



TUGAS AKHIR - TM 141585

**ANALISA PERFORMA *CENTRIFUGAL COMPRESSOR* DAN
MESIN TURBIN GAS PADA UNIT LOW PRESSURE
COMPRESSOR DI MUTIARA CENTRAL PLANT VICO
INDONESIA**

**STEVANNY CHANDRA
NRP. 2111100056**

**Dosen Pembimbing
Prof. Dr. Eng. Prabowo, M.Eng**

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



FINAL PROJECT - TM 141585

**PERFORMANCE ANALYSIS OF
CENTRIFUGAL COMPRESSOR AND GAS TURBINE
IN LOW PRESSURE COMPRESSOR UNIT
AT MUTIARA CENTRAL PLANT
VICO INDONESIA**

**STEVANNY CHANDRA
NRP. 2111100056**

Supervisor
Prof. Dr. Eng. Prabowo, M.Eng

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

**ANALISA PERFORMA CENTRIFUGAL COMPRESSOR
DAN MESIN TURBIN GAS PADA UNIT LOW PRESSURE
COMPRESSOR DI MUTIARA CENTRAL PLANT VICO
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 :

STEVANNY CHANDRA
NRP. 2111 100 056

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir :

1. Prof. Dr. Eng. Prabowo, M.Eng. (Pembimbing)
(NIP. 196505051990031005)
2. Dr. Ir. Budi Utomo Kukuh Widodo, ME. (Penguji I)
(NIP. 195312191981031001)
3. Ary Bachtiar Khrisna P., ST, MT, Ph.D. (Penguji II)
(NIP. 197105241997021001)
4. Prof. Dr. Ir. Djatmiko Ichسانی, M.Eng. (Penguji III)
(NIP. 195310191979031002)

SURABAYA
JULI, 2016

**ANALISA PERFORMA *CENTRIFUGAL COMPRESSOR*
DAN MESIN TURBIN GAS PADA UNIT *LOW PRESSURE*
COMPRESSOR DI MUTIARA *CENTRAL PLANT VICO*
INDONESIA**

Nama Mahasiswa : Stevanny Chandra
NRP : 2111 100 056
Jurusan : Teknik Mesin FTI-ITS
Dosen Pembimbing : Prof. Dr. Eng. Prabowo, M.Eng

Abstrak

Mesin turbin gas merupakan suatu alat penggerak mula yang digunakan untuk menggerakkan *equipment* seperti generator, kompresor, *propeller* dll dengan berbahan bakar gas. Pada penelitian ini mesin turbin gas menggerakkan *centrifugal compressor* yang berfungsi untuk mendukung proses produksi di Mutiara *Central Plant VICO* Indonesia. Apabila mesin turbin gas rusak, maka *centrifugal compressor* tidak dapat berfungsi dengan baik dan mengganggu proses produksi sehingga diperlukan analisa performa *centrifugal compressor* dan mesin turbin gas agar dapat mempertahankan kelangsungan produksi gas di Mutiara *Central Plant*.

Penelitian ini dilakukan dengan metode analisis Termodinamika. Analisis dimulai dengan menghitung performa *centrifugal compressor (driven equipment)* lalu menghitung performa mesin turbin gas (*driver equipment*) yang menjadi kandidat pengganti dari mesin turbin gas yang rusak. Parameter unjuk kerja turbin gas yang menjadi *output* penelitian adalah *thermal efficiency, power output, specific fuel consumption* dan *heat rate*.

Dari metode analisis Termodinamika ini dapat ditentukan kandidat pengganti mesin turbin gas yang rusak, yaitu mesin turbin gas C-5400. Mesin turbin gas C-5440 memiliki data perhitungan *thermal efficiency* tertinggi sebesar 28.36%, *power*

output tertinggi sebesar 3134.88 kW, *specific fuel consumption* terendah sebesar 0.297 kgf/kWh dan *heat rate* terendah sebesar 12695.88 kJ/kWh. Dari perhitungan *centrifugal compressor* didapatkan $H_{\text{isentropis}}$ sebesar 40069.54 ft.lbf/lbm, efisiensi *centrifugal compressor* sebesar 67.3% dan daya yang dibutuhkan untuk menggerakkan *centrifugal compressor* adalah sebesar 3200 HP.

Kata kunci : performa, *centrifugal compressor*, turbin gas.

**PERFORMANCE ANALYSIS OF CENTRIFUGAL
COMPRESSOR AND GAS TURBINE IN LOW PRESSURE
COMPRESSOR UNIT AT MUTIARA CENTRAL PLANT
VICO INDONESIA**

Name : Stevanny Chandra
NRP : 2111100056
Major : Mechanical Engineering FTI- ITS
Supervisor : Prof. Dr. Eng. Prabowo, M.Eng

Abstract

Gas Turbine Engine is a prime mover which used to drive equipments such as generator, compressor, propeller, etc fueled by gas. In this research, gas turbine engine drives centrifugal compressor which serves to support the production process in Mutiara Central Plant VICO Indonesia. If the gas turbine engine is damaged, the centrifugal compressor can't work properly and interfere the production process so that the performance analysis of centrifugal compressor and gas turbine engine is required in order to maintain the continuity of gas production in Mutiara Central Plant.

