



TUGAS AKHIR - TM145502

**ANALISIS TERMODINAMIKA UNJUK KERJA TURBIN
GAS PLTGU GT 2.3 DI PT PJB UP GRESIK SEBELUM DAN
SETELAH *COMBUSTION INSPECTION***

**SHOLI KHUDIN ARIF
NRP 1021150000030**

**Dosen Pembimbing
Ir. Arino Anzip, MEngSc**

**PROGRAM STUDI DIPLOMA III
Departemen Teknik Mesin Industri
Fakultas Vokasi
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya
2018**



TUGAS AKHIR - TM145502

**ANALISIS TERMODINAMIKA UNJUK KERJA TURBIN
GAS PLTGU GT 2.3 DI PT PJB UP GRESIK SEBELUM DAN
SETELAH *COMBUSTION INSPECTION***

SHOLI KHUDIN ARIF
NRP 1021150000030

Dosen Pembimbing
Ir. Arino Anzip, MEngSc

PROGRAM STUDI DIPLOMA III
Departemen Teknik Mesin Industri
Fakultas Vokasi
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya
2018



FINAL PROJECT - TM 145502

**THE THERMODYNAMIC ANALYSIS OF GAS
TURBINE PERFORMANCE PLTGU GT 2.3 AT PT PJB
UP GRESIK BEFORE AND AFTER COMBUSTION
INSPECTION**

**SHOLI KHUDIN ARIF
NRP 1021150000030**

**COUNSELOR LECTURER
Ir. Arino Anzip, MEngSc**

**Diplome III Program
Industrial Mechanical Engineering Departement
Vocational Faculty
Sepuluh Nopember Institute Of Technology
Surabaya
2018**

LEMBAR PENGESAHAN

ANALISA TERMODINAMIKA UNJUK KERJA TURBIN GAS PLTGU GT 2.3 DI PT PJB UP GRESIK SEBELUM DAN SETELAH *OVERHAUL COMBUSTION INSPECTION*

TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Ahli Madya
pada Bidang Studi Konversi Energi
Program Studi Diploma III
Departemen Teknik Mesin Industri
Fakultas Vokasi
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya

Oleh :

Sholi Khudin Arif

NRP. 1021150000030



Mengetahui dan Menyetujui
Dosen Pembimbing

L. Arino Anzip, MEngSc

NIP. 19610714 198803 1 003

Surabaya, 30 Juli 2018

KATA PENGANTAR

Assalamualaikum Wr. Wb.

Puji syukur kami panjatkan kehadirat Tuhan Yang Maha Esa, karena atas rahmat dan hidayah-Nya sehingga kami dapat menyelesaikan tugas akhir kami yang berjudul “ANALISA TERMODINAMIKA UNJUK KERJA TURBIN GAS PLTGU GT 2.3 DI PT PJB UP GRESIK SEBELUM DAN SETELAH *COMBUSTION INSPECTION*” dengan baik dan dapat mempresentasikan pada sidang tugas akhir.

Tugas akhir ini merupakan salah satu syarat akademis pada kurikulum Departemen Teknik Teknik Mesin Industri Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya. Tujuan dari penulisan Tugas Akhir ini agar mahasiswa dapat memahami serta mengetahui bagaimana pengaruh *overhaul combustion inspection* terhadap unjuk kerja turbin gas PLTGU GT 2.3 PT PJB UP Gresik.

Tersusunnya laporan Tugas Akhir ini tidak lepas dari bantuan serta bimbingan orang sekitar. Dalam kesempatan ini kami mengucapkan terima kasih kepada semua pihak yang telah membantu dalam penyusunan proyek akhir ini, yaitu :

1. Bapak Dr. Ir. Heru Mirmanto, MT. selaku Kepala Departemen Teknik Mesin Industri, Fakultas Vokasi, ITS.
2. Bapak Ir. Arino Anzip, MEngSc. selaku dosen pembimbing tugas akhir kami.
3. Bapak Rudi dan Bapak Jaenal selaku pembimbing kami selama pengambilan data di PT PJB UP Gresik.
4. Orang Tua dan Keluarga yang telah memberi dorongan baik moril maupun materil yang tak terhingga, sehingga kami dapat menyelesaikan Tuga Akhir ini.
5. Rekan-rekan mahasiswa, khususnya teman-teman kontrakan dan teman-teman angkatan 2015 yang telah banyak membantu penyelesaian Tugas Akhir ini.

6. Seluruh pihak yang secara langsung ataupun tidak langsung telah membantu kami dalam menyelesaikan tugas akhir kami, yang tidak dapat disebutkan satu per satu.

Di dalam penulisan Tugas Akhir ini masih terdapat banyak kekurangan, oleh karena itu penulis mengharapkan adanya saran dan kritik yang bersifat membangun dari semua pihak yang bertujuan untuk kesempurnaan Tugas Akhir ini.

Demikian laporan ini kami buat, semoga bermanfaat bagi pembaca. Kami dengan senang hati menerima kritik dan saran. Terima kasih.

Wassalamualaikum Wr. Wb.

Surabaya, 04 Juli 2018

Penyusun

**ANALISA TERMODINAMIKA UNJUK KERJA TURBIN
GAS PLTGU GT 2.3 DI PT PJB UP GRESIK SEBELUM
DAN SETELAH *COMBUSTION INSPECTION***

Nama Mahasiswa : Sholi Khudin Arif
NRP : 10211500000030
Departemen : Teknik Mesin Industri
Dosen Pembimbing : Ir. Arino Anzip, MEngSc
NIP : 19610714 198803 1 003

ABSTRAK

Di Indonesia kebutuhan akan daya listrik semakin meningkat setiap tahunnya, hal ini diakibatkan kebijakan pemerintah dalam penyediaan daya listrik yang ingin menjangkau seluruh daerah di Indonesia. Kebutuhan daya listrik yang dibutuhkan sangatlah besar sehingga membuat pembangkit bekerja pada beban yang berubah ubah sesuai pada permintaan kebutuhan listrik. Dalam merespon kebutuhan listrik yang besar maka diperlukan suatu sistem pembangkit yang tangguh dan andal. Untuk menjaga suatu kondisi turbin gas yang tangguh maka diperlukan cara yaitu dengan melakukan perawatan yang rutin. Salah satu bentuk perawatan tersebut yaitu overhaul combustion inspection.

Untuk mengetahui pengaruh overhaul combustion inspection terhadap kinerja turbin gas yaitu dengan melakukan perhitungan unjuk kerja sebelum dan sesudah overhaul combustion inspection. perhitungan unjuk kerja yang dilakukan yaitu meliputi thermal efficiency, power output, specific fuel consumption dan heat rate.

Setelah dilakukan perhitungan, dapat disimpulkan bahwa turbin gas PLTGU GT 2.3 PT PJB UP Gresik memiliki kinerja yang lebih baik setelah dilakukan overhaul combustion inspection. Kinerja turbin gas tersebut dapat dilihat dari peningkatan thermal efficiency tertinggi sebesar 6,80%, power output mengalami peningkatan tertinggi sebesar 5,48%, specific fuel consumption

mengalami penurunan tertinggi sebesar 2,23%, dan Heat rate mengalami penurunan tertinggi sebesar 6,37%.

Kata Kunci : Turbin gas, Kinerja Turbin Gas, Combustion Inspection

THE THERMODYNAMIC ANALYSIS OF GAS TURBINE PERFORMANCE PLTGU GT 2.3 DI PT PJB UP GRESIK BEFORE AND AFTER OVERHAUL COMBUSTION INSPECTION

Student Name : Sholi Khudin Arif
NRP : 10211500000030
Department : Mechanical Industry Engineering
Counsellor Lecture : Ir. Arino Anzip, MEngSc
NIP : 19610714 198803 1 003

ABSTRACT

In Indonesia requirement for electrical power increasing every year, it happens because government policy to distribute electrical power to all region in Indonesia. The requirement for electrical power is very high that cause the power plant to work at various load depends on the demand. In response to the needed large electricity hence required a powerful and reliable generator system. To maintain a condition of a tough gas turbine is necessary way that is by doing a routine maintenance. One form of treatment is overhaul combustion inspection.

To determaine the effect of overhaul combustion inspection on gas turbine is to carry out the performance calculation before and after overhaul combustion inspection. performance calculations include thermal efficiency, power output, specific fuel consumption and heat rate.

After doing the calculation, it can be concluded that gas turbine PLTGU GT 2.3 PT PJB UP Gresik have better performance after overhaul combustion inspection. The performance of the gas turbine can be seen from the highest thermal efficiency increase of 6.80%, the power output has the highest increase of 5.48%, the specific fuel consumption has decreased the highest by 2.23%, and the Heat rate has the highest decrease of 6.37 %.

***Keywords : Gas Turbine, Performance of Gas Turbine,
Combustion Inspection.***

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL	i
TITLE PAGE	ii
LEMBAR PENGESAHAN	iii
KATA PENGANTAR	iv
ABSTRAK	vi
ABSTRACT	vii
DAFTAR ISI	viii
DAFTAR GAMBAR	xi
DAFTAR TABEL	xii
BAB I PEBDAHULUAN	
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Rumusan Masalah	2
1.3 Tujuan.....	2
1.4 Batasan Masalah.....	3
1.5 Metode Penulisan	3
1.6 Sistematika Penulisan.....	4
BAB II LANDASAN TEORI	
2.1 Turbin Gas dan Komponennya.....	7
2.1.1 Pengertian Turbin Gas.....	7
2.1.2 Klasifikasi Turbin Gas.....	7
2.1.3 Turbin Gas PLTGU GT 2.3 PT PJB UP Gresik..	11
2.1.4 Komponen Utama Turbin Gas.....	13
2.1.5 Komponen Penunjang Turbin Gas	19
2.1.6 Prinsip Kerja Turbin Gas.....	20
2.2 Dasar Teori.....	22
2.2.1 Persamaan Laju Aliran Massa	22
2.2.2 Hukum Termodinamika I	23
2.2.3 Cp, Cv, dan γ Gas Ideal.....	24
2.2.4 Analisa Termodinamika Pada Siklus Turbin Gas	25
2.2.5 Parameter Unjuk Kerja.....	34

2.3	Maintenance Turbin Gas	36
2.3.1	Faktor Penyebab Kerusakan dan Penurunan Kinerja Komponen Turbin Gas	38
BAB III METODOLOGI		
3.1	Metodologi Pengerjaan Tugas Akhir.....	39
3.2	Penjelasan Diagram Alir Pengerjaan Tugas Akhir.....	40
3.2.1	Studi Literatur.....	40
3.2.2	Observasi Lapangan	41
3.2.3	Perumusan Masalah.....	41
3.2.4	Pengambilan Data.....	41
3.2.5	Konversi Satuan dan Penentuan Properti	42
3.2.6	Perhitungan Unjuk Kerja Turbin Gas.....	43
3.2.7	Analisa Unjuk Kerja Turbin Gas.....	43
3.2.8	Penyusunan Buku Tugas Akhir	43
3.3	Metodologi Perhitungan Unjuk Kerja Turbin Gas	43
BAB IV PERHITUNGAN DAN ANALISA DATA		
4.1	Data Hasil Pengamatan	47
4.2	Perhitungan Properti Pada Setiap Tingkat Keadaan....	48
4.3	Perhitungan Unjuk Kerja Turbin Gas.....	63
4.3.1	Perhitungan Thermal Efficiency.....	63
4.3.2	Perhitungan Power Output	65
4.3.3	Perhitungan Specific Fuel Consumption	65
4.3.4	Perhitungan Heat Rate.....	66
4.4	Analisa Perhitungan Unjuk Kerja Turbin Gas Sebelum dan Sesudah Combustion Inspection	66
4.4.1	Perbandingan Thermal Efficiency Sebelum dan Sesudah Combustion Inspection (CI).....	67
4.4.2	Perbandingan Power Output Sebelum dan Sesudah Combustion Inspection (CI)	69
4.4.3	Perbandingan Specific Fuel Consumption Sebelum dan Sesudah Combustion Inspection (CI)	70

4.4.4	Perbandingan Heat Rate Sebelum dan Sesudah Combustion Inspection (CI)	72
4.5	Proses <i>Overhaul Combustion Inspection</i>	73
4.5.1	Hasil Inspeksi	73
BAB V PENUTUP		
5.1	Kesimpulan.....	77
5.2	Saran.....	77
DAFTAR PUSTAKA		
LAMPIRAN		
BIODATA PENULISA		

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 SGT5-9000HL Heavy Duty Gas Turbine.....	7
Gambar 2.2 Turbin Gas dengan Siklus Terbuka	8
Gambar 2.3 Turbin Gas dengan Siklus Tertutup.....	9
Gambar 2.4 Turbin Gas dengan Siklus Kombinasi	10
Gambar 2.5 Single Shaft Gas Turbine.....	11
Gambar 2.6 Twin Shaft Gas Turbine	11
Gambar 2.7 Turbin Gas di PLTGU GT 2.3 PT PJB UP Gresik ..	12
Gambar 2.8 Komponen Utama Turbin Gas.....	13
Gambar 2.9 Kompresor Turbin Gas	14
Gambar 2.10 Ruang Bakar Turbin Gas	15
Gambar 2.11 Turbo-annular Combustion Chamber	17
Gambar 2.12 Diagram T-s dan P-V Siklus turbin Gas Ideal	20
Gambar 2.13 T-s Diagram Siklus Turbin Gas aktual	22
Gambar 2.14 Analisa Kestimbangan Energi pada volume atur.	23
Gambar 2.15 Blok Diagram Siklus Turbin Gas (Brayton Cycle)	25
Gambar 2.16 Proses Kompresi	26
Gambar 2.17 Distribusi Udara Pendinginan Pada Turbin	28
Gambar 2.18 Skema Ruang Bakar	29
Gambar 2.19 Proses Ekspansi	33
Gambar 3.1 Diagram Alir Metodologi Pengerjaan Tugas Akhir	40
Gambar 3.2 Diagram Alir Perhitungan Unjuk Kerja Turbin Gas	43
Gambar 4.1 Blok Diagram Turbin Gas	48
Gambar 4.2 Grafik Perbandingan Thermal Efficiency Terhadap Beban Sebelum dan Sesudah Combustion Inspection	67
Gambar 4.3 Grafik Perbandingan Power Output Terhadap Beban Sebelum dan Sesudah Combustion Inspection.....	69
Gambar 4.4 Grafik Perbandingan Specific Fuel Consumption	

Terhadap Beban Sebelum dan Sesudah Combustion Inspection.....	70
Gambar 4.5 Grafik Perbandingan Heat Rate Terhadap Beban Sebelum dan Sesudah Combustion Inspectionn.....	72

DAFTAR TABEL

Tabel 4.1 Data Operasi Turbin Gas Setelah Overhaul Combustion Inspection GT 2.3 Pada Beban 100 MW	49
Tabel 4.2 Unjuk Kerja Turbin Gas PLTGU GT 2.3 Sebelum dan Sesudah Overhaul Combustion Inspection	67
Tabel 4.3 Hasil Inspeksi Pada Overhaul Combustion Inspection	74

BAB I

PEBDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Pembangkit Listrik Tenaga Gas dan Uap (PLTGU) merupakan pembangkit listrik yang menggabungkan dua siklus yaitu siklus brayton untuk PLTG dan siklus rankine untuk PLTU. Pada Pembangkit Listrik Tenaga Gas dan Uap (PLTGU) unit pembangkitan Gresik menggunakan 3 buah turbin gas MW-701D untuk setiap blok dengan kapasitas daya yang mampu dibangkitakan masing-masing sebesar 100 MW. Turbin gas bekerja dengan temperatur yang cukup tinggi dalam waktu yang cukup lama. Dengan kondisi tersebut, maka seiring berjalannya waktu performa turbin gas akan terus mengalami penurunan. Untuk menjaga keandalan, keamanan dan umur pakai peralatan turbin gas agar tetap pada performa yang maksimal maka perlu dilakukan perawatan yang baik. Perawatan tersebut meliputi *preventive maintenance*, *predictive maintenance* dan *overhaul*.

Tiga faktor yang menjadi tuntutan kerja dari sistem pembangkit listrik adalah keamanan, keandalan dan efisiensi. Nilai dari tiga hal tersebut dapat dicapai dan dihitung melalui tes unjuk kerja dan riwayat dari proses perawatan yang telah dan akan dikerjakan. Untuk menjaga nilai keamanan, keandalan dan efisiensi pembangkit listrik, maka tes unjuk kerja dan perawatan harus dilakukan secara preventif, prediktif dan lengkap agar dapat mengetahui kondisi mesin yang sebenarnya.

Berdasarkan observasi di PLTGU Unit Pembangkitan Gresik, salah satu jenis perawatan yang dilakukan untuk menjaga unjuk kerja turbin gas pada performa puncak yaitu dengan melakukan *overhaul combustion inspection*. *Overhaul Combustion inspection* merupakan jenis perawatan preventif yang terfokus hanya pada ruang bakar suatu turbin gas. Berdasarkan hasil observasi tersebut maka penulis mengangkat topik “Analisa Termodinamika Unjuk Kerja Turbin Gas GT 2.3 Sebelum dan Sesudah *Overhaul Combustion Inspection* di PT PJB Unit

Pembangkitan Gresik". Alasan dipilihnya topik tersebut yaitu untuk mengetahui unjuk kerja turbin gas pada PLTGU GT 2.3 sebelum dan sesudah dilaksanakan *overhaul combustion Inspection*.

1.2 Rumusan Masalah

Adapun beberapa rumusan masalah yang diangkat dalam penulisan tugas akhir ini yaitu :

- Bagaimana perbandingan *thermal efficiency* yang dihasilkan turbin gas PLTGU GT 2.3 sebelum dan sesudah *overhaul combustion inspection* dengan variasi beban generator.
- Bagaimana perbandingan *power output* yang dihasilkan turbin gas PLTGU GT 2.3 sebelum dan sesudah *overhaul combustion inspection* dengan variasi beban generator.
- Bagaimana perbandingan *specific fuel consumption* turbin gas PLTGU GT 2.3 sebelum dan sesudah *overhaul combustion inspection* dengan variasi beban generator.
- Bagaimana perbandingan *heat rate* turbin gas PLTGU GT 2.3 sebelum dan sesudah *overhaul combustion inspection* dengan variasi beban generator.
- Bagaimana proses *overhaul combustion inspection* di turbin gas PLTGU GT 2.3

1.3 Tujuan

Penulisan tugas akhir ini memiliki tujuan yang berdasarkan pada latar belakang dan rumusan masalah yang telah diangkat sebelumnya. Adapun tujuan tersebut yaitu :

- Untuk mengetahui perbandingan *thermal efficiency* yang dihasilkan oleh turbin gas PLTGU GT 2.3 sebelum dan sesudah *overhaul combustion inspection* dengan variasi beban generator.
- Untuk mengetahui perbandingan *power output* yang mampu dihasilkan oleh turbin gas PLTGU GT 2.3 sebelum

dan sesudah *overhaul combustion inspection* dengan variasi beban generator.

- Untuk mengetahui perbandingan *specific fuel consumption* dari turbin gas PLTGU GT 2.3 sebelum dan sesudah *overhaul combustion inspection* dengan variasi beban generator.
- Untuk mengetahui perbandingan *heat rate* turbin gas PLTGU GT 2.3 sebelum dan sesudah *overhaul combustion inspection* dengan variasi beban generator.
- Untuk mengetahui proses *overhaul combustion inspection* turbin gas PLTGU GT 2.3

1.4 Batasan Masalah

Adapun batasan masalah yang digunakan dalam penulisan tugas akhir ini yaitu untuk memenuhi tujuan yang telah ditentukan sebelumnya. Batasan-batasan masalah tersebut adalah sebagai berikut :

- Obyek penelitian adalah PLTGU GT 2.3 yang terdapat di PT. PJB UP Gresik.
- Data yang digunakan dalam penelitian ini berasal dari *database Central Control Room* dan *performance sheet test*.
- Analisa perhitungan unjuk kerja menggunakan metode termodinamika dengan siklus brayton terbuka.
- Jenis bahan bakar yang digunakan yaitu gas alam yang disuplai dari beberapa produsen.
- Reaksi pembakaran yang berlangsung di ruang bakar terjadi secara sempurna (*complete combustion*).

1.5 Metode Penulisan

Adapun metode penulisan yang digunakan pada tugas akhir ini dijelaskan sebagai berikut :

- Studi Literatur

Studi literatur sebagai tahap persiapan untuk penulisan tugas akhir. Studi literatur dilakukan berkaitan langsung dengan analisis perhitungan unjuk kerja dari turbin gas.

- **Konsultasi Dengan Dosen Pembimbing**
Dalam penulisan tugas akhir ini perlu mengadakan konsultasi atau responsi dengan dosen pembimbing.
- **Observasi Data**
Melakukan observasi data-data melalui berbagai sumber literatur dan dari hasil pengamatan langsung di PLTGU GT 2.3 PT. PJB UP Gresik.
- **Analisa Data**
Melakukan perhitungan unjuk kerja turbin gas dengan data yang telah diperoleh dan melakukan analisa perbandingan unjuk sebelum dan sesudah dilakukannya *overhaul combustion inspection*.
- **Membuat Kesimpulan**
Setelah menyelesaikan laporan tugas akhir dapat mengambil kesimpulan tentang hasil dari analisa unjuk kerja tersebut.

1.6 Sistematika Penulisan

Dalam penulisan tugas akhir ini memiliki sistematika penulisan yang terdiri dari lima bab. Penyajian sistematika penulisan tersebut memiliki tujuan agar mempermudah pembaca dalam memahaminya. Adapun sistematika penulisan yang dimaksud adalah sebagai berikut :

BAB I PENDAHULUAN

Pada bab ini berisikan tentang latar belakang, perumusan masalah, tujuan penulisan, batasan masalah, metode penulisan, dan sistematika penulisan.

BAB II DASAR TEORI

Bab ini memaparkan tentang teori yang mendasari penyusunan laporan tugas akhir secara umum yang berhubungan dengan tinjauan umum mengenai turbin gas pada PLTGU dan siklus termodinamika pada turbin gas.

BAB III METODOLOGI

Bab ini menjelaskan data-data yang diperoleh dari survei di lapangan dan diagram alir proses penulisan tugas akhir secara umum.

BAB IV ANALISA DAN PERHITUNGAN

Pada bab ini berisi perhitungan unjuk kerja dari PLTGU GT 2.3 Serta hasil pengolahan data yang dilakukan dengan pembahasan mengenai hubungan antara hasil pengolahan data dengan teori yang telah ada.

BAB V PENUUTP

Berisikan kesimpulan dari hasil penelitian yang telah dianalisa beserta dengan saran.

Halaman ini sengaja dikosongkan

BAB II

LANDASAN TEORI

2.1 Turbin Gas dan Komponennya

2.1.1 Pengertian Turbin Gas

Turbin merupakan mesin penggerak mula dengan fluida kerja yang menghasilkan energi kinetik yang diarahkan langsung ke sudu turbin untuk mendapatkan energi mekanis. Fluida kerja turbin dapat berupa air, uap air (*steam*) dan *flue gas*.

Sedangkan turbin gas adalah mesin penggerak mula dimana fluida kerja yang digunakan berupa campuran udara dan bahan bakar berupa *flue gas* yang dihasilkan dari reaksi pembakaran di ruang bakar. Prinsip dasar kerja turbin gas adalah mengubah energi kinetik yang berupa kecepatan aliran gas hasil pembakaran menjadi energi mekanis yang berupa putaran turbin sehingga menghasilkan daya.



Gambar 2.1 SGT5-9000HL Heavy Duty Gas Turbine
(Sumber : Referensi 1)

2.1.2 Klasifikasi Turbin Gas

Turbin dapat diklasifikasikan menjadi beberapa jenis antara lain :

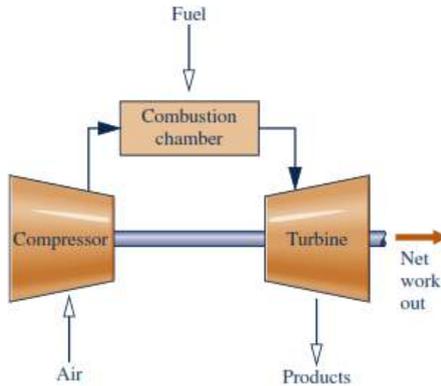
- Klasifikasi turbin gas berdasarkan siklusnya
- Klasifikasi turbin gas berdasarkan susunan porosnya

2.1.2.1 Klasifikasi Turbin Gas Berdasarkan Siklusnya

Berdasarkan siklusnya turbin gas dapat diklasifikasikan menjadi beberapa jenis yaitu :

1. Siklus Terbuka (*Opened Cycle*)

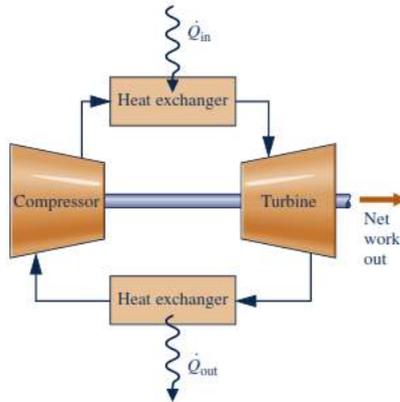
Turbin gas dengan siklus terbuka merupakan turbin gas dengan fluida kerja yang dikompresikan berasal dari udara bebas (atmosfer), kemudian mengalami proses pembakaran di ruang bakar dan selanjutnya di ekspansi di turbin lalu di buang langsung ke atmosfer.



