



TUGAS AKHIR - TM141585

ANALISIS PERFORMA PLTGU PLN SEKTOR KERAMASAN MENGGUNAKAN *SOFTWARE* CYCLE TEMPO

RONY OKI GIRSANG
NRP. 2111 100 178

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

JURUSAN TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2016



FINAL PROJECT - TM141585

**PERFORMANCE ANALYSIS OF PLN SEKTOR
KERAMASAN COMBINED CYCLE POWER PLANT USING
CYCLE TEMPO SOFTWARE**

RONY OKI GIRSANG
2111 100 178

Supervisor
Dr. Ir. Budi Utomo Kukuh Widodo, ME

DEPARTMENT OF MECHANICAL ENGINEERING
Faculty of Industrial Technology
Sepuluh Nopember Institute of Technology
Surabaya 2016

**ANALISIS PERFORMA PLTGU PLN SEKTOR
KERAMASAN MENGGUNAKAN SOFTWARE CYCLE
TEMPO**

TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik

pada

Bidang Studi Konversi Energi
Program Studi S-1 Jurusan Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh:

RONY OKI GIRSANG

NRP. 2111 100 178

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir:

1. Dr. Ir. Budi Utomo Kukuh Widodo, ME
(NIP. 195312191981031001)

2. Bb. Arip Dwiyantoro, ST, M.Eng, Phd.
(NIP. 197804012002121001)

3. Prof. Dr. Eng. Prabowo, M.Eng.
(NIP. 196505051990031005)

4. Ary Bachtiar K.P., ST, MT, Phd.
(NIP. 197105241997021001)

(Pembimbing)

(Penguji I)

(Penguji II)

(Penguji III)

SURABAYA

Juli, 2016

ANALISIS PERFORMA PLTGU PLN SEKTOR KERAMASAN MENGGUNAKAN SOFTWARE CYCLE TEMPO

Nama : Rony Oki Girsang
NRP : 2111100178
Jurusan : Teknik Mesin FTI-ITS
Dosen Pembimbing : Dr. Ir. Budi Utomo Kukuh Widodo,
M.E.

Pembangkit Listrik Tenaga Gas Uap (PLTGU) merupakan pembangkit listrik gabungan antara siklus tenaga gas dan siklus tenaga uap dengan menggunakan *Heat Recovery Steam Generator* (HRSG) sebagai penghubung kedua siklus tersebut. Energi listrik PLTGU dihasilkan oleh masing-masing generator yang diputar oleh turbin gas dan turbin uap. HRSG memanfaatkan gas buang dari turbin gas yang masih memiliki suhu tinggi ($500^0 - 650^0\text{C}$) untuk memanaskan pipa - pipa berisi air, selanjutnya air yang telah berubah menjadi uap setelah dipanaskan akan dialirkan untuk memutar turbin uap. Salah satu PLTGU yang ada di Indonesia dan berada di luar Pulau Jawa berada di Kota Palembang, Sumatera Selatan. Pembangkit ini mulai dioperasikan PT. PLN (Persero) pada tahun 2013 dengan kapasitas terpasang sebesar 2x40 MW. Pembangkit ini terdiri dari 2 buah unit yang identik, dengan komposisi 1 *Gas Turbine* (GT) - 1 HRSG - 1 *Steam Turbine* (ST) pada setiap unit. Suatu sistem pembangkit dikatakan baik ketika memiliki performansi yang tinggi. Performansi tinggi diartikan dengan energi yang masuk tidak banyak terbuang untuk menghasilkan suatu daya yang diinginkan.

Saat beroperasi, pembangkit akan mengalami perubahan pembebanan berdasarkan kondisi kebutuhan listrik yang akan dihasilkan dan dialirkan ke konsumen. Kondisi lingkungan di sekitar pembangkit juga merupakan salah satu fenomena alam

yang tidak bisa dikontrol dan berpengaruh terhadap pembangkit. Beranjak dari pemikiran dimuka, maka perlu dilakukan analisis performansi pada PLTGU PLN Sektor Keramasan berdasarkan pengaruh variasi pembebanan serta kondisi lingkungan pada pembangkit. Penelitian tentang pengaruh variasi pembebanan terhadap performa pembangkit dilakukan dengan metode analisis termodinamika dan pemodelan pada software Cycle tempo. Penelitian dilakukan berdasarkan heat balance dan data operasi pada pembebanan 50%, 75%, dan 100%. Pada setiap variasi pembebanan ditetapkan kondisi *ambient temperature* dan *relative humidity* dengan masing – masing kondisi 21,1^oC; 78,27%, 27,72^oC, 74%; 34^oC, 69%

Hasil yang didapatkan dari penelitian ini adalah performa pembangkit akan semakin meningkat seiring dengan meningkatnya tingkat pembebanan pada pembangkit, serta performa pembangkit akan semakin menurun seiring dengan meningkatnya *ambient temperature*. Pada tingkat pembebanan 50%, nilai efisiensi terbaik didapatkan dengan nilai sebesar 37,79% dan nilai terendah 37,01% dengan rata-rata penurunan efisiensi sebesar 0,06% setiap kenaikan 1^oC. Pada tingkat pembebanan 75%, nilai efisiensi terbaik didapatkan dengan nilai sebesar 42,44% dan nilai terendah 42,15% dengan rata-rata penurunan efisiensi sebesar 0,02% setiap kenaikan 1^oC. Pada tingkat pembebanan 100%, nilai efisiensi terbaik didapatkan dengan nilai sebesar 43,67% dan nilai terendah 42,89% dengan rata-rata penurunan efisiensi sebesar 0,06 % setiap kenaikan 1^oC.

Kata kunci: PLTGU; *heat rate*; *efisiensi*; *pembebanan*; *ambient temperature*; *Cycle-Tempo*.

PERFORMANCE ANALYSIS OF PLN SEKTOR KERAMASAN COMBINED CYCLE POWER PLANT USING CYCLE TEMPO SOFTWARE

Name : Rony Oki Girsang

NRP : 2111100178

Department : Mechanical Engineering

Supervisor : Dr. Ir. Budi Utomo Kukuh Widodo, M.E.

A Combined Cycle Power Plant is one of means to generate electrical energy of better efficiency. Flue gas of Brayton Cycle at the upper cycle is employed at the heat source of the Rankine cycle. The plant heat rate is influenced by the amount of heat supplied in Rankine Cycle. It is hence necessary to analyze the performance of combined cycle power plant due to variation of load. High performance is defined by the incoming energy is not wasted to produce a desired power. In its actual operation condition, the plant will undergo changes in loading conditions based electricity needs to be generated and supplied to consumers. Moving on from thinking in advance, it is necessary to analyze the performance of the Combined Cycle Power Plant by the influence of variations in loading on the plant. The other variables that also need to be analyzed is the condition of ambient temperature and relative humidity. These variables changing all the time based on weather and season. In this study ambient temperature and relative humidity set as 21,1⁰C, 78,27%; 27,72⁰C, 74%; 34⁰C, 69%

Thermodynamic based analysis on the performance of 40 MW load is run under Cycle Tempo V.5.1. The data is based on the available heat ballance sheet of 50%, 75%, and 100% load. To add

a more comprehensive approach, a variation of ambient condition is also taken into account

The study concludes that performance of the plant increasing along with increasing the loading rate on the plant. The result of the simulation also shows that performance of the plant decreasing along with increasing the ambient temperature input. In 50% load, the best performance of the plants works on 37,79% and the worst works on 37,01%, the efficiency decreases 0,06% in every $^{\circ}\text{C}$ rises of ambient temperature. In 75% load, the best performance of the plants works on 42,44% and the worst works on 42,15%, the efficiency decreases 0,02% in every $^{\circ}\text{C}$ rises of ambient temperature. In 100% load, the best performance of the plants works on 43,67% and the worst works on 42,89%, the efficiency increases 0,06% in every $^{\circ}\text{C}$ rises of ambient temperature

Keywords : combined cycle; heat rate; efficiency; load; ambient temperature; Cycle Tempo

DAFTAR ISI

ABSTRAK	i
ABSTRACT.....	iii
KATA PENGANTAR	iv
DAFTAR ISI.....	iii
DAFTAR GAMBAR.....	v
DAFTAR TABEL.....	vi
BAB I PENDAHULUAN.....	1
1.1 Latar Belakang.....	1
1.2 Rumusan Masalah.....	3
1.3 Batasan Masalah.....	4
1.4 Manfaat Penelitian.....	5
BAB II TINJAUAN PUSTAKA.....	7
2.1 Pengertian Umum PLTGU.....	7
2.1.1 Pembangkit Listrik Tenaga Gas	7
2.1.2 Komponen-Komponen pada Siklus Brayton	9
2.1.3 Pembangkit Listrik Tenaga Uap	10
2.1.4 Komponen-Komponen pada Siklus Rankine	11
2.1.5 <i>Heat Recovery Steam Generator</i> (HRSG)	14
2.1.6 Komponen-Komponen pada Heat Recovery Steam Generator.....	14
2.1.7 Perhitungan Perpindahan Kalor pada Kompoenen HRSG.....	16
2.1.8 Siklus Gabungan Turbin Gas-Turbin Uap (<i>Combined Cycle</i>)	21
2.1.9 Site Plant PLTGU PLN Sektor Keramasan 2x40MW.....	22
2.1.10 Perhitungan Heat Rate PLTGU	22
2.2 Software Cycle Tempo	23
2.2.1 Penjelasan Apparatus Perangkat Lunak Cycle Tempo	24
2.2.2 Output dari Software Cycle Tempo.....	26
2.3 Penelitian Terdahulu	27

2.3.1	M. Rifqy Zulianda (2015)	27
2.3.2	Arvind Kumar Tiwari dkk (2013)	29
BAB III	METODOLOGI	31
3.1	Sistematika Laporan	31
3.2	Pemodelan dan Simulasi dengan Software Cycle Tempo	32
3.3	Pengolahan Data	33
3.4	Analisis Termodinamika	34
BAB IV	ANALISIS DAN PEMBAHASAN	31
4.1	Data yang Dibutuhkan dalam Simulasi	31
4.1.2	Data Temperatur di dalam HRSG	31
4.1.3	Data <i>Ambient Temperature</i> dan <i>Relative Humidity</i>	40
4.2	Proses Pemodelan dan Input Data	41
4.2.1	Pemodelan Turbin Gas	41
4.2.2	Pemodelan <i>Heat Recovery Steam Generator</i>	43
4.2.3	Pemodelan <i>Steam Turbine</i>	43
4.3	Proses Simulasi dan Validasi	45
4.3.1	Proses Simulasi	45
4.3.2	Proses Validasi	45
4.3	Proses Simulasi dengan Variasi Ambient Temperature.....	46
4.4	Analisis Karakteristik Udara Sebelum Masuk Kompresor	50
4.4	Analisis Daya VS Temperatur pada Pembebanan 50%	56
4.5	Analisis Daya VS Temperatur pada Pembebanan 75%	58
4.6	Analisis Daya VS Temperatur pada Pembebanan 100%	60
4.7	Analisis Efisiensi Pembangkit VS Temperatur	62
4.8	Analisis Heat Rate Pembangkit VS Temperatur ..	64
BAB V	KESIMPULAN.....	67
5.1	Kesimpulan	67
5.2	Saran	67

DAFTAR PUSTAKA.....	69
LAMPIRAN.....	70

DAFTAR TABEL

Tabel 4.1 Data Input Heat Balance 50%	37
Tabel 4.2 Data Input Heat Balance 75%	38
Tabel 4.3 Data Input Heat Balance 100%	39
Tabel 4.4 Data Temperature dan Relative Humidity.....	41
Tabel 4.5 Data Perbandingan Daya Heat Balance dan Hasil Simulasi	46
Tabel 4.6 Data Mass Flow Udara dan Flue Gas berdasarkan Temperatur	48
Tabel 4.7 Karakteristik Udara Masuk Kompresor.....	52

DAFTAR GAMBAR

Gambar 1.1	Proyeksi Kapasitas Pembangkit Listrik Nasional.....	1
Gambar 1.2	PLTGU PLN Sektor Keramasan	3
Gambar 2.1	Siklus Brayton Ideal pada PLTGU.....	8
Gambar 2.2	Turbin Gas	9
Gambar 2.3	Kompresor dan Turbin Gas	9
Gambar 2.4	Ruang Bakar	10
Gambar 2.5	Siklus Rankine Ideal.....	11
Gambar 2.6	Turbin Uap	12
Gambar 2.7	Kondensor	13
Gambar 2.8	Pompa	13
Gambar 2.9	Dearator	13
Gambar 2.10	Skema Distribusi Aliran Flue Gas di HRSG	16
Gambar 2.11	Aliran Fluida Kerja pada Combined Cycle Power Plant (PLTGU)	21
Gambar 2.12	Skema Pembangkit Listrik Tenaga Gas Uap.....	22
Gambar 2.13	PLTGU 2x40MW.....	22
Gambar 2.14	Kondensor dalam Cycle Tempo	25
Gambar 2.15	Combustor dalam Cycle Tempo	25
Gambar 2.16	Turbin pada Cycle Tempo.....	25
Gambar 2.17	Working Area of Cycle Tempo	27
Gambar 2.18	Skema PLTGU 500MW pada Software Gatecycle	28
Gambar 2.19	Efisiensi dan Variasi Pembebanan PLTGU	28
Gambar 2.20	Pengaruh Ambient Temperature terhadap Efisiensi Pembangkit	29
Gambar 3.1	Flowchart Penelitian	31
Gambar 4.1	Pemodelan Turbin Gas pada Cycle Tempo.....	41

Gambar 4.2	Pemodelan HRSG pada Cycle Tempo.....	43
Gambar 4.3	Pemodelan Turbin Uap pada Cycle Tempo.....	43
Gambar 4.4	Pemodelan PLTGU pada Cycle Tempo.....	44
Gambar 4.5	Tampilan Simulasi Konvergen pada Cycle Tempo.....	45
Gambar 4.6	Input Data Relative Humidity pada Cycle Tempo	48
Gambar 4.7	Input Data Mass Flow dan Temperatur pada Cycle Tempo	49
Gambar 4.8	Input Data Temperatur pada Heat Exchanger	50
Gambar 4.9	Psychrometric Chart	50
Gambar 4.10	Grafik Perbandingan Daya VS Temperatur pada Pembebanan 50%	56
Gambar 4.11	Grafik Perbandingan Daya VS Temperatur pada Pembebanan 75%	58
Gambar 4.12	Grafik Perbandingan Daya VS Temperatur pada Pembebanan 100%	60
Gambar 4.13	Grafik Perbandingan Efisiensi VS Temperatur	62
Gambar 4.14	Grafik Perbandingan <i>Heat Rate</i> VS Temperatur	64

DAFTAR LAMPIRAN

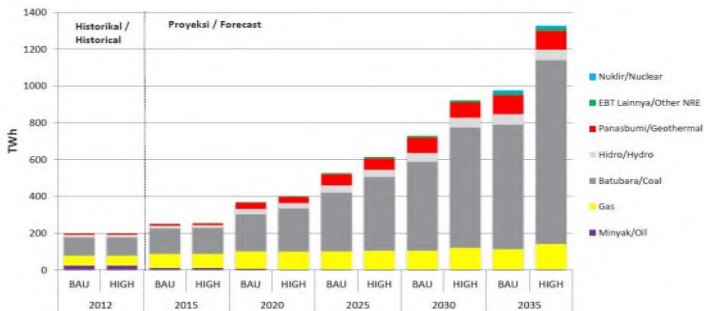
Tabel A1.....	71
Tabel A2	73

BAB I PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Dalam kehidupan sehari-hari penggunaan listrik menjadi kebutuhan utama. Sebagai negara berkembang, konsumsi listrik di Indonesia mengalami peningkatan setiap tahun seiring dengan peningkatan pertumbuhan ekonomi nasional. Berdasarkan data yang dikeluarkan Badan Pengkajian dan Penerapan Teknologi (BPPT) pada tahun 2014, produksi listrik di Indonesia diperkirakan mengalami peningkatan sebesar 8,6% per tahun, dengan produksi listrik nasional mencapai 1.328 TWh pada tahun 2035. Masalah yang dihadapi saat ini adalah masih rendahnya tingkat elektrifikasi nasional, dimana 24,8% dari total seluruh penduduk Indonesia belum merasakan manfaat energi listrik secara langsung. Hal ini terjadi dikarenakan beberapa daerah terpencil di Indonesia belum terinstalasi sambungan listrik. Hal ini terjadi dikarenakan beberapa daerah terpencil di Indonesia belum terinstalasi sambungan listrik.

Dalam memenuhi kebutuhan tenaga listrik nasional, penyediaan tenaga listrik Indonesia dilakukan oleh PT-PLN (Persero) dan pihak swasta. Berdasarkan data yang dikeluarkan oleh BPPT, sepanjang tahun 2012 hingga 2035, pembangkit listrik yang menggunakan bahan bakar gas mempunyai pangsa



Gambar 1.1 Proyeksi Kapasitas Pembangkit Listrik Nasional

kedua terbanyak setelah bahan bakar batu bara. Pembangkit berbahan bakar gas, baik PLTG maupun PLTGU, akan memerlukan tambahan kapasitas total relatif sebesar 21 GW hingga tahun 2035. Gambaran umum produksi listrik nasional berdasarkan jenis pembangkit ditunjukkan pada gambar 1.1. Dalam gambar 1.1, produksi listrik nasional berdasarkan pembangkit dibagi menjadi skenario dasar (BAU) dan skenario tinggi (HIGH). Dasar perbedaan dari kedua skenario tersebut adalah berdasarkan batas atas dan batas bawah prediksi perekonomian hingga tahun 2035. Pembangkit Listrik Tenaga Gas Uap (PLTGU) merupakan pembangkit listrik gabungan antara siklus tenaga gas dan siklus tenaga uap dengan menggunakan *Heat Recovery Steam Generator* (HRSG) sebagai penghubung kedua siklus tersebut. Energi listrik PLTGU dihasilkan oleh masing-masing generator yang diputar oleh turbin gas dan turbin uap. HRSG memanfaatkan gas buang dari turbin gas yang masih memiliki suhu tinggi ($500^0 - 650^0\text{C}$) untuk memanaskan pipa - pipa berisi air, selanjutnya air yang telah berubah menjadi uap setelah dipanaskan akan dialirkan untuk memutar turbin uap. Salah satu PLTGU yang ada di Indonesia dan berada di luar Pulau Jawa berada di Kota Palembang, Sumatera Selatan. Pembangkit ini mulai dioperasikan PT. PLN (Persero) pada tahun 2013 dengan kapasitas terpasang sebesar 2x40 MW. Pembangkit ini terdiri dari 2 buah unit yang identik, dengan kombinasi 1 *Gas Turbine* (GT) - 1 HRSG - 1 *Steam Turbine* (ST) pada setiap unit. Gambaran umum dari PLTGU PLN Sektor Keramasan ditunjukkan pada gambar 1.2.