This research is conducted by the analysis method of Thermodynamics. The analysis begins with calculate the performance of centrifugal compressor (driven equipment) then calculate the performance of gas turbine engine (driver equipment) which become the substitute candidate of the damaged gas turbine engine. Performance parameters of gas turbine which turns into the research output are thermal efficiency, power output, spesific fuel consumption and heat rate.

Based on analysis method of Thermodynamics, the substitute candidate of the damaged gas turbine engine could be determined, which is gas turbine engine C-5400. Gas turbine engine C-5440 has calculation data for maximum thermal efficiency of 28,36%, maximum power output of 3134,88 Kw, minimum spesific fuel consumption of 0.297 kgf/kWh and

minimum heat rate of 12695.88 kj/kWh. Based on calculation of centrifugal compressor, it obtained $H_{isentropis}$ of 40069.54ft.lbf/lbm, centrifugal compressor efficiency of 67.3% and the power required to drive centrifugal compressor is 3200 HP.

Keywords : performance, centrifugal compressor, gas turbine.

DAFTAR ISI

Cover	
Lembar Pengesahan	
Abstrak.....	i
Abstract.....	iii
Kata Pengantar.....	v
Daftar isi.....	vii
Daftar Gambar.....	xi
Daftar Tabel.....	xii
1.1 Latar Belakang.....	1
1.2 Rumusan Masalah.....	3
1.3 Batasan Masalah.....	4
1.4 Tujuan Penelitian.....	4
1.5 Manfaat Penelitian.....	4
2.1 Proses Produksi.....	7
2.2 <i>Gas Turbine Compressor set (Driver)</i>	9
2.2.1 Siklus Brayton.....	9
2.2.2 Siklus Aktual Turbin Gas.....	11
2.2.3 Konstruksi Turbin Gas.....	12
2.2.4 Turbin Gas Centaur 40-4702.....	14
2.2.5 Engine System.....	14
2.2.6 Support System.....	16
2.3 ASME Performance Test Code 22 for Gas Turbine (1997)	17
2.4 Dasar Teori.....	18
2.4.1 Persamaan Laju Alir Massa.....	18
2.4.2 Hukum Termodinamika I.....	19
2.4.3 cp , cv dan γ Gas Ideal.....	20
2.4.4 Proses Isentropik Gas Ideal.....	21

2.4.5 Proses Politropik Gas Ideal.....	22
2.5. Perhitungan Unjuk Kerja Turbin Gas	23
2.5.1. <i>Pressure losses</i> di <i>Air Inlet</i>	24
2.5.2 Kompresor Aksial.....	24
2.5.3 <i>Mechanical Losses</i>	26
2.5.4 <i>Pressure losses</i> di Ruang Bakar.....	27
2.5.5. Ruang Bakar.....	27
2.5.6. Turbin Aksial	29
2.5.7 Parameter Unjuk Kerja Turbin Gas.....	31
2.6 <i>Centrifugal Compressor (driven equipment)</i>	33
2.6.1 <i>Head Isentropic</i>	33
2.7 Sistem Pendinginan untuk <i>Blade Turbine</i>	34
3.1 Umum.....	37
3.2 Sistematika Penelitian.....	37
3.3 <i>Flowchart</i> Penelitian.....	38
3.4 Pengumpulan Data.....	39
3.4.1 Spesifikasi mesin turbin gas.....	39
3.4.2 Spesifikasi <i>Centrifugal Compressor</i>	40
3.5 Tahapan Perhitungan.....	41
3.5.1 <i>Flowchart</i> Perhitungan performa mesin turbin gas (<i>driver equipment</i>)	42
3.5.2 <i>Flowchart</i> Perhitungan <i>Centrifugal Compressor</i> (<i>driven equipment</i>)	46
4.1. Contoh Perhitungan Unjuk Kerja Turbin Gas.....	49
4.1.1. Pemodelan C-5440	49
4.1.2. Perhitungan Pada Kompresor aksial.....	50
4.1.2.1. Tekanan <i>Inlet</i> Kompresor Aksial.....	50
4.1.2.2 <i>Compression Ratio</i>	50
4.1.2.3. Temperatur Discharge Kompresor Aksial.....	51
4.1.2.4. Kerja Kompresor Aksial.....	52