Gambar 2.2 Turbin Gas dengan Siklus Terbuka
(Sumber : Referensi 2, hal 509)

2. Siklus Tertutup (*Closed Cycle*)

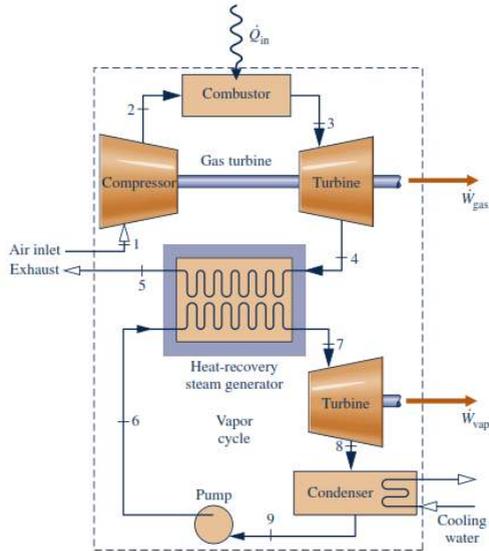
Sistem kerja turbin gas dengan siklus tertutup memiliki proses yang hampir sama dengan siklus terbuka. Namun fluida kerja yang keluar dari turbin dimasukkan kembali ke kompresor untuk di kompresikan kembali, akan tetapi sebelum memasuki kompresor fluida kerja tersebut mengalami pendinginan terlebih dahulu hingga mencapai temperatur awal memasuki kompresor pada sebuah alat penukar kalor.



Gambar 2.3 Turbin Gas dengan Siklus Tertutup
(Sumber : Referensi 2, hal 509)

3. Siklus Kombinasi (*Combined Cycle*)

Siklus kombinasi merupakan siklus gabungan antara siklus turbin gas (*brayton*) dengan siklus turbin uap (*rankine*). Siklus kombinasi memanfaatkan fluida kerja hasil ekspansi di turbin gas yang masih memiliki temperatur yang tinggi untuk digunakan memanaskan fluida kerja pada siklus rankine yang berupa air pada alat penukar kalor untuk menghasilkan uap bertekanan. Selanjutnya uap tersebut diekspansikan di turbin uap.



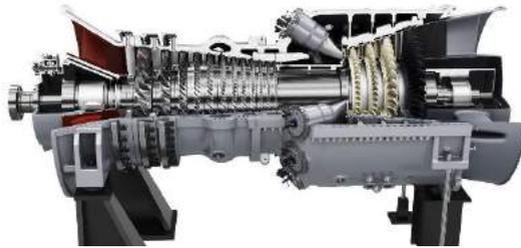
Gambar 2.4 Turbin Gas dengan Siklus Kombinasi
(Sumber : Referensi 2, hal 538)

2.1.2.2 Klasifikasi Turbin Gas Berdasarkan Susunan Porosnya

Berdasarkan susunan porosnya turbin gas dapat diklasifikasikan menjadi beberapa jenis yaitu :

1. Turbin Gas Berporos Tunggal (*Single Shaft*)

Turbin gas jenis ini hanya memiliki satu poros yang langsung dihubungkan dengan kompresor. Jenis ini banyak digunakan untuk pembangkit listrik maupun industri lainnya. Turbin gas jenis ini mampu digunakan pada beban yang besar serta memiliki torsi yang konstan.



Gambar 2.5 *Single Shaft Gas Turbine*
(Sumber : Referensi 3)

2. Turbin Gas Berporos Ganda (*Twin Shaft*)

Turbin gas jenis ini merupakan turbin gas yang terdiri dari turbin bertekanan tinggi dan turbin bertekanan rendah. Kegunaan turbin jenis ini untuk kebutuhan beban yang berubah-ubah seperti kompresor pada industry proses.



Gambar 2.6 *Twin Shaft Gas Turbine*
(Sumber : Referensi 4)

2.1.3 Turbin Gas PLTGU GT 2.3 PT PJB UP Gresik

Turbin gas yang digunakan di PLTGU GT 2.3 PT PJB UP Gresik adalah sebagai berikut :



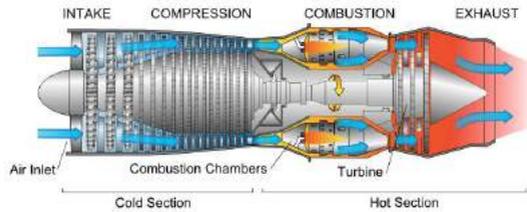
Gambar 2.7 Turbin Gas di PLTGU GT 2.3 PT PJB UP Gresik
(Sumber : Dokumen Pribadi)

Tipe	: MW 701D Single shaft
Dibuat	: Mitsubhisi Heavy Industri Ltd. Japan
Kompresor	: Axial flow, 19 Stages
Ruang Bakar	: Cannular type, 18 Combustor basket
Turbin	: Turbin reaksi, 4 Stages
Bahan Bakar	: Oil (HSD) dan Gas
Kapasitas rated ISO Peak	: 134,100 MW
Kapasitas rated site base	: 113,840 MW

2.1.4 Komponen Utama Turbin Gas

Secara umum turbin gas memiliki tiga komponen utama yaitu :

1. Kompresor
2. Ruang Bakar
3. Turbin

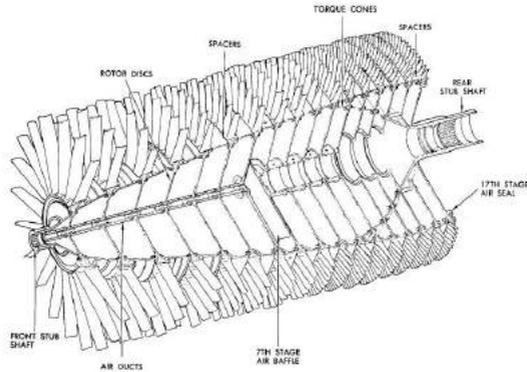


Gambar 2.8 Komponen Utama Turbin Gas
(Sumber : Referensi 5)

1. Kompresor

Kompresor berfungsi untuk menghasilkan udara bertekanan tinggi dengan jumlah yang besar untuk proses pembakaran didalam ruang bakar. Kompresor berputar seporos dengan turbin dan generator sehingga kebutuhan daya putar kompresor dapat mengurangi daya putar yang dihasilkan oleh turbin.

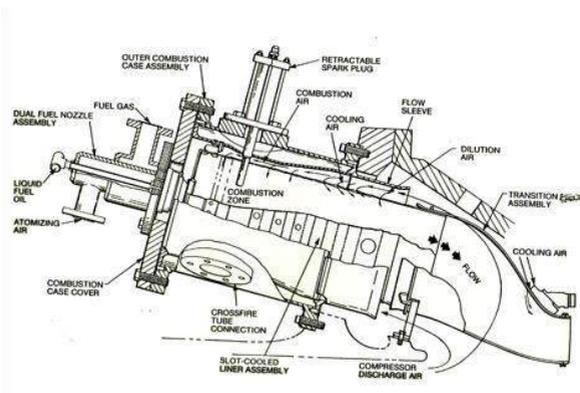
Kompresor aksial mengkompresi fluida melalui dua langkah kerja yaitu, langkah akselerasi dan difusi. Fluida diakselerasi melewati *rotor*, kemudian fluida didifusikan melalui sudu-sudu tetap (*stator*). Kompresor aksial terdiri dari beberapa tingkatan, masing-masing terdiri dari satu *rotor* dan satu *stator*. Selain itu, terdapat inlet guide vane didalam rangkaian konstruksi kompresor yang berfungsi sebagai pengarah aliran udara masuk menuju tingkatan pertama pada kompresor. Gambar dibawah ini menunjukkan rangkaian tingkatan dalam kompresor aksial.



Gambar 2.9 Kompresor Turbin Gas
(Sumber : Referensi 6, hal 280)

2. Ruang Bakar

Komponen ini berfungsi untuk mempertemukan campuran udara dengan bahan bakar dengan perbandingan yang seimbang. Lalu dibakar dengan pematik sehingga terjadi pembakaran yang baik. Terdapat beberapa komponen pendukung didalam sisi ruang bakar, antara lain *diffuser duct*, *fuel nozzle* dan *transition duct*. *Diffuser duct* berfungsi untuk merubah aliran udara menjadi turbulen sebelum masuk ke dalam ruang bakar. Hal ini bertujuan agar udara dan bahan bakar bercampur dengan sempurna. *Fuel nozzle* berfungsi untuk mengkabutkan bahan bakar kedalam ruang bakar. *Transition duct* berfungsi untuk mengarahkan aliran gas hasil pembakaran menuju sudu-sudu turbin untuk menghasilkan putaran poros turbin gas. Fungsi dari keseluruhan sistem adalah untuk mensuplai energi panas ke siklus turbin.



Gambar 2.10 Ruang Bakar Turbin Gas
(Sumber : Referensi 6, hal 385)

Sistem turbin ini terdiri dari komponen-komponen berikut yang jumlahnya bervariasi tergantung besar frame dan penggunaan turbin gas. Komponen-komponen tersebut adalah:

- a. *Combustion Chamber*, berfungsi sebagai tempat terjadinya pencampuran antara udara yang telah dikompresi dengan bahan bakar (*Natural Gas*) yang masuk.
- b. *Combustion Liners*, terdapat di dalam *combustion chamber* yang berfungsi sebagai tempat berlangsungnya pembakaran.
- c. *Fuel Nozzle*, berfungsi sebagai tempat masuknya bahan bakar ke dalam *combustion liners*.
- d. *Ignitors (Spark Plug)*, berfungsi untuk memercikkan bunga api ke dalam *combustion chamber* sehingga campuran bahan bakar dan udara dapat terbakar.
- e. *Transition Pieces*, berfungsi untuk mengarahkan dan membentuk aliran gas panas agar sesuai dengan ukuran *nozzle* dan sudu-sudu turbin gas.
- f. *Cross Fire Tubes*, berfungsi untuk meratakan nyala api pada semua *combustion chamber*.

- g. *Flame Detector*, merupakan alat yang dipasang untuk mendeteksi api dari proses pembakaran yang terjadi.

Combustion chamber yang ada disusun kosentris mengelilingi kompresor aksial dan disambungkan dengan keluaran udara terkompresi yang dialirkan langsung ke masing-masing *chambers*. Zona pembakaran pada *combustion chamber* ada tiga, yaitu : (Sumber : Referensi 5)

1. *Primary Zone*, merupakan tempat dimana bahan bakar berdifusi dengan udara kompresor untuk membentuk campuran udara bahan bakar yang siap dibakar.
2. *Secondary zone*, adalah zona penyempurnaan pembakaran sebagai kelanjutan pembakaran pada *primary zone*.
3. *Dilution zone*, adalah zona untuk mereduksi temperatur gas hasil pembakaran pada keadaan yang diinginkan pada saat masuk ke *first stage nozzle*.

Combustion liners, terdapat didalam *combustion chamber* yang berfungsi sebagai tempat berlangsungnya pembakaran.

Fuel nozzle terdapat pada ujung *combustion chamber* dan masuk ke *combustion liners*. Fungsi dari *fuel nozzle* ini adalah untuk mengabutkan bahan bakar dan mengarahkannya ke *reaction zone* pada ruang bakar.

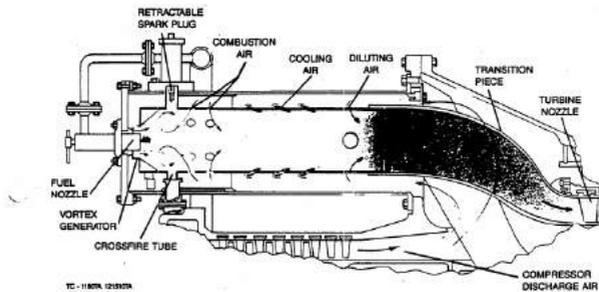
Transition piece terdapat diantara *combustion liners* dan *first stage nozzle*. Alat ini digunakan untuk mengarahkan udara panas yang dihasilkan pada *combustion section* ke *first stage nozzle*.

Spark plug terdapat pada bagian samping *combustion chamber* dan masuk ke *combustion liners*.

Spark plug berfungsi untuk memantik campuran bahan bakar dan udara pada saat turbin gas *start up*. Pembakaran

akan terus terjadi selama suplai bahan bakar dan udara terus berlangsung. Terdapat mekanisme pegas pada alat ini, setelah proses pembakaran terjadi, tekanan yang dihasilkan meningkat dan akan memaksa *plug* naik menuju *casing*.

Cross fire tube berfungsi untuk menghubungkan semua *combustion chamber*. Tabung ini digunakan untuk mengirimkan pengapian dari satu *combustion liner* ke yang berikutnya selama *start up*.



Gambar 2.11 *Turbo-annular or Can-annular Combustion Chamber*

(Sumber : Referensi 6, hal 388)

Prinsip Kerja Combuster

Dari kompresor, udara bertekanan dibawa ke ruang bakar (combuster). Di ruang bakar, udara bertekanan dibakar Bersama dengan fuel/bahan bakar. Bahan bakar yang umum dipakai adalah gas alam (natural gas). Selain gas alam, bahan bakar yang biasa dipakai sebagai bahan bakar adalah fuel oil/minyak (dengan efisiensi tinggi). Pebakaran bahan bakar berfungsi untuk menaikkan temperatur. Combuster didesain untuk menghasilkan campuran, pengenceran dan pendinginan sehingga gas yang keluar dari ruang bakar merupakan temperatur rata-rata dari campuran. Panjang dari ruang bakar didesain dengan mempertimbangkan waktu dan tempat yang cukup untuk

bahan bakar bisa terbakar sempurna dan memudahkan pemantik untuk membakar bahan bakar menjadi lebih mudah. Desain ruang bakar juga mempertimbangkan masalah residu pembakaran. Desain ruang bakar harus mempertimbangkan bagaimana mereduksi gas NOx.

3. Turbin

Turbin section merupakan tempat terjadinya konversi energi kinetik menjadi energi mekanik yang digunakan sebagai penggerak kompresor aksial dan perlengkapan lainnya. Dari daya total yang dihasilkan kira-kira 60 % digunakan untuk memutar kompresornya sendiri, dan sisanya digunakan untuk kerja yang dibutuhkan. Komponen-komponen pada turbin section adalah sebagai berikut : (Sumber : Referensi 5)

1. *Turbin Rotor Case*
2. *First Stage Nozzle*, berfungsi untuk mengarahkan gas panas ke *first stage turbine wheel*.
3. *First Stage Turbine Wheel*, berfungsi untuk mengkonversikan energi kinetik dari aliran udara yang berkecepatan tinggi menjadi energi mekanik berupa putaran rotor.
4. *Second Stage Nozzle dan Diafragma*, berfungsi untuk mengatur aliran gas panas ke *second stage turbine wheel*, sedangkan diafragma berfungsi untuk memisahkan kedua turbin wheel.
5. *Second Stage Turbine*, berfungsi untuk memanfaatkan energi kinetik yang masih cukup besar dari first stage turbine untuk menghasilkan kecepatan putar rotor yang lebih besar.

Prinsip Kerja Turbin

Pada turbin gas, *temperature and preassure drop*, dikonversi diubah menjadi energi mekanik. Konversi energi berlangsung dalam dua tahap. Pada bagian nosel, gas panas

mengalami proses ekspansi. Hampir 2/3 dari kerja yang dibutuhkan dari siklus ini diperlukan untuk menggerakkan kompresor. Oleh karena itu, kerja output dari turbin, dipakai untuk menggerakkan poros penggerak beban, hanya mempresentasikan 1/3 dari kerja siklus.

Pada turbin, khususnya pada 1st stage, yang menggerakkan bucket dan disc, harus mampu menahan temperature yang cukup tinggi (2200°F/1204°C). Temperatur yang sangat tinggi ini juga bercampur dengan kotoran/kontaminan dari udara dan bahan bakar sehingga sangat rawan terkena korosi. Kontaminasi ini sangat sulit untuk dikontrol, sehingga dibutuhkan bahan paduan/*alloys* dan proses *coating* yang cukup bagus untuk melindungi material dari korosi dan memaksimalkan umur dari komponen ini.

2.1.5 Komponen Penunjang Turbin Gas

Komponen penunjang turbin gas terdiri dari kumpulan system yang menunjang kinerja dari turbin gas. System-sitem tersebut antara lain *start system*, *fuel system*, *air system*, *lube oil system*, dan *control system*. Penjelasan singkat dari komponen penunjang yang ada pada turbin gas MW 701D adalah sebagai berikut : (Sumber : Referensi 5)

1. *Start System*

Start system berfungsi untuk *start up* sebelum turbin gas bekerja. *Starting system* dari turbin gas MW 701D adalah motor listrik. Motor listrik bekerja hingga turbin gas sudah mencapai *self sustaining speed* (kecepatan putar saat turbin gas mampu bekerja sendiri tanpa bantuan motor listrik)

2. *Fuel system*

Bahan bakar natural gas yang masuk ke injector di ruang bakar harus sesuai dengan tekanan dan temperatur kerja di ruang bakar. *Fuel system* terdiri dari komponen-komponen seperti *fuel gas supply* dan *fuel gas control*

untuk menjaga agar property dari natural gas yang berasal dari fuel tank sesuai dengan standar operasi turbin gas.

3. *Air system*

Udara di kompresor tidak semuanya masuk ke ruang bakar. Udara di kompresor dipergunakan untuk kebutuhan pembakaran dan *cooling system*

4. *Lube oil system*

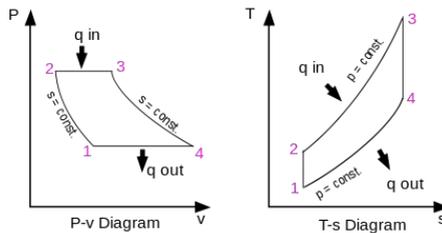
Lube oil system berfungsi untuk melakukan pelumasan secara terus menerus dan mengurangi friksi yang ada pada setiap komponen system turbin gas. Khususnya *bearing* dan *gear*. *Lube oil* disirkulasikan dari *lube oil tank* dengan menggunakan pompa.

5. *Control system*

Control system dalam turbin gas dipergunakan untuk mengontrol setiap operasi turbin gas untuk mengetahui kinerja setiap komponen turbin gas.

2.1.6 Prinsip Kerja Turbin Gas

Secara umum proses yang terjadi pada suatu sistim turbin gas terdapat empat proses. Keempat proses tersebut digambarkan pada T-s dan P-v diagram sebagai berikut :



Gambar 2.12 Diagram T-s dan P-V Siklus turbin Gas Ideal
(Sumber : Referensi 7)

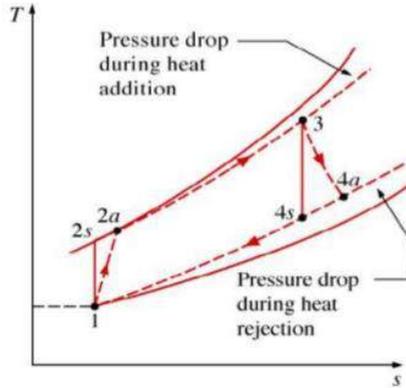
- Proses Kompresi 1-2
Udara masuk ke kompresor untuk dimampatkan sehingga mengalami kenaikan tekanan dan temperatur

- Proses Pembakaran 2-3
Udara bertekanan keluar dari kompresor bercampur dengan bahan bakar di ruang bakar sehingga terjadi reaksi pembakaran
- Proses ekspansi 3-4
Gas hasil pembakaran (*flue gas*) memasuki turbin dan mengalami proses ekspansi
- Pembuangan gas panas 4-1
Flue gas yang keluar dari turbin dibuang ke atmosfer

Kondisi aktual dari turbin gas berbeda dengan kondisi ideal apabila efek dari ireversibilitas dan rugi-rugi yang terjadi turut diperhitungkan. Beberapa pengaruh yang harus dipertimbangkan adalah :

1. Terdapat efisiensi isentropic dari kompresor dan turbin akibat adanya ireversibilitas
2. Kerugian tekanan (*pressure losses*) selama proses pembakaran dan pembuangan panas sehingga menyebabkan garis tekanan konstan menurun
3. Berubahnya nilai C_p dari fluida kerja akibat terjadinya perubahan temperatur
4. Variabel laju aliran massa udara untuk *cooling turbine* harus diperhitungkan

Sehingga kondisi yang ditunjukkan pada gambar 2.xx tidak lagi dapat menjelaskan operasi yang ada dalam turbin gas pada kondisi aktual. Siklus turbin gas yang aktual ditunjukkan pada gambar 2.13



Gambar 2.13 T-s Diagram Siklus Turbin Gas actual
(Sumber : Referensi 7)

2.2 Dasar Teori

2.2.1 Persamaan Laju Aliran Massa

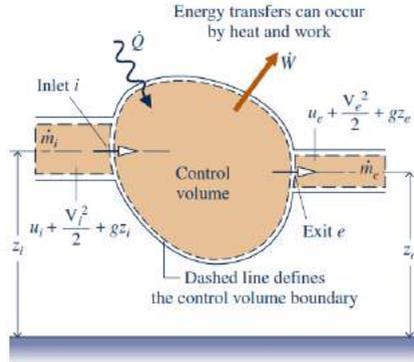
Suatu aliran fluida bermassa m , dengan kecepatan v , dan densitas ρ , melintasi penampang dA dalam satu selang waktu Δt . Jumlah massa aliran yang melintasi dA selama selang waktu Δt dapat dirumuskan dengan persamaan sebagai berikut : (Sumber : Referensi 2, hal 165)

$$\dot{m} = \frac{m}{\Delta t} = \rho V dA$$

Keterangan :

- m = Massa fluida (kg)
- \dot{m} = Laju aliran massa fluida (kg/s)
- Δt = Selang waktu (s)
- ρ = Densitas fluida (kg/m^3)
- dA = Luas penampang (m^2)

2.2.2 Hukum Termodinamika I



Gambar 2.14 Analisa Kesetimbangan Energi Pada Volume Atur
(Sumber : Referensi 2, hal 172)

Gambar di atas menunjukkan jalannya suatu proses dalam suatu volume atur. Analisa kesetimbangan energinya adalah (Sumber : referensi 2, hal 172)

$$\frac{dE_{CV}}{dt} = \dot{Q}_{CV} - \dot{W}_{CV} + \sum \dot{m}_i \left(h_i + \frac{V_i^2}{2} + gz_i \right) - \sum \dot{m}_e \left(h_e + \frac{V_e^2}{2} + gz_e \right)$$

Sistem dianalisa pada keadaan tunak, maka $dE_{CV}/dt = 0$. Sehingga persamaan di atas menjadi,

$$0 = \dot{Q}_{CV} - \dot{W}_{CV} + \sum \dot{m}_i \left(h_i + \frac{V_i^2}{2} + gz_i \right) - \sum \dot{m}_e \left(h_e + \frac{V_e^2}{2} + gz_e \right)$$

$$\dot{Q} - \dot{W} = \dot{m} \left((h_e - h_i) + \frac{1}{2}(V_e - V_i) + g(z_e - z_i) \right)$$

Apabila besarnya perubahan energi kinetic dan energi potensial diabaikan, maka persamaan di atas menjadi,

$$\dot{Q} - \dot{W} = \dot{m}(h_e - h_i)$$

Dimana :

- \dot{Q} = Laju kalor (kJ/s)
- \dot{W} = Laju kerja (kJ/s)
- \dot{m} = Laju aliran massa fluida (kg/s)
- h = entalpi spesifik (kJ/kg)
- V = Kecepatan fluida (m/s)
- z = Ketinggian fluida

Subscript

- e = Sisi keluar
- i = Sisi masuk

2.2.3 C_p , C_v , dan γ Gas Ideal

Kalor spesifik pada tekanan konstan, c_p dan kalor spesifik pada volume konstan, c_v didefinisikan sebagaimana berikut :
(Sumber : Referensi 2, hal 117)

$$\Delta h = c_p \Delta t \qquad \Delta u = c_v \Delta t$$

Untuk gas ideal, rasio kalor spesifik, γ dapat dirumuskan sebagai berikut :

$$\gamma = \frac{c_p}{c_v} = \frac{c_p}{c_p - R} = \frac{c_p}{c_p - \frac{\widehat{R}}{M}}$$

Keterangan :

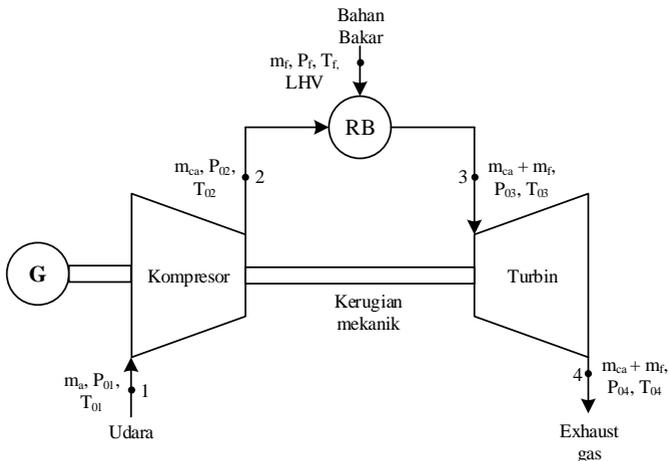
- Δh = Selisih entalpi spesifik (kJ/kg)

- Δu = Selisih energi dalam (kJ/kg)
- ΔT = Selisih temperatur (K)
- c_p = Kalor spesifik pada tekanan konstan (kJ/kg.K)
- c_v = Kalor spesifik pada volume konstan (kJ/kg.K)
- γ = Rasio spesifik kalor
- \hat{R} = Konstanta gas universal ($\hat{R}=8,315 \text{ kJ}/\text{kmol.K}$)
- M = Berat molekul (kg/kmol)

