MW?
5. Bagaimana evaluasi kemampuan peralatan eksisting yang meliputi PA fan, SA fan, dan ID fan terhadap variasi bahan bakar co-firing yang telah diteliti di atas?

1.3 Batasan Masalah

Batasan masalah dari penelitian ini adalah sebagai berikut.

1. Analisis berdasarkan data dari *heat balance diagram* PLTU 2x110 MW.
2. Sistem dalam keadaan *Steady State* (Kondisi Tunak)
3. Perubahan energi potensial dan kinetik diabaikan.
4. Fluida kerja yang digunakan berupa air dan uap.
5. Kerugian kalor atau panas pada pipa tidak diperhitungkan.

6. Proses pembakaran terjadi secara sempurna.
7. Simulasi dilakukan pada perangkat lunak *Cycle Tempo 5.0*
8. Nilai output generator diatur tetap pada 110 MW.
9. Pada kondisi *Baseline* menggunakan *Load* 100% (Daya 110 MW), AFR 6.0, dan bahan bakar 100% Batubara LRC 3966 kCal/kg.

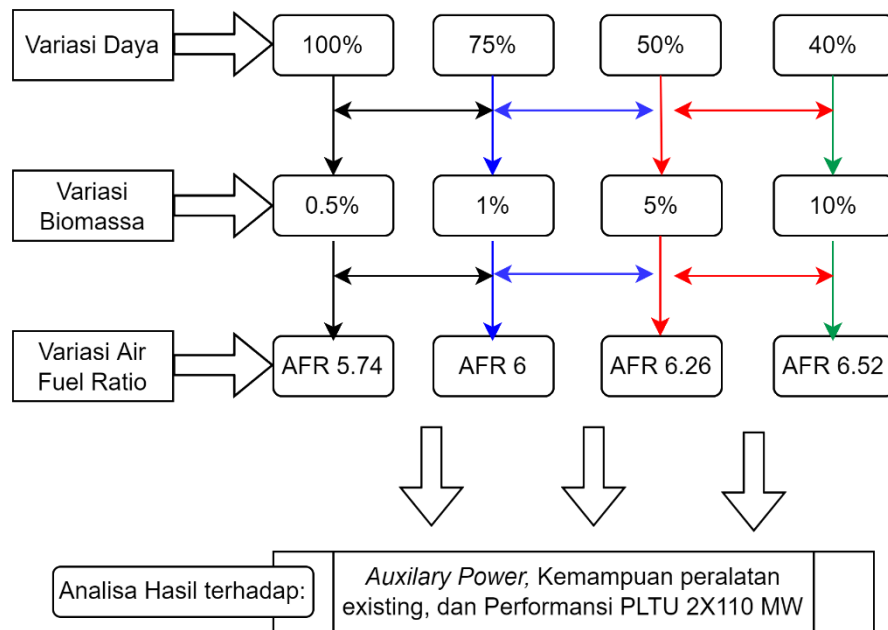
1.4 Tujuan Penelitian

Maksud dari pembuatan Kajian Co-firing adalah untuk menjawab persoalan dan/atau mengevaluasi performansi yang semula menggunakan batubara berdasarkan data yang didapatkan menjadi co-firing dengan komposisi campuran batubara dan biomassa cangkang kelapa sawit masing-masing adalah (99.5% : 0.5%); (99% : 1%); (95% : 5%); (90% : 10%). Tujuan dari penelitian ini adalah sebagai berikut.

1. Mengetahui pengaruh variasi rasio pencampuran biomassa cangkang kelapa sawit dengan batubara sebagai co-firing terhadap performansi pembangkit pada daya konstan
2. Mengetahui variasi pembebanan PLTU terhadap kebutuhan bahan bakar total co-firing dengan variasi persentase biomassa pada PLTU 2 x 110 MW
3. Mengetahui pengaruh variasi rasio pencampuran biomassa cangkang kelapa sawit dengan batubara sebagai co-firing bahan bakar pembangkit dan variasi *air fuel ratio* terhadap performansi pada PLTU 2 X 110 MW
4. Mengetahui pengaruh variasi rasio pencampuran biomassa cangkang kelapa sawit dengan batubara sebagai co-firing bahan bakar pembangkit dan variasi *air fuel ratio* terhadap daya pemakaian sendiri pada PLTU 2 X 110 MW
5. Mengetahui evaluasi kemampuan peralatan eksisting yang meliputi PA *fan*, SA *fan*, dan ID *fan* terhadap variasi bahan bakar co-firing yang telah diteliti di atas

1.5 Kerangka Penelitian

Berdasarkan pemaparan sub-bab pendahuluan dari latar belakang hingga batasan masalah penelitian tugas akhir, dibuatlah kerangka penelitian untuk mempermudah pembaca dalam memahami variasi-variasi beserta keterkaitannya. Berikut merupakan kerangka pada penelitian ini.



Gambar 1.3 Diagram Kerangka Penelitian

penelitian kali ini akan menggunakan variasi rasio pembebanan 100%, 75%, 50%, dan 40% lalu variasi rasio Co-firing 0.5%, 1%, 5%, dan 10% dengan *air fuel ratio* AFR 5.74, AFR 6, AFR 6.26, dan AFR 6.52. Variasi parameter daya yang digunakan diperoleh berdasarkan data *heat balance diagram* yang tersedia pada PLTU 2x110 MW. Kemudian nilai variasi *air fuel ratio* yang digunakan diperoleh berdasarkan literatur yang ada (Basu, 2015).

1.6 Manfaat Penelitian

Manfaat penelitian ini adalah sebagai berikut.

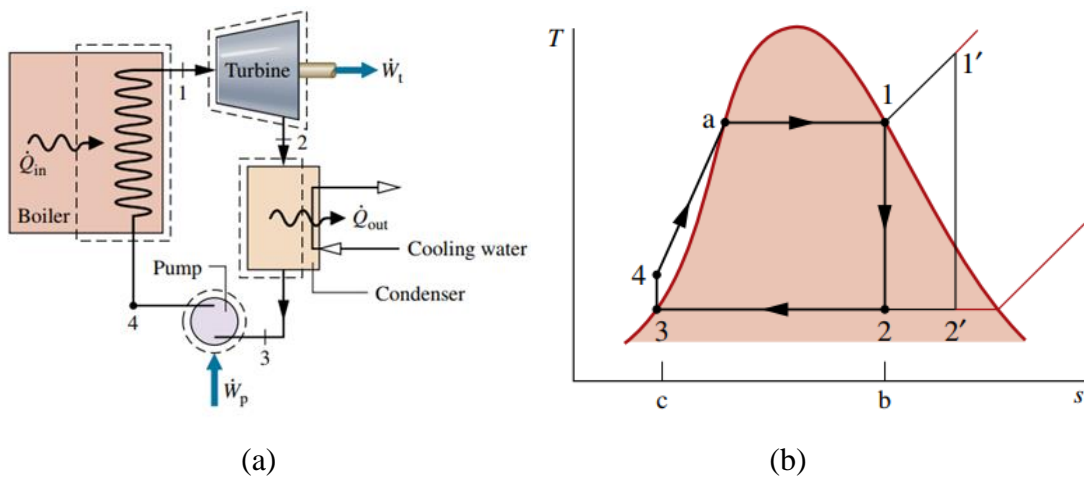
1. Bagi penulis, penelitian ini sebagai sarana untuk menerapkan keilmuan yang telah didapat selama berkuliah di S-1 Teknik Mesin FTIRS-ITS.
2. Bagi penulis dan pembaca, penelitian ini sebagai media penambah wawasan mengenai pengaruh penggunaan *co-firing* bagi performa PLTU dengan menggunakan *software* CycleTempo.
3. Bagi peneliti selanjutnya, penelitian ini sebagai referensi dan acuan pengembangan ilmu di masa mendatang terutama daerah Kota Balikpapan.

BAB II

TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Siklus Rankine

Setiap satuan massa fluida kerja secara periodik mengalami siklus termodinamika. Siklus ini adalah siklus Rankine, proses yang terjadi di pembangkit listrik tenaga uap cukup rumit sehingga idealisasi diperlukan untuk mengembangkan model termodinamika. Pembangkit listrik tenaga uap mengikuti Siklus Rankine, semua dasar yang diperlukan untuk analisis termodinamika. Semua itu termasuk kekekalan massa dan prinsip kekekalan energi, hukum kedua termodinamika, dan penggunaan data termodinamika. Prinsip-prinsip ini berlaku untuk komponen individu seperti turbin, pompa, dan *Heat Exchanger* serta *Overall Cycle*. Pengembangan dimulai dengan empat komponen utama: turbin, kondensor, pompa, dan *boiler*.



Gambar 2.1 (a) Skema Siklus Rankine ideal dan (b) Diagram Ts (Temperatur-Entropi) pada Siklus Rankine ideal

Sumber: Moran, J.M. dkk., 2017

Siklus ideal juga menyediakan pengaturan sederhana untuk mempelajari berbagai aspek kinerja pembangkit listrik tenaga uap. Jika fluida kerja melewati berbagai komponen siklus tenaga uap sederhana tanpa irreversibilitas, penurunan tekanan gesekan tidak akan ada dari *boiler* dan kondensor, dan fluida kerja akan mengalir melalui komponen-komponen ini pada tekanan konstan. Juga, dengan tidak adanya irreversibilitas dan perpindahan panas dengan lingkungan, proses melalui turbin dan pompa akan menjadi isentropik. Siklus yang mengikuti idealisasi ini adalah siklus Rankine ideal yang ditunjukkan pada **Gambar 2.1**

Mengacu pada **Gambar 2.1**, kita melihat bahwa fluida kerja mengalami hal berikut: serangkaian proses reversibel internal:

Proses 1–2 Ekspansi *steam* isentropik fluida kerja melalui turbin untuk menghasilkan kerja dari *steam* (uap jenuh) yang tadinya memasuki turbin dalam kondisi tekanan dan temperatur tinggi akan keluar dari turbin dengan kondisi tekanan dan temperatur rendah/pada keadaan 1 ke tekanan kondensor.

Proses 2-3 Perpindahan panas dari fluida kerja saat mengalir pada tekanan konstan melalui kondensor keluar sebagai cairan jenuh pada keadaan 3. Terdapat proses kondensasi sehingga menyebabkan *steam* yang keluar dari turbin berubah menjadi *saturated liquid*. Proses 2-3 terjadi secara isobarik dan isotermis.

Proses 3–4 Kompresi isentropik dalam pompa ke keadaan 4 di wilayah cairan terkompresi. Terjadi proses peningkatan tekanan oleh pompa pada fluida cair jenuh atau *feedwater* dari kondensor untuk diarahkan menuju *boiler*.

Proses 4-1 Perpindahan panas ke fluida kerja saat mengalir pada tekanan konstan melalui *boiler* untuk menyelesaikan siklus. Terjadi proses peningkatan temperatur *feedwater* hingga menjadi *steam* yang berada pada kondisi *saturated steam* dan bahkan pada kondisi *superheated steam* (dengan menggunakan *superheater*) oleh *boiler*. Proses 4-1 terjadi secara isobarik.

2.2 Siklus Rankine dengan Reheat

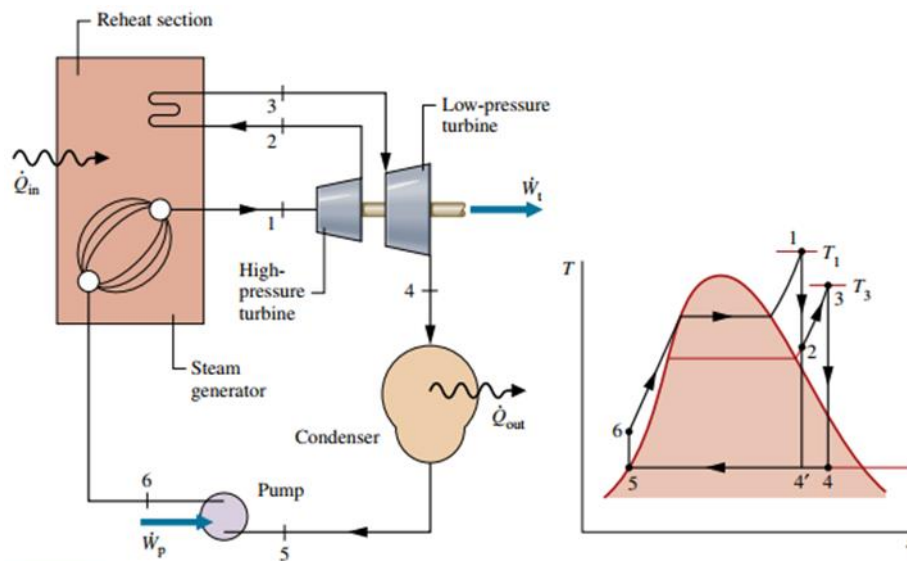


FIG. 8.7 Ideal reheat cycle.

Gambar 2.2 (a) Skema Siklus Rankine ideal dengan *reheat* dan (b) Diagram Ts (Temperatur-Entropi) pada Siklus Rankine ideal dengan *reheat*
Sumber: Moran, J.M. dkk., 2017

Reheat Modifikasi lebih lanjut yang biasanya digunakan pada pembangkit listrik tenaga uap adalah **Reheat**. Pada Siklus Rankine ideal, *steam* yang keluar dari turbin masih berada pada kondisi basah, walaupun berasal dari 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%. Dengan Reheat, pembangkit listrik dapat mengambil keuntungan dari peningkatan efisiensi yang dihasilkan dengan tekanan *boiler* yang lebih tinggi namun menghindari *steam* berkualitas rendah di *turbine exhaust* sehingga *steam* kembali berada pada kondisi *superheated*. Dalam ideal reheat cycle yang ditunjukkan pada **Gambar 2.2**, *steam* tidak memuai ke tekanan kondensor dalam satu tahap. Sebaliknya, *steam* berekspansi melalui turbin tahap pertama (Proses 1-2) ke beberapa tekanan antara generator uap dan tekanan kondensor. *Steam* kemudian dipanaskan kembali di *steam generator* (Proses 2-3). Idealnya, tidak akan ada penurunan tekanan saat *Steam* dipanaskan kembali. Setelah Reheating, *Steam* berekspansi dalam turbin tahap kedua ke tekanan kondensor (Proses 3-4).

Persamaan pada proses 6-1-2-3 pada **Gambar 2.2** dikemukakan oleh Sarkar, D.K (2015, 22) adalah sebagai berikut.

$$Q_b = (h_1 - h_6) + (h_3 - h_2) \dots \dots \dots (2.1)$$

Sedangkan persamaan pada kerja yang dihasilkan akibat dari penggunaan turbi bertekanan tinggi dan turbin bertekanan rendah adalah sebagai berikut.

$$W_t = (h_1 - h_2) + (h_3 - h_4) \dots \dots \dots (2.2)$$

2.3 Siklus Rankine dengan Regenerative

2.3.1 Open Feedwater Heaters

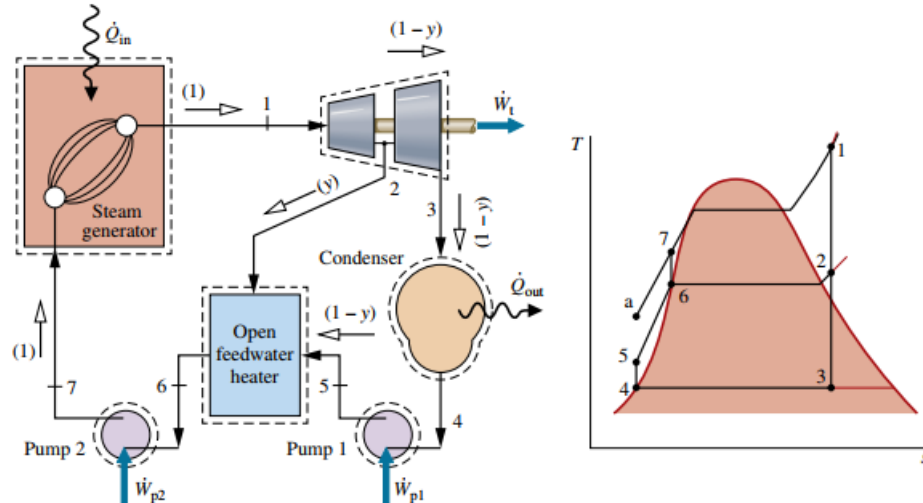


FIG. 8.9 Regenerative vapor power cycle with one open feedwater heater.

Gambar 2.3 (a) Skema Siklus Rankine ideal dengan *Open Feedwater Heater* dan (b) Diagram T-s Siklus Rankine ideal dengan *Open Feedwater Heater*

Sumber: Moran, J. M dkk, 2017

Regenerasi dapat dicapai dengan menggunakan **Open Feedwater Heater**, *type of direct-contact heat exchanger* di mana *stream* pada temperatur yang berbeda bercampur untuk membentuk *stream* pada *intermediate temperature*. Ditunjukkan pada **Gambar 2.3** adalah diagram skematik dan diagram T-s terkait untuk *regenerative vapor power cycle* yang memiliki satu *open feedwater heater*. Untuk siklus ini, fluida kerja mengalir secara isentropis melalui tahap turbin dan pompa, dan mengalir melalui *steam generator*, kondensor, dan *Feedwater Heater* berlangsung tanpa *pressure drop* di salah satu komponen ini. Namun, ada sumber irreversibilitas karena pencampuran di dalam *Feedwater Heater*.

Steam memasuki turbin tahap pertama pada keadaan 1 dan berekspansi ke keadaan 2, di mana sebagian kecil dari aliran total *diekstraksi*, atau *dikeluarkan*, ke dalam *Open Feedwater Heater* yang beroperasi pada tekanan ekstraksi, p_2 . Sisa *Steam* berekspansi melalui turbin tahap kedua ke keadaan 3. Bagian dari aliran total ini dikondensasi menjadi *saturated liquid*, keadaan 4, dan kemudian dipompa ke ekstraksi tekanan dan dimasukkan ke *feedwater heater* pada keadaan 5. Single mixed stream keluar dari *feedwater heater* pada keadaan 6. Untuk kasus yang ditunjukkan pada Gambar 8.9, laju aliran massa dari aliran yang memasuki *feedwater heater* sedemikian rupa sehingga keadaan 6 *steam generator saturated liquid* pada *extraction pressure*. Cairan pada keadaan 6 kemudian dipompa ke tekanan *steam generator* dan masuk ke *steam generator* pada keadaan 7. Terakhir, fluida kerja dipanaskan dari keadaan 7 ke keadaan 1 di *steam generator*.

Mengacu pada diagram T-s dari siklus, penambahan panas akan terjadi dari keadaan 7 ke keadaan 1, bukan dari keadaan a ke keadaan 1, seperti yang akan terjadi tanpa regenerasi. Dengan demikian, jumlah energi yang harus disuplai dari pembakaran bahan bakar fosil, atau sumber lain, untuk menguapkan dan memanaskan uap akan berkurang. Ini adalah hasil yang diinginkan. Hanya sebagian dari aliran total yang mengembang melalui turbin tahap kedua (Proses 2–3), namun jadi lebih sedikit kerja yang akan dikembangkan juga. Dalam praktiknya, kondisi operasi sedemikian rupa sehingga pengurangan panas yang ditambahkan lebih dari mengimbangi penurunan kerja bersih yang dikembangkan, menghasilkan peningkatan efisiensi termal di pembangkit listrik regeneratif. Apabila diasumsikan kondisi *steady* dan perubahan energi potensial dan energi kinetik pada open *feedwater heater* diabaikan, dikemukakan oleh Moran, J. M (2014, 467), persamaan kesetimbangan massa pada kondisi *steady* adalah sebagai berikut.

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 + \dot{m}_3 \dots \dots \dots (2.3)$$

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 + \dot{m}_5 \dots \dots \dots (2.4)$$

$$\dot{m}_6 = \dot{m}_7 = \dot{m}_1 \dots \dots \dots (2.5)$$

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 = \dot{m}_5 \dots \dots \dots (2.6)$$

Sementara itu, persamaan kesetimbangan energi adalah sebagai berikut.

$$\dot{E}_6 = \dot{E}_5 + \dot{E}_2 \dots \dots \dots (2.7)$$

$$\dot{m}_6 h_6 = \dot{m}_5 h_5 + \dot{m}_2 h_2 \dots \dots \dots (2.8)$$

$$\frac{\dot{m}_2}{\dot{m}_1} = \frac{\dot{m}_6 h_6 + \dot{m}_5 h_5}{\dot{m}_1 h_2} \dots \dots \dots (2.9)$$

Karena $\dot{m}_6 = \dot{m}_1$ dan $\dot{m}_5 = \dot{m}_6 - \dot{m}_2$, maka

$$\frac{\dot{m}_2}{\dot{m}_1} = \frac{\dot{m}_1 h_6 - (\dot{m}_1 - \dot{m}_2) h_5}{\dot{m}_1 h_2} \dots \dots \dots (2.10)$$

apabila $y = \dot{m}_2$ dan $1 = \dot{m}_1$, maka

$$y = \frac{h_6 - (1-y)h_5}{h_2} \dots \dots \dots (2.11)$$

$$y = \frac{h_6 - h_5}{h_2 - h_5} \dots \dots \dots (2.12)$$

Kerja total yang dihasilkan turbin pada adalah sebagai berikut.

$$W_t = \frac{\dot{W}_t}{\dot{m}} = (h_1 - h_2) + (1 - y)(h_2 - h_3) \dots \dots \dots (2.13)$$

Kerja pompa adalah sebagai berikut.

$$W_p = \frac{\dot{W}_p}{\dot{m}} = (h_7 - h_6) + (1 - y)(h_5 - h_4) \dots \dots \dots (2.14)$$

Energi yang diperlukan *boiler* adalah sebagai berikut.

$$Q_b = \frac{\dot{Q}_b}{\dot{m}} = (h_1 - h_7) \dots \dots \dots (2.15)$$

Energi yang dilepaskan dari kondensor adalah sebagai berikut.

$$Q_c = \frac{\dot{Q}_c}{\dot{m}} = (1 - y)(h_3 - h_4) \dots \dots \dots (2.16)$$

2.3.2 Closed Feedwater Heaters

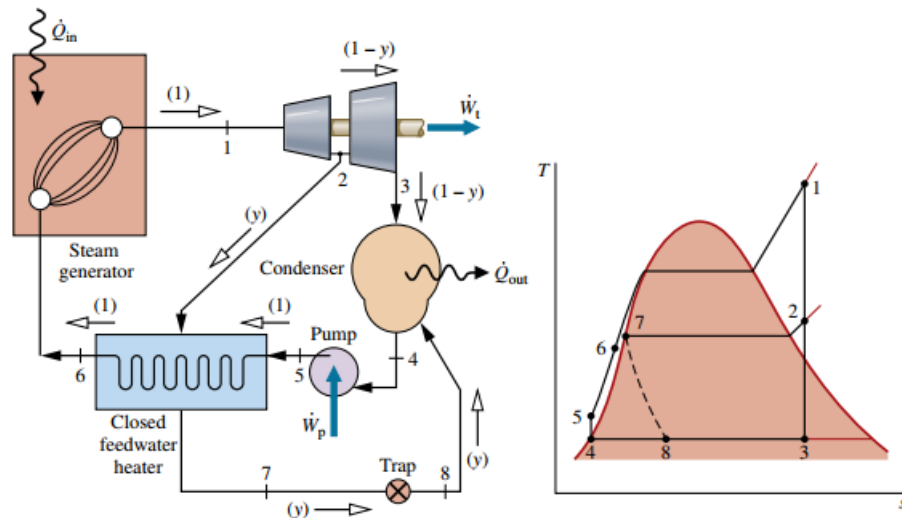


FIG. 8.11 Regenerative vapor power cycle with one closed feedwater heater.

Gambar 2.4 (a) Skema Siklus Rankine ideal dengan *Closed Feedwater Heater* dan (b) Diagram T-s Siklus Rankine ideal dengan *Closed Feedwater Heater*
 Sumber: Moran, J. M dkk, 2017

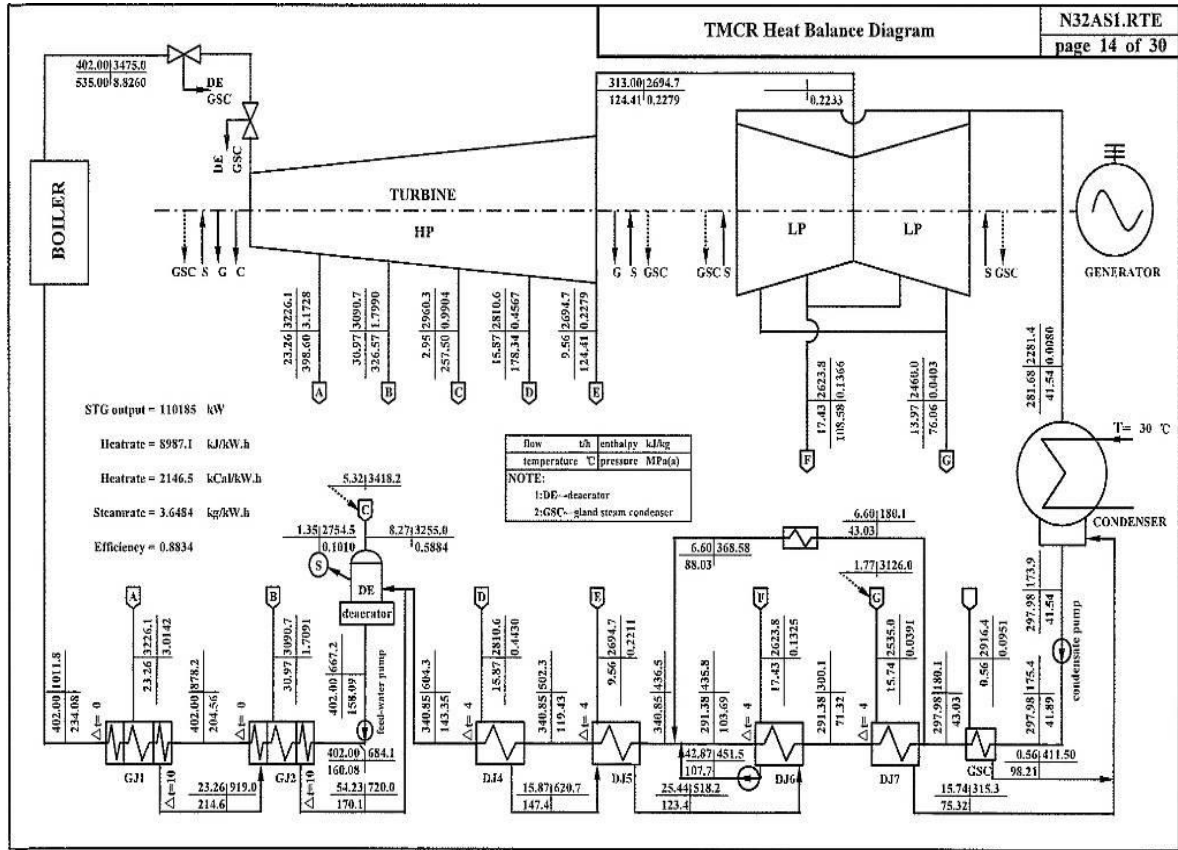
Regenerative feedwater heating juga dapat dilakukan dengan *closed feedwater heaters*. *Closed heaters* adalah *recuperator* tipe *shell-and-tube* di mana temperatur *feedwater* meningkat ketika *steam* yang diekstraksi mengembun di bagian luar tabung yang membawa *feedwater*. Karena kedua aliran tidak bercampur, mereka dapat berada pada tekanan yang berbeda. Aliran uap total berekspansi melalui turbin tahap pertama dari keadaan 1 ke keadaan 2. Di lokasi ini, sebagian kecil dari *stream* dialirkan ke *closed feedwater heater*, di mana ia mengembun.

Saturated liquid pada *extraction pressure* keluar dari *feedwater heater* pada keadaan 7. Kondensat kemudian terperangkap ke dalam kondensor, di mana ia bersatu kembali dengan bagian *total flow* yang melewati turbin tahap kedua. Ekspansi dari *state 7* ke *state 8* melalui trap adalah irreversible, sehingga ditunjukkan oleh garis putus-putus pada diagram T-s. *Total flow* yang keluar dari kondensor sebagai cairan jenuh pada keadaan 4 dipompa ke tekanan *steam generator* dan memasuki *feedwater heater* pada keadaan 5. Temperatur *feedwater* dinaikkan saat melewati *feedwater heater*. Air umpan kemudian keluar pada keadaan 6. Siklus selesai saat fluida kerja dipanaskan dalam *steam generator* pada tekanan konstan dari keadaan 6 ke keadaan 1. Meskipun pemanas tertutup yang ditunjukkan pada gambar beroperasi tanpa penurunan tekanan di kedua aliran, ada sumber ireversibilitas karena perbedaan suhu aliran-ke-aliran.

Analisis Siklus Diagram skematik dari siklus yang ditunjukkan pada **Gambar 2.4** diberi label dengan fraksi aliran total di berbagai lokasi. Ini biasanya membantu dalam menganalisis siklus seperti itu. Fraksi dari aliran total yang diekstraksi, y , dapat ditentukan dengan menerapkan prinsip kekekalan massa dan kekekalan energi pada volume atur di sekitar pemanas tertutup. Dengan asumsi proses pelambatan untuk ekspansi melintasi perangkap, keadaan 8 ditetapkan menggunakan $h_8 = h_7$. Dengan asumsi tidak ada perpindahan panas antara pemanas air umpan dan sekitarnya dan mengabaikan efek energi kinetik dan potensial, keseimbangan massa dan laju energi berkurang pada keadaan tunak. Apabila diasumsikan kondisi *steady*, $\dot{Q}_{cv} = 0$, dan perubahan energi potensial dan energi kinetik diabaikan, maka rasio dari \dot{m}_2 terhadap \dot{m}_1 berdasarkan Moran, J. M (2014, 41) pada kondisi *steady* adalah sebagai berikut.

$$y = \frac{h_6 - h_5}{h_2 - h_7} \dots \dots \dots (2.17)$$

2.4 Pembangkit Listrik Tenaga Uap (PLTU)



Gambar 2.5 Skema PLTU Penelitian

Komponen pada skema PLTU pada Gambar 2.5 adalah sebagai berikut.

1.	Boiler	12.	Drain Pump
2.	Turbin High Pressure (HP)	13.	LPH 2
3.	Turbin Low Pressure (LP)	14.	LPH 1
4.	Generator	15.	Deaerator
5.	Kondensor	16.	Boiler Feed Pump (BFP)
6.	Cooling Water Condenser Pump	17.	High Pressure Heater (HPH) 2
7.	Condensate Extraction Pump (CEP)	18.	HPH 1
8.	Gland Steam Condenser (GSC)	19.	Primary Air Fan (PA)
9.	Slag Coller	20.	Secondary Air (SA) Fan
10.	Low Pressure Heater (LPH) 4	21.	Induced Draft (ID) Fan
11.	LPH 3		

PLTU bekerja dimulai dengan batubara yang difluidasi pada *circulating fluidized bed boiler*. Batubara yang telah difluidasi kemudian dicampur dengan primary air yang dialirkan melalui PA Fan. Campuran *primary air* dengan batubara tersebut dialirkan menuju furnace melalui burner yang terdapat pada *boiler* untuk mengalami proses pembakaran. Pada saat yang sama, secondary air, yang dialirkan melalui SA Fan, mengalir menuju *boiler* melalui lubang di sekitar burner. Kalor yang dihasilkan dari proses pembakaran akan digunakan untuk memanaskan feedwater dari kondisi saturated liquid menjadi superheated steam dan superheated steam. Sementara itu, flue gas yang telah digunakan oleh *boiler* keluar melalui ID Fan menuju stack dan akhirnya dibuang ke lingkungan.

Steam dengan tekanan dan temperatur tinggi tersebut kemudian digunakan untuk memutar poros dan generator yang terhubung dengan turbin HP dan turbin LP. *Steam* yang telah mengalami digunakan oleh turbin akan keluar dari turbin pada kondisi tekanan dan temperatur rendah. Setelah melalui turbin HP, sebagian steam akan digunakan untuk memanaskan *feedwater* pada HPH 1 dan HPH 2. Proses reheat tersebut akan membuat steam berada pada kondisi superheated dengan temperatur dan tekanan yang tinggi. Setelah melalui turbin HP, sebagian steam akan dialirkan menuju deaerator yang digunakan untuk memanaskan feedwater. Sebagian lagi akan dialirkan langsung menuju turbin LP. Steam yang telah digunakan oleh turbin LP kemudian akan dialirkan melalui LPH 1, LPH 2, LPH3, dan LPH 4. Sebagian lagi dialirkan menuju kondensor.

Steam pada kondisi tekanan dan temperatur rendah akan dialirkan menuju kondensor untuk mengalami perubahan fase, dari *vapor-liquid* bentuk saturasi menjadi *saturated liquid*. Proses yang terjadi pada kondensor tersebut dibantu dengan *cooling water* yang berasal dari air laut. Sebelum dialirkan menuju kondensor, *cooling water* tersebut dialirkan menuju *cooling water condenser pump* untuk mengalami peningkatan tekanan. Setelah dialirkan dari kondensor, *cooling water* tersebut kemudian dibuang kembali ke air laut.

2.5 Komponen pada Pembangkit Listrik Tenaga Uap (PLTU)

PLTU terdiri atas komponen, seperti *boiler*, turbin, kondensor, deaerator, *feedwater heater*, dan komponen *auxillary*, yakni pompa, *fan*, dan *pulverizer*.