4.1.3. Perhitungan di Sisi Ruang Bakar.....	53
4.1.3.1 <i>Ratio to Mass Flow Rate</i>	53
4.1.3.2 . <i>Pressure Losses</i> Ruang Bakar.....	54
4.1.4. Perhitungan Turbin Aksial.....	55
4.1.4.1. Expantion Ratio Turbin Aksial.....	55
4.1.4.2 Kerja Turbin Aksial.....	55
4.1.5. Parameter Unjuk Kerja Turbin Gas	56
4.1.5.1. Thermal Efficiency	56
4.1.5.2. Power Output (Po)	57
4.1.5.3. Specific Fuel Consumption (sfc)	58
4.1.5.4. Heat Rate (HR)	58
4.2. Analisa Termodinamika	59
4.2.1 Perbandingan Unjuk Kerja Turbin Gas C-5440 dan C-2030.....	59
4.2.2 Sistem Mesin Turbin Gas C-5440.....	61
4.2.2.1 Contoh Perhitungan Entropi 1-2.....	61
4.2.2.2 Contoh Perhitungan Entropi (s) di 3-5.....	62
4.2.2.3. Grafik Termodinamika Diagram T-s	63
4.2.3. Sistem Mesin Turbin Gas C-2030.....	64
4.2.3.1. Contoh Perhitungan Entropi 1-2.....	65
4.2.3.2 Contoh Perhitungan Entropi (s) di 3-5.....	65
4.2.3.3. Grafik Termodinamika Diagram T-s	69
4.3. Pembahasan Grafik Turbin Gas C-5440 dan C-2030..	71
4.3.1 Variasi Turbine Inlet Temperature terhadap Thermal Efficiency C-5440 dan C-2030.....	71
4.3.2. Variasi Turbine Inlet Temperature terhadap Power Output C-5440 dan C-2030.....	72
4.3.3. Variasi Turbine Inlet Temperature terhadap sfc C- 5440 dan C-2030.....	74

4.3.4 . Variasi Turbine Inlet Temperature terhadap Heat Rate C-5440 dan C-2030.....	76
4.4 Analisa Pendinginan Blade Turbine.....	78
5.1 Kesimpulan.....	79
5.2 Saran.....	79
Daftar Pustaka.....	81
Lampiran	
Biodata Penulis	

DAFTAR TABEL

Tabel 1.1 Spesifikasi unit compressor yang digunakan pada Mutiara <i>Central Plant</i>	2
Tabel 2.1 Klasifikasi tekanan gas yang diproses oleh <i>Centrifugal Compressor</i>	7
Tabel 4.1 Unjuk Kerja Mesin Turbin Gas C-5440 dengan Variasi <i>Turbine Inlet Temperature</i>	60
Tabel 4.2 Unjuk Kerja Mesin Turbin Gas C-2030 dengan Variasi <i>Turbine Inlet Temperature</i>	60
Tabel 4.3. Entropi untuk Mesin Turbin Gas C-5440.....	65
Tabel 4.4. Entropi untuk Mesin Turbin Gas C-2030.....	69

(halaman ini sengaja dikosongkan)

DAFTAR GAMBAR

Gambar 1.1 Area Sanga-sanga <i>PSC (Production Sharing Contract)</i>	2
Gambar 2.1 Skema Proses Produksi pada <i>Plant VICO</i> Indonesia.....	8
Gambar 2.2 Siklus Brayton ideal.....	10
Gambar 2.3 Diagram fase Siklus Brayton Ideal	11
Gambar 2.4 Diagram fase Siklus Aktual.....	12
Gambar 2.5 a)Turbin Gas Poros Tunggal; b)Turbin Gas Poros Ganda (Knodle, 1998).....	13
Gambar 2.6 <i>Package Set</i> dari Turbin Gas Centaur 40-4702... ..	14
Gambar 2.7 <i>Engine System</i> Centaur 40-4702.....	15
Gambar 2.8 Analisa Kesetimbangan Energi pada Volume Atur (Dixon, 1978).....	19
Gambar 2.9 Proses Isentropik Gas Ideal (Saphiro, 2004).....	21
Gambar 2.10 Variasi nilai n untuk proses politropik, (Djojodihardjo,1994).....	23
Gambar 2.11 Siklus Turbin Gas Penggerak <i>Centrifugal Compressor</i>	24
Gambar 2.12 Proses Kompresi Isentropik Kompresor Aksial <i>Small Stages</i> (Dixon, 1978).....	25
Gambar 2.13 Kesetimbangan Energi di Ruang Bakar.....	27
Gambar 2.14 Proses Ekspansi Isentropik di Turbin Aksial <i>Small Stages</i> (Dixon, 1978).....	29
Gambar 2.15 Hubungan P-v dan T-s pada Kompresor.....	33
Gambar 2.16 Grafik <i>Typical Compressor Performance</i> dari Solar Turbine.....	35
Gambar 2.17 Ilustrasi pendinginan <i>blade turbine</i>	36
Gambar 3.1 <i>Flowchart</i> Penelitian.....	38
Gambar 3.2 Centaur 40 <i>Gas Turbine by Solar Turbine</i>	40
Gambar 3.3 <i>Centrifugal Compressor C-306</i>	41
Gambar 3.4 <i>Flowchart</i> Perhitungan mesin turbin gas (<i>driver equipment</i>).....	42