2.2.4 Analisa Termodinamika Pada Siklus Turbin Gas

Analisa yang dilakukan merupakan analisa siklus brayton turbin gas. Analisa yang dilakukan pada setiap komponen turbin gas berdasarkan pada blok diagram di bawah ini. Adapun penomoran yang ada pada blok diagram memiliki arti sebagai berikut :

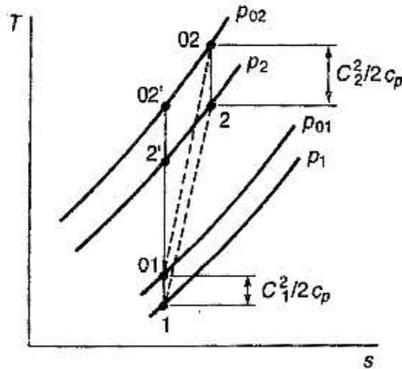
- 1 = Sisi *inlet* kompresor
- 2 = Sisi *discharge* kompresor
- 3 = Sisi *inlet* turbin
- 4 = Sisi exhaust turbin



Gambar 2.15 Blok Diagram Siklus Turbin Gas (*Brayton Cycle*)
(Sumber : Referensi 7)

2.2.4.1 Kompresor

Proses kompresi isentropik di kompresor ditunjukkan oleh gambar 2.16 di bawah ini :



Gambar 2.16 Proses Kompresi
(Sumber : Referensi 8, hal 56)

Persamaan gas ideal yang berada dalam kondisi isentropik dituliskan sebagai perbandingan temperatur dan tekanan seperti berikut di bawah ini : (Sumber : Referensi 8 hal 57)

$$\frac{T'_{02}}{T_{01}} = \left(\frac{P_{02}}{P_{01}}\right)^{\frac{(\gamma-1)}{\gamma}} = \left(\frac{P_{02}}{P_{01}}\right)^{\frac{(\gamma-1)}{\gamma}}, \text{ dimana } \frac{P_{02}}{P_{01}} = r_{pc}$$

Dimana r_{pc} merupakan rasio kompresi dari kompresor. Secara isentropik efisiensi kompresor, η_c adalah

$$\eta_c = \frac{\text{Kerja isentropik}}{\text{Kerja aktual}}$$

$$= \frac{W'_c}{W_c} = \frac{h'_{02} - h_{01}}{h_{02} - h_{01}} = \frac{T'_{02} - T_{01}}{T_{02} - T_{01}}$$

Kerja aktual yang dibutuhkan oleh kompresor adalah sebagai berikut :

$$\begin{aligned}\frac{\dot{W}_c}{\dot{m}_a} &= h_{02} - h_{01} \\ &= c_{pa}(T_{02} - T_{01}) \\ &= c_{pa}T_{01} \left[(r_{pc})^{\frac{(\gamma-1)}{\gamma}} - 1 \right]\end{aligned}$$

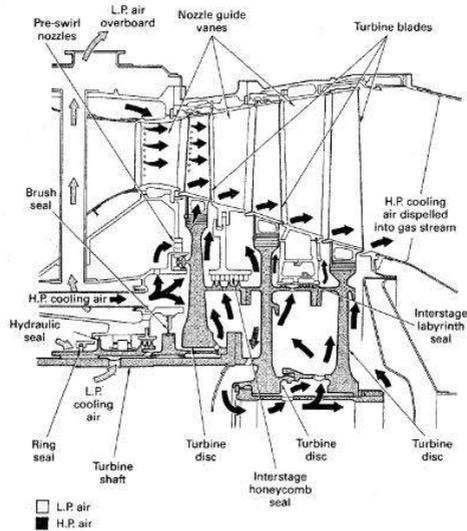
Keterangan :

- $\frac{\dot{W}_c}{\dot{m}_a}$ = Kerja kompresor per satuan massa udara (kJ/kg)
 h = Entalpi spesifik (kJ/kg)
 T = Temperatur (K)
 c_{pa} = kalor spesifik udara pada tekanan konstan (kJ/kg K)
 r_{pc} = Rasio kompresi dari kompresor
 η_c = Efisiensi isentropik dari kompresor (%)

Subscripts :

- 01 = Sisi inlet kompresor pada kondisi stagnasi
 02 = Sisi discharge kompresor pada kondisi stagnasi

Laju aliran massa udara di kompresor merupakan jumlah kebutuhan udara untuk proses pembakaran di ruang bakar dan kebutuhan untuk pendinginan turbin. Pendinginan turbin perlu dilakukan untuk menjaga material turbin untuk dapat beroperasi pada temperatur yang tinggi. Pendinginan turbin yang dilakukan meliputi pendinginan pada rotor dan stator. Besar dari laju udara pendinginan yaitu sebesar 15% untuk rotor dan 5% untuk stator dari jumlah laju aliran massa udara di kompresor. Total dari jumlah udara untuk kebutuhan pendinginan udara yaitu 21%. (Sumber : Referensi 9, hal 73)



Gambar 2.17 Distribusi Udara Pendinginan Pada Turbin
(Sumber : Referensi 8, hal 73)

$$\dot{m}_a = \dot{m}_{ca} + \dot{m}_{tca}$$

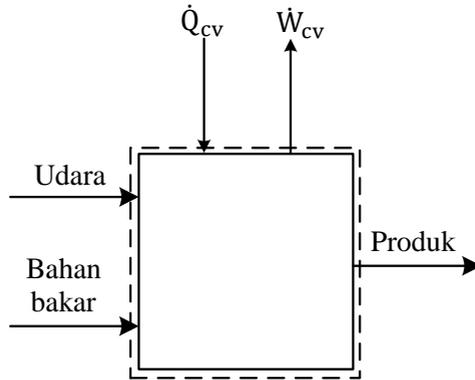
$$\begin{aligned} \dot{m}_{tca} &= \dot{m}_a - \dot{m}_{ca} \\ &= \dot{m}_a - 0,79\dot{m}_a \end{aligned}$$

Keterangan :

- \dot{m}_a = Laju aliran massa udara di Kompresor
- \dot{m}_{ca} = Laju aliran massa udara pembakaran
- \dot{m}_{tca} = Laju aliran massa udara pendinginan turbin

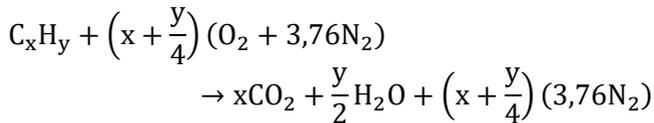
2.2.4.2 Ruang Bakar

Proses pembakaran yang terjadi di ruang bakar berlangsung pada tekanan konstan dan dianalisa dengan asumsi kondisi tunak, maka untuk menjelaskan proses pembakaran yang berlangsung digambarkan sebagai berikut :



Gambar 2.18 Skema Ruang Bakar
(Sumber : Referensi 2, hal 788)

Untuk bahan bakar hidrokarbon C_xH_y terbakar sempurna dengan jumlah udara teoritis maka reaksi yang terjadi di ruang bakar adalah sebagai berikut : (Sumber : Referensi 2, hal 790)



Dengan menerapkan persamaan kesetimbangan energi dengan asumsi energi potensial dan energi kinetik diabaikan maka reaksi pembakaran yang terjadi adalah

$$\dot{Q}_{cv} + \bar{h}_{C_xH_y} + \left(x + \frac{y}{4}\right) \bar{h}_{O_2} + \left(x + \frac{y}{4}\right) 3,76\bar{h}_{N_2} \\ = x\bar{h}_{CO_2} + \frac{y}{2}\bar{h}_{H_2O} + \left(x + \frac{y}{4}\right) 3,76\bar{h}_{N_2} + \dot{W}_{cv} \\ \dot{Q}_{cv} + \bar{h}_R = \bar{h}_R + \dot{W}_{cv}$$

Dengan entalpi (\bar{h}) dapat dirumuskan dengan

$$\bar{h} = \bar{h}_f^0 + \Delta\bar{h}$$

Dimana \bar{h}_f^0 merupakan entalpi pada kondisi tekanan atmosfer dan pada temperatur 298 K, sedangkan $\Delta\bar{h}$ merupakan selisih antara entalpi pada kondisi tertentu dengan entalpi pada kondisi 298 K, 1 atm. Dengan merujuk pada persamaan sebelumnya maka persamaan energi pada ruang bakar adalah sebagai berikut :

$$\dot{Q}_{cv} + \sum_R n_i (\bar{h}_f^0 + \Delta\bar{h})_i = \sum_P n_e (\bar{h}_f^0 + \Delta\bar{h})_e + \dot{W}_{cv}$$

Dengan bahan bakar dan udara (reaktan) dinotasikan dengan i sedangkan e merupakan produk dari hasil pembakaran.

- Penentuan harga Cp produk pembakaran (C_{p_g})

Penentuan harga C_{p_g} dilakukan dengan menggunakan perumusan $C_{p_{campuran}}$. Langkah awal yang harus dilakukan adalah dengan mengasumsikan bahwa proses pembakaran yang terjadi dalam ruang bakar berlangsung secara sempurna (*complete combustion process*). Hal tersebut dilakukan karena alat analisa gas buang yang tidak tersedia. Dari definisi untuk $C_{p_{campuran}}$ diketahui bahwa : (Sumber : Referensi 10, hal 35)

$$C_{p_{campuran}} = \frac{\sum n_e \bar{C}_{p_e}^0}{\sum n_e M_e}$$

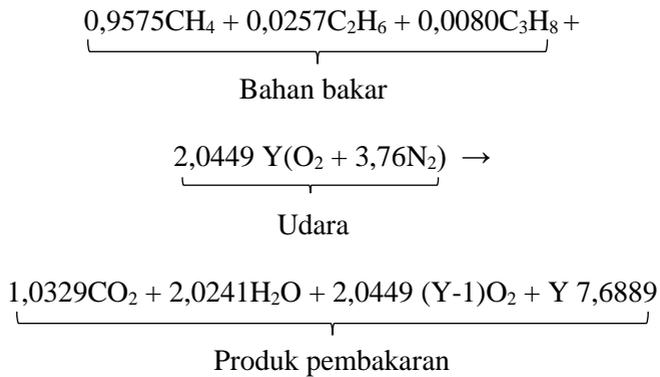
Keterangan ;

n_e = Jumlah mol tiap molekul yang terdapat dalam produk pembakaran (kmol)

\bar{C}_p^0 = Panas spesifik tiap molekul yang terdapat dalam produk pembakaran (kJ/kmol K)

M_e = Berat molekul tiap komponen yang terdapat dalam produk pembakaran (kg/kmol)

Dari asumsi yang telah ditentukan maka reaksi pembakaran yang terjadi dengan bahan bakar natural gas adalah



Dimana Y merupakan besarnya udara lebih (*excess air*). sedangkan presentase senyawa penyusun bahan bakar natural gas dapat dilihat pada lampiran 11. Dari persamaan reaksi pembakaran di atas, *air fuel ratio* dapat ditentukan dengan persamaan berikut : (Sumber : Referensi 9, hal 614)

$$\text{AFR} = \frac{\sum n_a M_a}{\sum n_f M_f}$$

Keterangan :

- n_a = Jumlah mol uadar pembakaran (kmol)
- n_f = Jumlah mol setiap senyawa penyusun bahan bakar
- M_a = Berat molekul udara pembakaran (kg/kmol)
- M_f = Berat molekul setiap senyawa penyusun bahan Bakar (kg/kmol)

2.2.4.3 Kerugian Tekanan di Ruang Bakar

Kerugian tekanan yang terjadi di ruang bakar terjadi karena adanya gesekan fluida kerja terhadap material. Penyebab lain yang juga mengakibatkan kerugian tekanan di ruang bakar yaitu reaksi pembakaran yang tidak sempurna. Konsekuensi yang ditimbulkan akibat kerugian tekanan di ruang bakar yaitu

menurunnya nilai tekanan di sisi inlet turbin. (Sumber : Referensi 8, hal 62)

$$P_{03} = P_{02} - \Delta P_b$$

Keterangan :

ΔP_b = Kerugian di ruang bakar (kPa)

P_2 = Tekanan di sisi discharge kompresor (kPa)

P_3 = Tekanan di sisi inlet turbin (kPa)

2.2.4.4 Kerugian Mekanik

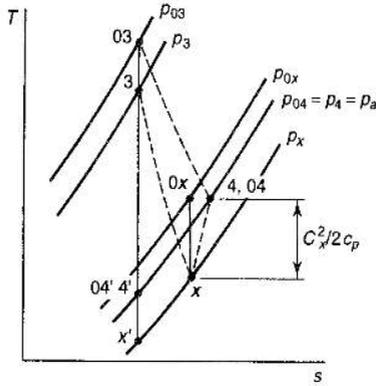
Sistem turbin gas dilengkapi dengan *thrust bearing* dan *journal bearing* untuk menjaga agar sistem tetap dalam kondisi stabil dan tidak timbul vibrasi. Efek dari pemasangan bearing tersebut menimbulkan kerugian daya mekanis yang disebut *mechanical losses*. (Sumber : Referensi 8, hal 66)

$$W_c = \frac{1}{\eta_m} C_{p_a} (T_{02} - T_{01})$$

Dengan η_m adalah efisiensi mekanik dalam satuan %. Pada umumnya besarnya efisiensi berkisar 95% hingga 99%

2.2.4.5 Turbin

Proses yang terjadi di turbin berkebalikan dengan proses yang terjadi di kompresor. Proses yang terjadi pada turbin adalah proses ekspansi. Proses ekspansi pada turbin ditunjukkan pada gambar 2.19 di bawah ini.



Gambar 2.19 Proses Ekspansi
(Sumber : Referensi 8, hal 58)

Persamaan untuk proses gas ideal yang berada dalam kondisi isentropik, dituliskan sebagai perbandingan temperatur dan tekanan seperti berikut : (Sumber : Referensi 8, hal 57)

$$\frac{T_{03}}{T_{04}} = \left(\frac{P_{03}}{P_{04}} \right)^{\frac{(\gamma-1)}{\gamma}}$$

Secara isentropik efisiensi turbin η_t adalah sebagai berikut :

$$\begin{aligned} \eta_t &= \frac{\text{Kerja aktual}}{\text{Kerja isentropik}} \\ &= \frac{W_t}{W'_t} = \frac{h_{03} - h_{04}}{h'_{03} - h_{04}} = \frac{T_{03} - T_{04}}{T'_{03} - T_{04}} \end{aligned}$$

Kerja aktual yang dihasilkan oleh turbin adalah

$$W_t = (h_{03} - h_{04})$$

$$= c_{pg}(T_{03} - T_{04})$$

Keterangan :

- W_t = Kerja turbin (kJ/kg)
- h = Entalpi spesifik (kJ/kg)
- T = Temperatur (K)
- c_{pg} = Kalor spesifik flue gas pada tekanan konstan (kJ/kg K)
- η_t = Efisiensi isentropik turbin

Subscript :

- $_{03}$ = Sisi inlet turbin pada kondisi stagnasi
- $_{04}$ = Sisi discharge turbin pada kondisi stagnasi

2.2.5 Parameter Unjuk Kerja

Parameter hasil unjuk kerja turbin gas adalah *thermal efficiency, power output, specific fuel consumption, dan heat rate*. Keempat parameter tersebut digunakan untuk mengidentifikasi apakah terjadi unjuk kerja turbin gas atau tidak. Berikut adalah penjelasan dari masing-masing parameter beserta perumusan yang digunakan.

2.2.5.1 Thermal Efficiency

Thermal efficiency didefinisikan sebagai rasio dari energi output yang dihasilkan dengan energi input selama siklus berlangsung. *Thermal efficiency* berhubungan dengan daya yang dihasilkan oleh siklus. Besarnya *thermal efficiency* dirumuskan sebagai berikut : (Sumber : Referensi 8, hal 47)

$$\begin{aligned} \eta_{th} &= \frac{\dot{W}_{nett}}{\dot{Q}_{in}} \times 100\% \\ &= \frac{\dot{W}_t - \dot{W}_c}{LHV \times \dot{m}_f} \times 100\% \end{aligned}$$

Keterangan :

$$\begin{aligned}\eta_{th} &= \text{Thermal efficiency (\%)} \\ \dot{W}_{nett} &= \text{Daya netto turbin gas (kW)} \\ \dot{W}_t &= \text{Daya turbin (kW)} \\ \dot{W}_c &= \text{Daya kompresor (kW)} \\ \dot{Q}_{in} &= \text{Kalor input bahan bakar (kW)}\end{aligned}$$

2.2.5.2 Power Output

Power output yang dihasilkan oleh turbin gas merupakan besarnya daya yang dihasilkan oleh generator yang berasal dari daya netto turbin dikalikan dengan efisiensi generator. Sehingga dapat dirumuskan sebagai berikut :
(Sumber : Referensi 8, hal 47)

$$\begin{aligned}P_{out} &= \dot{W}_{nett} \times \eta_g \\ &= \dot{W}_t - \dot{W}_c \times \eta_g\end{aligned}$$

Keterangan :

$$\begin{aligned}P_{out} &= \text{Power output (kW)} \\ \dot{W}_{nett} &= \text{Daya netto turbin gas (kW)} \\ \eta_g &= \text{Efisiensi generator (\%)}\end{aligned}$$

2.2.5.3 Specific Fuel Consumption

Specific fuel consumption (SFC) menunjukkan jumlah bahan bakar yang dibutuhkan untuk dapat membangkitkan *power output* setiap jam. Pada daya netto turbin gas yang tetap, apabila *specific fuel consumptionnya* meningkat, maka pemakaian bahan bakar yang digunakan menjadi semakin boros. *Specific fuel consumption* dirumuskan sebagai berikut :
(Sumber : Referensi 8, hal 69)

$$SFC = \frac{\dot{m}_f}{\dot{W}_{nett}}$$

$$= \frac{\dot{m}_f}{\dot{W}_t - \dot{W}_c}$$

Keterangan :

SFC = *Specific fuel consumption* (kg/kWh)

\dot{m}_f = Laju aliran massa bahan bakar (kg/s)

\dot{W}_{nett} = Daya netto turbin gas (kW)

2.2.5.4 Heat Rate

Heat rate menunjukkan jumlah energi yang diperlukan untuk menghasilkan energi listrik. Nilai dari *hate rate* bergantung terhadap laju aliran massa bahan bakar dan nilai kalor yang dimiliki oleh bahan bakar. *Hate rate* digunakan untuk mengidentifikasi terjadinya penurunan unjuk kerja turbin gas karena adanya penurunan *power output*. Perumusan yang digunakan untuk menghitung *heat rate* adalah sebagai berikut : (Sumber : Referensi 15)

$$\begin{aligned} \text{HR} &= \frac{\dot{Q}_{\text{in}}}{P_{\text{out}}} \\ &= \frac{\dot{m}_f \times \text{LHV}}{\dot{W}_t - \dot{W}_c} \end{aligned}$$

Keterangan :

HR = *Heat rate* (kJ/kWh)

\dot{Q}_{in} = Kalor input bahan bakar (kW)

P_{out} = *Power output* (kW)

\dot{m}_f = Laju aliran massa bahan bakar (kg/s)

LHV = *Lower Heating Value* (kJ/kg)

2.3 Maintenance Turbin Gas

Maintenance merupakan perawatan untuk mencegah hal-hal yang tidak diinginkan seperti kerusakan terlalu cepat terhadap

semua peralatan pabrik, baik yang sedang beroperasi maupun yang berfungsi sebagai suku cadang. Kerusakan yang timbul biasanya terjadi karena keausan akibat pengoperasian yang terus menerus, dan juga akibat langkah pengoperasian yang salah.

Maintenance pada turbin gas selalu tergantung dari faktor-faktor operasional dengan kondisi yang berbeda di setiap wilayah. Semua pabrik pembuat turbin gas telah menetapkan suatu ketetapan yang aman dalam pengoperasian sehingga turbin selalu dalam batas kondisi aman dan tepat waktu untuk melakukan maintenance. Program pemeliharaan yang baik akan memperlambat terjadinya kerusakan dan juga dapat meningkatkan kemampuan dari peralatan/instalasi yang dipelihara. Secara umum perawatan yang dilakukan pada turbin gas diantaranya adalah :
(Sumber : Referensi 12)

- *Preventive maintenance*
Preventive maintenance merupakan suatu kegiatan perawatan yang direncanakan baik itu secara rutin maupun periodik, karena apabila perawatan tepat dilakukan pada waktunya akan mengurangi *down time* dari peralatan.
- *Predictive maintenance*
Predictive maintenance merupakan kegiatan monitor, menguji, dan mengukur peralatan-peralatan yang beroperasi dengan menentukan perubahan yang terjadi pada bagian utama, apakah peralatan tersebut berjalan dengan normal atau tidak.
- *Corrective maintenance*
Corrective maintenance adalah perawatan yang dilakukan dengan memperbaiki perubahan kecil yang terjadi dalam desain, serta menambahkan komponen-komponen yang sesuai dan juga menambahkan material-material yang cocok.

Adapun jenis perawatan yang lain yang tidak disebutkan karena sudah tidak relevan untuk dilakukan di turbin gas.

2.3.1 Faktor Penyebab Kerusakan dan Penurunan Kinerja Komponen Turbin Gas

Adapun faktor-faktor penyebab kerusakan dan penurunan kinerja komponen turbin gas menurut adalah sebagai berikut :
(Sumber : Referensi 12)

1. *Fouling*

Fouling disebabkan oleh partikel berupa kabut minyak dan air yang menempel pada *airfoil* dan permukaan *anulus*. Akibatnya meningkatnya kekasaran permukaan dan perubahan bentuk *airfoil*. *Fouling* sendiri umumnya dapat dihilangkan dengan pembersihan.

2. *Hot Corrosion*

Hot corrosion merupakan kerugian material dari komponen yang dilalui aliran akibat reaksi kimia antara komponen tersebut dengan pencemar tertentu. Seperti asam mineral, garam, atau gas reaktif. Produk dari reaksi kimia ini menempel pada komponen berupa kerak.

3. *Corrosion*

Corrosion disebabkan oleh udara pencemar, bahan bakar dan zat pencemar yang berasal dari pembakaran.

4. *Erosion*

Erosion merupakan penghilangan material yang mudah mengelupas dari jalur aliran oleh partikel keras yang mengenai permukaan aliran. Umumnya partikel ini berdiameter lebih dari 20 μm .

5. *Damage*

Damage seringkali disebabkan oleh objek luar berukuran besar menghantam komponen yang dilalui aliran. Objek ini masuk ke dalam *engine* melalui *inlet air*, atau potongan *engine* yang rusak

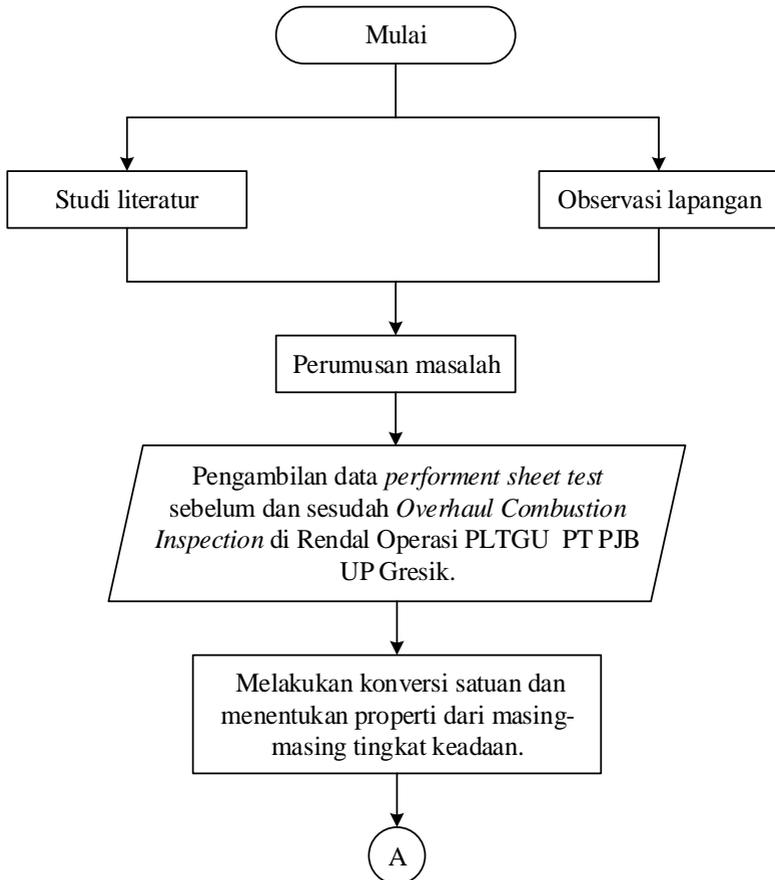
6. *Abrasion*

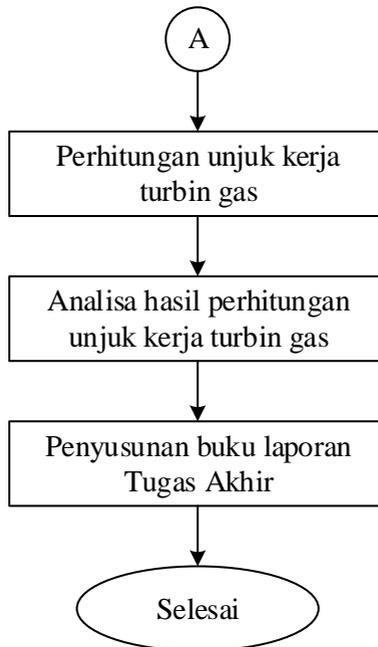
Abrasion disebabkan ketika permukaan yang berputar bergesekan dengan permukaan yang diam.