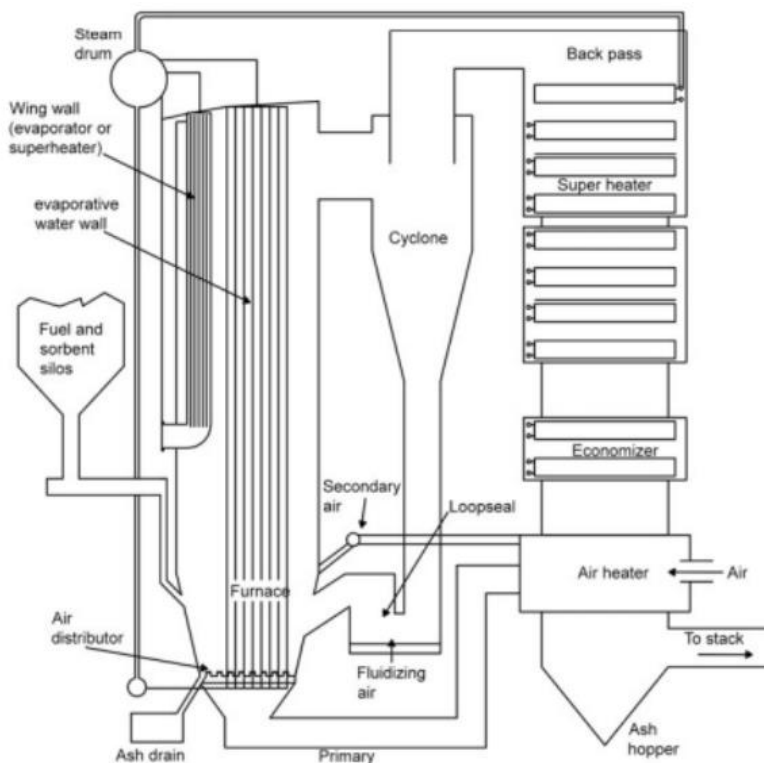
2.5.1 Boiler

Untuk menghasilkan steam yang dapat menggerakkan turbin diperlukan adanya boiler. Boiler merupakan bejana tertutup dimana didalamnya terjadi proses pembakaran bahan bakar dan oksigen yang terbakar pada temperatur yang mencukupi sehingga terbentuk energi kalor. Energi kalor tersebut digunakan untuk memanaskan uap yang terdapat pada heat exchanger menjadi steam. Steam yang dihasilkan digunakan untuk memutar turbin yang dikopel dengan generator sehingga dapat menghasilkan energi listrik. Bagian pada boiler dibagi menjadi dua yaitu bagian furnace dan bagian back pass. Bagian furnace merupakan tempat terjadinya pembakaran dengan susunan burner tertentu sesuai model pembakaran yang dipakai pada boiler.

Di dalam boiler banyak siklus yang terjadi, yaitu proses pembakaran bahan bakar dan proses penguapan air menjadi uap yang digunakan untuk memutar turbin. Perpindahan panas dalam boiler terjadi pada 3 proses, yaitu: 1. Radiasi di ruang bakar (furnace). 2. Konveksi di economizer, air heater dan primary superheater. 3. Kombinasi radiasi dan konveksi di secondary superheater dan reheater. Fungsi utama boiler adalah sebagai berikut: 1. Untuk memproduksi uap sesuai dengan spesifikasi yang dibutuhkan, baik kuantitas maupun kualitasnya 2. Memanaskan uap jenuh yang dihasilkan menjadi uap panas lanjut sebelum digunakan untuk memutar turbin 3. Memanaskan ulang uap bekas memutar HP turbin sebagai metode pengembalian kualitas uap untuk memutar IP dan LP turbin Pada PLTU sistem udara pembakaran dibagi menjadi 2 bagian, yaitu primary air dan secondary air. Kebutuhan kedua

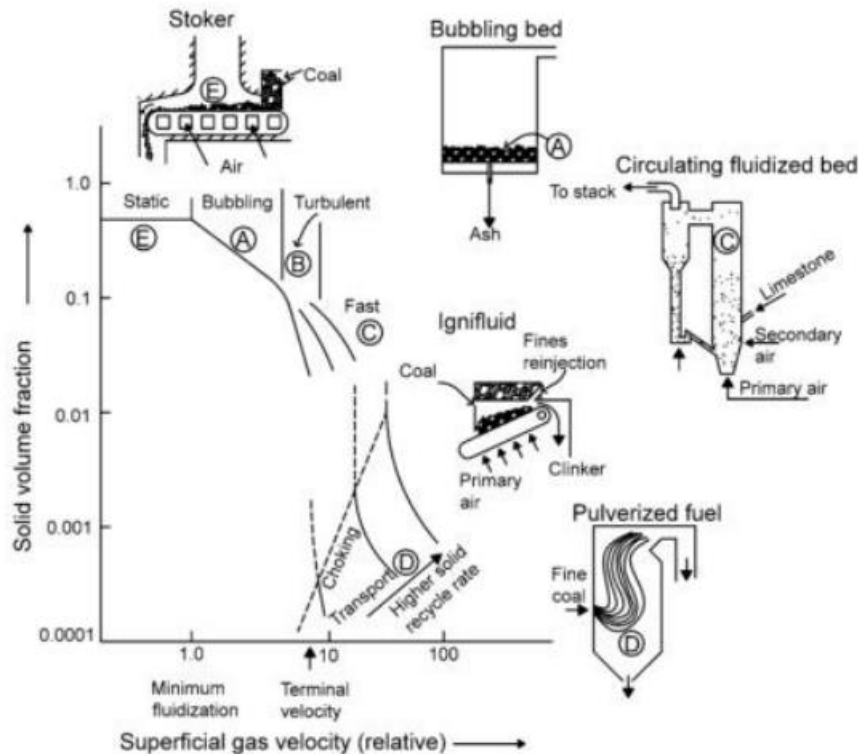
sistem udara tersebut secara kontinu dipenuhi oleh unit kipas dengan sistem tekan paksa (force draft fan). Fan ini digerakkan oleh motor listrik, dengan pengaturan jumlah aliran udara dilakukan pada sisi inlet oleh damper secara variabel. Udara pembakaran ini dialirkan menuju furnace melalui wind box, dimana sebelumnya udara akan dipanaskan terlebih dahulu pada sistem air preheater. Air preheater mengambil panas dari aliran gas buang keluaran dari furnace. Boiler pada CFB akan dibagi menjadi tiga zone, yakni 1. Lower zone (berada di bagian bawah dari secondary air) 2. Upperr zone (berada di bagian atas dari secondary air) 3. Cyclone. Beberapa bagian dari CFB boiler, seperti standpipe dan loop seal, tidak dimasukkan ke dalam bagian utama dari boiler. Hal ini dikarenakan secara keseluruhan proses pembakaran pada bagian tersebut diabaikan. Pada bagian cyclone, proses pembakaran pada bagian tersebut juga tidak diinginkan, oleh karena itu pembakaran pada bagian tersebut juga diabaikan. Udara pembakaran yang masuk ke CFB boiler dapat dibagi menjadi primary dan secondary air. Pada bagian bawah boiler yaitu bagian yang difluidisasi oleh primary air yang menyumbang 40-80 % dari udara stokiometri yang dibutuhkan. Pada bagian bawah boiler bekerja pada sub stokiometri atau pada proses pembakaran kurang oksigen. Batubara akan masuk ke boiler pada coal feeder, sedangkan partikel yang tidak terbakar atau tidak terbakar sempurna akan masuk ke cyclone lalu kembali lagi ke bagian lower bed. Bagian bawah dari CFB boiler akan memiliki partikel yang lebih rapat dibandingkan pada bagian atas boiler. Partikel ini daat berupa material bed, batubara, atau ash. Pada saat beban dari boiler dinaikkan, maka proporsi dari primary air terhadap secondary air akan meningkat, sehingga partikel yang bersuhu tinggi akan semakin terangkat ke bagian atas boiler untuk meningkatkan penyerapan pada bagian atas dari boiler. Secondary air adalah udara yang ditambahkan ke boiler pada daerah antara atas dan bawah boiler. Pada beberapa boiler, yakni pada saat staged combustion tidak terlalu diperlukan, maka secondary air akan ditambahkan pada bagian yang dekat dengan dasar boiler

2.5.2 Circulating Fluidized Bed (CFB)



Gambar 2.6 *Circulating Fluidized Bed Boiler Combustion*
(The Babcock & Wilcox, 2005)

Fluidized Bed Combustion dibagi menjadi dua jenis pembakaran salah satunya adalah *Circulating fluidized bed (CFB) boiler*. *Circulating Fluidized Bed Combustion (CFBC)*, sebagai alternatif dari *Pulverised Coal Combustion (PCC)*, merupakan proses pembakaran dimana batubara dan udara dicampur dengan batu kapur untuk mendapatkan reaksi kimia dan perpindahan panas yang lebih optimal. Pada *fluidized-bed combustor*, proses pembakaran berlangsung pada saat campuran bahan bakar, sorbent, dan partikel fuel ash bergabung dengan primary air membentuk aliran turbulen. Gas yang melingkupi material padat pada ruang bakar tersebut memungkinkan karakteristik melayang pada ruang bakar.



Gambar 2.7 Pembagian daerah operasi dari beberapa jenis boiler

- **CIRCULATING** : Terjadinya sirkulasi batu bara yang belum habis terbakar dari FURNACE ke CYCLONE kemudian masuk ke SEALPOT dan kembali ke FURNACE.
- **FLUIDIZED** : Penghambusan udara primer untuk menjaga material bed dan batu bara tetap melayang didalam furnace.
- **BED** : Material material berupa partikel partikel kecil (pasir kuarsa, bottom ash) yang bisa di gunakan sebagai media awal transfer panas dari pembakarn HSB kepembakaran batu bara (100 ton)

Circulating fluidized bed (CFB) boiler sangat populer di industri *power plant* karena nilai ekonomis dan *flue gas* yang dihasilkan. Teknologi CFBC memiliki beberapa kelebihan, dimana penggunaannya sangat fleksibel. Pada CFBC, kualitas dan ukuran dari bahan bakar pada saat pembakaran dapat sangat bervariasi. Selain itu, emisi berupa SO_x dan NO_x dapat berkurang dengan sangat signifikan tanpa perlu penambahan flue gas pada sistem. Proses pembakaran pada CFBC boiler memiliki temperatur yang berkisar 800oC – 900oC, jauh dimana temperatur kerja PCC boiler yang berkisar 1300oC – 1700oC. Hal ini membuat emisi NO_x dapat berkurang. Sulfur pada batubara sebagian besar diperangkap oleh batu kapur, yaitu sekitar 90% sampai 95% SO₂ dapat direduksi pada proses pembakaran. Dengan rendahnya temperatur

pembakaran ini, ash fouling dan korosi pada permukaan membuat pembakaran pada CFBC boiler akan lebih kompleks dan lebih sulit dilakukan dibandingkan PCC boiler. Walaupun pembakaran pada CFBC boiler memiliki temperatur operasi yang tergolong rendah, partikel panas yang terus bersirkulasi membuat perpindahan panas lebih efisien serta waktu tunggu dari pembakaran dan reaksi kimia dari batubara dapat berkurang.

Tabel 2.1 Perbandingan karakteristik dari boiler

Karakteristik	<i>Stoker</i>	<i>Bubbling</i>	<i>Circulating</i>	<i>Pulverized</i>
Ketinggian <i>furnace</i> (m)	0,2	1-2	15-40	27-45
Kecepatan gas <i>superficial</i> (m/s)	1-2	1,5-2,5	4-6	4-7
<i>Excess air</i> (%)	20-30	20-25	15-20	15-30
Laju <i>heat release</i> (MW/m ²)	0,5-1,0	0,5-1,5	3-5	4-6
Ukuran batubara (mm)	6-32	0-6	0-6	<0,1
Rasio <i>turndown</i>	4:1	3:1	3:4:1	3:1
Efisiensi pembakaran	85-90	90-96	95-99,5	99-99,5
Nitrogen oksida (ppm)	400-600	300-400	50-200	400-600
Sufur dioksida yang terikat	Tidak ada	80-90	80-90	Tidak ada

Teknologi CFBC cocok dapat digunakan pada proses pembakaran bahan bakar dengan grade rendah atau pada bahan bakar yang sulit dibakar. Pada beberapa unit CFBC, batubara yang digunakan dapat berupa sisa yang tertinggal dari aktivitas pertambangan. Hal ini membuat batubara sisa dapat diubah menjadi energi listrik yang berharga. Teknologi CFBC masih terus digunakan selama 25 tahun ini, dan masih terus berkembang. Hampir semua pembangkit listrik dengan teknologi CFBC merupakan pembangkit listrik dengan daya kecil (1000 MWe), dan steam dalam kondisi subcritical. Hal ini membuat sistem pembangkit listrik CFBC memiliki efisiensi yang lebih tinggi dibandingkan pembangkit listrik PCC pada kondisi supercritical/ultra-supercritical. Rendahnya kisaran ekonomis dari pembangkit listrik CFBC serta rendahnya efisiensi membuat biaya operasi menjadi tinggi, serta penggunaan CFBC menjadi terbatas.

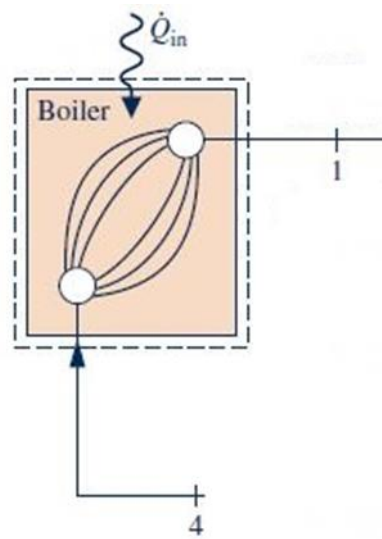
Steam drum berfungsi untuk memisahkan uap dan air untuk memastikan fluida yang mengalir menuju *superheater* dalam bentuk uap. *Steam drum* juga akan mengalirkan *feedwater* dari *economizer* menuju *downcomer*, lalu menuju *riser* atau *tube wall* dan kembali lagi menuju *steam drum* sebelum dialirkan menuju *superheater*.

- *Superheater*

Superheater akan menerima *saturated steam* dari *steam drum* untuk dipanaskan hingga dalam kondisi *superheated* sebelum dialirkan menuju turbin.

- *Reheater*

Reheater akan menerima *steam* ekstrasi dari turbin HP untuk dipanasi kembali sebelum diarahkan menuju turbin IP.



Gambar 2.7 Volume Atur pada *Boiler*

Sumber: Moran, J. M dkk, 2014

Analisa volume atur pada *boiler* pada **Gambar 2.7** mengikuti persamaan hukum pertama termodinamika sebagai berikut.

$$\frac{dE_{cv}}{dt} = \dot{Q}_{cv} - \dot{W}_{cv} + \sum_{in} \dot{m}_{in} \left[h_{in} + \frac{v_{in}^2}{2} + gz_{in} \right] - \sum_{out} \dot{m}_{out} \left[h_{out} + \frac{v_{out}^2}{2} + gz_{out} \right] \dots \dots \dots (2.18)$$

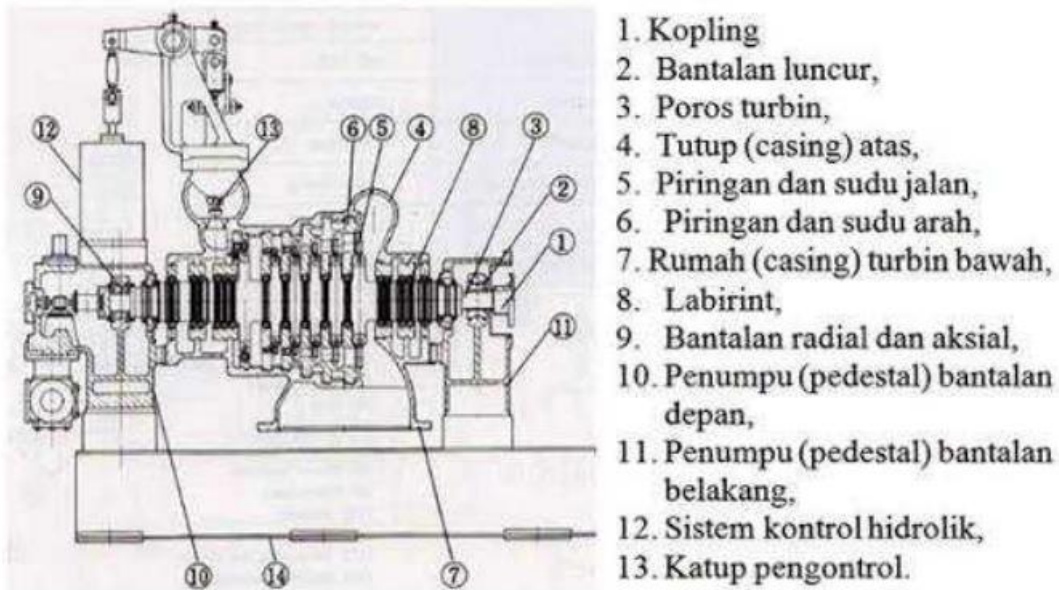
Apabila diasumsikan kondisi *steady*, tidak ada perubahan energi kinetik dan energi potensial, dan tidak ada kerja ($\dot{W}_{cv} = 0$), maka persamaan kesetimbangan massa dan energi adalah sebagai berikut.

$$\frac{dm_{cv}}{dt} = \dot{m}_{in} - \dot{m}_{out} = 0 \dots \dots \dots (2.19)$$

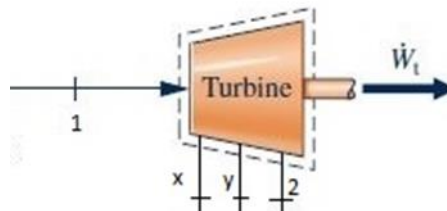
$$\dot{m}_4 = \dot{m}_1 - \dot{m} \dots \dots \dots (2.20)$$

$$\dot{Q}_{in} = \frac{\dot{Q}_{in}}{\dot{m}} = h_1 - h_4 \dots \dots \dots (2.21)$$

2.5.3 Turbin Uap



Gambar 2.8 Komponen pada Turbin Uap
 Sumber: Purba, Johannes, 2016



Gambar 2.9 Volume Atur pada Turbin Uap
 Sumber: Moran, J. M dkk, 2014

Turbin uap adalah suatu penggerak mula yang mengubah energi potensial menjadi energi kinetik dan energi kinetik ini selanjutnya diubah menjadi energi mekanik dalam bentuk putaran poros turbin. Poros turbin langsung atau dengan bantuan elemen lain, dihubungkan dengan mekanisme yang digerakkan. Turbin uap akan 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 sudut *stationary* dari turbin uap. Kemudian, sudut 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.

Analisa volume atur pada turbin uap pada **Gambar 2.9** mengikuti persamaan hukum pertama termodinamika sebagai berikut.

$$\frac{dE_{cv}}{dt} = \dot{Q}_{cv} - \dot{W}_{cv} + \sum_{in} \dot{m}_{in} \left[h_{in} + \frac{v_{in}^2}{2} + gz_{in} \right] - \sum_{out} \dot{m}_{out} \left[h_{out} + \frac{v_{out}^2}{2} + gz_{out} \right] \dots \dots \dots (2.22)$$

Apabila diasumsikan kondisi *steady*, tidak ada perubahan energi kinetik dan energi potensial, dan $\dot{Q}_{cv} = 0$, maka persamaan kesetimbangan massa dan energi adalah sebagai berikut.

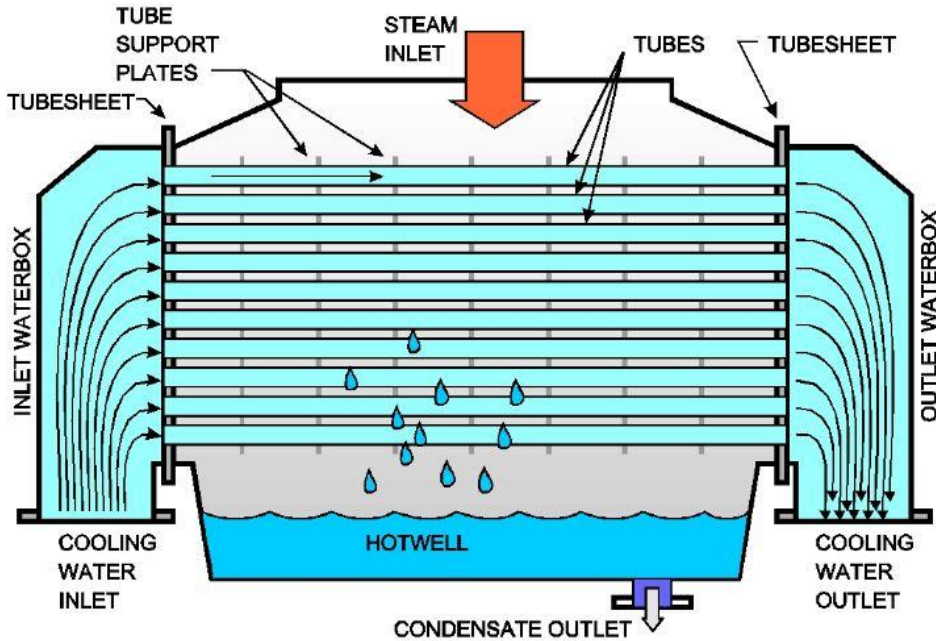
$$\frac{dm_{cv}}{dt} = \dot{m}_{in} - \dot{m}_{out} = 0 \dots \dots \dots (2.23)$$

$$\dot{m}_1 = x \cdot \dot{m}_1 + y \cdot \dot{m}_1 + \dot{m}_2 = \dot{m} \dots \dots \dots (2.24)$$

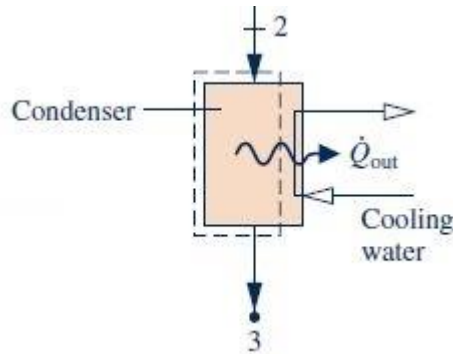
$$\dot{m}_1 = x \cdot \dot{m}_1 + y \cdot \dot{m}_1 + (1 - x - y) \dot{m}_1 = \dot{m} \dots \dots \dots (2.25)$$

$$W_{out} = \frac{W_{out}}{\dot{m}} = h_1 - (1 - x - y)h_2 - xh_x - yh_y \dots \dots \dots (2.26)$$

2.5.4 Kondensor



Gambar 2.10 Kondensor pada PLTU



Gambar 2.11 Volume Atur pada Kondensor
 Sumber: Moran, J. M dkk, 2014

Kondensor pada Turbin Uap PLTU berfungsi untuk mengkondensasikan (*saturated liquid*) steam bekas Turbin (*Turbine*). Uap yang sudah digunakan untuk memutar Turbin akan mengalir ke arah kondenser karena tekanan di dalam kondenser lebih rendah dari pada tekanan di ruang Turbin. Pada PLTU, media pendingin biasanya berupa air laut. Analisa volume atur pada kondensor pada **Gambar 2.11** mengikuti persamaan hukum pertama termodinamika sebagai berikut.

$$\frac{dE_{cv}}{dt} = \dot{Q}_{cv} - \dot{W}_{cv} + \sum_{in} \dot{m}_{in} \left[h_{in} + \frac{v_{in}^2}{2} + gz_{in} \right] - \sum_{out} \dot{m}_{out} \left[h_{out} + \frac{v_{out}^2}{2} + gz_{out} \right] \dots \dots \dots (2.27)$$

Apabila diasumsikan kondisi *steady*, tidak ada perubahan energi kinetik dan energi potensial, dan $\dot{W}_{cv} = 0$, maka persamaan kesetimbangan massa dan energi adalah sebagai berikut.

$$\frac{dm_{cv}}{dt} = \dot{m}_{in} - \dot{m}_{out} = 0 \dots \dots \dots (2.28)$$

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_3 = \dot{m} \dots \dots \dots (2.29)$$

$$Q_{out} = \frac{\dot{Q}_{out}}{\dot{m}} = h_2 - h_3 \dots \dots \dots (2.30)$$

2.5.5 Pompa

Pompa berfungsi mensirkulasikan fluida dalam fase cair. Terdapat beberapa jenis pompa yang digunakan pada PLTU, yakni

- *Boiler Feed Pump* (BFP)

BFP berfungsi untuk mensirkulasikan *feedwater* dari deaerator menuju *boiler*.

- *Drain pump*

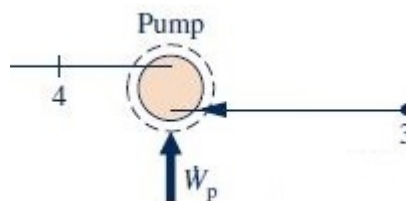
pompa yang digunakan untuk memompa air dari Heater Drain Tank menuju ke pipa air kondensat. Air heater drain ini memiliki temperatur yang cukup tinggi sehingga bisa digunakan untuk menambah suplai air kondensat yang menuju ke Deaerator.

- *Condensate Extraction Pump* (CEP)

CEP berfungsi untuk mensirkulasikan *feedwater* hasil kondensasi pada kondensor menuju deaerator melalui LPH.

- *Cooling Water Condenser Pump*

Cooling Water Condenser Pump berfungsi untuk mensirkulasikan air pendingin kondensor, yakni air laut.



Gambar 2.12 Volume Atur pada Pompa
Sumber: Moran, J. M dkk, 2014

Analisa volume atur pada kondensor pada **Gambar 2.12** mengikuti persamaan hukum pertama termodinamika sebagai berikut.

$$\frac{dE_{cv}}{dt} = \dot{Q}_{cv} - \dot{W}_{cv} + \sum_{in} \dot{m}_{in} \left[h_{in} + \frac{v_{in}^2}{2} + gz_{in} \right] - \sum_{out} \dot{m}_{out} \left[h_{out} + \frac{v_{out}^2}{2} + gz_{out} \right] \dots \dots \dots (2.31)$$

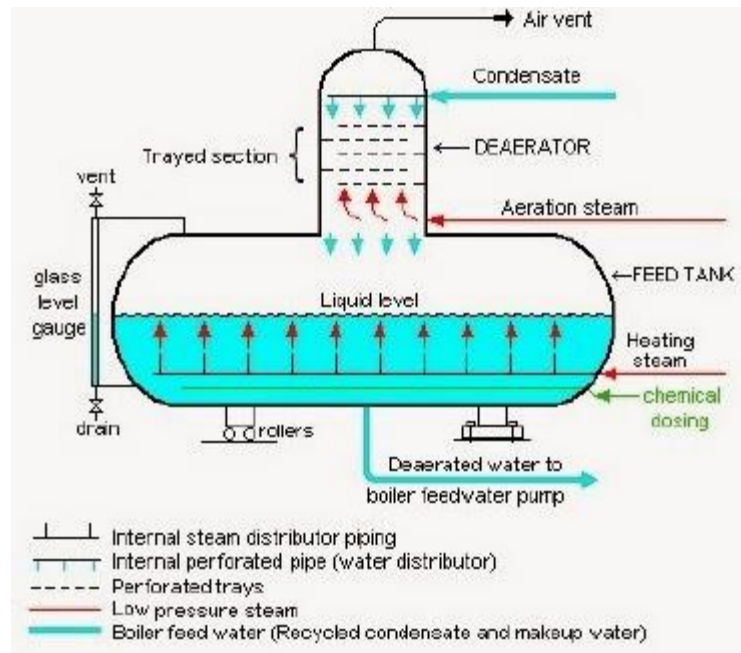
Apabila diasumsikan kondisi *steady*, tidak ada perubahan energi kinetik dan energi potensial, dan $\dot{Q}_{cv} = 0$, maka persamaan kesetimbangan massa dan energi adalah sebagai berikut.

$$\frac{dm_{cv}}{dt} = \dot{m}_{in} - \dot{m}_{out} = 0 \dots \dots \dots (2.32)$$

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_3 = \dot{m} \dots \dots \dots (2.33)$$

$$W_{in} = \frac{\dot{W}_{in}}{\dot{m}} = h_4 - h_3 \dots \dots \dots (2.34)$$

2.5.6 Deaerator



Gambar 2.13 Deaerator pada PLTU

Deaerator merupakan komponen pada PLTU yang mengikuti prinsip dari *open feedwater heater*. Fluida yang memasuki deaerator, baik itu *feedwater* yang berasal dari LPH, *steam* dari turbin, maupun fluida drain dari HPH, bercampur secara langsung. Fluida dalam bentuk *feedwater* yang keluar dari deaerator kemudian mengalir menuju BFP.

2.5.7 High Pressure Heater (HPH) dan Low Pressure Heater (LPH)

HPH dan LPH merupakan komponen pada PLTU yang mengikuti prinsip dari *closed feedwater heater*. Fluida yang memasuki HPH dan LPH, baik itu yang berupa *steam* dari turbin, *feedwater* dari HPH, LPH, deaerator, atau kondensor sebelumnya, maupun drain dari HPH, LPH, atau deaerator sesudahnya, tidak bercampur, melainkan terpisah pada sisi *shell* dan sisi *tube*. *Feedwater* mengalir pada sisi *tube* sedangkan *steam* dari turbin dan *drain* dari HPH, LPH, atau deaerator sesudahnya mengalir pada sisi *shell*.

2.5.8 Fan

Fan berfungsi untuk mensirkulasikan fluida dalam fase gas. Terdapat beberapa jenis fan yang digunakan pada PLTU, yakni

- *Induced Draft (ID) Fan*

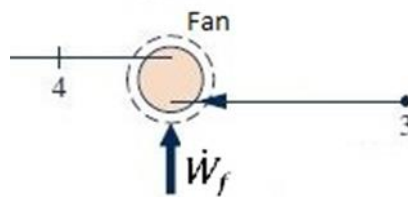
ID fan berfungsi untuk mensirkulasikan *flue gas* keluar dari *boiler*.

- *Forced Draft (FD) Fan*

FD fan berfungsi untuk mensirkulasikan *secondary air* menuju *air preheater* yang akan digunakan pada proses pembakaran.

- *Primary Air (PA) Fan*

PA fan berfungsi untuk mensirkulasikan *primary air* menuju *air preheater* yang akan digunakan pada proses pembakaran.



Gambar 2.14 Volume Atur pada *Fan*
 Sumber: Moran, J. M dkk, 2014

Analisa volume atur pada *fan* pada **Gambar 2.14** berdasarkan hukum pertama termodinamika adalah sebagai berikut.

$$\frac{dE_{cv}}{dt} = \dot{Q}_{cv} - \dot{W}_{cv} + \sum_{in} \dot{m}_{in} \left[h_{in} + \frac{v_{in}^2}{2} + gz_{in} \right] - \sum_{out} \dot{m}_{out} \left[h_{out} + \frac{v_{out}^2}{2} + gz_{out} \right] \dots \dots \dots (2.35)$$

Apabila diasumsikan kondisi *steady*, tidak ada perubahan energi kinetik dan energi potensial, dan $\dot{Q}_{cv} = 0$, maka persamaan kesetimbangan massa dan energi adalah sebagai berikut.

$$\frac{dm_{cv}}{dt} = \dot{m}_{in} - \dot{m}_{out} = 0 \dots \dots \dots (2.36)$$

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_3 = \dot{m} \dots \dots \dots (2.37)$$

$$\dot{W}_{in} = \frac{\dot{W}_{in}}{\dot{m}} = h_4 - h_3 \dots \dots \dots (2.38)$$

2.6 Analisa Batubara dan Biomassa

2.6.1 Batubara

Batubara adalah bahan bakar fosil yang berasal dari residu flora yang memfosil jutaan tahun lalu. Batubara dianalisa memakai dua metode, yakni dengan *ultimate analysis* dan *proximate analysis*. *Ultimate analysis* menganalisa komposisi penyusun batubara, seperti karbon, hidrogen, oksigen, nitrogen, dan sulfur. Sementara itu, *proximate analysis* memberikan informasi berupa *moisture*, *ash*, *volatile matter*, dan kandungan *fixed carbon* pada batubara. Kandungan air digunakan dalam kandungan *moisture* pada batubara, baik itu yang bersifat melekat ataupun yang bisa dihilangkan melalui proses pengeringan. Kandungan *ash* berkaitan dengan mineral yang terkandung di dalam batubara yang tidak terbakar ketika batubara telah terbakar dengan sempurna. Kandungan *volatile matter* berkaitan dengan kandungan pada batubara, kecuali air, yang dibebaskan pada temperatur tinggi dalam ketiadaan oksigen. Kandungan *fixed carbon*, berkaitan dengan kandungan batubara setelah *moisture*, *volatile matter*, dan *ash* dihilangkan dari batubara. *Heating value* pada batubara adalah nilai kalor yang dihasilkan ketika batubara yang telah dibakar secara sempurna didinginkan menuju temperatur awal dari udara dan batubara. Ketika batubara yang mengandung uap air dibakar dengan 21 oksigen, nilai kalor yang dihasilkan akan disebut dengan *high heating value* (HHV). Sementara itu, ketika panas laten yang digunakan pada uap air dihilangkan, nilai kalor yang dihasilkan dikenal dengan *low heating value* (LHV). Kalkulasi pada HHV dan LHV menggunakan *ultimate analysis* dengan menggunakan persamaan Dulong sebagai berikut.

$$HHV = 33,823C + 144,251 \left(H_2 - \frac{O_2}{7,937} \right) + 9,419S, \text{MJ/kg} \dots \dots \dots (2.39)$$

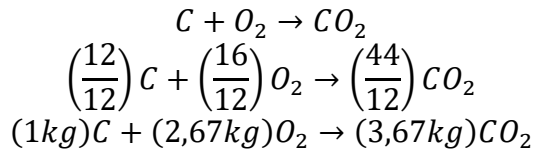
$$LHV = HHV - 2,44(8,937H_2 + M), \text{MJ/kg} \dots \dots \dots (2.40)$$

dimana C, H₂, O₂, dan M merupakan massa dari karbon, hidrogen, oksigen, dan *moisture* yang diperoleh dari *ultimate analysis*.

Reaksi kimia pada komponen utama penyusun batubara berdasarkan Fernanda, H (2017, 14) adalah sebagai berikut.