Gambar 3.5 <i>Flowchart</i> perhitungan <i>Centrifugal Compressor (driven equipment)</i>	46
Gambar 4.1 Skema sistem kerja mesin turbin gas C-5440....	49
Gambar 4.2 <i>Air Inlet</i> Turbin Gas (Systran, 1998).....	50
Gambar 4.3 <i>Gearbox</i> C-5440 dan C-2030.....	53
Gambar 4.5 <i>T-s</i> Diagram C-5440.....	65
Gambar 4.6 <i>T-s</i> Diagram C-2030.....	70
Gambar 4.7 Grafik variasi <i>turbine inlet temperature</i> terhadap <i>thermal efficiency</i>	71
Gambar 4.8 Grafik variasi <i>turbine inlet temperature</i> terhadap <i>power output</i>	73
Gambar 4.9 Grafik variasi <i>turbine inlet temperature</i> terhadap <i>specific fuel consumption</i>	74
Gambar 4.10 Grafik variasi <i>turbine inlet temperature</i> terhadap <i>heat rate</i>	76

DAFTAR LAMPIRAN

Lampiran 1. Tabel Sifat Kritis dan Berat Molekul Zat Terpilih (Saphiro, 2004)	83
Lampiran 2. Tabel Sifat Gas Ideal dari Udara (Saphiro, 2004)	84
Lampiran 3. Tabel Sifat Gas Ideal (Saphiro, 2004)	87
Lampiran 4. Mollier Diagram untuk Temperatur dan Entropi (Saphiro, 2004)	89

(halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB I

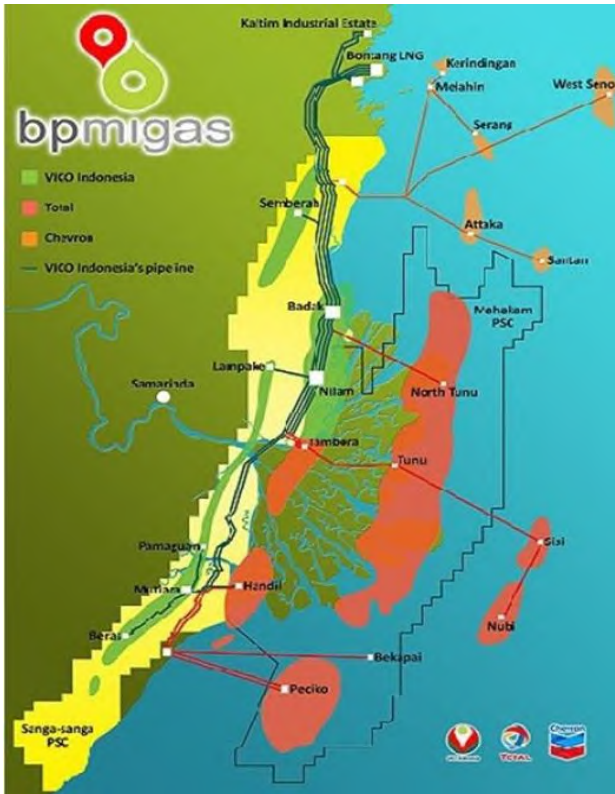
PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Pulau Kalimantan sebagai pulau yang kaya akan sumber daya alam (SDA) membutuhkan proses eksploitasi yang tepat agar dapat dimanfaatkan dengan baik dan manfaatnya dapat dirasakan oleh berbagai pihak terutama untuk masyarakat Indonesia. Sumber daya alam yang ada di Kalimantan antara lain minyak, gas dan batu bara. Minyak dan gas adalah salah satu SDA yang banyak dieksploitasi di Kalimantan, khususnya Kalimantan Timur. Salah satu perusahaan yang mengelola sumber daya gas adalah VICO Indonesia.

VICO Indonesia mengelola beberapa lapangan *on-shore* yaitu di area Sanga-sanga *PSC (Production Sharing Contract)*. Area Sanga-sanga *PSC* dibagi menjadi tiga daerah kerja, yaitu: *Northern Area* (lapangan Badak dan Semberah), *Central Area* (lapangan Nilam dan Lampake) dan *Southern Area* (lapangan Mutiara, Beras dan Pamaguan). Gambar 1.1 menunjukkan area Sanga-sanga *PSC* dan beberapa perusahaan yang mengelola daerah-daerah tertentu secara *on-shore* maupun *off-shore*.

Dalam kebutuhan untuk memenuhi proses produksi gas pada VICO Indonesia, Mutiara *Central Plant* menggunakan 2 unit *Low Pressure Compressor* yang meng-kompresi gas dari 120-140 PSIG hingga 350 PSIG dengan total kapasitas 105 MMSCFD. 2 Unit *compressor* tersebut ditunjukkan oleh tabel 1.1.