Suatu sistem pembangkit dikatakan baik ketika memiliki performansi yang tinggi. Performansi tinggi diartikan dengan energi yang masuk tidak banyak terbuang untuk menghasilkan suatu daya yang diinginkan. Dalam kondisi saat beroperasi, pembangkit akan mengalami perubahan pembebanan berdasarkan kondisi kebutuhan listrik yang akan dihasilkan dan dialirkan ke konsumen. Dalam kondisi beroperasi, kondisi lingkungan yang



Gambar 1.2 PLTGU PLN Sektor Keramasan

meliputi nilai temperatur serta tingkat kelembapan akan menjadi fenomena alam yang tidak bisa diatur namun memiliki pengaruh yang besar terhadap kondisi operasional pembangkit. Beranjak dari pemikiran di muka, maka perlu dilakukan analisis performansi pada PLTGU PLN Sektor Keramasan berdasarkan pengaruh variasi pembebanan pada pembangkit serta pengaruh variasi kondisi lingkungan meliputi nilai temperatur maupun tingkat kelembapan.

1.2 Rumusan Masalah

Rumusan masalah yang dibahas pada Tugas Akhir ini yaitu:

1. Bagaimana membuat pemodelan sistem pembangkit dengan menggunakan *software* Cycle Tempo.
2. Bagaimana pengaruh variasi pembebanan terhadap performa sistem pembangkit.
3. Bagaimana pengaruh variasi *ambient temperature* dan *relative humidity* terhadap performa sistem pembangkit.

1.3 Batasan Masalah

Batasan masalah dan asumsi yang ada dalam penelitian ini yaitu:

1. Analisis berdasarkan *heat balance* dan data operasi PLTGU PLN Sektor Keramasan Palembang
2. Kondisi operasi adalah tunak (*steady state*)
3. Rugi-rugi panas pada instalasi pipa tidak diperhitungkan.
4. Tidak terdapat penurunan tekanan di sepanjang instalasi pipa pada pembangkit
5. Perubahan energi kinetik dan potensial diabaikan.
6. Masing - masing fluida kerja yang digunakan pada *steam turbine* dan *gas turbine* adalah air dan udara.
7. Simulasi dilakukan dengan menggunakan perangkat lunak Cycle Tempo dengan variasi pembebanan 50%, 75%, dan 100%.
8. Simulasi dilakukan dengan menggunakan perangkat lunak Cycle Tempo dengan variasi *ambient temperature* dan *relative humidity* masing masing sebesar 21,1⁰C dan 78,27%; 27,72⁰C dan 74%; 34⁰C dan 69%.

1.4 Tujuan Penelitian

Berdasarkan latar belakang dan rumusan masalah diatas maka tujuan penelitian ini adalah:

1. Membuat pemodelan dan simulasi sistem pembangkit menggunakan *software* Cycle Tempo
2. Mengetahui pengaruh variasi pembebanan terhadap performa sistem pembangkit
3. Mengetahui pengaruh variasi *ambient temperature* dan *relative humidity* terhadap performa sistem pembangkit

1.5 Manfaat Penelitian

Manfaat yang dapat diambil dari variasi beban pada turbin uap adalah sebagai berikut:

1. Dapat menjabarkan pengaruh variasi pembebanan terhadap performa sistem pembangkit dengan menggunakan *software Cycle Tempo*.
2. Dapat menjabarkan pengaruh variasi *ambient temperature* dan *relative humidity* terhadap performa sistem pembangkit dengan menggunakan *software Cycle Tempo*.
3. Sebagai referensi tambahan untuk penelitian lebih lanjut tentang pengaruh perubahan pembebanan, temperatur, serta kelembapan terhadap performa PLTG

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB II

TINJAUAN PUSTAKA

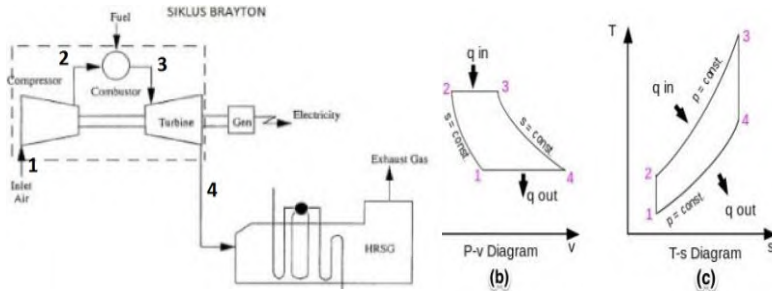
2.1 Pengertian Umum PLTGU

2.1.1 Pembangkit Listrik Tenaga Gas (Siklus Brayton)

Pembangkit listrik tenaga gas adalah jenis pembangkit listrik yang menggunakan gas bertekanan dan temperatur tinggi untuk memutar sudu-sudu turbin yang terhubung dengan generator sehingga dapat menghasilkan listrik. Udara dan bahan bakar bereaksi menjadi gas, kemudian menghasilkan energi mekanik, dan selanjutnya menghasilkan energi listrik. Bahan bakar yang digunakan pada sistem turbin gas pada umumnya adalah solar dan gas alam (LNG) liquid natural gas. Proses pembakaran yang baik di ruang bakar memerlukan 3 (tiga) komponen utama, yaitu udara pembakaran, bahan bakar, panas.

Udara pembakaran didapat dari kompresor yang terletak satu poros dengan turbin. Bahan bakar dimasukan ke dalam ruang bakar. Gas hasil pembakaran antara campuran udara dan bahan bakar diekspansi untuk menggerakkan sudu-sudu turbin. Dari Gambar 2.1 dapat dilihat bahwa terdapat 4 proses prinsip kerja Siklus Brayton ideal, yaitu :

- ◆ Proses 1-2 : kompresi isentropik, udara atmosfer masuk ke dalam sistem turbin gas melalui sisi inlet kompresor. Udara dikompresi sampai tekanan tertentu diikuti dengan volume udara yang semakin menurun. Proses ini tidak diikuti dengan perubahan entropi, sehingga disebut proses isentropik, ditunjukkan dengan angka 1-2 pada Gambar 2.1

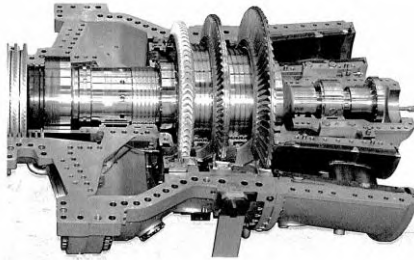


Gambar 2.1 Siklus Brayton Ideal pada PLTGU

- ◆ Proses 2-3 : pembakaran isobarik, udara dikompresi masuk ke ruang bakar, dan bahan bakar diinjeksi ke dalam ruang bakar. Proses tersebut menghasilkan gas hasil pembakaran bersuhu tinggi. Selama proses tidak terjadi kenaikan tekanan karena gas hasil proses pembakaran langsung berekspansi ke sisi inlet turbin. Proses ini ditunjukkan dengan angka 2-3
- ◆ Proses 3-4 : ekspansi isentropik, gas bersuhu tinggi berekspansi melewati turbin. Sudu-sudu turbin yang merupakan *nozzle-nozzle* kecil berfungsi untuk mengkonversikan energi termal menjadi energi kinetik. Energi tersebut digunakan turbin untuk memutar kompresor dan memutar generator untuk menghasilkan daya listrik. Proses ini ditunjukkan dengan angka 3-4 pada Gambar 2.1.
- ◆ Proses 4-1 : pelepasan kalor, adalah pembuangan udara/gas kembali ke atmosfer. Pada siklus Brayton ideal tertutup, udara yang keluar dari sisi outlet turbin masih menyisakan sejumlah energi panas. Udara yang diekspansikan turbin disirkulasikan kembali dengan melewati *heat exchanger*, untuk kemudian kembali ke keadaan semula. Proses ini ditunjukkan pada angka 4-1 pada Gambar 2.1.

2.1.2 Komponen-komponen pada siklus Brayton

1. Turbin Gas

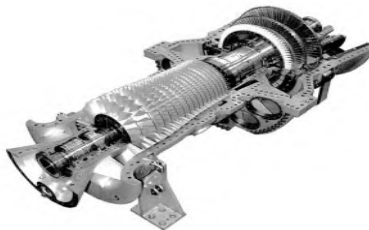


Gambar 2.2 Turbin Gas

Turbin gas adalah komponen pada pembangkit yang menggunakan gas sebagai fluida kerja. Di dalam turbin gas energi kinetik dikonversikan menjadi energi mekanik berupa putaran yang menggerakkan turbin sehingga menghasilkan daya. Bagian turbin yang berputar disebut rotor atau roda turbin, dan bagian turbin yang diam disebut stator atau rumah turbin. Rotor memutar poros daya yang terhubung dengan generator listrik dan kompresor. Komponen turbin gas ditunjukkan pada Gambar 2.2

2. Kompresor

Kompresor digerakkan secara langsung oleh turbin gas melalui poros kompresor udara yang mampu menghisap dan mengkompresikan udara sehingga mencapai 12 sampai 16 atm.

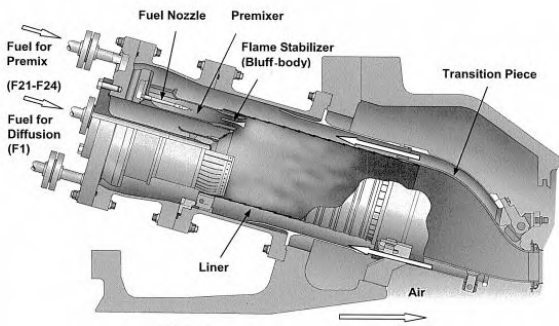


Gambar 2.3 Kompresor dan Gas Turbin

Alat ini berfungsi untuk menekan udara ke dalam ruang bakar untuk selanjutnya bercampur dengan bahan bakar (*fuel*). Komponen kompresor ditunjukkan pada Gambar 2.3

3. Ruang Bakar

Ruang bakar merupakan tempat terjadinya proses reaksi antara bahan bakar dan udara. Proses ini menghasilkan gas panas dengan temperatur yang sangat tinggi dan keluar melalui *nozzle* yang mengarah ke sudu-sudu turbin dan selanjutnya akan menggerakkan sudu-sudu tersebut.

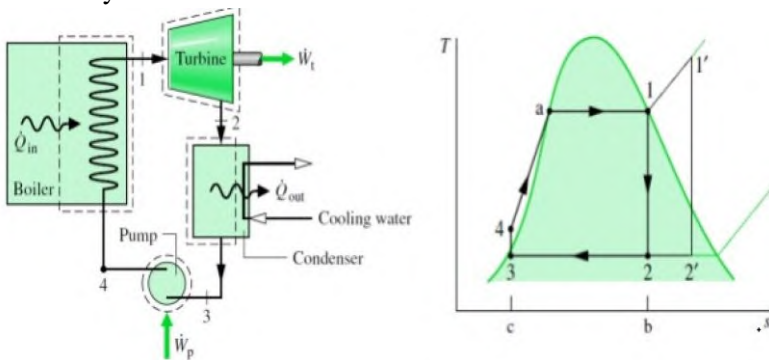


Gambar 2.4 Ruang Bakar

2.1.3 Pembangkit Listrik Tenaga Uap (Siklus Rankine)

Siklus Rankine merupakan siklus yang menggunakan uap sebagai fluida kerja sebagaimana digunakan pada sebuah PLTU. Proses pemanasan dan pendinginan fluida kerja pada siklus ini terjadi pada tekanan yang tetap. Komponen-komponen utama yang bekerja pada siklus Rankine dapat dilihat seperti Gambar 2.5. Terdapat 4 proses prinsip kerja Siklus Rankine ideal, setiap siklus mengubah keadaan fluida yaitu :

- ◆ Proses 1–2 : Ekspansi isentropik dari fluida kerja melalui turbin dari uap jenuh pada kondisi 1 hingga mencapai tekanan kondensor
- ◆ Proses 2-3 : Perpindahan kalor dari fluida kerja ketika mengalir pada tekanan konstan melalui kondensor dengan cairan jenuh pada kondisi 3
- ◆ Proses 3-4 : Kompresi isentropik dalam pompa menuju ke kondisi 4 dalam daerah cairan hasil kompresi.
- ◆ Proses 4–1 : Perpindahan kalor ke fluida kerja ketika mengalir pada tekanan konstan melalui boiler untuk menyelesaikan siklus



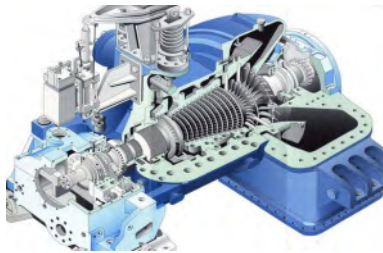
Gambar 2.5 Siklus Rankine Ideal

2.1.4 Komponen-komponen pada siklus Rankine

1. Turbin Uap

Turbin uap adalah komponen yang mengekspansi uap air yang bertekanan tinggi menjadi kerja. Cara kerja pada turbin uap yaitu mengekspansi uap panas lanjut yang diterima dari *boiler*. Proses ekspansi uap panas lanjut terjadi secara isentropik. Setelah diekspansikan oleh turbin, tekanan dan temperatur uap akan mengalami penurunan karena energi digunakan untuk

menggerakkan sudu-sudu turbin. Komponen turbin uap ditunjukkan pada Gambar 2.6



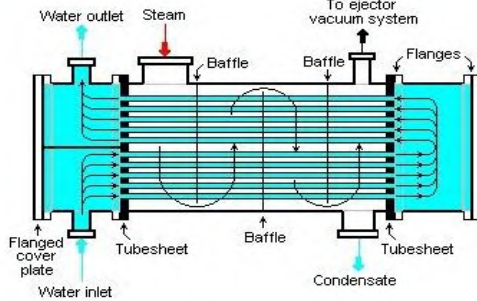
Gambar 2.6 Turbin Uap

2. Kondensor

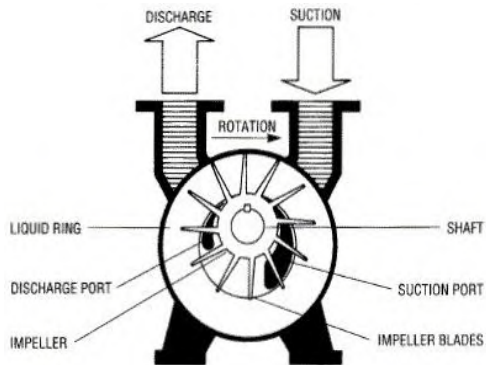
Kondensor adalah komponen untuk mengubah uap menjadi fase cair jenuh dengan proses kondensasi. Kondensor yang digunakan adalah jenis *shell and tube*. Uap hasil ekstraksi dari turbin uap dikondensasi oleh air pendingin. Pada kondensor, air pendingin yang berasal dari menara pendingin mengalir di dalam sisi *tube* dan uap mengalir pada sisi *shell*. Komponen kondenser ditunjukkan pada Gambar 2.7

3. Pompa

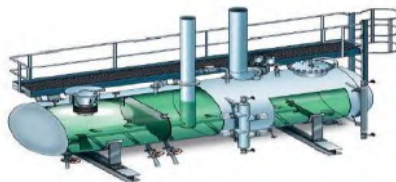
Pompa merupakan peralatan yang digunakan untuk mengalirkan cairan dari suatu tempat yang bertekanan rendah ke tempat yang bertekanan yang lebih tinggi. Pada pembangkit listrik tenaga uap pompa terdiri dari beragam jenis dan fungsi, salah satunya adalah *boiler feed pump*. *Boiler feed pump* memiliki fungsi untuk mengalirkan air selama proses pemanasan air di dalam *boiler*. Air tersebut merupakan hasil kondensasi uap dari kondensor. Komponen pompa ditunjukkan pada Gambar 2.8



Gambar 2.7 Kondensor



Gambar 2.8 Pompa



Gambar 2.9 Dearator

4. Dearator

Dearator merupakan peralatan yang digunakan untuk melakukan proses daerasi. Daerasi adalah proses pembuangan pencemar gas dari dalam fluida kerja (air) seperti oksigen (O_2), karbondioksida (CO_2), dan asam sulfida (H_2S). Gas-gas tersebut dapat menyebabkan korosi pada saluran dan komponen-komponen yang dilalui air kondensat. Dearator juga berfungsi sebagai pemanas air sebelum masuk ke dalam boiler. Dearator ditunjukkan pada Gambar 2.9

2.1.5 Heat Recovery Steam Generator (HRSG)

Heat Recovery Steam Generator (HRSG) adalah ketel uap atau *boiler* yang memanfaatkan energi panas sisa gas buang turbin gas, untuk memanaskan air dan mengubahnya menjadi uap panas lanjut. Uap tersebut digunakan untuk menggerakkan turbin uap. Berdasarkan sumber panasnya, HRSG dibagi menjadi dua jenis yaitu HRSG *fired* dan HRSG *unfired*. HRSG *unfired* merupakan HRSG yang mendapatkan panas dari gas buang turbin gas, sedangkan HRSG *fired* merupakan HRSG yang memiliki peralatan pembakaran (*burner*) sehingga sumber panasnya tidak diperoleh dari turbin gas. Proses pemanasan air untuk menjadi uap di HRSG hampir sama dengan proses pemanasan air di boiler. Gas buang dari turbin gas yang memiliki temperatur tinggi (sekitar $580\text{ }^{\circ}C$) dialirkan masuk ke HRSG untuk memanaskan air di dalam pipa-pipa pemanas, kemudian gas buang dialirkan ke atmosfer melalui cerobong (*stack*).

2.1.6 Komponen-komponen utama Heat Recovery Steam Generator (HRSG)

Dari Gambar 2.10 dapat diketahui peralatan utama yang digunakan pada HRSG adalah sebagai berikut : *HP Super Heater*, *HP Evaporator*, *HP Economiser*, *LP Super Heater*, *LP Evaporator*, *Condensate Preheater*, *LP Drum*, dan *HP Drum*.

1. HP Superheater

Superheater berfungsi untuk memanaskan uap jenuh yang keluar dari HP Drum dengan gas buang PLTG. Pada PLTGU PLN Sektor Keramasan, *Super Heater* yang digunakan mempunyai 2 tingkat yaitu :

- Tingkat pertama merupakan *Primary Super Heater*
- Tingkat kedua merupakan *Secondary Super Heater*

2. HP Evaporator

HP Evaporator berfungsi mengubah fluida kerja air menjadi uap yang ditampung di dalam *HP Drum*. Fluida kerja yang sepenuhnya telah menjadi uap dialirkan menuju ke komponen *Superheater*

3. HP Economizer

Economizer terdiri dari beberapa pipa lengkung horizontal. Air masuk *economizer* melalui *inlet header* dan mengalir melalui pipa-pipa *economizer*. *Economizer* berfungsi sebagai pemanas awal fluida kerja yang masih berada dalam fase cair setelah keluar dari *deaerator*. Pada PLTGU PLN Sektor Keramasan, *economizer* yang digunakan mempunyai 2 tingkat yaitu :

- Tingkat pertama merupakan *Primary Economizer*
- Tingkat kedua merupakan *Secondary Economizer*

4. LP Superheater

LP Superheater berfungsi untuk menaikkan temperatur uap jenuh yang keluar dari *LP Drum* dengan gas buang PLTG untuk selanjutnya akan langsung dialirkan ke *LP Steam Turbine*

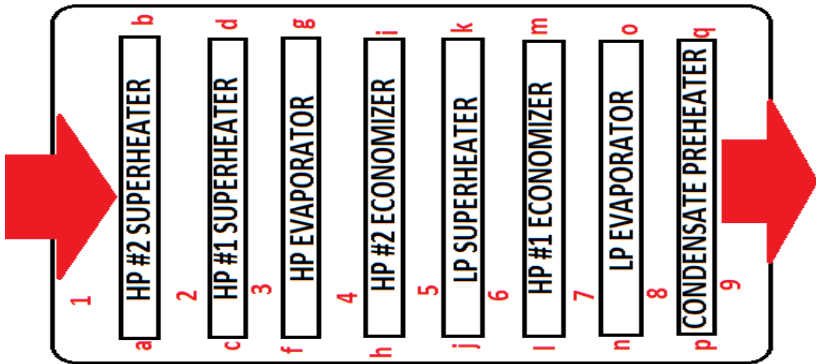
5. LP Evaporator

LP Evaporator berfungsi sebagai peralatan penguap yang mengubah air dalam *LP drum* menjadi uap, yang kemudian ditampung kembali pada *LP drum* untuk dialirkan ke *LP superheater* dan sebagian ke *deaerator*.