BAB III METODOLOGI

3.1 Metodologi Pengerjaan Tugas Akhir

Dalam proses pengerjaan tugas akhir ini dilakukan dengan beberapa tahapan yang digambarkan pada diagram alir berikut :





Gambar 3.1 Diagram Alir Metodologi Pengerjaan Tugas Akhir

3.2 Penjelasan Diagram Alir Pengerjaan Tugas Akhir

Tugas akhir “Analisa Termodinamika Unjuk Kerja Turbin Gas PLTGU GT 2.3 PT PJB UP Gresik Sebelum dan Sesudah *Overhaul Combustion Inspection* Terhadap” dalam penyelesaiannya memiliki metode dan tahapan sebagai berikut :

3.2.1 Studi Literatur

Studi literatur merupakan pengkajian untuk mendapatkan topik tugas akhir sebelum melakukan observasi lapangan. Pada pengkajian ini juga meliputi studi pustaka yang berkaitan dengan turbin gas yang diperoleh dari berbagai sumber seperti *Fundamental Of Thermodynamics* oleh Claus Borgnakke dan Richard E. Sonntag, *Fundamental Of Gas Turbine Theory* oleh William W. Bathie, *Gas Turbine Theory* oleh H. Cohen, G. F. C. Rogers, dan H. I. H. Saravanamuttoo dan beberapa sumber lain.

Selain itu dalam pengkajian studi literatur ini juga berdasarkan penelitian terdahulu.

3.2.2 Observasi Lapangan

Observasi lapangan dilakukan untuk mengetahui adanya permasalahan pada kondisi sebenarnya di lapangan. Tujuan dari mengetahui permasalahan di lapangan yaitu untuk diamati dan dianalisa sebagai topik yang akan diangkat. Hasil dari observasi yang dilakukan yaitu dipilihnya turbin gas sebagai topik yang diangkat pada tugas akhir ini. Analisa yang dilakukan pada turbin gas difokuskan pada proses perawatan terhadap pengaruh unjuk kerja turbin gas.

3.2.3 Perumusan Masalah

Setelah melakukan observasi dan melakukan berbagai studi literatur, maka dapat dirumuskan permasalahan dengan topik dan objek penelitian tugas akhir yaitu turbin gas PLTGU GT 2.3 PT PJB UP Gresik. Tugas akhir ini mengangkat permasalahan bagaimana pengaruh *overhaul combustion inspection* terhadap unjuk kerja turbin gas dengan variasi beban generator.

3.2.4 Pengambilan Data

Pada tahapan ini data dikumpulkan dari berbagai macam sumber sebagai informasi untuk analisa unjuk kerja turbin gas PLTGU GT 2.3. Berbagai macam sumber data yang dimaksud yaitu :

- Data *commissioning* dan unjuk kerja
Data *commissioning* turbin gas GT 2.3 diperoleh dari buku *performance test* tahun 1994 PLTGU GT 2.3 PT PJB UP Gresik. Dari data *commissioning* tersebut didapatkan data sebagai berikut :
 - Kerugian tekanan di ruang bakar
 - Kerugian mekanik
 - Efisiensi generator

- Data operasi turbin gas sebelum dan sesudah *overhaul combustion inspection*.

Data operasi ini diambil dari *performance sheet test* sebelum dan sesudah *overhaul combustion inspection* pada PLTGU GT 2.3 yang dilakukan pada tanggal 7 s.d 11 Februari 2017. Data yang diambil pada saat *performance test* adalah data yang diambil ketika turbin gas dikondisikan dalam keadaan semua *drain valve*, *by pass valve* dan *isolation valve* tertutup. Selain itu proses pengambilan data juga dilakukan pada saat kondisi stabil dan tidak ada *adjustment* parameter yang sedang berlangsung. Hal tersebut bertujuan agar hasil pengambilan data yang dilakukan dapat mendekati kondisi yang sebenarnya.

Data yang diambil pada operasi turbin gas sebelum dan sesudah *overhaul combustion inspection* adalah sebagai berikut :

- Temperatur udara lingkungan
- Tekanan udara lingkungan
- Temperatur udara keluar kompresor
- Tekanan udara keluar kompresor
- Temperatur *flue gas* keluar turbin
- Tekanan *flue gas* keluar turbin
- Laju kapasitas bahan bakar
- LHV bahan bakar
- Data Properti Bahan Bakar

Data properti bahan bakar diperoleh dari hasil uji bahan bakar di laboratorium bahan bakar PT. PJB UP Gresik. Dari hasil uji bahan bakar diperoleh data sebagai berikut :

- Komposisi penyusun bahan bakar
- *Specific gravity* bahan bakar

3.2.5 Konversi Satuan dan Penentuan Properti

Pada tahapan ini dilakukan konversi satuan dari data-data yang telah diperoleh ke dalam satuan yang umum digunakan

untuk mempermudah proses perhitungan. Selanjutnya dilakukan penentuan properti pada setiap tingkat keadaan guna untuk menghitung unjuk kerja turbin gas.

3.2.6 Perhitungan Unjuk Kerja Turbin Gas

Setelah dilakukan konversi satuan dan didapatkan properti pada masing-masing tingkat keadaan. Maka selanjutnya dilakukan perhitungan unjuk kerja turbin gas dengan menggunakan data properti di setiap titik yang telah diperoleh. Perhitungan unjuk kerja tersebut yaitu meliputi daya yang dihasilkan oleh turbin, daya yang dibutuhkan untuk menggerakkan kompresor, daya netto yang dihasilkan turbin gas, *thermal efficiency*, *power output* yang mampu dihasilkan oleh turbin gas, *specific fuel consumption*, dan *heat rate*.

3.2.7 Analisa Unjuk Kerja Turbin Gas

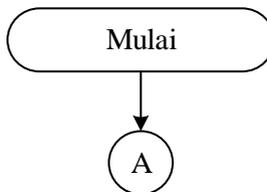
Setelah didapatkan hasil perhitungan unjuk kerja dari turbin gas. Selanjutnya hasil perhitungan tersebut dianalisa untuk diperoleh seberapa besar kenaikan persentase unjuk kerja turbin gas terhadap pengaruh *overhaul combustion inspection*.

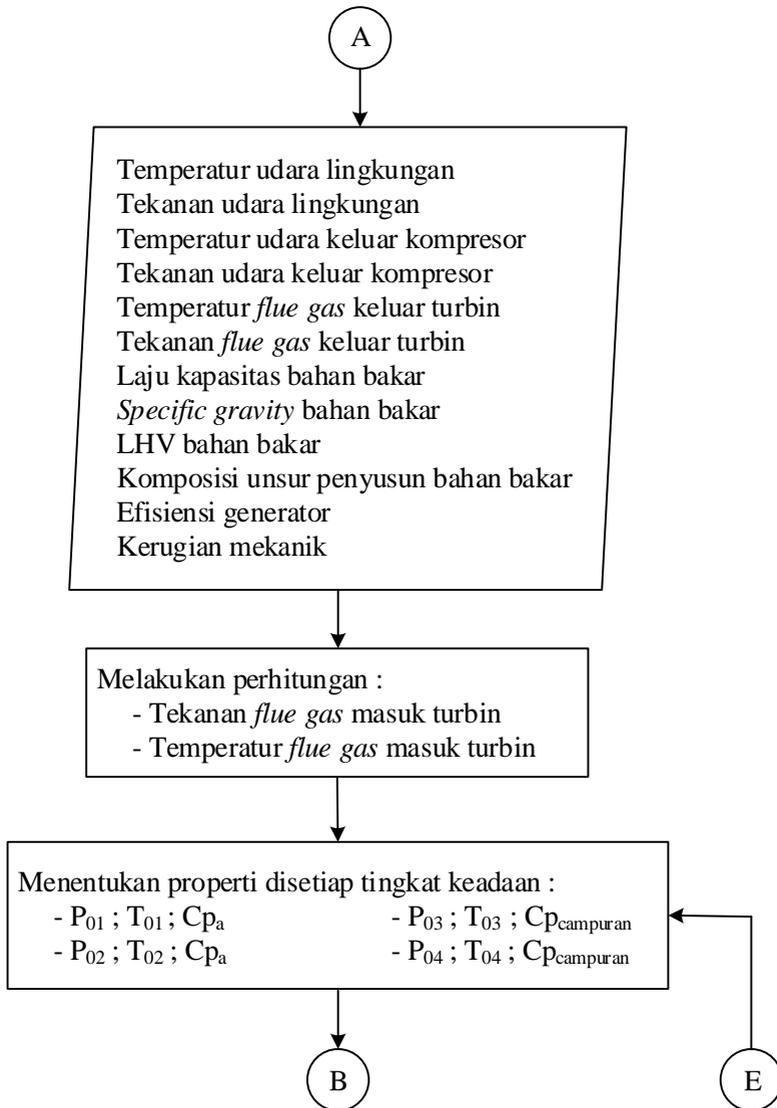
3.2.8 Penyusunan Buku Tugas Akhir

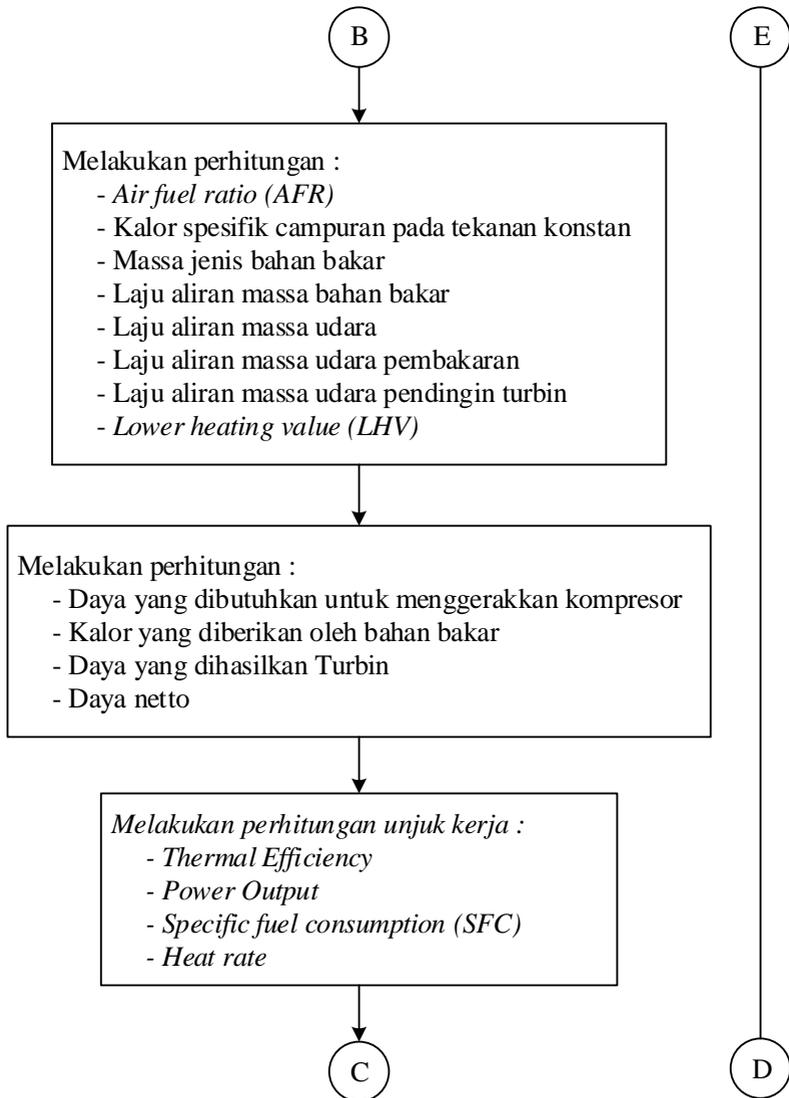
Pada tahapan yang terakhir ini yaitu penyusunan laporan buku tugas akhir mengenai topik yang telah diangkat.

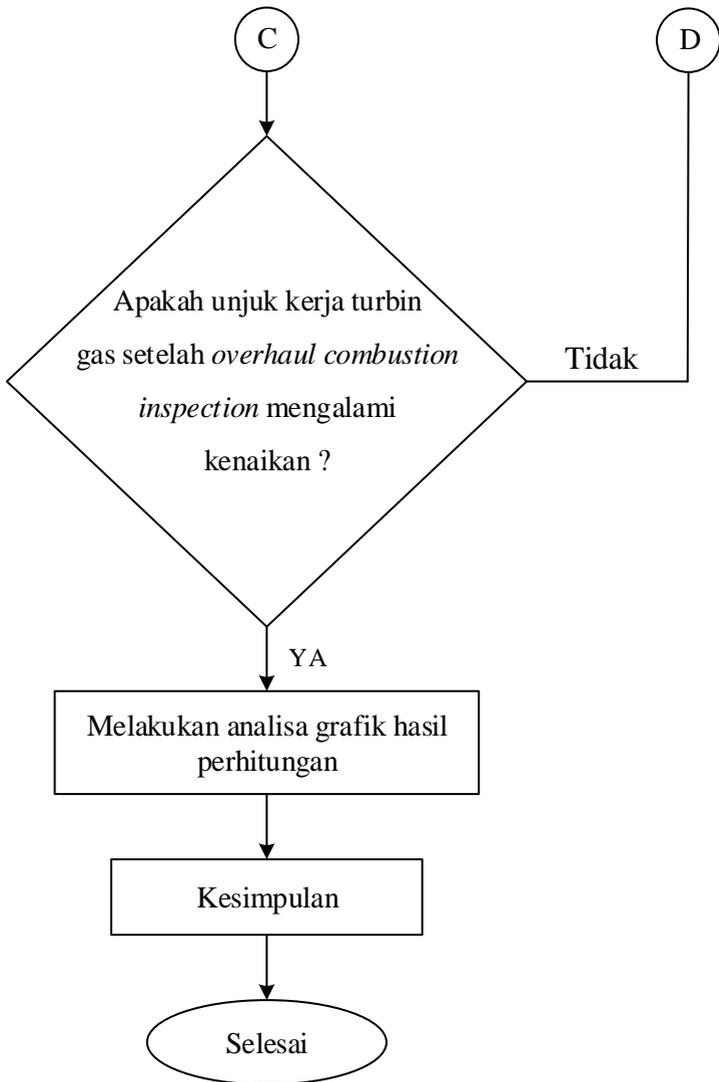
3.3 Metodologi Perhitungan Unjuk Kerja Turbin Gas

Metodologi yang digunakan untuk menghitung unjuk kerja turbin gas PLTGU GT 2.3 adalah ditinjau dari termodinamika dengan metode perhitungan seperti diagram alir berikut :









Gambar 3.2 Diagram Alir Perhitungan Unjuk Kerja Turbin Gas

BAB IV

PERHITUNGAN DAN ANALISA DATA

Pada bab ini akan dijabarkan langkah-langkah perhitungan unjuk kerja turbin gas dan hasil dari perhitungan tersebut akan dilakukan analisa. Data yang akan digunakan dalam perhitungan tersebut yaitu :

1. Data operasi PLTGU GT 2.3 PT. PJB UP Gresik sebelum dan sesudah dilakukan *overhaul combustion inspection*.
2. Data yang dianalisa yaitu pada pembebanan 50 MW, 100 MW, dan beban maksimum sebelum dan sesudah *overhaul combustion inspection*

4.1 Data Hasil Pengamatan

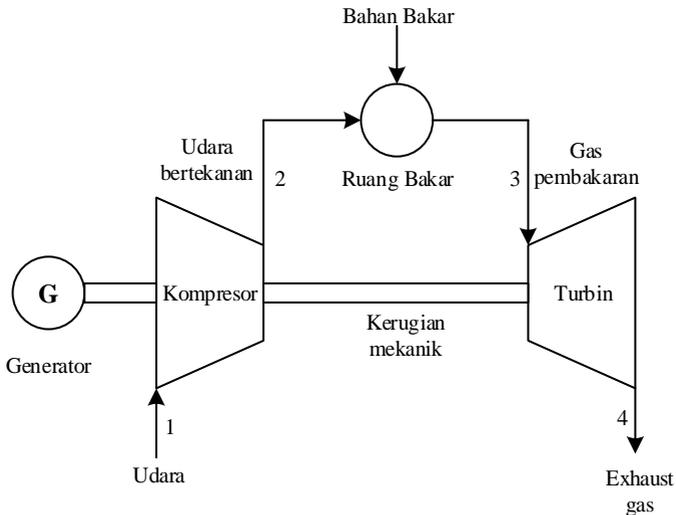
Setelah Melakukan pengamatan di lapangan didapatkan data-data sebagai sumber analisa sebagai berikut :

- Data properti komponen dari data *performance sheet test* PLTGU GT 2.3 yang meliputi :
 - Temperatur masuk kompresor
 - Tekanan masuk kompresor
 - Temperatur keluar kompresor
 - Tekanan keluar kompresor
 - Temperatur keluar turbin
 - Tekanan keluar turbin
 - Laju kapasitas bahan bakar
 - *Lower Heating Value (LHV)* bahan bakar
- Data properti komponen dari data *commissioning* yang meliputi :
 - Kerugian tekanan di ruang bakar
 - Kerugian mekanik
 - Efisiensi generator
- Data properti bahan bakar yang meliputi :
 - Komposisi penyusun bahan bakar
 - *Specific gravity* bahan bakar

- Data perawatan *overhaul combustion inspection* yang meliputi :
 - Jadwal *overhaul combustion inspection*
 - Cakupan pekerjaan
 - Perbaikan dan penggantian komponen

4.2 Perhitungan Properti Pada Setiap Tingkat Keadaan

Sebelum melakukan perhitungan unjuk kerja terlebih dahulu perlu mengetahui properti disetiap tingkat keadaan pada blok diagram turbin gas. Adapun blok diagram turbin gas itu sendiri adalah sebagai berikut :



Gambar 4.1 Blok Diagram Turbin Gas

Metode perhitungan yang digunakan berdasarkan pada beberapa asumsi untuk menyederhanakan proses perhitungan. Asumsi-asumsi tersebut adalah sebagai berikut:

1. Setiap komponen yang dianalisa dalam keadaan *steady state*.

2. Proses yang terjadi pada turbin dan kompresor merupakan proses isentropik.
3. Proses yang terjadi di dalam turbin gas tidak dijabarkan secara detail karena mengacu pada data operasi atau *performance test sheet* yang ada.
4. Perhitungan performa turbin gas didasarkan pada kalor yang masuk dan keluar pada sistem saja, tidak menghitung perpindahan panas yang terjadi pada setiap tingkat keadaan yang ada di dalam turbin gas.

Dalam contoh perhitungan unjuk kerja turbin gas berikut digunakan data pada pembebanan 100 MW setelah *overhaul combustion inspection*. Berikut merupakan tabel data operasi turbin gas yang telah dilakukan konversi satuan yang nantinya dapat digunakan untuk mendapatkan properti untuk setiap tingkat keadaan.

Tabel 4.1 Data Operasi Turbin Gas Setelah Overhaul Combustion Inspection GT 2.3 Pada Beban 100 MW

Parameter	Nilai	Satuan
Temperatur masuk kompresor	302.50	K
Tekanan lingkungan	101.325	kPa
Temperatur keluar kompresor	672.33	K
Tekanan keluar kompresor	1297.75	kPa
Temperatur keluar turbin	784.33	K
Tekanan keluar turbin	102.285	kPa
LHV	1053.80	BTU/SCF
Laju aliran bahan bakar	30.07	kNm ³ /h
Temperatur bahan bakar	298.00	K
<i>Specific Gravity</i> bahan bakar	0.585	-

- **Tingkat keadaan 1**

Pada tingkat keadaan ini udara dari atmosfer masuk ke kompresor melalui *inlet air filter*. Properti yang didapat yaitu tekanan dan temperatur pada sisi masuk kompresor. Dari tabel operasi turbin gas di atas diperoleh temperatur dan tekanan yaitu :

$$\begin{aligned}T_a &= T_{01} = 302,50 \text{ K} \\P_a &= P_{01} = 101,325 \text{ kPa}\end{aligned}$$

- **Tingkat keadaan 2**

Pada tingkat keadaan ini udara keluar dari kompresor yang telah terkompresi sehingga memiliki tekanan dan temperatur yang tinggi. Udara yang berasal dari kompresor dipergunakan untuk kebutuhan udara pembakaran dan juga pendinginan turbin yang dicerat dari row ke 6, 9 dan 14. Udara yang digunakan untuk pendinginan turbin yaitu sebesar 21% dari laju aliran massa udara di kompresor. Dari tabel operasi turbin gas di atas diperoleh data temperatur dan tekanan yaitu :

$$\begin{aligned}T_{02} &= 672,33 \text{ }^{\circ}\text{K} \\P_{02} &= 1297,75 \text{ kPa}\end{aligned}$$

- **Tingkat keadaan 3**

Pada tingkat keadaan ini telah terjadi reaksi pembakaran yang berlangsung di ruang bakar. Bahan bakar natural gas di injeksikan ke ruang bakar sehingga bereaksi dengan udara bertekanan sehingga terjadi pembakaran. Selama proses pembakaran berlangsung terjadi kerugian tekanan yang besarnya diperoleh dengan persamaan berikut :

$$\Delta P_b = \frac{P_{02} - P_{03}}{P_{02}} \times 100\%$$

Dalam proses pengambilan data yang dilakukan, besar tekanan keluar ruang bakar P_{03} tidak diketahui karena keterbatasan alat ukur yang digunakan. Sehingga dengan menggunakan pendekatan bahwa kerugian tekanan yang terjadi besarnya sama dengan data *commissioning*. Dari data *commissioning* pembebanan 100 MW didapatkan data tekanan masuk ruang bakar P_{02} sebesar 1284,691 kPa dan tekanan keluar ruang bakar P_{03} sebesar 1255,270 kPa. Sehingga kerugian tekanan yang terjadi yaitu :

$$\begin{aligned}\Delta P_b &= \frac{1284,691 \text{ kPa} - 1255,270 \text{ kPa}}{1284,691 \text{ kPa}} \times 100 \% \\ &= 2,29008 \%\end{aligned}$$

Setelah besar kerugian tekanan diperoleh, maka besar P_{03} dapat dihitung dengan persamaan berikut :

$$\begin{aligned}P_{03} &= P_{02} - \Delta P_b \times P_{02} \\ &= 1297,75 \text{ kPa} - 0,0229008 \times 1297,75 \text{ kPa} \\ &= 1268,03 \text{ kPa}\end{aligned}$$

Setelah nilai P_{03} diperoleh, untuk mendapatkan besar temperatur masuk turbin T_{03} dapat menggunakan persamaan berikut :

$$\begin{aligned}\frac{T_{03}}{T_{04}} &= \left(\frac{P_{03}}{P_{04}}\right)^{\left(\frac{\gamma-1}{\gamma}\right)} \\ T_{03} &= T_{04} \left(\frac{P_{03}}{P_{04}}\right)^{\left(\frac{\gamma-1}{\gamma}\right)} \\ &= 784,33 \text{ K} \left(\frac{1268,03 \text{ kPa}}{102,285 \text{ kPa}}\right)^{\left(\frac{1,333-1}{1,333}\right)} \\ &= 784,33 \text{ K} (12,39^{0,2498})\end{aligned}$$

$$= 1401,93 \text{ K}$$

Pada tingkat keadaan ini nilai dari kalor spesifik pada tekanan konstan diperoleh dari hasil perhitungan yang akan dilakukan pada sub bab ini.

- **Tingkat keadaan 4**

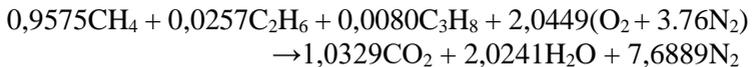
Pada tingkat keadaan ini terjadi ekspansi gas hasil pembakaran dari turbin. Tekanan dan temperatur mengalami penurunan akibat proses ekspansi di turbin. Berdasarkan data operasi didapat besarnya tekanan dan temperatur pada keadaan ini yaitu :

$$T_{04} = 784,33 \text{ K}$$

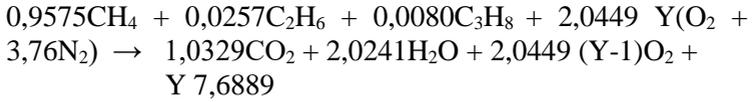
$$P_{04} = 102,285 \text{ kPa}$$

- **Perhitungan *Air Fuel Ratio***

Dalam perhitungan *air fuel ratio* digunakan reaksi pembakaran yang berdasarkan hasil uji komposisi bahan bakar yang terdapat dalam lampiran 8. Dalam perhitungan reaksi pembakaran hanya digunakan komposisi bahan bakar yang dominan yaitu CH_4 , C_2H_6 , C_3H_8 . Untuk menghitung kebutuhan udara pembakaran digunakan asumsi *complete combustion*.



