



TUGAS AKHIR - TM 091486

ANALISA TERMODINAMIKA PENGARUH *AMBIENT TEMPERATURE* TERHADAP UNJUK KERJA TURBIN GAS TEG 6210 DAN TEG 6220 (TIPE CENTAUR 40-4501) PADA TAMBORA *FIELD OPERATION*, TOTAL E&P INDONESIA

ALFINA WIDYASTUTI
NRP. 2110100026

Dosen Pembimbing
Dr. Wawan Aries Widodo, ST,MT

JURUSAN TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2014



FINAL PROJECT - TM 091486

**THERMODYNAMIC ANALYSIS
EFFECT OF AMBIENT TEMPERATURE
IN GAS TURBINE PERFORMANCE
TEG 6210 & TEG 6220 (TYPE CENTAUR 40-4501)
AT TAMBORA FIELD OPERATION,
TOTAL E&P INDONESIA**

**ALFINA WIDYASTUTI
NRP. 2110100026**

**Supervisor
Dr. Wawan Aries Widodo, ST, MT**

**DEPARTMENT OF MECHANICAL ENGINEERING
Faculty of Industrial Technology
Sepuluh Nopember Institute of Technology
Surabaya 2014**

**ANALISA TERMODINAMIKA
PENGARUH AMBIENT TEMPERATURE TERHADAP
UNJUK KERJA TURBIN GAS TEG 6210 DAN TEG 6220
(TIPE CENTAUR 40-4501)
PADA TAMBORA FIELD OPERATION,
TOTAL E&P INDONESIA**

Nama Mahasiswa : Alfina Widyastuti
NRP : 2110 100 026
Jurusan : Teknik Mesin FTI-ITS
Dosen Pembimbing: Dr. Wawan Aries Widodo, ST, MT

Abstrak

Central Processing Unit (CPU) adalah satu lapangan produksi milik TOTAL E&P Indonesia. Energi listrik di CPU dihasilkan oleh empat unit turbin gas, dua diantaranya adalah *Turbine Engine Generator* (TEG) 6210 dan TEG 6220. Keduanya merupakan turbin gas tipe Centaur 40-4501. *Power output maksimum* yang dapat dihasilkan adalah sebesar 2,5 MW_e. Terjadi penurunan *power output* ketika dilakukan tes unjuk kerja pada bulan Januari 2014 lalu. Peningkatan *ambient temperature* menjadi salah satu faktor penyebab penurunan *power output* kedua turbin gas tersebut.

Analisa termodinamika dilakukan untuk mengetahui unjuk kerja kedua TEG. *Ambient temperature* dan base load menjadi variabel penelitian ini. Parameter unjuk kerja turbin gas yang menjadi *output* penelitian adalah *thermal efficiency*, *power output*, *specific fuel consumption*, dan *heat rate*.

Hasil yang didapat dalam penelitian ini adalah besarnya unjuk kerja dan persentase penurunan *power output* akibat kenaikan *ambient temperature* pada *kondisi testing & commissioning* ke kondisi *existing*. Di akhir pembahasan, diperoleh hubungan antara kenaikan *ambient temperature* terhadap unjuk kerja turbin gas. *Thermal efficiency* dan *power output* menjadi

semakin rendah ketika *ambient temperature* semakin tinggi, namun *specific fuel consumption* dan *heat rate* mengalami peningkatan. Secara umum, kenaikan *ambient temperature* dapat menyebabkan penurunan unjuk kerja turbin gas apabila dilihat dari keempat parameter tersebut.

Kata Kunci : Turbin Gas, Unjuk Kerja, *Ambient Temperature*, dan *Base Load*

**THERMODYNAMIC ANALYSIS
EFFECT OF AMBIENT TEMPERATURE
IN GAS TURBINE PERFORMANCE
TEG 6210 AND TEG 6220 (TYPE CENTAUR 40-4501)
AT TAMBORA FIELD OPERATION, TOTAL E&P
INDONESIE**

Name : *Alfina Widyastuti*
NRP : *2110100026*
Major : *Mechanical Engineering FTI- ITS*
Supervisor : *Dr. Wawan Aries Widodo, ST, MT*

Abstract

Central Processing Unit (CPU) is a unit process in Tambora Field Operations, one of the field production belongs to TOTAL E&P Indonesie. Elecrtical energy in CPU is generated by four gas turbine units named Turbine Engine Generator (TEG) 6210 and 6220. These units are a Solar Turbine Generator type Centaur 40-4501. The power output generated by TEG 6210 and 6220 at the maximum load is up to 2,5 MW_e. However, when the performance test was conducted in January 2014, power output is found to be decreased.. The cause of this decreament is an increment in ambient temperature. Based on journals, the changes of ambient temperature have a big influence to the performance in case of power output produced by gas turbine.

Thermodynamic analysis is being conducted to determine the performance of TEG 6210 and TEG 6220 based on existing data. The result obtained will be compared with the performance based on testing & comissioning condition. Performance parameters being discussed are thermal efficiency, specific fuel consumption, power output and heat rate. The study was followed by an analysis about the relation between ambient temperature variations and gas turbine performance at different base load of TEG 6210 and TEG 6220.

The result obtained in this study is the degradation percentage of output power due to the increase of ambient temperature at testing & commissioning and existing condition. Output power of TEG 6210 is found to be decreased by 20% while TEG 6220 is 21,9%. The existing value of thermal efficiency, specific fuel consumption, and heat rate are also being calculated. At the end of this discussion, the relation between ambient temperature and gas turbine's performance is obtained. The higher the ambient temperature, the lower the thermal efficiency and the output power. However, the higher the ambient temperature, the higher the specific fuel consumption and the heat rate required by the gas turbine. Generally, an increase in ambient temperature can cause a degradation in gas turbine's performance based on these four parameters.

Keywords: Gas Turbine, Performance, Ambient Temperature, and Base Load

**ANALISA TERMODINAMIKA
PENGARUH AMBIENT TEMPERATURE
TERHADAP UNJUK KERJA TURBIN GAS TEG 6210 DAN TEG 6220
(TIPE CENTAUR 40-4501) PADA TAMBORA FIELD OPERATION
TOTAL E&P INDONESIA**

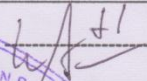
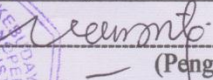

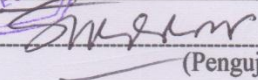
TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat Memperoleh
Gelar Sarjana Teknik pada Bidang Studi Konversi Energi
Program Studi S-1 Jurusan Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh:

ALFINA WIDYASTUTI

NRP. 2110 100 026

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir	
1. Dr. Wawan Aries Widodo, ST, MT NIP. 197104051997021001	 (Pembimbing)
2. Dr. Ir. Heru Mirmanto, MT NIP. 196202161995121001	 (Penguji I)
3. Vivien Suphandani, ST, ME, Ph.D NIP. 198105292003122002	 (Penguji II)
4. Ir. Suwarmin, PE NIP. 19610314198701001	 (Penguji III)

**SURABAYA
JULI, 2014**

(halaman ini sengaja dikosongkan)

DAFTAR ISI

	Halaman
HALAMAN PENGESAHAN	
ABSTRAK	i
ABSTRACT	iii
KATA PENGANTAR	v
DAFTAR ISI	ix
DAFTAR GAMBAR	xiii
DAFTAR TABEL	xv
DAFTAR SIMBOL	xvii
BAB I PENDAHULUAN	1
1.1. Latar Belakang	1
1.2. Rumusan Masalah	3
1.3. Batasan Masalah	3
1.4. Tujuan Penelitian	4
1.5. Manfaat Penelitian	5
BAB II TINJAUAN PUSTAKA	7
2.1. Penelitian Terdahulu	7
2.2. Turbin Gas	10
2.2.1. Siklus Ideal Turbin Gas	10
2.2.2. Siklus Aktual Turbin Gas	11
2.2.3. Konstruksi Turbin Gas	12
2.3. Turbin Gas Centaur 40-4501	13
2.3.1. <i>Engine System</i>	14
2.3.2. <i>Support System</i>	16
2.4. ASME PTC 22,1997	17
2.5. Dasar Teori	17
2.5.1. Persamaan Laju Alir Massa	17
2.5.2. Hukum Termodinamika I	18
2.5.3. c_p , c_v , dan γ Gas Ideal	19
2.5.4. Proses Isentropik Gas Ideal	19
2.5.5. Proses Politropik Gas Ideal	20

2.6. Perhitungan Unjuk Kerja Turbin Gas	21
2.6.1. <i>Pressure Losses Air Inlet</i>	22
2.6.2. Kompresor Aksial	22
2.6.3. <i>Mechanical Losses</i>	23
2.6.4. <i>Pressure Losses Ruang Bakar</i>	24
2.6.5. Ruang Bakar	24
2.6.6. Turbin Aksial	26
2.6.7. Parameter Unjuk Kerja Turbin Gas	28
BAB III METODOLOGI PENELITIAN	31
3.1. Langkah Penelitian	31
3.2. Teknik Pengumpulan Data	31
3.2.1. Subjek Penelitian	31
3.2.2. Jenis dan Waktu Pengambilan Data	33
3.3. Teknik Analisa Data	34
3.3.1. Pemodelan Sistem Turbin Gas	34
3.3.2. Data TEG 6210 dan TEG 6220	37
3.3.3. Pemilihan Parameter	37
3.3.4. Perhitungan Unjuk Kerja	38
3.4. <i>Flowchart</i> Perhitungan	40
BAB IV ANALISA DAN PEMBAHASAN	45
4.1. Contoh Perhitungan Unjuk Kerja Turbin Gas	45
4.1.1. Pemodelan Sistem TEG 6210	45
4.1.2. Perhitungan Kompresor Aksial	46
4.1.2.1. Tekanan <i>Inlet</i> Kompresor Aksial	46
4.1.2.2. <i>Compression Ratio</i>	47
4.1.2.3. <i>Temperatur Discharge</i>	47
4.1.2.4. Kerja Kompresor Aksial	48
4.1.3. Perhitungan Ruang Bakar	49
4.1.3.1. <i>Ratio to Mass Flow Rate</i>	49
4.1.3.2. <i>Pressure Losses Ruang Bakar</i>	50
4.1.4. Perhitungan Turbin Aksial	50
4.1.4.1. <i>Expantion Ratio</i>	50
4.1.4.2. Kerja Turbin Aksial	51

4.1.5. Parameter Unjuk Kerja Turbin Gas	51
4.1.5.1. <i>Thermal Efficiency</i>	52
4.1.5.2. <i>Power Output</i>	52
4.1.5.3. <i>Specific Fuel Consumption</i>	53
4.1.5.4. <i>Heat Rate</i>	54
4.2. Perbandingan Unjuk Kerja Aktual & Teoritis	54
4.3. Analisa Termodinamika TEG 6210	57
4.3.1. Perbandingan Unjuk Kerja <i>Existing</i> & <i>TC</i>	57
4.3.2. TEG 6210	59
4.3.2.1. Contoh Perhitungan Entropi 1-2	60
4.3.2.2. Contoh Perhitungan Entropi 3-4	61
4.3.2.3. Grafik Termodinamika <i>T-s</i> diagram	63
4.3.3. TEG 6220	65
4.3.3.1. Contoh Perhitungan Entropi 1-2	67
4.3.3.2. Contoh Perhitungan Entropi 3-4	67
4.3.3.3. Grafik Termodinamika <i>T-s</i> diagram	69
4.4. Pembahasan Grafik TEG 6210	71
4.4.1. $\eta_{th} = f(T_{amb}, \%base\ load)$	73
4.4.2. $P_o = f(T_{amb}, \%base\ load)$	75
4.4.3. $sfc = f(T_{amb}, \%base\ load)$	77
4.4.4. $HR = f(T_{amb}, \%base\ load)$	78
4.5. Pembahasan Grafik TEG 6220	80
4.5.1. $\eta_{th} = f(T_{amb}, \%base\ load)$	81
4.5.2. $P_o = f(T_{amb}, \%base\ load)$	84
4.5.3. $sfc = f(T_{amb}, \%base\ load)$	86
4.5.4. $HR = f(T_{amb}, \%base\ load)$	87
BAB V PENUTUP	91
5.1. Kesimpulan	91
5.2. Saran	92
DAFTAR PUSTAKA	93
LAMPIRAN	95

(halaman ini sengaja dikosongkan)

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1.	Hasil Perhitungan SGT 94.3	8
Tabel 3.1.	TEG 6210 dan TEG 6220	32
Tabel 3.2.	Centaur 40-4501 <i>Gas Turbine Generator</i>	32
Tabel 3.3.	Data TEG 6210	35
Tabel 3.4.	Data TEG 6220	36
Tabel 3.5.	<i>Input & Output</i> Perencanaan	38
Tabel 4.1.	Unjuk Kerja TEG 6210 T&C dan <i>Existing</i>	57
Tabel 4.2.	Unjuk Kerja TEG 6220 T&C dan <i>Existing</i>	58
Tabel 4.3.	Entropi TEG 6210	63
Tabel 4.4.	Entropi TEG 6220	69
Tabel 4.5.	Hasil Variasi Perhitungan TEG 6210	72
Tabel 4.6.	Hasil Variasi Perhitungan TEG 6220	81

(halaman ini sengaja dikosongkan)

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1. Pengaruh P_o & η_{th} SGT 94.3 terhadap T_{amb} & <i>Base Load</i>	7
Gambar 2.2. Pengaruh T_{amb} & TIT terhadap η_{th}	9
Gambar 2.3. Pengaruh T_{amb} & TIT terhadap sfc	10
Gambar 2.4. Siklus Brayton Sederhana	10
Gambar 2.5. Diagram Fase Siklus Brayton Ideal a) diagram $T-s$ b) diagram $p-v$	12
Gambar 2.6. Digram Fase Siklus Brayton Aktual a) diagram $T-s$ b) diagram $p-v$	12
Gambar 2.7. Konstruksi Turbin Gas a) turbin gas poros tunggal; b) turbin gas poros ganda	13
Gambar 2.8. <i>Package Set</i> Centaur 40-4501	14
Gambar 2.9. <i>Engine System</i> Centaur 40-4501	14
Gambar 2.10. Analisa Kesetimbangan Energi pada Volume Atur	18
Gambar 2.11. Proses Isentropik Gas Ideal	19
Gambar 2.12. Variasi Nilai n pada Proses Polotropik	21
Gambar 2.13. Siklus Turbin Gas Sederhana	21
Gambar 2.14. Kompresi Isentropik Kompresor Aksial	22
Gambar 2.15. Kesetimbangan Energi di Ruang Bakar	24
Gambar 2.16. Ekspansi Isentropik Turbin Aksial <i>Small Stages</i>	26
Gambar 3.1. Centaur 40-4501	33
Gambar 3.2. Pemodelan TEG 6210 & TEG 6220	34
Gambar 4.1. Skema TEG 6210 Saat T&C	45
Gambar 4.2. <i>Air Inlet</i> Turbin Gas	46
Gambar 4.3. <i>Gearbox</i> TEG 6210 & TEG 6220	49
Gambar 4.4. Generator TEG 6210 & TEG 6220	53
Gambar 4.5. <i>Turbotronic Control System</i>	55
Gambar 4.6. <i>Turbotronic Monitoring Control</i>	56
Gambar 4.7. Hasil Perhitungan TEG 6210 a) <i>Testing & Comissioning</i> ; b) <i>Existing</i>	59

Gambar 4.8. Diagram T-s TEG 6210	64
Gambar 4.9. Hasil Perhitungan TEG 6220 a) <i>Testing</i> & <i>Comissioning</i> ; b) <i>Existing</i>	66
Gambar 4.10. Diagram T-s TEG 6220	70
Gambar 4.11. $\eta_{th}=f(T_{amb}, \%base\ load)$ TEG 6210	73
Gambar 4.12. Pengaruh rpm terhadap Ngp TEG 6210	74
Gambar 4.13. $P_o=f(T_{amb}, \%base\ load)$ TEG 6210	76
Gambar 4.14. $sfc=f(T_{amb}, \%baseload)$ TEG 6210	77
Gambar 4.15. $HR=f(T_{amb}, \%baseload)$ TEG 6210	79
Gambar 4.16. $\eta_{th}=f(T_{amb}, \%base\ load)$ TEG 6220	82
Gambar 4.17. Pengaruh rpm terhadap Ngp TEG 6220	83
Gambar 4.18. $P_o=f(T_{amb}, \%base\ load)$ TEG 6210	85
Gambar 4.19. $sfc=f(T_{amb}, \%baseload)$ TEG 6210	86
Gambar 4.20. $HR=f(T_{amb}, \%baseload)$ TEG 6210	88

DAFTAR SIMBOL

A	Luas penampang, m^2
c_p	<i>Specific heat</i> pada tekanan konstan, kJ/kg.K
f	<i>Ratio to mass flow rate</i> , kg_f/kg_a
h	<i>Specific entalphy</i> , kJ/kg
HR	<i>Heat Rate</i> , kJ/kW.h
LHV	<i>Lower Heating Value</i> bahan bakar, kJ/kg
M	Berat molekul udara, kg/kmol
\dot{m}	<i>Laju alir massa</i> , kg/s
n	Indeks Politropik
p	<i>Tekanan</i> , bar
P_{out}	<i>Power Output</i> , kW_e
Q	Laju kalor per satuan massa, kJ/kg
Q_{in}	Laju kalor <i>input</i> per satuan massa, kJ/kg
R	Konstanta Gas Universal, $R = 8,315$ kJ/kmol.K
r_{pc}	<i>Compression ratio</i>
r_{et}	<i>Expantion ratio</i>
sfc	<i>Specific Fuel Consumption</i> , kg/kW.h
T	Temperatur , K
v	<i>Specific volume</i> , m^3/kg
\dot{W}	Laju kerja, kJ/s
W_{net}	Laju kerja per satuan massa, kJ/kg
γ	<i>Specific heat ratio</i>
η	Efisiensi, %
ρ	Densitas udara, kg/m^3
<i>Subscripts</i>	
0	Kondisi atmosfer
1	Sisi <i>inlet</i> kompresor aksial
2	Sisi <i>discharge</i> kompresor aksial
3	Sisi <i>inlet</i> turbin aksial
4	Sisi <i>exhaust</i> turbin aksial
b	<i>Combustor</i>
c	Kompresor aksial
e	<i>Exhaust</i>

<i>f</i>	<i>Fuel</i>
<i>g</i>	<i>Flue gas</i>
<i>i</i>	<i>Inlet</i>
<i>m</i>	<i>Mechanical</i>
<i>o</i>	<i>Outlet</i>
<i>t</i>	Turbin aksial

BAB 1

PENDAHULUAN

1.1. Latar Belakang Masalah

Total E&P Indonesia (TEPI) adalah perusahaan yang bergerak di bidang eksplorasi dan produksi minyak serta gas alam. Total E&P Indonesia memiliki daerah operasi pengeboran yang tersebar di pulau Sumatera, Kalimantan, dan Papua. Sentra produksi terbesarnya adalah gas alam. Saat ini, produksi gas alam TEPI berpusat di *Mahakam North Asset* (MNA). MNA mempunyai empat *field operation* yang terletak di sepanjang Delta Mahakam, yaitu Tambora, Tunu *South*, Tunu *North*, dan Sisi Nubi *Offshore*. Tambora *Field Operation* memiliki unit proses yang bernama *Central Processing Unit* (CPU).

Kondisi di CPU tidak lain halnya dengan sebuah desa kecil di pinggir sungai, lengkap dengan fasilitas-fasilitas kehidupan sehari-hari seperti area *camp*, *office*, *workshop*, dan yang paling utama adalah area *process plant* sebagai tempat pengolahan dan produksi gas alam. Area *process plant* adalah area di mana gas alam yang berasal dari sumur-sumur pengeboran diolah dan dipisahkan berdasarkan fraksi massanya. Dalam proses pengolahan tersebut, diperlukan peralatan-peralatan yang berfungsi untuk kelancaran kegiatan produksi seperti pompa, *glycol contactor*, kompresor, dan lain-lain. Peralatan-peralatan tersebut membutuhkan energi listrik supaya dapat beroperasi. Pasokan energi listrik juga digunakan untuk penerangan dan sumber listrik di area kantor maupun area *camp*. Total kebutuhan energi listrik yang digunakan di CPU adalah sebesar 3,9 MW_e.

Lapangan produksi CPU tidak dapat dijangkau oleh pihak luar selain kalangan pekerja TEPI. Oleh sebab itu, pasokan energi listrik di CPU tidak berasal dari perusahaan penyedia energi listrik pada umumnya. Sumber energi listrik di CPU dihasilkan oleh 4 unit turbin gas (TEG 6210, TEG 6220, TCP 9610, dan TCP 9620). TEG adalah kepanjangan dari *Turbine Engine Generator*. TEG 6210 dan TEG 6220 menggunakan turbin gas

dengan tipe Centaur 40-4501 dengan bahan bakar *natural gas*. Turbin gas Centaur 40-4501 adalah turbin gas yang diproduksi oleh *Solar Turbine* [®]*Inc* dengan kapasitas *power output* sebesar 2,5 MW_e pada putaran turbin sebesar 14.950 rpm.

Kondisi yang ada di lapangan, TEG 6210 dan TEG 6220 dioperasikan pada putaran rendah (6500-7300 rpm) sehingga *power output*nya hanya berkisar 0,95-1,25 MW_e. TEG 6210 dan TEG 6220 hanya dioperasikan pada putaran maksimum ketika dilakukan tes unjuk kerja pada saat *testing & commissioning* (6 Maret 1998). Untuk mengetahui unjuk kerja kedua turbin gas saat ini, pada tanggal 14 dan 15 Februari 2014 lalu, TEG 6210 dan TEG 6220 dioperasikan pada putaran maksimumnya, yaitu 14950 rpm. Ternyata, *power output* yang dihasilkan oleh kedua turbin gas mengalami penurunan bila dibandingkan dengan *power output* pada saat *testing & commissioning*. Penurunan tersebut dapat disebabkan oleh kondisi operasi, kondisi lingkungan, maupun degradasi dari komponen-komponen turbin gas. Penurunan *power output* akibat kondisi lingkungan dapat ditinjau dari sisi *ambient temperature*.

Ibrahim dan Rahman, (2010) melakukan studi analisa mengenai pengaruh parameter *operating conditions* (*ambient temperature*, *compression ratio*, dan *turbine inlet temperature*) terhadap *thermal efficiency* dan *specific fuel consumption* turbin gas. Ternyata, variasi dari *operating conditions* memberikan dampak yang cukup besar terhadap perubahan *thermal efficiency* dan *specific fuel consumption*. Berawal dari penelitian tersebut, Sa dan Zubaidy, (2011) melakukan penelitian mengenai pengaruh *ambient temperature* terhadap *power output* dan *thermal efficiency* suatu turbin gas. Hasil penelitian tersebut merujuk pada satu kesimpulan. *Ambient temperature* yang lebih tinggi dari desain yang telah ditetapkan ISO (15°C) mengakibatkan penurunan pada *power output* dan *thermal efficiency* pada sistem turbin gas.

Unjuk kerja yang dilihat oleh pihak operator ketika TEG 6210 dan TEG 6220 dioperasikan pada putaran maksimum

adalah *power output* turbin gas saja. Padahal, unjuk kerja turbin gas tidak hanya dilihat dari *power output*, tetapi juga *specific fuel consumption*, *heat rate* dan *thermal efficiency* (ASME PTC 22,1997). Data yang tersedia juga masih memerlukan beberapa analisa perhitungan untuk mendapatkan unjuk kerja turbin gas sesuai standar ASME PTC 22, 1997. Analisa perhitungan unjuk kerja turbin gas TEG 6210 dan TEG 6220 harus melihat kondisi operasi saat ini seperti yang telah disebutkan pada penelitian-penelitian di paragraf sebelumnya. Oleh sebab itu, tercetus ide untuk melakukan sebuah studi analisa termodinamika tentang pengaruh variasi *ambient temperature* terhadap unjuk kerja TEG 6210 dan TEG 6220 (turbin gas Centaur 40-4501) meliputi *thermal efficiency*, *specific fuel consumption*, *power output* dan *heat rate* pada kondisi *base load* 100%, 80%, dan 40%.

1.2. Perumusan Masalah

Perbedaan *power output* yang terjadi pada kondisi *existing* dari TEG 6210 dan TEG 6220 dengan kondisi *testing & commissioning* melatar belakangi studi mengenai pengaruh pemvariasian *ambient temperature* terhadap unjuk kerja turbin gas (*thermal efficiency*, *specific fuel consumption*, *power output*, dan *heat rate*) pada kondisi *base load* 100%, 80%, dan 40%. Studi tugas akhir ini menggunakan analisa termodinamika dengan siklus turbin gas sederhana. Nilai dari *thermal efficiency*, *specific fuel consumption*, *power output*, dan *heat rate* pada kondisi *existing* akan dibandingkan dengan kondisi *testing & commissioning*.

1.3. Batasan Masalah

Batasan Masalah yang digunakan dalam penelitian tugas ini antara lain adalah sebagai berikut:

1. Obyek penelitian adalah TEG 6210 dan TEG 6220 yang terdapat di CPU, Tambora *Field Operation*, TOTAL E&P Indonesia.

2. Data yang digunakan dalam penelitian ini berasal dari data milik *Maintenance Mechanic Divison* di CPU, Total E&P Indonesia.
3. TEG 6210 dan TEG 6220 dimodelkan sebagai sistem turbin gas sederhana dengan komponen utamanya terdiri dari kompresor aksial, ruang bakar, dan turbin aksial.
4. Turbin gas dianalisa pada keadaan tunak dan besarnya perubahan energi kinetik serta potensial diabaikan.
5. Reaksi pembakaran yang berlangsung di ruang bakar terjadi secara *stoichiometri*.
6. Besarnya efisiensi isentropik kompresor aksial dan efisiensi isentropik turbin aksial berturut-turut adalah 84,5% dan 82,5%.
7. Parameter yang divariasikan adalah *ambient temperature* (20°C, 25°C, 30°C, 35°C, 40°C) dan *base load* (100%, 80%, dan 40%).
8. Penelitian tidak mengikutsertakan analisa mengenai pendinginan yang terjadi di ruang bakar, sudu-sudu stator dan rotor, *support system*, dan analisa metalurgi.

1.4. Tujuan Penelitian

Tujuan dari pengerjaan tugas akhir ini antara lain:

1. Membandingkan unjuk kerja turbin gas TEG 6210 dan TEG 6220 pada kondisi *existing* dengan kondisi *testing & comissioning* pada *base load* 100% beserta presentase perubahannya.
2. Mengetahui unjuk kerja *existing* (pada *ambient temperature* 35°C) dari turbin gas TEG 6210 dan TEG 6220 ditinjau dari *thermal efficiency*, *specific fuel consumption*, *power output* dan *heat rate* pada kondisi *base load* 100%.
3. Melakukan perhitungan berdasarkan analisa termodinamika siklus turbin gas sederhana untuk TEG 6210 dan TEG 6220 dengan variasi *ambient temperature* terhadap *specific fuel consumption*, *power output*, *thermal*

efficiency, dan *heat rate* pada kondisi *base load* 100%, 80%, dan 40%.

1.5. Manfaat Penelitian

Penelitian tugas akhir ini diharapkan dapat menambah wawasan dan pengetahuan dari mahasiswa dan pembaca dalam memahami karakteristik dari unjuk kerja turbin gas yang digunakan di dunia industri. Pada penelitian ini, dititik beratkan pada kasus turbin gas penggerak generator.

Secara umum, penelitian tugas akhir ini dapat digunakan untuk referensi pihak industri dalam hal perawatan dan pengkondisian turbin gas sesuai dengan kondisi lapangan yang ada. Secara khusus, penelitian tugas akhir ini dilakukan untuk memberi informasi kepada pihak yang berwenang di CPU Tambora *Field Operation*. Penulis berharap tugas akhir ini dapat berguna sebagai bahan pertimbangan mengenai unjuk kerja dari TEG 6210 dan TEG 6220 pada kondisi *ambient temperature* saat ini.