- Karbon

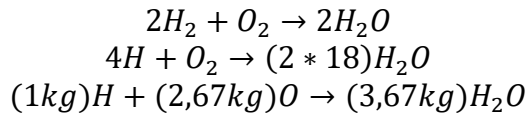
Reaksi kimia pada pembakaran karbon adalah sebagai berikut.



Pada basis massa, setiap pembakaran 1 kg karbon membutuhkan 2,67 kg oksigen. Sementara itu, pada basis molar, setiap pembakaran 1 mol karbon membutuhkan 1 mol oksigen.

- Hidrogen

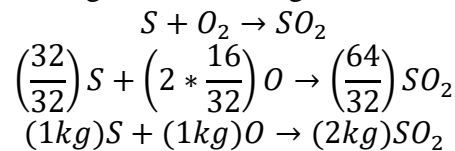
Reaksi kimia pada pembakaran hidrogen adalah sebagai berikut.



Pada basis massa, setiap pembakaran 1 kg hidrogen membutuhkan 8 kg oksigen. Sementara itu, pada basis molar, setiap pembakaran 1 mol hidrogen membutuhkan 0,5 mol oksigen.

- Sulfur

Reaksi kimia pada pembakaran hidrogen adalah sebagai berikut.



Pada basis massa, setiap pembakaran 1 kg hidrogen membutuhkan 1 kg oksigen. Sementara itu, pada basis molar, setiap pembakaran 1 mol hidrogen membutuhkan 1 mol oksigen.

Tabel 2.2 Spesifikasi Batu Bara dengan HHV 3966 kcal/kg (*American Standard and Material D 5865 – 19*)

Parameter	Unit	As Received
Proximate Analysis		
Total Moisture	% wt	35.59
Ash Content	% wt	5.82
Volatile Matter	% wt	5.82
Fixed Carbon	% wt	32.14
HHV	kcal/kg	3966
HGI	Index Point	48.09
Ultimate Analysis		
Carbon	% wt	40.83
Hydrogen	% wt	3.04
Nitrogen	% wt	0.64
Oxygen	% wt	13.48
Total Sulfur	% wt	0.59

Apabila menggunakan spesifikasi batubara yang ada pada Cycle-Tempo (Standard Coal), komponen utama penyusun standard coal dalam basis massa adalah 59,9% C, 16,95% O₂, 5,34% H₂, 1,35% S, dan 1,15% N₂. Sementara itu, komponen penyusun standard coal dalam basis molar dipaparkan pada tabel 2.2. Berdasarkan hasil perhitungan pada tabel 2.1, total kebutuhan O₂ pada pembakaran batubara adalah sebagai berikut.

$$Total O_2 = (mol C \times 1) + (mol H_2 \times 0,5) + (mol S \times 1) - (mol O_2 \times 1) \dots (2.41)$$

$$Total O_2 = (4,99 \times 1) + (2,67 \times 0,5) + (0,04 \times 1) - (0,53 \times 1) \dots (2.42)$$

$$Total O_2 = 5,839 \text{ mol} \dots \dots \dots (2.43)$$

Maka daripada itu, kebutuhan oksigen pada pembakaran standard coal adalah 5,839 mol. Apabila diasumsikan 1 kmol udara mengandung 0,2097 kmol O₂, maka total kebutuhan udara teoritis adalah 27,845 kmol. Kemudian, apabila massa molar udara sebesar 28,97 kg udara/kmol, maka kebutuhan udara teoritis adalah 806,678 kg udara/100 kg batubara. Namun begitu, secara aktual, pembakaran batubara 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. Tingkat kebutuhan excess air pada setiap pembakaran batubara berbeda-beda. Apabila diasumsikan nilai excess air sebesar 16,5%, maka kebutuhan udara berdasarkan Sarkar, D (2015, 115) adalah sebagai berikut

$$\text{Kebutuhan Dry Air} = \text{Kebutuhan Udara teoritis} \times (1 + EA) \dots \dots \dots (2.44)$$

$$\text{Kebutuhan Dry Air} = 806,678 \frac{\text{kg udara}}{100 \text{ kg batu bara}} \times (1 + 16,5) \dots \dots \dots (2.45)$$

$$\text{Kebutuhan Dry Air} = 939,781 \frac{\text{kg udara}}{100 \text{ kg batu bara}} \dots \dots \dots (2.46)$$

2.6.2 Cangkang Kelapa Sawit (Biomassa)

Pada dasarnya *Boiler* merupakan ‘ketel’ penghasil uap yang berada di dalam pabrik kelapa Sawit. Selain batubara, bahan bakar berwujud padat lainnya yang dapat digunakan dalam proses pembakaran di PLTU adalah biomassa. Biomassa merupakan bahan organik yang termasuk energi terbarukan yang berasal dari material tanaman, sampah perkotaan, dan kotoran hewan. Alasan kenapa biomassa termasuk salah satu energi terbarukan adalah ketika biomassa dibakar, CO₂ yang dilepaskan ke atmosfer dapat dipulihkan kembali menjadi biomassa yang baru. Salah satu alat penting yang berguna untuk menjalankan Turbin uap sebagai pembangkit listrik. Sekaligus berperan sebagai sumber tenaga dalam memenuhi kebutuhan proses pengolahan kelapa Sawit. Dalam prosesnya akan melibatkan pula peran dari air. Dimana hal ini berfungsi sebagai umpan yang di hantarkan ke dalam rangkaian pipa yang terdapat pada *Boiler*. Setelah dipanaskan, uap basah selanjutnya wujudnya ditransformasikan menjadi uap kering yang statusnya sama sekali tidak memiliki kandungan tetes butiran air. Kadar entitas uap kering ini yang sebenarnya dijadikan sebagai media penggerak Turbin uap. Bahan bakar utama yang kerap kali digunakan sendiri ialah limbah hasil produksi dari kelapa Sawit. Lebih tepatnya yakni, cangkang atau tempurung Sawit. Analisa yang digunakan pada cangkang sawit juga hampir sama dengan batubara, yakni dengan menggunakan metode proximate analysis dan ultimate analysis. nilai kalor yang terkandung dalam cangkang Sawit telah memenuhi syarat untuk menghasilkan panas yang dibutuhkan.

Tabel 2.3 Spesifikasi Biomassa (*American Standard and Material D 5865-13*)

Parameter	Unit	Cangkang Kelapa Sawit
Proximate Analysis		
<i>Total Moisture</i>	% wt	7.3
<i>Ash Content</i>	% wt	2.91
<i>Volatile Matter</i>	% wt	77.06
<i>Fix Carbon</i>	% wt	12.73
Total Sulfur	% wt	0.08
HHV	kcal/kg	4247
HGI	Index Point	<32

<i>Ultimate Analysis</i>		
<i>Carbon</i>	% wt	45.01
<i>Hydrogen</i>	% wt	5.63
<i>Nitrogen</i>	% wt	0.29
<i>Oxygen</i>	% wt	38.79
<i>Sulfur</i>	% wt	0.09
<i>Ash</i>	% wt	2.91

2.6.3 Campuran Bahan Bakar *co-firing*

Penelitian ini menggunakan dua jenis bahan bakar yang berbeda yaitu batu bara *low rank coal* dan biomassa cangkang kelapa sawit (*palm kernel shell*). Proses pencampuran kedua jenis bahan bakar dengan kandungan *ultimate* dan *proximate analysis* yang berbeda akan menghasilkan campuran bahan bakar dengan kandungan yang berbeda. Pencampuran ini dilakukan dengan asumsi tidak terdapat reaksi tambahan dalam prosesnya. Misal, pada proses *co-firing* dengan rasio biomassa sebesar 1%, akan membutuhkan bahan bakar batu bara untuk memenuhi 99% sisanya. Untuk memperoleh nilai kandungan setiap unsur pada campuran bahan bakar, dilakukan perhitungan sebagai berikut:

$$\begin{aligned}
 C &\rightarrow 1.00\%(\%wtC, \text{biomassa}) + 98.00\% (\%wt C, \text{batu bara}) \\
 &= 0.01 (45.01) + 0.99 (40.83) \\
 &= 40.87 \%wt(\text{basis massa}) \\
 &\quad (\text{Chuncaizhou, 2016})
 \end{aligned}$$

Dari perhitungan di atas, dapat disimpulkan bahwa, ketika dilakukan pencampuran antara 45.01 % wt per 100 kg *Palm kernel shell* dengan 40.83 % wt per 100 kg batu bara akan menghasilkan campuran bahan bakar dengan kandungan karbon yang baru sebesar 40.87 % wt per 100 kg bahan bakar campuran. Perhitungan dengan metode yang sama juga dilakukan untuk unsur-unsur lainnya. (Chuncaizhou, 2016)

2.7 Perhitungan Performa Pembangkit Listrik Tenaga Uap

Terdapat beberapa persamaan yang dapat digunakan untuk menghitung performa pembangkit listrik. Komponen W_{out} merupakan daya yang dihasilkan turbin atau daya *gross* turbin, komponen $W_{Pemakaian\ Sendiri}$ merupakan daya yang digunakan untuk mengoperasikan komponen *auxiliary* pada PLTU, seperti *pulverizer*, BFP, CEP, *Cooling Water Condenser pump*, *Recycle pump*, *ID fan*, *PA fan*, dan *FD fan*, dan komponen Q_{in} merupakan yang digunakan oleh PLTU pada *boiler*. Efisiensi PLTU berdasarkan Fernanda, H (2017, 15) didapat dari persamaan berikut.

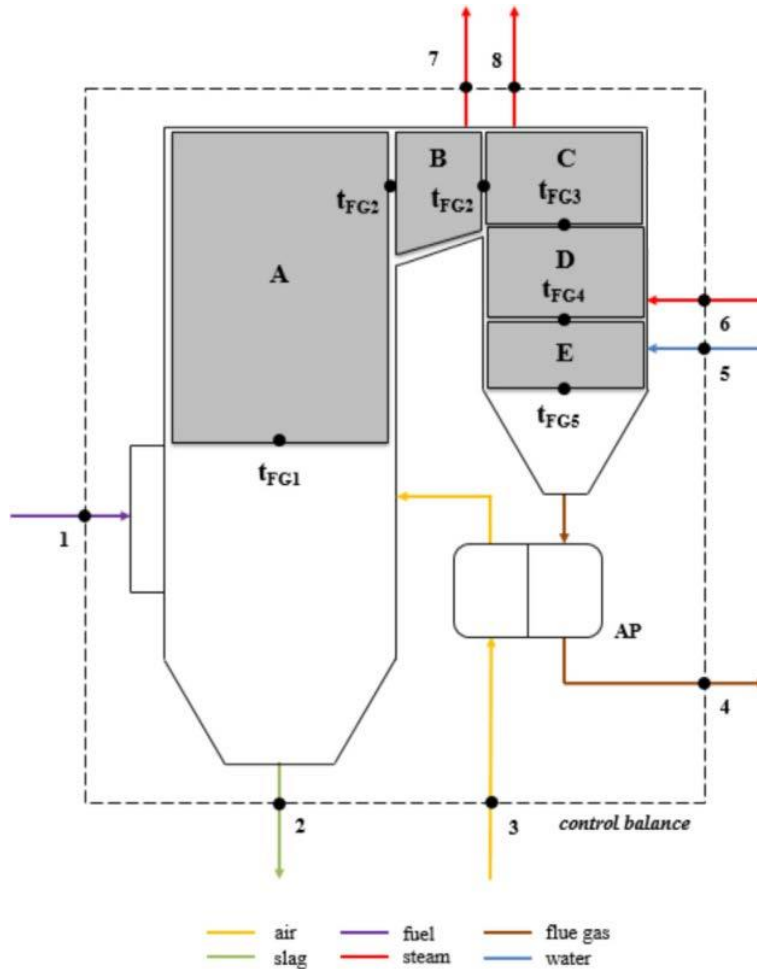
$$\eta_{netto} = \frac{W_{out}}{Q_{in}} \times 100\% = \frac{W_{turbin}}{Q_{in}} \times 100\% \dots \dots \dots (2.47)$$

$$\eta_{gross} = \frac{W_{out}}{Q_{in}} \times 100\% = \frac{W_{turbin}}{Q_{in}} \times 100\% \dots \dots \dots (2.48)$$

Selain efisiensi, kinerja dari PLTU juga dapat dinilai dari parameter *Gross Plant Heat Rate* (GPHR) dan *Net Plant Heat Rate* (NPHR). GPHR merupakan rasio antara energi bahan bakar yang disuplai dengan daya *output* secara *gross*. Sementara itu, NPHR merupakan rasio antara energi bahan bakar yang disuplai dengan daya *output* secara *neto*. Persamaan GPHR dan NPHR berdasarkan Djafar, R (2017,31) adalah sebagai berikut.

$$GPHR = \frac{\dot{m}_{fuel} \times HHV}{W_{turbin}} \dots\dots\dots(2.49)$$

$$NPHR = \frac{\dot{m}_{fuel} \times LHV}{W_{turbin} - W_{pemakaian\ sendiri}} \dots\dots\dots(2.50)$$



Gambar 2.15 Skema Aliran pada Boiler dengan 1 – bahan bakar, 2 – slag, 3 – udara, 4 – flue gas, 5 – feed water menuju boiler, 6 – steam menuju reheater, 7 – superheated steam menuju Turbin HP, dan 8 – superheated steam dari reheater menuju Turbin IP

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 2.15** berdasarkan Djafar, R (2017, 31) sebagai berikut.

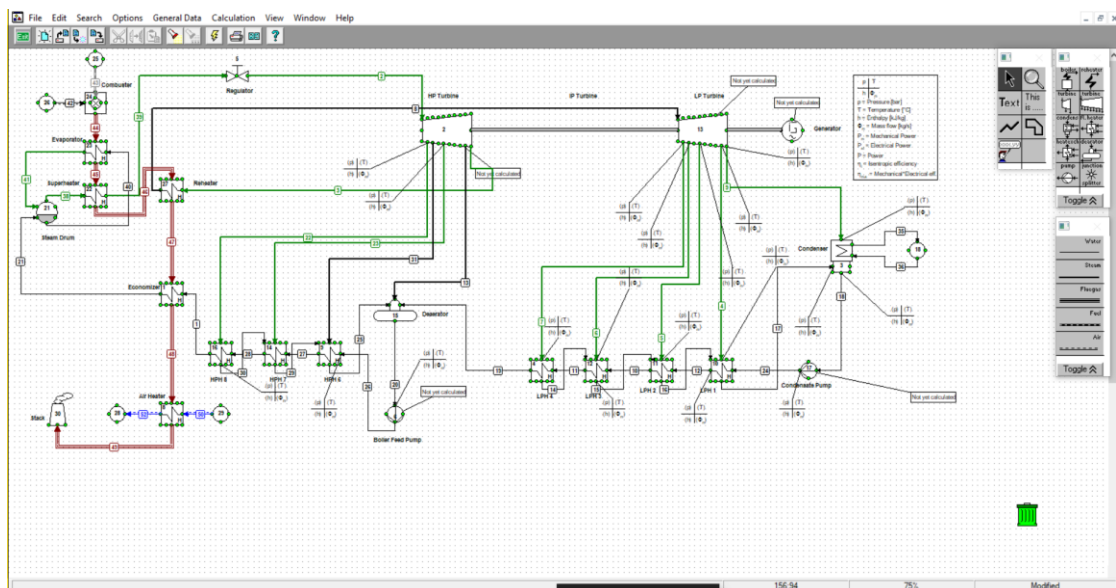
$$\eta_{b,direct} = \frac{(\dot{m}_7 \times h_7 + \dot{m}_8 \times h_8) - (\dot{m}_5 \times h_5 + \dot{m}_6 \times h_6)}{\dot{m}_{bahan\ bakar} \times HHV} \times 100 \dots\dots\dots(2.51)$$

Metode *direct* ini membantu pekerja dalam mengevaluasi efisiensi pada boiler secara cepat. Hal ini dikarenakan parameter yang dibutuhkan dalam perhitungan tidak banyak dan tidak membutuhkan banyak elemen instrumentasi/pengukuran untuk mengevaluasinya. Konsumsi bahan bakar yang dibutuhkan dalam boiler dapat dihitung menggunakan persamaan berikut.

$$\dot{m}_{bahan\ bakar} = \frac{(\dot{m}_7 \times h_7 + \dot{m}_8 \times h_8) - (\dot{m}_5 \times h_5 + \dot{m}_6 \times h_6)}{\eta_{boiler} \times HHV} \dots\dots\dots(2.52)$$

2.8 Cycle-Tempo

Cycle Tempo adalah program untuk pemodelan termodinamika dan optimalisasi sistem untuk produksi listrik, panas dan pendinginan. Sistem tersebut terdiri dari beberapa komponen yang saling berhubungan dengan pipa sehingga membentuk hubungan antara massa dan energi. Tujuan utama dari Cycle Tempo adalah untuk menghitung ukuran massa yang relevan dan aliran energi dalam sistem. Jumlah jenis komponen dan cara penyusunan sehingga saling berhubungan berbeda dari kasus ke kasus, oleh karena itu sistem harus diatur susunan komponen sesuai dengan kebutuhan. Program ini berisi sejumlah besar model untuk komponen dan pipa yang mana kita dapat membuat model sistem sesuai yang diinginkan. Perangkat lunak ini sangat ideal untuk perancangan konseptual dari suatu sistem pembangkit daya (power plant). Cycle Tempo dapat digunakan untuk memodelkan sistem kogenerasi dengan baik. Dalam perjalanan pengembangan dan penyempurnaan, perangkat lunak ini telah digunakan dan divalidasi untuk optimasi sistem energi. Oleh karena itu Cycle Tempo cukup memadai untuk digunakan dalam pengembangan dan optimasi desain konseptual PLTU. Dengan dasar pemikiran dan pandangan diatas maka penulis bermaksud melakukan penelitian pada sistem pembangkit listrik tenaga uap (PLTU) guna menganalisis baik secara energi dengan menggunakan program Cycle Tempo. dapat diberikan pada sebagian besar *apparatus* berupa tekanan, temperatur, dan/atau *mass flow rate* pada keadaan masuk atau keluar dari sebuah *apparatus*. Nantinya, setelah Cycle-Tempo berhasil di-*running*, hasil yang akan diperoleh pada Cycle-Tempo dapat berupa tekanan, entalpi, temperatur, dan *mass flow rate* pada pipa yang masuk dan keluar dari *apparatus*. Informasi tersebut nantinya akan digunakan untuk menghitung performansi dari pembangkit, seperti W_{out} , W_{in} , Q_{in} , efisiensi, dan nilai perpindahan kalor pada *apparatus*. Contoh Skema PLTU dengan menggunakan Cycle-Tempo ditunjukkan pada gambar 2.14. Pada skema tersebut, nilai *mass flow rate* pada bahan bakar, dalam hal ini adalah batu bara, dan *mass flow rate* pada udara di-*input* pada *combustor*. Kemudian, Cycle Tempo akan menghitung nilai *mass flow rate feedwater* dan *steam* berdasarkan informasi *mass flow rate* batu bara dan udara dengan menggunakan hukum Termodinamika. Besar W_{out} pada Cycle-Tempo kemudian akan dihitung jika *mass flow rate steam* yang memasuki turbin telah diketahui.



Gambar 2.16. 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 flue gas.

The screenshot shows a software interface for entering turbine data. It is divided into several sections:

- Apparatus statistics:** Contains fields for 'No.' (value: 13) and 'Name' (value: Turbine).
- Additional input data:** Contains two buttons: 'Geometry input data' and 'Off-design input data'.
- Input data:** A table of input parameters with their values and units:

Parameter	Value	Unit
TUCODE		-
GDCODE		-
PIN	11.04	bar
TIN		°C
TOUT		°C
DELT		°C
ETHAI	0.89	-
ETHAM	1	-
DIAIN		m
DIAOUT		m
SLENG		m
DESMAS		kg/s
PINCND		bar
POUTDS		bar
POUTRT		bar
ETHAID		-

At the bottom of the window, there are four buttons: 'OK' (with a green checkmark), 'Cancel' (with a red X), 'Clear' (with a trash can icon), and 'Help' (with a question mark icon).

Gambar 2.17. Tampilan Interface Input Data Cycle-Tempo

Gambar 2.17 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*

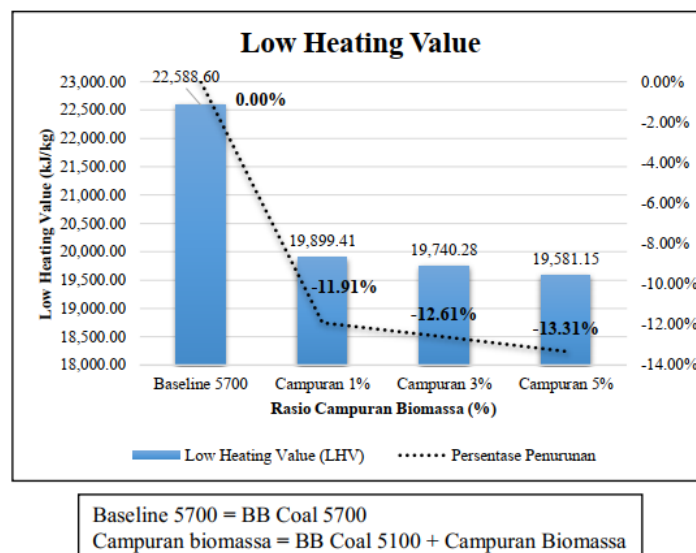
2.9 Penelitian Terdahulu

Terdapat beberapa penelitian terdahulu yang dijadikan dasar dalam melakukan penelitian, yakni, penelitian dengan judul “Simulasi Cycle-Tempo Pengaruh Rasio Co-firing Biomassa dan Variasi Beban Terhadap Performa PLTU Kapasitas 710-MW”, penelitian dengan judul “Analisa Energi pada Penggunaan Co-firing pada Pembangkit dengan Pulverized”, dan penelitian dengan judul “Penggunaan Kulit Sagu Sebagai Bahan Bakar Cofiring Di Pltu 2x7 Mw Tembilahan”.

2.9.1 Penelitian dengan Judul “Simulasi Cycle-Tempo Pengaruh Rasio Co-firing Biomassa dan Variasi Beban Terhadap Performa PLTU Kapasitas 710-MW” oleh Andi Muh. Imran Muntu

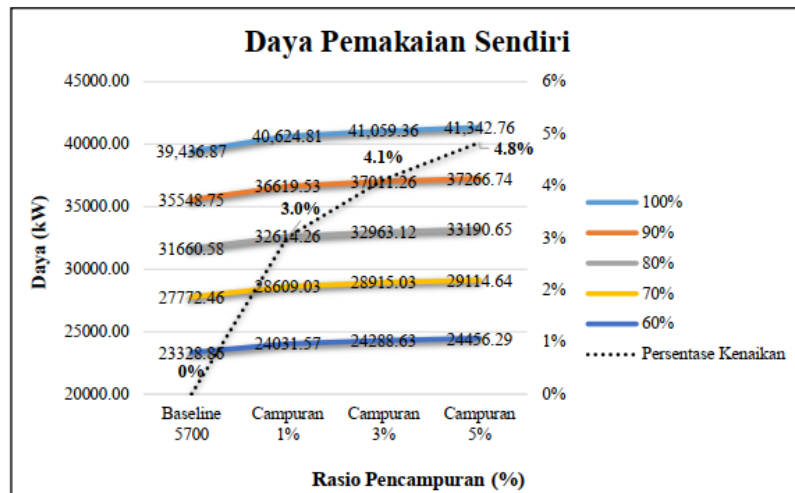
Penelitian yang dilakukan oleh Andi Muh. Imran Muntu (2021) ini, bertujuan untuk mengetahui pengaruh pemberian *co-firing* dengan variasi rasio biomassa berjenis sekam padi dan variasi pembebanan terhadap perform daya pemakaian sendiri pembangkit, serta terhadap peralatan *existing* pembangkit. Penelitian ini dilakukan menggunakan data desain PLTU 710 MW, dengan *baseline* menggunakan batu bara dengan *High Heating Value* (HHV) sebesar 5710 kCal/kg. Pada simulasi kedua, dilakukan *co-firing* menggunakan batu bara dengan HHV sebesar 5100 kCal/kg dan biomassa. Jenis biomassa yang digunakan dalam penelitian ini diantaranya adalah *rice husk*.

Hasil perhitungan dan Low Heating Value dari masing-masing variasi biomassa adalah sebagai berikut:



Gambar 2.18 Low Heating Value Bahan Bakar

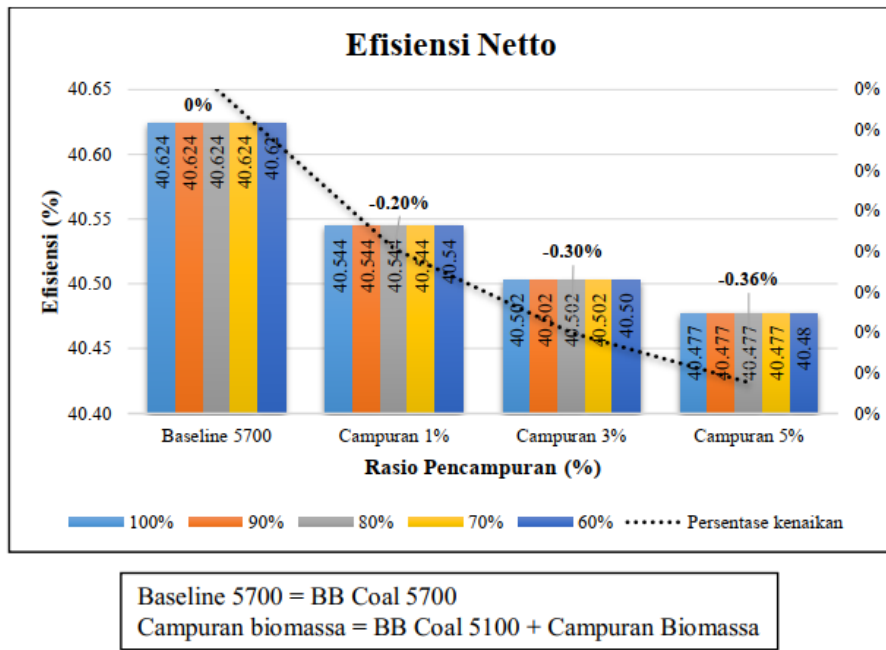
Gambar di atas adalah grafik dari low heating value bahan bakar. Terlihat dari grafik nilai LHV dari baseline hingga campuran 5% masing-masing adalah 2258,60 kJ/kg, 19899,41 kJ/kg, 19740,28 kJ/kg, dan 19581,15 kJ/kg. terjadi penurunan LHV dari baseline hingga campuran 5% masing-masing sebesar 11,91%, 12,61%, dan 13,31% terhadap baseline. Penurunan LHV ini disebabkan oleh kandungan HHV dari biomassa yang lebih rendah daripada batu bara, sehingga ketika dicampurkan nilai HHV atau LHV dari bahan bakar akan turun. Seiring dengan penambahan persentase campuran biomassa maka HHV atau LHV bahan bakar juga semakin menurun.



Baseline 5700 = BB Coal 5700
 Campuran biomassa = BB Coal 5100 + Campuran Biomassa

Gambar 2.19 Grafik Daya Pemakaian Sendiri Variasi Biomassa dan Beban

Gambar di atas adalah grafik daya pemakaian sendiri dari auxiliary PLTU 710 MW untuk setiap pembebanan terhadap variasi rasio biomassa. Terjadi kenaikan daya pemakaian sendiri dari baseline hingga campuran 5%. Untuk pembebanan 60% daya pemakaian sendiri dari baseline hingga campuran 5% masing-masing adalah 23328 kW, 24031 kW, 24288 kW, dan 24456 kW. Untuk pembebanan 70% daya pemakaian sendiri masing-masing adalah 27772 kW, 28609 kW, 28915 kW, dan 29114 kW. Untuk pembebanan 80% daya pemakaian sendiri masing-masing adalah 31660 kW, 32614 kW, 32963 kW, dan 33190 kW. Untuk pembebanan 90% daya pemakaian sendiri masing-masing adalah 35548 kW, 36619 kW, 37011kW, dan 37266 kW. Untuk pembebanan 100% daya pemakaian sendiri masing-masing adalah 39436 kW, 40624 kW, 41059 kW dan 41342 kW. Persentase kenaikan daya pemakaian sendiri untuk setiap pembebanan terhadap baseline memiliki nilai yang sama. Untuk campuran 1% terjadi kenaikan sebesar 3% terhadap baseline, untuk campuran 3% terjadi kenaikan sebesar 4,1% terhadap baseline, untuk campuran 5% terjadi kenaikan sebesar 4,8% terhadap baseline



Gambar 2. 20 Grafik Efisiensi Netto Variasi Biomassa dan Beban

Gambar di atas adalah grafik efisiensi netto untuk setiap pembebanan terhadap variasi rasio biomassa. Terjadi penurunan efisiensi netto dari baseline hingga campuran 5%. Efisiensi netto setiap pembebanan memiliki nilai yang sama dari baseline hingga campuran 5%. Untuk baseline nilai efisiensi setiap pembebanan adalah 40,624 %. Untuk campuran 1% nilai efisiensi setiap pembebanan adalah 40,544%. Untuk campuran 3% nilai efisiensi setiap pembebanan adalah 40,502%. Untuk campuran 5% nilai efisiensi setiap pembebanan adalah 40,477%. Persentase penurunan efisiensi netto untuk setiap pembebanan memiliki nilai yang sama. Untuk campuran 1% terjadi penurunan sebesar 0,2 % terhadap baseline, untuk campuran 3% terjadi penurunan sebesar 0,3% terhadap baseline, untuk campuran 5% terjadi penurunan sebesar 0,36% terhadap baseline.