Dari reaksi pembakaran di atas dapat diketahui bahwa untuk membakar 1 kmol bahan bakar dibutuhkan oksigen sebesar 2,0449 kmol. Dalam suatu reaksi pembakaran biasanya terdapat jumlah udara lebih. Untuk menghitung jumlah udara lebih tersebut, maka persamaan reaksi pembakaran di atas menjadi seperti berikut :



Dimana Y merupakan jumlah udara lebih. Untuk mendapatkan jumlah udara lebih maka digunakan persamaan entalpi pembentukan dengan asumsi tidak ada kerugian tekanan dan tidak ada kalor yang keluar sistem selama proses pembakaran berlangsung.

$$\begin{aligned} \cancel{Q_{C.V.}} + \bar{H}_R &= \cancel{W_{C.V.}} + \bar{H}_P \\ \bar{H}_R &= \bar{H}_P \\ \sum_R n_i \bar{h}_i &= \sum_P n_e \bar{h}_e \\ \sum_R n_i (\bar{h}_f^0 + \Delta \bar{h})_i &= \sum_P n_e (\bar{h}_f^0 + \Delta \bar{h})_e \end{aligned}$$

Untuk mempermudah dalam mendapatkan entalpi dari reaktan dan produk maka dilakukan perhitungan entalpi reaktan terlebih dahulu.

$$\begin{aligned} \sum_R n_i (\bar{h}_f^0 + \Delta \bar{h})_i &= n_{\text{CH}_4} (\bar{h}_f^0 + \Delta \bar{h})_{\text{CH}_4} + n_{\text{C}_2\text{H}_6} (\bar{h}_f^0 + \Delta \bar{h})_{\text{C}_2\text{H}_6} + \\ & n_{\text{C}_3\text{H}_8} (\bar{h}_f^0 + \Delta \bar{h})_{\text{C}_3\text{H}_8} + n_{\text{O}_2} (\bar{h}_f^0 + \Delta \bar{h})_{\text{O}_2} + \\ & n_{\text{N}_2} (\bar{h}_f^0 + \Delta \bar{h})_{\text{N}_2} \end{aligned}$$

Dalam tabel operasi turbin gas diketahui bahwa temperatur bahan bakar $T_f = 298 \text{ K}$ dan temperatur udara pembakaran $T_{02} = 672,33 \text{ K}$. Untuk mendapatkan properti entalpi dari bahan bakar dan udara pembakaran digunakan tabel A.10 *Enthalpy of*

Formation and Absolute Entropy of Various Substances dan A.9 *Ideal Gas Properties of Various Substances* yang terdapat pada lampiran 6 dan 5

$$\begin{aligned}
 \sum_R n_i(\bar{h}_f^0 + \Delta\bar{h})_i &= 0,9575(-74873 + 0) \frac{\text{kJ}}{\text{kmol}} + \\
 &0,0257(-84740 + 0) \frac{\text{kJ}}{\text{kmol}} + \\
 &0,0080(-103900 + 0) \frac{\text{kJ}}{\text{kmol}} + \\
 &2,0449Y(0 + 11598,61) \frac{\text{kJ}}{\text{kmol}} + \\
 &7,6889Y(0 + 11095,00) \frac{\text{kJ}}{\text{kmol}} \\
 &= -71690,90 \frac{\text{kJ}}{\text{kmol}} - 2177,82 \frac{\text{kJ}}{\text{kmol}} - \\
 &831,20 \frac{\text{kJ}}{\text{kmol}} + 23718,00Y \frac{\text{kJ}}{\text{kmol}} + \\
 &85308,35Y \frac{\text{kJ}}{\text{kmol}} \\
 &= 109026,35Y \frac{\text{kJ}}{\text{kmol}} - 74699,92 \frac{\text{kJ}}{\text{kmol}}
 \end{aligned}$$

Setelah entalpi reaktan didapatkan maka selanjutnya dilakukan perhitungan untuk mendapatkan entalpi dari produk.

$$\begin{aligned}
 \sum_P n_e(\bar{h}_f^0 + \Delta\bar{h})_e &= n_{\text{CO}_2}(\bar{h}_f^0 + \Delta\bar{h})_{\text{CO}_2} + n_{\text{H}_2\text{O}}(\bar{h}_f^0 + \Delta\bar{h})_{\text{H}_2\text{O}} + \\
 &n_{\text{O}_2}(\bar{h}_f^0 + \Delta\bar{h})_{\text{O}_2} + n_{\text{N}_2}(\bar{h}_f^0 + \Delta\bar{h})_{\text{N}_2}
 \end{aligned}$$

Dalam tabel operasi turbin gas diketahui bahwa temperatur gas hasil pembakaran $T_{03} = 1401,93$ K. Untuk mendapatkan properti entalpi dari gas hasil pembakaran digunakan tabel A.9 *Ideal Gas Properties of Various Substances* yang terdapat pada lampiran 5

$$\begin{aligned}
 \sum_P n_e(\bar{h}_f^0 + \Delta\bar{h})_e &= 1,0329(-393522 + 56184,34) \frac{\text{kJ}}{\text{kmol}} + \\
 & 2,0241(-241826 + 43722,97) \frac{\text{kJ}}{\text{kmol}} + \\
 & 2,0449(Y - 1)(0 + 37139,37) \frac{\text{kJ}}{\text{kmol}} + \\
 & 7,6889Y(0 + 11095,00) \frac{\text{kJ}}{\text{kmol}} \\
 &= -348436,07 \frac{\text{kJ}}{\text{kmol}} - 400980,34 \frac{\text{kJ}}{\text{kmol}} + \\
 & 75946,30Y \frac{\text{kJ}}{\text{kmol}} - 75946,30 \frac{\text{kJ}}{\text{kmol}} + \\
 & 269947,74Y \frac{\text{kJ}}{\text{kmol}} \\
 &= 345894,04Y \frac{\text{kJ}}{\text{kmol}} - 825362,71 \frac{\text{kJ}}{\text{kmol}}
 \end{aligned}$$

Setelah entalpi reaktan dan produk telah diperoleh selanjutnya dilakukan perhitungan untuk menentukan jumlah udara lebihan Y dengan menggunakan persamaan yang telah dijabarkan sebelumnya.

$$\begin{aligned}
 \sum_R n_i(\bar{h}_f^0 + \Delta\bar{h})_i &= \sum_P n_e(\bar{h}_f^0 + \Delta\bar{h})_e \\
 109026,35Y \frac{\text{kJ}}{\text{kmol}} - 74699,92 \frac{\text{kJ}}{\text{kmol}} &= 345894,04Y \frac{\text{kJ}}{\text{kmol}} -
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& 825362,71 \frac{\text{kJ}}{\text{kmol}} \\
109026,35Y \frac{\text{kJ}}{\text{kmol}} - 345894,04Y \frac{\text{kJ}}{\text{kmol}} &= -825362,71 \frac{\text{kJ}}{\text{kmol}} + \\
& 74699,92 \frac{\text{kJ}}{\text{kmol}} \\
-236867,69Y \frac{\text{kJ}}{\text{kmol}} &= -750662,79 \frac{\text{kJ}}{\text{kmol}} \\
Y &= 3,1691
\end{aligned}$$

Setelah mengetahui jumlah udara lebih maka untuk menentukan besarnya *air fuel ratio (AFR)* dapat menggunakan persamaan berikut :

$$AFR = \frac{\sum n_a M_a}{\sum n_f M_f}$$

Untuk mempermudah dalam menentukan massa udara pembakaran dan bahan bakar maka dilakukan perhitungan untuk menentukan massa udara pembakaran terlebih dahulu.

$$\sum n_a M_a = (n_{O_2} + n_{N_2}) M_a$$

Untuk mendapatkan berat molekul dari udara digunakan *Table A.5 Properties of Various Ideal Gas* yang terdapat di lampiran 4

$$\begin{aligned}
\sum n_a M_a &= 6,4804(1 + 3,76) \text{ kmol} \times 28,97 \frac{\text{kg}}{\text{kmol}} \\
&= 893,64 \text{ kg}
\end{aligned}$$

Setelah massa udara pembakaran diperoleh selanjutnya yaitu menentukan massa dari bahan bakar.

$$\sum n_f M_f = n_{\text{CH}_4} M_{\text{CH}_4} + n_{\text{C}_2\text{H}_6} M_{\text{C}_2\text{H}_6} + n_{\text{C}_3\text{H}_8} M_{\text{C}_3\text{H}_8}$$

Untuk mendapatkan berat molekul dari masing-masing unsur penyusun bahan bakar digunakan *Table A.5 Properties of Various Ideal Gas* yang terdapat di lampiran 4

$$\begin{aligned} \sum n_f M_f &= \left(0,9575 \text{ kmol} \times 16,043 \frac{\text{kg}}{\text{kmol}} \right) + \\ &\quad \left(0,0257 \text{ kmol} \times 30,070 \frac{\text{kg}}{\text{kmol}} \right) + \\ &\quad \left(0,0080 \text{ kmol} \times 44,094 \frac{\text{kg}}{\text{kmol}} \right) \\ &= 16,48 \text{ kg} \end{aligned}$$

Sehingga *air fuel ratio* diperoleh

$$\begin{aligned} \text{AFR} &= \frac{893,64 \text{ kg udara}}{16,48 \text{ kg bahan bakar}} \\ &= 54,20 \frac{\text{kg udara}}{\text{kg bahan bakar}} \end{aligned}$$

- **Perhitungan Kalor Spesifik Campuran Pada Tekanan Konstan**

Berdasarkan persamaan reaksi pembakaran di atas selanjutnya nilai $C_{p\text{campuran}}$ dapat diperoleh dengan menggunakan persamaan sebagai berikut :

$$C_{p\text{campuran}} = \frac{\sum n_e \bar{C}_p^0}{\sum n_e M_e}$$

Untuk mempermudah dalam perhitungan $C_{p\text{campuran}}$ maka dilakukan perhitungan untuk menentukan C_p dari masing-masing unsur penyusun gas hasil pembakaran terlebih dahulu.

$$\sum n_e \bar{C}_p^0 = n_{\text{CO}_2} \bar{C}_p^0 \text{CO}_2 + n_{\text{H}_2\text{O}} \bar{C}_p^0 \text{H}_2\text{O} + n_{\text{O}_2} \bar{C}_p^0 \text{O}_2 + n_{\text{N}_2} \bar{C}_p^0 \text{N}_2$$

Untuk mendapatkan C_p dari masing-masing unsur penyusun gas hasil pembakaran pada temperatur 1404,98 K diperoleh dari tabel B.5, B.14, B.18, B.22 *Thermochemical Properties* yang terdapat pada lampiran 7.

$$\begin{aligned} \sum n_e \bar{C}_p^0 &= \left(1,0329 \text{ kmol} \times 13,822 \frac{\text{kcal}}{\text{kmol K}} \right) + \\ &\quad \left(2,0241 \text{ kmol} \times 10,999 \frac{\text{kcal}}{\text{kmol K}} \right) + \\ &\quad \left(4,4356 \text{ kmol} \times 8,677 \frac{\text{kcal}}{\text{kmol K}} \right) + \\ &\quad \left(24,3671 \text{ kmol} \times 8,256 \frac{\text{kcal}}{\text{kmol K}} \right) \\ &= 276,202 \frac{\text{kcal}}{\text{K}} \end{aligned}$$

Dari hasil perhitungan di atas selanjutnya dilakukan konversi ke dalam satuan kJ/K

$$\begin{aligned} \sum n_e \bar{C}_p^0 &= 276,202 \frac{\text{kcal}}{\text{K}} \times \frac{4,184 \text{ kJ}}{1 \text{ kcal}} \\ &= 1155,629 \frac{\text{kJ}}{\text{K}} \end{aligned}$$

Setelah didapatkan C_p dari masing-masing unsur penyusun gas hasil pembakaran selanjutnya dilakukan perhitungan untuk menentukan massa gas hasil pembakaran.

$$\sum n_e M_e = n_{\text{CO}_2} M_{\text{CO}_2} + n_{\text{H}_2\text{O}} M_{\text{H}_2\text{O}} + n_{\text{O}_2} M_{\text{O}_2} + n_{\text{N}_2} M_{\text{N}_2}$$

Untuk mendapatkan berat molekul dari masing-masing unsur penyusun bahan bakar digunakan *Table A.5 Properties of Various Ideal Gas* yang terdapat di lampiran 4

$$\begin{aligned} \sum n_e M_e &= \left(1,0329 \text{ kmol} \times 44,010 \frac{\text{kg}}{\text{kmol}} \right) + \\ &\quad \left(2,0241 \text{ kmol} \times 18,015 \frac{\text{kg}}{\text{kmol}} \right) + \\ &\quad \left(4,4356 \text{ kmol} \times 31,999 \frac{\text{kg}}{\text{kmol}} \right) + \\ &\quad \left(24,3671 \text{ kmol} \times 28,013 \frac{\text{kg}}{\text{kmol}} \right) \\ &= 906,452 \text{ kg} \end{aligned}$$

Setelah C_p dari masing-masing unsur penyusun gas hasil pembakaran dan massa gas hasil pembakaran diperoleh maka $C_{p\text{campuran}}$ dapat diperoleh sebagai berikut :

$$\begin{aligned} C_{p\text{campuran}} &= \frac{1155,629 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}}{906,452 \text{ kg}} \\ &= 1,276 \frac{\text{kJ}}{\text{kg K}} \end{aligned}$$

- **Perhitungan Massa Jenis Bahan Bakar**

Berdasarkan lampiran 11 pengujian komposisi bahan bakar didapatkan *specific gravity* $SG = 0,585$. Untuk

menentukan massa jenis bahan bakar maka perlu untuk menentukan massa jenis udara terlebih dahulu dengan menggunakan persamaan berikut :

$$\begin{aligned}\rho_a &= \frac{P_{01}}{R \times T_{01}} \\ &= \frac{101325 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}}{286,9 \frac{\text{N m}}{\text{kg K}} \times 302,50 \text{ K}} \\ &= 1,1675 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\end{aligned}$$

Maka massa jenis bahan bakar dapat diperoleh dengan menggunakan persamaan berikut :

$$\begin{aligned}\rho_f &= SG \times \rho_a \\ &= 0,585 \times 1,1675 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \\ &= 0,6829 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\end{aligned}$$

- **Perhitungan Laju Aliran Massa Bahan Bakar**

Dari data tabel operasi turbin gas didapatkan kapasitas bahan bakar pada kondisi normal 14,7 Psia dan 32 °F sebesar 30,07 kNm³/h. Sehingga untuk mendapatkan laju aliran massa bahan bakar dapat menggunakan persamaan berikut :

$$\dot{m}_f = \dot{V}_f \times \rho_f$$

$$\begin{aligned}
 &= 30,07 \frac{\text{kNm}^3}{\text{h}} \times \frac{1 \text{ h}}{3600 \text{ s}} \times \frac{1000}{1 \text{ k}} \times 0,6829 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \\
 &= 5,70 \frac{\text{kg}}{\text{s}}
 \end{aligned}$$

- **Perhitungan Laju Aliran Massa Udara**

Laju aliran massa udara di kompresor merupakan jumlah udara yang digunakan untuk kebutuhan udara pembakaran dan pendinginan turbin. Dari sumber referensi yang diperoleh besarnya udara pendingin turbin yaitu 21% dari jumlah laju aliran massa udara di kompresor.

$$\begin{aligned}
 \dot{m}_a &= \dot{m}_{ca} + \dot{m}_{tca} \\
 \dot{m}_a &= 0,79\dot{m}_a + 0,21\dot{m}_a
 \end{aligned}$$

Sebelum menentukan laju aliran massa udara di kompresor perlu untuk terlebih dahulu menentukan laju aliran massa udara pembakaran dengan menggunakan persamaan sebagai berikut :

$$\begin{aligned}
 \dot{m}_{ca} &= \text{AFR} \times \dot{m}_f \\
 &= 54,20 \times 5,70 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \\
 &= 309,23 \frac{\text{kg}}{\text{s}}
 \end{aligned}$$

Sehingga besarnya laju aliran massa udara di kompresor dan laju aliran massa udara pendingin turbin berturut-turut sebagai berikut :

$$\dot{m}_a = 309,23 \frac{\text{kg}}{\text{s}} + 0,21\dot{m}_a$$

$$\dot{m}_a - 0,21\dot{m}_a = 309,23 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$0,79\dot{m}_a = 309,23 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$\dot{m}_a = \frac{309,23 \frac{\text{kg}}{\text{s}}}{0,79}$$

$$\dot{m}_a = 391,43 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Dan laju aliran massa udara pendingin turbin

$$\begin{aligned} \dot{m}_{tca} &= 0,21 \times \dot{m}_a \\ &= 0,21 \times 391,43 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \\ &= 82,20 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \end{aligned}$$

- **Perhitungan LHV Bahan Bakar**

LHV merupakan nilai kalor bawah pada suatu bahan bakar. Dari data operasi didapatkan nilai LHV 1053,80 BTU/SCF. Untuk mendapatkan LHV dalam satuan kJ/kg maka dilakukan konversi satuan sebagai berikut :

$$\begin{aligned} \text{LHV} &= \frac{\text{LHV}}{\rho_f} \\ &= 1053,80 \frac{\text{BTU}}{\text{SCF}} \times \frac{\text{SCF}}{0,02831 \text{ m}^3} \times \frac{1,0543 \text{ kJ}}{\text{BTU}} \times \frac{\text{m}^3}{0,6829 \text{ kg}} \\ &= 57480,35 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \end{aligned}$$

4.3 Perhitungan Unjuk Kerja Turbin Gas

Dalam perhitungan unjuk kerja turbin gas di sub bab ini menggunakan beberapa parameter unjuk kerja yang berdasarkan ASME PTC 22, 1997. Adapun beberapa unjuk kerja yang dimaksud adalah :

1. *Thermal Efficiency*
2. *Power Output*
3. *Specific Fuel Consumption*
4. *Heat rate*

Dari keempat parameter di atas yang akan dilakukan perhitungan pada subbab ini dan juga akan dilakukan analisa dari hasil perhitungan tersebut.

4.3.1 Perhitungan Thermal Efficiency

Thermal efficiency merupakan rasio daya yang mampu dihasilkan oleh turbin gas dengan energi kalor yang dibutuhkan. *Thermal efficiency* dinyatakan dalam bentuk persentase, semakin tinggi persentase *thermal efficiency* dari suatu turbin gas maka kerugian-kerugian yang ada selama sistem beroperasi semakin kecil. Dari data-data yang telah diperoleh maka untuk menentukan besarnya *thermal efficiency* dapat menggunakan persamaan berikut :

$$\eta_{th} = \frac{\dot{W}_{netto}}{\dot{Q}_{in}} \times 100\%$$

Daya yang mampu dihaikan oleh suatu turbin gas disebut dengan daya netto \dot{W}_{netto} . Daya netto diperoleh dari hasil pengurangan daya turbin dengan daya yang dibutuhkan untuk menggerakkan kompresor dan juga kerugian mekanik.

$$\dot{W}_{netto} = \dot{W}_t - \dot{W}_c - \text{Kerugian Mekanik}$$

Dari data yang telah diperoleh daya turbin dapat dihitung dengan menggunakan persamaan berikut :

$$\begin{aligned}
\dot{W}_t &= (\dot{m}_{ca} + \dot{m}_f) \times C_{p_{campuran}} \times (T_{03} - T_{04}) \\
&= (309,23 + 5,70) \frac{\text{kg}}{\text{s}} \times 1,276 \frac{\text{kJ}}{\text{kg K}} \\
&\quad \times (1401,93 - 784,33)\text{K} \\
&= 249166,12 \text{ kW}
\end{aligned}$$

Sedangkan untuk daya yang dibutuhkan untuk menggerakkan kompresor \dot{W}_c dapat dihitung dengan persamaan berikut :

$$\begin{aligned}
\dot{W}_c &= \dot{m}_a \times C_{p_a} \times (T_{02} - T_{01}) \\
&= 391,43 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \times 1,005 \frac{\text{kJ}}{\text{kg K}} \times (672,33 - 302,50)\text{K} \\
&= 146175,37 \text{ kW}
\end{aligned}$$

Sehingga daya netto yang mampu dihasilkan adalah

$$\begin{aligned}
\dot{W}_{netto} &= \dot{W}_t - \dot{W}_c - \text{Kerugian Mekanik} \\
&= (249365,16 - 145485,83 - 1100) \text{ kW} \\
&= 102779,32 \text{ kW}
\end{aligned}$$

Besar dari energi kalor \dot{Q}_{in} yang dibutuhkan oleh turbin gas diperoleh dari perkalian antara laju aliran massa bahan bakar dengan nilai kalor bawah dari bahan bakar.

$$\begin{aligned}
\dot{Q}_{in} &= \dot{m}_f \times \text{LHV} \\
&= 5,70 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \times 57480,35 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \\
&= 32791,92 \text{ kW}
\end{aligned}$$

Dengan kerugian mekanik yang diperoleh dari data *commissioning* PLTGU GT 2.3 sebesar 1100 kW maka besar persentase *thermal efficiency* adalah

$$\begin{aligned}\eta_{th} &= \frac{102779,32 \text{ kW}}{32791,92 \text{ kW}} \times 100\% \\ &= 31,34 \%\end{aligned}$$

4.3.2 Perhitungan Power Output

Power output merupakan daya yang mampu dihasilkan oleh turbin gas untuk menghasilkan energi listrik. Karena dalam blok diagram turbin gas pada gambar 4.1 menunjukkan bahwa turbin gas dikopel dengan generator maka *power output* yang dihasilkan oleh turbin gas dinyatakan sebagai perkalian daya netto dengan efisiensi generator. Semakin besar *power output* yang dihasilkan maka ujuk kerja turbin gas semakin baik.

Dari data yang diperoleh bahwa efisiensi generator PLTGU GT 2.3 adalah 0,987. Sehingga *power output* yang mampu dihasilkan turbin gas adalah sebagai berikut :

$$\begin{aligned}P_o &= \dot{W}_{netto} \times \eta_g \\ &= 102779,32 \text{ kW} \times 0,987 \\ &= 101443,18 \text{ kW}\end{aligned}$$

4.3.3 Perhitungan Specific Fuel Consumption

Specific fuel consumption atau pemakaian bahan bakar spesifik merupakan konsumsi bahan bakar yang digunakan untuk menghasilkan daya dari suatu turbin gas. *Specific fuel consumption* dinyatakan dalam satuan kg/kWh. Semakin kecil nilai *specific fuel consumption* untuk menghasilkan daya yang sama dari suatu turbin gas maka semakin baik ujuk kerja turbin gas tersebut. Untuk menghitung *specific fuel consumption* dapat menggunakan persamaan berikut :

$$\begin{aligned}
 \text{SFC} &= \frac{\dot{m}_f}{\dot{W}_{\text{netto}}} \\
 &= \frac{5,70 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \times \frac{3600 \text{ s}}{\text{h}}}{102779,32 \frac{\text{kJ}}{\text{s}}} \\
 &= 0,1998 \frac{\text{kg}}{\text{kWh}}
 \end{aligned}$$

4.3.4 Perhitungan Heat Rate

Heat rate menyatakan besarnya energi *input* bahan bakar yang dibutuhkan untuk menghasilkan energi listrik. *Heat rate* dinyatakan dalam satuan kcal/kWh. Untuk mengetahui unjuk kerja turbin gas dapat dilihat dengan mengetahui *heat rate* yang dibutuhkan. Semakin tinggi *heat rate* yang dibutuhkan untuk menghasilkan daya yang sama maka unjuk kerja dari turbin gas tersebut mengalami penurunan.

$$\begin{aligned}
 \text{HR} &= \frac{\dot{Q}_{\text{in}}}{P_o} \\
 &= \frac{32791,92 \frac{\text{kJ}}{\text{s}} \times \frac{3600 \text{ s}}{\text{h}} \times \frac{\text{kcal}}{4,18 \text{ kJ}}}{101443,18 \text{ kW}} \\
 &= 2781,61 \frac{\text{kcal}}{\text{kWh}}
 \end{aligned}$$

4.4 Analisa Perhitungan Unjuk Kerja Turbin Gas Sebelum dan Sesudah Combustion Inspection

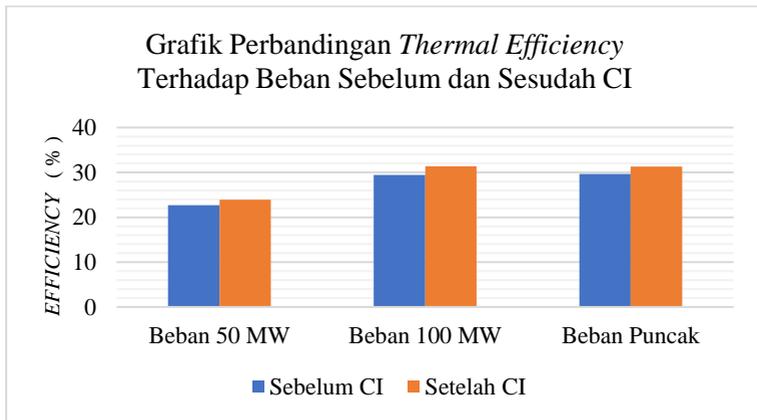
Dengan cara yang sama pada contoh perhitungan di atas, hasil perhitungan unjuk kerja sebelum dan sesudah *overhaul combustion inspection* pada variasi beban yang berbeda dapat disajikan dalam bentuk tabel di bawah ini :

Tabel 4.2 Unjuk Kerja Turbin Gas PLTGU GT 2.3 Sebelum dan Sesudah *Overhaul Combustion Inspection*

Parameter	Beban 50 MW		Beban 100 MW		Beban Puncak	
	Sebelum CI	Sesudah CI	Sebelum CI	Sesudah CI	Sebelum CI	Sesudah CI
\dot{W}_c (kW)	105233,94	103506,65	149545,70	146175,37	149436,06	148564,82
\dot{W}_t (kW)	155778,42	155180,51	251316,69	249166,22	251997,65	256746,08
\dot{W}_{net} (kW)	50543,38	51672,76	101769,89	102989,76	102560,48	108180,17
\dot{Q}_{in} (kW)	222366,14	216250,03	346055,16	327919,24	346055,16	342423,15
η_{th}	22,73	23,89	29,41	31,41	29,64	31,59
P_o (kW)	49886,32	50639,30	100446,88	101650,89	101227,20	106773,82
SFC (kg/kWh)	0,2647	0,2627	0,2036	0,1994	0,2018	0,1973
HR (kcal/kWh)	3838,96	3677,86	2967,12	2778,32	2944,25	2762,01

4.4.1 Perbandingan Thermal Efficiency Sebelum dan Sesudah Combustion Inspection (CI)

Untuk mempermudah dalam analisa hasil perhitungan unjuk kerja dari turbin gas dapat disajikan dalam bentuk grafik sebagai berikut :



Gambar 4.2 Grafik Perbandingan Thermal Efficiency Terhadap Beban Sebelum dan Sesudah Combustion Inspection

Berdasarkan grafik di atas menunjukkan *thermal efficiency* pada beban yang sama setelah *combustion inspection* mengalami peningkatan dibandingkan sebelum *combustion inspection*. Grafik di atas juga menunjukkan seiring bertambahnya beban terjadi peningkatan terhadap *thermal efficiency*. Hal tersebut dipengaruhi oleh daya netto yang mampu dihasilkan oleh turbin gas dan laju aliran massa bahan bakar. Dari perhitungan yang telah dilakukan didapat daya netto pada beban yang sama mengalami peningkatan setelah dilakukan *combustion inspection* sedangkan laju aliran massa bahan bakar yang dibutuhkan mengalami penurunan.