6. Condensate Preheater

Condensate Preheater berfungsi sebagai pemanas awal air sebelum diuapkan pada evaporator dengan memanfaatkan gas buang yang akan dibuang melalui cerobong (*stack*).

2.1.7 Perhitungan Perpindahan Kalor pada komponen di HRSG



Gambar 2.10 Skema Distribusi Aliran Flue Gas di HRSG

Profil temperatur gas buang dan uap/air tiap bagian pada *double pressure* HRSG dapat ditunjukkan pada Gambar 2.10

Kesetimbangan energi pada HP #1 *superheater* dapat dituliskan:

$$\dot{m}_g.C_p.(T_1 - T_2) = \dot{m}_v.C_p.(T_a - T_b)..... (2.1)$$

dengan :

\dot{m}_v = *mass flowrate* fluida kerja (kg/s)

C_p = kalor spesifik fluida kerja (kJ/kg.K)

T_b = temperatur fluida masuk *superheater* ($^{\circ}C$)

T_a = temperatur fluida keluar *superheater* ($^{\circ}\text{C}$)

\dot{m}_g = *mass flowrate* gas buang *gas turbine* (kg/s)

T_1 = temperatur gas buang keluar *superheater* ($^{\circ}\text{C}$)

T_2 = temperatur gas buang masuk *superheater* ($^{\circ}\text{C}$)

Kesetimbangan energi pada HP #2 *superheater* dapat dituliskan:

$$\dot{m}_g.C_p.(T_2-T_3) = \dot{m}_v.C_p.(T_c -T_d)..... (2.2)$$

dengan :

\dot{m}_v = *mass flowrate* fluida kerja (kg/s)

C_p = kalor spesifik fluida kerja (kJ/kg.K)

T_d = temperatur fluida masuk *superheater* ($^{\circ}\text{C}$)

T_c = temperatur fluida keluar *superheater* ($^{\circ}\text{C}$)

\dot{m}_g = *mass flowrate* gas buang *gas turbine* (kg/s)

T_3 = temperatur gas buang keluar *superheater* ($^{\circ}\text{C}$)

T_2 = temperatur gas buang masuk *superheater* ($^{\circ}\text{C}$)

Kesetimbangan energi pada HP *evaporator* dapat dituliskan:

$$\dot{m}_g.C_p.(T_3-T_4) = \dot{m}_g.C_p.(T_e-T_f)..... (2.3)$$

dengan :

\dot{m}_v = *mass flowrate* fluida kerja (kg/s)

- C_p = kalor spesifik fluida kerja (kJ/kg.K)
 T_f = temperatur fluida masuk *evaporator* ($^{\circ}\text{C}$)
 T_e = temperatur fluida keluar *evaporator* ($^{\circ}\text{C}$)
 \dot{m}_g = *mass flowrate* gas buang *gas turbine* (kg/s)
 T_4 = temperatur gas buang keluar *evaporator* ($^{\circ}\text{C}$)
 T_3 = temperatur gas buang masuk *evaporator* ($^{\circ}\text{C}$)

Kesetimbangan energi pada HP #2 *economizer* dapat dituliskan:

$$\dot{m}_g.C_p.(T_4-T_5) = \dot{m}_v.C_p.(T_g-T_h)..... (2.4)$$

dengan :

- \dot{m}_v = *mass flowrate* fluida kerja (kg/s)
 C_p = Kalor spesifik fluida kerja (kJ/kg.K)
 T_h = temperatur fluida masuk *economizer* ($^{\circ}\text{C}$)
 T_g = temperatur fluida keluar *economizer* / masuk *evaporator* ($^{\circ}\text{C}$)
 \dot{m}_g = *mass flowrate* gas buang *gas turbine* (kg/s)
 T_5 = temperatur gas buang keluar *economizer* ($^{\circ}\text{C}$)
 T_4 = temperatur gas buang masuk *economizer* / keluar *evaporator* ($^{\circ}\text{C}$)

Kesetimbangan energi pada LP *superheater* dapat dituliskan:

$$\dot{m}_g.C_p.(T_5 - T_6) = \dot{m}_v.C_p.(T_i - T_j)..... (2.5)$$

dengan :

\dot{m}_v = *mass flowrate* fluida kerja (kg/s)

C_p = kalor spesifik fluida kerja (kJ/kg.K)

T_j = temperatur fluida masuk *superheater* ($^{\circ}\text{C}$)

T_i = temperatur fluida keluar *superheater* ($^{\circ}\text{C}$)

\dot{m}_g = *mass flowrate* gas buang *gas turbine* (kg/s)

T_6 = temperatur gas buang keluar *superheater* ($^{\circ}\text{C}$)

T_5 = temperatur gas buang masuk *superheater* ($^{\circ}\text{C}$)

Kesetimbangan energi pada HP #1 *economizer* dapat dituliskan:

$$\dot{m}_g.C_p.(T_6-T_7) = \dot{m}_v.C_p.(T_k-T_i) \dots \dots \dots (2.6)$$

dengan :

\dot{m}_v = *mass flowrate* fluida kerja (kg/s)

C_p = Kalor spesifik fluida kerja (kJ/kg.K)

T_i = temperatur fluida masuk *economizer* ($^{\circ}\text{C}$)

T_k = temperatur fluida keluar *economizer* / masuk *evaporator* ($^{\circ}\text{C}$)

\dot{m}_g = *mass flowrate* gas buang *gas turbine* (kg/s)

T_7 = temperatur gas buang keluar *economizer* ($^{\circ}\text{C}$)

T_6 = temperatur gas buang masuk *economizer* / keluar *evaporator* ($^{\circ}\text{C}$)

Kesetimbangan energi pada LP *evaporator* dapat dituliskan:

$$\dot{m}_g.C_p.(T_7-T_8) = \dot{m}_v.C_p.(T_m-T_n)..... (2.7)$$

dengan :

\dot{m}_v = *mass flowrate* fluida kerja (kg/s)

C_p = Kalor spesifik fluida kerja (kJ/kg.K)

T_m = temperatur fluida masuk *evaporator* ($^{\circ}$ C)

T_n = temperatur fluida keluar *evaporator* ($^{\circ}$ C)

\dot{m}_g = *mass flowrate* gas buang *gas turbine* (kg/s)

T_8 = temperatur gas buang keluar *evaporator* ($^{\circ}$ C)

T_7 = temperatur gas buang masuk *evaporator* ($^{\circ}$ C)

Kesetimbangan energi pada *condensate pre heater* dapat dituliskan:

$$\dot{m}_g.C_p.(T_8 -T_9) = \dot{m}_v.C_p.(T_o-T_p)..... (2.8)$$

dengan :

\dot{m}_v = *mass flowrate* fluida kerja (kg/s)

C_p = Kalor spesifik fluida kerja (kJ/kg.K)

T_p = temperatur fluida masuk *superheater* ($^{\circ}$ C)

T_o = temperatur fluida keluar *superheater* ($^{\circ}$ C)

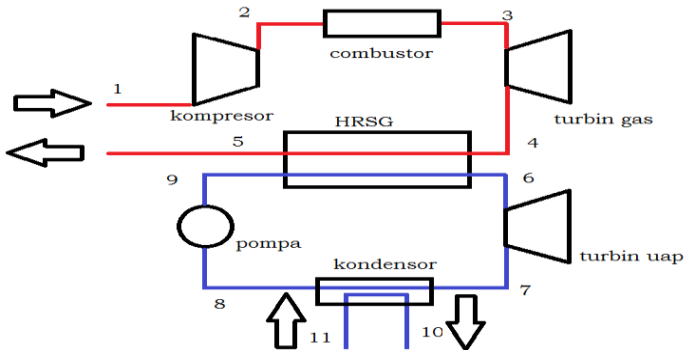
\dot{m}_g = *mass flowrate* gas buang *gas turbine* (kg/s)

T_9 = temperatur gas buang keluar *superheater* ($^{\circ}$ C)

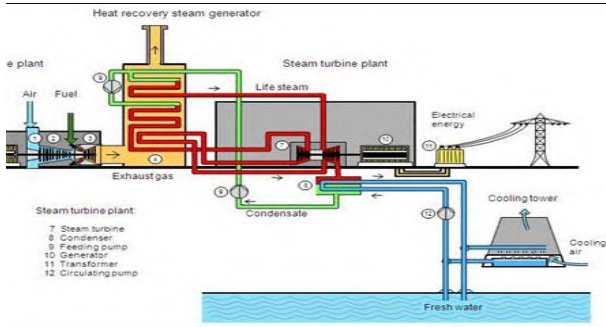
T_8 = temperatur gas buang masuk *superheater* ($^{\circ}\text{C}$)

2.1.8 Siklus Gabungan Turbin Gas-Turbin Uap (*Combined Cycle*)

Dalam upaya meningkatkan efisiensi termal, siklus PLTG digabung dengan siklus PLTU sehingga terbentuk siklus gabungan yang disebut “*Combined Cycle*” atau Pembangkit Listrik Tenaga Gas Uap (PLTGU). Siklus PLTG menerapkan siklus Brayton, sedangkan siklus PLTU menerapkan siklus *Rankine*. Penggabungan siklus turbin gas dengan siklus turbin uap dilakukan melalui peralatan pemindah panas berupa “*Heat Recovery Steam Generator*” (HRSG). Siklus kombinasi ini dapat meningkatkan efisiensi termal dan mengurangi pencemaran udara. Gambaran umum dari siklus kombinasi terdapat pada Gambar 2.11 dan 2.12



Gambar 2.11 Aliran Fluida Kerja pada *Combined Cycle Power Plant (PLTGU)*



Gambar 2.12 Skema Pembangkit Listrik Tenaga Gas Uap

2.1.9 Site Plant PLTGU PLN Sektor Keramasan 2x40 MW



Gambar 2.13 PLTGU 2x40 MW PLN Sektor Keramasan

Site plant terletak di Jalan Abikusno Cokrosuyoso nomor 24, Kota Palembang, Sumatera Selatan. PLN Sektor Keramasan memiliki 2 unit PLTGU yang identik dengan masing masing unit terdiri dari 1 turbin gas (PLTG), 1 HRSG, dan 1 turbin uap (PLTU) dengan total *gross output* sebesar 80,44 MW.

2.1.10 Perhitungan *Heat Rate* PLTGU

Heat Rate merupakan salah satu parameter dalam menganalisis performa dari sistem pada PLTGU, menunjukkan seberapa banyak energi yang dibutuhkan untuk ke ruang bakar (*combustor*) untuk dikonversi menjadi keluaran kerja. Nilai *gross rate* sistem pembangkit dapat diketahui melalui persamaan berikut:

$$\text{Gross Plant Heat Rate} = \frac{(\dot{m}_{\text{fuel}} \cdot \text{LHV})}{\dot{W}_{\text{gross}}} \dots\dots\dots (2.9)$$

dengan :

\dot{m}_{fuel} = *mass flow rate* bahan bakar (kg/h)

LHV = nilai kalor bawah bahan bakar (kJ/kg)

\dot{W}_{gross} = daya yang dihasilkan pembangkit sebelum dikurangi pemakaian sendiri (kW)

2.2 Software Cycle Tempo

Cycle Tempo merupakan *software* yang dapat digunakan untuk mendesain dan menganalisis unjuk kerja suatu sistem pembangkit. Dalam proses perhitungan dan simulasi, *Software Cycle Tempo* menggunakan asas termodinamika, perpindahan panas, dan mekanika fluida. Pada penelitian kali ini, *Software Cycle Tempo* yang digunakan adalah versi release 5. *Software cycle-tempo* dikembangkan untuk menghitung laju aliran massa, variable termodinamika, kesetimbangan kimia, dan komposisi dari laju aliran campuran dari suatu proses atau kombinasi sebagai berikut :

- *Steam turbine power plants*
- *Gas turbines*
- *Combined cycle plants*
- *Combustion and gasification systems*
- *Heat transfer systems*

- *Fuel cell systems (with low temperature as well as high temperature fuel cells)*
- *Organic Rankine cycle (ORC) power plants*
- *Refrigeration systems (compression and absorption)*
- *Heat pumps.*

2.2.1 Penjelasan Apparatus Perangkat Lunak Cycle-Tempo

Perangkat lunak *cycle-tempo* mempunyai beberapa peralatan/*apparatus* dalam pembuatan diagram alir. Dalam penelitian ini digunakan beberapa apparatus yang perlu penjelasan secara khusus diantaranya :

1. Turbin

Pada *cycle-tempo* terdapat 2 jenis turbin yang berbeda, yaitu turbin dengan *small symbol* dan *large symbol*. Perbedaannya terdapat pada jumlah ekstraksi yang ada. Pada turbin terdapat maksimum 8 ceratan untuk *inlet* dan *outlet*. Apabila lebih dari jumlah tersebut dapat digunakan lebih dari 1 turbin.

2. Condenser

Pada software *cycle tempo*, *condenser* memiliki dua kondisi pengaturan berdasarkan *Energy Equation CODE* (EEQCOD) :

EEQCOD = 1: *Energy equation* dari *apparatus* digunakan untuk menghitung laju aliran massa

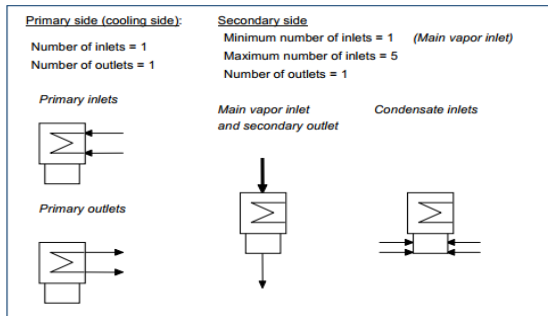
EEQCOD = 2: *Energy equation* dari *apparatus* digunakan untuk menghitung *enthalpy* dari *inlet* atau *outlet condenser*.

3. Combustor

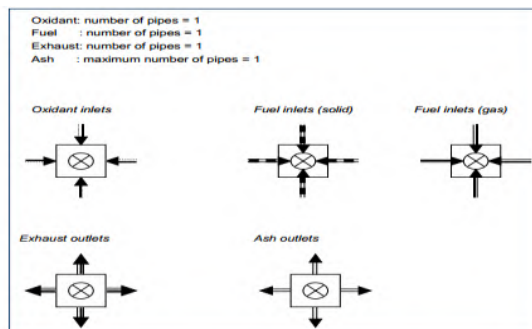
Pada software *cycle tempo*, *combustor* memiliki dua kondisi pengaturan berdasarkan *Energy Equation CODE* (EEQCOD) :

EEQCOD = 1: *Energy equation* dari *apparatus* digunakan untuk menghitung laju aliran massa

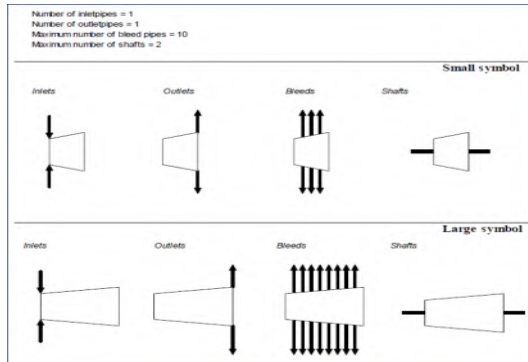
EEQCOD = 2: *Energy equation* dari *apparatus* digunakan untuk menghitung nilai temperatur gas hasil pembakaran yang keluar dari ruang bakar.



Gambar 2.14 Kondensor dalam Cycle Tempo



Gambar 2.15 Combustor dalam Cycle Tempo



Gambar 2.16 Turbin pada Cycle Tempo

2.2.2 Output dari Software Cycle Tempo

Setelah data input dimasukkan dalam setiap apparatus dan dilakukan proses “run”, maka software cycle tempo akan mengeluarkan beberapa data output hasil dari simulasi sistem yang telah disusun. Beberapa data output yang dapat digunakan dalam penelitian ini adalah :

1. Efisiensi Sistem

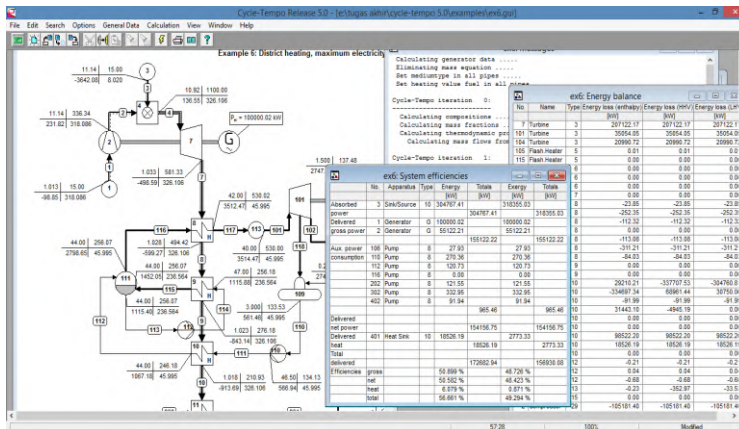
Efisiensi sistem yang didapatkan meliputi :

- *input energy*
- *energy consumption*
- *power production*

2. Data for all pipes

Meliputi data-data yang terdapat dalam setiap pipa penyusun pemodelan sistem, meliputi :

- *Mass flow*
- *Volume flow*
- *Pressure*
- *Temperature*
- *Enthalpy*
- *Entropy*



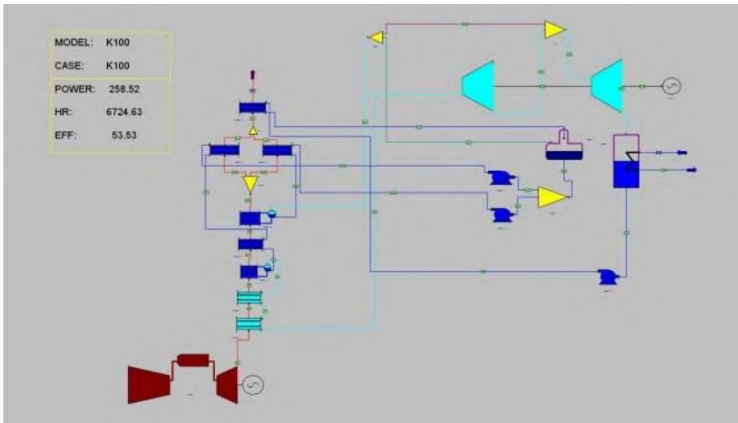
Gambar 2.17 Working Area of Cycle Tempo 5.0

2.3 Penelitian Terdahulu

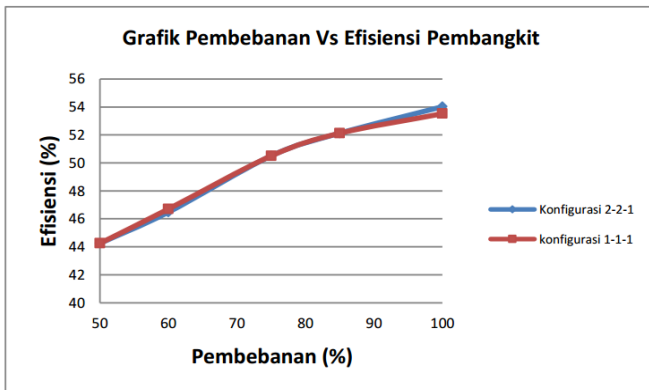
Pada sub bab ini akan dibahas penelitian-penelitian terdahulu yang akan dijadikan pertimbangan dalam analisa PLTGU PLN Sektor Keramasan :

2.3.1 M. Rifky Zulianda (2015)

Salah satu penelitian terdahulu yang menjadi pertimbangan dalam menganalisa PLTGU Sektor Keramasan adalah penelitian yang dilakukan M. Rifky Zulianda (2015), berjudul “Simulasi *Combined Cycle Power Plant* 500 MW dengan Mode Konfigurasi Operasi 2-2-1 sebagai *Peak Load* dan *Base Load* dengan Menggunakan Software Gatecycle”. Penelitian ini menganalisis pengaruh variasi pembebanan dan konfigurasi susunan pembangkit terhadap performa PLTGU. Variasi dilakukan pada kondisi pembebanan 50%, 60%, 70%, 85%, dan 100%. Perhitungan performa pembangkit dilakukan berdasarkan analisis terhadap nilai efisiensi dan heat rate. Penelitian ini menyimpulkan nilai efisiensi dari pembangkit akan meningkat seiring dengan meningkatnya tingkat pembebanan. Efisiensi tertinggi pembangkit terjadi pada saat pembebanan 100%, dan efisiensi pembangkit terendah terjadi pada saat pembebanan 50%.