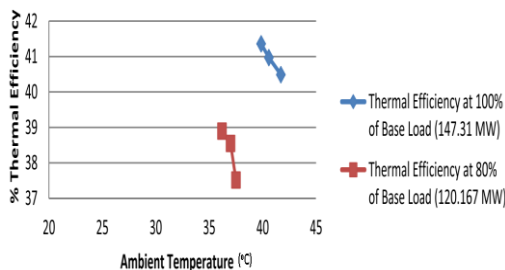
(Halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB 2 TINJAUAN PUSTAKA

Pada bab II disajikan tinjauan pustaka dan dasar teori penunjang penelitian tugas akhir ini. Tinjauan pustaka membahas tentang penelitian-penelitian terdahulu yang mendukung pemilihan *ambient temperature* sebagai faktor yang berpengaruh terhadap unjuk kerja turbin gas. Tinjauan pustaka juga membahas mengenai profil umum dari Solar Turbines[®] Inc dan turbin gas Centaur 40-4501. Di bagian akhir bab II, akan dijelaskan mengenai teori termodinamika dan perumusan yang digunakan untuk perhitungan analisa unjuk kerja turbin gas.

2.1. Penelitian Terdahulu

Sa dan Zubaidy (2011) melakukan sebuah penelitian berjudul “*Gas Turbine Performance at Varying Ambient Temperature*”. Subyek penelitian adalah turbin gas SGT 94.2 dan SGT 94.3 yang diproduksi oleh SIEMENS. Turbin gas SGT 94.2 dan SGT 94.3 beroperasi di DEWA, salah satu pembangkit listrik di Al Aweer, Dubai. Penelitian ini menggunakan analisa termodinamika dan turbin gas dimodelkan sebagai siklus Brayton sederhana. Variabel penelitian yang dipilih adalah *ambient temperature* dan *base load*. Output dari penelitian ini adalah *power output* dan *thermal efficiency*.



Gambar 2.1. Pengaruh P_o dan η_{th} SGT 94.3 terhadap T_{amb} & Base Load (Sa dan Zubaidy, 2011)

Gambar 2.1 adalah grafik tentang pengaruh variasi *ambient temperature* terhadap *thermal efficiency* yang dihasilkan turbin gas SGT 94.3 pada kondisi 100% *base load* dan 80% *base load*. *Ambient temperature* bervariasi mulai dari 21,6°C hingga 44°C. Berdasarkan grafik tersebut, terlihat bahwa *ambient temperature* mempunyai hubungan yang berbanding terbalik dengan *thermal efficiency* turbin gas. Kenaikan *ambient temperature* akan diikuti dengan penurunan *thermal efficiency* baik pada kondisi 100% *base load* maupun 80 % *base load*.

Hasil perhitungan turbin gas SGT 94,3 disajikan dalam tabel 2.1. Tabel tersebut menampilkan besarnya presentase penurunan *power output* dan *thermal efficiency* yang disebabkan karena kenaikan *ambient temperature*. Terlihat dengan jelas bahwa ketika *ambient temperature*-nya meningkat, maka *power output* dan *thermal efficiency*-nya akan berkurang, sehingga presentase penurunan *power output* juga bertambah. Contohnya, ketika *ambient temperature* meningkat dari 15°C ke 21,59 °C, *power output* mengalami penurunan sebesar 2,87% dan *thermal efficiency* menurun sebesar 8,21%.

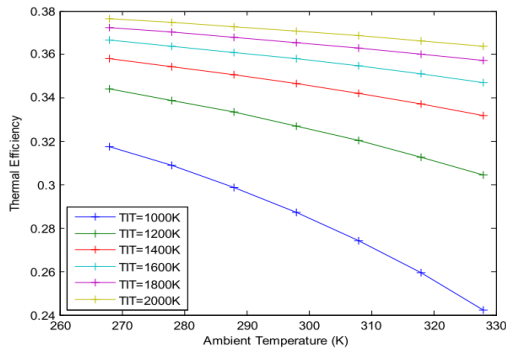
Tabel 2.1. Hasil Perhitungan Turbin Gas SGT 94.3
(Sa dan Zubaidy, 2011)

Model		SGT 94.3					
GT Inlet Temp (Ambient)	°C	15	21.59	26.26	35.44	40.84	46.72
GT Power Output	MW	265	257.39	247.96	235.8	227.7	220.35
GT Thermal Efficiency	%	37	33.96	33.72	32.58	32.38	32.26
Decrease in Power Output with respect to ISO GT Inlet temperature (15°C)	%	0	2.87	6.43	11.02	14.08	16.85
Decrease in Thermal Efficiency with respect to ISO GT Inlet temperature (15°C)	%	0	8.21	8.86	11.94	12.48	12.81

Ibrahim dan Rahman, (2010) melakukan sebuah penelitian berjudul “*Effect Operation Conditions on The Performance of A Gas Turbine Power Plant.*” Penelitian ini menggunakan analisa termodinamika siklus Brayton dan model komputasi dari penelitian ini menggunakan *software* MATLAB. Variasi yang

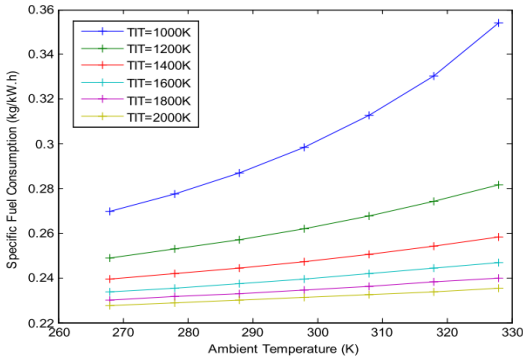
dilakukan adalah *ambient temperature* (260 K hingga 330 K) dan *turbine inlet temperature* (1000 K hingga 2000 K). Parameter unjuk kerja yang dilihat adalah *thermal efficiency* dan *specific fuel consumption*.

Grafik pada gambar 2.2. menjelaskan mengenai hubungan antara kenaikan *ambient temperature* dan *temperature inlet temperature* terhadap *thermal efficiency*. Berdasarkan grafik tersebut disimpulkan bahwa semakin tinggi nilai dari *ambient temperature* dan semakin rendah *temperature inlet turbine*, maka *thermal efficiency*-nya akan semakin menurun. Di sisi lain, *turbine inlet temperature* mempunyai hubungan yang berbanding lurus dengan *thermal efficiency* siklus turbin gas.



Gambar 2.2. Pengaruh T_{amb} & TIT terhadap η_{th}
(Ibrahim dan Rahman, 2010)

Ibrahim dan Rahman juga meneliti mengenai pengaruh perubahan nilai dari *ambient temperature* dan *turbine inlet temperature* terhadap *specific fuel consumption*. Gambar 2.3. adalah gambar yang menjelaskan hubungan antara *ambient temperature*, *specific fuel consumption*, dan *turbine inlet temperature*. Berdasarkan gambar 2.3, dapat diambil suatu kesimpulan bahwa kenaikan *ambient temperature* akan diikuti dengan kenaikan *specific fuel consumption* pada *turbine inlet temperature*.

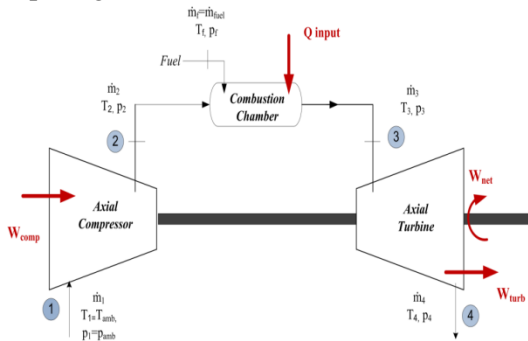


Gambar 2.3. Pengaruh T_{amb} & TIT terhadap sfc (Ibrahim dan Rahman, 2010)

2. 2. Turbin Gas

2.2.1. Siklus Brayton Ideal

Turbin Gas merupakan mesin konversi energi yang memanfaatkan energi mekanik dari gas pembakaran untuk menggerakkan generator ataupun komponen penggerak lainnya. Turbin gas terdiri dari tiga komponen utama yaitu kompresor aksial, ruang bakar, dan turbin aksial. Siklus termodinamika dari sistem turbin gas sederhana disebut dengan siklus Brayton yang ditunjukkan pada gambar 2.5.



Gambar 2.4. Siklus Brayton Ideal Sederhana

Terdapat empat proses utama yang terjadi pada siklus turbin gas. Keempat proses tersebut adalah sebagai berikut:

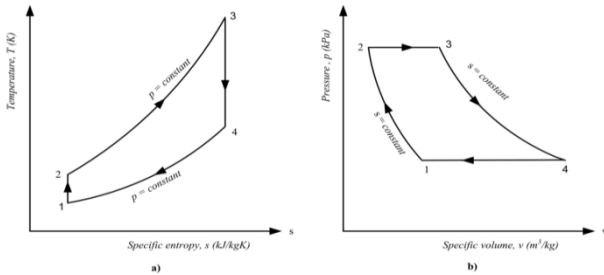
- 1-2 : Kompresi
Udara masuk ke kompresor aksial dan mengalami kenaikan tekanan dan temperatur.
- 2-3 : Pembakaran
Udara bertekanan keluar kompresor bercampur dengan bahan bakar di ruang bakar dan terjadi pembakaran.
- 3-4 : Ekspansi
Gas hasil pembakaran (*Flue gas*) memasuki turbin aksial dan mengalami ekspansi.
- 4-1: Pembuangan gas panas
Flue gas yang keluar dari turbin aksial akan dibuang ke udara atmosfer.

2.2.2. Siklus Aktual Turbin Gas

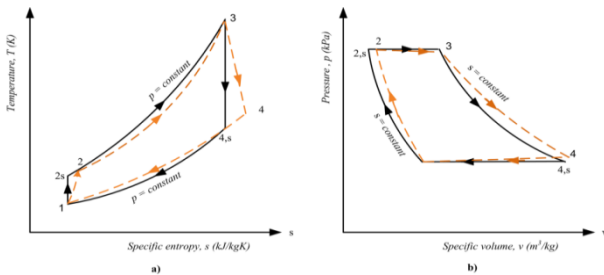
Kondisi aktual dari turbin gas berbeda dengan kondisi ideal apabila efek dari ireversibilitas dan rugi-rugi yang terjadi turut diperhitungkan. Beberapa pengaruh yang harus dipertimbangkan adalah: (Pudjanarsa dan Nursuhud, 2008)

1. Terdapat efisiensi isentropik dari kompresor aksial dan turbin aksial akibat adanya ireversibilitas.
2. Kerugian tekanan (*pressure losses*) selama penambahan dan pembuangan panas menyebabkan garis tekanan konstan menurun.
3. Variabel laju aliran massa udara untuk *cooling* dalam turbin gas tidak diperhitungkan
4. Pembakaran yang tidak sempurna di ruang bakar menyebabkan kalor panas yang masuk ke dalam sistem menjadi berkurang.

Turbin gas banyak mengalami penyimpangan sehingga kondisi yang ditunjukkan oleh gambar 2.5 tidak lagi dapat menjelaskan operasi yang ada dalam turbin gas. Diagram fase yang menjelaskan tentang siklus turbin gas aktual ditunjukkan pada tabel 2.6.



Gambar 2.5.Diagram fase Siklus Brayton Ideal a) diagram $T-s$;b) diagram $p-v$



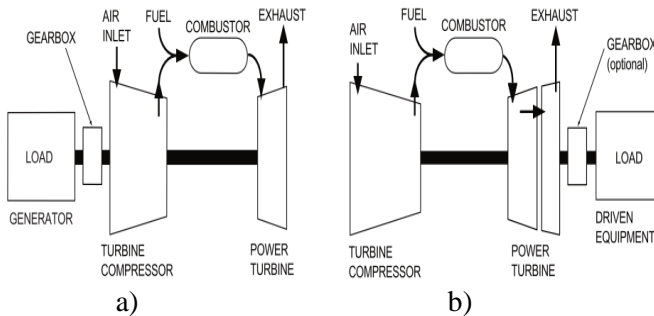
Gambar 2.6.Diagram fase Siklus Aktual a) diagram $T-s$;b) diagram $p-v$

2.2.3. Konstruksi Turbin Gas

Konstruksi turbin gas terbagi menjadi dua, yaitu *single shaft gas turbine* (turbin gas poros tunggal) dan *two-shaft gas turbine* (turbin gas poros ganda). Gambar 2.5. adalah gambar tentang konstruksi yang dimiliki oleh turbin gas *single shaft* dan *two-shaft*. Perbedaan antara keduanya terlihat dengan jelas pada gambar tersebut.

Turbin gas poros tunggal adalah konstruksi di mana kompresor aksial, turbin aksial, *gearbox*, dan *driven equipment* berada pada satu sumbu poros yang sama. Turbin gas poros tunggal digunakan untuk menggerakkan *driven equipment* yang mempunyai kecepatan putar konstan, yaitu generator. Oleh sebab itu, turbin gas poros tunggal lebih banyak digunakan untuk pembangkit listrik. Pada turbin gas poros tunggal penggerak

generator, *gearbox* berfungsi untuk mereduksi kecepatan putar turbin gas sehingga sama dengan kecepatan putar dari generator



Gambar 2.7. a) Turbin Gas Poros Tunggal ; b) Turbin Gas Poros Ganda, (Knodle, 1998)

Turbin gas poros ganda adalah konstruksi di mana kompresor aksial, turbin aksial, ruang bakar, *gearbox* dan *driven equipment* tidak berada pada satu sumbu poros yang sama. Perbedaan utamanya terletak pada konstruksi di sisi turbin aksial. Pada turbin gas poros ganda, turbin aksial terbagi menjadi dua, yaitu *gas producer turbine* dan *power turbine*. *Gas producer turbine* berada pada satu sumbu poros yang sama dengan kompresor aksial dan ruang bakar. *Power turbine* berada pada satu sumbu poros yang sama dengan *gearbox* dan *driven equipment*. Konstruksi ini menyebabkan kecepatan putar dari *gas producer turbine* akan berbeda dengan kecepatan putar dari *power turbine*. Umumnya, turbin gas jenis ini digunakan untuk turbin gas penggerak kompresor gas.

2.3. Turbin Gas Centaur 40-4501

Solar Turbine [©]*Inc* adalah anak perusahaan dari The Caterpillar *Company* yang bergerak di industri manufaktur *rotating machinery*, khususnya turbin gas. Model turbin gas yang diproduksi antara lain adalah Saturn[®], Centaur[®], Mercury[™], Taurus[™], Mars[®], dan Titan[™]. Setiap model tersebut memiliki tipe masing-masing. Sebagai contoh adalah turbin gas dengan tipe Centaur 40-4501. Turbin gas Centaur 40-4501 adalah turbin gas

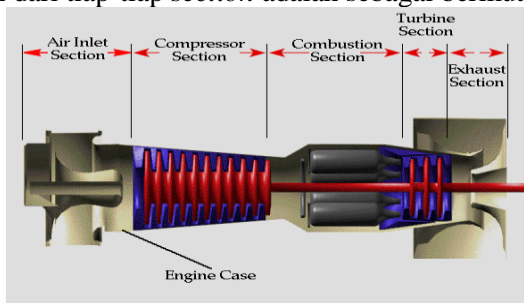
poros tunggal penggerak generator. *Package Set* dari turbin gas *Centaur* 40-4501 ditunjukkan oleh gambar 2.7. di bawah ini *Package Set* turbin gas *Centaur* 40-4501 terdiri dari *engine system*, dan *support system*.



Gambar 2.8. *Package Set* dari Turbin Gas *Centaur* 40-4501 (Knodle, 1998)

2.3.1. *Engine System*

Engine system dari turbin gas *Centaur* 40-4501 (terdapat pada gambar 2.4) mempunyai tiga komponen utama, yaitu kompresor aksial, ruang bakar, dan turbin aksial sebagai komponen utama dari turbin gas *Centaur* 40-4501. *Engine system* terdiri dari lima bagian, *air inlet section*, *compressor section*, *combustor section*, *turbine section*, dan *exhaust section*. Penjelasan dari tiap-tiap *section* adalah sebagai berikut:



Gambar 2.9. *Engine System* *Centaur* 40-4501 (Systran, 1998)

1. *Air Inlet Section*

Udara atmosfer masuk melalui air inlet section terlebih dahulu sebelum menuju kompresor aksial. *Air inlet section* berfungsi untuk menyaring kotoran dan debu yang terbawa dalam udara sebelum masuk ke kompresor. Hal ini diperlukan untuk menjaga kualitas udara yang masuk ke kompresor aksial. Udara dengan yang mengandung kontaminan akan merusak komponen-komponen lainnya.

2. *Compressor Section*

Pada bagian ini, udara yang keluar dari *air inlet section* akan dikompresi oleh kompresor aksial sehingga tekanan dan temperaturnya meningkat.

3. *Combustor Section*

Pada bagian ini terjadi proses pembakaran antara bahan bakar dengan fluida kerja udara bertekanan yang keluar dari kompresor aksial. Udara bertekanan yang masuk ke ruang bakar dibagi menjadi dua bagian, yaitu *primary air*, dan *secondary air*. 25% dari udara bertekanan yang masuk ke ruang bakar akan berperan sebagai *primary air* dan 75% sisanya berperan sebagai *secondary air*. Fluida kerja keluar dari ruang bakar disebut dengan *flue gas*.

4. *Turbine Section*

Pada bagian ini, *flue gas* akan diekspansikan oleh turbin aksial. Di *turbine section*, tekanan *flue gas* akan menurun, begitu juga dengan temperaturnya. Kerja yang dihasilkan akibat proses ekspansi dari *flue gas* digunakan untuk memutar generator.

5. *Exhaust Section*

Sebelum dibuang ke atmosfer, *flue gas* di sisi *outlet* turbin aksial akan melewati *exhaust section* terlebih dahulu. *Exhaust section* memiliki fungsi seperti sebuah difuser yang berguna untuk menurunkan kecepatan dari *flue gas*. Temperatur *flue gas* akan menurun ketika kecepatannya menurun. Oleh sebab itu, diharapkan

temperatur *flue gas* yang keluar dari *exhaust section* akan sesuai dengan standar emisi lingkungan yang telah ditetapkan.

2.3.2. Support System

Support system terdiri dari kumpulan sistem yang menunjang kinerja dari turbin gas. Sistem-sistem tersebut antara lain adalah *start system*, *fuel system*, *air system*, *lube oil system*, dan *control system*. Penjelasan singkat dari *support system* yang ada pada turbin gas Centaur 40-4501 adalah sebagai berikut:

1. Start system

Start system berfungsi untuk melakukan *start up* sebelum turbin gas bekerja. *Starting system* dari turbin gas Centaur 40-4501 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 properti dari *natural gas* yang berasal dari *fuel tank* sesuai dengan standar operasi turbin gas.

3. Air system

Udara di sisi *discharge* kompresor tidak semuanya masuk ke ruang bakar. Udara di sisi *discharge* dibagi dua. Sepertiga dari total udara di *discharge* kompresor akan menuju ke ruang bakar, dan sisanya akan menuju ke *bearing* sebagai untuk *sealing*.

4. Lube oil system

Lube oil system berfungsi untuk melakukan pelumasan secara terus menerus dan mengurangi friksi yang ada pada setiap komponen sistem turbin gas, khususnya

bearing dan *gear*. *Lube oil* disirkulasikan dari *lube oil tank* dengan menggunakan pompa.

5. *Control system*

Control system dalam turbin gas menggunakan PLC (*Progammable Logic Controller*) dengan nama *Turbotronic Logic Controller*.

2.4. ASME Performance Test Code 22 for Gas Turbine (1997)

ASME *Performance Test Code* (PTC) 22 adalah standar uji yang digunakan dalam tes unjuk kerja turbin gas. Standar uji performansi dari turbin gas dirangkum dalam ASME PTC (*Performance Test Code*) 22, 1997. ASME PTC 22 menetapkan beberapa parameter unjuk kerja yang harus dilihat pada saat tes unjuk kerja turbin gas dilakukan. Parameter-parameter tersebut antara lain adalah:

1. *thermal efficiency*
2. *power output*
3. *specific fuel consumption*
4. *heat rate*.

2.5. Dasar Teori

2.5.1. Persamaan Laju Alir Massa

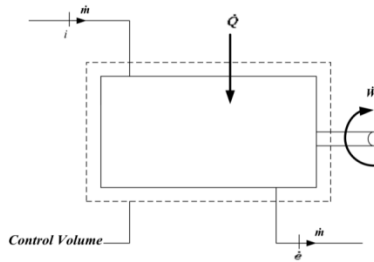
Suatu aliran fluida bermassa m , dengan kecepatan V , dan densitas ρ , melintasi penampang dA dalam satu selang waktu Δt . Jumlah massa aliran yang melintasi dA selama selang waktu Δt adalah, (Djojodihardjo, 1994)

$$\dot{m} = \frac{m}{\Delta t} = \rho V dA \quad (2.1)$$

dimana:

- m = massa fluida (kg)
- \dot{m} = laju alir massa fluida (kg/s)
- Δt = selang waktu (s)
- ρ = densitas fluida (kg/m³)
- dA = luas penampang (m²)

2.5.2. Hukum Termodinamika I



Gambar 2.10. Analisa Kesetimbangan Energi Pada Volume Atur (Dixon, 1978)

Gambar di atas menunjukkan jalannya suatu proses dalam suatu volume atur. Analisa kesetimbangan energinya adalah, (Dixon, 1978)

$$\left(\frac{dE}{dt}\right)_{CV} = \Sigma \dot{m}_i \left(h_i + \frac{V_i^2}{2} + Z_i\right) - \Sigma \dot{m}_e \left(h_e + \frac{V_e^2}{2} + Z_e\right) + \dot{Q} - \dot{W} \quad (2.2)$$

Sisitem dianalisa pada keadaan tunak, maka $(dE/dt)_{cv} = 0$. Oleh sebab itu, persamaan diatas menjadi,

$$\dot{Q} - \dot{W} = \dot{m} \left[(h_e - h_i) + \frac{1}{2}(V_e^2 - V_i^2) + g(z_i - z_e) \right] \quad (2.3)$$

Apabila besarnya perubahan energi kinetik dan energi potensial diabaikan, maka didapatkan,

$$\dot{Q} - \dot{W} = \dot{m}(h_e - h_i) \quad (2.4)$$

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.K)
- V = kecepatan fluida (m/s)
- z = ketinggian fluida (m)

Subscripts

- e = *exhaust*
- i = *inlet*

2.5.3. c_p, c_v dan γ Gas Ideal

Kalor spesifik pada tekanan konstan, c_p , dan kalor spesifik pada tekanan konstan, c_v , didefinisikan sebagai, (Saphiro, 2004)

$$\Delta h = c_p \Delta T \qquad \Delta u = c_v \Delta T \qquad (2.5)$$

Untuk gas ideal, rasio kalor spesifik, γ , persamaannya adalah

$$\gamma = \frac{c_p}{c_v} = \frac{c_p}{c_p - R} = \frac{c_p}{c_p - \frac{\bar{R}}{M}} \qquad (2.6)$$

dimana :

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]

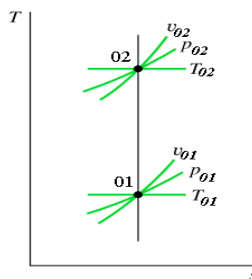
γ = *specific heat ratio*

\bar{R} = konstanta gas universal [$\bar{R} = 8,315$ kJ/Kmol.K]

M = berat molekul [kg/kmol]

2.5.4. Proses Isentropik Gas Ideal

Proses Isentropik adalah proses di mana tidak terjadi perubahan entropi spesifik dari dua keadaan (misal pada keadaan 1 ke 2) yang sedang berlangsung, $\Delta s_{01-02} = 0$. Hubungan isentropik antara temperatur - tekanan dari keadaan 1 ke 2 dijelaskan pada gambar 2.11. Gambar 2.11 adalah diagram $T-s$ mengenai proses isentropik dari dua keadaan.



Gambar 2.11. Proses Isentropik Gas Ideal, (Saphiro, 2004)

Perumusan yang digunakan untuk mengetahui hubungan T - s pada proses isentropik gas ideal adalah sebagai berikut. (Saphiro, 2004)

$$\frac{T_{02}}{T_{01}} = \left(\frac{p_{02}}{p_{01}}\right)^{\gamma-1/\gamma} \quad (2.7)$$

dimana:

T = temperatur [K]

p = tekanan [bar]

γ = *specific heat ratio*

Subcripts

01 = keadaan ke 1

02 = keadaan ke 2

2.5.5. Proses Politropik Gas Ideal

Proses politropik adalah keadaan dimana suatu proses tidak dapat diuraikan dengan menggunakan hubungan isentropik, $\Delta s \neq 0$. Proses ini juga dikenal sebagai hukum umum untuk ekspansi dan kompresi gas, yang diberikan oleh persamaan, (Saphiro, 2004)

$$p\forall^n = \text{konstan} \quad (2.8)$$

dengan n adalah indeks politropik. Indeks politropik mempunyai harga mulai dari nol hingga tak berhingga. Nilai n bergantung pada bagaimana proses itu terjadi. Gambar mengenai variasi nilai n untuk setiap proses termodinamika ditunjukkan oleh gambar 2.12.

Hubungan antara tekanan, volume, dan temperatur untuk proses politropik dari keadaan 1 ke 2 adalah, (Saphiro, 2004)

$$\frac{p_{02}}{p_{01}} = \left(\frac{\forall_{01}}{\forall_{02}}\right)^n \quad (2.9a)$$

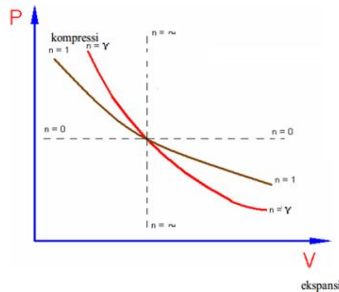
$$\frac{T_{02}}{T_{01}} = \left(\frac{p_{02}}{p_{01}}\right)^{(n-1)/n} \quad (2.9b)$$

$$\frac{T_{02}}{T_{01}} = \left(\frac{\forall_{01}}{\forall_{02}}\right)^{n-1}$$

Dimana:

\forall = volume [m^3]

n = indeks politropik



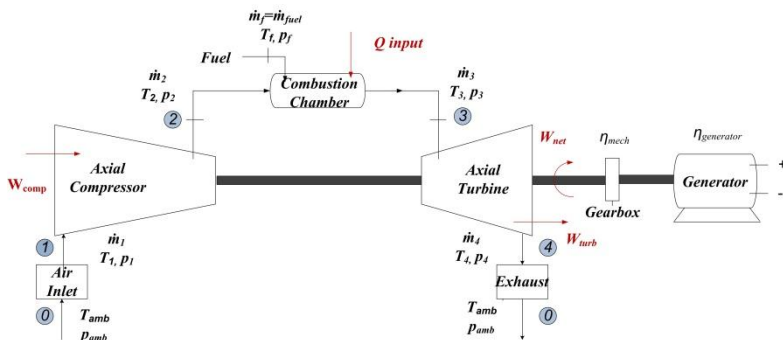
Proses Isobar $\rightarrow p=C, n=0$
 Proses Isovolum $\rightarrow v=C, n=\infty$
 Proses Isotermal $\rightarrow T=C, n=1$
 Proses Adiabatik $\rightarrow n=\gamma$

Gambar 2.12. Variasi nilai n untuk proses politropik, (Djojodihardjo,1994)

2.6. Perhitungan Unjuk Kerja Turbin Gas

Pemodelan turbin gas yang dilakukan ada pada gambar 2.13 berikut ini. Perumusan unjuk kerja turbin gas pada sub bab 2.6 dianalisa secara termodinamika dengan menganggap bahwa turbin gas dimodelkan seperti pada gambar 2.12. Penomoran yang ada pada gambar 2.12 memiliki arti sebagai berikut:

- 0 : Kondisi atmosfer
- 1: Sisi *inlet* kompresor aksial
- 2: Sisi *discharge* kompresor aksial
- 3: Sisi *inlet* turbin aksial
- 4: Sisi *exhaust* turbin aksial



Gambar 2.13. Siklus Turbin Gas Penggerak Generator

2.6.1. Pressure losses di Air Inlet

Pressure losses di air inlet section timbul akibat adanya *air filter*. Oleh sebab itu, besarnya tekanan udara *inlet* kompresor aksial p_1 , tidak sama dengan tekanan udara atmosfer, p_0 . Besarnya p_1 adalah, (Savaramuttoo, 2014)

$$p_1 = p_0 - \Delta p_{af} \quad (2.10)$$

dimana:

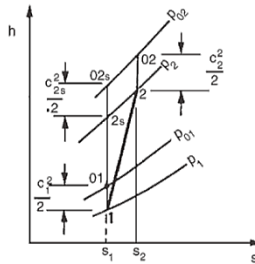
Δp_{af} = pressure losses di *air filter* [bar]

p_0 = tekanan atmosfer [$p_0=1,03125$ bar]

p_1 = tekanan di sisi *inlet* kompresor aksial [bar]

2.6.2 Kompresor Aksial

Proses isentropik kompresor aksial *small stages* ditunjukkan oleh gambar 2.13 di bawah ini.