2.9.2 Penelitian Analisa Energi pada Penggunaan Co-firing pada Pembangkit dengan Pulverized Coal oleh S Mehmood, B V Reddy, dan M A Rosen

Fuel blend ¹	Fuel flow rate		Co-firing share		Input		Output	
	\dot{m}_c (kg/s)	\dot{m}_b (kg/s)	P_c (%)	P_b (%)	Air (mol/s)	\dot{E} (MW)	\dot{Q} (MW)	W_{net} (MW)
Base	1.00	0.00	100	0	79.86	28.33	24.65	9.92
B/RH	0.95	0.05	95	5	77.85	27.66	24.04	9.67
	0.90	0.10	90	10	75.83	27.00	23.42	9.43
	0.85	0.15	85	15	73.81	26.33	22.80	9.18
	0.80	0.20	80	20	71.79	25.66	22.18	8.93
	0.75	0.25	75	25	69.77	24.99	21.56	8.68
	0.70	0.30	70	30	67.76	24.33	20.95	8.43
B/SD	0.95	0.05	95	5	78.10	27.78	24.14	9.71
	0.90	0.10	90	10	76.34	27.23	23.62	9.51
	0.85	0.15	85	15	74.58	26.67	23.10	9.30
	0.80	0.20	80	20	72.81	26.12	22.58	9.09
	0.75	0.25	75	25	71.05	25.57	22.06	8.88
	0.70	0.30	70	30	69.29	25.02	21.54	8.67
B/CL	0.95	0.05	95	5	77.91	27.63	24.00	9.66
	0.90	0.10	90	10	75.99	26.92	23.35	9.40
	0.85	0.15	85	15	74.03	26.22	22.69	9.14
	0.80	0.20	80	20	72.10	25.51	22.04	8.87
	0.75	0.25	75	25	70.13	24.81	21.39	8.61
	0.70	0.30	70	30	68.19	24.10	20.74	8.34
B/RFD	0.95	0.05	95	5	77.92	27.75	24.11	9.70
	0.90	0.10	90	10	75.98	27.16	23.56	9.49
	0.85	0.15	85	15	74.02	26.57	23.02	9.27
	0.80	0.20	80	20	72.09	25.99	22.48	9.05
	0.75	0.25	75	25	70.14	25.40	21.93	8.83
	0.70	0.30	70	30	68.20	24.82	21.39	8.61

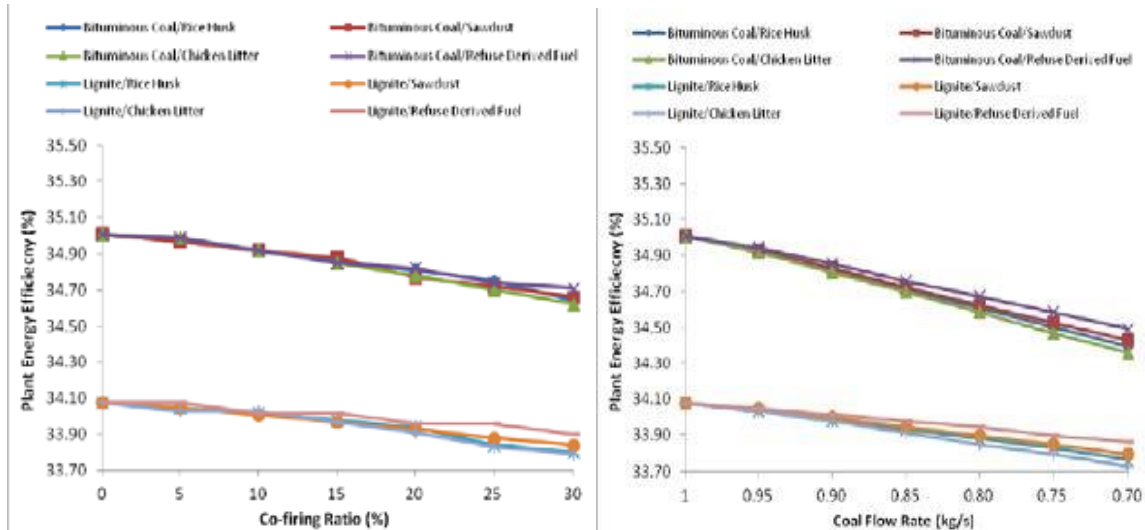
Fuel blend ¹	Fuel flow rate		Co-firing share		Input		Output	
	\dot{m}_c (kg/s)	\dot{m}_b (kg/s)	P_c (%)	P_b (%)	Air (mol/s)	\dot{E} (MW)	\dot{Q} (MW)	W_{net} (MW)
Base	1.00	0.00	100	0	54.53	20.07	17.00	6.84
L/RH	0.95	0.05	95	5	53.75	19.82	16.76	6.75
	0.90	0.10	90	10	53.00	19.56	16.53	6.65
	0.85	0.15	85	15	52.25	19.31	16.29	6.56
	0.80	0.20	80	20	51.50	19.05	16.06	6.46
	0.75	0.25	75	25	50.75	18.80	15.82	6.37
	0.70	0.30	70	30	50.00	18.54	15.59	6.27
L/SD	0.95	0.05	95	5	54.01	19.93	16.85	6.79
	0.90	0.10	90	10	53.51	19.79	16.73	6.73
	0.85	0.15	85	15	53.02	19.65	16.58	6.67
	0.80	0.20	80	20	52.52	19.51	16.44	6.62
	0.75	0.25	75	25	52.03	19.37	16.29	6.56
	0.70	0.30	70	30	51.53	19.23	16.18	6.51
L/CL	0.95	0.05	95	5	53.82	19.78	16.73	6.73
	0.90	0.10	90	10	53.14	19.49	16.47	6.63
	0.85	0.15	85	15	52.47	19.20	16.20	6.52
	0.80	0.20	80	20	51.79	18.90	15.94	6.41
	0.75	0.25	75	25	51.12	18.61	15.65	6.31
	0.70	0.30	70	30	50.44	18.32	15.39	6.19
L/RFD	0.95	0.05	95	5	53.83	19.90	16.85	6.78
	0.90	0.10	90	10	53.15	19.73	16.67	6.71
	0.85	0.15	85	15	52.48	19.55	16.53	6.65
	0.80	0.20	80	20	51.80	19.38	16.35	6.58
	0.75	0.25	75	25	51.13	19.21	16.20	6.52
	0.70	0.30	70	30	50.45	19.04	16.03	6.45

Gambar 2.22. Pengaruh Co-firing pada Performa Pembangkit pada Kasus Pertama dengan Mass Flow Rate Bahan Bakar Konstan

Fuel blend	Fuel flow rate		Co-firing share		Input		Output	
	\dot{m}_c (kg/s)	\dot{m}_b (kg/s)	P_c (%)	P_b (%)	Air (mol/s)	\dot{E} (MW)	\dot{Q} (MW)	\dot{W}_{net} (MW)
Base	1.00	0.00	100	0	79.86	28.30	24.65	9.92
B/RH	0.95	0.10	90.45	9.55	79.80	28.40	24.65	9.92
	0.90	0.20	81.77	18.23	79.80	28.49	24.65	9.92
	0.85	0.30	73.85	26.15	79.70	28.58	24.65	9.92
	0.80	0.40	66.59	33.41	79.70	28.66	24.65	9.92
	0.75	0.50	59.91	40.09	79.70	28.75	24.65	9.92
	0.70	0.60	53.76	46.24	79.70	28.84	24.65	9.92
B/SD	0.95	0.09	91.63	8.37	79.70	28.40	24.65	9.92
	0.90	0.17	83.84	16.16	79.60	28.48	24.65	9.92
	0.85	0.26	76.56	23.44	79.50	28.57	24.65	9.92
	0.80	0.35	69.74	30.26	79.30	28.65	24.65	9.92
	0.75	0.43	63.36	36.64	79.20	28.73	24.65	9.92
	0.70	0.52	57.35	42.65	79.10	28.81	24.65	9.92
B/CL	0.95	0.11	89.97	10.03	80.20	28.41	24.65	9.92
	0.90	0.21	80.95	19.05	80.50	28.50	24.65	9.92
	0.85	0.32	72.79	27.21	80.90	28.59	24.65	9.92
	0.80	0.42	65.37	34.63	81.20	28.68	24.65	9.92
	0.75	0.53	58.60	41.40	81.60	28.78	24.65	9.92
	0.70	0.64	52.40	47.60	82.00	28.87	24.65	9.92
B/RFD	0.95	0.09	91.38	8.62	79.50	28.39	24.65	9.92
	0.90	0.18	83.40	16.60	79.20	28.46	24.65	9.92
	0.85	0.27	75.97	24.03	78.90	28.54	24.65	9.92
	0.80	0.36	69.05	30.95	78.60	28.61	24.65	9.92
	0.75	0.45	62.59	37.41	78.20	28.68	24.65	9.92
	0.70	0.54	56.55	43.45	77.90	28.76	24.65	9.92

Fuel blend	Fuel flow rate		Co-firing share		Input		Output	
	\dot{m}_c (kg/s)	\dot{m}_b (kg/s)	P_c (%)	P_b (%)	Air (mol/s)	\dot{E} (MW)	\dot{Q} (MW)	\dot{W}_{net} (MW)
Base	1.00	0.00	100	0	54.53	20.07	17.00	6.84
L/RH	0.95	0.07	93.27	6.73	54.51	20.10	17.00	6.84
	0.90	0.14	86.74	13.26	54.49	20.13	17.00	6.84
	0.85	0.21	80.44	19.56	54.48	20.16	17.00	6.84
	0.80	0.28	74.36	25.64	54.47	20.19	17.00	6.84
	0.75	0.34	68.50	31.50	54.46	20.22	17.00	6.84
	0.70	0.41	62.84	37.16	54.45	20.26	17.00	6.84
L/SD	0.95	0.06	94.12	5.88	54.42	20.09	17.00	6.84
	0.90	0.12	88.31	11.69	54.36	20.12	17.00	6.84
	0.85	0.18	82.62	17.38	54.30	20.15	17.00	6.84
	0.80	0.24	77.03	22.97	54.25	20.18	17.00	6.84
	0.75	0.30	71.54	28.46	54.19	20.21	17.00	6.84
	0.70	0.36	66.16	33.84	54.13	20.24	17.00	6.84
L/CL	0.95	0.07	92.92	7.08	54.74	20.10	17.00	6.84
	0.90	0.15	86.10	13.90	55.01	20.13	17.00	6.84
	0.85	0.22	79.57	20.43	55.28	20.17	17.00	6.84
	0.80	0.29	73.31	26.69	55.54	20.21	17.00	6.84
	0.75	0.36	67.32	32.68	55.81	20.24	17.00	6.84
	0.70	0.44	61.56	38.44	56.08	20.28	17.00	6.84
L/RFD	0.95	0.06	93.95	6.05	54.29	20.09	17.00	6.84
	0.90	0.12	87.99	12.01	54.09	20.11	17.00	6.84
	0.85	0.18	82.16	17.84	53.89	20.13	17.00	6.84
	0.80	0.25	76.46	23.54	53.70	20.15	17.00	6.84
	0.75	0.31	70.89	29.11	53.50	20.18	17.00	6.84
	0.70	0.37	65.44	34.56	53.30	20.20	17.00	6.84

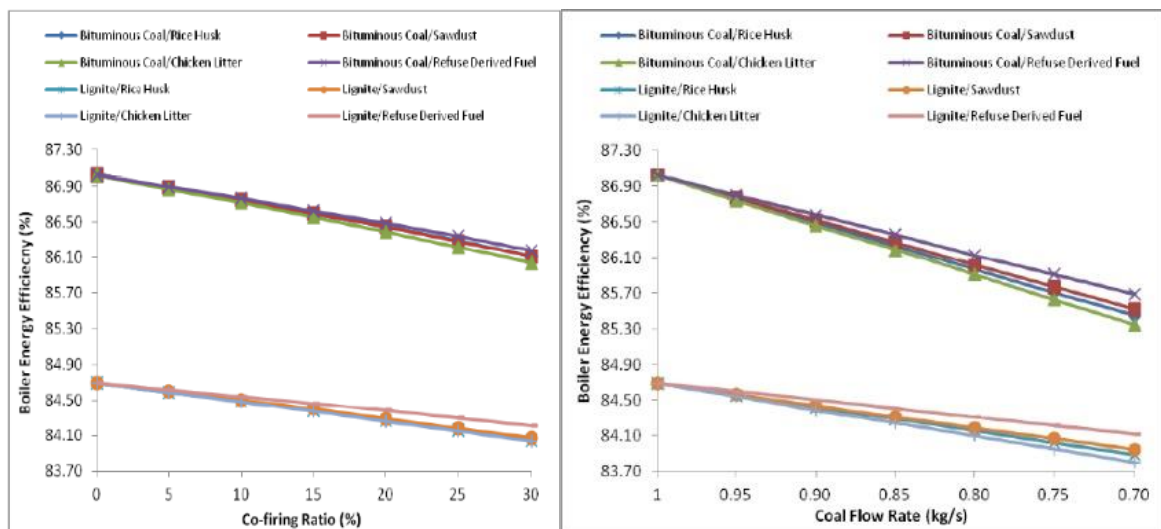
Gambar 2.23. Pengaruh Co-firing pada Performa Pembangkit pada Kasus Kedua dengan Useful Kalor Input Konstan



(a)

(b)

Gambar 2.24. Pengaruh *Co-firing* pada Efisiensi *Boiler* (a) pada Kasus Pertama dengan *Mass Flow Rate* Bahan Bakar Konstan dan (b) pada Kasus Kedua dengan *Useful Kalor Input* Konstan



(a)

(b)

Gambar 2.25. Pengaruh *Co-firing* pada Efisiensi Pembangkit (a) pada Kasus Pertama dengan *Mass Flow Rate* Bahan Bakar Konstan dan (b) pada Kasus Kedua dengan *Useful Kalor Input* Konstan

Berdasarkan penelitian yang dilakukan, pada kasus pertama dengan mass flow rate bahan bakar konstan, peningkatan mass flow rate biomassa pada co-firing akan menurunkan kalor input ke pembangkit dan menurunkan mass flow rate udara yang dibutuhkan pada pembangkit.

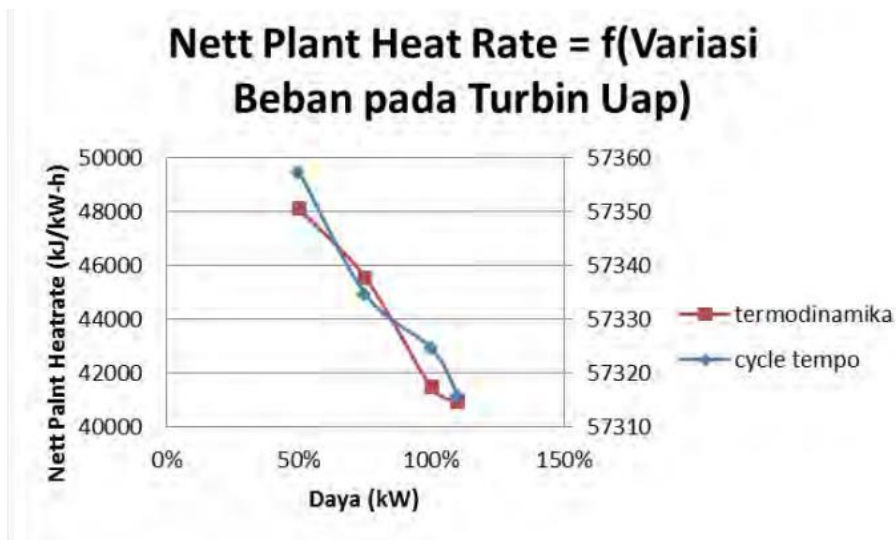
Penurunan kalor input bergantung pada nilai kalor dari biomassa, sedangkan penurunan pada mass flow rate udara bergantung pada kalor input ke pembangkit dan juga kandungan oksigen dan nitrogen pada biomassa. Penurunan kalor input juga menyebabkan energi output (kalor yang diserap pembangkit dan daya output neto) ikut menurun. Pada kasus kedua dengan useful kalor input ke boiler konstan, energi output akan konstan pada semua variasi biomassa. Namun begitu, peningkatan mass flow rate biomassa pada co-firing menyebabkan peningkatan dalam jumlah kecil kalor input ke boiler. Hal ini dikarenakan adanya losses pada moisture dan ash pada biomassa. Mass flow rate udara sedikit menurun pada semua variasi biomassa, kecuali pada kotoran ayam. Penurunan mass flow rate udara disebabkan karena peningkatan kandungan oksigen dan penurunan kandungan nitrogen pada biomassa sehingga menurunkan jumlah udara yang dibutuhkan pada pembakaran. Berdasarkan gambar 2.18 dan gambar 2.19, pada kasus pertama dan kasus kedua, peningkatan kandungan biomassa pada bahan bakar akan menurunkan efisiensi boiler dan efisiensi pembangkit. Penurunan efisiensi boiler dan pembangkit dipengaruhi oleh penurunan nilai kalor, peningkatan kandungan moisture, dan peningkatan kandungan ash pada bahan bakar

2.9.3 Penelitian dengan Judul “Analisis Peforma Pltu Versus Variasi Beban Pada Turbin Uap Menggunakan Software Cycle Tempo” Oleh Sekar Satiti

Penelitian yang dilakukan oleh Sekar Satiti (2016) ini, bertujuan untuk Mengetahui pengaruh pembebanan pada turbin uap terhadap heat rate sistem pembangkit dengan menggunakan pemodelan sistem pembangkit di cycle tempo dan Mengetahui pengaruh pembebanan pada turbin uap terhadap kebutuhan bahan bakar sistem pembangkit dengan menggunakan pemodelan sistem pembangkit di cycle tempo terhadap parameter operasi di PLTU 2X7 MW Tanjung Balai Karimun. Penelitian ini dilakukan menggunakan data desain PLTU 2X7 MW, dengan *baseline* menggunakan batu bara dengan *High Heating Value* (HHV) sebesar 3624.42 kCal/kg.

Tabel 2. 4 Data Heat Balance

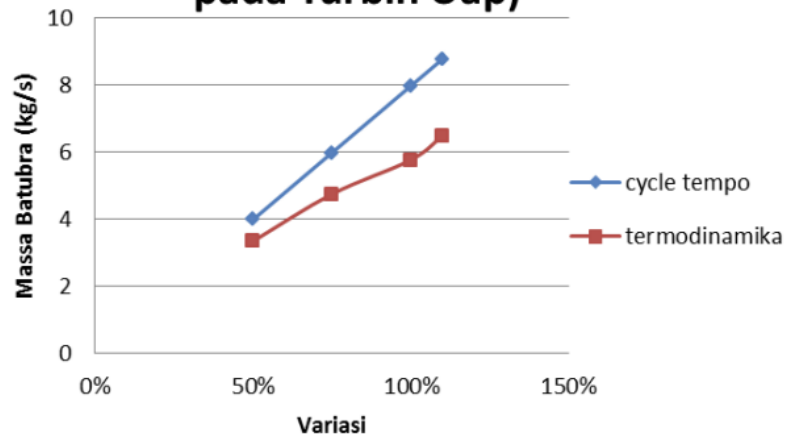
Komponen yang terdapat pada pembangkit menjadi dasar pemodelan pada software Cycle Tempo agar dapat dilakukan. Langkah pertama yang dilakukan dalam pemodelan software Cycle Tempo adalah memasukkan setiap komponen yang ada seperti gambar 2.26. Setiap komponen atau apparatus harus dimasukkan data yang tersedia di lapangan atau kondisi yang menentukan batasan – batasan sesuai dengan kondisi operasi dari PLTU itu sendiri. Hasil pemodelan sistem pembangkit pada software Cycle tempo harus dijalankan untuk memastikan bahwa kondisi model pembangkit yang ada sesuai dengan kondisi operasi. Hasil yang diperoleh dapat dinyatakan valid apabila setelah dijalankan iterasi tercapai kondisi konvergen. Pemodelan pada cycle tempo dikatakan konvergen ketika sistem matriks dapat dibuat.



Gambar 2.27 Grafik Nett Plant Heat Rate Versus Variasi Beban pada Turbin

Grafik diatas menunjukkan pengaruh antara nett plant heat rate dengan mengvariasikan beban yang diterima oleh turbin uap. Grafik tersebut menunjukkan dua trenline, yaitu dalam perhitungan dengan software cycle tempo dan perhitungan dengan menggunakan termodinamika. Trenline yang dimiliki oleh termodinamika dan perhitungan cycle tempo terus turun sesuai peningkatan beban pada turbin. Nett plant heat rate dengan menggunakan perhitungan termodinamika jauh lebih kecil dibandingkan dengan perhitungan menggunakan cycle tempo.

Konsumsi Batubara= f(Variasi Beban pada Turbin Uap)



Gambar 2.28 Grafik Konsumsi Batubara Versus Variasi Beban pada Turbin

Grafik diatas menunjukkan hasil konsumsi batubara yang digunakan oleh pembangkit dengan mengvariasikan beban yang diterima oleh turbin uap. Grafik tersebut menunjukkan dua trenline, yaitu dalam perhitungan dengan software cycle tempo dan perhitungan dengan menggunakan termodinamika. Trenline keduanya sama memiliki tren yang terus naik seiring dengan meningkatnya beban yang diberikan pada turbin. Konsumsi batubara dengan menggunakan perhitungan termodinamika jauh lebih kecil dibandingkan dengan perhitungan menggunakan cycle tempo. Pada beban 50% pada turbin uap membutuhkan batubara sebanyak 3.35 kg/s dalam perhitungan termodinamika sedangkan pada cycle tempo sebesar 3.99 kg/s. Pada beban 75% pada turbin uap membutuhkan batubara sebanyak 4.75 kg/s dalam perhitungan termodinamika sedangkan pada cycle tempo sebesar 5.98 kg/s. Pada beban 100% pada turbin uap membutuhkan batubara sebanyak 5.77 kg/s dalam perhitungan termodinamika sedangkan pada cycle tempo sebesar 7.98 kg/s. Pada beban 110% pada turbin uap membutuhkan batubara sebanyak 6.49 kg/s dalam perhitungan termodinamika sedangkan pada cycle tempo sebesar 8.77 kg/s. Nilai mass flow rate meningkat sesuai beban yang diberikan pada pembangkit. Nilai mass flow mempengaruhi nilai efisiensi nett dari pembangkit, semakin tinggi nilai mass flow semakin tinggi pula nett efisiensinya.

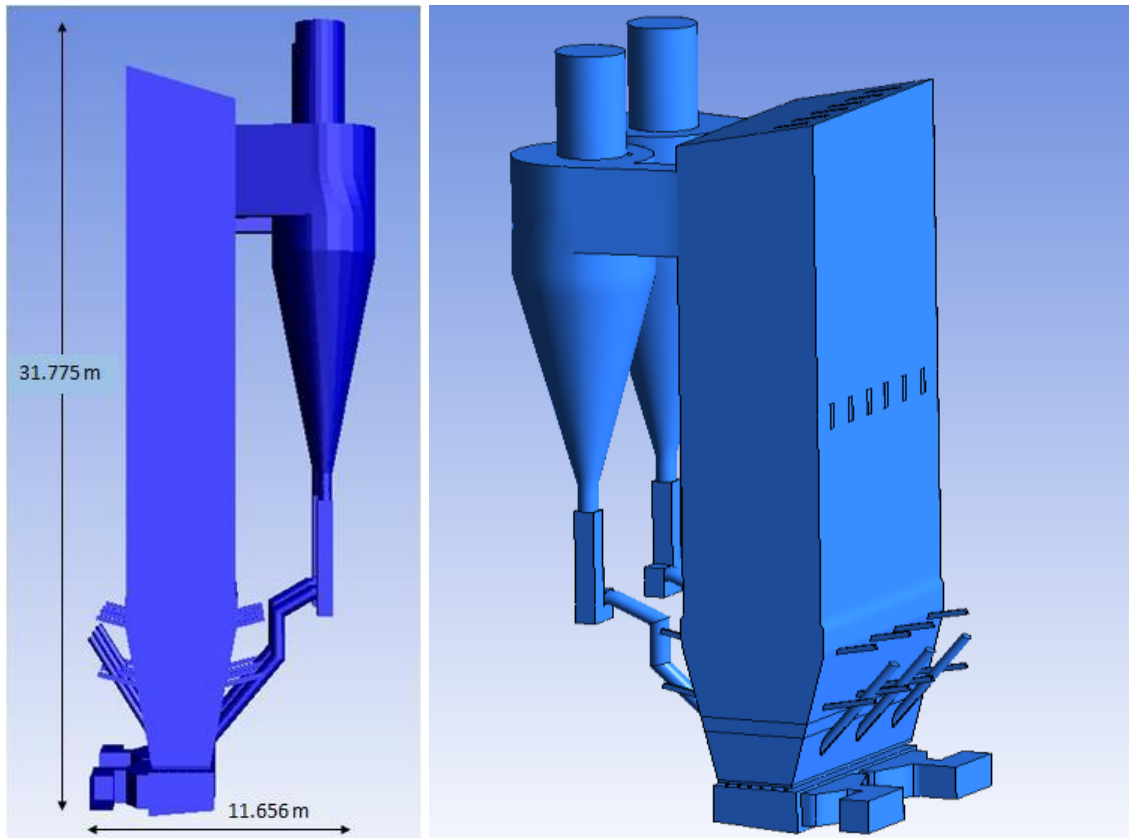
2.9.4 Penelitian dengan Judul “Studi Numerik Pengaruh Rasio Udara Dan Bahan Bakar Terhadap Karakteristik Circulating Fluidized Bed Boiler Pada Beban Tinggi” Oleh Ahmad Obrain Ghifari

Penelitian yang dilakukan oleh Ahmad Obrain Ghifari (2017) ini, bertujuan untuk Mengetahui proses fluidisasi yang terjadi didalam boiler jika divariasikan nilai air-fuel ratio pada beban produksi tinggi menampilkan nilai volume fraksi pasir dalam bentuk grafik dan kontur dan Mengetahui karakteristik pembakaran yang terjadi pada boiler berdasarkan visualisasi distribusi temperatur dan distribusi kecepatan pada beban produksi tinggi terhadap parameter operasi di Pembangkit Listrik Tenaga Uap (PLTU) Air Anyir yang terletak di Provinsi Bangka Belitung.

Objek pada penelitian kali ini adalah Pembangkit Listrik Tenaga Uap (PLTU) Air Anyir yang berlokasi di Pulau Bangka. PLTU ini berkapasitas 2 X 30 MW dengan bahan bakar batubara. Boiler yang ada di PLTU Air Anyir berjenis Circulating Fluidized Bed (CFB) Boiler.

Didalam boiler terdapat 3 jenis fase yang bekerja yaitu batubara, udara dan terakhir pasir yang berfungsi sebagai media panas atau fluidized bed. Jika tidak ada pasir didalam boiler tipe CFB maka pembakaran tidak akan terjadi secara sempurna dan pembakaran tidak akan terjadi secara uniform. Pasir inilah yang membedakan boiler tipe CFB dari boiler jenis lainnya.

Tahapan pemodelan dan simulasi sebagai berikut: *Pre-processing*, Pembuatan Geometri Boiler menggunakan perangkat lunak GAMBIT 2.4.6 berdasarkan dimensi yang telah diberikan oleh pihak PLTU Air Anyir



Gambar 2.29 Boiler dan Cyclone PLTU Air Anyir Bangka Tampak Samping dan Iso-metri pada FLUENT

Processing, merupakan proses pengaturan pada perangkat lunak CFD komersial untuk mensimulasikan proses pembakaran yang terjadi pada boiler. Berikut ini beberapa pengaturan pada perangkat lunak CFD komersial yang akan digunakan pada penelitian ini:

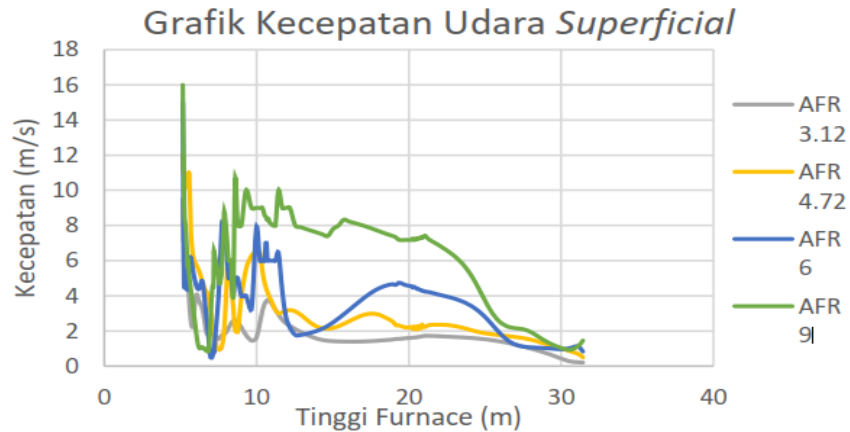
Tabel 2.5 Models yang digunakan dalam Simulasi CFB Boiler PLTU Air Anyir Bangka

Model	Keterangan	Dasar Pemilihan
<i>Multiphase</i>	Eulerian	Dapat mendefinisikan propertis dari ketiga fase dan interaksi ketiganya
<i>Energy Equation</i>	<i>On</i>	Diperlukan hasil temperatur pembakaran
<i>Viscous</i>	<i>k-ε Standar</i>	Dapat menyelesaikan permasalahan <i>heating, buoyancy dan combustion.</i>
<i>Radiation</i>	<i>Off</i>	Penelitian tidak mengarah pada perpindahan panas
<i>Heat Exchanger</i>	<i>Off</i>	<i>Heat Exchanger</i> diabaikan

Variasi Data, Dalam simulasi numerik ini dilakukan pada 95,33% MCR (Maximum Continuous Rate). Variasi dilakukan pada rasio antara udara dan batubara yang masuk dengan jumlah batubara yang konstan. Pada *air – fuel ratio* (4,72) juga digunakan sebagai acuan validasi terhadap kondisi aktual di lapangan. Data yang dijaga tetap adalah nilai dari primary air, sedangkan yang diubah adalah nilai secondary air yang nantinya akan berakibat pada berubahnya nilai AFR dari simulasi tersebut.

Tabel 2.6 Variasi *Air – Fuel Ratio* (AFR) Simulasi CFB Boiler PLTU Air Anyir Bangka

<i>Air – Fuel Ratio</i> (AFR)	\dot{m} Total Udara (kg/s)	\dot{m} primary air (kg/s)	\dot{m} secondary air (kg/s)	\dot{m} udara coal (kg/s)	\dot{m} Batubara (kg/s)
3,12	17,33	12,33	3,445	1,56	5,556
4,72	26,22		12,334		
6,00	33,34		19,446		
9,00	50,00		36,114		



Gambar 2.30 Grafik volume fraksi pasir pada garis tengah furnace untuk tiap variasi AFR

Pada kondisi ini material bed rata-rata terangkat sampai upper furnace dan hingga masuk kedalam cyclone. Kondisi ini menghasilkan kecepatan fluidisasi lebih dari 15 m/s dan tidak terlalu direkomendasikan untuk kestabilan proses fluidisasi. Mulai banyaknya pasir yang masuk kedalam cyclone, hal ini harus dicegah karena pasir yang memasuki cyclone akan memperbesar terjadinya kemungkinan erosi cyclone dan hal ini sangat tidak diinginkan oleh sebuah perusahaan, pembahasan mengenai erosi pada cyclone akan dibahas lebih lanjut pada sub bab lainnya. Untuk pembahasan mengenai nilai volume fraksi pasir yang terangkat didalam furnace akan dibahas lagi dalam bentuk grafik. Grafik yang akan ditampilkan adalah evolusi nilai volume fraksi pasir untuk keempat variasi. Penampang yang akan diambil nilainya adalah penampang tengah pada sumbu-z.

BAB III

METODOLOGI

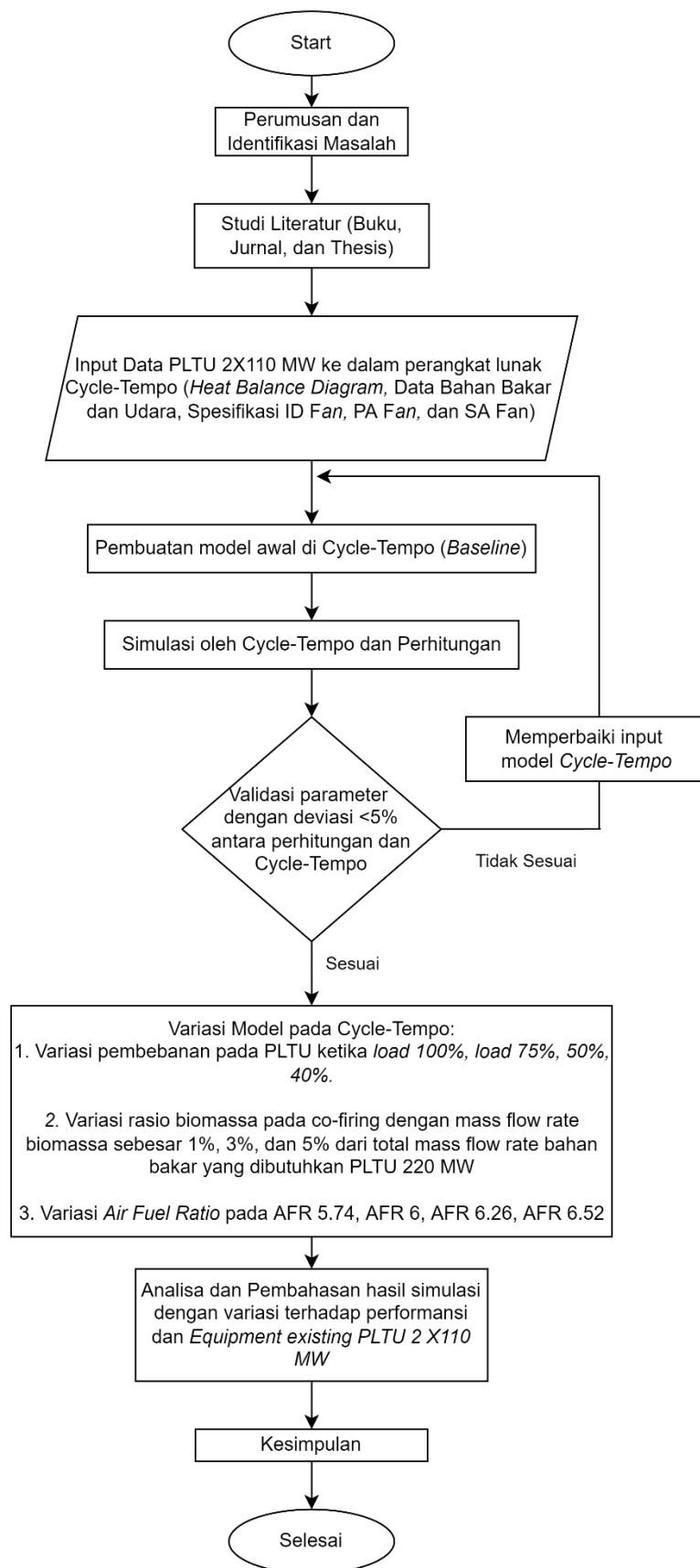
3.1 Prosedur Penelitian

Prosedur pada penelitian kali ini adalah, dijalankan dalam beberapa tahapan untuk mendukung proses analisa secara keseluruhan Proposal Tugas Akhir.

- 1) Tahap Pertama dilakukan identifikasi masalah terdiri dari proses mencari permasalahan yang dapat dibahas dalam tugas akhir ini dilakukan. Kemudian dilakukan metodologi penelitian yang tergambar pada *flowchart penelitian*.
- 2) Tahap Kedua dilakukan Studi litelatur melalui buku, jurnal, tesis, dan penelitian terdahulu yang berkaitan dengan analisa termodinamika dan pembakaran, baik yang berkaitan dengan *co-firing* ataupun tidak, pada PLTU dan penggunaan CycleTempo dalam pemodelan PLTU. Studi literatur yang dilakukan diantaranya meliputi komponen pembangkit listrik tenaga uap (PLTU) meliputi *boiler, steam turbine, pompa, condenser, ID fan, PA fan, FD fan, low pressure heater, high pressure heater* dan *air heater*. Kemudian proses perhitungan *cofiring* biomassa dengan batubara, proses perhitungan efisiensi pembangkit, dan pemodelan pada *software cycle tempo*. Selain itu, dilakukan juga beberapa kajian literatur pada jurnal nasional maupun internasional mengenai proses *co-firing* dan pemodelan menggunakan *software cycle tempo*.
- 3) Tahap ketiga Pemodelan PLTU di Cycle-Tempo dimulai dari pembuatan *baseline* PLTU di Cycle-Tempo dengan menggunakan data berupa *heat balance diagram*, data bahan bakar dan udara, dan data spesifikasi *ID fan, PA fan, dan SA fan*. Pada pembuatan *baseline* di Cycle-Tempo, bahan bakar yang digunakan adalah batubara LRC 3966 Kcal/kg. Setelah itu, model PLTU di CycleTempo di-*running* dan apabila terdapat *error* atau *warning*, model PLTU di Cycle-Tempo diperbaiki kesalahannya. Apabila model yang di-*running* pada Cycle-Tempo tidak menunjukkan *error* dan *warning*, tahapan selanjutnya adalah dengan melakukan validasi pada hasil model PLTU di CycleTempo terhadap data *heat balance* PLTU yang dimiliki.
- 4) Tahap keempat Validasi hasil yang berupa validasi *mass flow rate*, temperatur, tekanan, dan entalpi pada setiap *apparatus*. Apabila *error* antara model dan data di bawah 5%, model pada CycleTempo kemudian diberi variasi.
- 5) Tahap kelima Pemberian Variasi dimana bahan bakar *co-firing* yang akan digunakan terdiri atas batubara LRC 3396 kcal/kg dan biomassa yang terbuat dari cangkang kelapa sawit. Variasi pertama adalah *Load* PLTU sebesar 100%, 75%, 50%, 40%. Variasi kedua adalah variasi rasio *co-firing* dengan *mass flow rate* biomassa sebesar 0,5%, 1%, 5%, dan 10% dari total *mass flow rate* bahan bakar yang dibutuhkan PLTU. Variasi ketiga adalah *Air Fuel Ratio* dengan AFR 5.74, AFR 6, AFR 6.26, AFR 6.52

3.2 Flowchart Penelitian

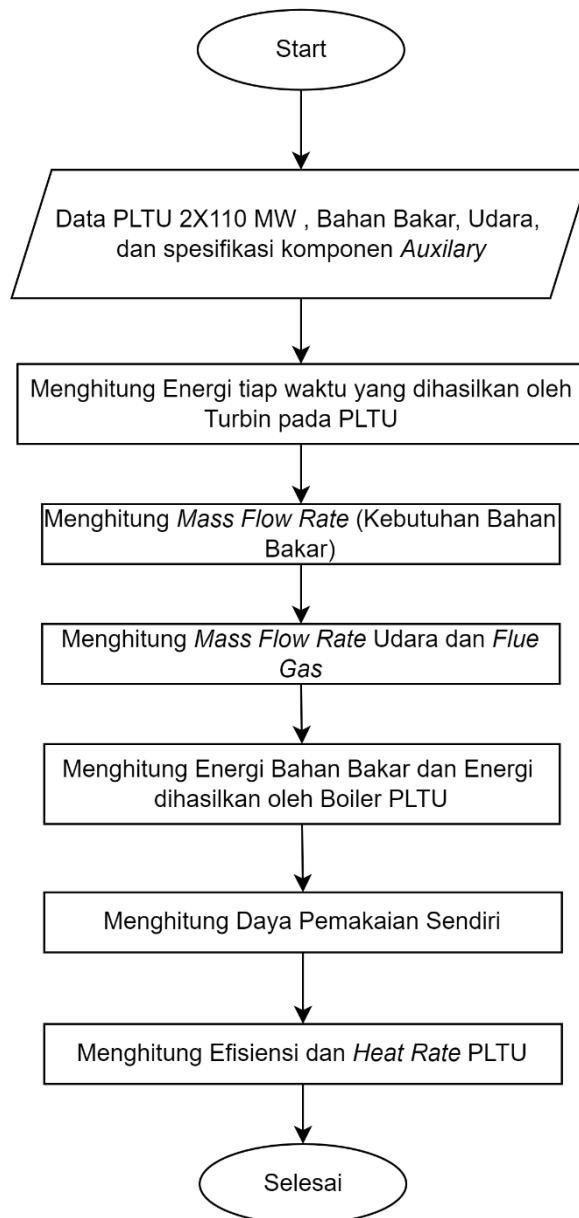
Adapun *flowchart* penelitian dipaparkan pada Gambar 3.1 adalah sebagai berikut.