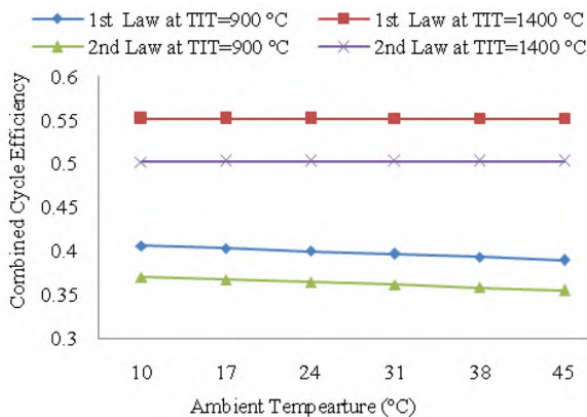
Gambar 2.18 Skema PLTGU 500 MW pada Software Gatecycle



Gambar 2.19 Efisiensi dan Variasi Pembebanan PLTGU

2.3.2 Arvind Kumar Tiwari dkk (2013)

Penelitian terdahulu yang juga digunakan sebagai referensi adalah penelitian yang dilakukan oleh Arvind Kumar Tiwari, Mohd Muzzaffarul hasan dan Mohd. Islam (2013) yang berjudul “*Effect of Ambient Temperature on the Performance of a Combined Cycle Power Plant*”. Penelitian ini menganalisa pengaruh dari perubahan *ambient temperature* terhadap performa pembangkit listrik tenaga gas uap NTPC (National Thermal Power Corporation) berkapasitas 817MW berlokasi di Dadri, India. Dalam penelitian ini, digunakan analisis termodinamika dalam perhitungan setiap komponen PLTG dan PLTU. Secara garis besar penulis menggunakan dua model pendekatan untuk menghitung performa dari siklus kombinasi yakni melalui pendekatan yakni pendekatan kesetimbangan massa dan energi serta pendekatan perubahan entropi. Penelitian ini menyimpulkan terdapat penurunan efisiensi sebesar 0,04% pada setiap kenaikan 1°C *ambient temperature*, serta terdapat penurunan efisiensi dari gas turbin sebesar 0,03%-0,07% pada setiap kenaikan 1°C *ambient temperature*.



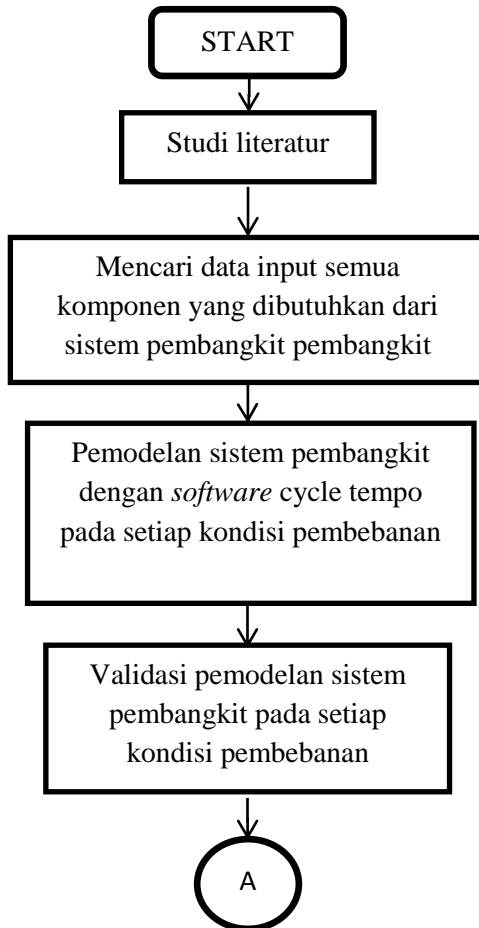
Gambar 2.20 Pengaruh Ambient Temperature terhadap Efisiensi Pembangkit

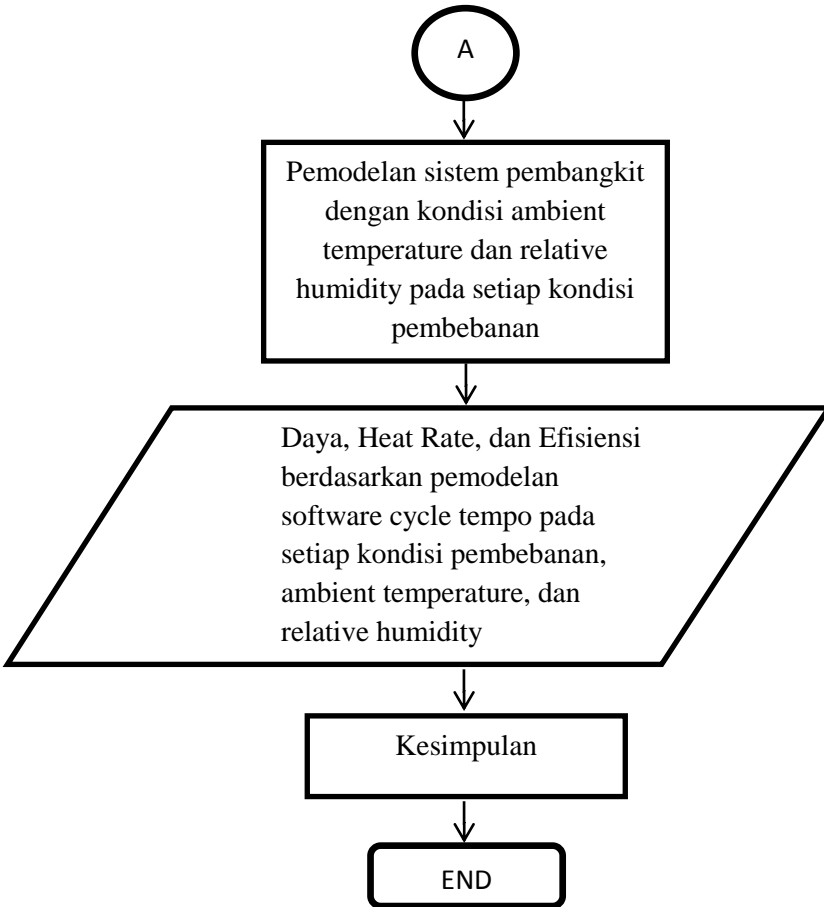
“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB III METODOLOGI

3.1 Sistematika Penelitian

Sistematika penelitian digunakan untuk mengetahui gambaran umum tentang proses penelitian yang akan dilakukan. Gambaran umum untuk sistematika penelitian ditunjukkan pada Gambar 3.1





Gambar 3.1 Flowchart Penelitian

3.2 Pemodelan dan Simulasi dengan Software Cycle Tempo

Langkah-langkah dalam pemodelan dan simulasi adalah sebagai berikut.

1. Membuat model PLTGU PLN Sektor Keragaman sesuai dengan data *heat balance* pada pembebanan 50%.
2. Memasukkan nilai input yang dibutuhkan ke dalam masing-masing komponen. Kemudian menjalankan program *Cycle Tempo*, jika terjadi *error*, *error* yang terjadi diperbaiki sesuai dengan *error list* yang diinfokan oleh *Cycle Tempo*.
3. Jika *success*, selanjutnya dilakukan validasi dengan cara membandingkan daya *gross* yang dihasilkan pada *software cycle tempo* dengan daya yang dihasilkan pembangkit pada *heat balance*
4. Jika nilai *error* yang dihasilkan pada proses validasi kurang dari 5%, selanjutnya dapat dilakukan variasi pada kondisi *ambient temperature* 21,1⁰C dan *relative humidity* 78,27%
5. Melakukan langkah yang sama pada point 4 untuk pemodelan pada variasi *ambient temperature* dan *relative humidity* masing masing 27,72⁰C; 74% dan 34⁰C dan 69%.
6. Melakukan langkah yang sama pada point 1-5 pada kondisi pembebanan 75%, dan 100%.

3.3 Pengolahan Data

Dalam penelitian ini dibutuhkan beberapa data masukan untuk simulasi *software Cycle Tempo* serta data acuan untuk tahap validasi. Tahapan pengolahan data dalam penelitian ini adalah sebagai berikut.

1. Data desain diperoleh dari *heat balance* PLTGU PLN Sektor Keramasan. dari data ini dapat diperoleh nilai laju alir massa, entalpi, tekanan dan suhu di setiap titik kondisi.
2. Data *heat balance* pada variasi pembebanan sebesar 50%, 75%, dan 100% dari total kapasitas pembangkit.
3. Data *ambient temperature* dan *relative humidity* Kota Palembang berdasarkan laporan Badan Meteorologi dan Geofisika (BMKG) tahun 2015.
4. Data spesifikasi setiap komponen berdasarkan *design manual* pembangkit.

3.4 Analisis Termodinamika PLTGU

Dalam proses perhitungan *gross heat rate* pada PLTGU PLN Sektor Keramasan dibutuhkan pendekatan termodinamika dilakukan untuk memudahkan perhitungan performa pembangkit ini. Dalam siklus gabungan (*combined cycle*) dengan menggunakan Hukum 1 Termodinamika (asumsi sistem dalam keadaan tunak, tidak ada perubahan energi kinetik dan energi potensial), akan didapatkan hubungan seperti dibawah ini:

$$\text{Gross Plant Heat Rate} = \frac{(\dot{m}_{\text{fuel}} \cdot LHV)}{\dot{W}_{\text{gross}}} \dots\dots\dots(3.1)$$

dengan :

- \dot{m}_{fuel} = *mass flow rate* bahan bakar (kg/h)
 LHV = nilai kalor bawah bahan bakar (kJ/kg)
 \dot{W}_{gross} = daya yang dihasilkan pembangkit sebelum dikurangi pemakaian sendiri (kW)

BAB IV

ANALISIS DAN PEMBAHASAN

4.1 Data yang Dibutuhkan dalam Simulasi

Dalam pemodelan dan simulasi PLTGU PLN Sektor Keramasan dengan menggunakan Softawe Cycle Tempo, diperlukan data - data yang akan dijadikan acuan dalam proses pemodelan simulasi. Data – data yang diperlukan meliputi nilai temperatur, tekanan, *mass flow*, serta data spesifikasi dari beberapa komponen penyusun pembangkit. Data tersebut didapatkan dari *heat balance* serta data operasi.

4.1.1 Data Temperatur di dalam HRSG

Dalam menyusun pemodelan PLTGU PLN Sektor Keramasan di Software Cycle Tempo, diperlukan nilai dari *mass flow*, temperatur, maupun tekanan dari setiap komponen yang akan menyusun keseluruhan sistem pembangkit. Pada *heat balance* pembebanan 50%, 75%, maupun 100% tidak terdapat nilai temperatur pada fluida fluida kerja yang melewati setiap komponen di dalam HRSG, oleh karena itu dilakukan perhitungan manual untuk melengkapi data untuk pemodelan komponen-komponen di HRSG. Perhitungan dilakukan pada setiap komponen *heat exchanger* di dalam HRSG berdasarkan kesetimbangan massa dan energi. Contoh hasil perhitungan distribusi temperatur di HRSG pada kondisi pembebanan 50% adalah sebagai berikut :

Kesetimbangan energi pada HP #2 *superheater* dapat dituliskan:

$$\dot{m}_g.C_p.(T_1 - T_2) = \dot{m}_v.C_p.(T_a - T_b)$$

dengan :

\dot{m}_v = *mass flowrate* fluida kerja (kg/s)

C_p = kalor spesifik fluida kerja (kJ/kg.K)

T_b = temperatur fluida masuk *superheater* ($^{\circ}$ C)

T_a = temperatur fluida keluar *superheater* ($^{\circ}\text{C}$)

\dot{m}_g = *mass flowrate* gas buang *gas turbine* (kg/s)

T_1 = temperatur gas buang keluar *superheater* ($^{\circ}\text{C}$)

T_2 = temperatur gas buang masuk *superheater* ($^{\circ}\text{C}$)

maka,

$$(271200).(1,14).(481-T_2) = (28400).(2,3).(457,9-358,41)$$

$$\mathbf{T_2 = 459,98^{\circ}\text{C}}$$

Kesetimbangan energi pada HP #1 *superheater* dapat dituliskan:

$$\dot{m}_g.C_p.(T_2-T_3) = \dot{m}_v.C_p.(T_c -T_d)$$

dengan :

\dot{m}_v = *mass flowrate* fluida kerja (kg/s)

C_p = kalor spesifik fluida kerja (kJ/kg.K)

T_d = temperatur fluida masuk *superheater* ($^{\circ}\text{C}$)

T_c = temperatur fluida keluar *superheater* ($^{\circ}\text{C}$)

\dot{m}_g = *mass flowrate* gas buang *gas turbine* (kg/s)

T_3 = temperatur gas buang keluar *superheater* ($^{\circ}\text{C}$)

T_2 = temperatur gas buang masuk *superheater* ($^{\circ}\text{C}$)

maka,

$$(271200).(1,14).(459-T_3) = (28400).(2,48).(436,9-340,865)$$

$$\mathbf{T_3 = 416,211^{\circ}\text{C}}$$

Kesetimbangan energi pada HP *evaporator* dapat dituliskan:

$$\dot{m}_g \cdot C_p \cdot (T_3 - T_4) = \dot{m}_v \cdot h_{fg}$$

dengan :

\dot{m}_v = *mass flowrate* fluida kerja (kg/s)

h_{fg} = Entalpi (kJ/kg)

\dot{m}_g = *mass flowrate* gas buang *gas turbine* (kg/s)

T_4 = temperatur gas buang keluar *evaporator* ($^{\circ}\text{C}$)

T_3 = temperatur gas buang masuk *evaporator* ($^{\circ}\text{C}$)

maka,

$$(271200) \cdot (1,09) \cdot (254,819 - T_4) = (28400) \cdot (1741,53)$$

$$\mathbf{T_4 = 254,819}$$

Kesetimbangan energi pada HP #2 *economizer* dapat dituliskan:

$$\dot{m}_g \cdot C_p \cdot (T_4 - T_5) = \dot{m}_v \cdot C_p \cdot (T_g - T_h)$$

dengan :

\dot{m}_v = *mass flowrate* fluida kerja (kg/s)

C_p = Kalor spesifik fluida kerja (kJ/kg.K)

T_h = temperatur fluida masuk *economizer* ($^{\circ}\text{C}$)

T_g = temperatur fluida keluar *economizer* / masuk *evaporator* ($^{\circ}\text{C}$)

\dot{m}_g = *mass flowrate* gas buang *gas turbine* (kg/s)

T_5 = temperatur gas buang keluar *economizer* ($^{\circ}\text{C}$)

T_4 = temperatur gas buang masuk economizer / keluar evaporator ($^{\circ}\text{C}$)

maka,

$$(271200).(1,14).(481-T_5) = (28400).(2,3).(240,6-199,41)$$

$$T_5 = \mathbf{231,729^{\circ}\text{C}}$$

Kesetimbangan energi pada LP *superheater* dapat dituliskan:

$$\dot{m}_g.C_p.(T_5 - T_6) = \dot{m}_v.C_p.(T_i - T_j)$$

dengan :

\dot{m}_v = *mass flowrate* fluida kerja (kg/s)

C_p = kalor spesifik fluida kerja (kJ/kg.K)

T_j = temperatur fluida masuk *superheater* ($^{\circ}\text{C}$)

T_i = temperatur fluida keluar *superheater* ($^{\circ}\text{C}$)

\dot{m}_g = *mass flowrate* gas buang *gas turbine* (kg/s)

T_6 = temperatur gas buang keluar *superheater* ($^{\circ}\text{C}$)

T_5 = temperatur gas buang masuk *superheater* ($^{\circ}\text{C}$)

maka,

$$(271200).(1,08).(231,729-T_6) = (7200).(2,13).(199,8,9-137,44)$$

$$T_6 = \mathbf{459,98^{\circ}\text{C}}$$

Kesetimbangan energi pada HP #1 *economizer* dapat dituliskan:

$$\dot{m}_g.C_p.(T_6-T_7) = \dot{m}_v.C_p.(T_k-T_1)$$

dengan :

\dot{m}_v = *mass flowrate* fluida kerja (kg/s)

C_p = Kalor spesifik fluida kerja (kJ/kg.K)

T_1 = temperatur fluida masuk economizer ($^{\circ}\text{C}$)

T_k = temperatur fluida keluar *economizer* / masuk *evaporator* ($^{\circ}\text{C}$)

\dot{m}_g = *mass flowrate* gas buang *gas turbine* (kg/s)

T_7 = temperatur gas buang keluar economizer ($^{\circ}\text{C}$)

T_6 = temperatur gas buang masuk economizer / keluar *evaporator* ($^{\circ}\text{C}$)

maka,

$$(271200).(1,08).(228,303-T_7) = (28400).(4,27).(199,8-137,4)$$

$$\mathbf{T_7 = 202,471 \text{ } ^{\circ}\text{C}}$$

Kesetimbangan energi pada LP *evaporator* dapat dituliskan:

$$\dot{m}_g.h_{fg} = \dot{m}_v.C_p.(T_m-T_n)$$

dengan :

\dot{m}_v = *mass flowrate* fluida kerja (kg/s)

h_{fg} = entalpi evaporator (kJ/kg)

\dot{m}_g = *mass flowrate* gas buang *gas turbine* (kg/s)

T_8 = temperatur gas buang keluar *evaporator* ($^{\circ}\text{C}$)

T_7 = temperatur gas buang masuk *evaporator* ($^{\circ}\text{C}$)

maka,

$$(271200).(1,08).(202,471-T_8) = (7200).(2160,6)$$

$$T_8 = 149,359^{\circ}\text{C}$$

Kesetimbangan energi pada *condensate pre heater* dapat dituliskan:

$$\dot{m}_g.C_p.(T_8 - T_9) = \dot{m}_v.C_p.(T_o - T_p)$$

dengan :

\dot{m}_v = *mass flowrate* fluida kerja (kg/s)

C_p = Kalor spesifik fluida kerja (kJ/kg.K)

T_p = temperatur fluida masuk *superheater* ($^{\circ}\text{C}$)

T_o = temperatur fluida keluar *superheater* ($^{\circ}\text{C}$)

\dot{m}_g = *mass flowrate* gas buang *gas turbine* (kg/s)

T_9 = temperatur gas buang keluar *superheater* ($^{\circ}\text{C}$)

T_8 = temperatur gas buang masuk *superheater* ($^{\circ}\text{C}$)

maka,

$$(271200).(1,05).(149,359-T_9) = (46145).(4,211).(131,7,9-60,1)$$

$$T_9 = 100,5^{\circ}\text{C}$$

4.1.2 Data Heat Balance

Data desain heat balance yang digunakan pada pemodelan adalah data pada kondisi pembebanan 50%, 75%, dan 100%. Data desain tersebut memiliki kondisi lingkungan dengan nilai temperatur sebesar 27°C dan nilai *relative humidity* sebesar 85%. Hasil pemodelan dari setiap kondisi pembebanan akan divalidasi dan dijadikan acuan untuk setiap analisis variasi kondisi lingkungan (ambient) di sekitar pembangkit.