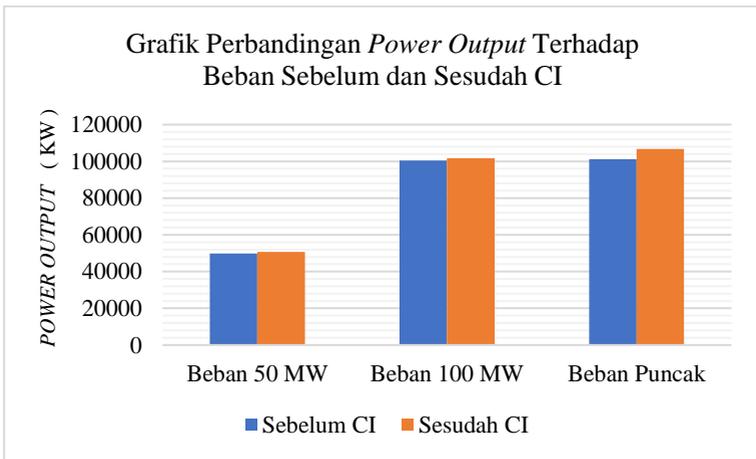
Peningkatan daya netto tersebut terjadi karena penurunan daya yang dibutuhkan untuk menggerakkan kompresor. Dari hasil perhitungan yang telah dilakukan daya yang dibutuhkan untuk menggerakkan kompresor pada beban 100 MW mengalami penurunan sebesar 3370,33 kW. Penurunan tersebut terjadi karena temperatur udara hasil kompresi mengalami penurunan setelah dilakukan *chemical wash*. Efek dari *chemical wash* yaitu hilangnya pengotor yang ada pada sudu-sudu kompresor sehingga aliran udara pada setiap tingkat akan lebih optimal dan gaya gesekan udara menjadi berkurang.

Faktor lain yang berpengaruh terhadap *thermal efficiency* yaitu banyaknya kalor yang diberikan oleh bahan bakar. Semakin besar kalor yang diberikan maka laju aliran massa bahan bakar semakin besar pula. Jumlah laju aliran massa bahan bakar dipengaruhi oleh temperatur masuk turbin. Dengan menurunnya temperatur masuk turbin maka kebutuhan untuk mengkonversi energi kimia bahan bakar menjadi energi kalor semakin menurun pula. Pada hasil perhitungan yang telah dilakukan didapat temperatur masuk turbin pada beban 100 MW mengalami penurunan setelah *combustion inspection*. Penurunan yang terjadi yaitu sebesar 28,07 K. Penurunan tersebut terjadi karena penggantian *combuster basket* dan *transition piece*. Efek dari penggantian *combuster basket* dan *transition piece* yaitu hilangnya kerak karbon hasil dari pembakaran sehingga aliran

gas hasil pembakaran dapat mengalir dengan lebih optimal dan minim gesekan.

4.4.2 Perbandingan Power Output Sebelum dan Sesudah Combustion Inspection (CI)

Untuk mempermudah dalam analisa hasil perhitungan unjuk kerja dari turbin gas dapat disajikan dalam bentuk grafik sebagai berikut :



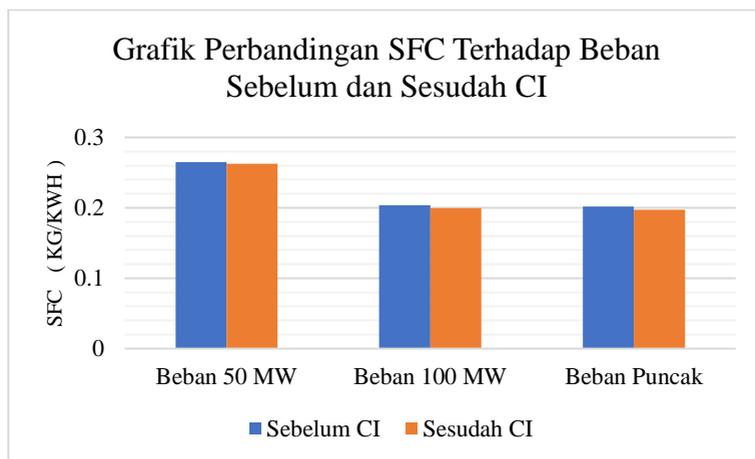
Gambar 4.3 Grafik Perbandingan Power Output Terhadap Beban Sebelum dan Sesudah Combustion Inspection

Dari grafik 4.3 menunjukkan *power output* pada beban yang sama mengalami kenaikan setelah dilakukan *combustion inspection*. Kenaikan *power output* juga terjadi pada kenaikan beban baik sebelum maupun sesudah *combustion inspection*. Hal tersebut terjadi akibat daya netto yang dihasilkan turbin gas mengalami kenaikan sedangkan efisiensi generator nilainya tidak berubah setelah dilakukan *combustion inspection*. Kenaikan daya netto tersebut terjadi karena penurunan daya yang dibutuhkan untuk menggerakkan kompresor. Dari hasil perhitungan yang telah dilakukan daya yang dibutuhkan untuk menggerakkan

kompresor pada beban 100 MW mengalami penurunan sebesar 3370,33 kW. Penurunan tersebut terjadi karena temperatur udara hasil kompresi mengalami penurunan setelah dilakukan *chemical wash* pada kompresor. Efek dari *chemical wash* yaitu hilangnya pengotor yang ada pada sudu-sudu kompresor sehingga aliran udara pada setiap tingkat akan lebih optimal dan gaya gesekan udara dengan blade menjadi berkurang.

4.4.3 Perbandingan Specific Fuel Consumption Sebelum dan Sesudah Combustion Inspection (CI)

Untuk mempermudah dalam analisa hasil perhitungan unjuk kerja dari turbin gas dapat disajikan dalam bentuk grafik sebagai berikut :



Gambar 4.4 Grafik Perbandingan Specific Fuel Consumption Terhadap Beban Sebelum dan Sesudah Combustion Inspection

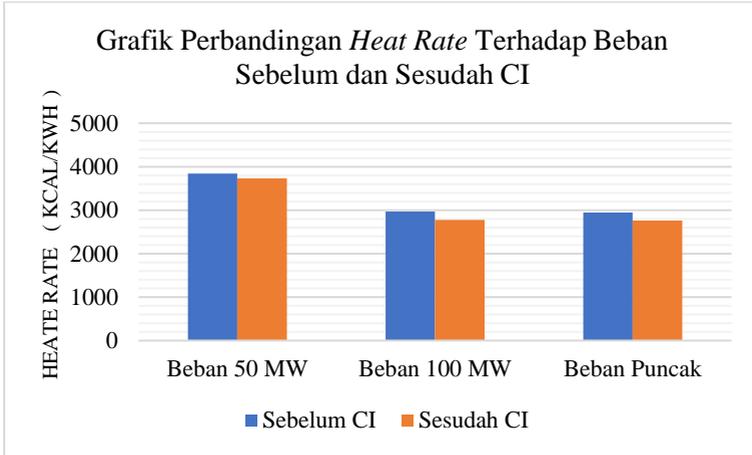
Berdasarkan grafik 4.4 terlihat bahwa konsumsi bahan bakar untuk menghasilkan daya per kWh pada beban yang sama setelah *combustion inspection* mengalami penurunan dibandingkan sebelum *combustion inspection*. Dalam grafik di atas juga menunjukkan bahwa semakin besar beban suatu turbin

gas maka konsumsi bahan bakar spesifik yang dibutuhkan mengalami penurunan. Hal tersebut terjadi karena daya netto yang dihasilkan turbin gas pada beban yang sama mengalami peningkatan sedangkan laju aliran massa bahan bakar pada beban yang sama mengalami penurunan. Dari hasil perhitungan yang telah dilakukan kenaikan daya netto pada beban 100 MW setelah *combustion inspection* sebesar 1219,87 kW sedangkan penurunan laju aliran massa bahan bakar sebesar 0,06 kg/s.

Peningkatan daya netto terjadi karena penurunan daya yang dibutuhkan untuk menggerakkan kompresor. Dari hasil perhitungan yang telah dilakukan daya yang dibutuhkan untuk menggerakkan kompresor pada beban 100 MW mengalami penurunan sebesar 3370,33 kW. Penurunan tersebut terjadi karena temperatur udara hasil kompresi mengalami penurunan setelah dilakukan *chemical wash*. Efek dari *chemical wash* yaitu hilangnya pengotor yang ada pada sudu-sudu kompresor sehingga aliran udara pada setiap tingkat akan lebih optimal dan gaya gesekan udara menjadi berkurang.

Sedangkan penurunan jumlah laju aliran massa bahan bakar dipengaruhi oleh temperatur masuk turbin. Dengan menurunnya temperatur masuk turbin maka kebutuhan untuk mengkonversi energi kimia bahan bakar menjadi energi kalor semakin menurun pula. Pada hasil perhitungan yang telah dilakukan didapat temperatur masuk turbin pada beban 100 MW mengalami penurunan setelah *combustion inspection*. Penurunan yang terjadi yaitu sebesar 28,07 K. Penurunan tersebut terjadi karena penggantian *combuster basket* dan *transition piece*. Efek dari penggantian *combuster basket* dan *transition piece* yaitu hilangnya kerak karbon hasil dari pembakaran sehingga laju aliran gas hasil pembakaran dapat mengalir dengan lebih optimal dan minim gesekan.

4.4.4 Perbandingan Heat Rate Sebelum dan Sesudah Combustion Inspection (CI)



Gambar 4.5 Grafik Perbandingan Heat Rate Terhadap Beban Sebelum dan Sesudah Combustion Inspection

Berdasarkan grafik 4.5 terlihat setelah dilakukan *combustion inspection* *heat rate* turbin gas lebih baik dibandingkan sebelum *combustion inspection*. Hal tersebut ditunjukkan dengan semakin menurunnya *heat rate*. Penurunan *heat rate* setelah *combustion inspection* tersebut dipengaruhi oleh laju aliran massa bahan bakar pada beban yang sama lebih kecil sedangkan *power output* yang dihasilkan semakin besar. Dari hasil perhitungan yang telah dilakukan didapat penurunan laju aliran massa bahan bakar pada beban 100 MW setelah *combustion inspection* sebesar 0,06 kg/s sedangkan kenaikan *power output* sebesar 1204,01 kW.

penurunan jumlah laju aliran massa bahan bakar dipengaruhi oleh temperatur masuk turbin. Dengan menurunnya temperatur masuk turbin maka kebutuhan untuk mengkonversi energi kimia bahan bakar menjadi energi kalor semakin menurun pula. Pada hasil perhitungan yang telah dilakukan didapat

temperatur masuk turbin pada beban 100 MW mengalami penurunan setelah *combustion inspection*. Penurunan yang terjadi yaitu sebesar 28,07 K. Penurunan tersebut terjadi karena penggantian *combuster basket* dan *transition piece*. Efek dari penggantian *combuster basket* dan *transition piece* yaitu hilangnya kerak karbon hasil dari pembakaran sehingga laju aliran gas hasil pembakaran dapat mengalir dengan lebih optimal dan minim gesekan.

Kenaikan *power output* terjadi karena daya netto yang dihasilkan turbin gas mengalami kenaikan. Kenaikan daya netto tersebut terjadi karena penurunan daya yang dibutuhkan untuk menggerakkan kompresor. Dari hasil perhitungan yang telah dilakukan daya yang dibutuhkan untuk menggerakkan kompresor pada beban 100 MW mengalami penurunan sebesar 3370,33 kW. Penurunan tersebut terjadi karena temperatur udara hasil kompresi mengalami penurunan setelah dilakukan *chemical wash* pada kompresor. Efek dari *chemical wash* yaitu hilangnya pengotor yang ada pada sudu-sudu kompresor sehingga aliran udara pada setiap tingkat akan lebih optimal dan gaya gesekan udara dengan *blade* menjadi berkurang.

4.5 Proses Overhaul Combustion Inspection

Combustion inspection merupakan jenis perawatan *preventive* yang dilakukan di PLTGU GT 2.3 PT PJB UP Gresik. *Combustion inspection* dilakukan setiap 9000 jam operasi untuk pemakaian bahan bakar gas dan 8000 jam operasi untuk pemakaian bahan bakar minyak (HSD).

4.5.1 Hasil Inspeksi

Adapun hasil inspeksi yang telah dilakukan pada saat *overhaul combustion inspection* disajikan dalam tabel berikut :

Tabel 4.3 Hasil Inspeksi Pada Overhaul Combustion Inspection

IGV (<i>Inlet Guide Vane</i>)	
Hasil Inspeksi : <i>Blade dan link mechanism</i> kotor	Tindakan : 1. Dilakukan pembersihan secara manual dengan <i>carbon remover</i> 2. <i>Regreasing IGV link mechanism</i>
Combustor Basket	
Hasil inspeksi : Roll in roll out	Tindakan : Penggantian <i>Combustor basket</i> dengan <i>combustor basket</i> yang telah dilakukan pembersihan pada <i>combustion inspection</i> periode sebelumnya.
Transition Piece	
Hasil inspeksi : Roll in roll out	Tindakan : Penggantian <i>transition piece</i> dengan <i>transition piece</i> yang telah dilakukan pembersihan pada <i>combustion inspection</i> periode sebelumnya.
Nozzle Gas dan Minyak	
Hasil inspeksi : Nozzle kotor	Tindakan : Dilakukan pembersihan dan tes pada nozzle
Expantion Joint	
Hasil inspeksi : 1. Ditemukan <i>crack</i> pada <i>expantion joint</i> 2. Ditemukan deformasi pada <i>seal plate</i>	Tindakan : 1. Dilakukan <i>welding</i> sesuai dengan WPS 2. Dilakukan PT check

	<ol style="list-style-type: none">3. Dilakukan perbaikan pada seal plate yang terdeformasi4. Penggantian <i>expantion joint</i>
--	--

Dari hasil inspeksi di atas, adapun dokumentasi berupa gambar yang terdapat pada lampiran 9

Halaman ini sengaja di kosongkan

BAB V

PENUTUP

5.1 Kesimpulan

Kesimpulan di bawah ini diperoleh berdasarkan hasil perhitungan dan analisa termodinamika unjuk kerja turbin gas PLTGU GT 2.3 sebelum dan sesudah dilakukan *overhaul combustion inspection*. Kesimpulan yang diperoleh adalah :

1. Setelah dilakukan *combustion inspection thermal efficiency* dari turbin gas mengalami kenaikan. Persentase kenaikan pada beban 50 MW sebesar 5.10%, pada beban puncak sebesar 6.58% dan kenaikan terbesar terjadi pada beban 100 MW sebesar 6.80%
2. Setelah dilakukan *combustion inspection power output* yang dihasilkan mengalami kenaikan. Persentase kenaikan pada beban 50 MW sebesar 1.51%, pada beban 100 MW sebesar 1.20% dan kenaikan terbesar terjadi pada beban puncak sebesar 5.48%
3. Setelah dilakukan *combustion inspection specific fuel consumption* mengalami penurunan. Persentase penurunan pada beban 50 MW sebesar 0.76%, pada beban 100 MW sebesar 2.06% dan penurunan terbesar terjadi pada beban puncak sebesar 2.23%
4. Setelah dilakukan *combustion inspection heat rate* mengalami penurunan. Persentase penurunan pada beban 50 MW sebesar 4.20%, pada beban puncak sebesar 6.19 dan penurunan terbesar terjadi pada beban 100 MW sebesar 6.37%

5.2 Saran

Berdasarkan hasil analisa perhitungan yang telah dilakukan terdapat beberapa saran yang ditujukan kepada PT PJB Unit Pembangkitan Gresik dan penelitian selanjutnya. Saran tersebut yaitu :

- PT. PJB Unit Pembangkitan Gresik
 1. Perlu dipasangkan alat ukur yang terdapat di setiap peralatan pada turbin gas yang dapat langsung diakses secara langsung dari *Central Control Room (CCR)* untuk mengetahui kinerja setiap peralatan yang lebih spesifik. Alat ukur yang dimaksud yaitu alat ukur tekanan dan temperatur pada sisi keluar *intake air filter*, alat ukur tekanan dan temperatur sisi masuk turbin, dan alat ukur untuk mengetahui kandungan *exhaust gas* dari turbin.
 2. Perlu dikaji ulang mengenai beban pengoperasian turbin gas yang efisien namun juga sesuai dengan permintaan kebutuhan produksi agar turbin gas dapat beroperasi pada kondisi unjuk kerja paling efisien.

- Untuk Penelitian Selanjutnya

Perlu dilakukan perhitungan kembali unjuk kerja turbin gas dengan lebih detail. Perhitungan yang dimaksud yaitu dengan memperhitungkan kerugian tekanan pada *intake air filter*, perpindahan panas yang terjadi pada sistem, rasio *specific heat*, dan analisis gas hasil pembakaran pada kondisi yang sebenarnya.

DAFTAR PUSTAKA

- [1] “Heavy Duty Gas Turbine,” Siemens Global Website, [Online]. Available: <https://www.siemens.com/global/en/home/products/energy/power-generation/gas-turbines/sgt5-9000hl.html>. [Diakses 9 Juli 2018].
- [2] H. N. S. Michael J Moran, Fundamentals of Engineering Thermodynamics, West Sussex: John & Sons, Inc, 2014.
- [3] Siemens Global Website, “Heavy Duty Gas turbine,” [Online]. Available: <https://www.siemens.com/global/en/home/products/energy/power-generation/gas-turbines/sgt6-5000f.html#!/>. [Diakses 9 Juli 2018].
- [4] Siemen Global Website, “Industrial Gas Turbine Power Generation,” [Online]. Available: <https://www.siemens.com/global/en/home/products/energy/power-generation/gas-turbines/sgt-400.html#!/>. [Diakses 9 Juli 2018].
- [5] Asthok, “Gas Turbine Engine,” [Online]. Available: <http://terusmaju-asthok.blogspot.com/2013/09/gas-turbine-engine.html>. [Diakses 9 Juli 2018].
- [6] M. P. Boyce, Gas Turbine Engineering Handbook, 2002.
- [7] “Gas Turbine Power Plant,” [Online]. Available: <https://basicmechanicalengineering.com/gas-turbine-power-plant-with-regeneration-reheat-intercooling/>. [Diakses 9 Juli 2018].
- [8] G. R. H. S. H. Cohen, Gas Turbine Theory, Essex: Longman, 1972.
- [9] R. E. S. Clause Borgnakke, Fundamentals of Thermodynamics, Chicago: Don Fowley, 2012.
- [10] E. L. Keating, Applied Combustion, Florida: CRC Press, 2007.
- [11] ASME, Performance Test Code on Gas Turbine, New York: Errata to ASME PTC 22 , 1997.

- [12] R. Kurz and K. Burn, "Gas Turbine Tutorial Maintenance and Operating Practices Effects on Degradation and Life," in *Proceedings of The Thirty-Sixth Turbomachinery Symposium*, 2007.
- [13] R. P. Ismail Thamrin, "Pengaruh Perawatan Kompresor dengan Metode Chemical Wash Terhadap Unjuk Kerja Siklus Turbin Gas dan Karakteristik Aliran Isentropik Pada Turbin Impuls GE MS 6001B di Pertamina UP III Plaju," *Jurnal Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Sriwijaya*, pp. 10-16.
- [14] M. J. Purnomo, "Pengaruh Bypass Ratio Overall Pressure Ratio dan Turbine Inlet Temperature Terhadap SFC Pada Gas Turbine Engine," *Jurnal Teknik penerbangan Sekolah Tinggi Teknologi Adisutjipto*.
- [15] <http://www.t2e3.com/docs/T2E3-2008-4.htm>

DAFTAR PUSTAKA

Lampiran 1

Table A.4 Volume Conversion Factors

↓ from	to	ml	cm ³	m ³	in ³	ft ³	gal	imp gal	l	yd ³
millilitres, ml		1	1	1.00000E-06	0.061023744	3.5315E-05	2.64172E-04	2.19969E-04	0.001	1.30795E-06
cubic centimetres, cm ³		1	1	1.00000E-06	0.061023744	3.5315E-05	2.64172E-04	2.19969E-04	0.001	1.30795E-06
cubic metres, m ³		1.0000E+06	1.0000E+06	1	6.10237E+04	35.31460672	264.1720524	219.9692347	1000	1.307950619
cubic inches, in ³		16.387064	16.387064	1.63871E-05	1	5.7870E-04	0.004329004	0.00360465	0.016387064	2.14333E-05
cubic feet, ft ³		28316.84659	28316.84659	0.028316847	1728*	1	7.480519	6.228835073	28.31684659	0.037037037
U.S. gallons, gal		3785.411784	3785.411784	0.003785412	231	0.133680556	1	0.832674133	3.785411784	0.004951132
imperial gallons, imp gal		4546.090282	4546.090282	0.0045	277.41945	0.160543663	1.20095	1	4.546090282	0.005946062
litres, l		1000	1000	0.001	61.02374409	0.035314667	0.264172052	0.219969235	1	0.001307951
cubic yards, yd ³		7.64555E+05	7.64555E+05	0.764554858	4.60560E+04	27	201.974026	168.178547	764.554858	1

*To convert from cubic feet to cubic inches multiply by 1728.

Lampiran 2

Table A.11 Pressure Conversion Factors

↓ from	→ to	mmHg	ft H ₂ O	torr	psi	atm	N/m ²	kPa	MPa	bar
millimeters of mercury, mmHg		1	0.04464804	1	0.019336776	0.001315789	133.3219737	0.133321974	0.000133322	0.00133322
feet of water (@60 F), ft H ₂ O		22.3974	1	22.3974	0.433093514	0.029470263	2986.065573	2.986065573	0.002986066	0.029860656
torr, mmHg		1	0.04464804	1	0.019336776	0.001315789	133.3219737	0.133321974	0.000133322	0.00133322
pounds force per square inch, psi		51.71492826	2.30897016	51.71492826	1	0.068045958	6894.736305	6.894736305	0.006894736	0.068947363
atmospheres, atm		760	33.93251002	760	14.69595*	1	1.01325E+05	101.3247	0.1013247	1.013247
newtons per square meter, N/m ²		0.007500639	3.34889E-04	0.007500639	1.45038E-04	9.86926E-06	1	0.001	0.000001	1.00000E-05
kilopascals, kPa		7.500639035	0.334888828	7.500639035	0.145038179	0.009869262	1000	1	0.001	0.01
megapascals, MPa		7500.639035	334.8888279	7500.639035	145.0381792	9.869261888	1000000	1000	1	10
bars, bar		750.0639035	33.48888279	750.0639035	14.50381792	0.986926189	1.00000E+05	100	0.1	1

*To convert from atmospheres to pounds force per square inch multiply by 14.69595.

Lampiran 3

Table A.12 Energy Conversion Factors

↓ from	→ to	erg	cal	Btu	J	kJ	MJ	ft-lbf	hp-hr	kW-hr
ergs,	1	2.39006E-08	9.48451E-11	1.00000E-07	1.00000E-10	1.00000E-13	7.38056E-08	3.72755E-14	2.77778E-14	
erg										
calories,	4.18400E+07	1	0.003968321	4.184	0.004184	4.18400E-06	3.088025534	1.55961E-06	1.16222E-06	
cal										
British thermal	1.05435E+10	251.99576	1	1054.35026	1.05435E+00	1.05435E-03	778.1693413*	3.93015E-04	2.92875E-04	
units, Btu										
Joules,	1.00000E+07	0.239005736	9.48451E-04	1	0.001	0.000001	0.738055816	3.72755E-07	2.77778E-07	
J										
kilojoules,	1.00000E+10	2.39006E+02	9.48451E-01	1000	1	1.00000E-03	7.38056E+02	3.72755E-04	2.77778E-04	
kJ										
megajoules,	1.00000E+13	2.39006E+05	9.48451E+02	1.00000E+06	1.00000E+03	1	7.38056E+05	3.72755E-01	2.77778E-01	
MJ										
foot pounds force,	1.35491E+07	0.323831519	0.001285067	1.354911076	1.35491E-03	1.35491E-06	1	5.05051E-07	3.76364E-07	
ft-lbf										
horsepower hour,	2.68272E+13	6.41180E+05	2544.433319	2.68272E+06	2.68272E+03	2.68272E+00	1.98000E+06	1	0.745201092	
hp-hr										
kilowatt hours,	3.60000E+13	8.60421E+05	3414.425108	3.60000E+06	3.60000E+03	3.60000E+00	2.65700E+06	1.341919665	1	
kW-hr										

*To convert from British thermal units to foot pounds force multiply by 778.1693413.