Gambar 3.1 Flowchart Penelitian

3.3 Flowchart Perhitungan

Berikut merupakan *flowchart* penelitian dipaparkan pada gambar 3.2 adalah sebagai berikut.



Gambar 3.2 *Flowchart* Perhitungan

3.4 Pengumpulan Data

Pengumpulan data pada penelitian kali ini dimulai dari data PLTU yang digunakan berasal dari PLTU UBJOM KALTIM TELUK yang terdiri atas *circulating fluidized-bed boiler* (Coal Feeder and Coal-Spreading Booster Fan), satu buah *high pressure turbine*, dua buah *low pressure turbine*, satu *condensator*, empat LPH, satu *dearator*, dua HPH, dan komponen *auxillary*, yakni *Cooling Water Condenser Pump*, *Condensate Extruction Pump*,

Boiler Feed Water 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 ID fan, PA fan, SA fan.

Tabel 3.1 Spesifikasi Batu Bara dengan HHV 3966 kcal/kg (*American Standard and Material D 5865 – 19*)

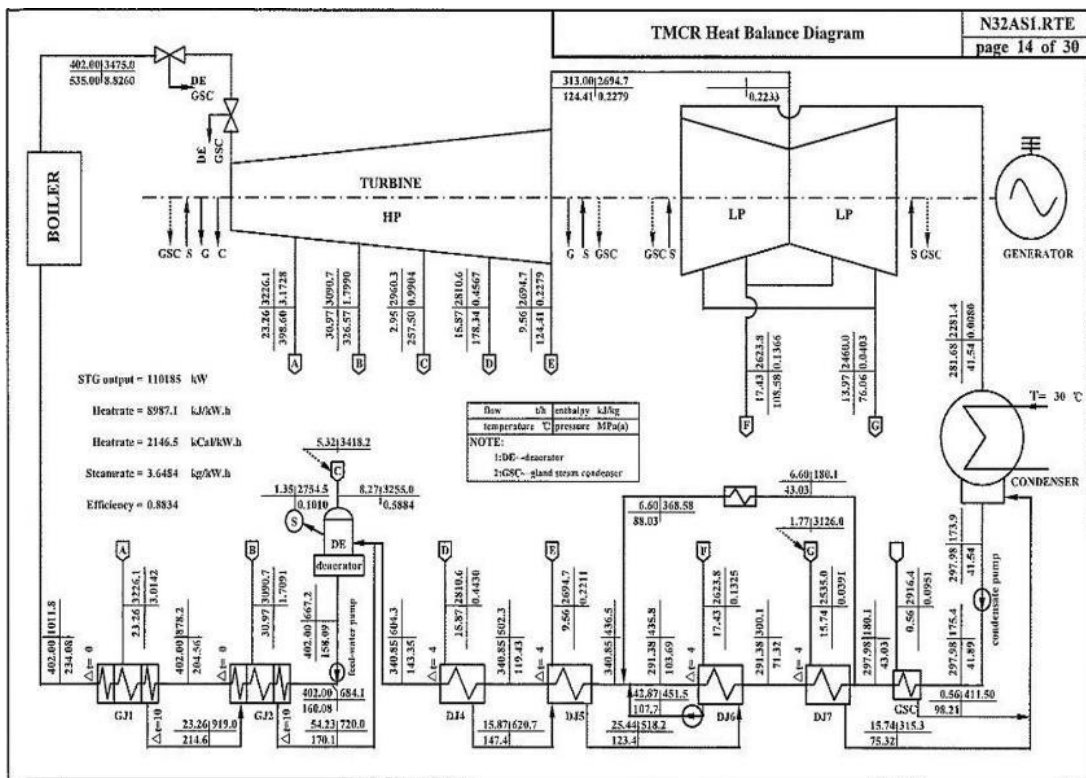
Parameter	Unit	As Received
Proximate Analysis		
Total Moisture	% wt	35.59
Ash Content	% wt	21.13
Volatile Matter	% wt	5.82
Fix Carbon	% wt	31.14
Gross Calorific Value	kcal/kg	26.45
HGI	Index Point	3966
Ultimate Analysis		
Carbon	% wt	40.83
Hydrogen	% wt	3.04
Nitrogen	% wt	0.64
Oxygen	% wt	13.48
Total Sulfur	% wt	0.59

Tabel 3.2 Spesifikasi Biomassa American Standard and Material D 5865-13)

Parameter	Unit	Cangkang Kelapa Sawit
Proximate Analysis		
Total Moisture	% wt	7.3
Ash Content	% wt	2.91
Volatile Matter	% wt	77.06
Fix Carbon	% wt	12.73
Total Sulfur	% wt	0.08
HHV	kcal/kg	4247
HGI	Index Point	<32
Ultimate Analysis		
Carbon	% wt	45.01
Hydrogen	% wt	5.63
Nitrogen	% wt	0.29
Oxygen	% wt	38.79
Sulfur	% wt	0.08
Ash	% wt	2.91

Tabel 3.3 Spesifikasi Udara yang digunakan(American Standard and Material D 3283-98)

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		
Relative Humidity	%	80
Temperature Dry Bulb	°C	30



Gambar 3.3 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	SFG20F-C6B	SFY26F-C5C
2	Type of adjustment device of the fan		Inlet guide blade	Inlet guide blade	Inlet guide blade
3	Impeller diameter	m	2250	2000	2600
4	Material of the shaft		45	45	45
5	Material of the hub		ZG230-450	ZG270-500	ZG230-450
6	Material/Quantity of the blade		15MnV/12	15MnV/12	15MnV/12
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	Material/Wall thickness of the inlet bellows	/mm	Q235A/8	Q235A/8	Q235A/8
11	Material/Wall thickness of the enclosure	/mm	Q235A/8	Q235A/8	Q235A/10
12	Material/Wall thickness of the air inlet	/mm	Q235A/6	Q235A/6	Q235A/6
13	Bearing lubrication way		Oil bath lubrication	Oil bath lubrication	Oil bath lubrication
14	Cooling method for the bearing		Water cooling	Water cooling	Water cooling
15	Amount of cooling water for the bearing bush	t/h	1.5-2	4	3.5-4
16	Rotation direction of the fan (from the motor side)		Two right-handed rotation fans for each boiler	Two left-handed rotation fans for each boiler	One left-handed rotation fan and one right-handed fan for each boiler
17	Air volume	M/h	117866	118441	411814
18	Pressure	Pa	24190	16692	8030

Tabel 3.4 Spesifikasi PA Fan, SA Fan, ID Fan (lanjutan)

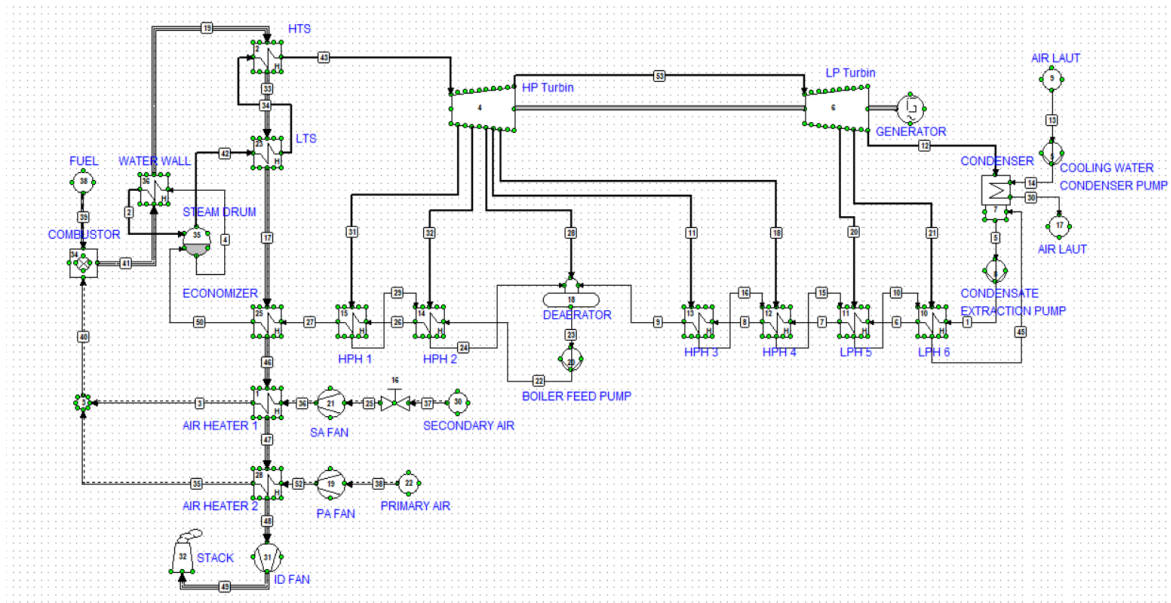
S/N	Item	Unit	Primary Air Fan	Secondary Air Fan	Induced Draft Fan
1	Model		YKK500-4TH	YKK500-4TH	YKK630-6TH
2	Type of the motor		Asynchronous	Asynchronous	Asynchronous
3	Rated power	kW	1120	710	1400
4	Rated voltage	V	6000	6000	6000
5	Rated current	A	123.4	83	158.8
6	Rated frequency	Hz	50	50	50
7	Rated rotating speed	rpm	1483	1485	995
8	Number of pole		4	4	6
9	Protection grade		IP55	IP55	IP55
10	Insulation grade		F	F	F
11	Cooling mode		IC611	IC611	IC611
12	Way of installation		IMB3	IMB3	IMB3
13	Work system		S1	S1	S1
14	Efficiency	%	95.4	94.6	96.2

3.5 Permodelan Sistem dengan Cycle-Tempo

Permodelan sistem PLTU 2x110 MW dilakukan dengan pembuatan *baseline* pada *software* Cycle-Tempo, validasi sistem dan kemudian didapatkan hasil simulasi.

3.5.1 Pembuatan *Baseline*

Berikut merupakan hasil permodelan PLTU menggunakan Cycle-Tempo. *Baseline* menggunakan bahan bakar pada batu bara LRC 3966 dan *Load* PLTU 100%.



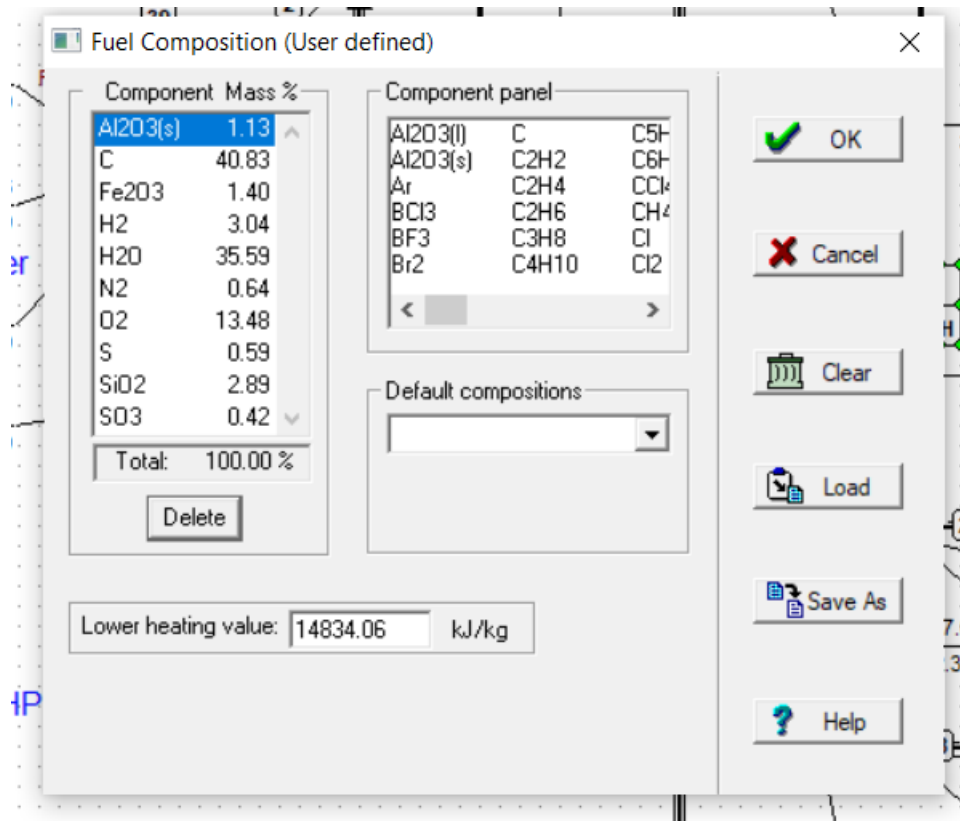
Gambar 3.4 Model PLTU 2x110 MW menggunakan Cycle-Tempo

Tabel 3.5 Data *Input* pada Cycle-Tempo

No	Apparatus	Parameter	Nilai	Unit
4	HP Turbin	ETHAI	0.98	
		ETHAM	0.98	
6	LP Turbin	ETHAI	0.98	
		ETHAM	0.98	
7	Condenser	Generator	ETAGEN	0.987
		EEQCOD	1	
		DELP 1	0	Bar
		TIN 1	30	°C
		TOUT 1	40	°C
		PIN 2	0.08	Bar
		DELP 2	0	Bar
10	LPH 4	EEQCOD	1	
		DELP 1	0	Bar
		TOUT 1	70.32	°C
		PIN 2	0.391	Bar
		DELP 2	0	Bar
		TOUT 2	71.32	°C
11	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	°C

No	Apparatus	Parameter	Nilai	Unit
12	<i>LPH 2</i>	EEQCOD	1	Bar
		DELP 1	0	Bar
		TOUT 1	119.43	°C
		PIN 2	2.279	Bar
		DELP 2	0	Bar
		TOUT 2	123.4	°C
13	<i>LPH 1</i>	EEQCOD	1	
		DELP 1	0	Bar
		TOUT 1	143.35	°C
		PIN 2	4.567	Bar
		DELP 2	0	Bar
		TOUT 2	147.4	°C
18	<i>Deaerator</i>	PIN	5.884	Bar
		TOUT 1	158.09	°C
14	<i>HPH 2</i>	EEQCOD	1	
		DELP 1	0	Bar
		TOUT 1	204.56	°C
		PIN 2	17.99	Bar
		DELP 2	0	Bar
		TOUT 2	170.1	°C
15	<i>HPH 1</i>	EEQCOD	1	
		DELP 1	0	Bar
		TOUT 1	234.08	°C
		PIN 2	31.728	Bar
		DELP 2	0	Bar
		TOUT 2	214.6	°C
23	<i>LTS</i>	DELP 1	0	Bar
		TOUT 1	427	°C
		DELP 2	0	Bar
2	<i>HTS</i>	DELP 1	10	Bar
		TOUT 1	535	°C
		DELP 2	0	Bar
25	<i>Economizer</i>	DELP 1	0	Bar
		TOUT 1	310.5	°C
		DELP 2	0	Bar
1	<i>SA Preheater</i>	DELP 1	0	Bar
		DELT 1	200	°C
		DELP 2	0	Bar
28	<i>PA Preheater</i>	DELP 1	0	Bar
		DELT 1	250	°C
		DELP 2	0	Bar
		TOUT 2	121.3	°C
19	<i>PA Fan</i>	DELP	-0.67	Bar
		ETHAI	0.954	
		ETHAM	0.954	

No	Apparatus	Parameter	Nilai	Unit
21	<i>SA Fan</i>	DELP	-0.08	Bar
		ETHAI	0.946	
		ETHAM	0.946	
31	<i>ID Fan</i>	DELP	-0.0907	Bar
		ETHAI	0.962	
		ETHAM	0.962	
32	<i>Stack</i>	TIN	130	°C
16	<i>Valve</i>	Mass Flow Ratio	4.08	
		Flow Relative To Pipe	38	
		Pipe To Specify Flow For	37	
35	<i>Steam Drum</i>	CRATIO	1	
34	<i>Furnace</i>	EEQCOD	1	
		DELP	0	Bar
		LAMBDA	1.15	
		ESTOFR	6.00444	kg/kg
		PREACT	8	Bar
9	<i>Source Inlet Condenser</i>	POUT	1	Bar
5	<i>CWCP</i>	POUT	3	Bar
		ETHAI	0.84	
		ETAHAM	0.84	
8	<i>CEP</i>	POUT	5.91	Bar
		ETHAI	0.5	
		ETAHAM	0.5	
20	<i>BFP</i>	POUT	100	Bar
		ETHAI	0.8	
		ETAHAM	0.8	
22	<i>Source Primary Air</i>	POUT	1.013	Bar
		TOUT	33.4	°C
30	<i>Source Secondary Air</i>	POUT	1.013	Bar
		TOUT	30	°C



Gambar 3.5 Data Input fuel dan Flue Gas Composition PLTU 220 MW pada Cycle-Tempo

Setiap pergantian nilai HHV batu bara, cukup mengganti nilai ESTOFR (*air fuel ratio*) pada *combustor* dan mengganti komposisi bahan bakar pada pipa *fuel* yang menuju *combustor*. *Software* akan otomatis menghitung kalkulasi termodinamika lainnya. Berikut tampilan *input* data pipa *fuel*. Dikarenakan *software cycle tempo* tidak memiliki komponen *circulating fluidized-bed boiler* (*Coal Feeder* dan *Coal Spreading Booster Fan*), maka besar daya *Coal Feeder* dan *Coal Spreading Booster Fan* dihitung secara manual kemudian ditambahkan pada menu “*Auxiliary Power Consumption*” pada *cycle tempo*.

3.5.2 Validasi *Baseline*

Setelah mekakukan pemodelan dan penginputan data pada *Cycle-Tempo*, kemudian dilanjutkan dengan validasi hasil pemodelan terhadap kondisi existing PLTU 2x110 MW. *Baseline* menggunakan bahan bakar pada batu bara LRC 3966 dan *Load* PLTU 100%. Jika deviasi <5% maka model *Cycle-Tempo* dapat dilanjutkan dengan variasi penelitian. Berikut adalah validasi model *Cycle-Tempo* dengan kondisi existing pembangkit seperti yang terlihat pada Tabel 3.5.

Tabel 3.6 Validasi Model *Cycle-Tempo* dengan Data Existing

Apparatus	Parameter	Unit	Reference	Cycle-Tempo	Diff(%)
HP Turbin	Pressure	Bar	88.26	88.26	0.00%
	Enthalpy	kJ/kg	3475	3476.68	0.05%
	Mass Flow	kg/s	111.67	111.609	0.05%
	Temperature	°C	535	535	0.00%

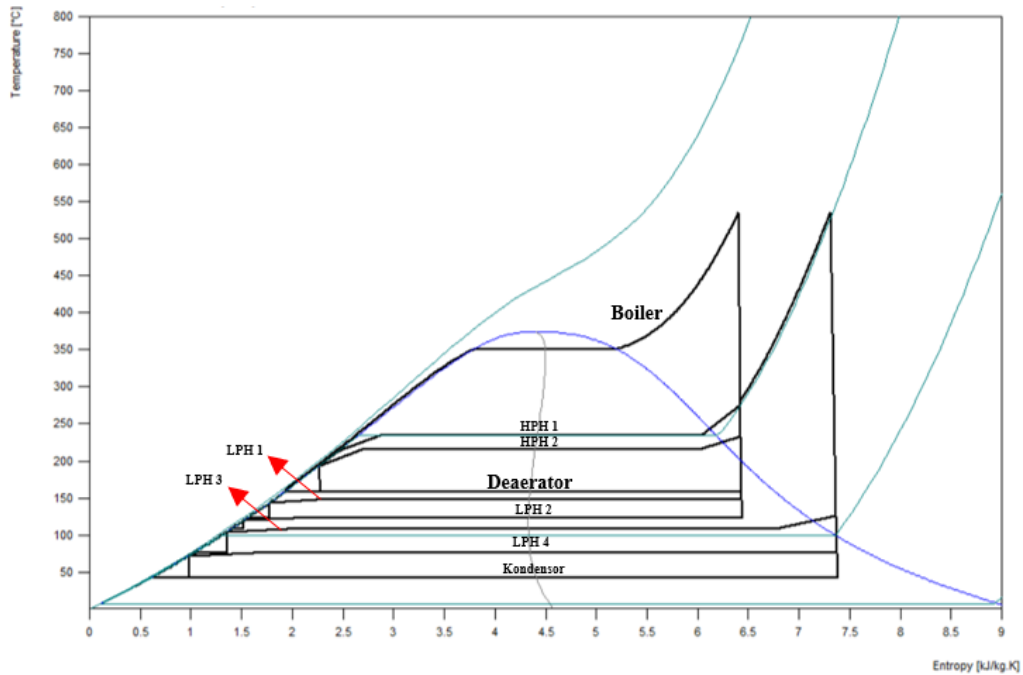
Apparatus	Parameter	Unit	Refrence	Cycle-Tempo	Diff(%)
LP Turbin	Pressure	Bar	2.279	2.279	0.00%
	Enthalpy	kJ/kg	2694.7	2712.28	0.65%
	Mass Flow	kg/s	86.97	87.723	0.87%
	Temperature	°C	124.41	124.41	0.00%
Steam to Condensor	Pressure	Bar	0.08	0.08	0.00%
	Enthalpy	kJ/kg	2281.4	2226.18	2.42%
	Mass Flow	kg/s	78.25	76.602	2.11%
	Temperature	°C	41.54	41.51	0.07%
Steam Flow FWH to Boiler	Enthalpy	kJ/kg	1011.8	1010.64	0.11%
	Mass Flow	kg/s	111.67	111.609	0.05%
	Temperature	°C	234.08	234.08	0.00%
Extraction Steam to LPH 4	Pressure	Bar	0.391	0.391	0.00%
	Enthalpy	kJ/kg	2535	2434.64	3.96%
	Mass Flow	kg/s	4.37	4.445	1.72%

3.5.3 Hasil Simulasi Model Cylce-Tempo

Hasil simulasi dengan menggunakan Cycle Tempo pada PLTU dapat dilihat pada Tabel 3.6. Untuk kapasitas komponen *auxiliary* terutama ID Fan, PA Fan, SA Fan, ketika PLTU dioperasikan dapat dilihat pada Tabel 3.6.

Tabel 3.7 Hasil Simulasi dengan Model Cysel-Tempo pada PLTU

Parameter	Unit	Cycle-Tempo	Deviasi
Mass Flow Rate Fuel	kg/s	19.35	0.49%
Mass Flow Rate Air	kg/s	115.039	1.48%
Mass Flow Rate Flue Gas	kg/s	134.389	0.51%
Wnet	kW	104569.2	1.96%
NPHR	kcal/kwh	2361.776492	2.00%
Efisiensi Neto	%	36.43020425	1.96%
Daya Pemakaian Sendiri	kW	6393.44	1.61%
Daya BFP	kW	1800.51	4.59%
Daya CEP	kW	222.79	2.02%
Daya CCWP	kW	1086.46	2.71%
Daya PA Fan	kW	1196.36	0.01%
Daya SA Fan	kW	692.82	0.55%
Daya ID Fan	kW	1394.5	0.01%



Gambar 3.6 Diagram T-s pada PLTU

3.6 Analisis Campuran Bahan Bakar (Co-firing)

Penelitian ini menggunakan dua jenis bahan bakar yang berbeda, yaitu batu bara *low rank coal* dan biomassa cangkang kelapa sawit (*palm kernel shell*). Pencampuran kedua jenis bahan bakar dengan kandungan yang berbeda akan menghasilkan suatu campuran bahan bakar dengan kandungan yang baru. Pencampuran dilakukan dengan asumsi tidak terdapat reaksi tambahan dalam prosesnya. Sebagai salah satu contoh, pada proses co-firing dengan rasio biomassa sebesar 1%, akan membutuhkan bahan bakar batu bara untuk memenuhi 99% sisanya. Untuk memperoleh nilai kandungan setiap unsur pada campuran bahan bakar, dilakukan perhitungan sebagai berikut:

$$\begin{aligned}
 C &\rightarrow 1.00\%(\%wt\ C, biomassa) + 99.00\%(\%wt\ C, batu\ bara) \\
 &= 0.01(45.01) + 0.99(40.83) \\
 &= 40.87\%wt\ (basis\ massa)
 \end{aligned}$$

Dari perhitungan di atas, dapat disimpulkan bahwa, ketika dilakukan pencampuran antara 45.01 %wt per 100 kg *Palm Kernel Shell* dengan 40.83 %wt per 100 kg batu bara akan menghasilkan campuran bahan bakar dengan kandungan karbon yang baru sebesar 40.87%wt per 100 kg bahan bakar campuran. Perhitungan dengan metode yang sama juga dilakukan untuk unsur-unsur lainnya. Dari data *ultimate* dan *proximate analysis*, didapatkan nilai kandungan bahan bakar campuran yang dipaparkan dalam tabel sebagai berikut:

Tabel 3.8 Analisis Campuran Bahan Bakar (Co-firing)

Component Mass	Symbols	Unit(wt)	As Received 100% Coal	As Received 100% Palm Kernel Shell	Variasi Rasio Coal + Palm Kernel Shell			
					99.5% Coal 0.5% Palm Kernel Shell	99% Coal 1% Palm Kernel Shell	95% Coal 5% Palm Kernel Shell	90% Coal 10% Palm Kernel Shell
Carbon	C	%	40.83	45.01	40.85	40.87	41.04	41.25
Hydrogen	H ₂	%	3.04	5.63	3.05	3.07	3.17	3.30
Nitrogen	N ₂	%	0.64	0.29	0.64	0.64	0.62	0.61
Oxygen	O ₂	%	13.48	38.79	13.61	13.73	14.75	16.01
Sulphur	S (s)	%	0.59	0.08	0.59	0.58	0.56	0.54
Moisture	H ₂ O	%	35.59	7.30	35.45	35.31	34.18	32.76
Ash		%	5.82	2.91	5.81	5.79	5.67	5.53
Total		%	100.00	100.00	100.00	100.00	100.00	100.00
High Heating Value (HHV)		kJ/kg	15871.16	16414.98	15873.87	15876.59	15898.35	15925.54
Low Heating Value (LHV)		kJ/kg	14834.06	15377.88	14836.77	14839.49	14861.25	14888.44
HGI		-	48.09	32.00	48.01	47.93	47.29	46.48

3.7 Variasi pada Penelitian

Penelitian ini bertujuan untuk mengetahui pengaruh variasi rasio bahan bakar biomassa cangkang kelapa sawit pada proses co-firing menggunakan batu bara 3966 kcal/kg terhadap performansi PLTU berkapasitas 2x110 MW. Adapun variasi yang digunakan dalam penelitian ini adalah rasio co-firing 0.5%, 1%, 5%, dan 10% masing-masing terhadap pembebanan TMCR 100%, 75%, 50%, dan 40%. Adapun parameter yang akan dianalisis untuk setiap variasi penelitian akan dipaparkan dalam tabel data masing-masing sebagai berikut:

Tabel 3.9 Variasi yang dilakukan Penelitian

LOAD 100% (Konstan)				
Air Fuel Ratio	Co-Firing Ratio			
	0.5%	1%	5%	10%
5.74				
6				
6.26				
6.52				

Air Fuel Ratio 6.0 (Konstan)				
LOAD	Co-Firing Ratio			
	0.5%	1%	5%	10%
100%				
75%				
50%				
40%				

3.8 Kapasitas Komponen Pembangkit

Pada penelitian ini, diperlukan data kapasitas komponen pembangkit yang digunakan untuk membandingkan pengaruh rasio *co-firing* terhadap beban maksimum yang diberikan, sekaligus untuk mengetahui kesesuaian dan keamanan komponen tersebut ketika menggunakan metode *co-firing* pada pembangkit. Adapun data kapasitas komponen pembangkit yang digunakan pada tabel sebagai berikut:

Tabel 3.10 Data Kapasitas Komponen Pembangkit (*Design*)

Auxiliary Component	Total Maximum Capacity (Kw)	Used Capacity (%)	Keterangan
PA Fan	1200	99.70%	SAFE OPERATION
SA Fan	700	98.97%	SAFE OPERATION
ID Fan	1400	99.61%	SAFE OPERATION

3.9 Rancangan Kegiatan Pengerjaan Tugas Akhir

Berikut merupakan *timeline* pengerjaan penelitian untuk Tugas Akhir seperti yang terlihat pada Tabel. 3.10 dibawah ini.

Tabel. 3.11 Timeline Pengerjaan Tugas Akhir

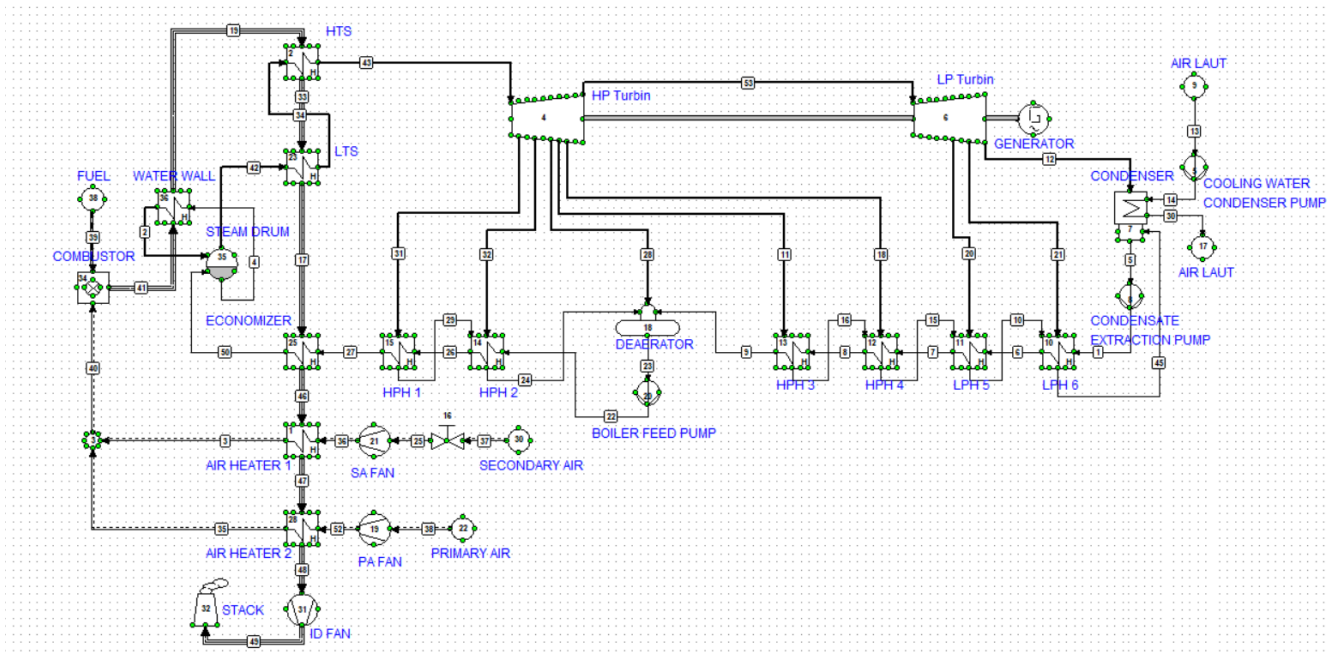
No.	KEGIATAN	JADWAL/BULAN																												
		FEBRUARI				MARET				APRIL				MEI				JUNI				JULI								
		4	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4								
1	Pengajuan Judul	■																												
2	Penyusunan Bab 1		■	■																										
3	Penyusunan Bab 2			■	■	■	■	■	■	■																				
4	Penyusunan Bab 3				■	■	■	■	■	■																				
5	Seminar Proposal										■	■	■	■																
6	Analisis Data										■	■	■	■	■	■														
7	Penyusunan Bab 4													■	■	■	■	■												
8	Penyusunan Bab 5																■	■	■	■										
9	Ujian (Sidang) dan Revisi																										■	■		

BAB IV

HASIL DAN PEMBAHASAN

4.1. Analisa Perhitungan

Analisa perhitungan dilakukan menggunakan dasar yang ada pada ilmu termodinamika, yang dimulai dengan mencari nilai properti fluida yang tidak diketahui. Setelah itu dilanjutkan dengan melakukan perhitungan untuk memperoleh nilai mass flow rate bahan bakar, udara, flue gas, serta daya pemakaian sendiri dan performa sistem pembangkit. Analisis perhitungan dilakukan PLTU 2x110 MW dengan kondisi beban 100%, 75%, 50%, dan 40% dengan batu bara yang memiliki nilai kalor sebesar 3966 kcal/kg.