Tabel 4.1 Data Input Heat Balance 50%

Komponen	Gas Turbin					
	Inlet			Outlet		
	\dot{m} [t/h]	T [°C]	P [bar]	\dot{m} [t/h]	T [°C]	P [bar]
Fuel gas	4,39	-	-	-	-	-
Combustor	4,39	-	-	-	-	-
Compressor	265,84	27	1.013	-	-	-
Turbin Gas	-	-	-	270,23	481	-
Gas Turbine Output [KW]						
13960						
Komponen	HRSG (Air/Steam)					
	Inlet			Outlet		
	\dot{m} [t/h]	T [°C]	P [bar]	\dot{m} [t/h]	T [°C]	P [bar]
HP SH 2	28,4	358,41	36,36	28,4	457,9	32,41
HP SH 1	28,4	244,8	36,36	28,4	436,9	36,36
HP EVA	28,4	244,8	36,36	28,4	244,8	36,36
HP ECO 2	28,4	199,72	36,36	28,4	240,6	36,36
LP SH	7,2	137,4	3,35	7,2	202,8	3,07
HP ECO 1	28,4	137,4	36,36	28,4	199,8	3,35
LP EVA	7,2	137,4	3,35	7,2	137,4	3,35
PREHEATER	46,1	60,1	3,35	46,1	131,7	3,35
Komponen	Turbin Uap					
	Inlet			Outlet		
	\dot{m} [t/h]	T [°C]	P [bar]	\dot{m} [t/h]	T [°C]	P [bar]
HP	28,40	456,7	31,31	28,40	-	-
LP	35,6	202,8	3,07	35,6	-	-
Steam Turbine Output (KW)						
7800						
Komponen	HRSG (Flue Gas)					
	Inlet			Outlet		
	\dot{m} [t/h]	T [°C]	P [kg/cm ²]	\dot{m} [t/h]	T [°C]	P [kg/cm ²]
HP SH 2	271,2	481	1,036	271,2	459,98	1,036
HP SH 1	271,2	459,98	1,036	271,2	416,211	1,036
HP EVA	271,2	416,21	1,036	271,2	254,81	1,036
HP ECO 2	271,2	254,81	1,036	271,2	231,72	1,036
LP SH	271,2	231,72	1,036	271,2	228,30	1,036
HP ECO 1	271,2	228,30	1,036	271,2	202,47	1,036
LP EVA	271,2	202,47	1,036	271,2	149,35	1,036
PREHEATER	271,2	149,35	1,036	271,2	100,5	1,036

Tabel 4.2 Data Input Heat Balance 75%

Komponen	Gas Turbin					
	Inlet			Outlet		
	m [t/h]	T [°C]	P [bar]	m [t/h]	T [°C]	P [bar]
Fuel gas	5,85	-	-	-	-	-
Combustor	5,85	-	-	-	-	-
Compressor	265,85	27	1.013	-	-	-
Turbin Gas	-	-	-	273	580	-
	Gas Turbine Output (KW)					
	20940					
Komponen	HRSG (Air/Steam)					
	Inlet			Outlet		
	m [t/h]	T [°C]	P [bar]	m [t/h]	T [°C]	P [bar]
HP SH 2	38,11	358.41	49,96	38,11	510	45,02
HP SH 1	36,510	263.9	49,96	36,510	436.93	49,96
HP EVA	36,51	263.9	49,96	36,51	263.9	49,96
HP ECO 2	36,51	180.29	49,96	36,51	249.5	49,96
LP SH	6,73	142.9	5,95	6,73	212.1	5,95
HP ECO 1	36,51	142.9	49,96	36,51	230.284413	49,96
LP EVA	6,73	142.9	5,95	6,73	142.9	5,95
PREHEATER	56,68	60.1	5,95	56,68	129.1	5,95
Komponen	Turbin Uap					
	Inlet			Outlet		
	m [t/h]	T [°C]	P [bar]	m [t/h]	T [°C]	P [bar]
HP	38,11	510	45,5	38,11	-	-
LP	44,84	-	5,4	44,84	-	-
	Steam Turbine Output (KW)					
	11300					
Komponen	HRSG (Flue Gas)					
	Inlet			Outlet		
	m [t/h]	T [°C]	P [kg/cm ²]	m [t/h]	T [°C]	P [kg/cm ²]
HP SH 2	273	580	1,056	273	537,67	1,056
HP SH 1	273	537,67	1,056	273	484,86	1,056
HP EVA	273	484,86	1,056	273	293,06	1,056
HP ECO 2	273	293,06	1,056	273	252,71	1,056
LP SH	273	252,71	1,056	273	249,38	1,056

HP ECO 1	273	249,38	1,056	273	203,60	1,056		
LP EVA	273	203,60	1,056	273	154,78	1,056		
PREHEATER	273	154,78	1,056	273	98,4	1,056		
Flue Gas								
LHV [kJ/kg]	43670							
CH ₄	C ₂ H ₆	C ₃ H ₈	C ₄ H ₁₀	C ₅ H ₁₂	C ₆ H ₁₄	C	N ₂	CO ₂
77,37%	8,01%	4,75%	2,21%	0,88%	0,5%	0,94%	0,51%	4,84%

Tabel 4.3 Data Input Heat Balance 100%

Komponen	Gas Turbin					
	Inlet			Outlet		
	\dot{m} [t/h]	T [°C]	P [bar]	\dot{m} [t/h]	T [°C]	P [bar]
Fuel gas	7,24	-	-	-	-	-
Combusitor	7,24	-	-	-	-	-
Compressor	324,24	27	1,013	-	-	8
Turbin Gas	-	-	-	333,1	568	-
Gas Turbine Output (KW)						
27920						
Komponen	HRSG (Air/Steam)					
	Inlet			Outlet		
	\dot{m} [t/h]	T [°C]	P [bar]	\dot{m} [t/h]	T [°C]	P [bar]
HP SH 2	43,63	338,41	37,33	43,63	311,4	37,33
HP SH 1	43,63	272,9	37,33	43,63	438,93	37,33
HP EVA	43,63	272,9	37,33	43,63	272,9	37,33
HP ECO 2	43,63	194,38	37,33	43,63	237,9	37,33
LP SH	8,84	150	4,76	8,84	220,4	4,76
HP ECO 1	43,63	150	37,33	43,63	239,68	37,33
LP EVA	8,84	150	4,76	8,84	150	4,76
PREHEATER	63,52	60,1	4,76	63,52	137,7	4,76
Komponen	Turbin Uap					
	Inlet			Outlet		
	\dot{m} [t/h]	T [°C]	P [bar]	\dot{m} [t/h]	T [°C]	P [bar]
HP	43,90	310	30	43,90	-	-
LP	47,90	-	4	47,90	-	-
Steam Turbine Output (KW)						

13300									
HRSG (Flue Gas)									
Komponen	Inlet			Outlet					
	\dot{m} [t/h]	T [°C]	P [kg/cm ²]	\dot{m} [t/h]	T [°C]	P [kg/cm ²]			
HP SH 2	333,1	568	1,036	333,1	527.84	1,036			
HP SH 1	333,1	527.84	1,036	333,1	479.21	1,036			
HP EVA	333,1	479.21	1,036	333,1	301.50	1,036			
HP ECO 2	333,1	301.50	1,036	333,1	265.18	1,036			
LP SH	333,1	265.18	1,036	333,1	261.68	1,036			
HP ECO 1	333,1	261.68	1,036	333,1	216.40	1,036			
LP EVA	333,1	216.40	1,036	333,1	165.39	1,036			
PREHEATER	333,1	165.39	1,036	333,1	107,1	1,036			
Gas Alam									
LHV [kJ/kg]		43670							
CH ₄	C ₂ H ₆	C ₃ H ₈	C ₄ H ₁₀	C ₅ H ₁₂	C ₆ H ₁₄	C	N ₂	CO ₂	
77,37%	8,01%	4,75%	2,21%	0,88%	0,5%	0,94%	0,51%	4,84%	

4.1.3 Data Ambient Temperature dan Relative Humidity

Dalam menganalisis pengaruh kondisi lingkungan terhadap performa PLTGU PLN Sektor Keramasan, dilakukan pemodelan dan simulasi berdasarkan kondisi cuaca di Kota Palembang sepanjang tahun 2015. Berdasarkan laporan BMKG (Badan Meteorologi dan Geofisika) pada tahun 2015, data yang digunakan adalah informasi mengenai suhu terendah, suhu rata – rata serta suhu tertinggi yang terjadi di sepanjang tahun 2015 di Kota Palembang. Adapun data terdapat dalam tabel 4.4

Tabel 4.4 Data Temperatur dan Relative Humidity

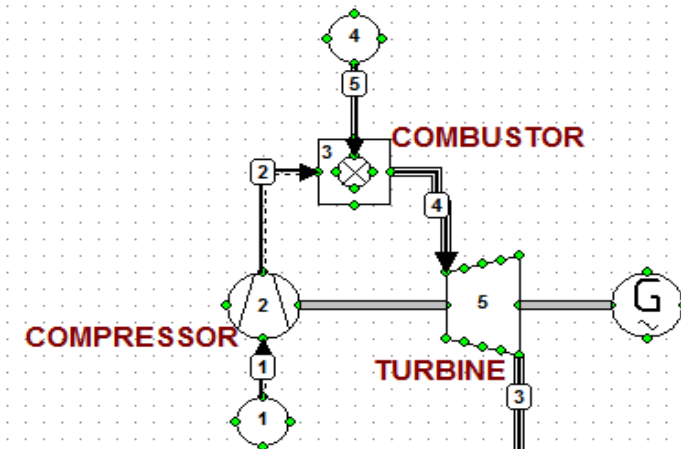
	Ambient Temperature (°C)	Relative Humidity (%)	Tanggal
Terendah	21,1	78,27	9 Februari 2015
Rata – rata	27,72	74	5 Oktober 2015
Tertinggi	34	69	11 September 2015

4.2 Proses Pemodelan dan Input Data

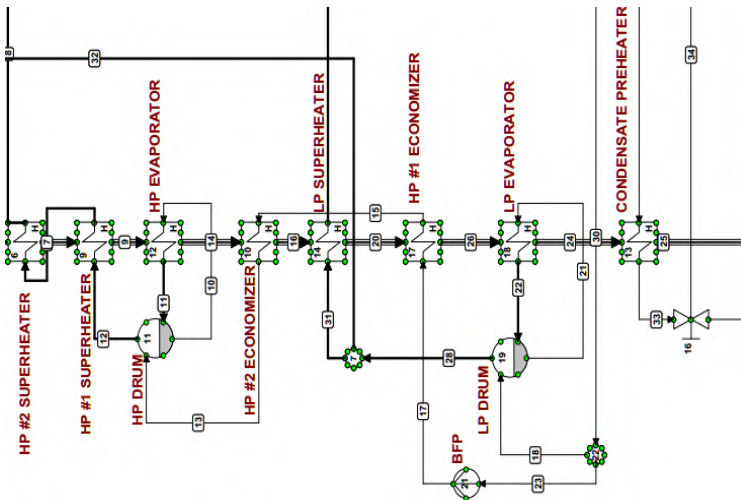
Pemodelan dan simulasi PLTGU dilakukan secara bertahap. Dengan kombinasi 1 turbin gas, 1 HRSG, dan 1 PLTU, maka pemodelan sistem PLTGU PLN Sektor Keramasan dibagi menjadi tiga bagian utama yaitu PLTG, HRSG, dan PLTU.

4.2.1 Pemodelan Turbin Gas

Pemodelan sistem turbin gas disusun berdasarkan seperti gambar 4.1, Setelah dilakukan pemodelan dilakukan *input* data berdasarkan *heat balance* pada pembebanan 50%, 75%, dan 100% pada setiap komponen penyusun siklus turbin gas. Dalam *software cycle tempo*, pemodelan turbin gas dapat dimodelkan secara terpisah dan dilakukan proses *running* terlebih dahulu sebelum digabungkan dengan sistem HRSG dan sistem turbin uap.



Gambar 4.1 Pemodelan Turbin Gas pada Cycle Tempo

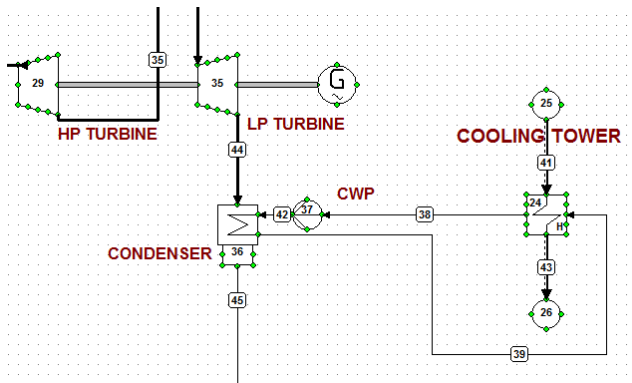


Gambar 4.2 Pemodelan HRSG pada Cycle Tempo

4.2.2 Pemodelan *Heat Recovery Steam Generator (HRSG)*

Pemodelan sistem *Heat Recovery Steam Generator (HRSG)* disusun berdasarkan seperti gambar 4.2. Setelah dilakukan pemodelan dilakukan *input* data berdasarkan *heat balance* pada pembebanan 50%, 75%, dan 100% dalam setiap komponen penyusun HRSG.

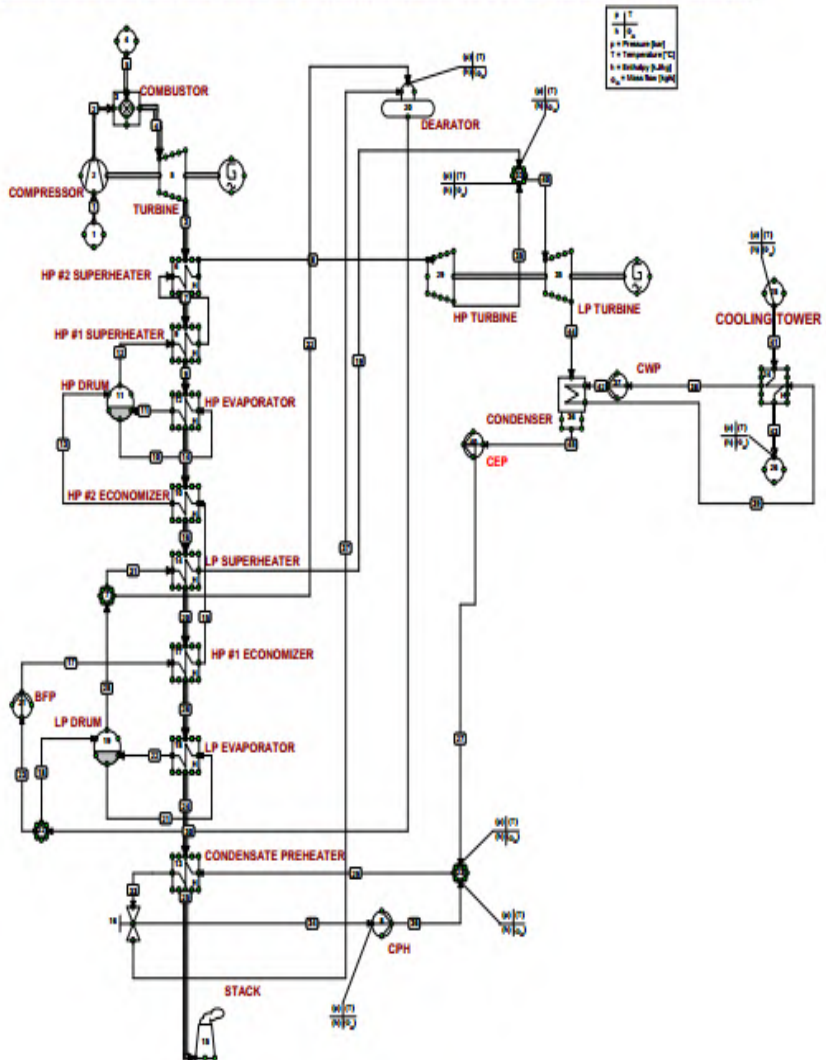
4.2.3 Pemodelan Steam Turbine pada Cycle Tempo



Gambar 4.3 Pemodelan Turbin Uap pada Cycle Tempo

Pemodelan sistem *steam turbine* disusun berdasarkan seperti gambar 4.3. Setelah dilakukan pemodelan dilakukan *input* data berdasarkan *heat balance* pada pembebanan 50%, 75%, dan 100% dalam setiap komponen penyusun *steam turbine*. Sistem-sistem penyusun turbin gas, HRSG, dan *steam turbine* dihubungkan dan membentuk sebuah sistem PLTGU. Adapun bentuk pemodelan dari sistem PLTGU PLN Sektor Keramasan ditunjukkan seperti gambar 4.4

PLTGU PLN SEKTOR KERAMASAN 40MW (VALIDASI 100%)

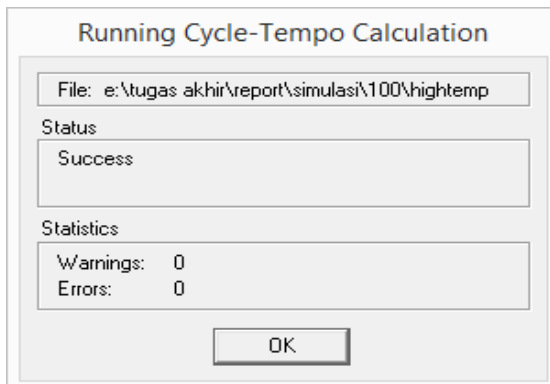


Gambar 4.4 Pemodelan PLTGU pada Cycle Tempo

4.3 Proses Simulasi dan Validasi

4.3.1 Proses Simulasi

Proses simulasi dilakukan pada setiap kondisi pembebanan 50%, 75%, dan 100 %, berdasarkan data heat balance yang diinput kedalam setiap komponen dalam *Software Cycle Tempo*. Proses simulasi berhasil apabila tidak terdapat error maupun warning sesuai dengan yang ditunjukkan pada gambar 4.5 di bawah ini.