Gambar 1.1 Area Sanga-sanga PSC (Production Sharing Contract)

Tabel 1.1 Spesifikasi unit compressor yang digunakan pada Mutiara Central Plant

Unit	Tipe Compressor	Kapasitas	Tipe Mesin Penggerak
C-2600	Solar Turbine C-338	55 MMSCFD	Solar Turbine Centaur 50
C-2700	Solar Turbine C-306	50 MMSCFD	Solar Turbine Centaur 40

Berdasarkan *Long Term Prediction (LTP)* VICO Indonesia tahun 2015-2018 produksi gas *Low Pressure* di *Mutiara Central Plant* adalah 35-50 MMSCFD sehingga *Mutiara Central Plant* hanya mengoperasikan 1 unit *LP Compressor*. Saat ini unit C-2600 berfungsi sebagai main unit yang beroperasi secara berkelanjutan, sedangkan C-2700 berfungsi sebagai unit *back-up*. Sisa usia pakai engine penggerak unit C-2600 hanya 9300 jam (per 1 September 2015) sehingga tidak bisa dioperasikan secara berkelanjutan hingga tahun 2018. VICO Indonesia berencana untuk mengoperasikan C-2700 secara berkelanjutan bergantian dengan unit C-2600 supaya kelangsungan produksi *Low Pressure Gas* di *Mutiara Central Plant* bisa tetap terjamin hingga 2018.

Namun, Unit *LP Compressor* C-2700 memiliki permasalahan pada *centrifugal compressor* dan mesin turbin gas. *Centrifugal compressor* mengalami problem vibrasi dan keausan pada *thrust bearing* sehingga unit ini di-*overhaul* pada bulan Maret 2015. Sedangkan mesin *gas turbine* mengalami problem kebocoran *Labyrinth Seal* sehingga *Pressure Compressor Discharge (PCD)* menyebabkan kenaikan temperatur oli. VICO Indonesia berencana mengganti mesin turbin gas dengan mesin turbin dari unit *compressor* lain yang sudah tidak beroperasi. Kandidat mesin pengganti adalah Solar Turbine Centaur 40 T4702 dari unit C-2030C di *Nilam Central Plant* atau unit C-5440 di *Nilam Satellite 4*. Untuk memastikan operasional unit *LP Compressor* C-2700 secara optimum dan berkelanjutan, diperlukan analisis performa *centrifugal compressor* setelah dilakukan *general overhaul* dan analisis kandidat mesin turbin gas pengganti yang akan dipasang di C-2700.

1.2 Rumusan Masalah

Dalam pengerjaan Tugas Akhir ini perumusan masalah yang dibahas adalah prinsip kerja *centrifugal compressor* dan mesin turbin gas. Setelah prinsip kerja *centrifugal compressor* dan mesin turbin gas dimengerti dengan baik, dapat dianalisa performa *centrifugal compressor* C-306 di unit *LP Compressor*

C-2700 dan mesin turbin di unit *compressor* C-2030C Nilam *Central* dan C-5440 Nilam *Satellite 4* sehingga dapat diketahui faktor-faktor yang mempengaruhi performa kerja *centrifugal compressor* dan mesin turbin gas.

1.3 Batasan Masalah

Batasan masalah dan asumsi yang ada dalam penelitian ini, yaitu:

1. Analisis berdasarkan data operasi *Low Pressure Compressor Mutiara Central Plant*.
2. Kondisi operasi adalah tunak (*steady state*).
3. Perubahan energi kinetik dan potensial diabaikan.
4. Perhitungan dilakukan dengan menggunakan analisis termodinamika dan perpindahan panas.
5. Fluida kerja yang digunakan adalah gas.

1.4 Tujuan Penelitian

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

1. Mempelajari prinsip kerja *centrifugal compressor* dan mesin turbin gas.
2. Melakukan analisis performa *centrifugal compressor* C-306 di unit *LP Compressor C-2700* setelah dilakukan *general overhaul* untuk memastikan kompresor masih mampu mengkompresi *Low Pressure Gas* di *Mutiara Central Plant* hingga tahun 2018.
3. Melakukan analisis performa mesin turbin gas di unit *compressor C-2030C Nilam Central* dan *C-5440 Nilam Satellite 4* yang akan dipilih sebagai pengganti mesin turbin gas di C-2700.
4. Mempelajari faktor-faktor yang mempengaruhi performa kerja *centrifugal compressor* dan mesin turbin gas.

1.5 Manfaat Penelitian

Penelitian tugas akhir ini diharapkan dapat menambah wawasan dan pengetahuan dari mahasiswa/i dan pembaca dalam memahami karakteristik dan unjuk kerja turbin gas yang

digunakan di dunia industri. Pada penelitian ini, dititik beratkan pada kasus turbin gas penggerak *centrifugal compressor*.