Gambar 4.1. Skema Sistem PLTU 2x110 MW

Tabel 4.1. Data properties PLTU 2x110 MW

Pipe no.	Medium	Mass flow [kg/s]	Mole flow [kmol/s]	Volume flow [m ³ /s]	Pressure [bar]	Temperature [°C]	Enthalpy [kJ/kg]	Entropy [kJ/kg.K]	Quality [%]
1	WATERSTM	94.798	5.262	0.095583 0.095583	5.910 5.910	41.67 41.67	175.03 175.03	0.5944 0.5944	0.00 0.00
2	WATERSTM	93.663	5.199	2.4879 2.4879	88.26 88.26	350.90 350.90	2965.96 2965.96	6.0591 6.0591	100.00 100.00
3	GASMIX 1	93.132	3.228	132.92 132.92	1.030 1.030	237.02 237.02	127.73 127.73	7.4427 7.4427	
4	WATERSTM	93.663	5.199	0.13227 0.13227	88.26 88.26	301.95 301.95	1355.73 1355.73	3.2733 3.2733	0.00 0.00
5	WATERSTM	94.798	5.262	0.095601 0.095601	0.08000 0.08000	41.51 41.51	173.85 173.85	0.5925 0.5925	0.00 0.00
6	WATERSTM	94.798	5.262	0.096949 0.096949	5.910 5.884	70.32 70.32	294.82 294.82	0.9586 0.9586	0.00 0.00
7	WATERSTM	94.798	5.262	0.099172 0.099172	5.884 5.884	103.69 103.69	435.03 435.03	1.3481 1.3481	0.00 0.00
8	WATERSTM	94.798	5.262	0.10045 0.10045	5.884 5.884	119.43 119.43	501.64 501.64	1.5213 1.5213	0.00 0.00
9	WATERSTM	94.798	5.262	0.10268 0.10268	5.884 5.884	143.35 143.35	603.72 603.72	1.7737 1.7737	0.00 0.00
10	WATERSTM	-421.454	-23.394	-548.79 -1855.4	1.325 0.3910	107.70 107.70	2687.57 2687.57	7.2646 7.8218	100.00 100.00
11	WATERSTM	4.388	0.244	1.9753 1.9753	4.567 4.567	185.19 185.19	2826.41 2826.41	7.0384 7.0384	100.00 100.00
12	WATERSTM	39.577	2.197	611.95 611.95	0.08000 0.08000	41.51 41.51	2226.18 2226.18	7.1149 7.1149	85.43 85.43
13	WATERSTM	2108.663	117.049	2.1179 2.1179	1.000 1.000	29.99 29.99	125.78 125.78	0.4366 0.4366	0.00 0.00
14	WATERSTM	2108.663	117.049	2.1177 2.1177	3.000 3.000	30.00 30.00	126.01 126.01	0.4367 0.4367	0.00 0.00
15	WATERSTM	7.060	0.392	0.0075082 0.28165	2.279 1.325	123.40 123.39	518.25 518.25	1.5644 1.5682	0.00 100.00
16	WATERSTM	4.388	0.244	0.0047723 0.15928	4.567 2.279	147.40 147.40	621.04 621.04	1.8154 1.8230	0.00 100.00
17	GASMIX 2	135.458	4.653	314.26 314.26	1.030 1.030	564.23 564.23	-2652.41 -2652.41	8.1098 8.1098	
18	WATERSTM	2.672	0.148	2.0948 2.0948	2.279 2.279	124.41 124.41	2712.29 2712.29	7.0834 7.0834	100.00 100.00
19	GASMIX 2	135.458	4.653	492.83 492.83	1.030 1.030	1040.06 1040.06	-2045.51 -2045.51	8.6972 8.6972	
20	WATERSTM	-428.514	-23.786	-541.30 -541.30	1.325 1.325	107.67 107.67	2620.81 2620.81	7.0893 7.0893	97.02 97.02
21	WATERSTM	476.675	26.460	1776.4 1776.4	0.3910 0.3910	75.31 75.31	2434.64 2434.64	7.1014 7.1014	91.36 91.36
22	WATERSTM	112.473	6.243	0.12317 0.12317	100.0 100.0	159.78 159.78	680.18 680.18	1.9296 1.9296	0.00 0.00
23	WATERSTM	112.473	6.243	0.12369 0.12369	5.887 5.887	158.09 158.09	667.28 667.28	1.9237 1.9237	0.00 0.00

Pipe no.	Medium	Mass flow [kg/s]	Mole flow [kmol/s]	Volume flow [m3/s]	Pressure [bar]	Temperature [°C]	Enthalpy [kJ/kg]	Entropy [kJ/kg.K]	Quality [%]
24	WATERSTM	15.308	0.850	0.017048	17.99	170.10	720.19	2.0416	0.00
				0.14131	5.884	158.07	720.19	2.0464	2.54
25	GASMIX 1	93.132	3.228	80.289	1.013	30.00	-83.70	6.9165	
				80.289	1.013	30.00	-83.70	6.9165	
26	WATERSTM	112.473	6.243	0.12993	100.0	204.56	876.25	2.3604	0.00
				0.12993	100.0	204.56	876.25	2.3604	0.00
27	WATERSTM	112.473	6.243	0.13577	100.0	234.08	1010.64	2.6334	0.00
				0.13577	100.0	234.08	1010.64	2.6334	0.00
28	WATERSTM	2.366	0.131	0.86918	5.884	209.27	2871.45	7.0206	100.00
				0.86918	5.884	209.27	2871.45	7.0206	100.00
29	WATERSTM	6.567	0.365	0.0077442	31.73	214.60	919.11	2.4657	0.00
				0.020664	17.99	214.60	919.11	2.4696	100.00
30	WATERSTM	2108.663	117.049	2.1250	3.000	40.00	167.80	0.5723	0.00
				2.1250	3.000	40.00	167.80	0.5723	0.00
31	WATERSTM	6.567	0.365	0.61185	31.73	396.64	3220.92	6.8826	100.00
				0.61185	31.73	396.64	3220.92	6.8826	100.00
32	WATERSTM	8.742	0.485	1.2979	17.99	328.14	3093.37	6.9330	100.00
				1.2979	17.99	328.14	3093.37	6.9330	100.00
33	GASMIX 2	135.458	4.653	427.63	1.030	866.33	-2276.34	8.5088	
				427.63	1.030	866.33	-2276.34	8.5088	
34	WATERSTM	112.473	6.243	3.6725	88.26	427.00	3198.67	6.4119	100.00
				3.6725	88.26	427.00	3198.67	6.4119	100.00
35	GASMIX 1	22.826	0.791	23.655	1.683	332.20	227.44	7.4804	
				38.657	1.030	332.20	227.44	7.6219	
36	GASMIX 1	93.132	3.228	76.137	1.093	37.02	-76.61	6.9177	
				80.813	1.030	37.02	-76.61	6.9349	
37	GASMIX 1	93.132	3.228	80.289	1.013	30.00	-83.70	6.9165	
				80.289	1.013	30.00	-83.70	6.9165	
38	GASMIX 1	22.826	0.791	19.835	1.013	32.40	-81.28	6.9244	
				19.835	1.013	32.40	-81.28	6.9244	
39	FUEL 3	19.500	1.446	0.012638	1.030	30.00	-7351.33	2.5646	
				0.012638	1.030	30.00	-7351.33	2.5646	
40	GASMIX 1	115.958	4.019	171.63	1.030	255.90	147.36	7.4805	
				171.63	1.030	255.90	147.36	7.4805	
41	GASMIX 2	135.458	4.653	790.43	1.030	1833.03	-932.12	9.3586	
				790.43	1.030	1833.03	-932.12	9.3586	
42	WATERSTM	112.473	6.243	2.3590	88.26	301.95	2745.74	5.6902	100.00
				2.3590	88.26	301.95	2745.74	5.6902	100.00
43	WATERSTM	112.473	6.243	4.4755	88.26	535.00	3476.68	6.7816	100.00
				4.4755	88.26	535.00	3476.68	6.7816	100.00
45	WATERSTM	55.221	3.065	0.056521	0.3910	71.32	298.55	0.9711	0.00
				51.932	0.08000	71.32	298.55	0.9888	100.00
46	GASMIX 2	135.458	4.653	210.04	1.030	286.56	-2979.70	7.6361	
				210.04	1.030	286.56	-2979.70	7.6361	
47	GASMIX 2	135.458	4.653	162.91	1.030	161.02	-3120.19	7.3520	
				162.91	1.030	161.02	-3120.19	7.3520	

45	WATERSTM	55.221	3.065	0.056521 51.932	0.3910 0.08000	71.32 71.32	298.55 298.55	0.9711 0.9888	0.00 100.00
46	GAS MIX 2	135.458	4.653	210.04 210.04	1.030 1.030	286.56 286.56	-2979.70 -2979.70	7.6361 7.6361	
47	GAS MIX 2	135.458	4.653	162.91 162.91	1.030 1.030	161.02 161.02	-3120.19 -3120.19	7.3520 7.3520	
48	GAS MIX 2	135.458	4.653	147.99 147.99	1.030 1.030	121.30 121.30	-3163.72 -3163.72	7.2469 7.2469	
49	GAS MIX 2	135.458	4.653	139.17 139.17	1.121 1.121	130.45 130.45	-3153.74 -3153.74	7.2478 7.2478	
50	WATERSTM	112.473	6.243	0.16307 0.23652	100.0 88.26	310.50 301.95	1404.81 1404.81	3.3551 3.3586	0.00 3.53
52	GAS MIX 1	22.826	0.791	13.886 13.886	1.683 1.683	82.20 82.20	-30.88 -30.88	6.9310 6.9310	
53	WATERSTM	87.738	4.870	68.771 68.771	2.279 2.279	124.41 124.41	2712.28 2712.28	7.0834 7.0834	100.00 100.00

4.1.1 Perhitungan Daya Turbin

- Daya High Pressured Turbine (HP Turbin)

$$\dot{m}_{50} = \dot{m}_1 - \dot{m}_1$$

$$\begin{aligned} \dot{W}_{HPT} = & \dot{m}_{43}(h_{43} - h_{31}) + (\dot{m}_{43} - \dot{m}_{31})(h_{31} - h_{32}) + (\dot{m}_{43} - \dot{m}_{31} - \dot{m}_{32})(h_{32} - h_{28}) \\ & + (\dot{m}_{43} - \dot{m}_{31} - \dot{m}_{32} - \dot{m}_{28})(h_{28} - h_{11}) + (\dot{m}_{43} - \dot{m}_{31} - \dot{m}_{32} - \dot{m}_{28} \\ & - \dot{m}_{11})(h_{11} - h_{18}) + (\dot{m}_{43} - \dot{m}_{31} - \dot{m}_{32} - \dot{m}_{28} - \dot{m}_{11} - \dot{m}_{18})(h_{18} \\ & - h_{53}) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \dot{W}_{HPT} = & 111.667(3475 - 3226.1) + (111.667 - 6.46111)(3226.1 - 3090.7) \\ & + (111.667 - 6.46111 - 8.60278)(3090.7 - 2960.3) + (111.667 \\ & - 6.46111 - 8.60278 - 0.81944)(2960.3 - 2810.6) + (111.667 \\ & - 6.46111 - 8.60278 - 0.81944 - 4.40833)(2810.6 - 2694.8) \\ & + (111.667 - 6.46111 - 8.60278 - 0.81944 - 4.40833 \\ & - 2.65556)(2694.8 - 2694.7) \end{aligned}$$

$$\dot{W}_{HPT} = 79564,8 \text{ kW}$$

$$\dot{W}_{HPT} = 79,5648 \text{ MW}$$

- Daya Low Pressured Turbine (LP Turbin)

$$\dot{m}_{50} = \dot{m}_1 - \dot{m}_1$$

$$\begin{aligned} \dot{W}_{LPT} = & \dot{m}_{53}(h_{53} - h_{20}) + (\dot{m}_{53} - \dot{m}_{20})(h_{20} - h_{21}) + (\dot{m}_{53} - \dot{m}_{20} - \dot{m}_{21})(h_{21} - h_{12}) \\ \dot{W}_{LPT} = & 86.9694(2694.7 - 2623.8) + (86.9694 - 4.8416)(2623.8 - 2460) + (86.9694 \\ & - 4.8416 - 3.8805)(2460 - 2281.4) \end{aligned}$$

$$\dot{W}_{LPT} = 33593,6175 \text{ kW}$$

$$\dot{W}_{LPT} = 33,593 \text{ MW}$$

Sehingga,

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

$$\dot{W}_T = [(79564,8 + 33593,6175)] \text{ kW}$$

$$\dot{W}_T = 113158.4086 \text{ kW}$$

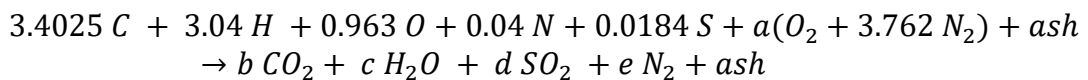
$$\dot{W}_T = 113.158 \text{ MW}$$

4.1.2 Perhitungan Kebutuhan Bahan Bakar dan Udara

Tabel 4.2 Kebutuhan Bahan Bakar

Ultimate Analysis	As Received 100% Coal	Berat Molekul (kmol)	Jumlah Molar per Unsur (Kmol)
Carbon	40.83	12	3.4025
Hydrogen	3.04	1	3.04
Nitrogen	0.64	16	0.04
Oxygen	13.48	14	0.962857143
Sulphur	0.59	32	0.0184375
Moisture	35.59	-	-
Ash	5.82	-	-

Reaksi Pembakaran:



Harga untuk Setiap Koefisien Unsur Kandungan Bahan Bakar:

$$C \rightarrow b = 3.4025$$

$$H \rightarrow 3.04 = 2c$$

$$c = 1.52$$

$$S \rightarrow d = 0.0184$$

$$O \rightarrow 0.963 + 2a = (2)(3.4025) + 1.52 + (2)(0.0184)$$

$$a = 3.699$$

$$N \rightarrow 0.04 + (3.699)(3.762) = 2e$$

$$e = \frac{13.95755259}{2} = 6.978776295$$

- Total Kebutuhan $O_2 = 3.699$ kmol
- Kebutuhan Udara Teoritis (*Theoretical Air*)
Asumsi: 1 kmol udara mengandung 0.2097 kmol O_2

$$\textit{Theoretical Air} = (3.699 \text{ kmol } O_2) \left(\frac{1 \text{ kmol air}}{0.2097 \text{ kmol } O_2} \right)$$

$$\text{Theoretical Air} = 17.642 \frac{\text{kmol air}}{\text{kmol fuel}}$$

- Kebutuhan Udara Kering (*Dry Air*)

Asumsi: massa molar udara sebesar sebesar 28.97 kg udara/kmol udara

$$\begin{aligned} \text{Dry Air} &= \left(17.642 \frac{\text{kmol air}}{\text{kmol fuel}} \right) \left(28.97 \frac{\text{kg air}}{\text{kmol air}} \right) \\ &= 511.0861882 \frac{\text{kg air}}{100 \text{ kg fuel}} \end{aligned}$$

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

$$\begin{aligned} \text{Total DA} &= 511.086 \frac{\text{kg air}}{100 \text{ kg fuel}} \left(1 + \frac{15}{100} \right) \\ &= 587.75 \frac{\text{kg air}}{100 \text{ kg fuel}} \end{aligned}$$

- Kebutuhan Udara Aktual (*Actual Air Supplied*)

Asumsi:

$T_{\text{dry bulb}} = 30^\circ\text{C}$

$\text{Relative Humadity}(\phi) = 80\% \rightarrow \text{Absolute Humidity}(\omega) = 0.0216$

$$\begin{aligned} \text{AAS} &= \left(587.75 \frac{\text{kg air}}{100 \text{ kg fuel}} \right) (1 + 0.0216) \\ &= 600.4445 \frac{\text{kg air}}{100 \text{ kg fuel}} \end{aligned}$$

$$\text{AFR} = 6.004 \frac{\text{kg air}}{\text{kg fuel}}$$

Excess air =15% based on dry air, ini adalah ekuivalen dengan $\text{AFR} = 5.11 \times (1.15) = 6.0044$ based on dry air. Udara aktual mempunyai humidity ratio (ω) = 0.0216 (kg-uap air/kg-udara kering), maka kebutuhan udara actual (based on wet air) = $5.87 \times (1.0216) = 6.004$ kg /kg fuel.

Dengan cara yang sama untuk excess Air (10%; 20%; 25%) akan diperoleh AFR-based on wet air masing-masing adalah (5.74; 6.26; 6;52). Dengan menggunakan AFR based on wet air tersebut di atas, maka perhitungan simulasi performansi pembangkit akan dilakukan sebagai berikut.

Tabel 4.3 air fuel ratio based on wet air

Dry Air (kg udara kering/100 kg bahan bakar)	Excess Air (%)	Total Dry Air (kg udara kering/100 kg bahan bakar)	Absolute Humidity kg uap air/ kg udara kering	AFR (kg udara basah/kg bahan bakar)
511.0861882	15	587.7491164	0.0216	6.004444973
511.0861882	10	562.194807	0.0216	5.743382148
511.0861882	20	613.3034258	0.0216	6.265507798
511.0861882	25	638.8577352	0.0216	6.526570623

- Kebutuhan Udara

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

$$\dot{m}_{air} = (6.004)(19.35 \frac{kg}{s})$$

$$\dot{m}_{air} = 116.1860102 \frac{kg}{s}$$

(Primary Air : Secondary Air = 1: 4.08)

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

$$1.25\dot{m}_{SA} = 116.1860102 \frac{kg}{s}$$

$$\dot{m}_{SA} = \frac{116.1860102 \frac{kg}{s}}{1.25} = 92.94880818 \frac{kg}{s}$$

$$\dot{m}_{PA} = \dot{m}_{SA} = 92.94880818 \frac{kg}{s} = 23.23720205 \frac{kg}{s}$$

4.1.3 Perhitungan Daya Pemakaian Sendiri

- a. Boiler Feedwater Pump (BFP)

$$\dot{m}_{23} = \dot{m}_{22} = \dot{m} = 111.6666667 \frac{kg}{s}$$

$$\dot{W}_{BFP} = \dot{m}(h_{23} - h_{22})$$

$$\dot{W}_{BFP} = 111.6666667 \frac{kg}{s} (684.1 - 667.2) \frac{kJ}{kg}$$

$$\dot{W}_{BFP} = 1887.167kW$$

- b. Condensate Extraction Pump (CEP)

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_5 = \dot{m} = \frac{kg}{s}$$

$$\dot{W}_{CEP} = \dot{m}(h_1 - h_5)$$

$$\dot{W}_{CEP} = 94.747 \frac{kg}{s} (175.1 - 173.9) \frac{kJ}{kg}$$

$$\dot{W}_{CEP} = 227.3928 kW$$

- c. Condensate Cooling Water Pump (CCWP)

$$h_{13} = 125.76 \frac{kJ}{kg}; h_{14} = 126.01 \frac{kJ}{kg}$$

Asumsi: $\dot{m}_{13} = \dot{m}_{14} = \dot{m} = 3487.955 \text{ kg/s}$

$$\dot{W}_{CCWP} = \frac{\dot{m}(h_{14} - h_{13})}{\eta_{isentropic}}$$

$$\dot{W}_{CCWP} = \frac{3819.23 \frac{kg}{s} (126.01 - 125.76) \frac{kJ}{kg}}{0.871}$$

$$\dot{W}_{CCWP} = 1057.839338 \text{ kW}$$

d. *Primary Air Fan (PA Fan)*

$$P_{38} = 1.013 \text{ bar}; T_{38} = 32.4^\circ\text{C}; h_{38} = -81.28 \frac{kJ}{kg}; P_{52} = 1.683 \text{ bar}; T_{52}$$

$$= 82.20^\circ\text{C}; h_{52} = -30.88 \frac{kJ}{kg}$$

$$\dot{m}_{PA} = (0.25)(84.87883414 \frac{kg}{s}) = 21.21970854 \frac{kg}{s}$$

$$\dot{W}_{PA Fan} = \frac{\dot{m}_{PA}(h_{52} - h_{38})}{\eta_{is,PA}}$$

$$\dot{W}_{PA Fan} = \frac{21.21970854 \frac{kg}{s} (-27.74 - (-81.28)) \frac{kJ}{kg}}{0.954}$$

$$\dot{W}_{PA Fan} = 1196.447971 \text{ kW}$$

e. *Secondary Air Fan (SA Fan)*

$$P_{25} = 1.013 \text{ bar}; T_{25} = 30^\circ\text{C}; h_{25} = -83.7 \frac{kJ}{kg}; P_{36} = 1.093 \text{ bar}; T_{36} = 37.02^\circ\text{C}; h_{36}$$

$$= -76.61 \frac{kJ}{kg}$$

$$\dot{m}_{SA} = 84.87883414 \frac{kg}{s}$$

$$\dot{W}_{SA Fan} = \frac{\dot{m}_{SA}(h_{36} - h_{25})}{\eta_{is,SA}}$$

$$\dot{W}_{SA Fan} = \frac{84.87883414 \frac{kg}{s} (-76.61 - (-83.7)) \frac{kJ}{kg}}{0.946}$$

$$\dot{W}_{SA Fan} = 696.6247886 \text{ kW}$$

f. *Induced Draft Fan (ID Fan)*

$$P_{48} = 1.03 \text{ bar}; T_{48} = 121.3^\circ\text{C}; h_{48} = -3163.72 \frac{kJ}{kg}; P_{49} = 1.121 \text{ bar}; T_{49}$$

$$= 130.45^\circ\text{C}; h_{49} = -3153.74 \frac{kJ}{kg}$$

$$\begin{aligned}\dot{m}_{\text{fluegas}} &= \dot{m}_{\text{fuel}} + \dot{m}_{\text{air}} - \dot{m}_{\text{ash}} \\ \dot{m}_{\text{fluegas}} &= 19.35 \frac{\text{kg}}{\text{s}} + 116.1860102 \frac{\text{kg}}{\text{s}} - 1.12617 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \\ \dot{m}_{\text{fluegas}} &= 134.4098402 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \\ \dot{m}_{\text{ID}} &= \dot{m}_{\text{fluegas}} = 134.4098402 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \\ \dot{W}_{\text{ID Fan}} &= \frac{\dot{m}_{\text{ID}}(h_{48} - h_{49})}{\eta_{\text{is,ID}}} \\ \dot{W}_{\text{ID Fan}} &= \frac{134.4098402 \frac{\text{kg}}{\text{s}} (-3163.72 - (-3153.74)) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}}{0.962} \\ \dot{W}_{\text{ID Fan}} &= 1394.397303 \text{ kW}\end{aligned}$$

4.1.4 Perhitungan Performa Boiler

- Perhitungan Q bahan bakar

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{\text{fuel}} &= \dot{m}_{\text{fuel}} \times LHV_{\text{fuel}} \\ \dot{Q}_{\text{fuel}} &= (19.35 \frac{\text{kg}}{\text{s}}) \times (14834.06 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}) \\ \dot{Q}_{\text{fuel}} &= 287038.9643 \text{ kW}\end{aligned}$$

- Perhitungan Q boiler

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{\text{boiler}} &= \dot{m}_{\text{fuel}}(h_{43} - h_{27}) \\ \dot{Q}_{\text{boiler}} &= 19.35 \frac{\text{kg}}{\text{s}} (3475 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} - 1011.8 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}) \\ \dot{Q}_{\text{boiler}} &= 275065.544 \text{ kW}\end{aligned}$$

- Perhitungan Q Efisiensi Boiler

$$\begin{aligned}\eta_{\text{boiler}} &= \frac{\dot{Q}_{\text{boiler}}}{\dot{Q}_{\text{fuel}}} \\ \eta_{\text{boiler}} &= \frac{275065.544 \text{ kW}}{287038.9643 \text{ kW}} \times 100\% \\ \eta_{\text{boiler}} &= 95.82864289 \%\end{aligned}$$

4.1.5 Perhitungan Performa PLTU 2x110 MW

- Perhitungan Daya Pemakaian Sendiri

$$\begin{aligned}\dot{W}_{\text{Own Usage}} &= \dot{W}_{\text{BFP}} + \dot{W}_{\text{CEP}} + \dot{W}_{\text{CCWP}} + \dot{W}_{\text{PA Fan}} + \dot{W}_{\text{SA Fan}} + \dot{W}_{\text{ID Fan}} \\ \dot{W}_{\text{Own Usage}} &= (1887.166667 + 227.3928 + 1057.839338 + 1196.447971 \\ &\quad + 696.6247886 + 1394.397303) \text{ kW} \\ \dot{W}_{\text{Own Usage}} &= (6498.249392) \text{ kW}\end{aligned}$$

- Perhitungan Daya Bersih

$$\dot{W}_{net} = \dot{W}_T - \dot{W}_{Aux}$$

$$\dot{W}_{net} = (113158.4086 - 6498.249392)kW$$

$$\dot{W}_{net} = (106660.1592)kW$$

- Perhitungan *Net Efficiency*

$$\eta_{net} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{Q}_{fuel}} \times 100\%$$

$$\eta_{net} = \frac{106660.1592 kW}{287038.9643 kW} \times 100\%$$

$$\eta_{net} = 37.15877372\%$$

- Perhitungan *Net Plant Heat Rate (NPHR)*

$$NPHR = \frac{\dot{m}_{fuel} \times LHV_{fuel}}{\dot{W}_{net}} \left(\frac{3600 s}{h} \right) \left(\frac{0.239 kCal}{kJ} \right)$$

$$NPHR = \frac{(19.35 \frac{kg}{s})(14834.06 \frac{kJ}{kg})}{106660.1592 kW} \left(\frac{3600 s}{h} \right) \left(\frac{0.239 kCal}{kJ} \right)$$

$$NPHR = 2315.469306 \frac{kCal}{kWh}$$

4.1.6 Perbandingan Hasil Simulasi dan Perhitungan

Melalui simulasi dan hasil perhitungan, diperoleh perbandingan nilai antara Cycle Tempo dan perhitungan sebagai berikut.

Tabel 4.4 Perbandingan hasil antara Cycle-Tempo dan Perhitungan

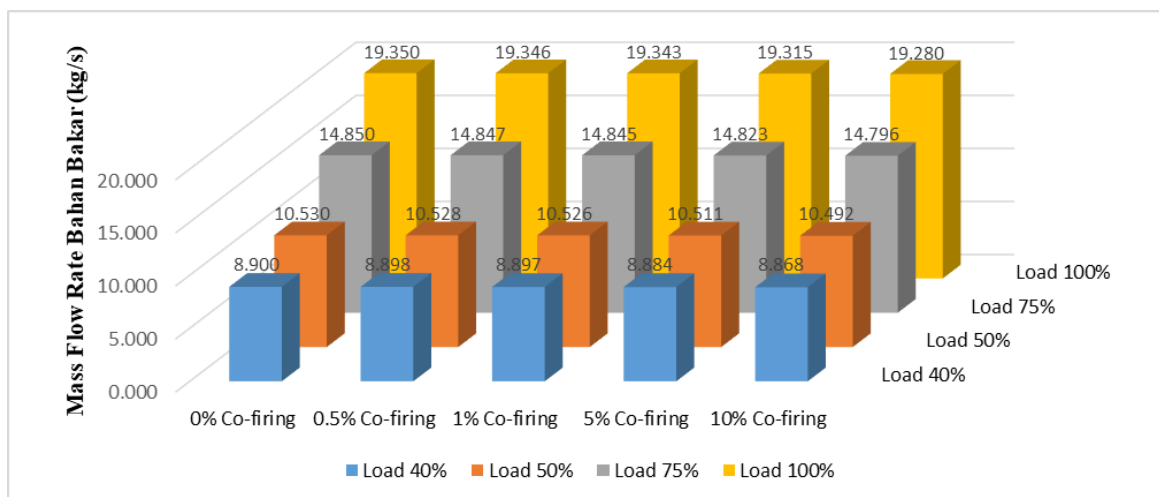
Parameter	Unit	Reference	Cycle-Tempo	Deviasi(%)
Daya HP Turbin	kW	79564.7911	76482.41	3.87%
Daya LP Turbin	kW	33593.6175	34480.23	2.64%
Daya BFP	kW	1887.166667	1800.51	4.59%
Daya CEP	kW	227.3928	222.79	2.02%
Daya CCWP	kW	1057.839338	1086.46	2.71%
Daya PA Fan	kW	1196.447971	1196.36	0.01%
Daya SA Fan	kW	696.6247886	692.82	0.55%
Daya ID Fan	kW	1394.397303	1394.5	0.01%
Q Fuel	kW	287038.9643	287039.84	0.00%
Wnet	kW	106660.1592	104569.2	1.96%
Efisiensi Boiler	%	95.82864289	95.89109701	0.07%
Daya Pemakaian Sendiri	kW	6498.249392	6393.44	1.61%
Efisiensi Neto	%	37.15877372	36.43020425	1.96%
NPHR	kcal/kwh	2315.469306	2361.776492	2.00%
Mass Flow Rate Fuel	kg/s	19.44619	19.35	0.49%
Mass Flow Rate air	kg/s	116.7636	115.039	1.48%

4.2. Hasil Simulasi dan Pembahasan

Simulasi yang dilakukan pada *Cycle Tempo* untuk PLTU 2x110 MW dengan variasi beban pembangkit, rasio *co-firing*, dan *Air Fuel Ratio* menggunakan variabel daya keluaran turbin yang konstan sebesar 2x110 MW. *Properties* (*mass flow rate*, *pressure*, dan *temperature*) pada setiap tingkat keadaan dalam siklus *steam* dan *feedwater* juga bernilai konstan. Nilai Q_{in} bahan bakar yang masuk ke dalam *boiler* juga bernilai konstan untuk setiap variasi rasio *co-firing* sebesar 0.5%, 1%, 5%, dan 10% masing-masing untuk setiap variasi beban pada TMCR 100%, 75%, 50%, dan 40% pada variasi *Air Fuel Ratio* 5.74, 6, 6.26, 6.52. *Equipment Critically Rating*(ECR)

4.2.1 Analisis Kebutuhan Bahan Bakar PLTU 2x110 MW

Analisis *Co-firing* dengan bahan bakar campuran batu bara dengan *Palm Kernel Shell* dimulai dengan menguraikan komponen penyusun bahan bakar yang digunakan. Komponen penyusun bahan bakar untuk setiap variasi rasio memiliki nilai yang berbeda, sehingga hasil yang didapatkan juga akan bervariasi. Adapun nilai yang dianalisis dalam simulasi ini diantaranya adalah *mass flow rate* bahan bakar, *mass flow rate* udara *mass flow rate flue gas*, efisiensi boiler, daya pemakaian sendiri, *net plant heat rate* (NPHR), dan efisiensi thermal yang dihasilkan oleh PLTU 2x110 MW.