Gambar 4.5 Tampilan Simulasi Konvergen pada Cycle Tempo

4.3.2 Proses Validasi

Hasil simulasi pada kondisi pembebanan 50%, 75%, dan 100% akan divalidasi dengan desain *heat balance* pada setiap kondisi pembebanan. Validasi dilakukan dengan membandingkan daya yang dihasilkan PLTGU berdasarkan software cycle tempo dengan daya yang tertera pada heat balance

Tabel 4.5 Tabel Perbandingan Daya Heat Balance dan Hasil Simulasi

	HEAT BALANCE (KW)			SOFTWARE CYCLE TEMPO (KW)		
	PLTG	PLTU	TOTAL	PLTG	PLTU	TOTAL
50%	13960	7800	21760	13930,54	7571,25	21501,79
75%	20940	11300	32240	20967,29	11207,3	32174,61
100%	27920	13300	41220	27920,7	13082,87	41002,94

4.3.2.1 Proses Validasi Simulasi

Berdasarkan data pada tabel 4.5 dapat diketahui *error* (ketidaksesuaian) hasil pemodelan dari simulasi Software Cycle Tempo dengan data desain heat balance pada setiap kondisi pembebanan yaitu :

- *Error* pada pembebanan 100%

$$Error = \frac{|W_{pemodelan} - Wheatbalance|}{Wheatbalance} \times 100\%$$

$$Error = \frac{|41002,94 - 41220|}{41220} \times 100\%$$

$$Error = 0,526 \%$$

- *Error* pada pembebanan 75%

$$Error = \frac{|Wpemodelan - Wheatbalance|}{Wheatbalance} \times 100\%$$

$$Error = \frac{|32174,61 - 32240|}{32240} \times 100\%$$

$$Error = 0,202 \%$$

- *Error* pada pembebanan 50%

$$Error = \frac{|Wpemodelan - Wheatbalance|}{Wheatbalance} \times 100\%$$

$$Error = \frac{|21501,79 - 21760|}{21760} \times 100\%$$

$$Error = 1,18 \%$$

Berdasarkan hasil perhitungan *error* pada setiap kondisi pembebanan, didapatkan nilai *error* yang berada dibawah 5%, maka proses pemodelan simulasi pada setiap kondisi pembebanan dapat diasumsikan valid.

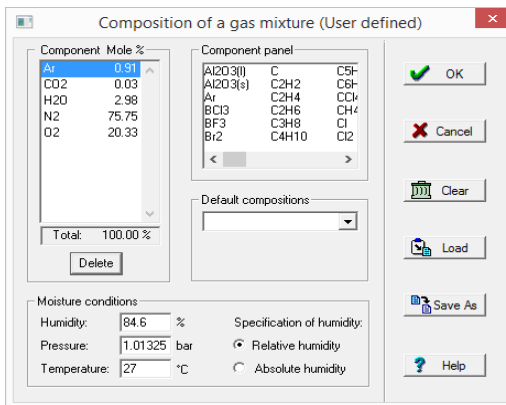
4.3 Proses Simulasi dengan Variasi *Ambient Temperature*

Analisis terhadap pengaruh *ambient temperature* terhadap performa pembangkit dilakukan dengan data temperatur 21,1^oC; 27,72^oC; dan 34^oC. Berdasarkan pemodelan desain awal dan analisa perubahan densitas udara pada setiap perubahan *ambient temperature*, maka ditetapkan data – data parameter input baru yang akan dimasukan ke dalam pemodelan simulasi pada setiap kondisi pembebanan. Berdasarkan analisis yang telah dilaksanakan data input parameter terbaru untuk komponen tercantum dalam tabel 4.6

Tabel 4.6 Tabel *Mass Flow* Udara dan Flue Gas berdasarkan Temperatur

	50%			75%			100%		
	21,1 °C	27,72°C	34°C	21,1°C	27,72°C	34°C	21,1°C	27,72°C	34°C
Mass Flow Udara (kg/s)	75,326	73,663	72,113	75,327	73,633	72,151	91,87	89,84	87,99
Mass Flow Fuel (kg/s)	1,243	1,216	1,19	1,657	1,621	1,586	2,05	2,005	1,96
Mass Flow Udara CT (kg/s)	1663	1608	1592	1663	1608	1592	1663	1608	1592

Nilai-nilai input baru berdasarkan tabel 4.6 dimasukkan kedalam setiap komponen komponen yang menjadi *source*. Komponen komponen *source* terhubung dengan dengan komponen-komponen yang lain seperti kompresor, *combustor* serta *cooling tower (heat exchanger)*. Dalam software cycle tempo proses input pada variasi ambient temperature ditunjukkan seperti pada gambar di bawah.



Gambar 4.6 Input Data *Relative Humidity* pada Cycle Tempo

Apparatus 1 Sink/Source

Apparatus statistics		Input data					
No.:	<input type="text" value="1"/>	PIN	<input type="text"/>	bar	XOUT	<input type="text"/>	-
Name:	<input type="text" value="Sink/Source"/>	POUT	<input type="text" value="1.013"/>	bar	PIPE	<input type="text"/>	-
		DELP	<input type="text"/>	bar	ESTMAS	<input type="text"/>	kg/s
		TIN	<input type="text"/>	°C	LHV	<input type="text"/>	kJ/kg
		TOUT	<input type="text" value="27"/>	°C	SUBTYP	<input type="text"/>	-
		DELT	<input type="text"/>	°C	DTSUBC	<input type="text"/>	°C
		DELE	<input type="text"/>	kJ/kg	DTSUPH	<input type="text"/>	°C
		DELM	<input type="text" value="90.06"/>	kg/s	WFOT	<input type="text"/>	-
		HIN	<input type="text"/>	kJ/kg	ESTTIN	<input type="text"/>	°C
		HOUT	<input type="text"/>	kJ/kg	ESTTOU	<input type="text"/>	°C
		DELH	<input type="text"/>	kJ/kg	DELV	<input type="text"/>	m ³ /s
		XIN	<input type="text"/>	-	DELVN	<input type="text"/>	nm ³ /s

Additional input data

Gambar 4.7 Input Data *Mass Flow* dan Temperatur pada Cycle Tempo

Perubahan temperatur udara yang masuk ke dalam kompresor mempengaruhi proses pembakaran serta temperatur *flue gas* yang dihasilkan turbin gas. Dengan tetap mempertahankan nilai temperatur *dari air/steam*, perubahan nilai temperatur flue gas dianalisis lebih lanjut untuk mengetahui distribusi temperatur dalam setiap komponen HRSG, untuk selanjutnya menjadi nilai input baru yang digunakan dalam simulasi pada setiap variasi *ambient temperature* pada setiap kondisi pembebanan. Hasil data perhitungan dan analisis distribusi temperatur dalam komponen pada tiap kondisi pembebanan HRSG terlampir dalam tabel A2. Berdasarkan tabel A2, didapatkan nilai *input* baru dalam proses simulasi variasi *ambient temperature* pada setiap kondisi pembebanan. Dalam *software cycle tempo*, nilai-nilai pada tabel A2 diinput dalam setiap komponen *heat exchanger* penyusun HRSG seperti ditunjukkan gambar 4.8

Apparatus 6 Heat Exchr.

Apparatus statistics

No.:

Name:

Type:

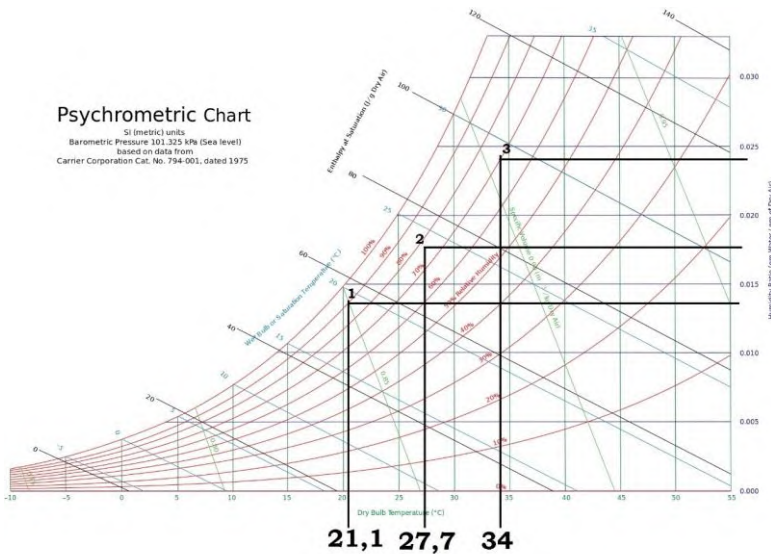
Additional input data

Input data

EEQC00	1	-	TIN2	<input type="text" value=""/>	°C
PIN1	<input type="text" value=""/>	bar	TOUT2	521.36	°C
POUT1	<input type="text" value=""/>	bar	DEL2	<input type="text" value=""/>	°C
DELP1	7.53	bar	DELTL	<input type="text" value=""/>	°C
TIN1	<input type="text" value=""/>	°C	DELTH	<input type="text" value=""/>	°C
TOUT1	511	°C			
DELT1	<input type="text" value=""/>	°C			
DELE	<input type="text" value=""/>	kW			
RPSM	<input type="text" value=""/>	-			
PIN2	<input type="text" value=""/>	bar			
POUT2	1.036	bar			
DELP2	0	bar			

Gambar 4.8 Input Data Temperatur pada Heat Exchanger

4.5 Analisis Karakteristik Udara Sebelum Masuk Kompresor



Gambar 4.9 Psychrometric Chart

Dalam menganalisis karakteristik udara yang masuk kompresor, digunakan diagram psikometrik untuk mengetahui kondisi udara berdasarkan perubahan nilai temperatur dan *relative humidity*. Dalam penelitian kali ini, ditetapkan nilai variasi kondisi temperatur dengan masing-masing tingkat kelembapan yakni 21,1⁰C, RH 78,27%; 27,72⁰C, RH74%; 34⁰C, RH 69%. Seperti yang ditunjukkan pada gambar diagram psikometri di atas hubungan antara temperatur dan *relative humidity* dapat menunjukkan karakteristik dari kondisi udara. Dari gambar di atas dapat diketahui bahwa pada nilai temperatur terendah, udara memiliki karakteristik dengan nilai *absolute humidity* dan volume spesifik yang paling rendah. Dalam proses termodinamika yang terjadi dalam siklus brayton, kedua hal diatas dapat dianalisis lebih lanjut.

Volume spesifik (m³/kg), memiliki hubungan dengan densitas udara (kg/m³). Berdasarkan persamaan 4.1, dapat diketahui bahwa nilai dari densitas akan semakin meningkat seiring dengan menurunnya volume spesifik udara.

$$\rho = \frac{1}{v} \dots\dots\dots 4.1$$

Dari gambar diatas dapat diketahui nilai dari volume spesifik udara akan semakin menurun seiring dengan menurunnya nilai temperatur. Sehingga dapat disimpulkan pada kondisi temperatur terendah maka nilai densitas udara akan memiliki nilai tertinggi. Berdasarkan persamaan 4.2, meningkatnya nilai densitas akan mengakibatkan *mass flow rate* yang masuk ke dalam turbin akan semakin besar.

$$\dot{m} = \forall \cdot \rho \dots\dots\dots 4.2$$

Berdasarkan gambar di atas juga dapat diketahui bahwa semakin rendah temperatur, maka nilai *humidity ratio* akan semakin rendah. *Humidity ratio* merupakan perbandingan rasio massa dari uap air dengan massa dari udara kering. Dengan kata lain semakin rendah nilai temperatur, maka kandungan massa air di dalam massa udara semakin rendah. Kandungan massa air di

dalam udara yang lebih rendah akan mengakibatkan proses pembakaran yang melibatkan udara menjadi lebih baik.

Perubahan densitas dan *humidity ratio* menjadi faktor-faktor penting dalam proses termodinamika yang berlangsung di dalam siklus brayton. Semakin rendah temperatur udara yang masuk ke dalam kompresor menyebabkan *mass flow rate* udara semakin lebih besar serta proses pembakaran yang lebih baik. Berdasarkan perhitungan 4.1 dan gambar grafik di atas dapat diketahui karakteristik dari 3 kondisi temperatur yang dirangkum dalam tabel 4....

Tabel 4.7 Karakteristik Udara Masuk ke Kompresor

T (°C)	RH (%)	Humidity Ratio	v (m ³ /kg)	ρ (kg/m ³)
21,1	78,27	0,014	0,85	1,17
27,72	74	0,018	0,875	1,14
34	69	0,024	0,91	1,09

4.6 Analisis Proses Termodinamika pada Siklus Brayton

Dalam penelitian kali ini, analisis yang lebih mendalam digunakan untuk mengetahui proses termodinamika yang terjadi pada siklus brayton berdasarkan pengaruh perubahan nilai temperatur udara yang masuk ke kompresor. Hasil dari analisis secara termodinamika untuk selanjutnya dibandingkan dengan hasil dari simulasi menggunakan software cycle tempo.

4.6.1 Analisis Termodinamika pada Kompresor

Analisis awal dilakukan pada komponen kompresor. Contoh analisis yang digunakan pada adalah saat kondisi temperatur udara ambient sebesar 21,1 °C. Analisis ini bertujuan

untuk menyesuaikan data hasil simulasi pada pemodelan *software cycle tempo* dengan data hasil analisis secara termodinamika

$$T_2 = T_1 \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{(k-1)/k} \dots\dots\dots 4.3$$

dengan :

T_2 = Temperatur udara keluar kompresor (K)

T_1 = Temperatur udara masuk kompresor (K)

P_2 = Tekanan udara masuk kompresor (bar)

P_1 = Tekanan udara masuk kompresor (bar)

k = Rasio kalor spesifik, $k = c_p/c_v$

Dengan menggunakan analisis standard udara ideal, maka dengan menggunakan persamaan 4.3 didapatkan nilai dari temperatur keluar dari kompresor adalah

$$T_2 = 294,1 (8)^{(1,38-1)/1,38}$$

$$T_2 = 550,811 \text{ K}$$

$$T_2 = 277,811^{\circ} \text{C}$$

Data hasil perhitungan termodinamika dibandingkan dengan data hasil pemodelan pada *software cycle tempo*. Berdasarkan hasil pemodelan didapatkan T_2 sebesar $322,78^{\circ}\text{C}$. Terdapat selisih hasil antara data simulasi dan data perhitungan manual, ketidaksesuaian data ini dikarenakan pada pemodelan dalam *software cycle tempo* ditetapkan nilai efisiensi isentropik kompresor sebesar 85%, sedangkan pada proses perhitungan manual proses kompresi diasumsikan berlangsung secara ideal dengan nilai efisiensi isentropik 100%.

4.6.2 Analisis Termodinamika pada Combustor

Analisis termodinamika pada komponen combustor meliputi analisis efisiensi pembakaran yang meliputi proses pencampuran udara yang telah terkompresi dari kompresor dengan fuel yang masuk kedalam combustor. Analisis efisiensi pembakaran dilakukan berdasarkan data hasil simulasi *software cycle tempo* pada kondisi ambient temperatre $21,1^{\circ}\text{C}$ dan 34°C . Pada analisis termodinamikan, dengan mengasumsikan udara

sebagai gas ideal, maka efisiensi pembakaran pada combustor didapatkan berdasarkan persamaan 4.4

$$\text{Eff} = \frac{(\dot{m}_{\text{gas}} \cdot h_4) - (\dot{m}_{\text{udara}} \cdot h_3)}{(\dot{m}_{\text{bb}} \cdot \text{LHV})} \dots\dots\dots 4.4$$

dengan :

Eff = Efisiensi pembakaran pada combustor

\dot{m} = Mass flow (kg/s)

h3 = Enthalpy udara sebelum masuk combustor (kj/kg)

h4 = Enthalpy gas keluar combustor (kj/kg)

LHV = Low Heating Value = 43670 kj/kg

Pada temperatur ambient 21,1⁰C dan RH 78,28% didapatkan efisiensi pembakaran sebesar :

$$\text{Eff} = \frac{\left\{ 76,569 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot (1254,34) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right\} - \left(75,326 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot 596,52 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right)}{\left(1,243 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot 43670 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right)}$$

$$\text{Eff} = 0,941 \text{ (94,1\%)}$$

Pada temperatur ambient 34⁰C dan RH 69% didapatkan efisiensi pembakaran sebesar :

$$\text{Eff} = \frac{73,303 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot (1280,55) \text{ kJ/kg} - \left\{ (72,113 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot 689,82 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}) \right\}}{\left(1,19 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot 43670 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right)}$$

$$\text{Eff} = 0,849 \text{ (84,9\%)}$$

Berdasarkan analisis diatas maka dapat disimpulkan efisiensi *combustor* berlangsung lebih baik pada kondisi ambient temperatur 21,1⁰C dan RH 78,28%.