Gambar 2.14. Proses Kompresi Isentropik Kompresor Aksial *Small Stages* (Dixon, 1978)

Persamaan gas ideal yang berada dalam kondisi isentropik, dituliskan sebagai perbandingan temperatur dan tekanan seperti berikut ini, (Savaranamuttoo, 1978)

$$\frac{T_{2s}}{T_1} = \left(\frac{p_{2s}}{p_1}\right)^{(\gamma-1)/\gamma} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{(\gamma-1)/\gamma}, \quad \frac{p_2}{p_1} = r_{pc} \quad (2.11)$$

di mana r_{pc} adalah rasio kompresi dari kompresor aksial. Secara isentropik, efisiensi kompresor, η_{cs} , adalah

$$\eta_{cs} = \frac{\text{kerja isentropik}}{\text{kerja aktual}} \quad (2.12)$$

$$= \frac{W_{cs}/\dot{m}_a}{W_c/\dot{m}_a} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} = \frac{T_{2s} - T_1}{T_2 - T_1}$$

Bila efisiensi isentropik dari kompresor aksial telah diketahui, besarnya kenaikan temperatur di sisi *discharge* kompresor adalah,

$$T_2 - T_1 = \frac{1}{\eta_{cs}} T_1 [(r_{pc})^{(\gamma-1)/\gamma} - 1] \quad (2.13)$$

Kondisi isentropik adalah kondisi ideal dari sebuah proses. Aktualnya, proses di kompresor aksial dianalisa pada kondisi politropik. Nilai η_{cs} untuk kondisi politropik diketahui dengan persamaan,

$$T_2 - T_1 = T_1 [(r_{pc})^{(n-1)/n} - 1] \quad (2.14)$$

dengan ,

$$\frac{n-1}{n} = \frac{1}{\eta_c} \left(\frac{\gamma-1}{\gamma} \right) \quad (2.15)$$

sehingga, kerja aktual yang dihasilkan oleh kompresor aksial adalah,

$$\begin{aligned} \frac{\dot{W}_c}{\dot{m}_a} &= (h_2 - h_1) \\ &= c_{pa}(T_2 - T_1) = c_p T_1 [(r_{pc})^{(n-1)/n} - 1] \end{aligned} \quad (2.16)$$

di mana:

$\frac{\dot{W}_c}{\dot{m}_a}$ = kerja kompresor aksial 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 aksial

η_{cs} = efisiensi isentropik dari kompresor aksial [%]

n = indeks politropik

Subscripts

1 = sisi *inlet* kompresor aksial

2 = sisi *discharge* kompresor aksial

2.6.3 Mechanical Losses

Sistem turbin gas dilengkapi *thrust bearing* dan *journal bearing* untuk menjaga agar sistem tetap dalam kondisi stabil dan tidak timbul vibrasi. Efek dari pemasangan bearing tersebut

menimbulkan rugi-rugi daya mekanis yang disebut *mechanical losses*. Bila besarnya *mechanical efficiency* dinotasikan dengan η_m , maka laju kerja kompresor aksial per satuan massa udara pada persamaan (2.15) berubah menjadi, (Savaranamuttoo, 1978)

$$\frac{W_{c(1-2)}}{\dot{m}_a} = \frac{c_p T_1 [(r_{pc})^{(n-1)/n} - 1]}{\eta_m} \quad (2.17)$$

dengan η_m adalah efisiensi mekanik dalam satuan %. Umumnya, besarnya η_m berkisar antara 95% hingga 99%.

2.6.4. Pressure losses di Ruang Bakar

Reaksi pembakaran yang tidak sempurna mengakibatkan terjadinya *pressure losses* di sisi ruang bakar. Konsekuensi yang ditimbulkan adalah penurunan nilai tekanan di sisi *inlet* turbin menjadi, (Savaranamuttoo, 1978)

$$p_3 = p_2 - \Delta p_b \quad (2.18)$$

dimana:

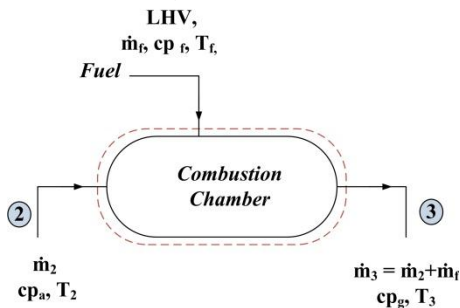
Δp_b = *pressure losses* di ruang bakar [bar]

p_2 = tekanan di sisi *discharge* kompresor aksial [bar]

p_3 = tekanan di sisi *inlet* turbin aksial [bar]

2.6.5. Ruang Bakar

Proses pembakaran di ruang bakar berlangsung pada tekanan konstan. Mengacu pada gambar 2.14 dibawah ini, persamaan kesetimbangan energi pada ruang bakar adalah, (Ibrahim dan Rahman, 2010)



Gambar 2.15. Kesetimbangan Energi di Ruang Bakar

$$\dot{E}in = \dot{E}out \quad (2.19a)$$

$$\begin{aligned} (\dot{m}_2 \times c_{pa} \times T_2) + (\dot{m}_f \times c_{pf} \times T_f) & \quad (2.19b) \\ & + (\dot{m}_f \times LHV) \\ & = \dot{m}_3 \times c_{pg} \times T_3 \end{aligned}$$

bila laju aliran massa *flue gas* keluar ruang bakar adalah penjumlahan dari laju aliran massa udara dengan laju aliran massa bahan bakar, maka nilai $\dot{m}_3 = \dot{m}_1 + \dot{m}_2$. Persamaan 2.19b menjadi,

$$\begin{aligned} (\dot{m}_2 \times c_{pa} \times T_2) + (\dot{m}_f \times c_{pf} \times T_f) & \quad (2.20) \\ & + (\dot{m}_f \times LHV) \\ & = (\dot{m}_f + \dot{m}_2) \times c_{pg} \times T_3 \end{aligned}$$

Dengan menyederhanakan persamaan 2.19, besarnya *ratio of mass flow rate, f*, ditulis sebagai,

$$f = \frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_2} = \frac{(c_{pg} \times T_3) - (c_{pg} \times T_2)}{LHV - (c_{pg} \times T_3)} \quad (2.21)$$

Ruang bakar memiliki *combustor efficiency*, η_b , dengan rumus sebagai berikut.

$$\eta_b = \frac{f_{theoretical}}{f_{actual}} \quad (2.22)$$

Nilai f pada persamaan (2.20) merupakan $f_{theoretical}$. Apabila besarnya η_b telah diketahui, maka nilai dari f_{actual} adalah,

$$f_{actual} = \frac{f_{theoretical}}{\eta_b} \quad (2.23)$$

dimana:

\dot{m}_a = laju aliran massa udara [kg_a/s]

\dot{m}_f = laju aliran massa bahan bakar [kg_f/s]

\dot{m}_g = laju aliran massa *flue gas* [kg_g/s]

LHV = *Lower Heating Value* [kJ/kg]

T_3 = temperatur di sisi *inlet* turbin [K]

f = *ratio of mass flow rate* $\left[\frac{kg_f/s}{kg_a/s} \right]$

η_b = *combustor efficiency* [%]

c_{pg} = kalor spesifik *flue gas* pada tekanan konstan [J/kg.K]

$$\frac{n-1}{n} = \eta_{ts} \left(\frac{\gamma-1}{\gamma} \right) \quad (2.27)$$

Kerja aktual yang dihasilkan oleh turbin aksial menjadi,

$$\begin{aligned} \frac{\dot{W}_t}{\dot{m}_g} &= (h_3 - h_4) & (2.28) \\ &= c_{pg}(T_3 - T_4) \\ &= c_{pg}T_4 \left[(1/r_{et})^{(n-1)/n} - 1 \right] \end{aligned}$$

dimana:

$\frac{\dot{W}_t}{\dot{m}_g}$ = laju kerja turbin aksial per satuan massa *flue gas* [kJ/kg]

h = entalpi spesifik [kJ/kg]

T = temperatur [K]

c_{pg} = kalor spesifik *flue gas* pada tekanan konstan [kJ/kg.K]

r_{et} = rasio ekspansi dari turbin aksial

η_{ts} = rasio isentropik dari turbin aksial [%]

n = indeks politropik

Subscripts

₃ = sisi *inlet* turbin aksial

₄ = sisi *discharge* turbin aksial

2.6.7. Parameter Unjuk Kerja Turbin Gas

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

Thermal Efficiency

Thermal Efficiency didefinisikan sebagai rasio dari energi *output* yang dihasilkan dengan energi *input* selama siklus berlangsung. *Thermal efficiency* berhubungan dengan kerja yang dihasilkan oleh siklus. Besarnya *Thermal Efficiency* siklus turbin gas, η_{th} , ditulis sebagai, (Kurz, 2004)

$$\eta_{th} = \frac{W_{net}}{Q_{in}} \quad (2.30)$$

dimana,

η_{th} = thermal efficiency [%]

W_{net} = kerja neto per satuan massa *flue gas* di turbin gas [kJ/kg]

Q_{in} = kalor *input* per satuan massa *flue gas* [kJ/kg]

Power Output

Power Output yang dihasilkan oleh turbin gas adalah besarnya daya yang dihasilkan oleh generator yang berasal dari kerja neto turbin gas dikalikan dengan laju alir massa *flue gas* di sisi *exhaust*. Karena terdapat efisiensi generator, η_g , maka *power output* turbin dirumuskan sebagai, (Kurz, 2004)

$$P_{out} = \dot{m}_4 \times W_{net} \times \eta_g \quad (2.31)$$

dimana,

P_{out} = power output [kW_e]

\dot{m}_4 = laju alir massa gas buang [kJ/kg]

W_{net} = kerja neto turbin gas per laju alir massa [kJ/kg]

η_g = efisiensi generator (%)

Specific Fuel Consumption

Specific fuel consumption, sfc, menunjukkan jumlah bahan bakar yang dibutuhkan untuk dapat membangkitkan *power output* tiap jam. Pada kerja neto turbin gas yang tetap, apabila *specific fuel consumption*-nya meningkat, maka pemakaian bahan bakar yang digunakan menjadi semakin boros. *Specific fuel consumption, sfc*, dirumuskan sebagai, (Kurz, 2004)

$$sfc = \frac{f}{W_{net}} = \frac{f}{\dot{W}_t - \dot{W}_c} \quad (2.32)$$

dimana,

sfc = *specific fuel consumption* [kg_f/kW_e.h]

W_{net} = kerja neto turbin gas per laju alir massa [kJ/kg]

f = ratio to mass flow rate $\left[\frac{kg_f/s}{kg_a/s} \right]$

Heat Rate

Heat rate menunjukkan jumlah energi yang diperlukan untuk menghasilkan listrik yang diinginkan. Nilai dari *heat rate* bergantung terhadap nilai kalor yang dimiliki oleh bahan bakar. *Heat rate* digunakan untuk mengidentifikasi terjadinya penurunan unjuk kerja turbin gas karena adanya penurunan *power output*. Perumusan yang digunakan untuk menghitung *heat rate* adalah (Kurz, 2004),

$$HR = \frac{\dot{m}_f \times LHV}{P_{out}} \quad (2.33)$$

dimana,

HR = *Heat Rate* [kJ/kW_e.h]

P_{out} = *Power output* [kW_e]

\dot{m}_f = laju alir bahan bakar [kg_f/h]

LHV = *Lower Heating Value* [kJ/kg]

(Halaman Ini Sengaja Dikosongkan)

BAB 3

METODE PENELITIAN

Uraian dalam bab 3 membahas mengenai pendekatan metode ilmiah yang digunakan. Metode penelitian yang dipilih untuk perhitungan unjuk kerja turbin gas pada kondisi *base load* yang berbeda dengan menggunakan studi analisa termodinamika. Unjuk kerja yang dimaksud meliputi *thermal efficiency*, *power output*, *specific fuel consumption*, dan *heat rate*. Penelitian ini merupakan studi kasus di *Central Processing Unit (CPU)*, *Tambora Field Operation*, Total E&P Indonesia.

3.1. Langkah Penelitian

Secara garis besar, langkah penelitian dalam tugas akhir ini adalah sebagai berikut :

1. Identifikasi Permasalahan
Identifikasi Permasalahan telah dijelaskan dalam latar belakang dan perumusan masalah di Bab 1.
2. Studi pustaka
Studi pustaka dilakukan dengan membaca literatur-literatur maupun jurnal-jurnal ilmiah yang ada.
3. Teknik Pengumpulan Data
Pengumpulan dilakukan dengan menentukan subjek penelitian, waktu dan tempat pengambilan data.
4. Teknik Analisa Data
Teknik analisa data berisi tentang pemodelan sistem TEG 6210 dan TEG 6220 yang digunakan, data, penentuan parameter penelitian, dan perhitungan unjuk kerja.
5. Kesimpulan
Untuk mengetahui kondisi *existing* unjuk kerja TEG 6210 dan TEG 6220 .

3.2. Teknik Pengumpulan Data

3.2.1. Subjek Penelitian

Subjek penelitian yang digunakan dalam penelitian tugas akhir ini adalah TEG 6210 dan TEG 6220 yang terdapat di

Central Processing Unit (CPU). CPU terletak di *Tambora Field Operation*, salah satu lapangan produksi milik TOTAL E&P Indonesia. TEG 6210 dan TEG 6220 adalah sistem penamaan untuk *rotating machinery* yang telah ditetapkan oleh Total E&P Indonesia. Tabel 3.1 di bawah ini menjelaskan mengenai sistem penamaan tersebut.

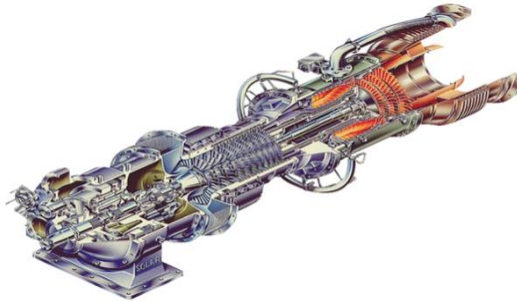
Tabel 3.1. TEG 6210 dan TEG 6220

Penjelasan	
TEG	TEG adalah singkatan dari <i>Turbine Engine Generator</i> menunjukkan bahwa <i>rotating machinery</i> yang digunakan adalah turbin gas sebagai penggerak generator.
6210 6220	6210 dan 6220 adalah kode proyek dari kedua turbin gas

Tipe turbin gas yang digunakan adalah turbin gas Centaur 40-4501. Turbin ini adalah turbin gas poros tunggal yang diproduksi oleh *Solar Turbines[®] Inc*. Gambar dan spesifikasi umum dari turbin gas Centaur 40-4501 ditunjukkan pada gambar 3.1. dan table 3.1 di bawah ini.

Tabel 3.2. Centaur 40-4501 *Gas Turbine Generator (Operation Course, 1997)*

General Specification Data	
<i>Manufacturer</i>	: SOLAR TURBINES Inc.
<i>Model</i>	: Centaur 40 (T-4501)
<i>Turbine Design</i>	: Open cycle, single shaft, cold-end drive
<i>Compressor</i>	: 11 stages, axial
<i>Combustion Chamber</i>	: Annular with 10 injector
<i>Fuel type</i>	: Natural Gas
<i>Turbine</i>	: 3 stage, axial-reaction
<i>Turbine Speed</i>	: 14950 rpm
<i>On-site Power Rating</i>	: 2500 kW _e



Gambar 3.1. Centaur 40-4501 (Systran, 1997)

3.2.2. Jenis dan Waktu Pengambilan Data

Sub bab ini membahas mengenai jenis data yang akan digunakan dalam penelitian ini, berikut dengan waktu dan tempat pengambilannya. Jenis data yang akan digunakan adalah sebagai berikut :

1. Data kondisi *Testing & Comissioning*

Testing & Comissioning adalah tes uji kelayakan saat turbin gas pertama kali dipasang. Hal ini perlu dilakukan mengingat kondisi operasi yang berbeda dengan kondisi desain yang telah ditetapkan oleh pihak manufaktur. *Testing & Comissioning* dilakukan pada 6 Maret 1998. *Testing & comissioning* dilakukan oleh Solar Turbine[®] Inc. selaku pihak manufaktur. *Testing & comissioning* bertempat di *Central Processing Unit (CPU)*, Tambora *Field Operation*.

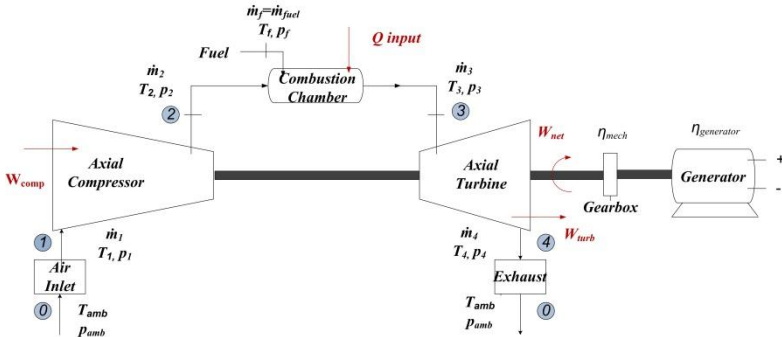
2. Data kondisi *existing*

Existing adalah kondisi aktual dari turbin gas pada saat ini. Data *existing* adalah data yang diambil oleh operator ketika TEG 6210 dan TEG 6220 dilakukan tes unjuk kerja pada 14-15 Februari 2014 lalu. Data *existing* berasal dari *daily report data* milik departemen *Maintenance Mechanic* di CPU.

3.3. Teknik Analisa Data

3.3.1. Pemodelan TEG 6210 & TEG 6220

Pemodelan turbin gas pada gambar 3.2 di bawah ini digunakan untuk mempermudah analisa yang dilakukan.



Gambar 3.2. Pemodelan TEG 6210 dan TEG 6220

Pemodelan pada gambar 3.2. mengikuti terminologi *engine system* TEG 6210 dan TEG 6220 seperti yang terdapat pada gambar 2.9. Keterangan dari penomoran adalah sebagai berikut:

- 0: Kondisi atmosfer
- 1: Sisi *inlet* kompresor aksial
- 2: Sisi *discharge* kompresor aksial
- 3: Sisi *inlet* turbin aksial
- 4: Sisi *exhaust* turbin

3.3.2. Data TEG 6210 dan TEG 6220

Data yang digunakan untuk analisa perhitungan adalah sebagai berikut:

Tabel 3.3. Data TEG 6210

Data	Testing & Comissioning			Existing			Unit
	100%	80%	40%	100%	80%	40%	
<i>Barometric Pressure (p_{amb})</i>	1,03	1,03	1,03	1,03	1,03	1,03	bar
<i>Ambient Temperature (T_{amb})</i>	32	32	32	36	36	36	°C
Temperatur inlet kompresor(T_1)	305	305	305	308	308	308	K
Laju massa udara inlet kompresor (\dot{m}_1)	16,21	16,21	16,21	15,22	15,22	15,22	kg/s
Tekanan di discharge kompresor (p_2)	9,21	7,90	6,89	9,20	8,10	7,00	bar
Laju massa bahan bakar (\dot{m}_f)	0,268	0,20	0,11	0,31	0,23	0,12	kg/s
Nilai Kalor Bahan Bakar (LHV)	43.701	43.701	43.701	43.701	43.701	43.701	kJ/kg
Temperatur inlet turbin (T_3)	930	875	790	928	870	787	K
Temperatur exhaust Turbin (T_4)	480	480	465	485	474	460	K
Laju massa flue gas exhaust turbin (\dot{m}_4)	16,80	16,80	16,80	16,00	16,00	16,00	kg/s
Tekanan di exhaust turbin (p_0)	1,03	1,03	1,03	1,03	1,03	1,03	kg/s
Kecepatan putar (N_{gt})	14.960	11.200	5.980	14.950	11.200	5.980	rpm
Efisiensi Mekanik (η_m)	96	96	96	96	96	96	%
Efisiensi Generator (η_{gt})	96	96	96	96	96	96	%
Efisiensi isentropik Kompresor (η_c)	85,20	85,20	85,20	85,20	85,20	85,20	%
Efisiensi isentropik Kompresor (η_t)	89,00	89,00	89,00	89,00	89,00	89,00	%
<i>Pressure drop Air inlet filter(Δp_{af})</i>	0,11	0,11	0,11	0,14	0,14	0,14	bar
<i>Pressure drop di Exhaust(Δp_{ex})</i>	0,11	0,11	0,11	0,14	0,14	0,14	bar

Tabel 3.4. Data TEG 6220

Data	Testing & Comissioning			Existing			Unit
	100%	80%	40%	100%	80%	40%	
<i>Barometric Presssure (p_{amb})</i>	1,03	1,03	1,03	1,03	1,03	1,03	bar
<i>Ambient Temperature (T_{amb})</i>	32	32	32	36	36	36	°C
Temperatur inlet kompresor (T_1)	305	305	305	309	309	309	K
Laju massa udara inlet kompresor (\dot{m}_1)	16,21	16,21	16,21	16,21	16,21	16,21	kg/s
Tekanan di discharge kompresor (p_2)	9,10	7,90	6,89	9,20	8,10	7,00	bar
Laju massa bahan bakar (\dot{m}_f)	0,268	0,14	0,11	0,31	0,23	0,12	kg/s
Nilai Kalor Bahan Bakar (<i>LHV</i>)	43.701	43.701	43.701	43.701	43.701	43.701	kJ/kg
Temperatur inlet turbin (T_3)	930	875	790	925	870	787	K
Temperatur exhaust Turbin (T_4)	477	477	464	482	475	460	K
Laju massa flue gas exhaust turbin (\dot{m}_4)	16,42	16,42	16,42	16,00	16,00	16,00	kg/s
Tekanan di exhaust turbin (p_0)	1,03	1,03	1,03	1,03	1,03	1,03	kg/s
Kecepatan putar (N_{st})	14.960	11.200	5.980	14.950	11.200	5.980	rpm
Efisiensi Mekanik (η_m)	96	96	96	98	98	98	%
Efisiensi Generator (η_{gt})	96	96	96	96	96	96	%
Efisiensi isentropik Kompresor (η_c)	85,2	85,2	85,2	85,2	85,2	85,2	%
Efisiensi isentropik Kompresor (η_t)	89	89	89	89	89	89	%
<i>Pressure drop Air inlet filter (Δp_{af})</i>	0,11	0,11	0,11	0,14	0,14	0,14	bar
<i>Pressure drop di Exhaust (Δp_{ex})</i>	0,11	0,11	0,11	0,14	0,14	0,14	bar

3.3.3. Pemilihan Parameter

Variasi parameter yang dipilih untuk mengetahui pengaruh dari kondisi operasi lapangan adalah *ambient temperature* pada *base load* yang berbeda. Tabel 3.4 adalah rancangan terkait pemilihan parameter yang akan digunakan dalam penelitian ini.

Dasar pemilihan nilai untuk *input* penelitian pada tabel 3.4 adalah sebagai berikut:

- *Turbine Inlet Temperature* (T_3)

Turbine Inlet Temperature adalah temperatur saat *flue gas* masuk ke *inlet* turbin aksial (T_3). Walaupun diinginkan bahwa sebaiknya *Turbine Inlet Temperature* harus memiliki nilai yang tinggi supaya mendapatkan kerja netto dan *power output* yang tinggi, hal tersebut dibatasi oleh faktor *metallurgical limit* (Kurz, 2004). *Metallurgical limit* adalah batasan yang ditinjau dari sisi kekuatan material di sisi turbin aksial, terutama material dari sudu-sudu stator. Sudu-sudu stator akan terkena *thermal crack* atau bahkan meleleh apabila temperatur dari *flue gas* hasil pembakaran melebihi temperatur maksimum yang diijinkan. Hal ini dapat mengurangi *life time* dari turbin gas.

Tabel 3.4. *Input dan Output Penelitian*

<i>Input Penelitian</i>	
Variabel Kontrol	Variabel Bebas
<i>Turbine Inlet Temperature</i> (T_3) $T_{3,100\%} = 925^\circ\text{C}$ $T_{3,80\%} = 790^\circ\text{C}$ $T_{3,40\%} = 570^\circ\text{C}$	<i>Ambient Temperature</i> 20°C, 25°C, 30°C, 35°C, 40°C
	<i>Base Load</i> 100%, 80%, 40%
<i>Output Penelitian</i>	
<i>Thermal Efficiency</i> (η_{th})	<i>Specific Fuel Consumption</i> (<i>sfc</i>)
<i>Heat Rate</i> (<i>HR</i>)	<i>Power Output</i> (P_{out})

Pihak manufaktur, dalam hal ini adalah Solar Turbines[®] Inc, sudah menetapkan sebuah nilai maksimum yang diijinkan di sisi *inlet* turbin aksial. Centaur 40-4501 (tipe turbin gas yang digunakan oleh TEG 6210 dan TEG 6220) mempunyai nilai maksimum T_3 sebesar 925°C pada *base load* 100%, 790°C pada *base load* 80%, dan 570°C pada *base load* 40%. Oleh karena itu, nilai dari T_3 dijaga konstan pada penelitian ini.

- *Ambient Temperature (T_{amb})*

Ambient temperature adalah temperatur udara sekeliling sebelum masuk ke *inlet* kompresor. Bila diasumsikan bahwa tidak ada perpindahan panas di sisi *air inlet*, maka besarnya *ambient temperature* (T_{amb}) akan sama dengan besarnya temperatur di sisi *inlet* kompresor aksial (T_1). *Ambient temperature* divariasikan dari 20°C hingga 35°C karena mengacu pada kondisi lingkungan yang ada di CPU, Tambora *Field Operation*. Suhu udara sekitar di CPU berkisar antara 20°C - 35°C .

- *Base Load*

Base load adalah besarnya pembebanan yang diberikan oleh generator lisrik yang dinyatakan dalam %. Pada *base load* 100%, artinya turbin akan berputar pada kecepatan maksimumnya yaitu 14.950 rpm sehingga dihasilkan *power output* yang juga maksimum. Data pada saat *testing & comissioning* menyebutkan bahwa turbin dioperasikan pada beban 40%, 80%, dan 100% untuk dilihat unjuk kerjanya pada masing-masing beban. Tujuan awal dari penelitian ini adalah ingin membandingkan unjuk kerja turbin gas *existing* dengan *testing & comissioning*. Oleh sebab itu, variasi yang dilakukan pada penelitian ini harus mengacu pada variasi yang digunakan pada saat *testing & comissioning*.