Lampiran 4

TABLE A.5

Properties of Various Ideal Gases at 25°C, 100 kPa* (SI Units)

Gas	Chemical Formula	Molecular Mass (kg/kmol)	R (kJ/kg-K)	ρ (kg/m ³)	C_{p0} (kJ/kg-K)	C_{v0} (kJ/kg-K)	$k = \frac{C_p}{C_v}$
Steam	H ₂ O	18.015	0.4615	0.0231	1.872	1.410	1.327
Acetylene	C ₂ H ₂	26.038	0.3193	1.05	1.699	1.380	1.231
Air	—	28.97	0.287	1.169	1.004	0.717	1.400
Ammonia	NH ₃	17.031	0.4882	0.694	2.130	1.642	1.297
Argon	Ar	39.948	0.2081	1.613	0.520	0.312	1.667
Butane	C ₄ H ₁₀	58.124	0.1430	2.407	1.716	1.573	1.091
Carbon dioxide	CO ₂	44.01	0.1889	1.775	0.842	0.653	1.289
Carbon monoxide	CO	28.01	0.2968	1.13	1.041	0.744	1.399
Ethane	C ₂ H ₆	30.07	0.2765	1.222	1.766	1.490	1.186
Ethanol	C ₂ H ₅ OH	46.069	0.1805	1.883	1.427	1.246	1.145
Ethylene	C ₂ H ₄	28.054	0.2964	1.138	1.548	1.252	1.237
Helium	He	4.003	2.0771	0.1615	5.193	3.116	1.667
Hydrogen	H ₂	2.016	4.1243	0.0813	14.209	10.085	1.409
Methane	CH ₄	16.043	0.5183	0.648	2.254	1.736	1.299
Methanol	CH ₃ OH	32.042	0.2595	1.31	1.405	1.146	1.227
Neon	Ne	20.183	0.4120	0.814	1.03	0.618	1.667
Nitric oxide	NO	30.006	0.2771	1.21	0.993	0.716	1.387
Nitrogen	N ₂	28.013	0.2968	1.13	1.042	0.745	1.400
Nitrous oxide	N ₂ O	44.013	0.1889	1.775	0.879	0.690	1.274
<i>n</i> -Octane	C ₈ H ₁₈	114.23	0.07279	0.092	1.711	1.638	1.044
Oxygen	O ₂	31.999	0.2598	1.292	0.922	0.662	1.393
Propane	C ₃ H ₈	44.094	0.1886	1.808	1.679	1.490	1.126
R-12	CCl ₂ F ₂	120.914	0.06876	4.98	0.616	0.547	1.126
R-22	CHClF ₂	86.469	0.09616	3.54	0.658	0.562	1.171
R-32	CF ₂ H ₂	52.024	0.1598	2.125	0.822	0.662	1.242
R-125	CHF ₂ CF ₃	120.022	0.06927	4.918	0.791	0.722	1.097
R-134a	CF ₃ CH ₂ F	102.03	0.08149	4.20	0.852	0.771	1.106
R-410a	—	72.585	0.11455	2.967	0.809	0.694	1.165
Sulfur dioxide	SO ₂	64.059	0.1298	2.618	0.624	0.494	1.263
Sulfur trioxide	SO ₃	80.053	0.10386	3.272	0.635	0.531	1.196

*Or saturation pressure if it is less than 100 kPa.

Lampiran 5

TABLE A.9

Ideal Gas Properties of Various Substances (SI Units), Entropies at 0.1-MPa (1-Bar) Pressure, Mole Basis

<i>T</i> K	Nitrogen, Diatomic (N ₂) $\bar{h}_{f,298}^0 = 0 \text{ kJ/kmol}$ $M = 28.013 \text{ kg/kmol}$		Nitrogen, Monatomic (N) $\bar{h}_{f,298}^0 = 472\,680 \text{ kJ/kmol}$ $M = 14.007 \text{ kg/kmol}$	
	$(\bar{h} - \bar{h}_{298}^0)$ kJ/kmol	\bar{s}_T^0 kJ/kmol K	$(\bar{h} - \bar{h}_{298}^0)$ kJ/kmol	\bar{s}_T^0 kJ/kmol
0	-8670	0	-6197	0
100	-5768	159.812	-4119	130.593
200	-2857	179.985	-2040	145.001
298	0	191.609	0	153.300
300	54	191.789	38	153.429
400	2971	200.181	2117	159.409
500	5911	206.740	4196	164.047
600	8894	212.177	6274	167.837
700	11937	216.865	8353	171.041
800	15046	221.016	10431	173.816
900	18223	224.757	12510	176.265
1000	21463	228.171	14589	178.455
1100	24760	231.314	16667	180.436
1200	28109	234.227	18746	182.244
1300	31503	236.943	20825	183.908
1400	34936	239.487	22903	185.448
1500	38405	241.881	24982	186.883
1600	41904	244.139	27060	188.224
1700	45430	246.276	29139	189.484
1800	48979	248.304	31218	190.672
1900	52549	250.234	33296	191.796
2000	56137	252.075	35375	192.863
2200	63362	255.518	39534	194.845
2400	70640	258.684	43695	196.655
2600	77963	261.615	47860	198.322
2800	85323	264.342	52033	199.868
3000	92715	266.892	56218	201.311
3200	100134	269.286	60420	202.667
3400	107577	271.542	64646	203.948
3600	115042	273.675	68902	205.164
3800	122526	275.698	73194	206.325
4000	130027	277.622	77532	207.437
4400	145078	281.209	86367	209.542
4800	160188	284.495	95457	211.519
5200	175352	287.530	104843	213.397
5600	190572	290.349	114550	215.195
6000	205848	292.984	124590	216.926

Lanjutan

TABLE A.9 (continued)

Ideal Gas Properties of Various Substances (SI Units), Entropies at 0.1-MPa (1-Bar) Pressure, Mole Basis

T K	Oxygen, Diatomic (O ₂) $\bar{h}_{f,298}^0 = 0 \text{ kJ/kmol}$ $M = 31.999 \text{ kg/kmol}$		Oxygen, Monatomic (O) $\bar{h}_{f,298}^0 = 249\,170 \text{ kJ/kmol}$ $M = 16.00 \text{ kg/kmol}$	
	$(\bar{h} - \bar{h}_{298}^0)$ kJ/kmol	\bar{s}_T^0 kJ/kmol K	$(\bar{h} - \bar{h}_{298}^0)$ kJ/kmol	\bar{s}_T^0 kJ/kmol K
0	-8683	0	-6725	0
100	-5777	173.308	-4518	135.947
200	-2868	193.483	-2186	152.153
298	0	205.148	0	161.059
300	5.4	205.329	41	161.194
400	3027	213.873	2207	167.431
500	6086	220.693	4343	172.198
600	9245	226.450	6462	176.060
700	12499	231.465	8570	179.310
800	15836	235.920	10671	182.116
900	19241	239.931	12767	184.585
1000	22703	243.579	14860	186.790
1100	26212	246.923	16950	188.783
1200	29761	250.011	19039	190.600
1300	33345	252.878	21126	192.270
1400	36958	255.556	23212	193.816
1500	40600	258.068	25296	195.254
1600	44267	260.434	27381	196.599
1700	47959	262.673	29464	197.862
1800	51674	264.797	31547	199.053
1900	55414	266.819	33630	200.179
2000	59176	268.748	35713	201.247
2200	66770	272.366	39878	203.232
2400	74453	275.708	44045	205.045
2600	82225	278.818	48216	206.714
2800	90080	281.729	52391	208.262
3000	98013	284.466	56574	209.705
3200	106022	287.050	60767	211.058
3400	114101	289.499	64971	212.332
3600	122245	291.826	69190	213.538
3800	130447	294.043	73424	214.682
4000	138705	296.161	77675	215.773
4400	155374	300.133	86234	217.812
4800	172240	303.801	94873	219.691
5200	189312	307.217	103592	221.435
5600	206618	310.423	112391	223.066
6000	224210	313.457	121264	224.597

Lanjutan

TABLE A.9 (continued)

Ideal Gas Properties of Various Substances (SI Units), Entropies at 0.1-MPa (1-Bar) Pressure, Mole Basis

<i>T</i> K	Carbon Dioxide (CO ₂) $\bar{h}_{f,298}^{\circ} = -393\,522\text{ kJ/kmol}$ $M = 44.01\text{ kg/kmol}$		Carbon Monoxide (CO) $\bar{h}_{f,298}^{\circ} = -110\,527\text{ kJ/kmol}$ $M = 28.01\text{ kg/kmol}$	
	$(\bar{h} - \bar{h}_{298}^{\circ})$ kJ/kmol	\bar{s}_T° kJ/kmol K	$(\bar{h} - \bar{h}_{298}^{\circ})$ kJ/kmol	\bar{s}_T° kJ/kmol K
0	-9364	0	-8671	0
100	-6457	179.010	-5772	165.852
200	-3413	199.976	-2860	186.024
298	0	213.794	0	197.651
300	69	214.024	54	197.831
400	4003	225.314	2977	206.240
500	8305	234.902	5932	212.833
600	12906	243.284	8942	218.321
700	17754	250.752	12021	223.067
800	22806	257.496	15174	227.277
900	28030	263.646	18397	231.074
1000	33397	269.299	21686	234.538
1100	38885	274.528	25031	237.726
1200	44473	279.390	28427	240.679
1300	50148	283.931	31867	243.431
1400	55895	288.190	35343	246.006
1500	61705	292.199	38852	248.426
1600	67569	295.984	42388	250.707
1700	73480	299.567	45948	252.866
1800	79432	302.969	49529	254.913
1900	85420	306.207	53128	256.860
2000	91439	309.294	56743	258.716
2200	103562	315.070	64012	262.182
2400	115779	320.384	71326	265.361
2600	128074	325.307	78679	268.302
2800	140435	329.887	86070	271.044
3000	152853	334.170	93504	273.607
3200	165321	338.194	100962	276.012
3400	177836	341.988	108440	278.279
3600	190394	345.576	115938	280.422
3800	202990	348.981	123454	282.454
4000	215624	352.221	130989	284.387
4400	240992	358.266	146108	287.989
4800	266488	363.812	161285	291.290
5200	292112	368.939	176510	294.337
5600	317870	373.711	191782	297.167
6000	343782	378.180	207105	299.809

Lanjutan

TABLE A.9 (continued)

Ideal Gas Properties of Various Substances (SI Units), Entropies at 0.1-MPa (1-Bar) Pressure, Mole Basis

T K	Water (H ₂ O)		Hydroxyl (OH)	
	$\bar{h}_{f,298}^0 = -241\,826 \text{ kJ/kmol}$ $M = 18.015 \text{ kg/kmol}$		$\bar{h}_{f,298}^0 = 38\,987 \text{ kJ/kmol}$ $M = 17.007 \text{ kg/kmol}$	
	$(\bar{h} - \bar{h}_{298}^0)$ kJ/kmol	\bar{s}_T^0 kJ/kmol K	$(\bar{h} - \bar{h}_{298}^0)$ kJ/kmol	\bar{s}_T^0 kJ/kmol K
0	-9904	0	-9172	0
100	-6617	152.386	-6140	149.591
200	-3282	175.488	-2975	171.592
298	0	188.835	0	183.709
300	62	189.043	55	183.894
400	3450	198.787	3034	192.466
500	6922	206.532	5991	199.066
600	10499	213.051	8943	204.448
700	14190	218.739	11902	209.008
800	18002	223.826	14881	212.984
900	21937	228.460	17889	216.526
1000	26000	232.739	20935	219.735
1100	30190	236.732	24024	222.680
1200	34506	240.485	27159	225.408
1300	38941	244.035	30340	227.955
1400	43491	247.406	33567	230.347
1500	48149	250.620	36838	232.604
1600	52907	253.690	40151	234.741
1700	57757	256.631	43502	236.772
1800	62693	259.452	46890	238.707
1900	67706	262.162	50311	240.556
2000	72788	264.769	53763	242.328
2200	83153	269.706	60751	245.659
2400	93741	274.312	67840	248.743
2600	104520	278.625	75018	251.614
2800	115463	282.680	82268	254.301
3000	126548	286.504	89585	256.825
3200	137756	290.120	96960	259.205
3400	149073	293.550	104388	261.456
3600	160484	296.812	111864	263.592
3800	171981	299.919	119382	265.625
4000	183552	302.887	126940	267.563
4400	206892	308.448	142165	271.191
4800	230456	313.573	157522	274.531
5200	254216	318.328	173002	277.629
5600	278161	322.764	188598	280.518
6000	302295	326.926	204309	283.227

Lanjutan

TABLE A.9 (continued)

Ideal Gas Properties of Various Substances (SI Units), Entropies at 0.1-MPa (1-Bar) Pressure, Mole Basis

<i>T</i> K	Hydrogen (H ₂) $\bar{h}_{f,298}^0 = 0$ kJ/kmol $M = 2.016$ kg/kmol		Hydrogen, Monatomic (H) $\bar{h}_{f,298}^0 = 217\,999$ kJ/kmol $M = 1.008$ kg/kmol	
	$(\bar{h} - \bar{h}_{298}^0)$ kJ/kmol	\bar{s}_T^0 kJ/kmol K	$(\bar{h} - \bar{h}_{298}^0)$ kJ/kmol	\bar{s}_T^0 kJ/kmol K
0	-8467	0	-6197	0
100	-5467	100.727	-4119	92.009
200	-2774	119.410	-2040	106.417
298	0	130.678	0	114.716
300	53	130.856	38	114.845
400	2961	139.219	2117	120.825
500	5883	145.738	4196	125.463
600	8799	151.078	6274	129.253
700	11730	155.609	8353	132.457
800	14681	159.554	10431	135.233
900	17657	163.060	12510	137.681
1000	20663	166.225	14589	139.871
1100	23704	169.121	16667	141.852
1200	26785	171.798	18746	143.661
1300	29907	174.294	20825	145.324
1400	33073	176.637	22903	146.865
1500	36281	178.849	24982	148.299
1600	39533	180.946	27060	149.640
1700	42826	182.941	29139	150.900
1800	46160	184.846	31218	152.089
1900	49532	186.670	33296	153.212
2000	52942	188.419	35375	154.279
2200	59865	191.719	39532	156.260
2400	66915	194.789	43689	158.069
2600	74082	197.659	47847	159.732
2800	81355	200.355	52004	161.273
3000	88725	202.898	56161	162.707
3200	96187	205.306	60318	164.048
3400	103736	207.593	64475	165.308
3600	111367	209.773	68633	166.497
3800	119077	211.856	72790	167.620
4000	126864	213.851	76947	168.687
4400	142658	217.612	85261	170.668
4800	158730	221.109	93576	172.476
5200	175057	224.379	101890	174.140
5600	191607	227.447	110205	175.681
6000	208332	230.322	118519	177.114

Lanjutan

TABLE A.9 (continued)

Ideal Gas Properties of Various Substances (SI Units), Entropies at 0.1-MPa (1-Bar) Pressure, Mole Basis

T K	Nitric Oxide (NO) $\bar{h}_{f,298}^0 = 90\,291 \text{ kJ/kmol}$ $M = 30.006 \text{ kg/kmol}$		Nitrogen Dioxide (NO ₂) $\bar{h}_{f,298}^0 = 33\,100 \text{ kJ/kmol}$ $M = 46.005 \text{ kg/kmol}$	
	$(\bar{h} - \bar{h}_{298}^0)$ kJ/kmol	s_T^0 kJ/kmol K	$(\bar{h} - \bar{h}_{298}^0)$ kJ/kmol	s_T^0 kJ/kmol K
0	-9192	0	-10186	0
100	-6073	177.031	-6861	202.563
200	-2951	198.747	-3495	225.852
298	0	210.759	0	240.034
300	55	210.943	68	240.263
400	3040	219.529	3927	251.342
500	6059	226.263	8099	260.638
600	9144	231.886	12555	268.755
700	12308	236.762	17250	275.988
800	15548	241.088	22138	282.513
900	18858	244.985	27180	288.450
1000	22229	248.536	32344	293.889
1100	25653	251.799	37606	298.904
1200	29120	254.816	42946	303.551
1300	32626	257.621	48351	307.876
1400	36164	260.243	53808	311.920
1500	39729	262.703	59309	315.715
1600	43319	265.019	64846	319.289
1700	46929	267.208	70414	322.664
1800	50557	269.282	76008	325.861
1900	54201	271.252	81624	328.898
2000	57859	273.128	87259	331.788
2200	65212	276.632	98578	337.182
2400	72606	279.849	109948	342.128
2600	80034	282.822	121358	346.695
2800	87491	285.585	132800	350.934
3000	94973	288.165	144267	354.890
3200	102477	290.587	155756	358.597
3400	110000	292.867	167262	362.085
3600	117541	295.022	178783	365.378
3800	125099	297.065	190316	368.495
4000	132671	299.007	201860	371.456
4400	147857	302.626	224973	376.963
4800	163094	305.940	248114	381.997
5200	178377	308.998	271276	386.632
5600	193703	311.838	294455	390.926
6000	209070	314.488	317648	394.926

Lampiran 6

TABLE A.10

Enthalpy of Formation and Absolute Entropy of Various Substances at 25 °C, 100 kPa Pressure

Substance	Formula	M kg/kmol	State	h_f^0 kJ/kmol	s_f^0 kJ/kmol K
Acetylene	C ₂ H ₂	26.038	gas	+226 731	200.958
Ammonia	NH ₃	17.031	gas	-45 720	192.572
Benzene	C ₆ H ₆	78.114	gas	+82 980	269.562
Carbon dioxide	CO ₂	44.010	gas	-393 522	213.795
Carbon (graphite)	C	12.011	solid	0	5.740
Carbon monoxide	CO	28.011	gas	-110 527	197.653
Ethane	C ₂ H ₆	30.070	gas	-84 740	229.597
Ethene	C ₂ H ₄	28.054	gas	+52 467	219.330
Ethanol	C ₂ H ₅ OH	46.069	gas	-235 000	282.444
Ethanol	C ₂ H ₅ OH	46.069	liq	-277 380	160.554
Heptane	C ₇ H ₁₆	100.205	gas	-187 900	427.805
Hexane	C ₆ H ₁₄	86.178	gas	-167 300	387.979
Hydrogen peroxide	H ₂ O ₂	34.015	gas	-136 106	232.991
Methane	CH ₄	16.043	gas	-74 873	186.251
Methanol	CH ₃ OH	32.042	gas	-201 300	239.709
Methanol	CH ₃ OH	32.042	liq	-239 220	126.809
<i>n</i> -Butane	C ₄ H ₁₀	58.124	gas	-126 200	306.647
Nitrogen oxide	N ₂ O	44.013	gas	+82 050	219.957
Nitromethane	CH ₃ NO ₂	61.04	liq	-113 100	171.80
<i>n</i> -Octane	C ₈ H ₁₈	114.232	gas	-208 600	466.514
<i>n</i> -Octane	C ₈ H ₁₈	114.232	liq	-250 105	360.575
Ozone	O ₃	47.998	gas	+142 674	238.932
Pentane	C ₅ H ₁₂	72.151	gas	-146 500	348.945
Propane	C ₃ H ₈	44.094	gas	-103 900	269.917
Propene	C ₃ H ₆	42.081	gas	+20 430	267.066
Sulfur	S	32.06	solid	0	32.056
Sulfur dioxide	SO ₂	64.059	gas	-296 842	248.212
Sulfur trioxide	SO ₃	80.058	gas	-395 765	256.769
<i>τ</i> - <i>τ</i> -Diesel	C ₁₄ H _{24.9}	198.06	liq	-174 000	525.90
Water	H ₂ O	18.015	gas	-241 826	188.834
Water	H ₂ O	18.015	liq	-285 830	69.950

Lampiran 7

Table B.5 Thermochemical Properties of Carbon Dioxide

Carbon Dioxide (CO ₂)						September 30, 1965
<i>MW</i> = 44.00995						
$\bar{h}_f^\circ = -94.054$ kcal/gmole						
<i>T</i>		\bar{c}_p°	$\bar{h}(T) - \bar{h}(T_0)$	$s^\circ(T)$	$\Delta G^\circ(T)$	$\log K_p$
0	0	0.000	-2.238	0.000	-93.965	infinite
100	180	6.981	-1.543	42.758	-94.100	205.645
200	360	7.734	-0.816	47.769	-94.191	102.922
298	536	8.874	0.000	51.072	-94.265	69.095
300	540	8.896	0.016	51.127	-94.267	68.670
400	720	9.877	0.958	53.830	-94.335	51.540
500	900	10.666	1.987	56.122	-94.399	41.260
600	1,080	11.310	3.087	58.126	-94.458	34.405
700	1,260	11.846	4.245	59.910	-94.510	29.506
800	1,440	12.293	5.453	61.522	-94.556	25.830
900	1,620	12.667	6.702	62.992	-94.596	22.970
1,000	1,800	12.980	7.984	64.344	-94.628	20.680
1,100	1,980	13.243	9.296	65.594	-94.658	18.806
1,200	2,160	13.466	10.632	66.756	-94.681	17.243
1,300	2,340	13.656	11.988	67.841	-94.701	15.920
1,400	2,520	13.815	13.362	68.859	-94.716	14.785
1,500	2,700	13.953	14.750	69.817	-94.728	13.801
1,600	2,880	14.074	16.152	70.722	-94.739	12.940
1,700	3,060	14.177	17.565	71.578	-94.746	12.180
1,800	3,240	14.269	18.987	72.391	-94.750	11.504
1,900	3,420	14.352	20.418	73.165	-94.751	10.898
2,000	3,600	14.424	21.857	73.903	-94.752	10.353
2,100	3,780	14.489	23.303	74.608	-94.746	9.860
2,200	3,960	14.547	24.755	75.284	-94.744	9.411
2,300	4,140	14.600	26.212	75.931	-94.735	9.001
2,400	4,320	14.648	27.674	76.554	-94.724	8.625
2,500	4,500	14.692	29.141	77.153	-94.714	8.280
2,600	4,680	14.734	30.613	77.730	-94.698	7.960
2,700	4,860	14.771	32.088	78.286	-94.683	7.664
2,800	5,040	14.807	33.567	78.824	-94.662	7.388
2,900	5,220	14.841	35.049	79.344	-94.639	7.132
K	°R	$\frac{\text{cal}}{\text{gmole} \cdot \text{K}}$	$\frac{\text{kcal}}{\text{gmole}}$	$\frac{\text{cal}}{\text{gmole} \cdot \text{K}}$	$\frac{\text{kcal}}{\text{gmole}}$	—

Lanjutan

Table B.14 Thermochemical Properties of Water Vapor

Water Vapor (H ₂ O)						March 31, 1961
<i>MW</i> = 18.016						
$\bar{h}_f^0 = -57.798$ kcal/gmole						
<i>T</i>	\bar{C}_p^0	$\bar{h}(T) - \bar{h}(T_0)$	$s^0(T)$	$\Delta G^0(T)$	$\log K_p$	
0	0	0.000	-2.367	0.000	-57.103	infinite
100	180	7.961	-1.581	36.396	-56.557	123.600
200	360	7.969	-0.784	41.916	-55.635	60.792
298	536	8.025	0.000	45.106	-54.636	40.048
300	540	8.027	0.015	45.155	-54.617	39.786
400	720	8.186	0.825	47.484	-53.519	29.240
500	900	8.415	1.654	49.334	-52.361	22.886
600	1,080	8.676	2.509	50.891	-51.156	18.633
700	1,260	8.954	3.390	52.249	-49.915	15.583
800	1,440	9.246	4.300	53.464	-48.646	13.289
900	1,620	9.547	5.240	54.570	-47.352	11.498
1,000	1,800	9.851	6.209	55.592	-46.040	10.062
1,100	1,980	10.152	7.210	56.545	-44.712	8.883
1,200	2,160	10.444	8.240	57.441	-43.371	7.899
1,300	2,340	10.723	9.298	58.288	-42.022	7.064
1,400	2,520	10.987	10.384	59.092	-40.663	6.347
1,500	2,700	11.233	11.495	59.859	-39.297	5.725
1,600	2,880	11.462	12.630	60.591	-37.927	5.180
1,700	3,060	11.674	13.787	61.293	-36.549	4.699
1,800	3,240	11.869	14.964	61.965	-35.170	4.270
1,900	3,420	12.048	16.160	62.612	-33.786	3.886
2,000	3,600	12.214	17.373	63.234	-32.401	3.540
2,100	3,780	12.366	18.602	63.834	-31.012	3.227
2,200	3,960	12.505	19.846	64.412	-29.621	2.942
2,300	4,140	12.634	21.103	64.971	-28.229	2.682
2,400	4,320	12.753	22.372	65.511	-26.832	2.443
2,500	4,500	12.863	23.653	66.034	-25.439	2.224
2,600	4,680	12.965	24.945	66.541	-24.040	2.021
2,700	4,860	13.059	26.246	67.032	-22.641	1.833
2,800	5,040	13.146	27.556	67.508	-21.242	1.658
2,900	5,220	13.228	28.875	67.971	-19.838	1.495