4.6.7 Analisis Termodinamika pada Turbin

Analisis termodinamika selanjutnya dilakukan pada komponen turbin gas. Analisis ini bertujuan untuk menyesuaikan data hasil simulasi pada pemodelan software cycle tempo dengan data hasil analisis secara termodinamika. Contoh analisis yang digunakan pada adalah saat kondisi temperatur udara ambient sebesar 21,1 °C.

$$T_4 = T_3 \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{(k-1)/k} \dots\dots\dots 4.5$$

dengan :

T_4 = Temperatur udara keluar turbin (K)

T_1 = Temperatur udara masuk turbin (K)

P_2 = Tekanan udara masuk kompresor (bar)

P_1 = Tekanan udara masuk kompresor (bar)

k = Rasio kalor spesifik, $k = cp/cv$

Dengan menggunakan analisis standard udara ideal, maka dengan menggunakan persamaan 4.3 didapatkan nilai dari temperatur keluar dari kompresor adalah

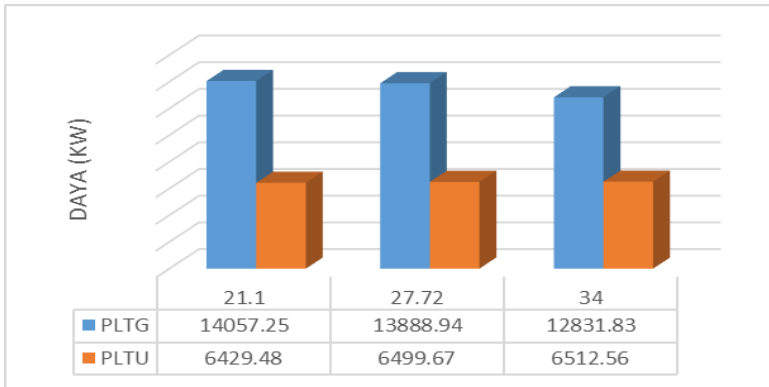
$$T_2 = 1186,3 (1/8)^{(1,38-1)/1,38}$$

$$T_2 = 669,140 \text{ K}$$

$$T_2 = 396,140^0 \text{ C}$$

Data hasil perhitungan termodinamika dibandingkan dengan data hasil pemodelan pada software cycle tempo. Berdasarkan hasil pemodelan di software cycle tempo, didapatkan nilai T_4 sebesar 490,40°C. Terdapat selisih hasil antara data simulasi dan data perhitungan manual, ketidaksesuaian data ini dikarenakan pada pemodelan dalam software cycle tempo ditetapkan nilai efisiensi isentropik turbin sebesar 89,9%, sedangkan pada proses perhitungan manual proses ekspansi pada turbin diasumsikan berlangsung secara ideal dengan nilai efisiensi isentropik 100%. Sehingga terdapat selisih hasil antara data pemodelan software cycle tempo dan data hasil analisis perhitungan manual.

4.4 Analisis Daya vs Temperatur pada Pembebanan 50%



Gambar 4.10 Grafik Perbandingan Daya Vs Temperatur pada Pembebanan 50%

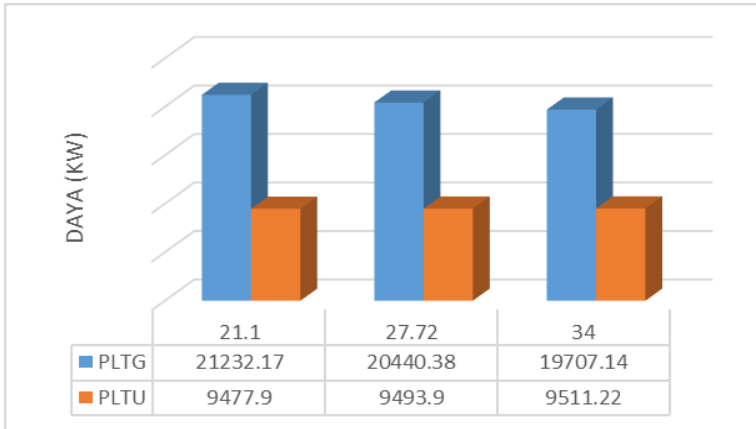
Gambar 4.10 merupakan diagram perbandingan daya total yang dihasilkan PLTGU melalui simulasi di software cycle tempo, dengan memvariasikan nilai temperatur serta kelembapan dari kondisi lingkungan di sekitar pembangkit. Diagram di atas terbagi menjadi dua trenline yaitu daya yang dihasilkan oleh PLTG serta daya yang dihasilkan oleh PLTU. Berdasarkan trenline diagram di atas dapat diketahui bahwa pada pembebanan 50%, daya yang dihasilkan PLTGU semakin rendah seiring dengan meningkatnya nilai ambient temperature. Pada kondisi *ambient temperature* sebesar 21,1⁰C dan *relative humidity* 78,27% daya yang dihasilkan oleh PLTG adalah 14057,25 KW dan daya yang dihasilkan PLTU sebesar 6429,48 KW. Pada kondisi *ambient temperature* 27,72 dan *relative humidity* 74%, daya yang dihasilkan oleh PLTG adalah sebesar 13888,94 KW dan daya yang dihasilkan PLTU adalah sebesar 6499,67 KW. Pada kondisi *ambient temperature* 34⁰C dan *relative humidity*

69%, daya yang dihasilkan oleh PLTG adalah sebesar 12831,83 KW dan daya yang dihasilkan PLTU adalah sebesar 6512,56 KW.

Berdasarkan simulasi di software cycle tempo, dapat diketahui bahwa semakin tinggi nilai *ambient temperature*, maka daya yang dihasilkan oleh PLTG semakin rendah. Hal ini disebabkan karena semakin tinggi nilai *ambient temperature*, maka nilai densitas udara semakin rendah, hal ini menyebabkan *mass flow* udara yang masuk kompresor akan menurun sehingga menyebabkan daya yang dihasilkan PLTG semakin rendah. Berdasarkan analisis karakteristik udara sebelum masuk kompresor juga diketahui bahwa efisiensi dari combustor akan lebih baik pada kondisi nilai *ambient temperature* yang lebih rendah. Pada PLTU, daya yang dihasilkan semakin meningkat seiring dengan peningkatan suhu temperatur *ambient*. Hal ini disebabkan karena semakin meningkatnya produksi steam yang masuk ke turbin uap, sehingga daya yang dibangkitkan dari PLTU semakin rendah. Peningkatan produksi steam disebabkan meningkatnya kalor yang diserap HRSG untuk menghasilkan steam. Pada kondisi dengan nilai *ambient temperature* terendah temperatur flue gas yang masuk ke HRSG adalah 490,4⁰C dan mengalami peningkatan hingga nilai *ambient temperature* tertinggi sebesar 538,46⁰C. Apabila ditinjau secara keseluruhan, kontribusi daya yang dihasilkan sistem PLTG jauh lebih besar dibandingkan dengan daya yang dihasilkan turbin uap, sehingga pada kondisi pembebanan pembangkit 50%, semakin tinggi nilai *ambient temperature* maka daya yang dihasilkan oleh sistem PLTG akan semakin rendah. Hal ini sesuai dengan hasil penelitian terdahulu yang dilakukan oleh Arvind Kumar Tiwari dkk. [8] yang menyimpulkan bahwa daya yang dihasilkan oleh siklus pembangkit listrik tenaga gas uap akan menurun seiring

dengan peningkatan temperatur udara yang masuk ke dalam kompresor.

4.5 Analisis Daya vs Temperatur pada Pembebanan 75%



Gambar 4.11 Grafik Perbandingan Daya Vs Temperatur pada Pembebanan 75%

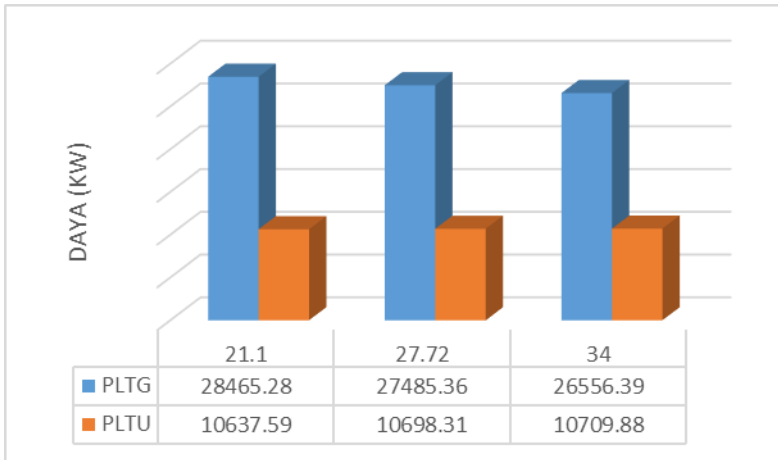
Gambar 4.11 merupakan diagram perbandingan daya total yang dihasilkan PLTGU melalui simulasi di software cycle tempo, dengan memvariasikan nilai temperatur serta kelembapan dari kondisi lingkungan di sekitar pembangkit. Diagram di atas terbagi menjadi dua trenline yaitu daya yang dihasilkan oleh PLTG serta daya yang dihasilkan oleh PLTU. Berdasarkan trenline diagram di atas dapat diketahui bahwa pada pembebanan 50%, daya yang dihasilkan PLTGU semakin rendah seiring dengan meningkatnya nilai ambient temperature. Pada kondisi *ambient temperature* sebesar $21,1^{\circ}\text{C}$ dan *relative humidity* 78,27% daya yang dihasilkan oleh PLTG adalah 21232,17 KW dan daya yang dihasilkan PLTU sebesar 9477,9 KW. Pada

kondisi *ambient temperature* 27,72 dan *relative humidity* 74%, daya yang dihasilkan oleh PLTG adalah sebesar 20440,38 KW dan daya yang dihasilkan PLTU adalah sebesar 9493,9 KW. Pada kondisi *ambient temperature* 34°C dan *relative humidity* 69%, daya yang dihasilkan oleh PLTG adalah sebesar 19707,14 KW dan daya yang dihasilkan PLTU adalah sebesar 9511.22 KW.

Berdasarkan simulasi di software cycle tempo, dapat diketahui bahwa semakin tinggi nilai *ambient temperature*, maka daya yang dihasilkan oleh PLTG semakin rendah. Hal ini disebabkan karena semakin tinggi nilai *ambient temperature*, maka nilai densitas udara semakin rendah, hal ini menyebabkan *mass flow* udara yang masuk kompresor akan menurun sehingga menyebabkan daya yang dihasilkan PLTG semakin rendah. Berdasarkan analisis karakteristik udara sebelum masuk kompresor juga diketahui bahwa efisiensi dari *combustor* akan lebih baik pada kondisi nilai *ambient temperature* yang lebih rendah. Pada PLTU, daya yang dihasilkan semakin meningkat seiring dengan peningkatan suhu temperatur ambient. Hal ini disebabkan karena semakin meningkatnya produksi steam yang masuk ke turbin uap, sehingga daya yang dibangkitkan dari PLTU semakin rendah. Peningkatan produksi steam disebabkan meningkatnya kalor yang diserap HRSG untuk menghasilkan *steam*. Pada kondisi dengan nilai *ambient temperature* terendah temperatur flue gas yang masuk ke HRSG adalah 588,67°C dan mengalami peningkatan hingga nilai *ambient temperature* tertinggi sebesar 634,7°C. Apabila ditinjau secara keseluruhan, kontribusi daya yang dihasilkan sistem PLTG jauh lebih besar dibandingkan dengan daya yang dihasilkan turbin uap, sehingga pada kondisi pembebanan pembangkit 75%, semakin tinggi nilai *ambient temperature* maka daya yang dihasilkan oleh sistem PLTG akan semakin rendah. Hal ini sesuai dengan hasil

penelitian terdahulu yang dilakukan oleh Arvind Kumar Tiwari dkk. [8] yang menyimpulkan bahwa daya yang dihasilkan oleh siklus pembangkit listrik tenaga gas uap akan menurun seiring dengan peningkatan temperatur udara yang masuk ke dalam kompresor.

4.6 Analisis Daya vs Temperatur pada Pembebanan 100%



Gambar 4.12 Grafik Perbandingan Daya Vs Temperatur pada Pembebanan 100%

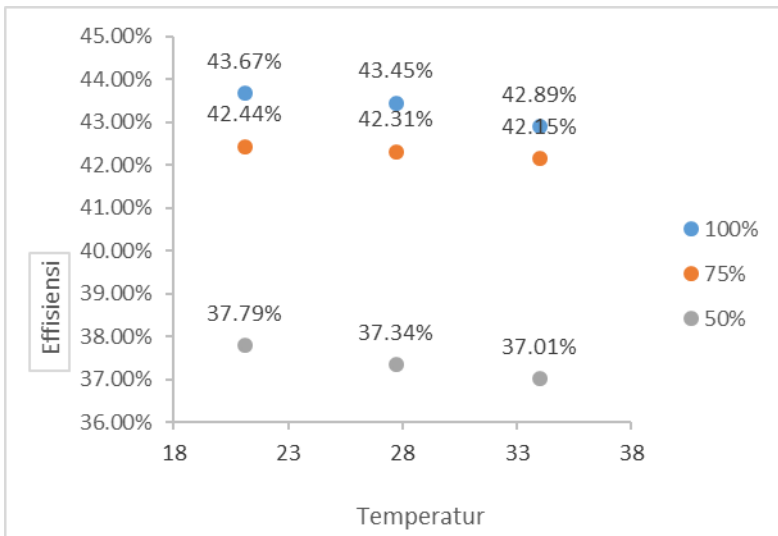
Gambar 4.12 merupakan diagram perbandingan daya total yang dihasilkan PLTGU melalui simulasi di software cycle tempo, dengan memvariasikan nilai temperatur serta kelembapan dari kondisi lingkungan di sekitar pembangkit. Diagram di atas terbagi menjadi dua trenline yaitu daya yang dihasilkan oleh PLTG serta daya yang dihasilkan oleh PLTU. Berdasarkan trenline diagram di atas dapat diketahui bahwa pada pembebanan 50%, daya yang dihasilkan PLTGU semakin rendah seiring

dengan meningkatnya nilai ambient temperature. Pada kondisi *ambient temperature* sebesar $21,1^{\circ}\text{C}$ dan *relative humidity* 78,27% daya yang dihasilkan oleh PLTG adalah 28465,28 KW dan daya yang dihasilkan PLTU sebesar 10637,59 KW. Pada kondisi *ambient temperature* 27,72 dan *relative humidity* 74%, daya yang dihasilkan oleh PLTG adalah sebesar 27485,36 KW dan daya yang dihasilkan PLTU adalah sebesar 10698,31 KW. Pada kondisi *ambient temperature* 34°C dan *relative humidity* 69%, daya yang dihasilkan oleh PLTG adalah sebesar 26556,39 KW dan daya yang dihasilkan PLTU adalah sebesar 10709,88 KW.

Berdasarkan simulasi di software cycle tempo, dapat diketahui bahwa semakin tinggi nilai *ambient temperature*, maka daya yang dihasilkan oleh PLTG semakin rendah. Hal ini disebabkan karena semakin tinggi nilai *ambient temperature*, maka nilai densitas udara semakin rendah, hal ini menyebabkan *mass flow* udara yang masuk kompresor akan menurun sehingga menyebabkan daya yang dihasilkan PLTG semakin rendah. Berdasarkan analisis karakteristik udara sebelum masuk kompresor juga diketahui bahwa efisiensi dari *combustor* akan lebih baik pada kondisi nilai *ambient temperature* yang lebih rendah. Pada PLTU, daya yang dihasilkan semakin meningkat seiring dengan peningkatan suhu temperatur ambient. Hal ini disebabkan karena semakin meningkatnya produksi steam yang masuk ke turbin uap, sehingga daya yang dibangkitkan dari PLTU semakin rendah. Peningkatan produksi steam disebabkan meningkatnya kalor yang diserap HRSG untuk menghasilkan *steam*. Pada kondisi dengan nilai *ambient temperature* terendah temperatur flue gas yang masuk ke HRSG adalah $574,29^{\circ}\text{C}$ dan mengalami peningkatan hingga nilai ambient temperature tertinggi sebesar $618,92^{\circ}\text{C}$. Apabila ditinjau secara keseluruhan,

kontribusi daya yang dihasilkan sistem PLTG jauh lebih besar dibandingkan dengan daya yang dihasilkan turbin uap, sehingga pada kondisi pembebanan pembangkit 100%, semakin tinggi nilai *ambient temperature* maka daya yang dihasilkan oleh sistem PLTGU akan semakin rendah. Hal ini sesuai dengan hasil penelitian terdahulu yang dilakukan oleh Arvind Kumar Tiwari dkk. [8] yang menyimpulkan bahwa daya yang dihasilkan oleh siklus pembangkit listrik tenaga gas uap akan menurun seiring dengan peningkatan temperatur udara yang masuk ke dalam kompresor.

4.7 Analisis Efisiensi Pembangkit vs Temperatur



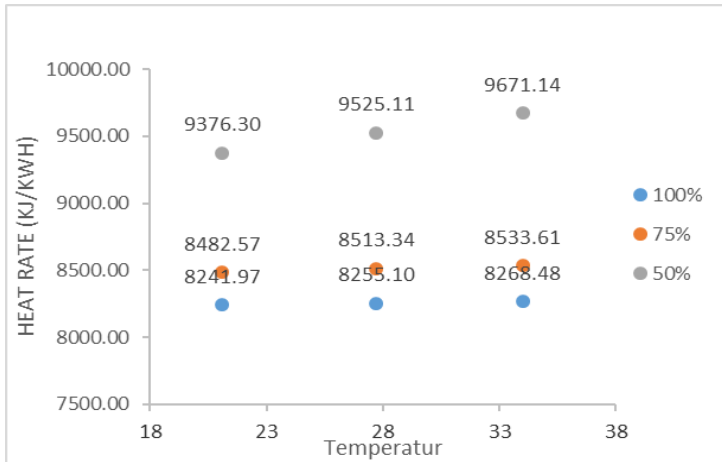
Gambar 4.13 Grafik Perbandingan Efisiensi vs Temperatur

Gambar 4.13 merupakan grafik perbandingan efisiensi PLTGU berdasarkan variasi *ambient temperature*. Grafik tersebut menunjukkan tiga trenline yaitu dalam kondisi pembebanan 50%,

75%, dan 100%. Berdasarkan grafik di atas dapat diketahui bahwa besarnya efisiensi dari pembangkit akan semakin menurun seiring dengan meningkatnya *ambient temperature*. Grafik di atas menunjukkan bahwa pada pembebanan 100%, sistem pembangkit memiliki nilai efisiensi tertinggi dari setiap variasi *ambient temperature*, sedangkan kondisi pembebanan 50% memiliki nilai efisiensi terendah dari setiap variasi *ambient temperature*.

Berdasarkan grafik di atas dapat diketahui bahwa performa terbaik dari sistem pembangkit terjadi pada kondisi pembebanan 100% dengan nilai *ambient temperature* 21,1°C yang memiliki nilai efisiensi sebesar 43,67% diikuti dengan variasi *ambient temperature* 27,72°C dan 34°C dengan nilai masing-masing efisiensi sebesar 43,45% dan 42,89%. Pada pembebanan 75% performa terbaik dari pembangkit terjadi pada nilai *ambient temperature terendah* dengan nilai efisiensi sebesar 42,44% dan selanjutnya kondisi temperatur rata - rata serta temperatur tertinggi dengan masing masing nilai efisiensi sebesar 42,31% dan 42,15%. Pada kondisi pembebanan 50% dengan nilai *ambient temperature* 21,1°C pembangkit memiliki nilai efisiensi terbaik sebesar 37,79% dan diikuti dengan variasi *ambient temperature* 27,72°C efisiensi sebesar 37,34% dan pada kondisi *ambient temperature* tertinggi dengan efisiensi pembangkit sebesar 37,01%. Hal ini sesuai dengan hasil penelitian terdahulu yang dilakukan oleh Arvind Kumar Tiwari dkk. [8] yang menyimpulkan bahwa efisiensi yang dihasilkan oleh siklus pembangkit listrik tenaga gas uap akan menurun seiring dengan peningkatan temperatur udara yang masuk ke dalam kompresor, serta penelitian dari Rifqy yang menjabarkan bahwa efisiensi dari PLTGU akan semakin meningkat seiring dengan peningkatan kondisi pembebanan [4]

4.8 Analisis Heat Rate Pembangkit vs Temperature



Gambar 4.14 Grafik Perbandingan Heat Rate vs Temperature

Gambar 4.14 merupakan grafik perbandingan heat rate PLTGU berdasarkan variasi ambient temperature. Grafik tersebut menunjukkan tiga trenline yaitu dalam kondisi pembebanan 50%, 75%, dan 100%. Berdasarkan grafik di atas dapat diketahui bahwa besarnya *heat rate* dari pembangkit akan semakin meningkat seiring dengan meningkatnya *ambient temperature*. Grafik di atas juga menunjukkan bahwa pada pembebanan 50%, sistem pembangkit memiliki nilai *heat rate* yang paling tinggi dari setiap variasi *ambient temperature*, sedangkan kondisi pembebanan 100% memiliki nilai *heat rate* yang paling rendah dari setiap variasi *ambient temperature*.