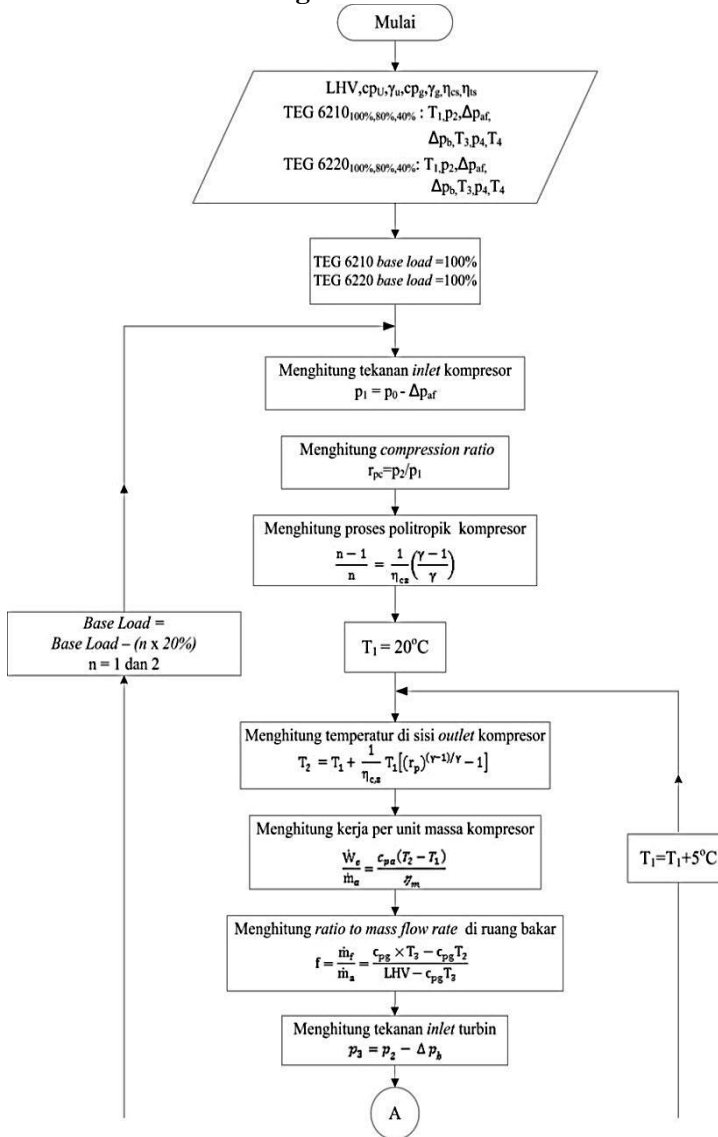
3.3.4 Perhitungan Unjuk Kerja TEG 6210 dan TEG 6220

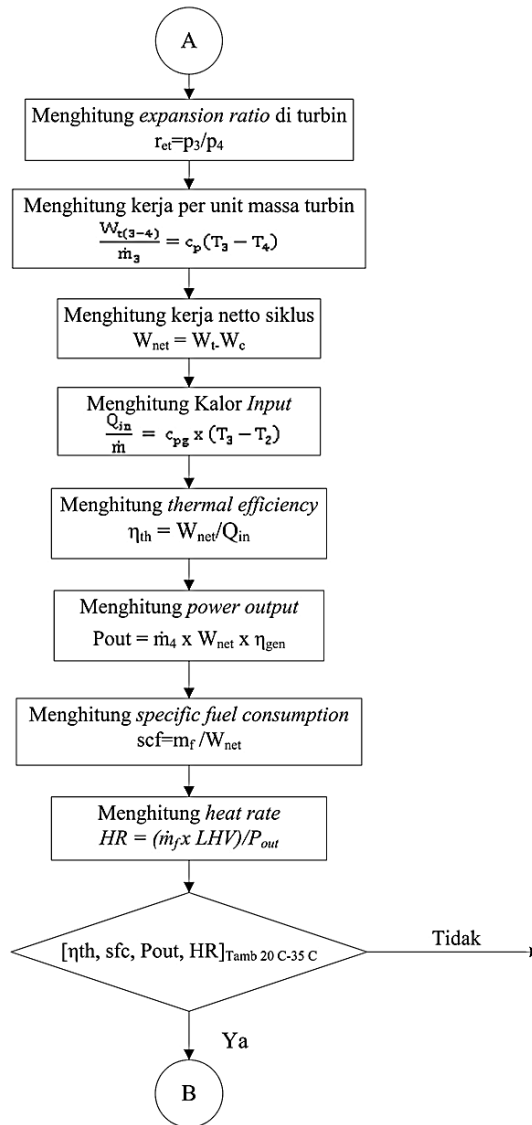
Langkah-langkah perhitungan unjuk kerja dengan analisa termodinamika yang akan dilakukan adalah sebagai berikut: (Savaranamuttoo, 1978) :

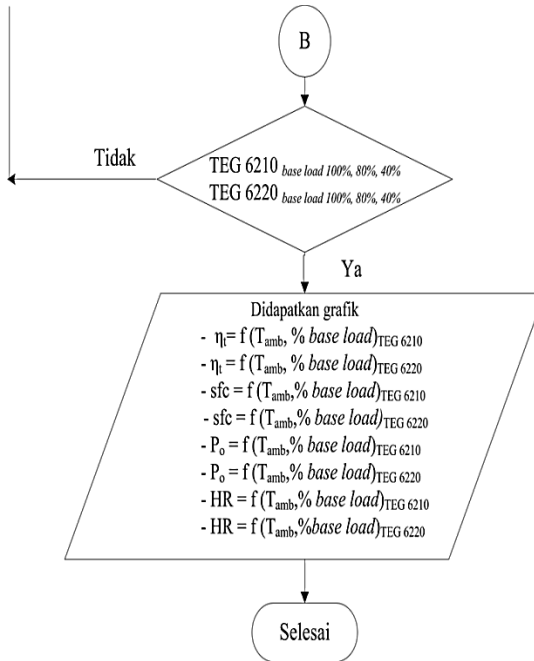
1. Perhitungan tekanan *inlet* kompresor aksial, (p_1)

2. Perhitungan *compression ratio* di kompresor aksial (r_{pc})
3. Perhitungan proses politropik di kompresor aksial yang ditunjukkan oleh ($n-1/n$)
4. Perhitungan temperatur outlet kompresor aksial (T_2)
5. Perhitungan kerja per unit massa yang dibutuhkan oleh kompresor aksial (\dot{W}_c/\dot{m}_a)
6. Perhitungan *ratio to mass flow rate* di ruang bakar, (f)
7. Perhitungan tekanan *inlet* turbin aksial (p_3)
8. Perhitungan *expansion ratio* di turbin aksial (r_{et})
9. Perhitungan kerja per unit massa yang dihasilkan oleh turbin aksial (\dot{W}_t/\dot{m}_{fg})
10. Perhitungan kerja netto siklus turbin gas, (\dot{W}_{net})
11. Perhitungan kalor *input* siklus turbin gas turbin gas, (Q_{in})
12. Perhitungan *thermal efficiency* (η_{th}), *specific fuel consumption* (sfc), *heat rate* (HR), dan *power output* (P_{out})

3.4 Flowchart Perhitungan







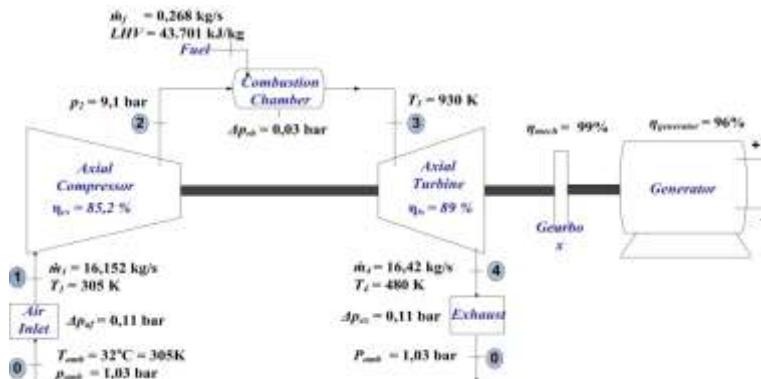
BAB 4 ANALISA DAN PEMBAHASAN

Bab IV berisi tentang pembahasan dan cara perhitungan untuk mendapatkan unjuk kerja (*thermal efficiency*, *power output*, *specific fuel consumption*, dan *heat rate*) TEG 6210 dan TEG 6220 pada kondisi *testing & commissioning* dan kondisi *existing*. Analisa termodinamika unjuk kerja TEG 6210 dan 6220 digambarkan pada grafik termodinamika $T-s$ diagram. Analisa grafik keempat parameter unjuk kerja turbin gas terhadap variasi *ambient temperature* dan *base load* menjadi bahasan terakhir pada bab IV ini. Semua pembahasan yang dilakukan mengacu pada perumusan masalah sehingga dapat menjawab tujuan dari tugas akhir ini.

4.1. Contoh Perhitungan Unjuk Kerja Turbin Gas

4.1.1. Pemodelan TEG 6210

Turbin gas TEG 6210 dimodelkan menjadi sebuah sistem Brayton sederhana terlebih dahulu untuk mempermudah analisa. Berikut ini adalah skema dari TEG 6210_{base load 100%} pada kondisi *testing & commissioning*.



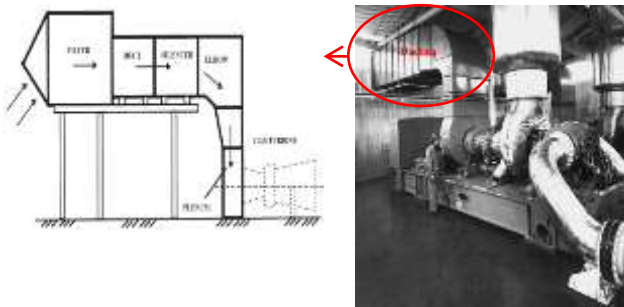
Gambar 4.1. Skema TEG 6210_{base load 100%} Saat *Testing & Commissioning*

Contoh perhitungan unjuk kerja turbin gas yang dibahas pada sub bab ini adalah perhitungan TEG 6210 saat *testing & commissioning*. Perhitungan TEG 6220 tidak dibahas dalam sub bab ini karena perhitungannya sama seperti TEG 6210.

4.1.2. Perhitungan Pada Kompresor aksial

4.1.2.1. Tekanan *Inlet* Kompresor Aksial

Air filter assembly adalah laluan masuk udara sebelum menuju kompresor. *Air filter* digunakan sebagai penyaring udara masuk. Hal ini bertujuan untuk menghindari adanya kontaminasi udara yang akan merusak komponen mesin. Di bawah ini adalah gambar tentang mengenai *air filter* turbin gas untuk Centaur 40-4501.



Gambar 4.2. *Air Inlet* Turbin Gas (Systran, 1998)

Pemasangan *air filter* dapat menimbulkan kerugian tekanan (*pressure losses*) sebesar Δp_{af} . Nilai tekanan *inlet* kompresor aksial dapat diketahui dengan mensubstitusikan data yang terdapat pada gambar 4.1. Perumusannya adalah sebagai berikut,

$$p_1 = p_0 - \Delta p_{af}$$

$$p_1 = 1,03 \text{ bar} - 0,11 \text{ bar}$$

$$p_1 = 0,922 \text{ bar}$$

Berdasarkan perhitungan di atas, diperoleh tekanan *inlet* kompresor aksial akibat adanya *pressure losses air filter* sebesar 0,922 bar.

4.1.2.2. Compression Ratio

Compression ratio adalah perbandingan tekanan udara *inlet* kompresor dengan tekanan udara *discharge*. *Compression ratio* menunjukkan kemampuan dari kompresor untuk menaikkan tekanan fluida kerja. Nilai dari *compression ratio* (r_{pc}) TEG 6210 pada kondisi base load 100% dapat diketahui dengan menggunakan persamaan 2.11 di bawah ini.

$$\begin{aligned} r_{pc} &= p_2/p_1 \\ r_{pc} &= 9,1 \text{ bar} / 0,922 \text{ bar} \\ r_{pc} &= 9,87 \end{aligned}$$

Berdasarkan perhitungan di atas, didapatkan *compression ratio* (r_{pc}) dari TEG 6210 pada kondisi *base load* 100% adalah 9,87.

4.1.2.3. Temperatur Discharge Kompresor Aksial

Temperatur *discharge* kompresor aksial dapat dihitung dari besarnya kenaikan temperatur di kompresor aksial. Proses yang terjadi pada kompresor berjalan secara politropik. Nilai $n-1/n$ menunjukkan proses politropik harus dihitung terlebih dahulu sebelum menghitung kenaikan temperatur yang terjadi.

Penentuan nilai kalor spesifik udara pada tekanan konstan (c_{pa}) dan rasio spesifik (γ_a) diperlukan untuk menghitung besarnya $n-1/n$. Nilai dari kalor spesifik gas ideal disajikan pada tabel apendik A.1. Nilai c_{pa} dan γ_a untuk temperatur 305 K adalah,

$$c_{pa} = 1,005 \text{ kJ/kg.K} \quad \text{dan} \quad \gamma_a = 1,4$$

Kompresor aksial dari TEG 6210 mempunyai efisiensi isentropik (η_{cs}) sebesar 85,2 %. Dengan menggunakan persamaan 2.15, besarnya $n-1/n$ adalah,

$$\begin{aligned} \frac{n-1}{n} &= \frac{1}{\eta_{cs}} \left(\frac{\gamma-1}{\gamma} \right) \\ \frac{n-1}{n} &= \frac{1}{0,852} \left(\frac{1,4-1}{1,4} \right) \\ \frac{n-1}{n} &= 0,34 \end{aligned}$$

Perhitungan untuk mencari kenaikan temperatur dapat dilakukan ketika nilai dari $n-1/n$ telah diketahui. Dengan menggunakan data yang terdapat pada gambar 4.1, dan persamaan 2.11, maka

$$T_2 - T_1 = T_1 [(r_{pc})^{(n-1)/n} - 1]$$

$$T_2 - T_1 = 305 \text{ K} [(9,87)^{0,34} - 1]$$

$$T_2 - T_1 = 352,35 \text{ K}$$

Berdasarkan perhitungan di atas, besarnya temperatur *discharge* kompresor aksial (T_2) dapat diketahui.

$$T_2 = T_1 + (T_2 - T_1)$$

$$T_2 = 305 \text{ K} + 352,35 \text{ K}$$

$$T_2 = 657,35 \text{ K}$$

4.1.2.4. Kerja Kompresor Aksial

Kompresor merupakan mesin konversi energi yang membutuhkan kerja. Kerja per satuan massa udara yang dibutuhkan oleh kompresor aksial dapat dihitung dengan menggunakan persamaan 2.16 sebagai berikut,

$$\frac{\dot{W}_c}{\dot{m}_a} = c_{pa} (T_2 - T_1)$$

$$\frac{\dot{W}_c}{\dot{m}_a} = 1,005 \text{ kJ/kg.K} (352,35) \text{ K}$$

$$\frac{\dot{W}_c}{\dot{m}_a} = 354,11 \text{ kJ/kg}$$

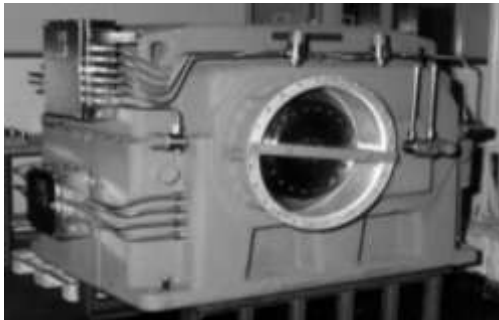
Kompresor aksial dikopel dengan sebuah *gearbox* agar dapat mentransmisikan daya. Terdapat rugi-rugi energi akibat pemasangan *gearbox* tersebut. Kerugian yang disebabkan oleh adanya transmisi *gearbox* disebut dengan *mechanical losses*. Kerja kompresor menjadi lebih kecil akibat adanya kerugian ini. Kerja per satuan massa udara akibat adanya *mechanical losses* di sisi *gearbox* adalah,

$$\frac{\dot{W}_c}{\dot{m}_a} = c_{pa} (T_2 - T_1) \times \frac{1}{\eta_m}$$

$$\frac{\dot{W}_c}{\dot{m}_a} = 354,11 \text{ kJ/kg} \times \frac{1}{0,99}$$

$$\frac{\dot{W}_c}{\dot{m}_a} = 357,69 \text{ kJ/kg}$$

Berdasarkan perhitungan di atas, kerja per satuan massa udara dari kompresor aksial untuk sistem turbin gas TEG 6210 pada kondisi *base load* 100 % adalah 357,69 kJ/kg.



Gambar 4.3. Gearbox TEG 6210 dan TEG 6220

4.1.3. Perhitungan di Sisi Ruang Bakar

4.1.3.1. Ratio to Mass Flow Rate

Ratio to mass flow rate adalah perbandingan dari laju aliran massa bahan bakar dengan laju aliran massa udara di ruang bakar yang digunakan untuk proses pembakaran. *Ratio to mass flow rate* berguna untuk menghitung *specific fuel consumption*. Berikut ini adalah persamaan yang digunakan untuk mencari *ratio to mass flow rate*.

$$f = \frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_2} = \frac{(c_{pg} \times T_3) - (c_{pg} \times T_2)}{LHV - (c_{pg} \times T_3)}$$

Karena perhitungan untuk mendapat nilai kalor spesifik *flue gas* (c_{pg}) rumit, maka dilakukan estimasi untuk mendapatkan c_{pg} .

Berdasarkan literatur yang ada, diasumsikan bahwa besarnya c_{pg} adalah,

$$c_{pg} = 1,147 \text{ kJ/kg.K (Savaranamuutto, 1978)}$$

Dengan memasukkan data yang ada pada gambar 4.1, besarnya *ratio to mass flow rate* dari TEG 6210 *base load 100%* adalah,

$$f = \frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_2} = \frac{(c_{pg} \times T_3) - (c_{pg} \times T_2)}{LHV - (c_{pg} \times T_3)}$$

$$f = \frac{(1,147 \text{ kJ/kg.K} \times 930 \text{ K}) - (1,147 \text{ kJ/kg.K} \times 657,35 \text{ K})}{43.701 \text{ kJ/kg} - (1,147 \text{ kJ/kg.K} \times 930 \text{ K})}$$

$$f = 0,00734 \frac{\text{kg}_{fuel}}{\text{kg}_{air}}$$

4.1.3.2 . *Pressure Losses Ruang Bakar*

Proses pembakaran turbin gas berlangsung pada tekanan konstan ketika siklus berjalan secara ideal. Namun kenyataannya, kondisi ini sangat sulit untuk dicapai. Hal ini disebabkan karena adanya *pressure losses* yang terjadi selama pembakaran berlangsung. Tekanan *inlet* turbin aksial tidak sama dengan tekanan *outlet* ruang bakar. Di bawah ini adalah perhitungan untuk mencari tekanan *inlet* turbin aksial berdasarkan persamaan 2.14,

$$p_3 = p_2 - \Delta p_b$$

$$p_3 = 9,1 \text{ bar} - 0,03 \text{ bar}$$

$$p_3 = 9,07 \text{ bar}$$

Berdasarkan perhitungan di atas, besarnya tekanan *inlet* turbin aksial akibat adanya *pressure losses* di ruang bakar adalah 9,07 bar.

4.1.4. Perhitungan Turbin Aksial

4.1.4.1. *Expantion Ratio Turbin Aksial*

Turbin aksial mempunyai *expantion ratio* yang menyatakan perbandingan tekanan *inlet* dan *outlet* turbin aksial. Hal tersebut berkebalikan dengan *compression ratio* yang ada

pada kompresor aksial, Dengan menggunakan persamaan 2.11, besarnya *expantion ratio* turbin aksial adalah,

$$r_{pc} = p_3/p_4$$

$$r_{pc} = 9,07 \text{ bar} / 1,03 \text{ bar}$$

$$r_{pc} = 8,81$$

Berdasarkan perhitungan diatas, *expantion ratio* di sisi turbin aksial adalah 8,81.

4.1.4.2. Kerja Turbin Aksial

Turbin aksial merupakan mesin konversi energi yang menghasilkan kerja. Kerja per satuan massa *flue gas* yang dihasilkan oleh turbin aksial dapat dihitung dengan menggunakan persamaan 2.28 sebagai berikut.

$$\frac{\dot{W}_t}{\dot{m}_g} = c_{pg} (T_3 - T_4)$$

$$\frac{\dot{W}_t}{\dot{m}_g} = 1,147 \text{ kJ/kg.K} (930 - 480)K$$

$$\frac{\dot{W}_t}{\dot{m}_g} = 579,94 \text{ kJ/kg}$$

Dari perhitungan di atas, didapatkan bahwa besarnya kerja per satuan massa *flue gas* dari turbin aksial untuk sistem turbin gas TEG 6210_{base load 100%} adalah 579,94 kJ/kg.

4.1.5. Parameter Unjuk Kerja Turbin Gas

Parameter yang digunakan untuk melihat unjuk kerja dari suatu turbin gas berdasarkan ASME PTC 22, 1997 adalah sebagai berikut:.

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

Keempat parameter di atas harus dihitung terlebih dahulu apabila ingin mengetahui unjuk kerja saat *testing & comissioning* maupun *existing* dari TEG 6210_{base load 100%}.

4.1.5.1. *Thermal Efficiency* (η_{th})

Thermal efficiency menunjukkan rasio dari energi *output* yang dihasilkan dengan energi *input* yang dibutuhkan turbin gas. Perbandingan kedua nilai tersebut dinyatakan dalam bentuk persentase. Semakin tinggi nilai *thermal efficiency* dari suatu turbin gas, maka kerugian-kerugian yang ada selama sistem beroperasi akan semakin kecil. Hal ini disebabkan karena turbin gas menghasilkan energi *output* yang hampir sama besarnya dengan energi *input* yang dibutuhkan.

Besarnya *thermal efficiency* dari turbin gas dinyatakan dalam perbandingan antara energi *input* dan energi *output* seperti yang ditunjukkan pada persamaan 2.30. Dengan menggunakan persamaan tersebut, perhitungan *thermal efficiency* adalah,

$$\eta_{th} = \frac{W_{net}}{Q_{input}} \times 100 \%$$

$$\eta_{th} = \frac{158,56}{312,73} \times 100\%$$

$$\eta_{th} = 51 \%$$

Berdasarkan perhitungan di atas, diperoleh *thermal efficiency* TEG 6210_{baseload 100%} pada kondisi *testing & comissioning* adalah sebesar 51%.

4.1.5.2. *Power Output* (P_o)

Power output adalah daya yang dihasilkan oleh turbin gas selama beroperasi. *Power output* menunjukkan kemampuan turbin gas dalam menghasilkan daya listrik yang digunakan untuk *power generation*. Besarnya *power output* yang dihasilkan oleh turbin gas dinyatakan dalam kW_e. Semakin besar *power output* yang dihasilkan, unjuk kerja sistem turbin gas akan semakin baik.

Turbin gas dikopel dengan sebuah generator agar dapat menghasilkan daya. Gambar 4.4 adalah gambar mengenai generator yang digunakan oleh TEG 6210 dan TEG 6220.



Gambar 4.4. Generator TEG 6210 dan TEG 6220

Generator TEG 6210 memiliki efisiensi generator (η_{gt}) sebesar 96%. *Power output* yang dihasilkan oleh TEG 6210 akibat pengaruh dari efisiensi generator adalah

$$P_{out} = \dot{m}_4 \times W_{net} \times \eta_g$$

$$P_{out} = 16,4 \text{ kg/s} \times 158,56 \text{ kJ/kg} \times 0,96$$

$$P_{out} = 2.555,6 \text{ kWe}$$

Berdasarkan perhitungan di atas, diperoleh *power output* turbin gas TEG 6210_{base load 100%} saat *testing & comissioning* pada adalah sebesar 2.555,6 kWe.

4.1.5.3. *Specific Fuel Consumption (sfc)*

Pemakaian bahan bakar spesifik atau *specific fuel consumption* dari turbin gas dinyatakan dalam konsumsi bahan bakar yang digunakan dalam kilogram tiap satuan daya-jam dari turbin gas. Peningkatan nilai *specific fuel consumption* menandakan bahwa pemakaian bahan bakar yang digunakan semakin besar untuk menghasilkan daya yang sama. Unjuk kerja dari turbin gas tersebut akan menurun apabila dilihat dari sisi pemakaian bahan bakar yang digunakan. Oleh sebab itu, *specific fuel consumption* menjadi salah satu parameter yang digunakan untuk mengetahui unjuk kerja dari suatu sistem turbin gas.

Nilai *specific fuel consumption* dapat diketahui dengan menggunakan persamaan 2.29. Berdasarkan data yang didapat

dari perhitungan-perhitungan sebelumnya, perhitungan *specific fuel consumption (sfc)* adalah sebagai berikut,

$$sfc = \frac{f}{W_{net}}$$

$$sfc = \frac{0,00734 \text{ kg}_f/\text{kg}_a}{579,94 \text{ kJ/kg} - 354,11 \text{ kJ/kg}} = \frac{0,00734 \text{ kg}_f/\text{kg}_a}{225,25 \text{ kJ/kg}}$$

$$sfc = 0,12 \text{ kg/kW.h}$$

Sesuai dengan perhitungan di atas, didapatkan bahwa besarnya *specific fuel consumption (sfc)* turbin gas TEG 6210_{base load 100%} pada saat *testing & comissioning* adalah 0,12 kg/kW.h.

4.1.5.4. Heat Rate (HR)

Heat Rate menyatakan besarnya energi *input* bahan bakar yang dibutuhkan untuk menghasilkan listrik. Penurunan unjuk kerja turbin gas dapat dilihat dengan mengetahui *heat rate* yang dibutuhkan. Peningkatan nilai *heat rate* turbin gas menunjukkan bahwa pemakaian bahan bakar yang dibutuhkan semakin besar. Sebagai konsekuensi, biaya operasi yang dikeluarkan untuk pemakaian bahan bakar akan meningkat pula.

Perhitungan yang digunakan untuk mendapatkan *heat rate* mengacu pada persamaan 2.33. sebagai berikut,

$$HR = \frac{\dot{m}_f \times LHV}{P_{out}}$$

$$HR = \frac{0,268 \text{ kgf/s} \times 43.701 \text{ kJ/kg}}{2.555,6 \text{ kWe}} \times 3600 \text{ s/h}$$

$$HR = 16.497,9 \text{ kJ/kWe.h}$$

Dari perhitungan di atas, dapat diketahui bahwa nilai *Heat Rate* dari Turbin Gas TEG 6210_{base load 100%} pada kondisi *testing & comissioning* adalah sebesar 16.497,9 kJ/kW_e.h.

4.2. Perbandingan Unjuk Kerja Aktual dan Teoritis

Sub bab ini membahas mengenai hasil perhitungan unjuk kerja yang dilakukan dengan unjuk kerja aktual yang ditunjukkan oleh Turbotronic. Turbotronic adalah sistem kontrol dari TEG

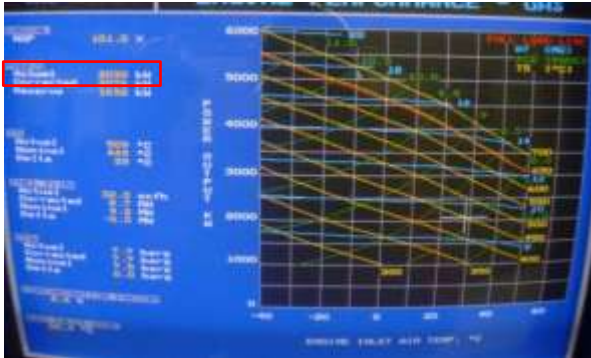
6210 dan TEG 6220. Gambar 4.9 di bawah ini adalah gambar tentang sistem kontrol dari TEG 6210 dan TEG 6220.



Gambar 4.5. Sistem Kontrol Turbotronic

Perhitungan yang telah dijabarkan pada ub bab 4.1.5 merupakan perhitungan yang didapatkan dari perumusan teoritis. *Power output* dari kedua turbin gas di lapangan telah diketahui dan ditunjukkan melalui *Turbotronic Monitoring Control*. Ketiga parameter unjuk kerja lainnya (*thermal efficiency, specific fuel consumption, heat rate*) tidak ditampilkan oleh *Turbotronic Monitoring Control*. *Monitoring Control* TEG 6210 saat dioperasikan 100% *base load* pada kondisi *existing* ditunjukkan oleh gambar 4.6.

Besarnya *power output* TEG 6210 saat beroperasi pada *base load* 100% berdasarkan *monitoring control* adalah 2.030 KW_e, sedangkan berdasarkan perhitungan adalah 2.119,28 KW_e. *Power output* TEG 6220 saat beroperasi pada *base load* 100% adalah 2.010 KW_e dan berdasarkan perhitungan adalah 2.001,8 KW_e. Perbedaan *power output* teoritis (melalui perhitungan) dan *power output* aktual (melalui Turbotronic) tidak terlalu berbeda jauh. Hal ini mengindikasikan bahwa perhitungan yang telah dilakukan sudah tepat.



Gambar 4.6 Turbotronic Monitoring Control

Perbedaan hasil perhitungan unjuk kerja dapat disebabkan oleh asumsi yang digunakan dalam penelitian tugas akhir ini.

Berikut ini adalah penjabarannya:

1. Laju alir massa udara *discharge* kompresor diasumsikan sama dengan massa udara *inlet* kompresor dan kemudian masuk ke ruang bakar. Pada keadaan aktual, hanya 1/3 dari udara *discharge* kompresor digunakan untuk pembakaran dan masuk ke ruang bakar. 2/3 sisanya digunakan untuk *sealing* dan *cooling* pada komponen-komponen mesin yang ada. Udara *discharge* kompresor dicerat/dibagi untuk keperluan *sealing* pada *bearing* yang terdapat di kompresor, turbin, dan *gearbox*.
2. 100% dari laju alir massa udara yang masuk di ruang bakar diasumsikan digunakan untuk pembakaran. Pada keadaan aktual, 75% laju alir massa udara masuk ruang bakar digunakan sebagai *cooling* dan hanya 25% sisanya yang digunakan untuk pembakaran.
3. Efisiensi yang dipilih (*mechanical efficiency*, *gearbox efficiency*, dan *generator efficiency*) adalah efisiensi pada keadaan yang paling buruk. Pada keadaan aktual, efisiensi dari ketiganya tidak serendah efisiensi yang dipilih pada penelitian tugas akhir ini.