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 Mutiara *Central Plant*. Penulis berharap tugas akhir ini dapat berguna sebagai bahan pertimbangan mengenai unjuk kerja dari turbin gas C-2030C Nilam *Central* dan C-5440 Nilam *Satellite* yang akan menggantikan mesin gas turbin *existing* C-2700 agar produksi gas tetap berjalan dengan lancar.

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB II

TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Proses Produksi

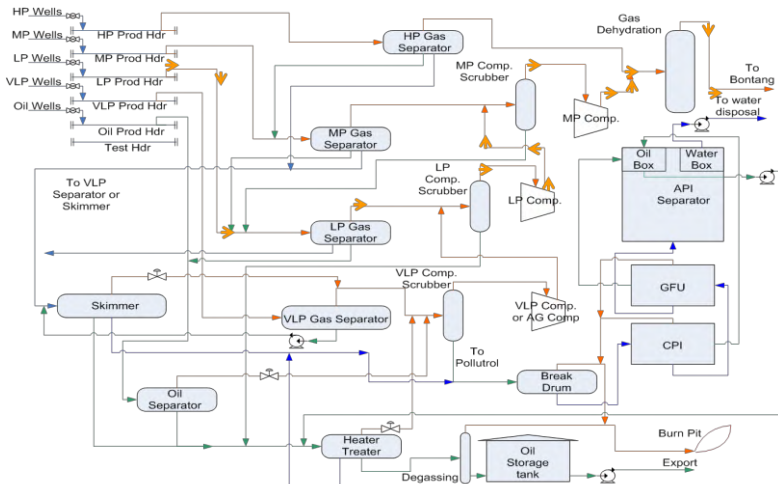
Dalam proses produksi di VICO Indonesia, diperlukan berbagai macam alat untuk mengeksploitasi gas alam yang ada di dalam tanah. Salah satu alat yang berhubungan langsung adalah *Centrifugal Compressor* yang digerakkan oleh mesin Gas Turbin. *Centrifugal Compressor* sendiri dapat diklasifikasikan menurut tekanan gas yang dapat diproses, yaitu *High Pressure* (HP), *Medium Pressure* (MP), *Low Pressure* (LP), *Very Low Pressure* (VLP) dan *Well Head Compressor* (WHC). Tabel 2.1 menunjukkan klasifikasi tekanan pada *Centrifugal Compressor*

**Tabel 2.1 Klasifikasi tekanan gas yang diproses oleh
*Centrifugal Compressor***

Macam <i>Centrifugal Compressor</i>	Tekanan (PSI)
<i>High Pressure</i> (HP)	800-1800
<i>Medium Pressure</i> (MP)	330-800
<i>Low Pressure</i> (LP)	100-330
<i>Very Low Pressure</i> (VLP)	20-100
<i>Well Head Compressor</i> (WHC)	10-100

Setiap *Centrifugal Compressor* memiliki fungsi masing-masing. *Well Head Compressor* (WHC) berfungsi sebagai pemberi tekanan tambahan apabila dari sumur sumbernya, gas sudah tidak mampu naik ke atas tanah dengan tekanan yang dimilikinya. Sehingga gas yang bertekanan rendah masih dapat digunakan sebagai hasil produksi yang akan selanjutnya diproses lebih lanjut untuk dinaikkan tekanannya. Dari sumber atau sumur yang baru saja dibuka untuk dieksploitasi, tekanan gas nya masih cukup tinggi sehingga tidak membutuhkan bantuan *Well Head Compressor* (WHC) agar gas dapat diangkat ke atas tanah. Sehingga bisa saja tekanan gas dari sumur dapat langsung menjadi *inlet* dari *Centrifugal Compressor Medium Pressure*

(MP). Lalu, alur dari proses penaikan tekanan ini apabila tekanan gas melewati proses pada *Well Head Compressor (WHC)* adalah *output* dari *Well Head Compressor (WHC)* akan menjadi *input* VLP. *Output* VLP akan menjadi *input* LP. *Output* LP akan menjadi *input* MP. *Output* MP sebagian besar akan dikirim ke Perusahaan Badak LNG yang berlokasi di Bontang dan sebagian kecilnya akan menjadi *input* HP. *Output* HP akan digunakan untuk kebutuhan *Plant VICO* Indonesia.



Gambar 2.1 Skema Proses Produksi pada *Plant VICO* Indonesia

Gambar 2.1 menunjukkan skema proses produksi pada *Plant VICO* Indonesia dimulai dari sumur-sumur yang ada kemudian diproses dengan *separator* untuk memisahkan fluida produksi menjadi dua atau tiga fasa. Selanjutnya diproses oleh *scrubber* untuk menghilangkan kandungan air yang masih ada pada gas sebelum masuk ke dalam kompresor. Hal ini sangat penting karena apabila gas yang masuk pada kompresor masih mengandung air, maka akan merusak sudu-sudu kompresor yang berputar pada kecepatan tinggi.