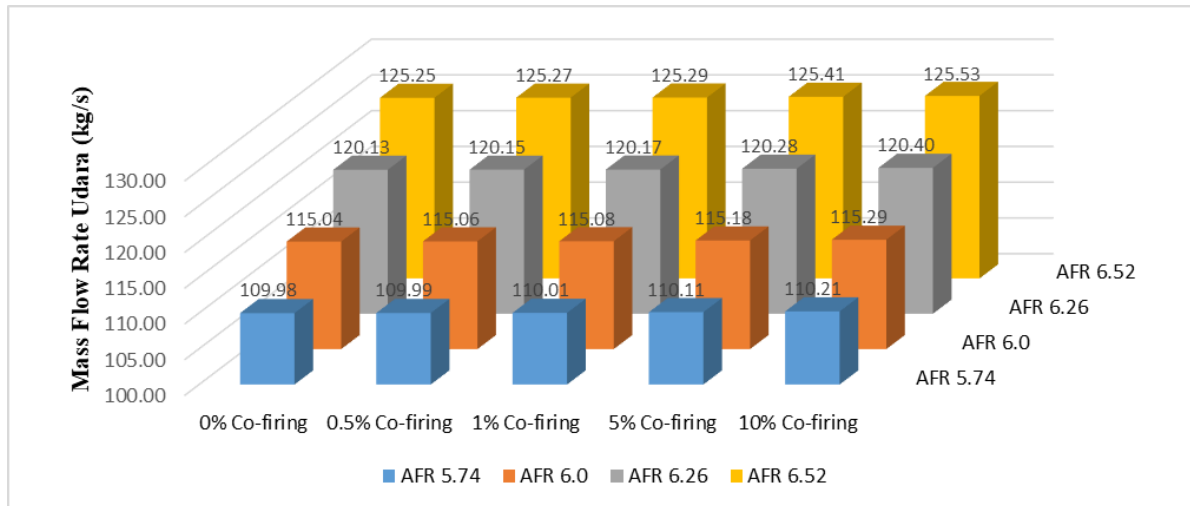


Gambar 4.2 Mass Flow Rate Bahan Bakar pada *Co-firing* Cangkang Kelapa Sawit terhadap Variasi *Load* PLTU

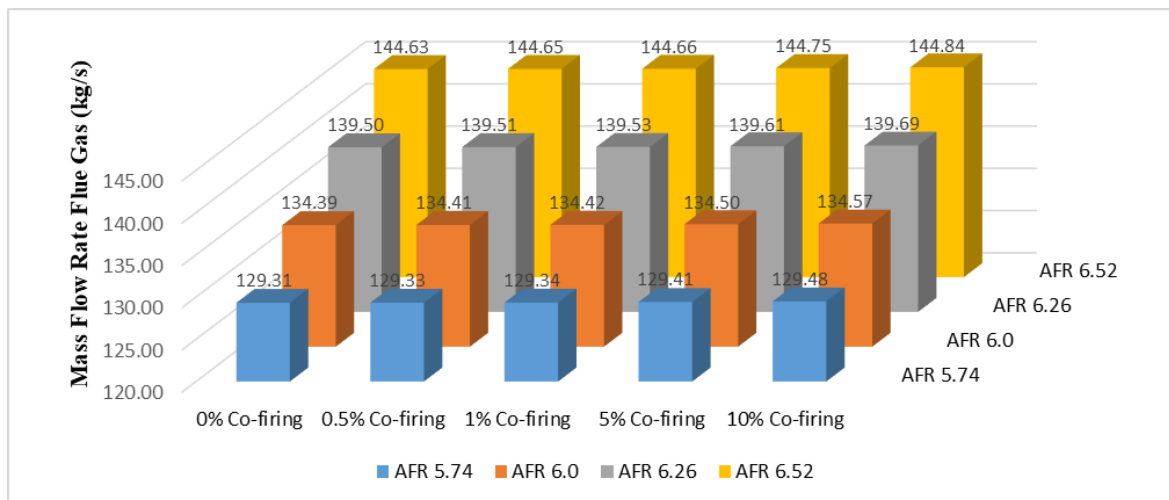
Berdasarkan gambar 4.2 diatas bahwa hasil simulasi menunjukkan adanya penurunan secara keseluruhan pada nilai pada *mass flow rate* bahan bakar yang diperlukan untuk membangkitkan PLTU dengan daya 2x110 MW. *Mass flow rate* bahan bakar menurun untuk pembebanan 100% *mass flow rate* bahan bakar dari baseline, campuran 0.1%, 0.5%, 5% dan 10% masing-masing adalah 19.35 kg/s, 19.346 kg/s, 19.342 kg/s, 19.315 kg/s, dan 19.279. Untuk pembebanan 75% *mass flow rate* bahan bakar masing-masing adalah 14.85 kg/s, 14.847 kg/s, 14.844 kg/s, 14.823 kg/s, dan 14.795 kg/s. Untuk pembebanan 50% *mass flow rate* bahan bakar masing-masing adalah 10.53 kg/s, 10.528 kg/s, 10.526 kg/s, 10.511 kg/s, dan 10.491 kg/s. Untuk pembebanan 40% *mass flow rate* bahan bakar masing-masing adalah 8.9 kg/s, 8.898 kg/s, 8.896 kg/s, 8.883 kg/s, dan 8.867 kg/s.

Penurunan mass flow rate bahan bakar pada variasi rasio co-firing disebabkan karena untuk memenuhi nilai kebutuhan kalor konstan, diperlukan mass flow rate bahan bakar lebih sedikit disebabkan dari peningkatan nilai LHV bahan bakar *co-firing* akibat nilai LHV biomassa cangkang kelapa sawit yang disubstitusikan kedalam *co-firing* lebih besar dibanding LHV batubara LRC 3966 pada kondisi *baseline*.

4.2.2 Mass Flow Rate Udara dan Flue Gas



Gambar 4.3 Mass Flow Rate Udara pada *Co-firing* Cangkang Kelapa Sawit terhadap Variasi Air Fuel Ratio



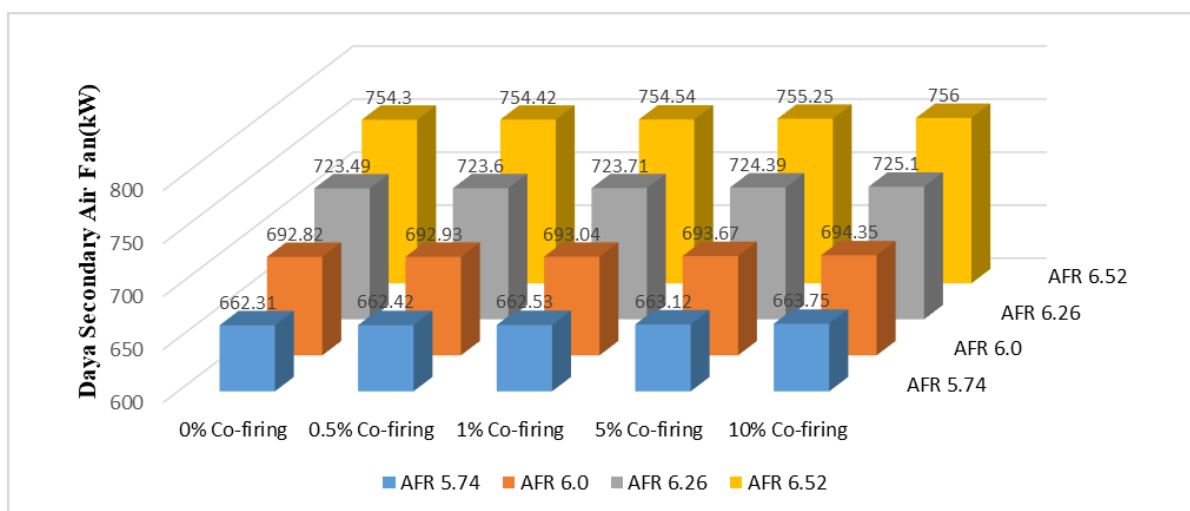
Gambar 4.4 Mass Flow Rate *Flue Gas* pada *Co-firing* Cangkang Kelapa Sawit terhadap Variasi Air Fuel Ratio

Berdasarkan gambar 4.3 diatas bahwa hasil simulasi menunjukkan adanya peningkatan secara keseluruhan pada nilai pada *mass flow rate* udara yang diperlukan seiring dengan peningkatan *Air Fuel Ratio* dan rasio biomassa pada *co-firing*. *Mass flow rate* udara meningkat untuk AFR 5.74 mass flowrate udara dari baseline, campuran 0.1%, 0.5%, 5%

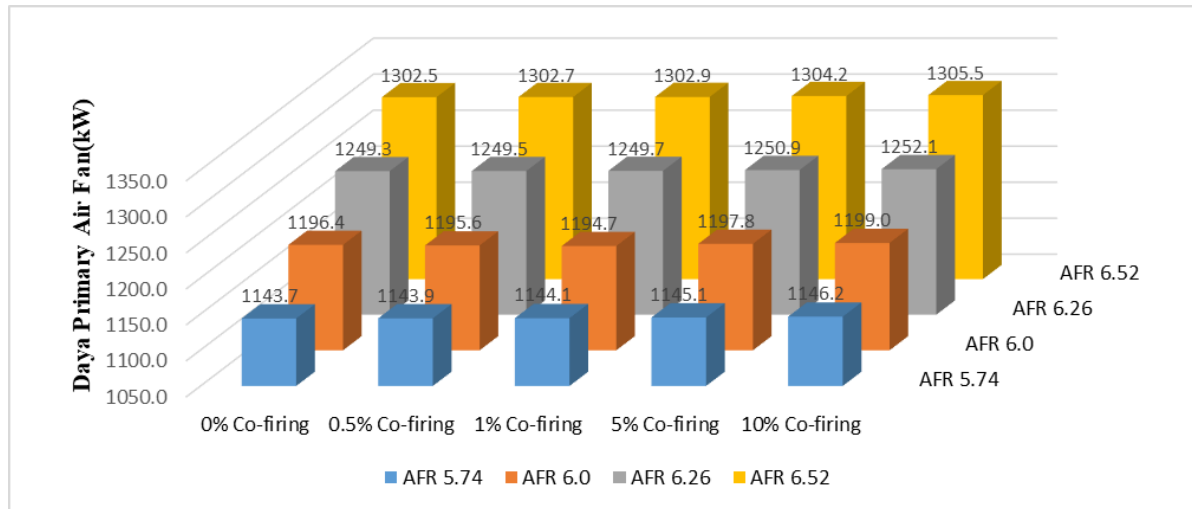
dan 10% masing-masing adalah 109.975 kg/s, 109.993 kg/s, 109.956 kg/s, 110.108 kg/s, dan 110.214 kg/s. Untuk pembebanan AFR 6 mass flow rate udara masing-masing adalah 115.039 kg/s, 115.059 kg/s, 115.021 kg/s, 115.181 kg/s, dan 115.294 kg/s. Untuk pembebanan AFR 6.26 mass flow rate udara masing-masing adalah 120.132 kg/s, 120.15 kg/s, 119.976 kg/s, 120.281 kg/s, dan 120.4 kg/s. Untuk pembebanan AFR 6.52 mass flow rate udara masing-masing adalah 125.248 kg/s, 125.268 kg/s, 124.282 kg/s, 125.405 kg/s, dan 125.531 kg/s. Berdasarkan gambar 4.4 diatas bahwa hasil simulasi menunjukkan adanya peningkatan secara keseluruhan pada nilai pada *mass flow rate Flue Gas* yang dihasilkan seiring dengan peningkatan *Air Fuel Ratio* dan rasio biomassa pada *co-firing*. *Mass flow rate Flue Gas* meningkat untuk AFR 5.74 mass flow rate *Flue Gas* dari baseline, campuran 0.1%, 0.5%, 5% dan 10% masing-masing adalah 129.314 kg/s, 129.328 kg/s, 129.288 kg/s, 129.412 kg/s, dan 129.482 kg/s. Untuk pembebanan AFR 6 mass flow rate *Flue Gas* masing-masing adalah 134.389 kg/s, 134.405 kg/s, 134.364 kg/s, 134.497 kg/s, dan 134.574 kg/s. Untuk pembebanan AFR 6.26 mass flow rate *Flue Gas* masing-masing adalah 139.496 kg/s, 139.511 kg/s, 139.311 kg/s, 139.611 kg/s, dan 139.694 kg/s. Untuk pembebanan AFR 6.52 mass flow rate *Flue Gas* masing-masing adalah 144.63 kg/s, 144.646 kg/s, 144.318 kg/s, 144.753 kg/s, dan 144.844 kg/s.

Peningkatan *mass flow rate* udara pada variasi rasio *co-firing* disebabkan karena untuk memenuhi nilai kebutuhan kalor konstan, diperlukan *mass flow rate* udara meningkat diakibatkan oleh peningkatan kandungan Oksigen merupakan salah satu komposisi kimia penyusun bahan bakar *co-firing* dimana kandungan oksigen cangkang kelapa sawit lebih besar dibanding batubara LRC 3966, diikuti oleh kandungan karbon dan sulfur cangkang kelapa sawit yang lebih rendah dibanding batubara LRC 3966, dan peningkatan kandungan oksigen seiring peningkatan rasio *Co-firing* lebih besar dibanding penurunan *mass flow rate* udara. Sementara itu, Peningkatan *mass flow rate Flue Gas* pada variasi rasio *co-firing* dan AFR disebabkan karena peningkatan *Mass Flow Rate* udara lebih besar dibandingkan penurunan *mass flow rate* bahan bakar

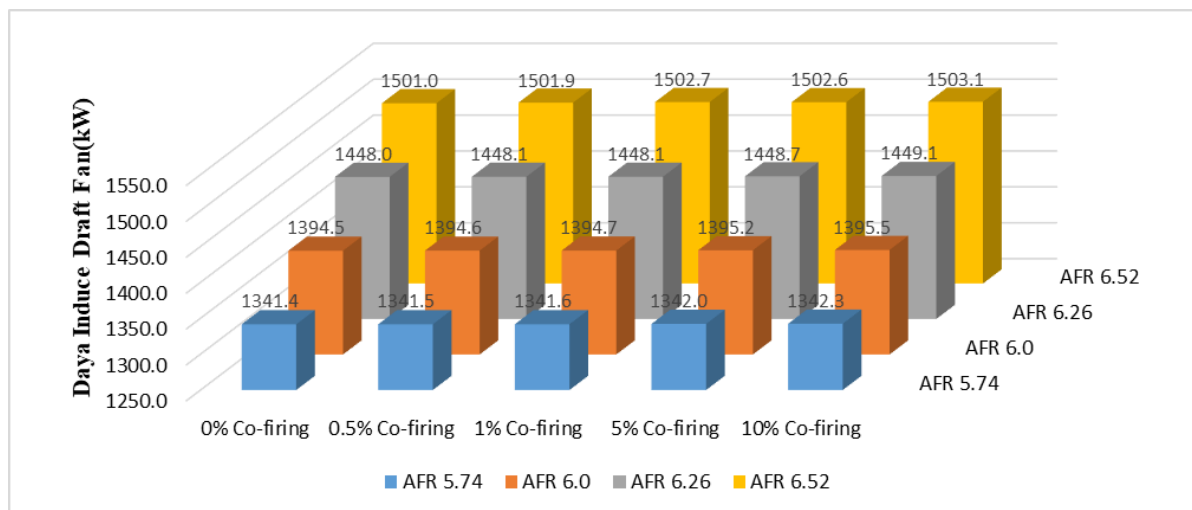
4.2.3 Analisis Daya Pemakaian Sendiri pada PLTU 2x110 MW



Gambar 4.5 Daya *Secondary Air Fan Co-firing* Cangkang Kelapa Sawit terhadap Variasi *Air Fuel Ratio*



Gambar 4.6 Daya Primary Air Fan Co-firing Cangkang Kelapa Sawit terhadap Variasi Air Fuel Ratio

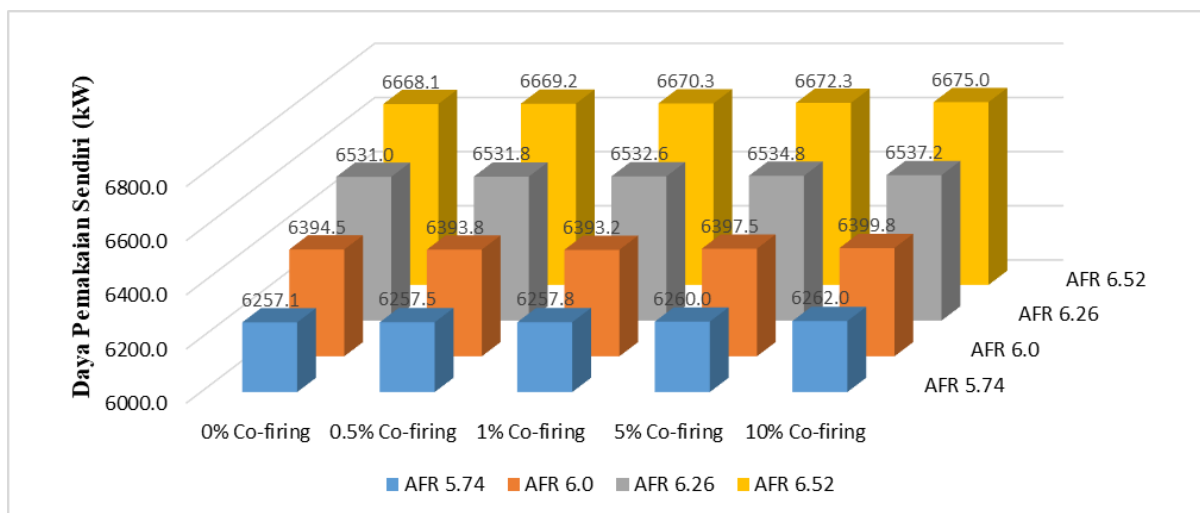


Gambar 4.7 Daya Induced Draft Fan Co-firing Cangkang Kelapa Sawit terhadap Variasi Air Fuel Ratio

Berdasarkan gambar 4.5 diatas bahwa hasil simulasi menunjukkan adanya peningkatan secara keseluruhan pada nilai pada daya secondary Air Fan yang diperlukan seiring dengan peningkatan Air Fuel Ratio dan rasio biomassa pada co-firing. daya secondary Air Fan meningkat untuk AFR 5.74 mass flow rate Flue Gas dari baseline, campuran 0.1%, 0.5%, 5% dan 10% masing-masing adalah 662.31 kW, 662.42 kW, 662.2 kW, 663.12 kW, 663.75 kW. Untuk pembebanan AFR 6 mass flow rate Flue Gas masing-masing adalah 692.82 kW, 692.93 kW, 692.71 kW, 693.67 kW, dan 694.35 kW. Untuk pembebanan AFR 6.26 mass flow rate Flue Gas masing-masing adalah 723.49 kW, 723.6 kW, 722.55 kW, 724.39 kW, dan 725.1 kW. Untuk pembebanan AFR 6.52 mass flow rate Flue Gas masing-masing adalah 754.3 kW, 754.42 kW, 752.69 kW, 755.25 kW, dan 756 kW. Berdasarkan gambar 4.6 diatas bahwa hasil simulasi menunjukkan adanya peningkatan secara keseluruhan pada nilai pada daya Primary Air Fan yang dihasilkan seiring dengan peningkatan Air Fuel Ratio dan rasio biomassa pada co-

firing. daya Primary Air Fan meningkat untuk AFR 5.74 daya Primary Air Fan dari baseline, campuran 0.1%, 0.5%, 5% dan 10% masing-masing adalah 1143.68 kW, 1143.87 kW, 1143.49 kW, 1145.08 kW, dan 1146.17 kW. Untuk pembebanan AFR 6 daya Primary Air Fan masing-masing adalah 1196.36 kW, 1195.55 kW, 1196.17 kW, 1197.83 kW, dan 1199 kW. Untuk pembebanan AFR 6.26 daya Primary Air Fan masing-masing adalah 1249.31 kW, 1249.51 kW, 1247.69 kW, 1250.87 kW, dan 1252.1 kW. Untuk pembebanan AFR 6.52 daya Primary Air Fan masing-masing adalah 1302.52 kW, 1302.72 kW, 1299.75 kW, 1304.16 kW, dan 1305.47 kW. Berdasarkan gambar 4.6 diatas bahwa hasil simulasi menunjukkan adanya peningkatan secara keseluruhan pada nilai pada Daya Induced Draft Fan meningkat untuk AFR 5.74 Induced Draft Fan dari baseline, campuran 0.1%, 0.5%, 5% dan 10% masing-masing adalah 1341.43 kW, 1341.5 kW, 1341.01 kW, 1342.01 kW, dan 1342.27 kW. Untuk pembebanan AFR 6 Induced Draft Fan masing-masing adalah 1341.43 kW, 1341.5 kW, 1341.01 kW, 1342.01 kW, dan 1342.27 kW. Untuk pembebanan AFR 6.26 Induced Draft Fan masing-masing adalah 1341.43 kW, 1341.5 kW, 1341.01 kW, 1342.01 kW, dan 1342.27 kW. Untuk pembebanan AFR 6.52 Induced Draft Fan masing-masing adalah 1341.43 kW, 1341.5 kW, 1341.01 kW, 1342.01 kW, dan 1342.27 kW.

Peningkatan Daya *Secondary Air Fan* dan *Primary Air Fan* pada variasi rasio co-firing dan AFR disebabkan karena *Mass Flow Rate* udara untuk memenuhi nilai kebutuhan udara yang meningkat seiring dengan peningkatan rasio *Co-firing* dan variasi AFR. Sementara itu, Peningkatan Daya *Induced Draft Fan* pada variasi rasio *co-firing* dan variasi AFR disebabkan karena peningkatan *Mass Flow Rate* Flue Gas seiring dengan peningkatan rasio *Co-firing* dan variasi AFR.



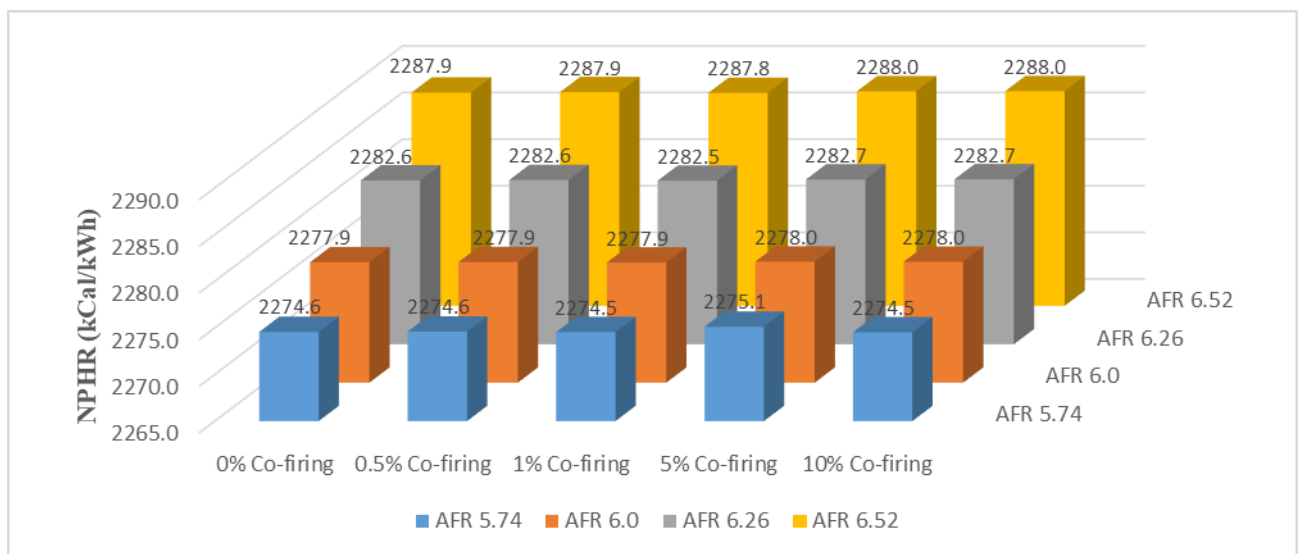
Gambar 4.8 Daya Pemakaian Sendiri *Co-firing* Cangkang Kelapa Sawit terhadap Variasi *Air Fuel Ratio*

Berdasarkan gambar 4.8 diatas bahwa hasil simulasi menunjukkan adanya peningkatan secara keseluruhan pada nilai daya pemakaian sendiri yang diperlukan seiring dengan peningkatan *Air Fuel Ratio* dan rasio biomassa pada *co-firing*. Daya Pemakaian Sendiri meningkat untuk AFR 5.74 Daya Pemakaian Sendiri dari baseline, campuran 0.1%, 0.5%, 5% dan 10% masing-masing adalah 6257.13 kW, 6257.46 kW, 6256.39 kW, 6259.99 kW, dan 6262 kW. Untuk pembebanan AFR 6 Daya Pemakaian Sendiri masing-masing adalah 6394.47 kW,

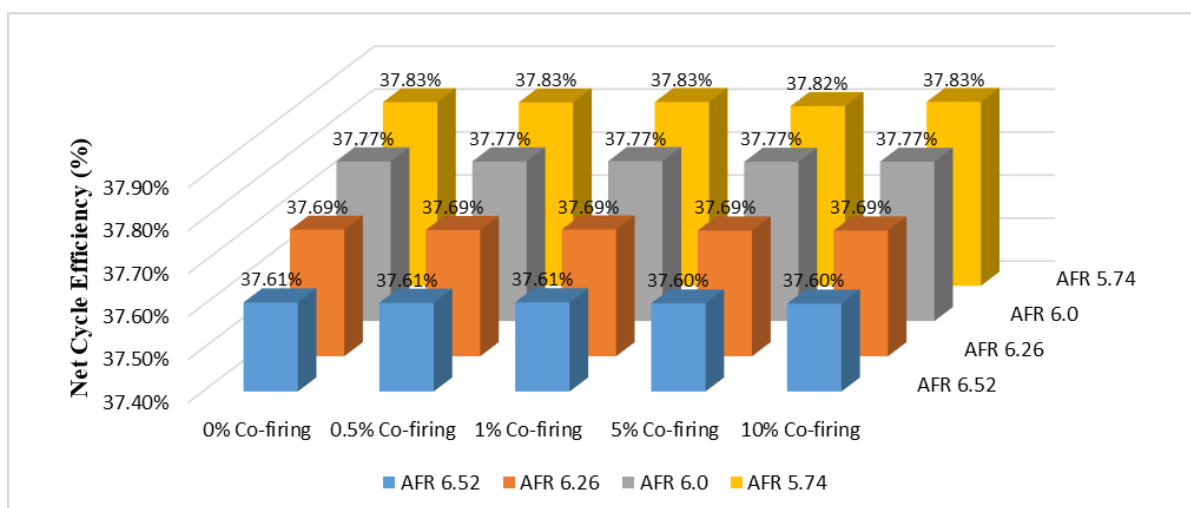
6393.82 kW, 6393.78 kW, 6397.53 kW, dan 6399.77 kW. Untuk pembebanan AFR 6.26 Daya Pemakaian Sendiri masing-masing adalah 6531.03 kW, 6531.8 kW, 6523.34 kW, 6534.77 kW, dan 6537.15 kW.. Untuk pembebanan AFR 6.52 Daya Pemakaian Sendiri adalah 6668.06 kW, 6669.16 kW, 6654.97 kW, 6672.33 kW, dan 6674.95 kW.

Peningkatan Daya Pemakaian Sendiri pada variasi rasio co-firing dan AFR disebabkan oleh peningkatan nilai Daya PA Fan, SA Fan, ID Fan, dan beberapa peningkatan daya *auxiliary component* lain seperti *Boiler Feed Pump*, *Cooling Water Condenser Pump*, dan *Condensate Extraction Pump* yang diperlukan untuk dapat mengoperasikan PLTU 2x110 MW.

4.2.4 Net Plant Heat Rate (NPHR) dan Net Cycle Efficiency



Gambar 4.9 NPHR Co-firing Cangkang Kelapa Sawit terhadap Variasi Air Fuel Ratio



Gambar 4.10 Net Cycle Efficiency Co-firing Cangkang Kelapa Sawit terhadap Variasi Air Fuel Ratio

Berdasarkan gambar 4.9 diatas bahwa hasil simulasi menunjukkan adanya peningkatan secara keseluruhan pada nilai pada *Net Plant Heat Rate* yang diperlukan seiring dengan peningkatan *Air Fuel Ratio* dan rasio biomassa pada *co-firing*. *Net Plant Heat Rate* meningkat untuk AFR 5.74 *Net Plant Heat Rate* dari baseline, campuran 0.1%, 0.5%, 5% dan 10% masing-masing adalah 37.83%, 37.83%, 37.83%, 37.82%, dan 37.83%. Untuk pembebanan AFR 6 *Net Plant Heat Rate* masing-masing adalah 37.77%, 37.77%, 37.77%, 37.77%, dan 37.77%. Untuk pembebanan AFR 6.26 *Net Plant Heat Rate* masing-masing adalah 37.69%, 37.69%, 37.69%, 37.69%, dan 37.69%. Untuk pembebanan AFR 6.52 *Net Plant Heat Rate* masing-masing adalah 37.64%, 37.61%, 37.61%, 37.60%, dan 37.60%. Berdasarkan gambar 4.10 diatas bahwa hasil simulasi menunjukkan adanya peningkatan secara keseluruhan pada nilai pada *Net Cycle Efficiency* yang dihasilkan seiring dengan peningkatan *Air Fuel Ratio* dan rasio biomassa pada *co-firing*. *Net Cycle Efficiency* meningkat untuk AFR 5.74 *Net Cycle Efficiency* dari baseline, campuran 0.1%, 0.5%, 5% dan 10% masing-masing adalah 2274.571197 Kcal/kg, 2274.593108 Kcal/kg, 2274.541577 Kcal/kg, 2275.120416 Kcal/kg, dan 2274.527736 Kcal/kg. Untuk pembebanan AFR 6 *Net Cycle Efficiency* masing-masing adalah 2277.917888 Kcal/kg, 2277.925613 Kcal/kg, 2277.884931 Kcal/kg, 2277.985763 Kcal/kg, dan 2277.97085 Kcal/kg. Untuk pembebanan AFR 6.26 *Net Cycle Efficiency* masing-masing adalah 2282.569073 Kcal/kg, 2282.612567 Kcal/kg, 2282.543532 Kcal/kg, 2282.67925 Kcal/kg, dan 2282.690378 Kcal/kg Untuk pembebanan AFR 6.52 *Net Cycle Efficiency* masing-masing adalah 2285.836349 Kcal/kg, 2287.911678 Kcal/kg, 2287.838115 Kcal/kg, 2287.998204 Kcal/kg, dan 2288.026849 Kcal/kg.

Peningkatan *NPHR* pada variasi rasio *co-firing* dan AFR disebabkan karena peningkatan daya pemakaian sendiri pada *auxiliary component* PLTU 220 MW yang mempengaruhi daya bersih yang menurun sehingga nilai *NPHR* ikut meningkat untuk energi bahan bakar pada setiap daya bersih pada PLTU 220 MW. Sama halnya dengan penurunan efisiensi neto pada variasi rasio *co-firing* dan AFR tersebut disebabkan karena peningkatan daya pemakaian sendiri yang mempengaruhi daya bersih untuk setiap energi dari bahan bakarnya maka efisiensi neto pun mengalami penurunan.

4.2.5 Pengaruh AFR Lebih Kecil Daripada Teoritis

Dari hasil perhitungan simulasi diperoleh bahwa bila kebutuhan udara aktual pembakaran lebih kecil dari kebutuhan udara teoritis akan diperoleh daya pemakaian sendiri kecil sehingga efisiensi neto akan naik. Namun hal ini bertentangan dengan kondisi aktual. Bila ditinjau dari mekanisme pembakaran (yang mana tidak dapat dijelaskan secara termodinamika) bahwa AFR lebih kecil dari teoritis akan mengakibatkan naiknya rasio bahan bakar yang tidak terbakar. Hal ini menyebabkan pembakaran tidak sempurna. Panas yang dilepaskan dari hasil pembakaran akan lebih kecil. Akibatnya efisiensi termal dari pembangkit akan menurun. Oleh karena itu, pada kenyataannya kebutuhan udara pembakaran aktual diambil selalu lebih besar dari kebutuhan udara teoritis.

4.2.6 Analisa Kapasitas Komponen Auxiliary: PA Fan, SA Fan, dan ID Fan

komponen auxiliary pembangkit perlu dianalisa kapasitas dilakukan untuk mengetahui apakah penelitian/simulasi yang kita lakukan dapat beroperasi dalam komponen auxiliary pembangkit dalam keadaan actual. Kita akan membandingkan kapasitas komponen auxiliary pembangkit terhadap data kapasitas maksimum komponen auxiliary pembangkit

Tabel 4.5 Kapasitas SA Fan Hasil Simulasi Terhadap Kapasitas Maksimum SA Fan

% Kapasitas SA Fan dengan rated daya 700 kW					
% Co-firing	As Received 100% Coal (kW)	99.5% Coal + 0.5% PKS (kW)	99% Coal + 1% PKS (kW)	95% Coal + 5% PKS (kW)	90% Coal + 10% PKS (kW)
AFR 5.74	662.31	662.42	662.53	663.12	663.75
AFR 6	692.82	692.93	693.04	693.67	694.35
AFR 6.26	723.49	723.6	723.71	724.39	725.1
AFR 6.52	754.3	754.42	754.54	755.25	756
% Kapasitas SA Fan dengan rated daya 700 kW					
% Co-firing	As Received 100% Coal	99.5% Coal + 0.5% PKS	99% Coal + 1% PKS	95% Coal + 5% PKS	90% Coal + 10% PKS
AFR 5.74	94.62%	94.63%	94.60%	94.73%	94.82%
AFR 6	98.97%	98.99%	98.96%	99.10%	99.19%
AFR 6.26	103.36%	103.37%	103.22%	103.48%	103.59%
AFR 6.52	107.76%	107.77%	107.53%	107.89%	108.00%

Dari tabel 4.5 di atas terlihat bahwa pada beban 100% dengan campuran biomassa 0% hingga 10% dengan AFR 6.26 dan 6.52 kapasitas SA Fan bernilai 103.37% hingga 108% yang berarti untuk beban 100% dengan AFR diatas 6. SA Fan masih dapat beroperasi namun dalam kondisi tidak aman atau unsafe. Untuk AFR 6 dan kebawah dengan load 100% dan rasio *Co-firing* 0% hingga 10% SA Fan masih dapat beroperasi karena masih lebih kecil daripada 100%.

Tabel 4.6 Kapasitas PA Fan Hasil Simulasi Terhadap Kapasitas Maksimum PA Fan

% Kapasitas PA Fan dengan rated daya 1200 kW					
% Co-firing	As Received 100% Coal (kW)	99.5% Coal + 0.5% PKS (kW)	99% Coal + 1% PKS (kW)	95% Coal + 5% PKS (kW)	90% Coal + 10% PKS (kW)
AFR 5.74	1143.7	1143.9	1144.1	1145.1	1146.2
AFR 6	1196.4	1195.6	1194.7	1197.8	1199.0
AFR 6.26	1249.3	1249.5	1249.7	1250.9	1252.1
AFR 6.52	1302.5	1302.7	1302.9	1304.2	1305.5
% Kapasitas PA Fan dengan rated daya 1200 kW					
% Co-firing	As Received 100% Coal	99.5% Coal + 0.5% PKS	99% Coal + 1% PKS	95% Coal + 5% PKS	90% Coal + 10% PKS
AFR 5.74	95.31%	95.32%	95.29%	95.42%	95.51%

AFR 6	99.70%	99.63%	99.68%	99.82%	99.92%
AFR 6.26	104.11%	104.13%	103.97%	104.24%	104.34%
AFR 6.52	108.54%	108.56%	108.31%	108.68%	108.79%

Dari tabel 4.6 di atas terlihat bahwa pada beban 100% dengan campuran biomassa 0% hingga 10% dengan AFR 6.26 dan 6.52 kapasitas PA Fan bernilai 104.11% hingga 108.79% yang berarti untuk beban 100% dengan AFR diatas 6. PA Fan masih dapat beroperasi namun dalam kondisi tidak aman atau unsafe. Untuk AFR 6 dan dibawah dengan load 100% dan rasio *Co-firing* 0% hingga 10% PA Fan masih dapat beroperasi karena masih lebih kecil daripada 100%.