4.3. Analisa Termodinamika

4.3.1. Perbandingan Unjuk Kerja *Testing & Comissioning* dan *Existing*

Berdasarkan ASME PTC 22 1997, ada empat paramater yang harus dievaluasi ketika dilakukan tes unjuk kerja pada suatu sistem turbin gas. Keempat parameter tersebut ialah *specific fuel consumption*, *thermal efficiency*, *power output* dan *heat rate*. Pada bab 1 telah dijelaskan bahwa *ambient temperature* yang berbeda saat *testing & comissioning* dan *existing* menyebabkan unjuk kerja yang dihasilkan oleh TEG 6210 dan TEG 6220 menurun. Oleh sebab itu, unjuk kerja pada kedua kondisi tersebut harus dievaluasi. Hasil perhitungan unjuk kerja TEG 6210 dan TEG 6220 untuk kedua kondisi disajikan pada tabel berikut ini.

Tabel 4.1 Unjuk Kerja TEG 6210 *Testing & Comissioning* dan *Existing*

Parameter Unjuk Kerja	Kondisi	Base Load		
		100%	80%	40%
<i>Thermal Efficiency</i> [%]	<i>Testing & Com.</i>	51	44	34
	<i>Existing</i>	45	42	30
<i>Power Output</i> [%]	<i>Testing & Com.</i>	2.552	2.044	1.192
	<i>Existing</i>	2.001	1.601	891
<i>Specific Fuel Cons.</i> [kg/kW.h]	<i>Testing & Com.</i>	0,16	0,19	0,25
	<i>Existing</i>	0,19	0,20	0,28
<i>Heat Rate</i> [kJ/kWe.h]	<i>Testing & Com.</i>	16.872	11.096	14.987
	<i>Existing</i>	21.029	15.381	20.799

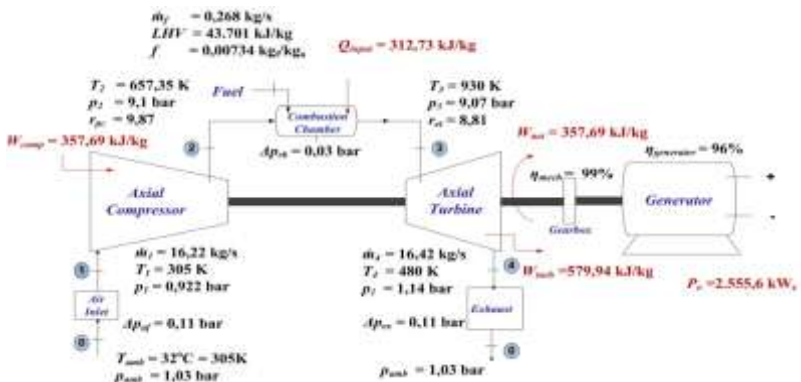
Tabel 4.2. Unjuk Kerja TEG 6220 *Testing & Comissioning* dan *Existing*

Parameter Unjuk Kerja	Kondisi	Base Load		
		100%	80%	40%
<i>Thermal Efficiency.</i> [%]	<i>Testing & Com.</i>	52	46	35
	<i>Existing</i>	46	41	30
<i>Power Output</i> [kW _e]	<i>Testing & Com.</i>	2552	2044	1192
	<i>Existing</i>	2001	1601	892
<i>Specific Fuel Cons.</i> [kg/kW.h]	<i>Testing & Com.</i>	0,16	0,19	0,25
	<i>Existing</i>	0,18	0,20	0,28
<i>Heat Rate</i> [kJ/kWe.h]	<i>Testing & Com.</i>	16.872	11.097	14.988
	<i>Existing</i>	21.227	20.171	15.171

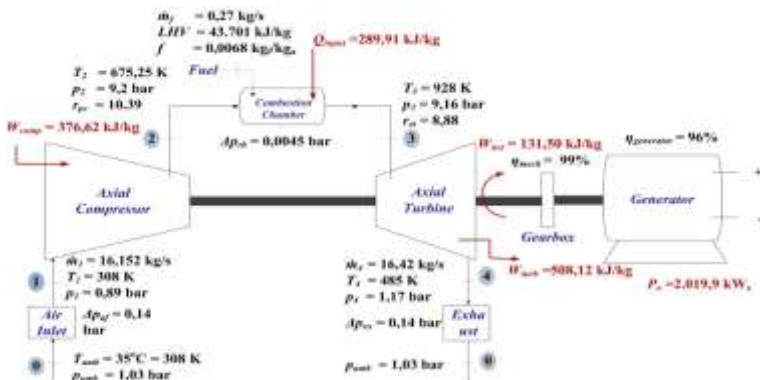
Berdasarkan kedua tabel tersebut, terlihat bahwa telah terjadi penurunan unjuk kerja saat *testing & comissioning* dan *existing*. Kenaikan *ambient temperature* dari 305 K menjadi 308 K menyebabkan *power output* menurun dari 2.555,60 kW_e menjadi 2.019,89 kW_e (untuk TEG 6210) dan 2.552,1 kW_e menjadi 2.001,1kW_e (untuk TEG 6220). Penurunan nilai juga terjadi pada ketiga parameter unjuk kerja lainnya. Hipotesa awal yang mengatakan bahwa kenaikan *ambient temperature* dapat menurunkan *power output* akhirnya terbukti. Berdasarkan hasil perhitungan yang telah dilakukan, dapat disimpulkan bahwa kenaikan *ambient temperature* saat *testing & comissioning* dan *existing* menyebabkan penurunan unjuk kerja TEG 6210.

4.3.2. TEG 6210_{base-load100%}

Properti di tiap titik kerja berubah apabila unjuk kerja turbin gas juga berubah. Gambar di bawah ini menunjukkan perbedaan dari properti TEG 6210 saat *testing & comissioning* dan *existing*.



Gambar 4.7.a. Hasil Perhitungan TEG 6210_{Base Load 100%} Saat *Testing & Comissioning*



Gambar 4.7.b. Hasil Perhitungan TEG 6210_{Base Load 100%} Saat *Existing*

Grafik termodinamika diagram $T-s$ dapat dibuat ketika entropi di tiap titik kerja telah diketahui. Nilai entropi untuk tiap titik kerja dapat diperoleh dengan menginterpolasi data yang tersedia pada tabel apendik A.2 dan A.3. Kedua tabel tersebut menjelaskan mengenai properti gas ideal seperti entropi (s), entalpi (h), dan volume spesifik (v). Ketiga properti tersebut dapat diketahui apabila nilai temperature pada titik tersebut diketahui..

Tabel lampiran 2 digunakan untuk mendapat entropi di titik kerja 1-2 dan 2-3. Fluida kerja di titik kerja 1-2 dan 2-3 adalah udara. Oleh sebab itu, tabel lampiran 2 digunakan untuk mendapatkan nilai entropi pada kedua kondisi tersebut. Fluida kerja di titik kerja 3-4 dan 4-1 *flue gas*. Tabel yang digunakan untuk mencari properti flue gas di titik kerja 3-4 dan 4-1 adalah tabel lampiran 3.

4.3.2.1. Contoh Perhitungan Entropi 1-2

Contoh yang digunakan untuk perhitungan entropi di bawah ini adalah TEG 6210 kondisi *testing & commissioning*. Tabel lampiran 2 digunakan untuk mencari entropi di titik kerja 1 dan 2. Titik kerja nomor 1 mempunyai temperatur sebesar 305 K. Dengan melihat tabel tersebut, dapat diketahui bahwa entropi (s) pada temperatur tersebut adalah 1,70 kJ/kg.K.

Entropi pada T_2 sebesar 657,35 K tidak tersedia pada tabel lampiran 2. Untuk mendapatkan entropi pada temperatur tersebut, harus dilakukan interpolasi terlebih dahulu. Interpolasi yang dilakukan adalah sebagai berikut,

$$\frac{T_{657,35 K} - T_{650 K}}{T_{660 K} - T_{650 K}} = \frac{s_{T=657,35 K} - s_{T=650 K}}{s_{T=660 K} - s_{T=650 K}}$$

$$\frac{657,35 K - 650 K}{660 K - 650 K} = \frac{s_{T=657,35 K} - 252,25 \text{ kJ/kg}}{2,542 \text{ kJ/kg} - 252,25 \text{ kJ/kg}}$$

$$s_{T=657,35 K} = 2,54 \text{ kJ/kg}$$

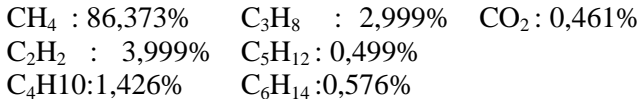
Dengan cara yang sama seperti di atas, entropi di titik kerja 1 dan 2 dapat diketahui, baik pada saat *testing & commissioning* maupun *existing*.

4.3.2.2 Contoh Perhitungan Entropi (s) di 3-4

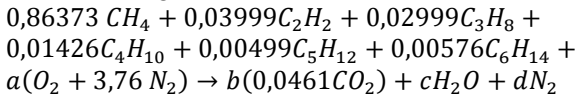
Fluida kerja setelah melewati ruang bakar berupa *flue gas* yang merupakan hasil dari produk pembakaran. Tabel lampiran 2 tidak lagi digunakan untuk mencari entropi di titik kerja ke-3 (ruang bakar) dan ke-4 (turbin aksial). Nilai dari entropi di kedua titik tersebut didapatkan dari tabel lampiran 3 sesuai dengan produk pembakaran yang dihasilkan. Produk pembakaran tersebut dapat diketahui melalui reaksi pembakaran *stoichiometri*.

- **Reaksi Pembakaran *Stoichiometri***

Produk Pembakaran adalah bahan bakar tipe *natural gas* dengan komposisi kimia sebagai berikut:



Persamaan reaksi setimbang (*stoichiometri*) berdasarkan basis molar adalah sebagai berikut:



dimana a adalah kmol udara, b kmol produk pembakaran, c kmol uap air, dan d kmol nitrogen, masing-masing per kmol campuran bahan bakar.

Dengan menerapkan konservasi massa pada karbon untuk mencari besarnya b ,

$$b(0,0461) = 0,86373 + 2(0,03999) + 3(0,02999) + 4(0,01426) + 5(0,00499) + 6(0,00576)$$

sehingga didapatkan nilai koefisien $b = 24,890$. Konservasi massa pada hidrogen (H_2) menghasilkan,

$$\begin{aligned} 2c = &4(0,86373) + 2(0,03999) + 8(0,02999) + 10(0,01426) + \\ &12(0,00499) + 14(0,00576) \end{aligned}$$

yang memberikan nilai $c = 1,957$. Besarnya koefisien a diperoleh dengan menerapkan konservasi massa untuk oksigen (O_2),

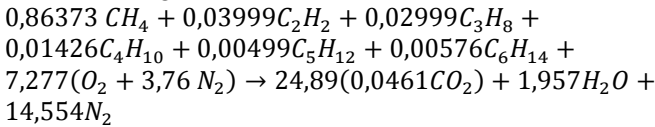
$$2a = 24,89 \times (2(0,0461) + 2(0,067)) + 1,957$$

yang memberikan nilai $a = 7,277$. Dan yang terakhir, mencari koefisien d dengan menerapkan konservasi massa untuk nitrogen (N_2),

$$d = 2(a) = 2(7,277)$$

menghasilkan nilai $d = 14,544$.

Berdasarkan perhitungan di atas, didapatkan reaksi *stoichiometri* sebagai berikut.



Dengan melihat koefisien-koefisien reaksi di atas, didapatkan berat molar hasil produk pembakaran yaitu,

$$\bar{m}_{CO_2} = 1,147 \text{ kg/kmol}$$

$$\bar{m}_{H_2O} = 1,975 \text{ kg/kmol}$$

$$\bar{m}_{N_2} = 14,554 \text{ kg/kmol.}$$

• Entropi Flue Gas

Entropi dari produk pembakaran yang didapat dari tabel A.3 setelah mengetahui hasil pembakaran yang diperoleh dari reaksi pembakaran. Berikut ini adalah contoh perhitungan untuk mendapatkan nilai entropi pada TEG 6210 kondisi *testing & commissioning*.

Interpolasi data dilakukan untuk mencari properti pada $T=930$ K. Dari interpolasi data tersebut, didapatkan bahwa besarnya entropi basis molar (\bar{s}°) untuk *flue gas* (hasil produk pembakaran) pada $T=930$ K adalah,

$$\bar{s}^\circ_{CO_2} = 265,016 \text{ kJ/kgmol.K}$$

$$\bar{s}^\circ_{H_2O} = 231,851 \text{ kJ/kgmol.K}$$

$$\bar{s}^\circ_{N_2} = 225,527 \text{ kJ/kgmol.K.}$$

Entropi tiap satuan massa diperoleh dengan membagi entropi basis molar dengan berat molekulnya.

$$S_{CO_2} = \frac{\overline{s^0}_{CO_2}}{MW} = \frac{265,016 \text{ kJ/kgmol.K}}{44,01 \text{ kg/kgmol}} = 4,881 \text{ kJ/kg.K}$$

$$S_{H_2O} = \frac{\overline{s^0}_{H_2O}}{MW} = \frac{231,851 \text{ kJ/kgmol.K}}{1,957 \times 18,02 \text{ kg/kgmol}} = 6,58 \text{ kJ/kg.K}$$

$$S_{N_2} = \frac{\overline{s^0}_{H_2O}}{MW} = \frac{225,527 \text{ kJ/kgmol.K}}{14,544 \times 28,04 \text{ kg/kgmol}} = 0,55 \text{ kJ/kg.K}$$

$$S_{flue\ gas} = \frac{S_{CO_2} + S_{H_2O} + S_{N_2}}{3} = \frac{4,881 + 6,58 + 0,55}{3} = 4,11 \text{ kJ/kg.K}$$

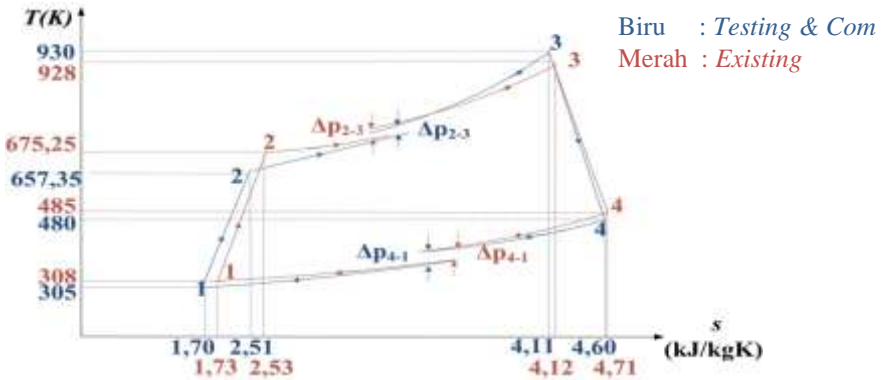
Dari perhitungan di atas, diperoleh besarnya entropi *flue gas* untuk TEG 6210_{base load 100%} untuk titik kerja 3 adalah 4,003 kJ/kg.K. Dengan cara yang sama pula, akan didapatkan entropi *flue gas* untuk titik kerja 4 dan titik kerja 3 pada TEG 6210 saat kondisi *testing & comissioning* dan kondisi *existing*.

4.3.2.3. Grafik Termodinamika Diagram T-s

Grafik termodinamika diagram T-s dapat dibuat ketika entropi di semua titik kerja telah diketahui. Nilai entropi di tiap titik kerja diberikan pada tabel 4.3. Diagram T-s dari TEG 6210_{base load 100%} pada kondisi *testing & comissioning* dan *existing* ditunjukkan oleh gambar 4.8

Tabel 4.3. Entropi Untuk TEG 6210

Titik Kerja	Temperatur [K]		Entropi [kJ/kg.K]		Tabel
	<i>Testing & Com.</i>	<i>Existing</i>	<i>Testing & Com.</i>	<i>Existing</i>	
1.	305	308	1,70	1,73	A.2
2.	657,35	675,25	2,51	2,53	A.2
3.	930	928	4,11	4,12	A.3
4.	480	485	4,60	4,71	A.3



Gambar 4.8. T - s Diagram TEG 6210_{base load 100%}

Gambar di atas adalah grafik T - s diagram dari TEG 6210 saat *testing & commissioning* dan juga *existing*. Garis 1-2 adalah garis linear menunjukkan perubahan entropi ketika udara masuk ke *inlet* kompresor hingga keluar menjadi udara bertekanan. Garis 3-4 merupakan garis linear yang menunjukkan perubahan entropi ketika *flue gas* masuk ke *inlet* turbin. Nilai dari entropi di titik 1 sama dengan titik 2 dan nilai entropi di titik 3 sama dengan titik 4 ketika sistem berlangsung pada kondisi ideal. Gambar 4.8 di atas tidak menunjukkan fenomena yang demikian. Terlihat bahwa nilai $s_1 \neq s_2$ dan $s_3 \neq s_4$. Perubahan entropi tersebut menunjukkan bahwa proses yang ada di kompresor aksial dan turbin aksial berjalan secara non isentropik.

Garis 2-3 dan garis 3-4 adalah grafik dengan fungsi kuadrat. Oleh sebab itu, kedua garis tersebut berbentuk seperti kurva. Persamaan regresi yang digunakan untuk mendapatkan kurva tersebut adalah sebagai berikut:

$$s(T, p) = \int_0^T \frac{c_p(T)}{T} dT - R \ln \frac{p}{p_{ref}}$$

dengan $p_{ref} = 1$ atm dan T dalam kelvin (K).

Garis 2-3 menunjukkan proses yang terjadi selama pembakaran berlangsung dan garis 4-1 menunjukkan proses ketika *flue gas* dibuang ke udara atmosfer. Proses yang terjadi

pada keduanya berlangsung pada tekanan konstan. Nilai tekanan konstan ditunjukkan oleh adanya satu garis hubung di antara titik kerja 2-3 dan 4-1. *Pressure losses* yang terjadi sebesar Δp_{1-2} dan Δp_{4-1} mengakibatkan terjadinya perbedaan tekanan pada keduanya. Δp_{1-2} adalah *pressure losses* di ruang bakar akibat proses pembakaran yang tidak sempurna. Δp_{4-1} adalah *pressure losses* yang terjadi di *exhaust* turbin akibat pemasangan *air filter* dan *silencer*.

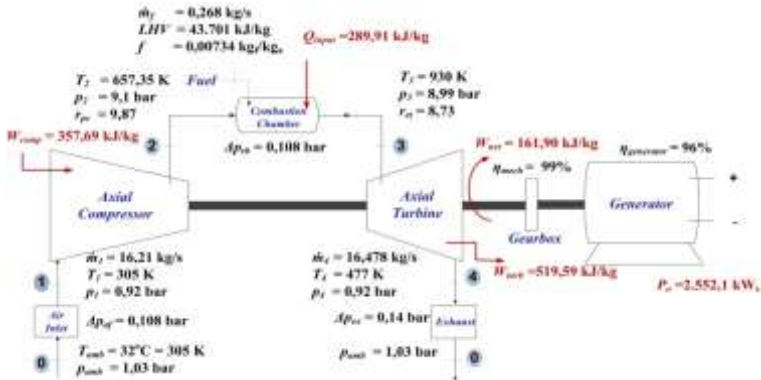
Berdasarkan gambar tersebut, terlihat bahwa grafik yang dihasilkan oleh TEG 6210 saat *testing & commissioning* berbeda dengan *existing*. Luasan area di bawah kurva untuk kondisi *testing & commissioning* lebih besar dari pada kondisi *existing*. Dalam prinsip termodinamika, integrasi dari luasan di bawah kurva mengindikasikan kerja neto yang dihasilkan oleh turbin gas. Hal ini menunjukkan bahwa kerja neto yang dihasilkan oleh TEG 6210 saat *testing & commissioning* lebih besar dari pada *existing*.

Pada awal pembahasan telah disebutkan bahwa salah satu faktor pembeda dari kedua kondisi tersebut adalah nilai *ambient temperature*. *Ambient temperature* untuk kondisi *existing* lebih tinggi dari pada kondisi *testing & commissioning*. Berdasarkan uraian diatas, diperoleh kesimpulan awal bahwa peningkatan *ambient temperature* yang terjadi dapat menyebabkan penurunan kerja neto yang dihasilkan oleh turbin gas.

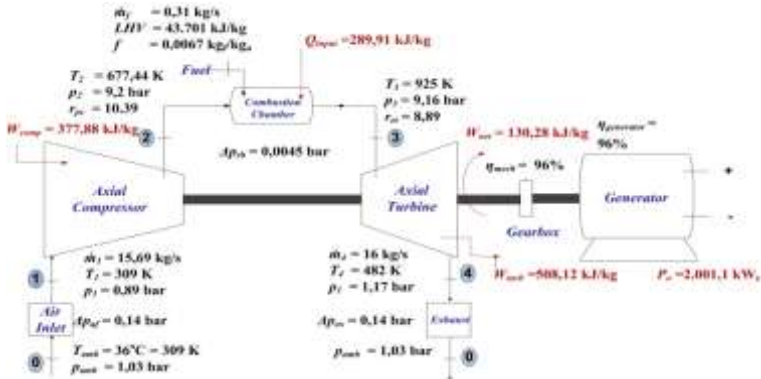
4.3.3. TEG 6220_{base load 100%}

Ambient temperature pada kondisi *testing & commissioning* adalah 35°C, sedangkan pada *existing* adalah 38°C. Sesuai pembahasan di bab 2, perbedaan *ambient temperature* dapat menyebabkan perubahan unjuk kerja dari suatu sistem turbin gas. Oleh karenanya, unjuk kerja turbin gas pada keadaan *existing* perlu dievaluasi.

Skema yang menunjukkan hasil perhitungan TEG 6220 saat *testing & commissioning* dan *existing* diberikan pada gambar 4.9a dan 4.9b berikut ini.



Gambar 4.9a. Hasil Perhitungan TEG 6220_{Base Load 100%} Saat *Testing & Comissioning*



Gambar 4.9.b. Hasil Perhitungan TEG 6220_{Base Load 100%} Saat *Existing*

Grafik termodinamika T-s diagram dapat dibuat setelah entropi di tiap titik kerja telah diketahui. Nilai dari entropi di tiap titik kerja didapatkan dengan melihat data yang terlampir pada tabel apendik A2 dan A.3. Kedua tabel tersebut menjelaskan mengenai properti gas ideal seperti entropi (s), entalpi (h), dan volume spesifik (v). Dengan melihat temperatur kerja di tiap titik, maka dapat diketahui nilai entropinya.

Tabel apendik A.2 digunakan untuk mendapat entropi di titik kerja 1-2 dan 2-3. Fluida kerja di titik kerja 1-2 dan 2-3 adalah udara. Oleh sebab itu, tabel apendik A.2 digunakan untuk mendapatkan nilai entropi pada kedua kondisi tersebut. Fluida kerja di titik kerja 3-4 dan 4-1 *flue gas*. Tabel yang digunakan untuk mencari properti flue gas di titik kerja 3-4 dan 4-1 adalah tabel apendik A.3.

4.3.3.1. Contoh Perhitungan Entropi 1 dan 2

Perhitungan entropi yang dilakukan untuk TEG 6220 sama seperti perhitungan yang dilakukan pada TEG 6210. Berikut ini diberikan satu contoh perhitungan untuk mencari nilai entropi pada TEG 6220 kondisi *testing & commissioning*.

Titik kerja nomor 1 mempunyai temperatur sebesar 305 K. Dari tabel A.2, dapat diketahui bahwa entropi (s) pada temperatur tersebut adalah 1,70 kJ/kg.K. Temperatur di titik kerja 2 adalah sebesar 657,35 kJ/kg.K. Nilai entropi pada kedua titik tersebut tidak tersedia pada tabel A.2 sehingga perlu dilakukan interpolasi data. Interpolasi yang dilakukan dengan melihat tabel apendik A.2 adalah sebagai berikut,

$$\frac{T_{657,35 K} - T_{650 K}}{T_{660 K} - T_{650 K}} = \frac{s_{T=657,35 K} - s_{T=650 K}}{s_{T=660 K} - s_{T=650 K}}$$

$$\frac{657,35 K - 650 K}{660 K - 650 K} = \frac{s_{T=657,35 K} - 252,25 \text{ kJ/kg}}{2,542 \text{ kJ/kg} - 252,25 \text{ kJ/kg}}$$

$$s_{T=657,35 K} = 2,54 \text{ kJ/kg}$$

Entropi di titik kerja 2 dapat diketahui dengan menggunakan cara yang sama seperti diatas. Hal ini berlaku baik pada saat *testing & commissioning*, maupun *existing*.

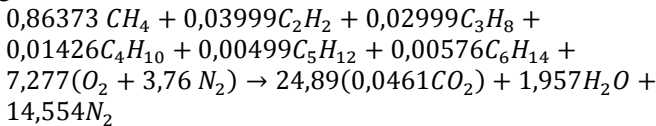
4.3.3 2 Contoh Perhitungan Entropi 3 dan 4

Fluida kerja setelah melewati ruang bakar sudah tidak dapat lagi diasumsikan sebagai udara. Tabel A.2 sudah tidak dapat lagi digunakan untuk mencari entropi di titik kerja ke-3 (ruang bakar) dan ke-4 (turbin aksial). Nilai dari entropi di titik kerja ke-3 dan ke-4 didapatkan dari tabel A.3 dengan menentukan

terlebih dahulu hasil produk pembakaran. Produk pembakaran terlebih dahulu ditentukan melalui reaksi pembakaran stoichiometri.

Asumsi awal yang digunakan adalah bahan bakar dari turbin gas mempunyai komposisi yang tetap. Hasil reaksi *stoichiometri* yang dihasilkan sama seperti TEG 6210. Oleh karena itu, pada sub-bab ini tidak dibahas mengenai perhitungan reaksi *stoichiometri*.

Persamaan reaksi *stoichiometri* yang diperoleh adalah sebagai berikut,



Dengan melihat koefisien-koefisien reaksi di atas, didapatkan berat molar hasil produk pembakaran yaitu,

$$\bar{m}_{CO_2} = 1,147 \text{ kg/kmol} \\ \bar{m}_{H_2O} = 1,975 \text{ kg/kmol} \\ \bar{m}_{N_2} = 14,554 \text{ kg/kmol.}$$

- **Entropi Flue Gas**

Temperatur di titik kerja 3 adalah sebesar 930 K. Dari interpolasi data yang dilakukan, besarnya entropi basis molar (\bar{s}^o) untuk *flue gas* (hasil produk pembakaran) pada T= 930 K adalah,

$$\bar{s}^o_{CO_2} = 265,016 \text{ kJ/kgmol.K} \\ \bar{s}^o_{H_2O} = 231,851 \text{ kJ/kgmol.K} \\ \bar{s}^o_{N_2} = 225,527 \text{ kJ/kgmol.K.}$$

Entropi tiap satuan massa diperoleh dengan membagi entropi basis molar dengan berat molekulnya.

$$S_{CO_2} = \frac{\overline{s^0}_{CO_2}}{MW} = \frac{265,016 \text{ kJ/kgmol.K}}{44,01 \text{ kg/kgmol}} = 4,881 \text{ kJ/kg.K}$$

$$S_{H_2O} = \frac{\overline{s^0}_{H_2O}}{MW} = \frac{231,851 \text{ kJ/kgmol.K}}{1,957 \times 18,02 \text{ kg/kgmol}} = 6,58 \text{ kJ/kg.K}$$

$$S_{N_2} = \frac{\overline{s^0}_{H_2O}}{MW} = \frac{225,527 \text{ kJ/kgmol.K}}{14,544 \times 28,04 \text{ kg/kgmol}} = 0,55 \text{ kJ/kg.K}$$

$$S_{flue\ gas} = \frac{S_{CO_2} + S_{H_2O} + S_{N_2}}{3} = \frac{4,881 + 6,58 + 0,55}{3} = 4,11 \text{ kJ/kg.K}$$

Dari perhitungan di atas, diperoleh besarnya entropi *flue gas* untuk TEG 6220_{base load 100%} untuk titik kerja 3 adalah 4,11 kJ/kg.K. Dengan cara yang sama pula, akan didapatkan entropi *flue gas* untuk titik kerja 4 dan titik kerja 3 pada TEG 6220 saat kondisi *Testing & Commissioning* dan kondisi *Existing*.