2.2 Gas Turbine Compressor set (Driver)

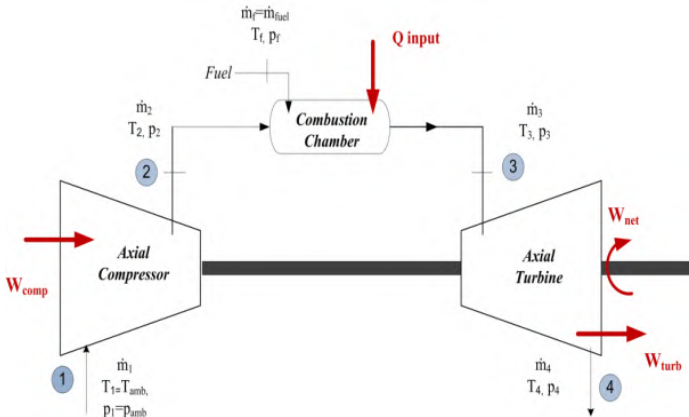
Mesin gas turbin merupakan alat penggerak mula (*prime-mover*) yang digunakan untuk menggerakkan *equipment* seperti generator, kompresor, propeller, dll dengan berbahan bakar gas. Pada turbin gas, energi kinetik diubah menjadi energi mekanik berupa putaran *blade* turbin sehingga menghasilkan gaya atau energi. Energi yang dihasilkan tersebut akan menggerakkan *equipment* yang dibutuhkan, sehingga proses produksi akan berjalan sesuai dengan siklus seperti gambar 2.1.

2.2.1 Siklus Brayton

Pada *Gas Turbine Compressor set*, tahapan yang terjadi ada 4 tahap yang dinamakan siklus Brayton. Siklus Brayton adalah siklus mendasar yang digunakan pada turbin gas. Penjelasan siklus Brayton yaitu arah perpindahan energi utama ditunjukkan oleh tanda panah pada gambar 2.2. Sesuai dengan asumsi-asumsi di dalam analisis standar udara, naiknya nilai temperatur yang akan dihasilkan oleh proses pembakaran diperoleh melalui perpindahan kalor menuju fluida kerja dari sumber eksternal dan fluida kerja dianggap adalah udara yang memiliki sifat gas ideal dengan menggunakan idealisasi standar udara, udara akan dihisap dari lingkungan sekitar ke dalam kompresor pada kondisi 1 dan nantinya dikembalikan lagi ke lingkungan pada kondisi 4 dengan temperatur lebih tinggi dari suhu lingkungan.

Setelah berinteraksi dengan lingkungan, setiap unit massa udara yang dilepaskan akan kembali ke kondisi yang sama seperti saat akan memasuki kompresor, dengan demikian udara yang melewati turbin gas sedang mengalami siklus Termodinamika. Representasi yang sederhana untuk tahap-tahap yang dilewati oleh udara di dalam siklus dianggap bahwa udara buangan dari turbin dikembalikan ke kondisi seperti pada saat memasuki

kompresor dengan cara melewati sebuah alat penukar kalor yang di dalamnya terjadi pembuangan kalor ke lingkungan sekitar.



Gambar 2.2 Siklus Brayton ideal

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

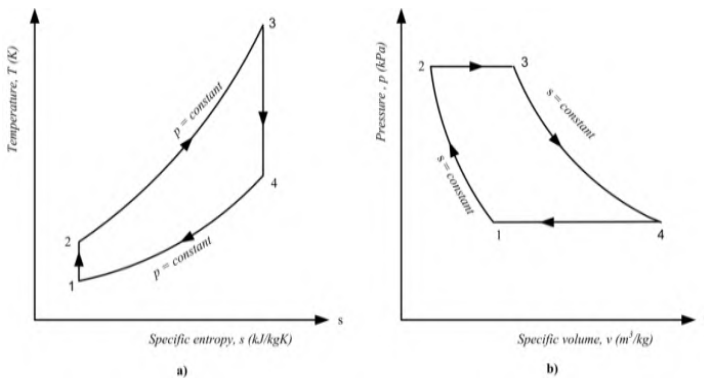
Flue gas yang keluar dari turbin aksial akan dibuang ke udara atmosfer.