K	°R	$\frac{\text{cal}}{\text{gmole} \cdot \text{K}}$	$\frac{\text{kcal}}{\text{gmole}}$	$\frac{\text{cal}}{\text{gmole} \cdot \text{K}}$	$\frac{\text{kcal}}{\text{gmole}}$	—
---	----	--	------------------------------------	--	------------------------------------	---

Lanjutan

Table B.18 Thermochemical Properties of Nitrogen

Nitrogen (N ₂)						
September 30, 1965						
<i>MW</i> = 28.0134						
$\bar{h}_f^\circ = 0.000$ kcal/gmole						
<i>T</i>		\bar{c}_p°	$\bar{h}(T) - \bar{h}(T_0)$	$s^\circ(T)$	$\Delta G^\circ(T)$	$\log K_p$
0	0	0.000	-2.072	0.000	0.000	0.000
100	180	6.956	-1.379	38.170	0.000	0.000
200	360	6.957	-0.683	42.992	0.000	0.000
298	536	6.961	0.000	45.770	0.000	0.000
300	540	6.961	0.013	45.813	0.000	0.000
400	720	6.990	0.710	47.818	0.000	0.000
500	900	7.069	1.413	49.386	0.000	0.000
600	1,080	7.196	2.125	50.685	0.000	0.000
700	1,260	7.350	2.853	51.806	0.000	0.000
800	1,440	7.512	3.596	52.798	0.000	0.000
900	1,620	7.670	4.355	53.692	0.000	0.000
1,000	1,800	7.815	5.129	54.507	0.000	0.000
1,100	1,980	7.945	5.917	55.258	0.000	0.000
1,200	2,160	8.061	6.718	55.955	0.000	0.000
1,300	2,340	8.162	7.529	56.604	0.000	0.000
1,400	2,520	8.252	8.350	57.212	0.000	0.000
1,500	2,700	8.330	9.179	57.784	0.000	0.000
1,600	2,880	8.398	10.015	58.324	0.000	0.000
1,700	3,060	8.458	10.858	58.835	0.000	0.000
1,800	3,240	8.512	11.707	59.320	0.000	0.000
1,900	3,420	8.559	12.560	59.782	0.000	0.000
2,000	3,600	8.601	13.418	60.222	0.000	0.000
2,100	3,780	8.638	14.280	60.642	0.000	0.000
2,200	3,960	8.672	15.146	61.045	0.000	0.000
2,300	4,140	8.703	16.015	61.431	0.000	0.000
2,400	4,320	8.731	16.886	61.802	0.000	0.000
2,500	4,500	8.756	17.761	62.159	0.000	0.000
2,600	4,680	8.779	18.638	62.503	0.000	0.000
2,700	4,860	8.800	19.517	62.835	0.000	0.000
2,800	5,040	8.820	20.398	63.155	0.000	0.000
2,900	5,220	8.838	21.280	63.465	0.000	0.000

K	°R	$\frac{\text{cal}}{\text{gmole} \cdot \text{K}}$	$\frac{\text{kcal}}{\text{gmole}}$	$\frac{\text{cal}}{\text{gmole} \cdot \text{K}}$	$\frac{\text{kcal}}{\text{gmole}}$	—
---	----	--	------------------------------------	--	------------------------------------	---

Lanjutan

Table B.22 Thermochemical Properties of Diatomic Oxygen

Oxygen, Diatomic (O ₂)						
September 30, 1965						
MW = 31.9988						
$\bar{h}_f^\circ = 0.000$ kcal/gmole						
T		\bar{c}_p°	$\bar{h}(T) - \bar{h}(T_0)$	$s^\circ(T)$	$\Delta G^\circ(T)$	$\log K_p$
0	0	0.000	-2.075	0.000	0.000	0.000
100	180	6.958	-1.381	41.395	0.000	0.000
200	360	6.961	-0.685	46.218	0.000	0.000
298	536	7.020	0.000	49.004	0.000	0.000
300	540	7.023	0.013	49.047	0.000	0.000
400	720	7.196	0.724	51.091	0.000	0.000
500	900	7.431	1.455	52.722	0.000	0.000
600	1,080	7.670	2.210	54.098	0.000	0.000
700	1,260	7.883	2.988	55.297	0.000	0.000
800	1,440	8.063	3.786	56.361	0.000	0.000
900	1,620	8.212	4.600	57.320	0.000	0.000
1,000	1,800	8.336	5.427	58.192	0.000	0.000
1,100	1,980	8.439	6.266	58.991	0.000	0.000
1,200	2,160	8.527	7.114	59.729	0.000	0.000
1,300	2,340	8.604	7.971	60.415	0.000	0.000
1,400	2,520	8.674	8.835	61.055	0.000	0.000
1,500	2,700	8.738	9.706	61.656	0.000	0.000
1,600	2,880	8.800	10.583	62.222	0.000	0.000
1,700	3,060	8.858	11.465	62.757	0.000	0.000
1,800	3,240	8.916	12.354	63.265	0.000	0.000
1,900	3,420	8.973	13.249	63.749	0.000	0.000
2,000	3,600	9.029	14.149	64.210	0.000	0.000
2,100	3,780	9.084	15.054	64.652	0.000	0.000
2,200	3,960	9.139	15.966	65.076	0.000	0.000
2,300	4,140	9.194	16.882	65.483	0.000	0.000
2,400	4,320	9.248	17.804	65.876	0.000	0.000
2,500	4,500	9.301	18.732	66.254	0.000	0.000
2,600	4,680	9.354	19.664	66.620	0.000	0.000
2,700	4,860	9.405	20.602	66.974	0.000	0.000
2,800	5,040	9.455	21.545	67.317	0.000	0.000
2,900	5,220	9.503	22.493	67.650	0.000	0.000

K	°R	$\frac{\text{cal}}{\text{gmole} \cdot \text{K}}$	$\frac{\text{kcal}}{\text{gmole}}$	$\frac{\text{cal}}{\text{gmole} \cdot \text{K}}$	$\frac{\text{kcal}}{\text{gmole}}$	—
---	----	--	------------------------------------	--	------------------------------------	---

Lampiran 8

	PT PEMBANGKITAN JAWA BALI UNIT PEMBANGKITAN GRESIK	Nomor Dokumen : PMG-08.3.1.11.11
	PJB INTEGRATED MANAGEMENT SYSTEM	Tanggal Terbit : 12 Januari 2017
	FORMULIR	Revisi : 00
	LAPORAN HASIL UJI	Halaman : 1 dari 1

LABORATORIUM PT PJB UP GRESIK
Jalan Harun Tohir No 1, Pulopanclian, Kec. Gresik, Kab. Gresik Jawa Timur 61112, Telepon: +62313981569

Nomor : 123.2/GC/02/04.2017
Nama Pelanggan : Rendal Operasi PLTGU
Alamat Pelanggan : Jalan Harun Tohir No 1, Pulopanclian, Kec. Gresik, Kab. Gresik Jawa Timur 61112, Telepon: +62313981569
Nomor Sampel : 123.2
Jenis Sampel : Natural Gas
Lokasi Pengambilan Sampel : PLTGU Block 1
Jumlah Sampel : 1
Tanggal Terima Sampel : 21-Apr-17
Tanggal Uji Sampel : 24-Apr-17
Pressure (kg/cm²) : -
Temperature (°C) : -
Hasil Uji : -
Analysis Result

Jenis Uji	Satuan	Hasil Uji	Ketidakpastian	Metode Uji
Item of analysis	Unit	Analysis Result	Uncertainty	Analysis Method
1 Komposisi Gas				IKG.17.1.3.130
Methane	CH ₄	%mole : 95.75	± 1.0787	
Ethane	C ₂ H ₆	%mole : 2.57	± 0.0189	
Propane	C ₃ H ₈	%mole : 0.80	± 0.0035	
n-Butane	N-C ₄ H ₁₀	%mole : 0.11	± 0.0023	
Isobutane	I-C ₄ H ₁₀	%mole : 0.12	± 0.0013	
n-Pentane	N-C ₅ H ₁₂	%mole : 0.03	± 0.0039	
Isopentane	I-C ₅ H ₁₂	%mole : 0.13	± 0.0903	
Hexane Plus	C ₆ H ₁₄ +	%mole : 0.03	± 0.0047	
Nitrogen	N ₂	%mole : 0.38	± 0.0208	
Carbon Dioxide	CO ₂	%mole : 0.07	± 0.0016	
Oxygen	O ₂	%mole : 0.01	± 0.0033	
Total	%mole	: 100.00		
2 Relative Density		: 0.585		GPA 2172-09
3 Gross Heating Value	Btu/SCF	: 1050.49		GPA 2172-09

Gresik, 25 April 17
 PT. Pembangkitan Jawa Bali
 Kimia dan Laboratorium

 Rachmadhanta
 Supervisor

Laporan Hasil Uji ini hanya berlaku untuk contoh yang diuji dan tidak boleh dipandakan

Lampiran 9

IGV
Sebelum :



Sesudah :



Lanjutan

Combustor Basket
Sebelum :



Sesudah :



Lanjutan

Transition Piece
Sebelum :

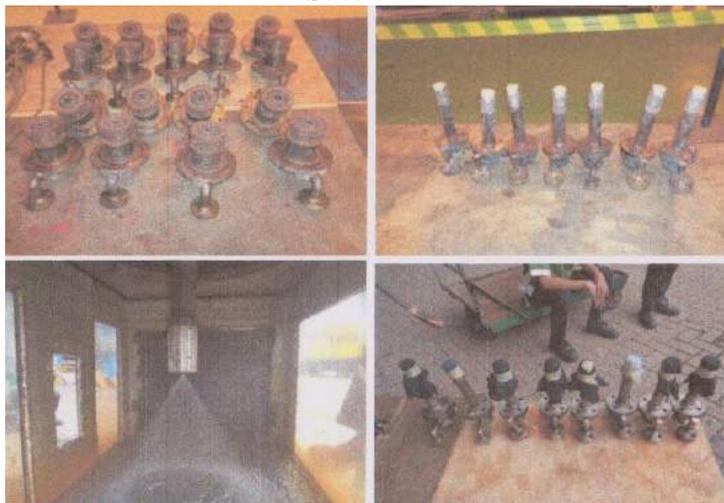


Lanjutan

Sesudah :

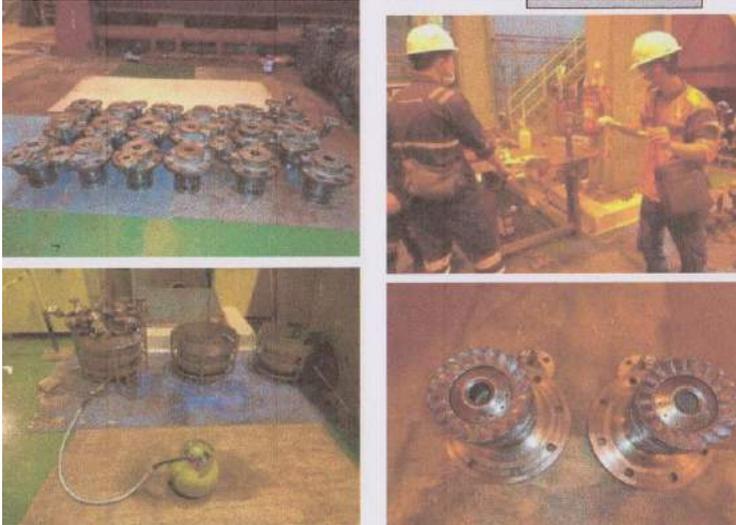


**Nozzle Gas dan Minyak
Sebelum :**

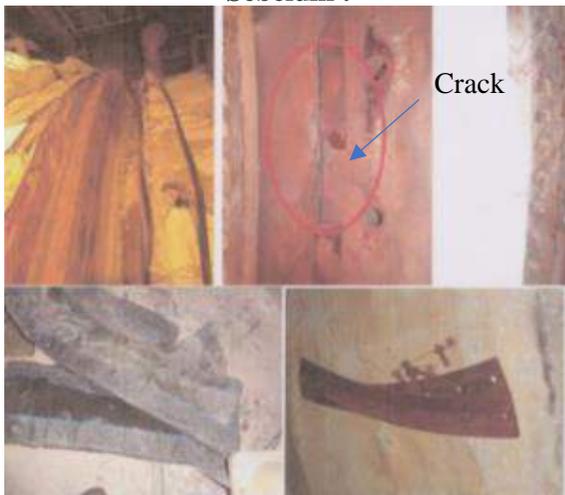


Lanjutan

Sesudah :



Expantion Joint
Sebelum :



Sesudah :



Lampiran 10

**Hasil Perhitungan Unjuk Kerja Pada Beban 50 MW
Sebelum *Combustion inspection***

Parameter	Satuan	Nilai
T_{01}	K	300.67
P_{01}	kPa	101.325
T_{02}	K	629.67
P_{02}	kPa	978.053
T_{03}	K	1236.13
P_{03}	kPa	929.150
T_{04}	K	743.00
P_{04}	kPa	102.285
ρ_{air}	kg/m ³	1.1746
\dot{m}_a	kg/s	318.27
\dot{m}_{ac}	kg/s	251.43
\dot{m}_{RCA}	kg/s	66.84
AFR	kg _{air} /kg _{fuel}	67.66
C_{p_a}	kJ/kg K	1.005
T_f	K	298.00
SG_f	-	0.585
ρ_f	kg/m ³	0.6872
\dot{m}_f	kg/s	3.72
LHV	BTU/SCF	1103.64
LHV	kJ/kg	59834.73
V_i	kNm ³ /h	19.47
$C_{p_{mix}}$	kJ/kg K	1.238
W_t	kW	155778.42
W_c	kW	105233.94
W_{nett}	kW	50543.38
Q_{in}	kW	222366.14
$Mech_{losses}$	kW	1100
η_{gen}	%	98.7
η_{th}	%	22.73
P_o	kW	49886.32
SFC	kg/kWh	0.2647
Hate Rate	kcal/kwh	3838.96

Lanjutan

**Hasil Perhitungan Unjuk Kerja Pada Beban 100 MW
Sebelum Combustion Inspection**

Parameter	Satuan	Nilai
T_{01}	K	302.10
P_{01}	kPa	101.325
T_{02}	K	687.93
P_{02}	kPa	1323.252
T_{03}	K	1430.00
P_{03}	kPa	1292.949
T_{04}	K	798.00
P_{04}	kPa	102.285
ρ_{air}	kg/m^3	1.1691
\dot{m}_a	kg/s	385.67
\dot{m}_{ac}	kg/s	304.68
\dot{m}_{RCA}	kg/s	80.99
AFR	kg_{air}/kg_{fuel}	52.93
Cp_a	kJ/kg K	1.005
T_f	K	298.00
SG_f	-	0.585
ρ_f	kg/m^3	0.6839
\dot{m}_f	kg/s	5.76
LHV	BTU/SCF	1103.64
LHV	kJ/kg	60119.31
V_f	kNm^3/h	30.30
Cp_{mix}	kJ/kg K	1.281
W_t	kW	251316.69
W_c	kW	149545.70
W_{nett}	kW	101769.89
Q_{in}	kW	346055.16
$Mech_{losses}$	kW	1100
η_{gen}	%	98.7
η_{gt}	%	29.41
P_o	kW	100446.88
SFC	kg/kWh	0.2036
Hate Rate	kcal/kwh	2967.12

Lanjutan

**Hasil Perhitungan Unjuk Kerja Pada Beban Puncak
Sebelum *Combustion Inspection***

Parameter	Satuan	Nilai
T_{01}	K	302.40
P_{01}	kPa	101.325
T_{02}	K	688.33
P_{02}	kPa	1323.252
T_{03}	K	1432.10
P_{03}	kPa	1292.949
T_{04}	K	798.00
P_{04}	kPa	102.089
ρ_{air}	kg/m^3	1.1679
\dot{m}_a	kg/s	385.2839
\dot{m}_{ac}	kg/s	304.3743
\dot{m}_{RCA}	kg/s	80.9096
AFR	kg_{air}/kg_{fuel}	52.93
Cp_a	kJ/kg K	1.005
T_f	K	298.00
SG_f	-	0.585
ρ_f	kg/m^3	0.6832
\dot{m}_f	kg/s	5.75
LHV	BTU/SCF	1103.64
LHV	kJ/kg	60179.01294
V_f	kNm^3/h	30.3
Cp_{mix}	kJ/kg K	1.281
W_t	kW	251997.65
W_c	kW	149436.06
W_{nett}	kW_{T_e}	102560.48
Q_{in}	kW	346055.16
$Mech_{losses}$	kW	1100
η_{gen}	%	98.7
η_{th}	%	29.64
P_o	kW	101227.20
SFC	kg/kWh	0.2018
Hate Rate	kcal/kwh	2944.25

Lanjutan

Hasil Perhitungan Unjuk Kerja Pada Beban 50 MW
Setelah Combustion Inspection

Parameter	Satuan	Nilai
T_{01}	K	301.80
P_{01}	kPa	101.325
T_{02}	K	625.00
P_{02}	kPa	944.710
T_{03}	K	1241.13
P_{03}	kPa	897.474
T_{04}	K	751.00
P_{04}	kPa	101.697
ρ_{air}	kg/m^3	1.1702
\dot{m}_a	kg/s	318.66
\dot{m}_{ac}	kg/s	251.74
\dot{m}_{RCA}	kg/s	66.92
AFR	kg_{air}/kg_{fuel}	66.76
C_{p_a}	kJ/kg K	1.005
T_f	K	298.00
SG_f	-	0.585
ρ_f	kg/m^3	0.6846
\dot{m}_f	kg/s	3.77
LHV	BTU/SCF	1053.80
LHV	kJ/kg	57347.34
V_f	kNm^3/h	19.83
$C_{p_{mix}}$	kJ/kg K	1.239
W_t	kW	155180.51
W_c	kW	103506.65
W_{nett}	kW	51672.76
Q_{in}	kW	216250.03
$Mech_{losses}$	kW	1100
η_{gen}	%	98
η_{th}	%	23.89
P_o	kW	50639.30
SFC	kg/kWh	0.2627
Hate Rate	kcal/kwh	3677.86

Lanjutan

Hasil Perhitungan Unjuk Kerja Pada Beban 100 MW
Setelah Combustion Inspection

Parameter	Satuan	Nilai
T_{01}	K	302.50
P_{01}	kPa	101.325
T_{02}	K	672.33
P_{02}	kPa	1297.755
T_{03}	K	1401.93
P_{03}	kPa	1268.035
T_{04}	K	784.33
P_{04}	kPa	102.285
ρ_{air}	kg/m ³	1.1675
\dot{m}_a	kg/s	393.28
\dot{m}_{ac}	kg/s	310.69
\dot{m}_{RCA}	kg/s	82.59
AFR	kg _{air} /kg _{fuel}	54.46
Cp_a	kJ/kg K	1.005
T_f	K	298.00
SG_f	-	0.585
ρ_f	kg/m ³	0.6830
\dot{m}_f	kg/s	5.70
LHV	BTU/SCF	1053.80
LHV	kJ/kg	57480.35
\dot{V}_f	kNm ³ /h	30.07
Cp_{mix}	kJ/kg K	1.275
W_t	kW	249166.22
W_c	kW	146175.37
W_{nett}	kW	102989.76
Q_{in}	kW	327919.24
$Mech_{losses}$	kW	1100
η_{gen}	%	98.7
η_{th}	%	31.41
P_o	kW	101650.89
SFC	kg/kWh	0.1994
Hate Rate	kcal/kwh	2778.32

Lanjutan

Hasil Perhitungan Unjuk Kerja Pada Beban Puncak
Setelah *Combustion Inspection*

Parameter	Satuan	Nilai
T_{01}	K	303.90
P_{01}	kPa	101.325
T_{02}	K	677.33
P_{02}	kPa	1322.272
T_{03}	K	1426.85
P_{03}	kPa	1272.186
T_{04}	K	797.67
P_{04}	kPa	102.285
ρ_{air}	kg/m^3	1.1621
\dot{m}_{a}	kg/s	395.86
\dot{m}_{ac}	kg/s	312.73
\dot{m}_{RCA}	kg/s	83.13
AFR	kg_{air}/kg_{fuel}	52.74
Cp_a	kJ/kg K	1.005
T_f	K	298.00
SG_f	-	0.585
ρ_f	kg/m^3	0.6798
\dot{m}_f	kg/s	5.93
LHV	BTU/SCF	1053.8
LHV	kJ/kg	57746.38
V_f	kNm^3/h	31.40
Cp_{mix}	kJ/kg K	1.281
W_t	kW	256746.08
W_c	kW	148564.82
W_{nett}	kW_{fb}	108180.17
Q_{in}	kW	342423.15
Mech _{losses}	kW	1100
η_{gen}	%	98.7
η_{th}	%	31.59
P_o	kW	106773.82
SFC	kg/kWh	0.1973
Hate Rate	kcal/kwh	2762.01

Lampiran 11

	PT PEMBANGKITAN JAWA BALI UNIT PEMBANGKITAN GRESIK	Nomor Dokumen: EMS-04.1.1.23 Tanggal Terbit: 01 Agustus 2013
	PJB INTEGRATED MANAGEMENT SYSTEM	
	FORMULIR	Revisi: 00 Halaman: 1 dari 1
PERFORMANCE TEST GT PLTGU		
PROGRAM / TAHUN	: CI GT 2.3.2017	
PERIODE	: 07 - 11 Februari 2017	
SHEET	: PERFORMANCE TEST REPORT	
FUEL	: BSG	

PARAMETER	SATUAN	NILAI PERFORMANCE TEST					
		Performance Test Sebelum CI GT 2.3			Performance Test Setelah CI GT 2.3		
		50 MW	100 MW	Maks	50 MW	100 MW	Maks
Tanggal Test		4-Feb-17	4-Feb-17	4-Feb-17	22-Feb-17	22-Feb-17	22-Feb-17
Power Produced	MW	50.30	99.77	99.77	51.63	100.33	103.27
Corrected Power	MW	50.32	99.89	100.76	53.48	99.88	105.57
Fuel Gas	kg/hr / h	19.67	30.30	30.30	19.83	30.07	37.40
Fuel RSD	m ³ /h						
HHV Fuel Gas	BTU / WSP	1,103.69	1,103.69	1,103.69	1,053.80	1,053.80	1,053.80
HHV RSD	kkal/ kg						
SG	kg/m						
Ambient Temperature	°C	27.70	29.19	29.40	28.80	29.50	30.90
Compressor Outlet Temp.	°C	388.67	414.33	414.33	352.00	399.33	406.33
Compressor Inlet Press.	kg/cm ²	8.99	12.46	12.46	8.80	12.39	12.45
Compressor Efficiency	%	81.81	86.37	85.37	81.65	86.77	85.65
Stack Pairs Average Temp.	°C	471.00	540.67	540.67	486.67	533.33	544.67
Exhaust Gas Average Temp.	°C	470.00	525.00	525.00	478.60	511.33	525.67
GT Heat Rate	kkal/kWh	4,017.42	3,150.09	3,150.09	3,789.35	2,964.37	2,953.23
GT Corrected Heat Rate	kkal/55Wh	3,976.71	3,133.66	3,094.74	3,708.28	2,960.35	2,937.57
GT Efficiency	%	31.41	37.28	37.38	33.72	39.07	39.11
GT Corrected Efficiency	%	31.63	37.48	37.72	33.19	39.05	35.38

CATATAN :

- Plant Outage Combustor Inspeksi Gas Turbine 2.3 dilaksanakan pada tanggal 7 Februari 2017 dan selesai pada tanggal 11 Februari 2017
- Produk Gas Turbine 2.3 antara sebelum dan sesudah OH mengalami kenaikan sebesar 3.6 MW
- Corrected efisiensi Gas Turbine 2.3 antara sebelum dan sesudah OH pada beban 100 MW mengalami kenaikan sebesar 1.06%, sedangkan pada beban maksimal sebesar 0.56%
- Presentase kenaikan efisiensi Gas Turbine 2.3 antara sebelum dan sesudah OH pada beban 100 MW adalah sebesar 5.84%, sedangkan pada beban maksimal sebesar 1.9%
- Efisiensi isentropis Compressor Gas Turbine 2.3 antara sebelum dan sesudah OH pada beban 100 MW mengalami kenaikan sebesar 0.09%, sedangkan pada beban maksimal sebesar 0.28%
- Presentase kenaikan efisiensi isentropis Compressor Gas Turbine 2.3 antara sebelum dan sesudah OH pada beban 100 MW adalah 0.48%, dan pada beban maksimal sebesar 0.33%

Mengakhiri
Manajer Operasi



(Binangsa Dja Mardjaja)

Gresik, 22 Februari 2017
Spt. Senojo Mendoj Operasi PLTGU



(Spt. Senojo Mendoj Operasi PLTGU)

BIODATA PENULIS



Penulis dilahirkan di Jombang, 21 November 1997, merupakan anak terakhir dari 3 bersaudara. Penulis telah menempuh Pendidikan formal yaitu di MI Islamiyah Ngoro, SMPN 1 Ngoro, dan SMAN Mojoagung. Setelah lulus dari SMAN Mojoagung tahun 2015, Penulis mengikuti SMITS dan diterima di program studi D3 Teknik Mesin Industri pada tahun 2015 dan terdaftar dengan NRP 10211500000030. Di Departemen Teknik Mesin Industri ini Penulis mengambil bidang konsentrasi

Konversi Energi. Penulis sempat aktif di beberapa kegiatan seminar yang diselenggarakan oleh Departemen dan juga dalam organisasi seperti di himpunan Departemen Teknik Mesin Industri sebagai staf Akademik dan Kesejahteraan Mahasiswa.