4.3.3.3 Grafik Termodinamika T-s Diagram

Grafik termodinamika T-s diagram dapat dibuat ketika entropi di tiap titik kerja telah diketahui. Nilai entropi di tiap titik kerja ditampilkan dalam tabel 4.4. Gambar 4.9 adalah gambar perbandingan dari grafik termodinamika T-s diagram dari TEG 6210_{base load 100%} pada kondisi *testing & commissioning* dan *existing*.

Tabel 4.4. Entropi Untuk TEG 6220

Titik Kerja	Temperatur [K]		Entropi [kJ/kg.K]		Tabel
	<i>Testing & Com.</i>	<i>Existing</i>	<i>Testing & Com.</i>	<i>Existing</i>	
1.	305	308	1,70	1,73	A.2
2.	657,35	675,25	2,51	2,53	A.2
3.	930	928	4,11	4,12	A.3
4.	480	485	4,60	4,71	A.3

Garis 2-3 menunjukkan proses yang terjadi selama pembakaran berlangsung. Garis 4-1 menunjukkan proses yang terjadi ketika *flue gas* dibuang ke udara atmosfer., Proses yang terjadi pada keduanya berlangsung pada tekanan konstan apabila sistem turbin gas ditinjau pada keadaan ideal. Terdapat satu garis hubung diantara titik kerja 2-3 maupun 4-1. Proses pembakaran di ruang bakar yang tidak sempurna menyebabkan timbulnya *pressure losses* sebesar $\Delta p_{1,2}$. Begitu pula dengan adanya *silencer* di *exhaust* turbin gas yang menyebabkan adanya *pressure losses* sebesar $\Delta p_{4,1}$

Berdasarkan *T-s* diagram, terlihat bahwa kurva yang dihasilkan oleh TEG 6220 saat kondisi *testing & comissioning* berbeda dengan *existing*. Luasan area di bawah kurva untuk kondisi *testing & comissioning* lebih besar dari pada kondisi *existing*. Dalam prinsip termodinamika, integrasi dari luasan di bawah mengindikasikan kerja neto yang dihasilkan oleh turbin gas. Hal ini menunjukkan bahwa kerja neto yang dihasilkan oleh TEG 6220 pada kondisi *existing* lebih kecil dari pada *testing & comissioning*.

Pada pembahasan awal disebutkan bahwa salah satu faktor pembeda dari kedua kondisi tersebut adalah nilai *ambient temperature*. *Ambient temperature* untuk kondisi *existing* lebih tinggi dari pada kondisi *testing & comissioning*. Oleh sebab itu, peningkatan *ambient temperature* yang terjadi dapat menyebabkan penurunan kerja neto yang dihasilkan oleh turbin gas.

Dari analisa termodinamika yang telah dilakukan, semua mengacu pada satu pernyataan. Peningkatan *ambient temperature* dapat menyebabkan penurunan unjuk kerja turbin gas. Kasus ini berlaku baik pada TEG 6210 maupun TEG 6220. Pernyataan ini diperkuat dengan data-data yang didapat dari perhitungan serta interpretasi secara grafik melalui *T-s* diagram.

4.4. Pembahasan Grafik TEG 6210

Variasi *ambient temperature* dan *base load* dilakukan untuk memperkuat pernyataan yang didapat dari analisa

termodinamika. Hal ini bertujuan untuk mengetahui seberapa besar perubahan unjuk kerja turbin gas yang disebabkan oleh perubahan nilai *ambient temperature*. Variasi yang dilakukan mengacu pada perancangan penelitian yang ada pada tabel 3.3. Unjuk kerja TEG 6220 akibat perubahan *ambient temperature* ditunjukkan oleh tabel 4.5.

Setiap data yang diperoleh pada tabel 4.5 akan diplot pada grafik. Plot grafik yang dilakukan adalah sebagai berikut:

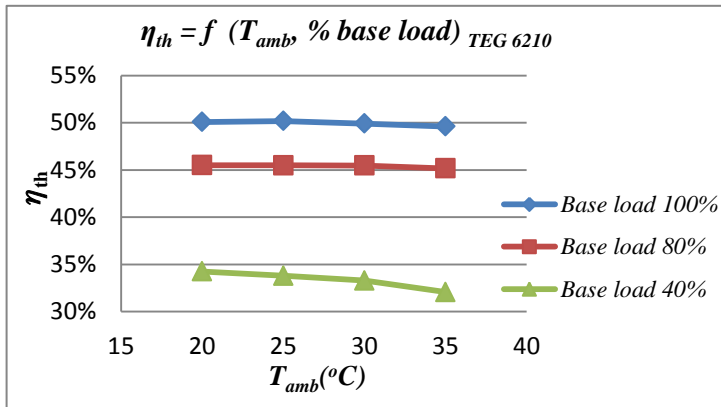
- 1) Grafik $\eta_{th} = f(T_{amb}, \% \text{ base load})$ TEG 6210
- 2) Grafik $P_o = f(T_{amb}, \% \text{ base load})$ TEG 6210
- 3) Grafik $sfc = f(T_{amb}, \% \text{ base load})$ TEG 6210
- 4) Grafik $HR = f(T_{amb}, \% \text{ base load})$ TEG 6210

Tabel 4.5. Hasil Variasi Perhitungan TEG 6210

<i>Base Load</i>	T_{amb}	η_{th}	sfc	P_o	HR
[%]	[°C]	[%]	[kgf/ kW.h]	[kWe]	[kJ /kWe.h]
100	20	50,09	0,41	2.744	17.759
	25	50,19	0,42	2.649	18.407
	30	49,92	0,44	2.535	19.233
	35	49,62	0,46	2.443	19.960
80	20	45,51	0,37	2.253	16.056
	25	45,50	0,38	2.165	16.708
	30	45,38	0,40	2.077	17.414
	35	45,18	0,41	2.021	17.896
40	20	34,24	0,32	1.341	14.077
	25	33,78	0,34	1.261	14.967
	30	33,28	0,37	1.181	15.977
	35	32,06	0,39	1.099	17.176

4.4.1 Variasi *Ambient Temperature* terhadap *Thermal Efficiency* TEG 6210

Grafik pada gambar 4.11 menerangkan tentang pengaruh dari variasi *ambient temperature* terhadap *thermal efficiency*.



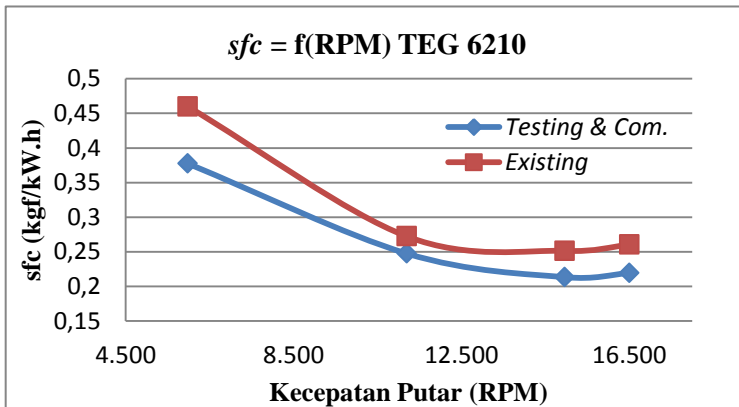
Gambar 4.11. Grafik $\eta_{th} = f(T_{amb}, \% \text{ base load})_{TEG 6210}$

Dari *trendline* di atas, didapatkan hubungan bahwa *ambient temperature* memiliki hubungan yang berbanding lurus dengan *thermal efficiency*. Kenaikan *ambient temperature* menyebabkan penurunan *thermal efficiency* pada ketiga *base load*. *Trendline* grafik di atas menggambarkan bahwa penurunan *thermal efficiency* yang terjadi tidak terlalu signifikan untuk *base load* 100% dan 80%. Penurunan *thermal efficiency* akibat kenaikan *ambient temperature* lebih signifikan untuk *base load* yang rendah.

Berdasarkan kurva unjuk kerja motor diesel, kecepatan putar rotor mempunyai hubungan kuadratik terhadap pemakaian bahan bakar yang dibutuhkan. Peningkatan kecepatan putar rotor menyebabkan penurunan kebutuhan bahan bakar hingga putaran tertentu. Penurunan kebutuhan bahan bakar terjadi hingga rotor mencapai putaran maksimumnya. Ketika rotor dipercepat melewati putaran maksimum, peningkatan kecepatan tersebut

justru meningkatkan kebutuhan bahan bakar. Pada *base load* 100%, tingkat kebutuhan bahan bakar lebih rendah dari pada *base load* 80% atau 40%.

Perbedaan utama antara *base load* 100%, 80%, dan 40% terletak pada kecepatan putar rotor. *Base load* 40% mempunyai kecepatan putar yang terendah, diikuti dengan *base load* 80% dan yang tertinggi adalah *base load* 100%. Hal ini mempunyai pengertian bahwa tingkat kebutuhan bahan bakar yang terendah dimiliki oleh *base load* 100%. *Base load* 40% memiliki tingkat kebutuhan bahan bakar yang tertinggi dibandingkan dengan kedua *base load* lainnya. Gambar di bawah ini menjelaskan mengenai korelasi antara *sfc* dengan putaran yang dimiliki oleh masing-masing *base load*.



Gambar 4.12. Pengaruh RPM terhadap *sfc* untuk TEG 6210

Putaran rotor mempunyai hubungan yang berbanding lurus dengan kerja neto yang dihasilkan. Pada *base load* 100%, kerja neto yang dihasilkan lebih besar namun tingkat kebutuhan bahan bakarnya lebih rendah daripada kedua *base load* lainnya. Kenaikan *ambient temperature* tidak terlalu berpengaruh terhadap kerja neto dan kalor input yang dihasilkan oleh pembakaran bahan bakar. Hal inilah yang menyebabkan penurunan *thermal*

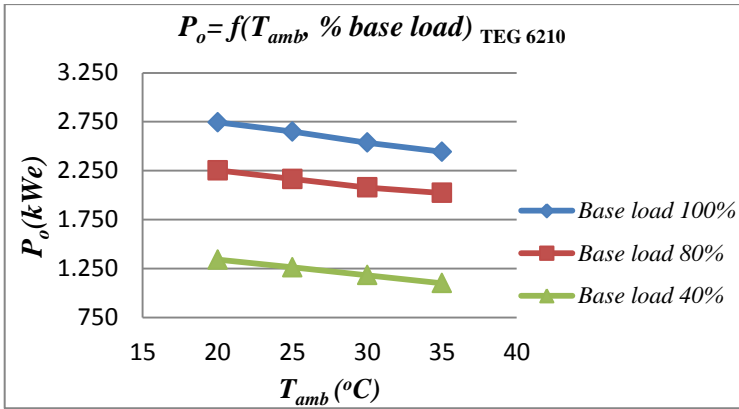
efficiency yang terjadi akibat kenaikan *thermal efficiency* tidak terlalu signifikan pada *base load* dengan putaran tinggi, contohnya pada *base load* 100% dan 80%. Penggambaran kedua hubungan di atas ditunjukkan oleh grafik di bawah ini. Grafik ini adalah grafik tentang pengaruh perubahan kecepatan putar turbin gas terhadap *specific fuel consumption* pada saat *testing & commissioning* dan *existing*.

Hubungan teoritis dari *ambient temperature* dan *thermal efficiency* dapat dijelaskan oleh perumusan 2.3. Dari perumusan tersebut, *ambient temperature* didefinisikan sebagai T_1 . T_1 berbanding lurus dengan kerja kompresor (W_c). Kenaikan nilai T_1 diikuti oleh kenaikan kerja kompresor. Kenaikan kerja kompresor berdampak pada penurunan kerja neto yang dihasilkan oleh sistem turbin gas. Di sisi lain, penurunan kerja neto turbin gas dapat menyebabkan penurunan *thermal efficiency*. Dari hubungan ini dapat ditarik suatu kesimpulan bahwa *ambient temperature* berbanding terbalik dengan *thermal efficiency*. Peningkatan *ambient temperature* menyebabkan penurunan *thermal efficiency* turbin gas.

Thermal efficiency merupakan salah satu parameter unjuk kerja turbin gas yang menunjukkan persentase energi *output* yang dihasilkan dan energi *input* yang dibutuhkan. Penurunan *thermal efficiency* menandakan bahwa turbin gas sudah tidak mampu beroperasi optimal. Hal ini disebabkan karena energi *input* yang dibutuhkan jauh lebih besar dari pada energi *output* yang dihasilkan.

4.4.2. Variasi Ambient Temperature Terhadap Power Output TEG 6210

Grafik di bawah ini menggambarkan tentang pengaruh variasi *ambient temperature* terhadap *power output* sesuai dengan persentase *base load*-nya.



Gambar 4.13. Grafik $P_o = f(T_{amb}, \% \text{ base load})$ TEG 6210

Trendline grafik di atas menggambarkan bahwa *ambient temperature* mempunyai hubungan yang berbanding terbalik dengan *power output*. Pada persentase *base load* yang sama, peningkatan *ambient temperature* menyebabkan penurunan *power output* yang dihasilkan oleh turbin gas. *Trendline* yang memiliki nilai *power output* yang paling tinggi adalah pada *base load* 100%. *Trendline* yang paling rendah dimiliki oleh *base load* 40%.

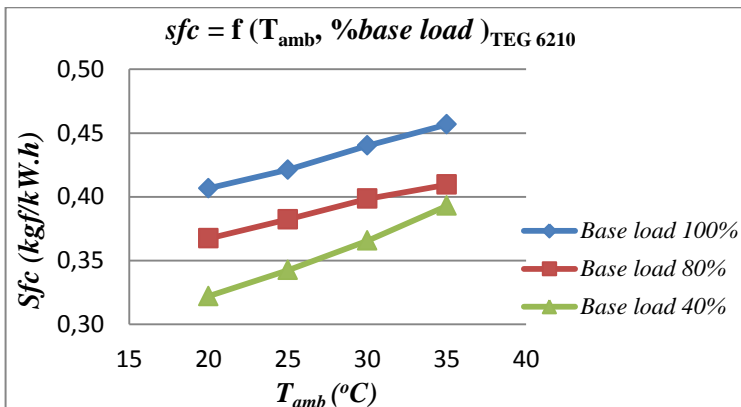
Hubungan teoritis dari *ambient temperature* dan *power output* dapat dijelaskan dengan menggunakan perumusan 2.30. Berdasarkan perumusan, *power output* merupakan perkalian antara laju alir *flue gas* di sisi *exhaust*, kerja neto turbin gas, dan efisiensi generator. Hubungan yang didapat adalah kerja neto mempunyai hubungan yang berbanding lurus dengan *power output* turbin gas. Penurunan kerja neto yang disebabkan oleh kenaikan *ambient temperature* menyebabkan penurunan di sisi *power output* turbin gas. *Trendline* grafik yang dihasilkan pada gambar 4.13 sudah sesuai dengan hubungan teoritis yang didapat.

Power output merupakan parameter unjuk kerja utama. *Power output* merupakan indikasi dari kemampuan yang dimiliki turbin gas dalam menghasilkan daya listrik. Penurunan *power output* yang terjadi akibat kenaikan *ambient temperature* memberi

informasi bahwa turbin gas sudah tidak mampu lagi beroperasi secara optimal.

4.4.3. Variasi *Ambient Temperature* Terhadap *sfc* TEG 6210

Gambar 4.14 menerangkan tentang pengaruh dari variasi *ambient temperature* terhadap *specific fuel consumption* sesuai dengan persentase *base load*-nya.



Gambar 4.14. Grafik $sfc = f(T_{amb}, \% base\ load)$ TEG 6210.

Berdasarkan ketiga *trendline* di atas ditunjukkan bahwa *ambient temperature* mempunyai hubungan yang berbanding lurus dengan *specific fuel consumption*. Pada persentase *base load* yang sama, kenaikan *ambient temperature* diiringi dengan kenaikan *specific fuel consumption*. Pada *base load* 40%, nilai *specific fuel consumption* dengan *ambient temperature* sebesar 20°C adalah 0,32 kg_f/kWh. Pada *ambient temperature* 30°C, nilai *specific fuel consumption*-nya adalah 0,37 kg_f/kWh. *Trendline* yang memiliki nilai *specific fuel consumption* yang paling tinggi adalah pada *base load* 100% dan *trendline* yang memiliki nilai paling rendah adalah pada *base load* 40%.

Hubungan teoritis antara *specific fuel consumption* dan *ambient temperature* dapat diterangkan dari perumusan 2.28. Berdasarkan perumusan tersebut, *specific fuel consumption*

mempunyai hubungan yang berbanding terbalik dengan *power output* turbin gas. Dari pembahasan grafik sebelumnya, didapatkan informasi bahwa semakin tinggi *ambient temperature*, maka kerja neto turbin gas akan meningkat pula.

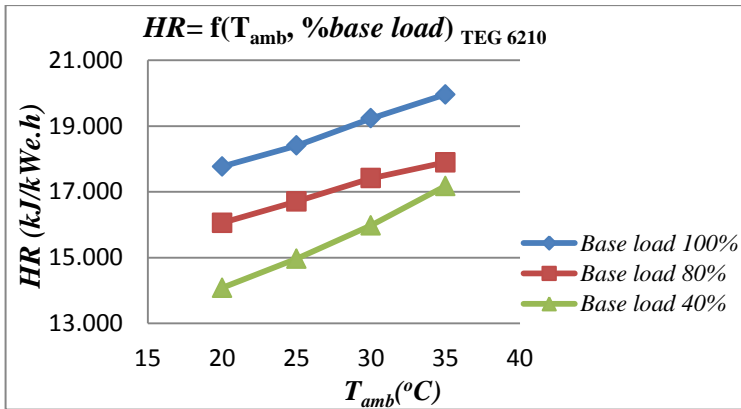
Kerja neto turbin gas merupakan selisih dari kerja turbin aksial dan kompresor aksial, peningkatan kerja kompresor akan menyebabkan penurunan kerja neto turbin gas. Oleh sebab itu, *ambient temperature* mempunyai hubungan yang berbanding terbalik dengan *specific fuel consumption*. Hubungan yang diperoleh dari perumusan di atas sudah sesuai dengan *trendline* grafik yang dihasilkan pada gambar 4.15

Specific fuel consumption adalah salah satu dari parameter yang harus dilihat ketika turbin gas sedang dilakukan tes unjuk kerja. *Specific fuel consumption* menyatakan banyaknya kilogram bahan bakar yang dibutuhkan tiap satuan daya yang dihasilkan oleh turbin gas. Idealnya, diinginkan nilai *heat rate* yang minimal untuk dapat menghasilkan daya yang maksimal.

Pemakaian bahan bakar menjadi semakin boros akibat nilai *specific fuel consumption* yang meningkat. Perubahan *ambient temperature* dapat berdampak pada perubahan *specific fuel consumption*. *Ambient temperature* yang meningkat dapat menyebabkan peningkatan *specific fuel consumption*. Oleh sebab itu, *ambient temperature* merupakan faktor yang penting untuk diperhatikan dalam mekanisme turbin gas.

4.4.4 . Variasi Ambient Temperature Terhadap Heat Rate TEG 6210

Gambar 4.15 menerangkan tentang pengaruh dari variasi *ambient temperature* terhadap *heat rate* sesuai dengan persentase *base load*-nya.



Gambar 4.15. Heat Rate = $f(T_{amb}, \% \text{ base load})$ untuk TEG 6210

Trendline grafik menunjukkan bahwa *ambient temperature* mempunyai hubungan yang berbanding lurus dengan *heat rate*. Pada persentase *base load* yang sama, semakin tinggi *ambient temperature*, semakin besar *heat rate* yang dibutuhkan oleh turbin gas. *Trendline* yang memiliki nilai *heat rate* yang paling tinggi adalah pada *base load* 100%. *Base load* dengan nilai *heat rate* paling rendah dimiliki oleh *base load* 40%. Nilai *heat rate* untuk *ambient temperature* 20°C dan *base load* 40% adalah 14.077,76 kJ/kWe.h. Pada *ambient temperature* 30°C, nilai *heat rate*-nya adalah 15.977,11 kJ/kWe.h.

Hubungan teoritis dari *ambient temperature* dan *heat rate* dijelaskan melalui perumusan 2.31. Berdasarkan perumusan tersebut, *heat rate* merupakan perbandingan antara laju massa bahan bakar dan *lower heating value* bahan bakar dengan *power output* yang dihasilkan oleh turbin gas. *Power output* merupakan perkalian dari laju alir massa bahan bakar, kerja neto turbin gas, dan efisiensi generator. Dari ketiga hubungan tersebut dapat diambil kesimpulan bahwa *heat rate* berbanding lurus dengan *power output* dan kerja neto turbin gas.

Pada pembahasan grafik sebelumnya, didapatkan bahwa *ambient temperature* berbanding terbalik dengan kerja neto turbin

gas dan *power output* turbin gas. Kenaikan *ambient temperature* menyebabkan penurunan *power output* dan kerja neto turbin gas. Sebagai konsekuensi, *heat rate* yang dibutuhkan pun akan semakin meningkat. Kesimpulan dari korelasi ini adalah *ambient temperature* berbanding lurus dengan *heat rate*. Peningkatan nilai *ambient temperature* menyebabkan nilai *heat rate* yang dibutuhkan turbin gas menjadi meningkat. Hubungan yang didapat dari perumusan teoritis ini telah sesuai dengan *trendline* grafik pada gambar 4.14.

Heat rate menyatakan besarnya energi kalor yang dibutuhkan untuk menghasilkan listrik tiap 1 kWe.h. Uji *heat rate* berguna untuk menghitung biaya operasional selama turbin gas beroperasi. Nilai *heat rate* ini berkaitan erat dengan *specific fuel consumption*. Nilai *heat rate* yang meningkat mengindikasikan kebutuhan energi kalor yang semakin besar untuk menghasilkan daya yang sama. *Heat rate* diinginkan seminimal mungkin untuk Idealnya, diinginkan nilai *heat rate* yang minimal untuk dapat menghasilkan daya yang maksimal.

Energi kalor turbin gas berasal dari energi yang dihasilkan dari pembakaran bahan bakar. Peningkatan energi kalor mempunyai arti bahwa bahan bakar yang dibutuhkan untuk menghasilkan daya listrik yang sama akan semakin besar. Biaya yang dikeluarkan untuk memasok bahan bakar akan semakin meningkat pula. Oleh karena itu, *ambient temperature* merupakan faktor yang penting karena dapat menyebabkan perubahan nilai *heat rate* suatu sistem turbin gas.

4.5. Pembahasan Grafik Hasil Perhitungan TEG 6220

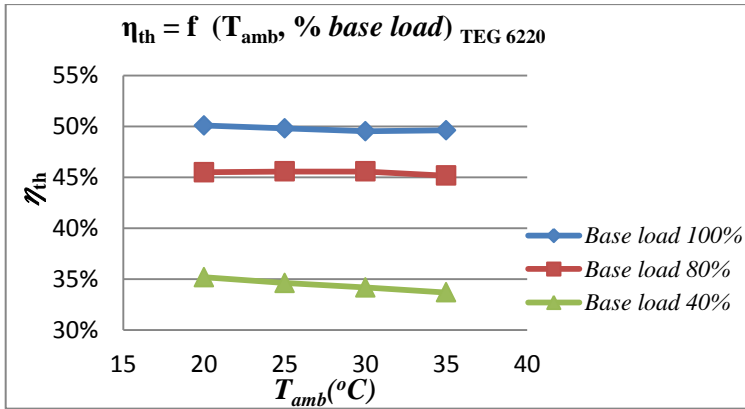
Pada bab 4.4, telah dibahas mengenai hasil perhitungan unjuk kerja turbin gas TEG 6220 serta grafik yang dihasilkan. Bab 4.5 ini membahas tentang hasil perhitungan dan grafik unjuk kerja untuk TEG 6220. Nilai yang didapat pada tabel dibawah ini didapatkan dari perhitungan yang sama dengan perhitungan untuk TEG 6210.

Tabel 4.11. Hasil Perhitungan Unjuk Kerja TEG 6220

<i>Base Load</i>	T_{amb}	η_{th}	P_o	sfc	HR
[%]	[°C]	[%]	[kW _e]	[kgf/ kW.h]	[kJ /kW _e .h]
100	20	50	2.682	0,42	18.181
	25	49,8	2.592	0,43	18.822
	30	49,5	2.481	0,45	19.660
	35	49,6	2.388	0,47	20.421
80	20	45,5	2.202	0,38	16.429
	25	45,5	2.163	0,38	16.729
	30	45,1	1.976	0,40	18.311
	35	45	1.347	0,42	14.061
40	20	35,2	1.347	0,32	14.719
	25	34,6	1.282	0,34	15.570
	30	34,1	1.206	0,37	15.660
	35	33,7	1.126	0,38	16.730

4.5.1 Variasi *Ambient Temperature* terhadap *Thermal Efficiency* TEG 6220

Grafik di bawah ini menerangkan tentang pengaruh dari variasi *ambient temperature* terhadap *thermal efficiency* sesuai dengan persentase *base load*-nya.



Gambar 4.16. Grafik $\eta_{th} = f(T_{amb}, \% \text{ base load})$ TEG 6220

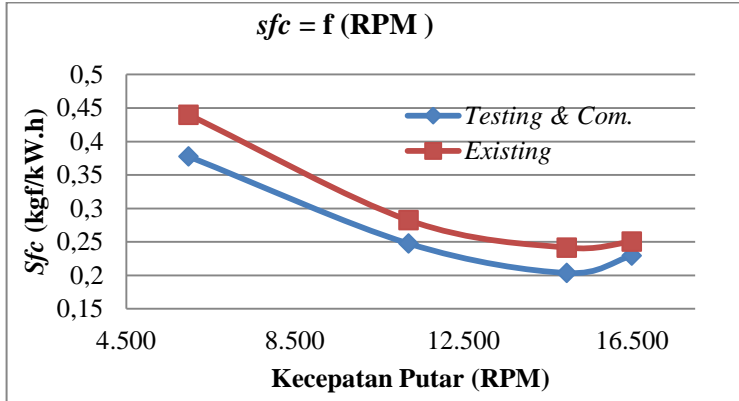
Berdasarkan *trendline* grafik di atas, diketahui bahwa semakin tinggi *ambient temperature*, semakin rendah nilai *thermal efficiency* yang dihasilkan. Contohnya, pada *base load* 40%. *Thermal efficiency* pada *ambient temperature* sebesar 20°C adalah 35,19%, sedangkan *thermal efficiency* pada *ambient temperature* sebesar 25°C adalah 34,62%. Penurunan *thermal efficiency* yang terjadi akibat meningkatnya *ambient temperature* lebih signifikan untuk *base load* 40%. Pada *base load* 100% dan 80%, penurunannya tidak begitu signifikan.

Kecepatan putar rotor mempunyai hubungan kuadratik terhadap pemakaian bahan bakar yang dibutuhkan. Peningkatan kecepatan putar rotor menyebabkan penurunan kebutuhan bahan bakar hingga putaran tertentu. Penurunan kebutuhan bahan bakar terjadi hingga rotor mencapai putaran maksimumnya. Ketika rotor dipercepat melewati putaran maksimum, peningkatan kecepatan tersebut justru meningkatkan kebutuhan bahan bakar. Pada *base load* 100%, tingkat kebutuhan bahan bakar lebih rendah dari pada *base load* 80% atau 40%.

Perbedaan utama antara *base load* 100%, 80%, dan 40% terletak pada kecepatan putar rotor. *Base load* 40% mempunyai kecepatan putar yang terendah, diikuti dengan *base load* 80% dan

yang tertinggi adalah *base load* 100%. Hal ini mempunyai pengertian bahwa tingkat kebutuhan bahan bakar yang terendah dimiliki oleh *base load* 100%. *Base load* 40% memiliki tingkat kebutuhan bahan bakar yang tertinggi dibandingkan dengan kedua *base load* lainnya.