Tabel 4.7 Kapasitas ID Fan Hasil Simulasi Terhadap Kapasitas Maksimum ID Fan

% Kapasitas ID Fan dengan rated daya 1400 kW					
% Co-firing	As Received 100% Coal (kW)	99.5% Coal + 0.5% PKS (kW)	99% Coal + 1% PKS (kW)	95% Coal + 5% PKS (kW)	90% Coal + 10% PKS (kW)
AFR 5.74	1341.4	1341.5	1341.6	1342.0	1342.3
AFR 6	1394.5	1394.6	1394.7	1395.2	1395.5
AFR 6.26	1448.0	1448.1	1448.1	1448.7	1449.1
AFR 6.52	1501.0	1501.9	1502.7	1502.6	1503.1
% Kapasitas ID Fan dengan rated daya 1400 kW					
% Co-firing	As Received 100% Coal	99.5% Coal + 0.5% PKS	99% Coal + 1% PKS	95% Coal + 5% PKS	90% Coal + 10% PKS
AFR 5.74	95.82%	95.82%	95.79%	95.86%	95.88%
AFR 6	99.61%	99.61%	99.58%	99.66%	99.68%
AFR 6.26	103.43%	103.43%	103.28%	103.48%	103.51%
AFR 6.52	107.21%	107.28%	107.03%	107.33%	107.36%

Dari tabel 4.7 di atas terlihat bahwa pada beban 100% dengan campuran biomassa 0% hingga 10% dengan AFR 6.26 dan 6.52 kapasitas ID Fan bernilai 103.43% hingga 107.36% yang berarti untuk beban 100% dengan AFR diatas 6. ID Fan masih dapat beroperasi namun dalam kondisi tidak aman atau unsafe. Untuk AFR 6 dan dibawah dengan load 100% dan rasio *Co-firing* 0% hingga 10% ID Fan masih dapat beroperasi karena masih lebih kecil daripada 100%.

BAB V

KESIMPULAN

5.1. Kesimpulan

Bedasarkan hasil analisis di atas, maka diperoleh beberapa kesimpulan, sebagai berikut.

1. Hasil simulasi variasi rasio co-firing dengan biomassa cangkang kelapa sawit dan variasi *Air Fuel Ratio* menunjukkan perubahan pada performa pembangkit, seperti penurunan dan peningkatan kebutuhan bahan bakar, kebutuhan udara, efisiensi boiler, penurunan efisiensi pembangkit keseluruhan, peningkatan total daya pemakaian sendiri dan penurunan net plant heat rate (NPHR). Penggunaan AFR 6.52 menghasilkan parameter terbaik dibanding 3 parameter AFR lainnya. Pertama, terjadi penurunan kebutuhan batu bara dengan rata-rata kenaikan hanya sebesar 0.023201273 kg/s. Kedua, terjadi peningkatan kebutuhan udara dengan rata-rata kenaikan hanya sebesar 2.5595 kg/s. Terakhir, terjadi peningkatan besar daya pemakaian sendiri dengan rata-rata kenaikan hanya sebesar 136.9766667 kW. Kemudian, penggunaan co-firing Cangkang Kelapa Sawit 10%, pembebanan 100%, dan AFR 6.52 juga menghasilkan dua parameter terbaik. Pertama, peningkatan efisiensi pembangkit keseluruhan dengan rata-rata peningkatan sebesar 0,1%. Parameter terakhir yaitu peningkatan net plant heat rate (NPHR) dengan rata-rata kenaikan hanya sebesar 3.05 kCal/kWh.
2. Berdasarkan hasil simulasi co-firing dengan biomassa cangkang kelapa sawit pada Pembangkit Listrik Tenaga Uap 2x110 MW, semua equipment harus beroperasi dengan menggunakan cadangan. Beban yang dijalankan oleh komponen berada di rentang 90%-110% dari kapasitas maksimum, artinya peralatan dapat beroperasi namun dalam kondisi "warning" namun "error" ketika melebihi 100%. Selanjutnya, equipment primary air fan dapat berjalan dengan kondisi "unsafe" karena rata-rata beban yang diterima sebesar 101.26% dari kapasitas maksimum. Kemudian, equipment force draft fan juga dapat berjalan dengan kondisi "unsafe" karena rata-rata beban yang diterima hanya sebesar 101.98% dari kapasitas maksimum. Equipment terakhir adalah induced draft fan yang harus beroperasi dalam kondisi "unsafe" karena rata-rata beban yang diterima sebesar 101.56*% melebihi kapasitas maksimum spesifikasi fan.

5.2. Saran

Adapun saran yang dapat diberikan untuk penelitian selanjutnya adalah berikut:

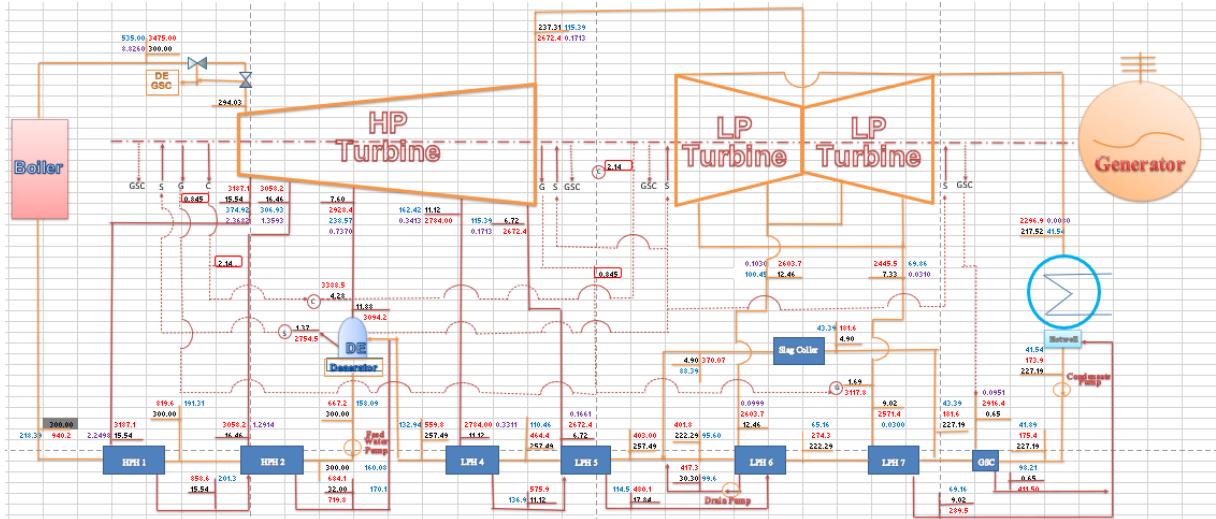
1. Melakukan simulasi proses pengolahan biomassa terhadap karakteristik komponen existing PLTU yang digunakan untuk mengolah batubara.
2. Bekerja sama dengan departemen terkait untuk melakukan penelitian mengenai ketersediaan biomassa di Indonesia dan biaya pokok produksi untuk menggunakan *co-firing* seiring dengan melakukan simulasi terhadap PLTU menggunakan *Co-firing* dengan skala yang lebih besar dibanding batu bara.
3. Melakukan potensi analisa kegagalan yang mungkin terjadi ketika mengoperasikan PLTU menggunakan teknologi *Co-firing*.

DAFTAR PUSTAKA

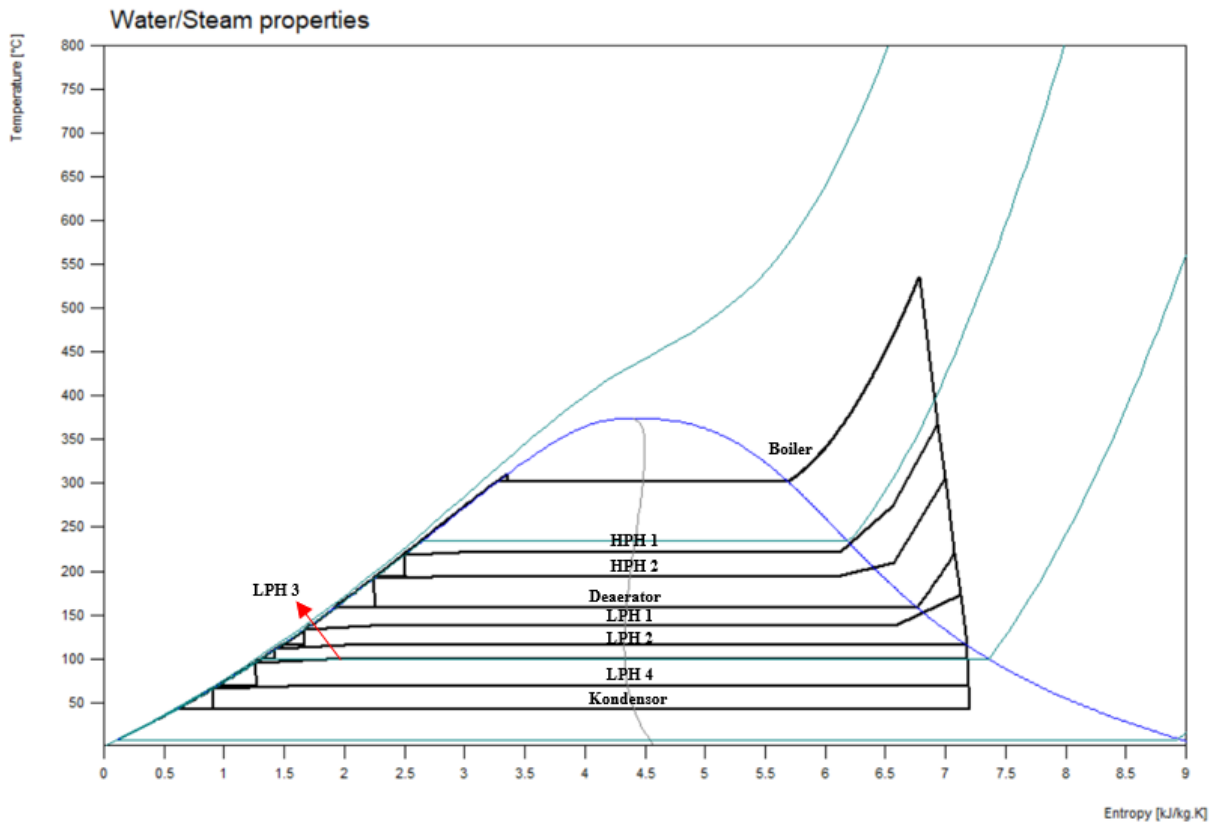
- ASIMPTOTE. 2013. Cycle Tempo Reference Guide. HeeswijkDinther: ASIMPTOTE
- Basu, Prabir. (2006). *Combustion and Gasification in Fluidized Beds*,. Springer
- Firmansyah, R., & Suparman. (2013). *Perhitungan Faktor Emisi CO2 PLTU Batu Bara dan PLTN*. Jurnal Pengembangan Energi Nuklir.
- ESDM, K.(2016). *Pendoman Investasi Bioenergi di Indonesia*. Jakarta
- Kumar, R., & Pandey, K. M. (2012). *CFD Analysis of Circulating Fluidized Bed Combustion*. Assam, India. IRACST
- Manunggal, T. (2014). Operation Manual CFB PLTU BABEL. *Manunggal Engineering*
- Mehmood, S., Reddy, B.V., dan Rosen, M.A. (2012). *Energy Analysis of a Biomass Co-firing Based Pulverized Coal Power Generation System*. Sustainability, 4:462-490.
- Moran, J. M., Shapiro, H.N., Boettner, D. D., dan Bailey, M.B. (2017). “Fundamentals of Engineering Thermodynamics eight Edition”. New Jersey: Wiley
- Rayaprolu, K. (2009). Boilers for Power and Process. New York: Taylor & Francis Group.
- Zengqi, Li. (2009). *Bituminous coal combustion in a full-scale start-up ignition burner: Influence of the excess air ratio*
- Zhang, N., Lu, B., Wang, W., & Li, J. (2010). 3D CFD Simulation of Hydrodynamics of a 150 MWe Circulating Fluidized Bed Boiler. *Chemical Engineering Journal*

LAMPIRAN

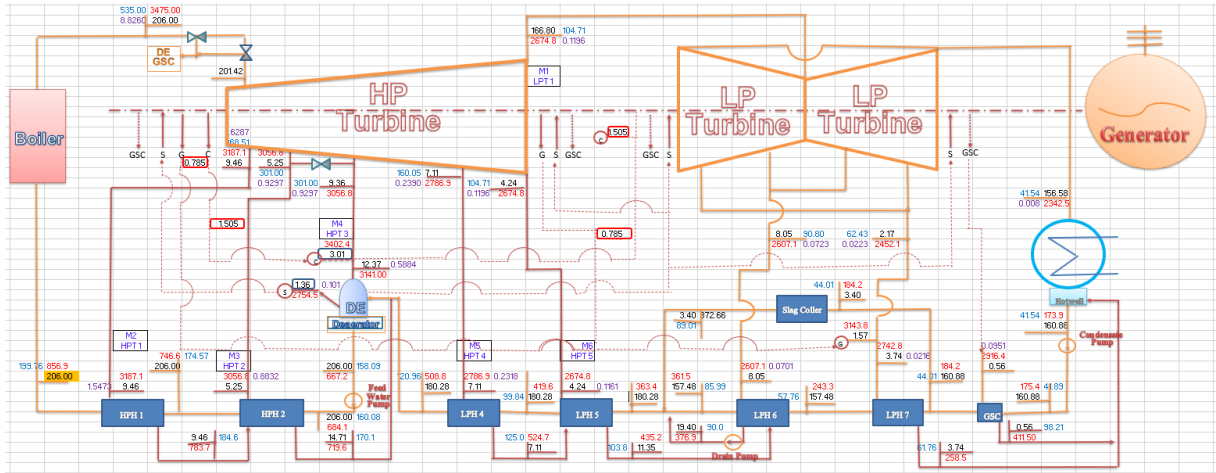
HEAT BALANCE DIAGRAM(GATE CYCLE) PLTU KALTIM TELUK BALIKPAPAN TMCR 75%



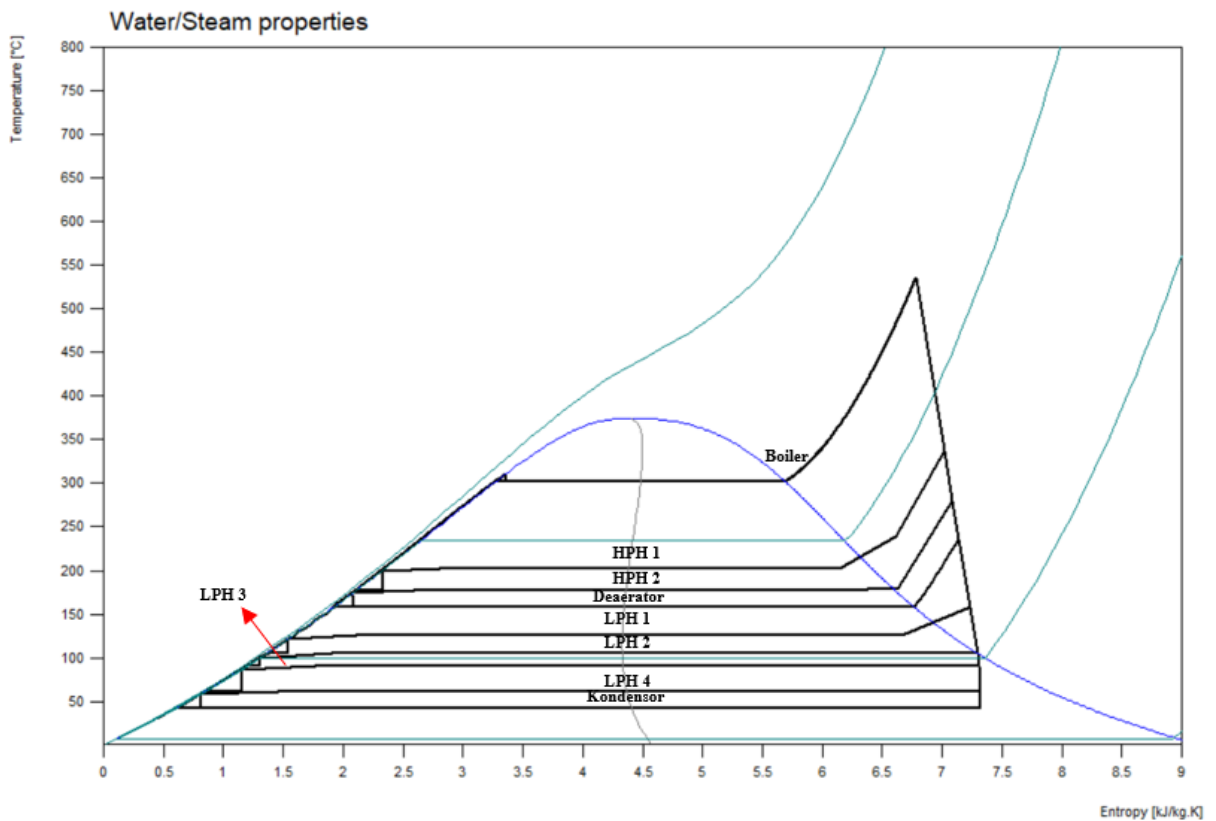
T-S DIAGRAM PLTU KALTIM TELUK BALIKPAPAN TMCR 75%



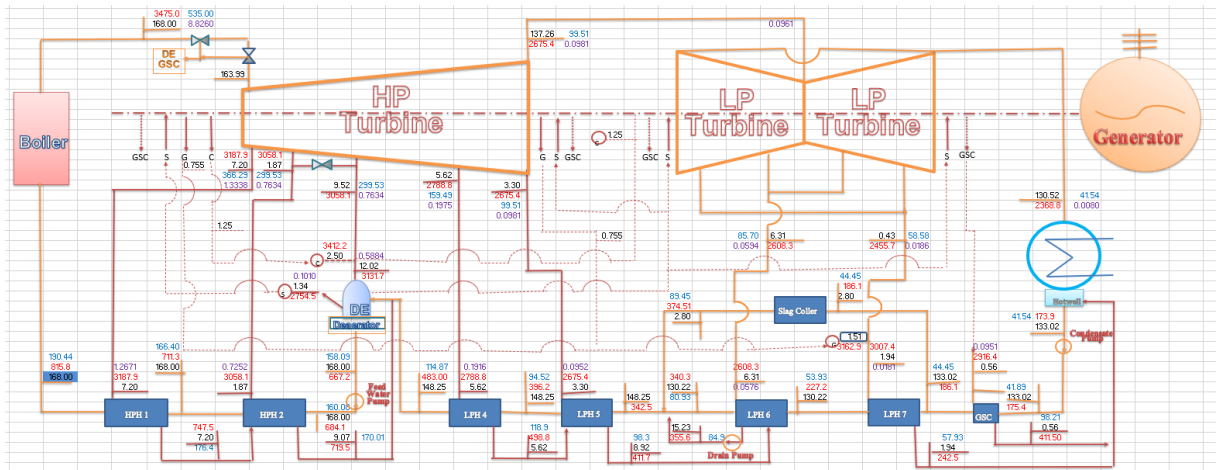
HEAT BALANCE DIAGRAM(GATE CYCLE) PLTU KALTIM TELUK BALIKPAPAN TMCR 50%



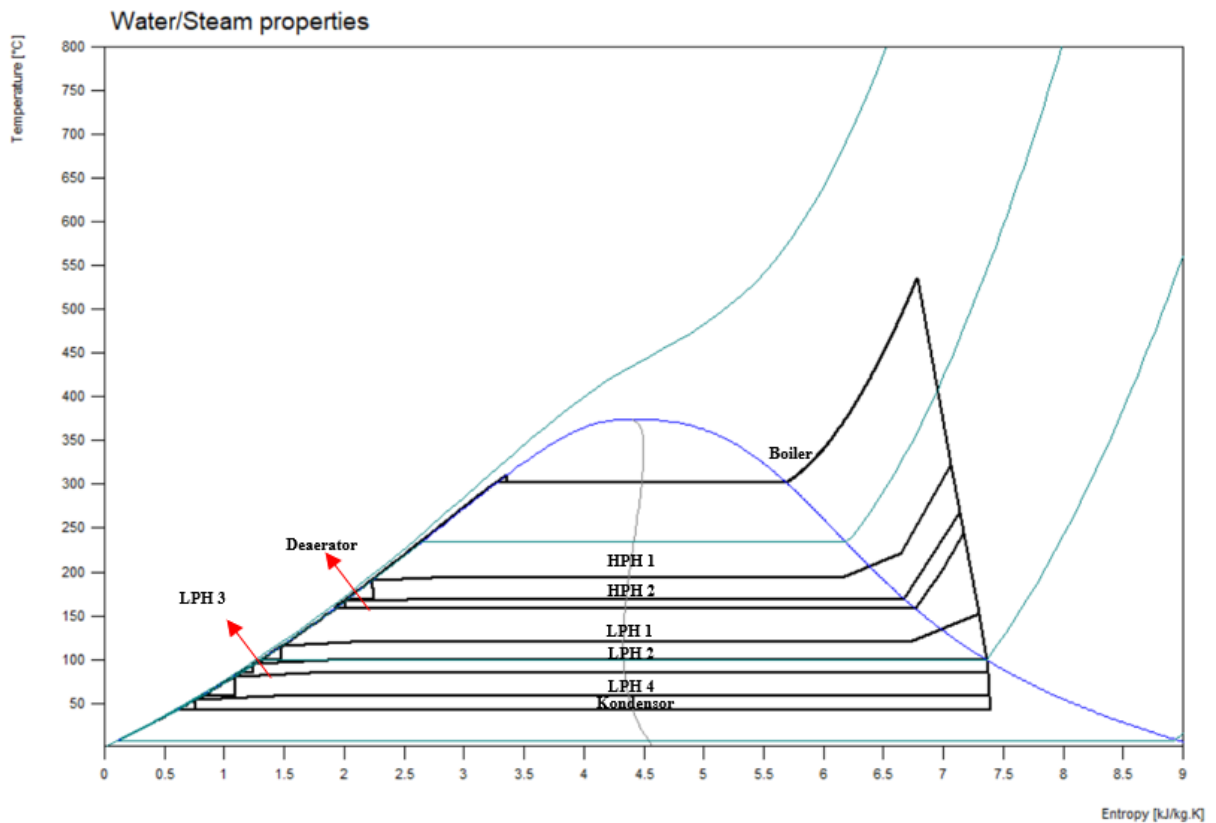
T-S DIAGRAM PLTU KALTIM TELUK BALIKPAPAN TMCR 50%



HEAT BALANCE DIAGRAM(GATE CYCLE) PLTU KALTIM TELUK BALIKPAPAN TMCR 40%



T-S DIAGRAM PLTU KALTIM TELUK BALIKPAPAN TMCR 40%



Data Hasil Simulasi pada Co-firing (100% Coal)

	Unit	AFR 5.74	AFR 6	AFR 6.26	AFR 6.52
Mass Flow Rate Fuel	kg/s	19.33890223	19.35	19.36457	19.38173
Mass Flow Rate air	kg/s	109.975	115.039	120.132	125.248
Mass Flow Rate FlueGas	kg/s	129.314	134.389	139.496	144.63
Daya HP Turbin	kW	76455.7	76482.41	76480.59	76468.79
Daya LP Turbin	kW	38317.45	38330.84	38329.93	38323.99

Daya SA Fan	kW	662.31	692.82	723.49	754.3
Daya PA Fan	kW	1143.68	1196.36	1249.31	1302.52
Daya ID Fan	kW	1341.43	1394.5	1447.97	1501
Daya BFP	kW	1799.88	1800.51	1800	1800.19
Daya CEP	kW	222.72	222.79	222.79	222.75
Daya CCWP	kW	1087.11	1087.49	1087.47	1087.3
Energi Boiler	kW	275136.0828	275232.3	275224.9	275182.9
Energi Fuel	kW	286875.19	287039.8	287256.4	287256.4
Efisiensi Boiler	%	95.9079392	95.88643	95.81156	95.79697
Daya Total Turbin	kW	114773.15	114813.3	114810.5	114792.8
Daya Pemakaian Sendiri	kW	6257.13	6394.47	6531.03	6668.06
Daya Bersih	kW	108516.02	108418.8	108279.5	108124.7
Efisiensi Neto	%	37.82691002	37.77134	37.69437	37.64049
NPHR	Kcal/kWh	2274.571197	2277.918	2282.569	2285.836

Data Hasil Simulasi pada *Co-firing (99.5% Coal + 0.5% Palm Kernel Shell)*

	Unit	AFR 5.74	AFR 6	AFR 6.26	AFR 6.52
<i>Mass Flow Rate Fuel</i>	kg/s	19.33526078	19.34636	19.36075	19.37792
<i>Mass Flow Rate air</i>	kg/s	109.993	115.059	120.15	125.268
<i>Mass Flow Rate FlueGas</i>	kg/s	129.328	134.405	139.511	144.646
Daya HP Turbin	kW	76454.77	76481.29	76478.52	76466.78
Daya LP Turbin	kW	38316.98	38330.27	38328.89	38323
Daya SA Fan	kW	662.42	692.93	723.6	754.42
Daya PA Fan	kW	1143.87	1195.55	1249.51	1302.72
Daya ID Fan	kW	1341.5	1394.58	1448.05	1501.85
Daya BFP	kW	1799.86	1800.49	1800.42	1800.15
Daya CEP	kW	222.71	222.79	222.78	222.75
Daya CCWP	kW	1087.1	1087.48	1087.44	1087.27
Energi Boiler	kW	275133.6168	275227.3	275217.5	275175.5
Energi Fuel	kW	286873.38	287038.1	287251.6	287506.3
Efisiensi Boiler	%	95.90768469	95.88531	95.8106	95.71113
Daya Total Turbin	kW	114771.75	114811.6	114807.4	114789.8
Daya Pemakaian Sendiri	kW	6257.46	6393.82	6531.8	6669.16
Daya Bersih	kW	108514.29	108417.7	108275.6	108120.6
Efisiensi Neto	%	37.82654563	37.77121	37.69365	37.60635
NPHR	Kcal/kWh	2274.593108	2277.926	2282.613	2287.912

Data Hasil Simulasi pada *Co-firing (99% Coal + 1% Palm Kernel Shell)*

	Unit	AFR 5.74	AFR 6	AFR 6.26	AFR 6.52
<i>Mass Flow Rate Fuel</i>	kg/s	19.33161932	19.34289	19.33543	19.33647
<i>Mass Flow Rate air</i>	kg/s	109.956	115.021	119.976	124.282
<i>Mass Flow Rate FlueGas</i>	kg/s	129.288	134.364	139.311	144.318
Daya HP Turbin	kW	76455.23	76482.78	76393.73	76318.66
Daya LP Turbin	kW	38317.22	38331.02	38286.39	38248.77

Daya SA Fan	kW	662.2	692.71	722.55	752.69
Daya PA Fan	kW	1143.49	1196.17	1247.69	1299.75
Daya ID Fan	kW	1341.01	1394.09	1445.9	1498.38
Daya BFP	kW	1799.87	1800.52	1798.43	1796.66
Daya CEP	kW	222.71	222.79	222.54	222.32
Daya CCWP	kW	1087.11	1087.5	1086.23	1085.17
Energi Boiler	kW	275133.6168	275234.7	282312.3	274642.9
Energi Fuel	kW	286871.56	287039	286927.7	286943.6
Efisiensi Boiler	%	95.90829316	95.88758	98.39144	95.7132
Daya Total Turbin	kW	114772.45	114813.8	114680.1	114567.4
Daya Pemakaian Sendiri	kW	6256.39	6393.78	6523.34	6654.97
Daya Bersih	kW	108516.06	108420	108156.8	107912.5
Efisiensi Neto	%	37.82740262	37.77188	37.69479	37.60756
NPHR	Kcal/kWh	2274.541577	2277.885	2282.544	2287.838

Data Hasil Simulasi pada *Co-firing (95% Coal + 5% Palm Kernel Shell)*

	Unit	AFR 5.74	AFR 6	AFR 6.26	AFR 6.52
<i>Mass Flow Rate Fuel</i>	kg/s	19.3037015	19.31515	19.32989	19.34723
<i>Mass Flow Rate air</i>	kg/s	110.108	115.181	120.281	125.405
<i>Mass Flow Rate FlueGas</i>	kg/s	129.412	134.497	139.611	144.753
Daya HP Turbin	kW	76457.38	76483.74	76481.89	76470.36
Daya LP Turbin	kW	38318.29	38331.5	38330.57	38324.8
Daya SA Fan	kW	663.12	693.67	724.39	755.25
Daya PA Fan	kW	1145.08	1197.83	1250.87	1304.16
Daya ID Fan	kW	1342.01	1395.17	1448.73	1502.61
Daya BFP	kW	1799.92	1800.55	1800.5	1800.23
Daya CEP	kW	222.72	222.8	222.79	222.76
Daya CCWP	kW	1087.14	1087.51	1087.49	1087.32
Energi Boiler	kW	275141.0149	275237.2	275229.8	275187.9
Energi Fuel	kW	286943.56	287045.6	287265.5	287523.1
Efisiensi Boiler	%	95.88680606	95.88624	95.81025	95.70984
Daya Total Turbin	kW	114775.67	114815.2	114812.5	114795.2
Daya Pemakaian Sendiri	kW	6259.99	6397.53	6534.77	6672.33
Daya Bersih	kW	108515.68	108417.7	108277.7	108122.8
Efisiensi Neto	%	37.81777852	37.77021	37.69255	37.60492
NPHR	Kcal/kWh	2275.120416	2277.986	2282.679	2287.998

Data Hasil Simulasi pada *Co-firing (90% Coal + 10% Palm Kernel Shell)*

	Unit	AFR 5.74	AFR 6	AFR 6.26	AFR 6.52
<i>Mass Flow Rate Fuel</i>	kg/s	19.26780715	19.2796	19.29451	19.3122
<i>Mass Flow Rate air</i>	kg/s	110.214	115.294	120.4	125.531
<i>Mass Flow Rate FlueGas</i>	kg/s	129.482	134.574	139.694	144.844
Daya HP Turbin	kW	76458.23	76484.91	76482.84	76472.38
Daya LP Turbin	kW	38318.72	38332.09	38331.05	38325.81

Daya SA Fan	kW	663.75	694.35	725.1	756
Daya PA Fan	kW	1146.17	1199	1252.1	1305.47
Daya ID Fan	kW	1342.27	1395.52	1449.14	1503.09
Daya BFP	kW	1799.94	1800.57	1800.52	1800.28
Daya CEP	kW	222.72	222.8	222.79	222.76
Daya CCWP	kW	1087.15	1087.53	1087.5	1087.35
Energi Boiler	kW	275145.947	275242.1	275234.7	275195.3
Energi Fuel	kW	286866.88	287042.4	287264.4	287527.8
Efisiensi Boiler	%	95.91415606	95.88901	95.81234	95.71085
Daya Total Turbin	kW	114776.95	114817	114813.9	114798.2
Daya Pemakaian Sendiri	kW	6262	6399.77	6537.15	6674.95
Daya Bersih	kW	108514.95	108417.2	108276.7	108123.2
Efisiensi Neto	%	37.8276328	37.77046	37.69237	37.60445
NPHR	Kcal/kWh	2274.527736	2277.971	2282.69	2288.027

BIOGRAFI PENULIS



Penulis dengan nama lengkap Rafi Wahyu Hidayat, pria kelahiran Surabaya, 28 Februari 2001 merupakan putra bungsu K. Harminto dan Lestari Rahayu. Penulis memiliki dua orang saudara dan satu orang saudari. Penulis menyelesaikan pendidikan formal dari TK Karya Bakti, SDN Sidokare II Sidoarjo pada tahun 2012, dan melanjutkan pendidikan SMP dan SMA Negeri 1 di Balikpapan pada tahun 2015 dan 2018. Setelah lulus dari pendidikan formal SMA pada tahun 2018, Penulis melanjutkan studi ke jenjang pendidikan S-1 di perguruan tinggi Institut Teknologi Sepuluh Nopember (ITS), Surabaya pada tahun 2018 hingga 2022 dengan Bidang Studi Teknik Mesin di Fakultas Teknologi Industri dan Rekayasa Sistem, dan dengan peminatan Konversi Energi.

Sebagai mahasiswa pendidikan tinggi, selama berkuliah penulis turut aktif dalam berbagai kegiatan akademik dan non-akademik. Pengalaman organisasi di Kampus sebagai Staff Kaderisasi JMMI ITS pada tahun 2018-2019, Wakil Ketua Syiar Kreatif LKKI Ash-Shaff pada tahun 2020-2021, Badan Kontrol Himpunan Dewan Presidium Mesin pada tahun 2020-2022, dan sebagai OC untuk beberapa *event* Kampus seperti Ramadhan Di Kampus 40 dan 41 pada tahun 2019 dan tahun 2020. Beberapa pelatihan juga telah ditempuh penulis seperti LKMW TD, LKMM Pra-TD, dan PKTI, begitu juga dengan forum komunikasi ilmiah seperti seminar. Dalam kegiatan eksternal, penulis pernah mengikuti pelatihan “Spiritual Enterpreneurial and Civilizer Training” oleh BMKA Salman ITB.. Pada tahun 2021, penulis melaksanakan Kerja Praktek di PT Kilang Pertamina Balikpapan, Departemen Engineering untuk Rotating Pipe selama 1 bulan. Dan pada akhirnya menyelesaikan Tugas Akhir dengan judul “*SIMULASI CYCLE-TEMPO PENGARUH PERUBAHAN RASIO COFIRING DENGAN BIOMASSA CANGKANG KELAPA SAWIT DAN BATUBARA LRC 3966 TERHADAP PERFORMA PLTU 2x110-MW*”. Informasi, pertanyaan maupun saran mengenai Tugas Akhir ini dapat disampaikan kepada penulis melalui *e-mail* rafiwahyu95@gmail.com.