Berdasarkan grafik di atas dapat diketahui bahwa performa terbaik dari sistem pembangkit terjadi pada kondisi pembebanan 100% dengan kondisi *ambient temperature* terendah yang memiliki nilai *heat rate* sebesar 8241,97 KJ/Kw-h, diikuti dengan kondisi temperatur rata-rata dan tertinggi dengan nilai

masing-masing *heat rate* sebesar 8284,82 Kj/Kw-h dan 8500,63 Kj/Kw-h. Pada pembebanan 75% performa terbaik dari pembangkit terjadi pada kondisi *ambient temperature* terendah dengan *heat rate* sebesar 8482,57 Kj/Kw-h dan *ambient temperature* rata-rata dan tertinggi dengan masing masing nilai *heat rate* sebesar 8564,90 Kj/Kw-h dan 8599,78 Kj/Kw-h. Pada pembebanan 50% performa terbaik dari pembangkit terjadi pada kondisi temperatur terendah dengan nilai *heat rate* sebesar 9441,29 Kj/Kw-h dan selanjutnya kondisi *ambient temperature* rata-rata dan tertinggi dengan nilai *heat rate* sebesar 9525,07 Kj/Kw-h dan 9830,27Kj/Kw-h

Dari grafik di atas, didapatkan bahwa peningkatan pembebanan berpengaruh terhadap *heat rate* pembangkit. Hal tersebut dikarenakan nilai *heat rate* dipengaruhi oleh laju aliran massa bahan bakar, LHV bahan bakar, serta daya yang dihasilkan dari pembangkit. Pada proses peningkatan kondisi pembebanan, akan dilakukan peningkatan nilai *mass flow* dari bahan bakar dengan nilai LHV yang tetap sama. Hasil analisis di atas sesuai dengan penelitian terdahulu yang menjabarkan bahwa peningkatan kondisi pembebanan akan berbanding lurus dengan nilai *heat rate* yang juga akan semakin meningkat. Daya yang dihasilkan oleh siklus pembangkit listrik tenaga gas akan menurun seiring dengan peningkatan temperatur udara yang masuk ke dalam kompresor [9], serta performa dari PLTGU akan semakin meningkat seiring dengan peningkatan kondisi pembebanan [4]

(halaman ini sengaja dikosongkan)

TABEL A

Tabel perhitungan distribusi temperatur di HRSG pada Heat Balance pembebanan 100%.

Nama Bagian	Steam / Water						Gas			
	Tin	Tout	T rata2	Cp (Kj/KgK)	ṁ (Kg/h)	q cold (KJ/h)	Tin (C)	Tout (C)	Cp (Kj/KgK)	ṁ (Kg/h)
HP #2 Superheater	358.41	511.4	434.90	2.37	43900	15917538.57	568	527.84	1.19	333100
HP #1 Superheater	272.9	436.93	354.91	2.61	43630	19115355.79	527.84	479.21	1.18	333100
HP Evaporator	272.9	272.9	272.9		43630	69255469.68	479.21	301.50	1.17	333100
HP #2 Economizer	194.58	257.9	226.24	4.95	43630	13673359.42	301.50	265.18	1.13	333100
LP Superheater	150	220.4	185.2	2.099	8840	1306283.264	265.18	261.68	1.12	333100
HP #1 Economizer	150	239.68	194.84	4.278	43630	16740156.03	261.68	216.40	1.11	333100
LP Evaporator	150	150	150		8840	18690412	216.40	165.39	1.1	333100
Condensate Preheater	60.1	137.7	98.9	4.21	63524	20777684.02	165.39	107.1	1.07	333100

Tabel perhitungan distribusi temperatur di HRSG Heat Balance pada pembebanan 75%.

Nama Bagian	Steam / Water						Gas			
	Tin	Tout	T rata2	CP (Kj/Kg-C)	ṁ (Kg/h)	q cold (KJ/h)	Tin	Tout	Cp	ṁ (Kg/h)
HP #2 Superheater	358.41	510	434.20	2.36	38110	13633944	580	537.67	1.18	273000
HP #1 Superheater	263.9	436.93	350.41	2.67	36510	16867259	537.67	484.86	1.17	273000
HP Evaporator	263.9	263.9	263.9		36510	60634895	484.86	293.06	1.158	273000
HP #2 Economizer	180.29	249.5		4.84	36510	12250190	293.06	252.71	1.112	273000
LP Superheater	142.9	212.1	177.5	2.15	6730	1002220.8	252.71	249.38	1.103	273000
HP #1 Economizer	142.9	230.28		4.27	36510	13648552	249.38	203.60	1.092	273000
LP Evaporator	142.9	142.9	142.9		6730	14407429	203.60	154.78	1.081	273000
Condensate Preheater	60.1	129.1	94.6	4.207	56686	16454982	154.78415	98.4	1.069	273000

Tabel perhitungan distribusi temperatur di HRSG Heat Balance pada pembebanan 50%.

Nama Bagian	Steam / Water						Gas			
	Tin (C)	Tout (C)	T rata2 (C)	Cp (Kj/Kg-K)	m (Kg/h)	q cold (KJ/h)	Tin (C)	Tout (C)	Cp (Kj/Kg-K)	m (Kg/h)
HP #2 Superheater	358.41	457.9	408.15	2.3	28400	6498686.8	481	459.98	1.14	271200
HP #1 Superheater	244.8	436.9	340.86	2.48	28400	13532100.2	459.98	416.21	1.14	271200
HP Evaporator	244.8	244.8	244.8		28400	49459565.6	416.21	254.81	1.13	271200
HP #2 Economizer	199.79	240.6			28400	6825382.78	254.81	231.72	1.09	271200
LP Superheater	137.4	202.8	170.1	2.13	7200	1003445.28	231.72	228.30	1.08	271200
HP #1 Economizer	137.4	199.8		4.27	28400	7566189.43	228.30	202.47	1.08	271200
LP Evaporator	137.4	137.4	137.4		7200	15556320	202.47	149.35	1.08	271200
Condensate Preheater	60.1	131.7	95.9	4.21	46145	13913068.2	149.35	100.5	1.05	271200

Tabel Distribusi Temperatur di HRSG pembebanan 50% (34 °C dan 69 %)

Nama Bagian	Tin		Tout		Tin	Tout	th (Kg/h)
	Tin	Tout	Tin	Tout			
HP #2 Superheater	358,41	457,9	538,46	517,046			263890
HP #1 Superheater	244,8	436,93	517,046	472,455			263890
HP Evaporator	244,8	244,8	472,455	308,047			263890
HP #2 Economizer	199,792	240,6	308,047	284,534			263890
LP Superheater	137,4	202,8	284,534	281,045			263890
HP #1 Economizer	137,4	199,792	281,045	254,741			263890
LP Evaporator	137,4	137,4	254,741	200,658			263890
Condensate Preheater	60,1	131,7	200,658	150,92			263890

Tabel Distribusi Temperatur di HRSG pembebanan 50% (27,72 °C dan 74 %)

Nama Bagian	Steam / Water		Gas		Tin	Tout	th (Kg/h)
	Tin	Tout	Tin	Tout			
HP #2 Superheater	358,41	457,9	516,25	495,286			269564
HP #1 Superheater	244,8	436,9	495,286	451,634			269564
HP Evaporator	244,8	244,8	451,634	290,687			269564
HP #2 Economizer	199,792	240,6	290,687	267,669			269564
LP Superheater	137,4	202,8	267,669	264,254			269564
HP #1 Economizer	137,4	199,8	264,254	238,503			269564
LP Evaporator	137,4	137,4	238,503	183,559			269564
Condensate Preheater	60,1	131,7	183,559	136,867			269564

Tabel Distribusi Temperatur di HRSG pembebanan 50% (21,1 °C dan 78 %)

Nama Bagian	Tin		Tout		Tin	Tout	th (Kg/h)
	Tin	Tout	Tin	Tout			
HP #2 Superheater	358,41	457,9	490,4	469,719			275648
HP #1 Superheater	244,8	436,9	469,719	426,656			275648
HP Evaporator	244,8	244,8	426,656	267,868			275648
HP #2 Economizer	199,792	240,6	267,868	245,152			275648
LP Superheater	137,4	202,8	245,152	241,781			275648
HP #1 Economizer	137,4	199,8	241,781	216,366			275648
LP Evaporator	137,4	137,4	216,366	164,11			275648
Condensate Preheater	60,1	131,7	164,11	116,04			275648

Tabel Distribusi Temperatur di HRSG pembebanan 75% (34 °C dan 69 %)

Nama Bagian	Steam / Water		Gas	
	Tin	Tout	Tin	Tout
HP #2 Superheater	358.41	510	634.7	591.53
HP #1 Superheater	263.9	436.93	591.53	537.68
HP Evaporator	263.9	263.9	537.68	340.77
HP #2 Economizer	180.29	249.5	340.77	299.56
LP Superheater	142.9	212.1	299.56	296.16
HP #1 Economizer	142.9	230.28	296.16	249.42
LP Evaporator	142.9	142.9	249.42	199.63
Condensate Preheater	60.1	129.1	199.62	141.69

Tabel Distribusi Temperatur di HRSG pembebanan 75% (27,71 °C dan 74 %)

Nama Bagian	Steam / Water		Gas	
	Tin	Tout	Tin	Tout
HP #2 Superheater	358.41	510	613.3	570.66
HP #1 Superheater	263.9	436.93	570.66	517.47
HP Evaporator	263.9	263.9	517.47	324.27
HP #2 Economizer	180.2	249.5	324.27	283.62
LP Superheater	142.9	212.1	283.62	280.27
HP #1 Economizer	142.9	230.28	280.27	234.15
LP Evaporator	142.9	142.9	234.15	184.98
Condensate Preheater	60.1	129.1	184.98	128.18

Tabel Distribusi Temperatur di HRSG pembebanan 75% (21,1° C dan 78 %)

Nama Bagian	Steam / Water		Gas	
	Tin	Tout	Tin	Tout
HP #2 Superheater	358.41	510	588.67	546.99
HP #1 Superheater	263.9	436.93	546.97	494.96
HP Evaporator	263.9	263.9	494.96	306.02
HP #2 Economizer	180.29	249.5	306.02	266.27
LP Superheater	142.9	212.1	266.27	262.99
HP #1 Economizer	142.9	230.28	262.99	217.9
LP Evaporator	142.9	142.9	217.89	169.80
Condensate Preheater	60.1	129.1	169.80	114.26

Tabel Distribusi Temperatur di HRSG pembebanan 100% (34 °C dan 69 %)

Nama Bagian	Steam / Water			Gas		
	Tin (C)	Tout (C)	Tin (C)	Tout (C)	th (Kg/h)	
	HP #2 Superheater	358.4	511.4	618.92	577.61	323820
HP #1 Superheater	272.9	436.93	577.61	527.58	323820	
HP Evaporator	272.9	272.9	527.58	344.79	323820	
HP #2 Economizer	194.58	257.9	344.79	307.42	323820	
LP Superheater	150	220.4	307.42	303.82	323820	
HP #1 Economizer	150	239.68	303.82	257.24	323820	
LP Evaporator	150	150	257.24	204.77	323820	
Condensate Preheater	60.1	137.7	204.77	144.81	323820	

Tabel Distribusi Temperatur di HRSG pembebanan 100% (27,71 °C dan 74 %)

Nama Bagian	Steam / Water			Gas		
	Tin (C)	Tout (C)	Tin (C)	Tout (C)	th (Kg/h)	
	HP #2 Superheater	358.4	511.4	598.33	557.53	330642
HP #1 Superheater	272.9	436.93	557.53	508.12	330642	
HP Evaporator	272.9	272.9	508.11	327.55	330642	
HP #2 Economizer	194.58	257.9	327.55	290.63	330642	
LP Superheater	150	220.4	290.62	287.07	330642	
HP #1 Economizer	150	239.68	287.07	241.04	330642	
LP Evaporator	150	150	241.0	189.18	330642	
Condensate Preheater	60.1	137.7	189.18	129.9	330642	

Tabel Distribusi Temperatur di HRSG pembebanan 100% (21,1 °C dan 78 %)

Nama Bagian	Steam / Water			Gas		
	Tin (C)	Tout (C)	Tin (C)	Tout (C)	th (Kg/h)	
	HP #2 Superheater	358.41	511.4	574.29	534.39	338112
HP #1 Superheater	272.9	436.93	534.39	486.07	338112	
HP Evaporator	272.9	272.9	486.07	309.49	338112	
HP #2 Economizer	194.58	257.9	309.49	273.38	338112	
LP Superheater	150	220.4	273.38	269.90	338112	
HP #1 Economizer	150	239.69	269.90	224.89	338112	
LP Evaporator	150	150	224.89	174.18	338112	
Condensate Preheater	60.1	137.7	174.18	116.20	338112	

BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Berdasarkan pemodelan menggunakan software cycle tempo dan analisis yang disampaikan pada pembahasan, maka dapat disimpulkan :

1. Performa pembangkit mengalami peningkatan seiring dengan peningkatan pembebanan dari kondisi 50%, 75%, dan 100%.
2. Performa pembangkit mengalami penurunan seiring dengan peningkatan nilai *ambient temperature* dari 21,1⁰C; 27,72⁰C dan 34⁰C
3. Pada kondisi pembebanan 50%, performa terbaik didapatkan dengan nilai efisiensi sebesar 37,79% dan nilai heat rate 9376,30 kj/kwh. Performa terendah pembangkit didapatkan dengan nilai efisiensi 37,01% dan nilai heat rate 9671,74 kj/kwh. Terdapat penurunan nilai efisiensi pembangkit sebesar 0,06% pada setiap kenaikan 1⁰C *ambient temperature*.
4. Pada kondisi pembebanan 75%, performa terbaik didapatkan dengan nilai efisiensi sebesar 42,44% dan nilai heat rate 8482,57 kj/kwh. Performa terendah pembangkit didapatkan dengan nilai efisiensi 42,15% dan nilai heat rate 8533,61 kj/kwh. Terdapat penurunan nilai efisiensi pembangkit sebesar 0,022% pada setiap kenaikan 1⁰C *ambient temperature*.
5. Pada kondisi pembebanan 100%, performa terbaik didapatkan dengan nilai efisiensi sebesar 43,67% dan nilai heat rate 8241,97 kj/kwh. Performa terendah pembangkit didapatkan dengan nilai efisiensi 42,89% dan nilai heat rate 8268,48 kj/kwh. Terdapat penurunan nilai efisiensi sebesar 0,06% pada setiap kenaikan 1⁰C *ambient temperature*.

5.2 Saran

Berdasarkan pemodelan menggunakan software cycle tempo dan analisis yang disampaikan, terdapat beberapa saran yang dapat digunakan sebagai referensi untuk peneliatian ke depan:

1. Diperlukan data input temperatur yang lebih lengkap pada fluida kerja di dalam setiap komponen HRSG agar simulasi ke depan lebih mendekati kondisi aktual.
2. Perlu dilakukan penelitian lebih lanjut tentang proses menganalisis PLTGU dengan software Cycle Tempo, dikarenakan pengetahuan dan informasi mengenai software yang masih minim.

DAFTAR PUSTAKA

- [1] Moran, Michael J. Shapiro, Howard N. 2005. *Fundamentals of Engineering Thermodynamics*. Chichester : John Wiley & Sons Ltd.
- [2] Incropera, Frank P. Dewitt, David P. Bergman, Theodore L. Lavine, Adrienne S. 2007. *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*. Hoboken : John Wiley & Sons (Asia) Pte Ltd.
- [3] Kiameh, Philip. 2002. *Power Generation Handbook: Selection, Applications, Operation, and Maintenance*. New York : McGraw-Hill Professional.
- [4] Zulianda, M. Rifky. 2016. Simulasi *Combined Cycle Power Plant* 500 MW dengan Mode Konfigurasi Operasi 2-2-1 sebagai *Peak Load* dan *Base Load* dengan Menggunakan *Software Gatecycle*. Surabaya : Institut Teknologi Sepuluh Nopember.
- [5] Satiti, Sekar. 2016. Analisis Peforma PLTU versus Variasi Beban pada Turbin Uap menggunakan *Software Cycle Tempo*. Surabaya : Institut Teknologi Sepuluh Nopember.
- [6] Iskandar, Ade. 2016. Analisis Termodinamika PLTGU Sektor Pembangkitan Cilegon dengan Memvariasikan tekanan operasi pada Kondensor Peforma menggunakan *Software Cycle Tempo*. Surabaya : Institut Teknologi Sepuluh Nopember
- [7] Woudstra, N., Th. Woudstra, dan T.P. van der Stelt. 2002. *Manual Book of Cycle-Tempo*. Delft: TU Delft.

- [8] Tiwari Arvind Kumar, Hassan Muzzaffarul M dan Islam Mohd. Effect Ambient Temperature on the Performance of a Combined Cycle Power Plant. Transactions of the Canadian Society for Mechanical Engineering, Vol 37, No 4, 2013

BIODATA PENULIS



Rony Oki Girsang, dilahirkan di Palembang pada tanggal 9 Mei 1993. Penulis adalah putra pertama dari empat bersaudara dari pasangan Bapak Jonni Girsang dan Ibu Hasnariati Damanik. Pendidikan dasar ditempuh di SD Baptis Palembang dan lulus pada tahun 2005. Pendidikan menengah pertama ditempuh di SMP Xaverius 1 Palembang, lulus pada tahun 2008. Pendidikan menengah atas ditempuh di SMA Xaverius 1 Palembang, lulus pada tahun 2011. Selama menempuh kuliah di Teknik Mesin ITS, penulis aktif dalam Organisasi Mahasiswa Mesin Music Club sebagai Kepala Divisi HRD dan aktif dalam beberapa kegiatan kepanitiaan seperti Mechanical City dan Indonesia Energy Marathon's Challenge. Dalam bidang akademis penulis pernah aktif sebagai Koordinator Praktikum Perpindahan Panas dan Massa. Penulis juga pernah mengikuti beberapa pelatihan diantaranya ISO 14001:2004, ISO 9001:2008, dan OHSAS 18001;2007.

Untuk segala informasi dan saran yang ditujukan kepada penulis dapat melalui *e-mail* ronyokigirsang@gmail.com.