Putaran rotor mempunyai hubungan yang berbanding lurus dengan kerja neto yang dihasilkan. Pada *base load* 100%, kerja neto yang dihasilkan lebih besar namun tingkat kebutuhan bahan bakarnya lebih rendah daripada kedua *base load* lainnya. Kenaikan *ambient temperature* tidak terlalu berpengaruh terhadap kerja neto dan kalor *input* yang dihasilkan oleh pembakaran bahan bakar. Hal inilah yang menyebabkan penurunan *thermal efficiency* yang terjadi akibat kenaikan *thermal efficiency* tidak terlalu signifikan pada *base load* dengan putaran tinggi, contohnya pada *base load* 100% dan 80%. Korelasi antara *sfc* dan kecepatan putar tiap *base load* ditunjukkan pada gambar di bawah ini.



Gambar 4.17. Pengaruh Kecepatan Putar Terhadap *sfc* TEG 6220

Hubungan teoritis dari *ambient temperature* dan *thermal efficiency* dapat dijelaskan oleh perumusan 2.3. Dari perumusan tersebut, *ambient temperature* didefinisikan sebagai T_1 . T_1

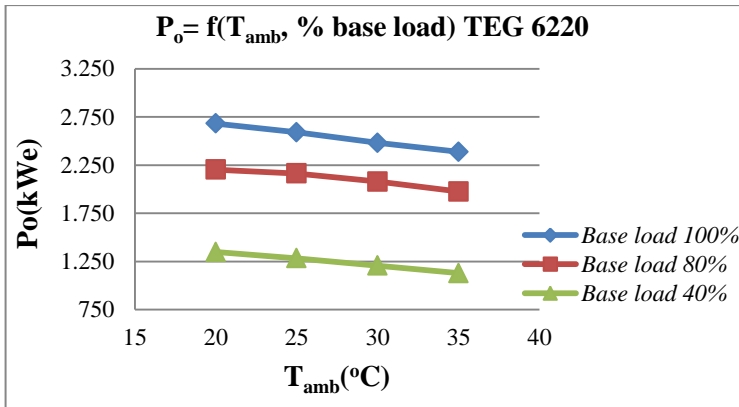
berbanding lurus dengan kerja kompresor (W_c). Semakin tinggi *ambient temperature*, maka kerja kompresor akan semakin besar. Apabila kerja kompresor aksial semakin besar, kerja neto yang dihasilkan oleh turbin gas akan semakin kecil. Di lain sisi, kerja neto turbin gas mempunyai hubungan yang berbanding terbalik dengan penurunan kerja neto turbin gas akan menyebabkan penurunan *thermal efficiency*. Sehingga, dapat ditarik suatu kesimpulan bahwa *ambient temperature* berbanding terbalik dengan *thermal efficiency*. Semakin besar *ambient temperature*, semakin kecil *thermal efficiency* yang dihasilkan.

Thermal efficiency merupakan salah satu parameter unjuk kerja turbin gas yang menunjukkan persentase energi *output* yang dihasilkan dan energi *input* yang dibutuhkan. Penurunan nilai *thermal efficiency* menandakan bahwa turbin gas sudah tidak mampu beroperasi optimal. Hal ini disebabkan karena energi *input* yang dihasilkan jauh lebih besar dari pada energi *output* yang dibutuhkan. Kenaikan *ambient temperature* dapat menyebabkan penurunan nilai *thermal efficiency* turbin gas.

Power output merupakan parameter unjuk kerja utama. *Power output* merupakan indikasi dari kemampuan yang dimiliki turbin gas dalam menghasilkan daya listrik. Penurunan *power output* yang terjadi akibat kenaikan *ambient temperature* memberi informasi bahwa turbin gas sudah tidak mampu lagi beroperasi secara optimal.

4.5.2. Variasi *Ambient Temperature* terhadap *Power Output* TEG 6210

Gambar 4.18. di bawah ini menerangkan tentang pengaruh dari variasi *ambient temperature* terhadap *power output* sesuai dengan persentase *base load*-nya.



Gambar 4.18. $P_o = f(T_{amb}, \% \text{ base load})$ TEG 6220

Berdasarkan *trendline* grafik di atas, *ambient temperature* mempunyai hubungan yang berbanding terbalik dengan *power output*. Pada persentase *base load* yang sama, semakin tinggi *ambient temperature*, semakin rendah *power output* yang dihasilkan oleh turbin gas. Contohnya, untuk *base load* 40%, *power output* pada *ambient temperature* sebesar 20°C adalah 1.346,87 kW_e. Ketika *ambient temperature* naik menjadi 30°C, nilai *power output* -nya menurun menjadi 1.282,66 kW_e. Dari ketiga *trendline* di atas, *trendline* yang memiliki nilai *power output* yang paling tinggi adalah pada *base load* 100%. Dan yang paling rendah ada pada *base load* 40%.

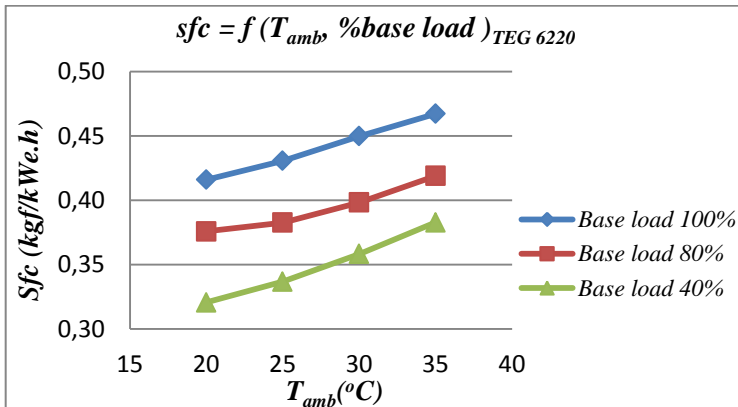
Hubungan teoritis dari *ambient temperature* dan *power output* dapat dijelaskan dengan menggunakan perumusan 2.30. Berdasarkan perumusan, *power output* merupakan perkalian antara laju alir *flue gas* di sisi *exhaust*, kerja neto turbin gas, dan efisiensi generator. Dari hubungan tersebut, kerja neto turbin gas mempunyai hubungan yang berbanding lurus dengan *power output* turbin gas.

Pada pembahasan sebelumnya, diketahui bahwa *ambient temperature* mempunyai hubungan yang berbanding terbalik dengan kerja neto turbin gas. Kenaikan nilai *ambient temperature*

menyebabkan penurunan kerja neto turbin gas. Dari uraian tersebut dapat diperoleh suatu kesimpulan. *Ambient temperature* mempunyai hubungan yang berbanding terbalik dengan *power output*. Artinya, kenaikan *ambient temperature* diiringi dengan penurunan *power output* turbin gas. Hubungan yang diperoleh dari perumusan di atas sudah sesuai dengan *trendline* grafik yang dihasilkan

4.5.3. Variasi *Ambient Temperature* Terhadap *sfc* TEG 6220

Gambar 4.19 di bawah ini menerangkan tentang pengaruh dari variasi *ambient temperature* terhadap *specific fuel consumption* sesuai dengan persentase *base load*-nya.



Gambar 4.19. Grafik $sfc = f(T_{amb}, \%base\ load)$ TEG 6210

Berdasarkan ketiga *trendline* ditunjukkan bahwa *ambient temperature* mempunyai hubungan yang berbanding lurus dengan *specific fuel consumption*. Peningkatan *ambient temperature* akan diiringi oleh peningkatan nilai *specific fuel consumption*. *Trendline* yang memiliki nilai *specific fuel consumption* yang paling tinggi adalah pada *base load* 100% dan *trendline* yang memiliki nilai paling rendah adalah pada *base load* 40%.

Hubungan teoritis antara *specific fuel consumption* dan *ambient temperature* dapat diterangkan dari perumusan 2.28.

Berdasarkan perumusan tersebut, *specific fuel consumption* mempunyai hubungan yang berbanding terbalik dengan *power output* turbin gas. Dari pembahasan grafik sebelumnya, didapatkan informasi bahwa semakin tinggi *ambient temperature*, maka kerja neto turbin gas akan meningkat pula.

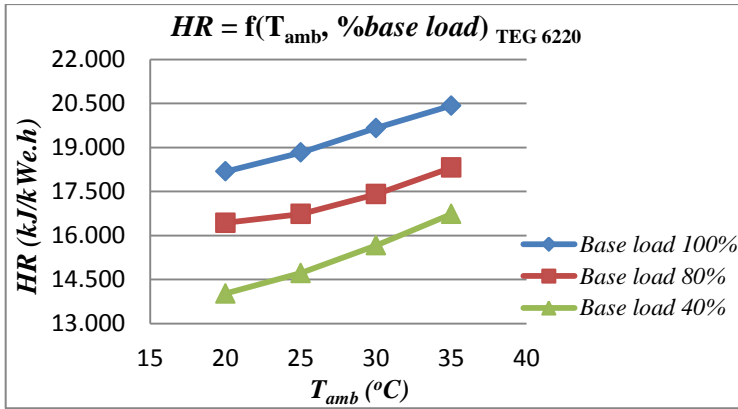
Kerja neto turbin gas merupakan selisih dari kerja turbin aksial dan kompresor aksial, peningkatan kerja kompresor akan menyebabkan penurunan kerja neto turbin gas. Oleh sebab itu, *ambient temperature* mempunyai hubungan yang berbanding terbalik dengan *specific fuel consumption*. Hubungan yang diperoleh dari perumusan di atas sudah sesuai dengan *trendline* grafik yang dihasilkan pada gambar 4.15

Specific fuel consumption adalah salah satu dari parameter yang harus dilihat ketika turbin gas sedang dilakukan tes unjuk kerja. *Specific fuel consumption* menyatakan banyaknya kilogram bahan bakar yang dibutuhkan tiap satuan daya yang dihasilkan oleh turbin gas. Idealnya, pemakaian bahan bakar yang digunakan harus seminimal mungkin untuk dapat menghasilkan daya yang maksimal.

Ambient temperature merupakan faktor yang penting untuk diperhatikan. Hal ini disebabkan karena perubahan *ambient temperature* dapat berdampak pada perubahan *specific fuel consumption*. *Ambient temperature* yang semakin tinggi dapat menyebabkan peningkatan konsumsi bahan bakar yang dibutuhkan oleh turbin gas.

4.5.4. Variasi Ambient Temperature Terhadap Heat Rate TEG 6220

Gambar 4.20 di bawah ini menerangkan tentang pengaruh dari variasi *ambient temperature* terhadap *heat rate* sesuai dengan persentase *base load*-nya.



Gambar 4.20. Heat Rate = $f(T_{amb}, \%base\ load)$ TEG 6220

Trendline grafik di atas menunjukkan bahwa *ambient temperature* mempunyai hubungan yang berbanding lurus dengan *heat rate*. Pada persentase *base load* yang sama, semakin tinggi *ambient temperature*, semakin besar *heat rate* yang dibutuhkan oleh turbin gas. Trendline yang memiliki nilai *heat rate* yang paling tinggi adalah pada *base load* 100%. Trendline dengan nilai *heat rate* paling rendah dimiliki oleh *base load* 40%.

Hubungan teoritis dari *ambient temperature* dan *heat rate* dijelaskan melalui perumusan 2.31. Berdasarkan perumusan tersebut, *heat rate* merupakan perbandingan antara laju massa bahan bakar dan *lower heating value* bahan bakar dengan *power output* yang dihasilkan oleh turbin gas. Sementara, *power output* merupakan perkalian dari laju alir massa bahan bakar, kerja neto turbin gas, dan efisiensi generator. Artinya, *heat rate* berbanding lurus dengan *power output* dan kerja neto turbin gas.

Dari pembahasan grafik sebelumnya, didapatkan hubungan bahwa *ambient temperature* berbanding terbalik dengan kerja neto turbin gas dan *power output* turbin gas. Kenaikan *ambient temperature* menyebabkan penurunan *power output* dan kerja neto turbin gas. Akibatnya, *heat rate* yang dibutuhkan akan menjadi semakin besar. Dari uraian di atas, dapat disimpulkan bahwa *ambient temperature* berbanding lurus

dengan *heat rate*. Semakin tinggi *ambient temperature*, maka *heat rate* yang dibutuhkan akan semakin besar. Uraian ini telah sesuai dengan fenomena grafik di atas.

Heat rate menyatakan besarnya energi kalor yang dibutuhkan untuk menghasilkan listrik tiap 1 kWe.h. Uji *heat rate* berguna untuk menghitung biaya operasional selama turbin gas beroperasi. Nilai *heat rate* ini berkaitan erat dengan *specific fuel consumption*. Apabila nilai *heat rate*-nya tinggi, maka energi kalor yang dibutuhkan untuk menghasilkan daya menjadi semakin besar. Idealnya, diinginkan nilai *heat rate* yang minimal untuk dapat menghasilkan daya yang maksimal.

Energi kalor turbin gas berasal dari energi yang dihasilkan dari pembakaran bahan bakar. Peningkatan energi kalor mempunyai arti bahwa bahan bakar yang dibutuhkan untuk menghasilkan daya listrik yang sama akan semakin besar. Biaya yang dikeluarkan untuk memasok bahan bakar akan semakin meningkat pula. Oleh karena itu, *ambient temperature* merupakan faktor yang penting karena dapat menyebabkan perubahan nilai *heat rate* suatu sistem turbin gas.

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB 5 PENUTUP

5.1. Kesimpulan

Kesimpulan di bawah ini diperoleh berdasarkan analisa termodinamika unjuk kerja TEG 6210 dan TEG 6220 pada kondisi *testing & commissioning* dan *existing*. Kesimpulan yang didapatkan adalah sebagai berikut:

1. Persentase penurunan *thermal efficiency*, *power output*, *specific fuel consumption* dan *heat rate* yang terjadi dari kondisi *testing & commissioning* ke kondisi *existing* dari TEG 6210 secara berturut-turut adalah 11,76%; 20,96 %; 15,7%; dan 19,77%. Persentase penurunan keempat parameter di atas untuk TEG 6220, secara berturut-turut adalah 11,54%; 21,59%; 11,11%; dan 20,51%.
2. Unjuk kerja *existing* (meliputi *thermal efficiency*, *power output*, *specific fuel consumption*, dan *heat rate*)
 - a. Untuk TEG 6210 pada kondisi *base load* 100% berturut-turut adalah 45%; 2.019, 89 kW_e; 0,19 kg_f/kW_e.h; dan 24.145, kJ/kW_e.h.
 - b. Untuk TEG 6220 pada kondisi *base load* 100% berturut-turut adalah 46%; 2.001,1 kW_e; 0,18 kg_f/kW_e.h; dan 24.371,7, kJ/kW_e.h.
3. Hubungan antara kenaikan *ambient temperature* dengan keempat parameter unjuk kerja turbin gas adalah sebagai berikut:
 - a. *ambient temperature* mempunyai hubungan yang berbanding terbalik terhadap *thermal efficiency* dan *power output*. Peningkatan nilai *ambient temperature* menyebabkan penurunan nilai *thermal efficiency* dan *power output* yang dihasilkan oleh turbin gas.
 - b. *ambient temperature* mempunyai hubungan yang berbanding lurus terhadap *specific fuel consumption* dan *heat rate*. Peningkatan nilai *ambient temperature*

menyebabkan peningkatan *specific fuel consumption* dan *heat rate* yang dibutuhkan oleh turbin gas.

5.2. Saran

Saran yang diberikan oleh penulis untuk penelitian tugas akhir ini adalah sebagai berikut:

1. Laju alir massa udara *discharge* kompresor yang dicerat untuk proses *cooling* dan *sealing* hendaknya turut diperhitungkan. Ketidak tersediaan alat ukur di lapangan menyebabkan perhitungan menjadi sedikit rumit. Penulis berharap bahwa akan ada penelitian lebih lanjut tentang unjuk kerja turbin gas yang turut mengikutsertakan pembagian laju massa udara yang digunakan untuk *cooling* dan *sealing*.
2. *Ambient temperature* udara *inlet* merupakan salah faktor yang menentukan unjuk kerja turbin gas. Oleh sebab itu, perlu dilakukan *treatment* khusus untuk memperbaiki kualitas dari udara *inlet*. Kualitas udara *inlet* dapat diperbaiki dengan cara menambah peralatan seperti air inlet cooling yang dipasing di *air inlet assembly*.
3. Pembakaran pada kondisi aktual/lapangan tidak terjadi secara *stoichiometri* seperti yang dilakukan pada penelitian ini. Hal ini dikarenakan minimnya data yang menyebutkan persentase dari tiap komponen *flue gas*. Penulis berharap bahwa penelitian yang selanjutnya dapat mengikutsertakan komponen hasil pembakaran tidak sempurna seperti CO, NO_x, dan lain-lain.

DAFTAR PUSTAKA

- ASME,. “Performance Test Code on Gas Turbines”. **Errata to ASME PTC 22**, 1997.
- Boland, O., 2010. **Thermal Power Generation**. Amsterdam: Elsevier Academic Press.
- Burn, K., Kurz, R., 2000. “Degradation in Gas Turbine Systems”. **Journal of Associated of Mechanical Engineering**.
- Cohen, H., Rogers, dan G.F.C., Savaranamutto, H.I.H., 1972. **Gas Turbine Theory**. Essex: Longman House.
- Dixon, S.L., 1978. **Fluids Mechanics, Thermodynamics of Turbomachinery Fourth Edition**. Liverpool: Reed Educational and Professional Publishing Ltd.
- Djojodihardjo, H., 1994. **Dasar-Dasar Termodinamika Teknik**. Jakarta: Gramedia Pustaka Utama.
- Farouq, N., Hayat, Q, Sheng, L., January 2013. “Effect of Ambient Temperature on the Performance of Gas Turbines Power Plant”. **International Journal Computer and Science International** Vol.10, Issue 1, No.3.
- Ibrahim, T., Rahman, M., 2010. “Effect of Operation Conditions on Performance of A Gas Turbine Power Plant”. **2nd National Conference in Mechanical Engineering Research and Postgraduate Studies** , pp. 135-134, ISBN: 978-967-0120-04-1.
- Knodle, M.S., 1998. **Centaur 40, Centaur 50, and Taurus 50 Gas Turbine Product Technology Update**. California: Cat and Catterpillar Inc
- Kurz, R., 2005. “Gas Turbine Performance”. **Proceeding of The Thirty-Fourth Turbomachinery Symposiums 2005**. California: San Diego
- Moran, M.J., Saphiro, H.N., 2006. **Fundamental Engineering of Thermodynamics Fifth Edition**. Sussex: John Willey & Sons Inc.

- Pudjanarsa, A., Nursuhud, Dj. 2008. **Mesin Konversi Energi**.
Jogjakarta : CV Andi Offset
- Sa, A.D., Zubaidy, S.A., “Gas Turbine Performance at Varying
Ambient Temperature”. **Applied Thermal
Engineering** 31 (2011) 2735-2739.
- Solar Technical Training, 1998. **CENTAUR 40 Gas Turbine
Generator Set Serial Numbers TEG 6210 and TEG
6220 for Tambora-Tunu Phase Project ,Total E&P
Indonesie** . California: Cat and Catterpillar Inc.
- Systran, Fundamental of Gas Turbine Centaur 40 Generator Set
for Windows 2.0, 1998

RIWAYAT PENULIS



Alfina Widyastuti, terlahir di Tulungagung pada 4 Maret 1992 melalui pasangan Drs. Aries Yuwono, M.Pd dan Dra. Sri Wahyuni. Penulis merupakan anak pertama dari dua bersaudara. Riwayat pendidikan penulis dimulai di TK Batik Tulungagung, SD Negeri Kampung Dalem 1 Tulungagung, SMP Negeri 1 Tulungagung, dan kemudian di SMA Negeri 1 Kedungwaru Tulungagung. Pada tahun 2010, penulis meneruskan pendidikan ke tingkat yang

lebih tinggi dan berhasil menjadi mahasiswa Jurusan Teknik Mesin ITS melalui jalur PMDK khusus. Penulis mengambil bidang keahlian Konversi Energi khususnya termodinamika teknik dan mesin-mesin fluida. Saat ini, penulis menjadi anggota aktif dari laboratorium Mekanika dan Mesin-Mesin Fluida

Selama perkuliahan, penulis aktif menjadi Asisten Dosen pada beberapa mata kuliah, khususnya Termodinamika Teknik, dimana penulis menjadi asisten selama enam semester berturut-turut. Dalam bidang organisasi, penulis dipercaya menjadi Staf Ahli Pembukuan dan Kabiرو Keuangan dan Pembukuan selama menjabat sebagai pengurus Himpunan Mahasiswa Mesin tahun jabatan 2011-2012 dan 2012-2013. Apabila terdapat pertanyaan lebih lanjut, silahkan menghubungi penulis melalui *e-mail* dengan alamat alfinawidyas@gmail.com

LAMPIRAN

Lampiran 1. Tabel Sifat Kritis dan Berat Molekul Zat Terpilih (Saphiro, 2004)

Substance	Chemical Formula	M (kg/kmol)	T_c (K)	p_c (bar)	$Z_c = \frac{p_c v_c}{RT_c}$
Acetylene	C ₂ H ₂	26.04	309	62.8	0.274
Air (equivalent)	—	28.97	133	37.7	0.284
Ammonia	NH ₃	17.03	406	112.8	0.242
Argon	Ar	39.94	151	48.6	0.290
Benzene	C ₆ H ₆	78.11	563	49.3	0.274
Butane	C ₄ H ₁₀	58.12	425	38.0	0.274
Carbon	C	12.01	—	—	—
Carbon dioxide	CO ₂	44.01	304	73.9	0.276
Carbon monoxide	CO	28.01	133	35.0	0.294
Copper	Cu	63.54	—	—	—
Ethane	C ₂ H ₆	30.07	305	48.8	0.285
Ethyl alcohol	C ₂ H ₅ OH	46.07	516	63.8	0.249
Ethylene	C ₂ H ₄	28.05	283	51.2	0.270
Helium	He	4.003	5.2	2.3	0.300
Hydrogen	H ₂	2.016	33.2	13.0	0.304
Methane	CH ₄	16.04	191	46.4	0.290
Methyl alcohol	CH ₃ OH	32.04	513	79.5	0.220
Nitrogen	N ₂	28.01	126	33.9	0.291
Octane	C ₈ H ₁₈	114.22	569	24.9	0.258
Oxygen	O ₂	32.00	154	50.5	0.290
Propane	C ₃ H ₈	44.09	370	42.7	0.276
Propylene	C ₃ H ₆	42.08	365	46.2	0.276
Refrigerant 12	CCl ₂ F ₂	120.92	385	41.2	0.278
Refrigerant 22	CHClF ₂	86.48	369	49.8	0.267
Refrigerant 134a	CF ₃ CH ₂ F	102.03	374	40.7	0.260
Sulfur dioxide	SO ₂	64.06	431	78.7	0.268
Water	H ₂ O	18.02	647.3	220.9	0.233

Lampiran 2. Tabel Sifat Gas Ideal dari Udara (Saphiro, 2004)

T(K), h and u(kJ/kg), s° (kJ/kg · K)											
T	h	u	s°	when Δs = 0 ^l		T	h	u	s°	when Δs = 0	
				p _r	v _r					p _r	v _r
200	199.97	142.56	1.29559	0.3363	1707.	450	451.80	322.62	2.11161	5.775	223.6
210	209.97	149.69	1.34444	0.3987	1512.	460	462.02	329.97	2.13407	6.245	211.4
220	219.97	156.82	1.39105	0.4690	1346.	470	472.24	337.32	2.15604	6.742	200.1
230	230.02	164.00	1.43557	0.5477	1205.	480	482.49	344.70	2.17760	7.268	189.5
240	240.02	171.13	1.47824	0.6355	1084.	490	492.74	352.08	2.19876	7.824	179.7
250	250.05	178.28	1.51917	0.7329	979.	500	503.02	359.49	2.21952	8.411	170.6
260	260.09	185.45	1.55848	0.8405	887.8	510	513.32	366.92	2.23993	9.031	162.1
270	270.11	192.60	1.59634	0.9590	808.0	520	523.63	374.36	2.25997	9.684	154.1
280	280.13	199.75	1.63279	1.0889	738.0	530	533.98	381.84	2.27967	10.37	146.7
285	285.14	203.33	1.65055	1.1584	706.1	540	544.35	389.34	2.29906	11.10	139.7
290	290.16	206.91	1.66802	1.2311	676.1	550	554.74	396.86	2.31809	11.86	133.1
295	295.17	210.49	1.68515	1.3068	647.9	560	565.17	404.42	2.33685	12.66	127.0
300	300.19	214.07	1.70203	1.3860	621.2	570	575.59	411.97	2.35531	13.50	121.2
305	305.22	217.67	1.71865	1.4686	596.0	580	586.04	419.55	2.37348	14.38	115.7
310	310.24	221.25	1.73498	1.5546	572.3	590	596.52	427.15	2.39140	15.31	110.6
315	315.27	224.85	1.75106	1.6442	549.8	600	607.02	434.78	2.40902	16.28	105.8
320	320.29	228.42	1.76690	1.7375	528.6	610	617.53	442.42	2.42644	17.30	101.2
325	325.31	232.02	1.78249	1.8345	508.4	620	628.07	450.09	2.44356	18.36	96.92
330	330.34	235.61	1.79783	1.9352	489.4	630	638.63	457.78	2.46048	19.44	92.84
340	340.42	242.82	1.82790	2.149	454.1	640	649.22	465.50	2.47716	20.64	88.99
350	350.49	250.02	1.85708	2.379	422.2	650	659.84	473.25	2.49364	21.86	85.34
360	360.58	257.24	1.88543	2.626	393.4	660	670.47	481.01	2.50985	23.13	81.89
370	370.67	264.46	1.91313	2.892	367.2	670	681.14	488.81	2.52589	24.46	78.61
380	380.77	271.69	1.94001	3.176	343.4	680	691.82	496.62	2.54175	25.85	75.50
390	390.88	278.93	1.96633	3.481	321.5	690	702.52	504.45	2.55731	27.29	72.56
400	400.98	286.16	1.99194	3.806	301.6	700	713.27	512.33	2.57277	28.80	69.76
410	411.12	293.43	2.01699	4.153	283.3	710	724.04	520.23	2.58810	30.38	67.07
420	421.26	300.69	2.04142	4.522	266.6	720	734.82	528.14	2.60319	32.02	64.53
430	431.43	307.99	2.06533	4.915	251.1	730	745.62	536.07	2.61803	33.72	62.13
440	441.61	315.30	2.08870	5.332	236.8	740	756.44	544.02	2.63280	35.50	59.82

Lampiran 2. (Lanjutan)

T(K), h and u(kJ/kg), s° (kJ/kg · K)											
T	h	u	s°	when $\Delta s = 0^1$		T	h	u	s°	when $\Delta s = 0$	
				p_r	v_r					p_r	v_r
750	767.29	551.99	2.64737	37.35	57.63	1300	1395.97	1022.82	3.27345	330.9	11.275
760	778.18	560.01	2.66176	39.27	55.54	1320	1419.76	1040.88	3.29160	352.5	10.747
770	789.11	568.07	2.67595	41.31	53.39	1340	1443.60	1058.94	3.30959	375.3	10.247
780	800.03	576.12	2.69013	43.35	51.64	1360	1467.49	1077.10	3.32724	399.1	9.780
790	810.99	584.21	2.70400	45.55	49.86	1380	1491.44	1095.26	3.34474	424.2	9.337
800	821.95	592.30	2.71787	47.75	48.08	1400	1515.42	1113.52	3.36200	450.5	8.919
820	843.98	608.59	2.74504	52.59	44.84	1420	1539.44	1131.77	3.37901	478.0	8.526
840	866.08	624.95	2.77170	57.60	41.85	1440	1563.51	1150.13	3.39586	506.9	8.153
860	888.27	641.40	2.79783	63.09	39.12	1460	1587.63	1168.49	3.41247	537.1	7.801
880	910.56	657.95	2.82344	68.98	36.61	1480	1611.79	1186.95	3.42892	568.8	7.468
900	932.93	674.58	2.84856	75.29	34.31	1500	1635.97	1205.41	3.44516	601.9	7.152
920	955.38	691.28	2.87324	82.05	32.18	1520	1660.23	1223.87	3.46120	636.5	6.854
940	977.92	708.08	2.89748	89.28	30.22	1540	1684.51	1242.43	3.47712	672.8	6.569
960	1000.55	725.02	2.92128	97.00	28.40	1560	1708.82	1260.99	3.49276	710.5	6.301
980	1023.25	741.98	2.94468	105.2	26.73	1580	1733.17	1279.65	3.50829	750.0	6.046
1000	1046.04	758.94	2.96770	114.0	25.17	1600	1757.57	1298.30	3.52364	791.2	5.804
1020	1068.89	776.10	2.99034	123.4	23.72	1620	1782.00	1316.96	3.53879	834.1	5.574
1040	1091.85	793.36	3.01260	133.3	22.39	1640	1806.46	1335.72	3.55381	878.9	5.355
1060	1114.86	810.62	3.03449	143.9	21.14	1660	1830.96	1354.48	3.56867	925.6	5.147
1080	1137.89	827.88	3.05608	155.2	19.98	1680	1855.50	1373.24	3.58335	974.2	4.949
1100	1161.07	845.33	3.07732	167.1	18.896	1700	1880.1	1392.7	3.5979	1025	4.761
1120	1184.28	862.79	3.09825	179.7	17.886	1750	1941.6	1439.8	3.6336	1161	4.328
1140	1207.57	880.35	3.11883	193.1	16.946	1800	2003.3	1487.2	3.6684	1310	3.944
1160	1230.92	897.91	3.13916	207.2	16.064	1850	2065.3	1534.9	3.7023	1475	3.601
1180	1254.34	915.57	3.15916	222.2	15.241	1900	2127.4	1582.6	3.7354	1655	3.295
1200	1277.79	933.33	3.17888	238.0	14.470	1950	2189.7	1630.6	3.7677	1852	3.022
1220	1301.31	951.09	3.19834	254.7	13.747	2000	2252.1	1678.7	3.7994	2068	2.776
1240	1324.93	968.95	3.21751	272.3	13.069	2050	2314.6	1726.8	3.8303	2303	2.555
1260	1348.55	986.90	3.23638	290.8	12.435	2100	2377.4	1775.3	3.8605	2559	2.356
1280	1372.24	1004.76	3.25510	310.4	11.835	2150	2440.3	1823.8	3.8901	2837	2.175
						2200	2503.2	1872.4	3.9191	3138	2.012
						2250	2566.4	1921.3	3.9474	3464	1.864

Lampiran 3. Tabel Sifat Gas Ideal (Saphiro, 2004)

$T(K), \bar{h} \text{ dan } \bar{u}(kJ/kmol), \bar{v}(kJ/kmol \cdot K)$

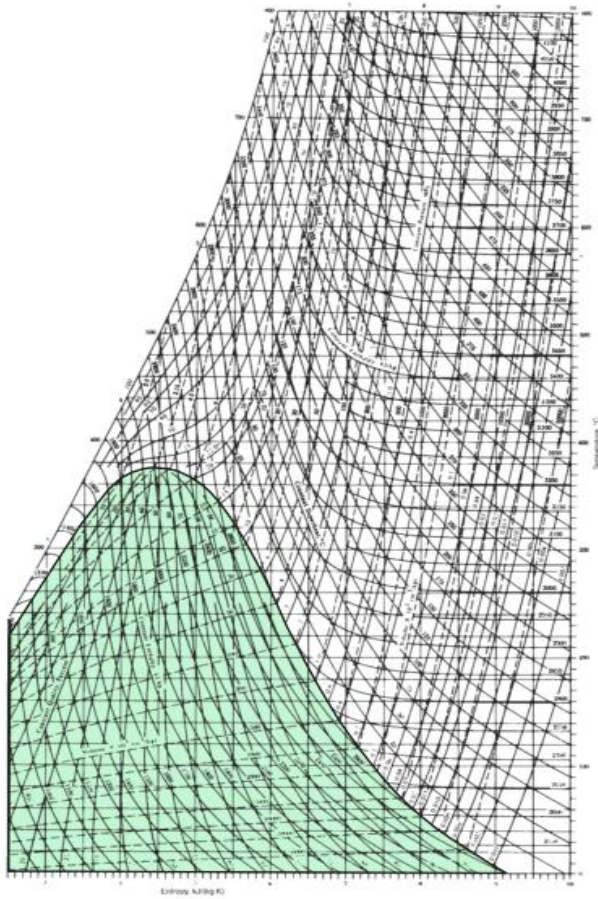
T	Carbon Dioxide, CO ₂ ($\bar{h}_f^\circ = -393,520 \text{ kJ/kmol}$)			Carbon Monoxide, CO ($\bar{h}_f^\circ = -110,530 \text{ kJ/kmol}$)			Water Vapor, H ₂ O ($\bar{h}_f^\circ = -241,820 \text{ kJ/kmol}$)			Oxygen, O ₂ ($\bar{h}_f^\circ = 0 \text{ kJ/kmol}$)			Nitrogen, N ₂ ($\bar{h}_f^\circ = 0 \text{ kJ/kmol}$)			T
	\bar{h}	\bar{u}	\bar{v}	\bar{h}	\bar{u}	\bar{v}	\bar{h}	\bar{u}	\bar{v}	\bar{h}	\bar{u}	\bar{v}	\bar{h}	\bar{u}	\bar{v}	
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
220	6,601	4,772	202,966	6,391	4,502	188,683	7,295	5,466	178,576	6,404	4,575	196,171	6,391	4,502	182,638	220
230	6,938	5,026	204,464	6,683	4,771	189,980	7,628	5,715	180,054	6,694	4,782	197,461	6,683	4,770	183,938	230
240	7,280	5,285	205,920	6,975	4,979	191,221	7,961	5,965	181,471	6,984	4,989	198,696	6,975	4,979	185,180	240
250	7,627	5,548	207,337	7,266	5,188	192,411	8,294	6,215	182,831	7,275	5,197	199,885	7,266	5,188	186,370	250
260	7,979	5,817	208,717	7,558	5,396	193,554	8,627	6,466	184,139	7,566	5,405	201,027	7,558	5,396	187,514	260
270	8,335	6,091	210,062	7,849	5,604	194,654	8,961	6,716	185,399	7,858	5,613	202,128	7,849	5,604	188,614	270
280	8,697	6,369	211,376	8,140	5,812	195,173	9,296	6,968	186,616	8,150	5,822	203,191	8,141	5,813	189,673	280
290	9,063	6,651	212,660	8,432	6,020	196,735	9,631	7,219	187,791	8,443	6,032	204,218	8,432	6,021	190,695	290
298	9,364	6,885	213,685	8,669	6,190	197,543	9,904	7,425	188,720	8,682	6,203	205,033	8,669	6,190	191,502	298
300	9,431	6,939	213,915	8,723	6,229	197,723	9,966	7,472	188,928	8,736	6,242	205,213	8,723	6,229	191,682	300
310	9,807	7,230	215,146	9,014	6,437	198,678	10,302	7,725	190,030	9,030	6,453	206,177	9,014	6,437	192,638	310
320	10,186	7,526	216,351	9,306	6,645	199,603	10,639	7,978	191,098	9,325	6,664	207,112	9,306	6,645	193,562	320
330	10,570	7,826	217,534	9,597	6,854	200,500	10,976	8,232	192,136	9,620	6,877	208,020	9,597	6,853	194,459	330
340	10,959	8,131	218,694	9,889	7,062	201,371	11,314	8,487	193,144	9,916	7,090	208,904	9,888	7,061	195,328	340
350	11,351	8,439	219,831	10,181	7,271	202,217	11,652	8,742	194,125	10,213	7,303	209,765	10,180	7,270	196,173	350
360	11,748	8,752	220,948	10,473	7,480	203,040	11,992	8,998	195,081	10,511	7,518	210,604	10,471	7,478	196,995	360
370	12,148	9,068	222,044	10,765	7,689	203,842	12,331	9,255	196,012	10,809	7,733	211,423	10,763	7,687	197,794	370
380	12,552	9,392	223,122	11,058	7,899	204,622	12,672	9,513	196,920	11,109	7,949	212,222	11,055	7,895	198,572	380
390	12,960	9,718	224,182	11,351	8,108	205,383	13,014	9,771	197,807	11,409	8,166	213,002	11,347	8,104	199,331	390
400	13,372	10,046	225,225	11,644	8,319	206,125	13,356	10,030	198,673	11,711	8,384	213,765	11,640	8,314	200,071	400
410	13,787	10,378	226,250	11,938	8,529	206,850	13,699	10,290	199,521	12,012	8,603	214,510	11,932	8,523	200,794	410
420	14,206	10,714	227,258	12,232	8,740	207,549	14,043	10,551	200,350	12,314	8,822	215,241	12,225	8,733	201,499	420
430	14,628	11,053	228,252	12,526	8,951	208,252	14,388	10,813	201,160	12,618	9,043	215,955	12,518	8,943	202,189	430
440	15,054	11,393	229,230	12,821	9,163	208,929	14,734	11,075	201,955	12,923	9,264	216,656	12,811	9,153	202,863	440
450	15,483	11,742	230,194	13,116	9,375	209,593	15,080	11,339	202,734	13,228	9,487	217,342	13,105	9,363	203,523	450
460	15,916	12,091	231,144	13,412	9,587	210,243	15,428	11,603	203,497	13,535	9,710	218,016	13,399	9,574	204,170	460
470	16,351	12,444	232,080	13,708	9,800	210,880	15,777	11,869	204,247	13,842	9,935	218,676	13,693	9,786	204,803	470
480	16,791	12,800	233,004	14,005	10,014	211,504	16,126	12,135	204,982	14,151	10,160	219,326	13,988	9,997	205,424	480
490	17,232	13,158	233,916	14,302	10,228	212,117	16,477	12,403	205,705	14,460	10,386	219,963	14,285	10,210	206,033	490
500	17,678	13,521	234,814	14,600	10,443	212,719	16,828	12,671	206,413	14,770	10,614	220,589	14,581	10,423	206,630	500
510	18,126	13,885	235,700	14,898	10,658	213,310	17,181	12,940	207,112	15,082	10,842	221,206	14,876	10,635	207,216	510
520	18,576	14,253	236,575	15,197	10,874	213,890	17,534	13,211	207,799	15,395	11,071	221,812	15,172	10,848	207,792	520
530	19,029	14,622	237,439	15,497	11,090	214,460	17,889	13,482	208,475	15,708	11,301	222,409	15,469	11,062	208,358	530
540	19,485	14,996	238,292	15,797	11,307	215,020	18,245	13,755	209,139	16,022	11,533	222,997	15,766	11,277	208,914	540
550	19,945	15,372	239,135	16,097	11,524	215,572	18,601	14,028	209,795	16,338	11,765	223,576	16,064	11,492	209,461	550
560	20,407	15,751	239,962	16,399	11,743	216,115	18,959	14,303	210,440	16,654	11,998	224,146	16,363	11,707	209,999	560
570	20,870	16,131	240,789	16,701	11,961	216,649	19,318	14,579	211,075	16,971	12,232	224,708	16,662	11,923	210,528	570
580	21,337	16,515	241,602	17,003	12,181	217,175	19,678	14,856	211,702	17,290	12,467	225,262	16,962	12,139	211,049	580
590	21,807	16,902	242,405	17,307	12,401	217,693	20,039	15,134	212,320	17,609	12,703	225,808	17,262	12,356	211,562	590

Lampiran 3. (Lanjutan)

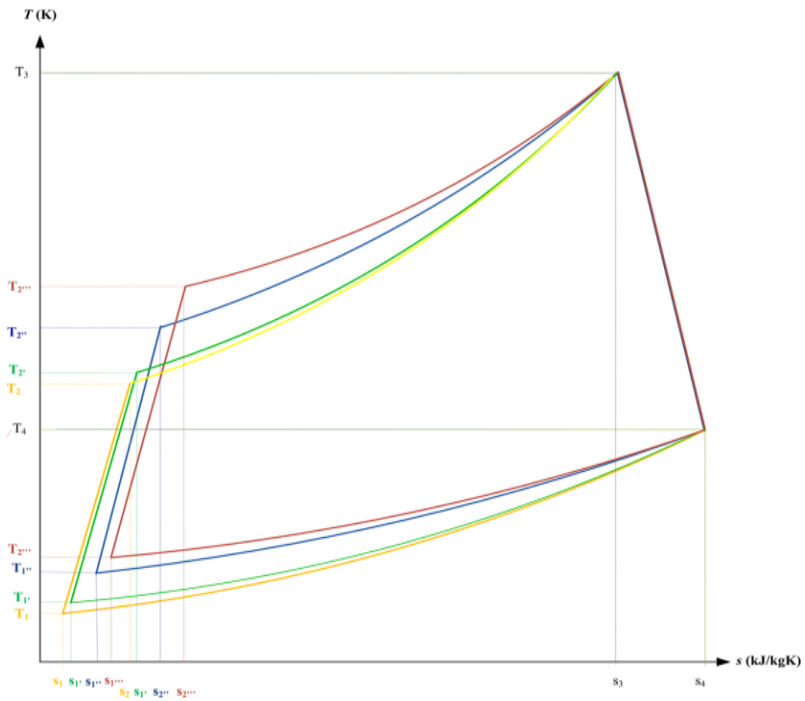
T(K), \bar{h} and \bar{u} (kJ/kmol), \bar{v} (kJ/kmol K)																
T	Carbon Dioxide, CO ₂ ($\bar{h}_f^\circ = -393,520$ kJ/kmol)			Carbon Monoxide, CO ($\bar{h}_f^\circ = -110,530$ kJ/kmol)			Water Vapor, H ₂ O ($\bar{h}_f^\circ = -241,820$ kJ/kmol)			Oxygen, O ₂ ($\bar{h}_f^\circ = 0$ kJ/kmol)			Nitrogen, N ₂ ($\bar{h}_f^\circ = 0$ kJ/kmol)			T
	\bar{h}	\bar{u}	\bar{v}	\bar{h}	\bar{u}	\bar{v}	\bar{h}	\bar{u}	\bar{v}	\bar{h}	\bar{u}	\bar{v}	\bar{h}	\bar{u}	\bar{v}	
600	22,280	17,291	243,199	17,611	12,622	218,204	20,402	15,413	212,920	17,929	12,940	226,346	17,563	12,574	212,066	600
610	22,754	17,683	243,983	17,915	12,843	218,708	20,765	15,693	213,529	18,250	13,178	226,877	17,864	12,792	212,564	610
620	23,231	18,076	244,758	18,221	13,066	219,205	21,130	15,975	214,122	18,572	13,417	227,400	18,166	13,011	213,055	620
630	23,709	18,471	245,524	18,527	13,289	219,695	21,495	16,257	214,707	18,895	13,657	227,918	18,468	13,230	213,541	630
640	24,190	18,869	246,282	18,833	13,512	220,179	21,862	16,541	215,285	19,219	13,898	228,429	18,772	13,450	214,018	640
650	24,674	19,270	247,032	19,141	13,736	220,656	22,230	16,826	215,856	19,544	14,140	228,932	19,075	13,671	214,489	650
660	25,160	19,672	247,773	19,449	13,962	221,127	22,600	17,112	216,419	19,870	14,383	229,430	19,380	13,892	214,954	660
670	25,648	20,078	248,507	19,758	14,187	221,592	22,970	17,399	216,976	20,197	14,626	229,920	19,685	14,114	215,413	670
680	26,138	20,484	249,233	20,068	14,414	222,052	23,342	17,688	217,527	20,524	14,871	230,405	19,991	14,337	215,866	680
690	26,631	20,894	249,952	20,378	14,641	222,505	23,714	17,978	218,071	20,854	15,116	230,885	20,297	14,560	216,314	690
700	27,125	21,305	250,663	20,690	14,870	222,953	24,088	18,268	218,610	21,184	15,364	231,358	20,604	14,784	216,756	700
710	27,622	21,719	251,368	21,002	15,099	223,396	24,464	18,561	219,142	21,514	15,611	231,827	20,912	15,008	217,192	710
720	28,121	22,134	252,065	21,315	15,328	223,833	24,840	18,854	219,668	21,845	15,859	232,291	21,220	15,234	217,624	720
730	28,622	22,552	252,755	21,628	15,558	224,265	25,218	19,148	220,189	22,177	16,107	232,748	21,529	15,460	218,059	730
740	29,124	22,972	253,439	21,943	15,789	224,692	25,597	19,444	220,707	22,510	16,357	233,201	21,839	15,686	218,472	740
750	29,629	23,393	254,117	22,258	16,022	225,115	25,977	19,741	221,215	22,844	16,607	233,649	22,149	15,913	218,889	750
760	30,135	23,817	254,787	22,573	16,255	225,533	26,358	20,039	221,720	23,178	16,859	234,091	22,460	16,141	219,301	760
770	30,644	24,242	255,452	22,890	16,488	225,947	26,741	20,339	222,221	23,513	17,111	234,528	22,772	16,370	219,709	770
780	31,154	24,669	256,110	23,208	16,723	226,357	27,125	20,639	222,717	23,850	17,364	234,960	23,085	16,599	220,113	780
790	31,665	25,097	256,762	23,526	16,957	226,762	27,510	20,941	223,207	24,186	17,618	235,387	23,398	16,830	220,512	790
800	32,179	25,527	257,408	23,844	17,193	227,162	27,896	21,245	223,693	24,523	17,872	235,810	23,714	17,061	220,907	800
810	32,694	25,959	258,048	24,164	17,429	227,559	28,284	21,549	224,174	24,861	18,126	236,230	24,027	17,292	221,298	810
820	33,212	26,394	258,682	24,483	17,665	227,952	28,672	21,855	224,651	25,199	18,382	236,644	24,342	17,524	221,684	820
830	33,730	26,829	259,311	24,803	17,902	228,339	29,062	22,162	225,123	25,537	18,637	237,055	24,658	17,757	222,067	830
840	34,251	27,267	259,934	25,124	18,140	228,724	29,454	22,470	225,592	25,877	18,893	237,462	24,974	17,990	222,447	840
850	34,773	27,706	260,551	25,446	18,379	229,106	29,846	22,779	226,057	26,218	19,150	237,864	25,292	18,224	222,822	850
860	35,296	28,125	261,164	25,768	18,617	229,482	30,240	23,090	226,517	26,559	19,408	238,264	25,610	18,459	223,194	860
870	35,821	28,588	261,770	26,091	18,858	229,856	30,635	23,402	226,973	26,899	19,666	238,666	25,928	18,695	223,562	870
880	36,347	29,031	262,371	26,415	19,099	230,227	31,032	23,715	227,426	27,242	19,925	239,051	26,248	18,931	223,927	880
890	36,876	29,476	262,968	26,740	19,341	230,593	31,429	24,029	227,875	27,584	20,185	239,439	26,568	19,168	224,288	890
900	37,405	29,922	263,559	27,066	19,583	230,957	31,828	24,345	228,321	27,928	20,445	239,823	26,890	19,407	224,647	900
910	37,935	30,369	264,146	27,392	19,826	231,317	32,228	24,662	228,763	28,272	20,706	240,203	27,210	19,644	225,002	910
920	38,467	30,818	264,728	27,719	20,070	231,674	32,629	24,980	229,202	28,616	20,967	240,580	27,532	19,883	225,353	920
930	39,000	31,268	265,304	28,046	20,314	232,028	33,032	25,300	229,637	28,960	21,228	240,953	27,854	20,122	225,701	930
940	39,535	31,719	265,877	28,375	20,559	232,379	33,436	25,621	230,070	29,306	21,491	241,323	28,178	20,362	226,047	940
950	40,070	32,171	266,444	28,703	20,805	232,727	33,841	25,943	230,499	29,652	21,754	241,689	28,501	20,603	226,389	950
960	40,607	32,625	267,007	29,033	21,051	233,072	34,247	26,265	230,924	29,999	22,017	242,052	28,826	20,844	226,728	960
970	41,145	33,081	267,566	29,362	21,298	233,413	34,653	26,588	231,347	30,345	22,280	242,411	29,151	21,086	227,064	970
980	41,685	33,537	268,119	29,693	21,545	233,752	35,061	26,913	231,767	30,692	22,544	242,768	29,476	21,328	227,398	980
990	42,226	33,995	268,670	30,024	21,793	234,088	35,472	27,240	232,184	31,041	22,809	243,120	29,803	21,571	227,728	990

Lampiran 3. (Lanjutan)

T(K), \bar{h} and \bar{u} (kJ/kmol), \bar{v} (kJ/kmol·K)																
T	Carbon Dioxide, CO ₂ ($\bar{h}_f^\circ = -393,520$ kJ/kmol)			Carbon Monoxide, CO ($\bar{h}_f^\circ = -110,530$ kJ/kmol)			Water Vapor, H ₂ O ($\bar{h}_f^\circ = -241,820$ kJ/kmol)			Oxygen, O ₂ ($\bar{h}_f^\circ = 0$ kJ/kmol)			Nitrogen, N ₂ ($\bar{h}_f^\circ = 0$ kJ/kmol)			T
	\bar{h}	\bar{u}	\bar{v}	\bar{h}	\bar{u}	\bar{v}	\bar{h}	\bar{u}	\bar{v}	\bar{h}	\bar{u}	\bar{v}	\bar{h}	\bar{u}	\bar{v}	
1000	42,769	34,455	269,215	30,355	22,041	234,421	35,882	27,568	232,597	31,389	23,075	243,471	30,129	21,815	228,057	1000
1020	43,859	35,378	270,293	31,020	22,540	235,079	36,709	28,228	233,415	32,088	23,607	244,164	30,784	22,304	228,706	1020
1040	44,953	36,306	271,354	31,688	23,041	235,728	37,542	28,895	234,223	32,789	24,142	244,844	31,442	22,795	229,344	1040
1060	46,051	37,238	272,400	32,357	23,544	236,364	38,380	29,567	235,020	33,490	24,677	245,513	32,101	23,288	229,973	1060
1080	47,153	38,174	273,430	33,029	24,049	236,992	39,223	30,243	235,806	34,194	25,214	246,171	32,762	23,782	230,591	1080
1100	48,258	39,112	274,445	33,702	24,557	237,609	40,071	30,925	236,584	34,899	25,753	246,818	33,426	24,280	231,199	1100
1120	49,369	40,057	275,444	34,377	25,065	238,217	40,923	31,611	237,352	35,606	26,294	247,454	34,092	24,780	231,799	1120
1140	50,484	41,006	276,430	35,054	25,575	238,817	41,780	32,301	238,110	36,314	26,836	248,081	34,760	25,282	232,391	1140
1160	51,602	41,957	277,403	35,733	26,088	239,407	42,642	32,997	238,859	37,023	27,379	248,698	35,430	25,786	232,973	1160
1180	52,724	42,913	278,362	36,406	26,602	239,989	43,509	33,698	239,600	37,734	27,923	249,307	36,104	26,291	233,549	1180
1200	53,848	43,871	279,307	37,095	27,118	240,663	44,380	34,403	240,333	38,447	28,469	249,906	36,777	26,799	234,115	1200
1220	54,977	44,834	280,238	37,780	27,637	241,128	45,256	35,112	241,057	39,162	29,018	250,497	37,452	27,308	234,673	1220
1240	56,108	45,799	281,158	38,466	28,126	241,686	46,137	35,827	241,773	39,877	29,569	251,079	38,129	27,819	235,223	1240
1260	57,244	46,768	282,066	39,154	28,628	242,236	47,022	36,546	242,482	40,594	30,118	251,653	38,807	28,331	235,766	1260
1280	58,381	47,739	282,962	39,884	29,201	242,780	47,912	37,270	243,183	41,312	30,670	252,219	39,488	28,845	236,302	1280
1300	59,522	48,713	283,847	40,534	29,725	243,316	48,807	38,000	243,877	42,033	31,224	252,776	40,170	29,361	236,831	1300
1320	60,666	49,691	284,722	41,266	30,251	243,844	49,707	38,732	244,564	42,753	31,778	253,325	40,853	29,878	237,353	1320
1340	61,813	50,672	285,586	41,919	30,778	244,366	50,612	39,470	245,243	43,475	32,334	253,868	41,539	30,398	237,867	1340
1360	62,963	51,656	286,439	42,613	31,306	244,880	51,521	40,213	245,915	44,198	32,891	254,404	42,227	30,919	238,376	1360
1380	64,116	52,643	287,283	43,309	31,836	245,388	52,434	40,960	246,582	44,923	33,449	254,932	42,915	31,441	238,878	1380
1400	65,271	53,631	288,106	44,007	32,367	245,889	53,351	41,711	247,241	45,648	34,008	255,454	43,605	31,964	239,375	1400
1420	66,427	54,621	288,934	44,707	32,900	246,385	54,273	42,466	247,895	46,374	34,567	255,968	44,295	32,489	239,865	1420
1440	67,586	55,614	289,743	45,408	33,434	246,876	55,198	43,226	248,543	47,102	35,129	256,475	44,988	33,014	240,350	1440
1460	68,748	56,609	290,542	46,110	33,971	247,360	56,128	43,989	249,185	47,831	35,692	256,978	45,682	33,543	240,827	1460
1480	69,911	57,606	291,333	46,813	34,508	247,839	57,062	44,756	249,820	48,561	36,256	257,474	46,377	34,071	241,301	1480
1500	71,078	58,606	292,114	47,517	35,046	248,312	57,999	45,528	250,450	49,292	36,821	257,965	47,073	34,601	241,768	1500
1520	72,246	59,609	292,888	48,222	35,584	248,778	58,942	46,304	251,074	50,024	37,387	258,450	47,771	35,133	242,228	1520
1540	73,417	60,613	293,654	48,928	36,124	249,240	59,888	47,084	251,693	50,756	37,952	258,928	48,470	35,665	242,685	1540
1560	74,590	61,620	294,411	49,635	36,665	249,695	60,838	47,868	252,305	51,490	38,520	259,402	49,168	36,197	243,137	1560
1580	76,767	62,630	295,161	50,344	37,207	250,147	61,792	48,655	252,912	52,224	39,088	259,870	49,869	36,732	243,585	1580
1600	76,944	63,741	295,901	51,053	37,750	250,592	62,748	49,445	253,513	52,961	39,658	260,333	50,571	37,268	244,028	1600
1620	78,123	64,653	296,632	51,763	38,293	251,033	63,709	52,240	254,111	53,696	40,227	260,791	51,275	37,806	244,464	1620
1640	79,303	65,668	297,356	52,472	38,837	251,470	64,675	51,039	254,703	54,434	40,799	261,242	51,980	38,344	244,896	1640
1660	80,486	66,592	298,072	53,184	39,382	251,901	65,643	51,841	255,290	55,172	41,370	261,690	52,686	38,884	245,324	1660
1680	81,670	67,702	298,781	53,895	39,927	252,329	66,614	52,646	255,873	55,912	41,944	262,132	53,393	39,424	245,747	1680
1700	82,856	68,721	299,482	54,609	40,474	252,751	67,589	53,455	256,450	56,652	42,517	262,571	54,099	39,965	246,166	1700
1720	84,043	69,742	300,177	55,323	41,023	253,169	68,567	54,267	257,022	57,394	43,093	263,005	54,807	40,507	246,580	1720
1740	85,231	70,764	300,863	56,039	41,572	253,582	69,550	55,083	257,589	58,136	43,669	263,435	55,516	41,049	246,990	1740



Lampiran 4. *Mollier Diagram* untuk Temperatur dan Entropi (Saphiro, 2004)



Lampiran 5. Gambar Diagram T - s Akibat Variasi *Ambient Temperature*

Lampiran 6. Tabel Nilai Entropi TEG 6210

T_{amb} 20°C		T_{amb} 25°C		T_{amb} 30°C		T_{amb} 35°C	
No.	s [kJ/kg.K]	No.	s [kJ/kg.K]	No.	s [kJ/kg.K]	No.	s [kJ/kg.K]
1	1,68	1'	1,69	1''	1,72	1'''	1,73
2	2,46	2'	2,48	2''	2,53	2'''	2,56
3	4,01	3'	4,01	3''	4,01	3'''	4,01
4	4,64	4'	4,64	4''	4,64	4'''	4,64

Lampiran 7. Lampiran Nilai Entropi TEG 6220

T_{amb} 20°C		T_{amb} 25°C		T_{amb} 30°C		T_{amb} 35°C	
No.	s [kJ/kg.K]	No.	s [kJ/kg.K]	No.	s [kJ/kg.K]	No.	s [kJ/kg.K]
1	1,69	1'	1,70	1''	1,72	1'''	1,73
2	2,45	2'	2,48	2''	2,53	2'''	2,56
3	4,01	3'	4,01	3''	4,01	3'''	4,01
4	4,64	4'	4,64	4''	4,64	4'''	4,64

(Halaman Ini Sengaja Dikosongkan)