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)

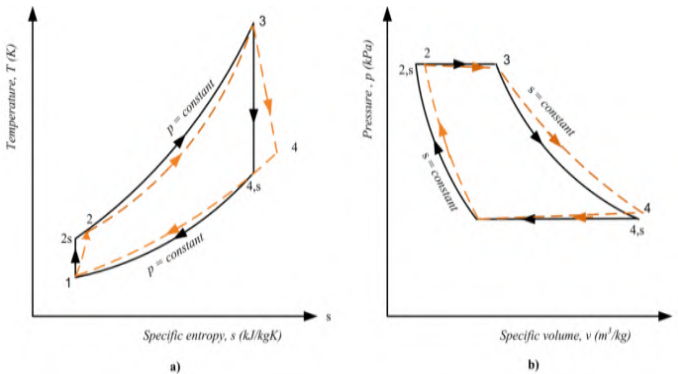
1. Terdapat efisiensi isentropik dari kompresor aksial dan turbin aksial akibat adanya ireversibilitas.
2. Kerugian tekanan (*pressure losses*) selama penambahan dan pembuangan panas menyebabkan garis tekanan konstan menurun.
3. Variabel laju aliran massa udara untuk *cooling* dalam turbin gas tidak 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 2.3 tidak lagi dapat menjelaskan operasi yang ada dalam turbin gas. Diagram fase yang menjelaskan tentang siklus turbin gas aktual ditunjukkan pada gambar 2.4.



Gambar 2.3. Diagram fase Siklus Brayton Ideal

a) diagram $T-s$; b) diagram $p-v$



Gambar 2.4. Diagram fase Siklus Aktual
a) diagram T - s ; b) diagram p - v

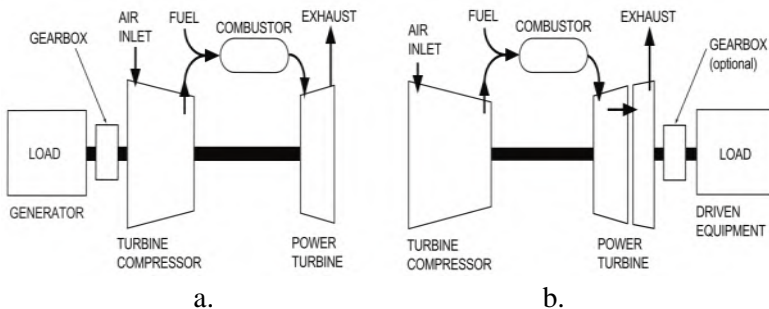
2.2.3. Konstruksi Turbin Gas

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.

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.



Gambar 2.5 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.

2.2.4 Turbin Gas Centaur 40-4702

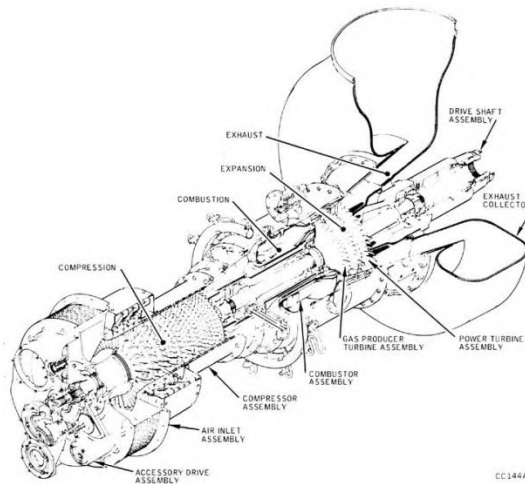
Solar Turbine [®]*Inc* adalah anak perusahaan dari The Caterpillar *Company* yang bergerak di industri manufaktur *rotating machinery*, khususnya turbin gas. Model turbin gas yang diproduksi antara lain adalah Saturn[®], Centaur[®], Mercury[™], Taurus[™], Mars[®], dan Titan[™]. Setiap model tersebut memiliki tipe masing-masing. Sebagai contoh adalah turbin gas dengan tipe Centaur 40-4702. Turbin gas Centaur 40-4702 adalah turbin gas poros ganda penggerak *centrifugal compressor*. *Package Set* dari turbin gas Centaur 40-4702 ditunjukkan oleh gambar 2.6 di bawah ini.



Gambar 2.6 *Package Set* dari Turbin Gas Centaur 40-4702

2.2.5. *Engine System*

Engine system dari turbin gas Centaur 40-4702 mempunyai tiga komponen utama, yaitu kompresor aksial, ruang bakar dan turbin aksial sebagai komponen utama dari turbin gas Centaur 40-4702 yang ditunjukkan pada gambar 2.7.



Gambar 2.7. Engine System Centaur 40-4702

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:

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 temperturnya 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 tempe-raturnya. Kerja yang dihasilkan akibat proses ekspansi dari *flue gas* digunakan untuk memutar *centrifugal compressor*.

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.

2.2.6 *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 40-4702 adalah sebagai berikut:

1. *Start system*

Start system berfungsi untuk melakukan *start up* sebelum turbin gas bekerja. *Starting system* dari turbin gas Centaur 40-4702 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 (*Programmable Logic Controller*) dengan nama *Turbotronic Logic Controller*.

2.3 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.*

2.4 Dasar Teori

2.4.1. Persamaan Laju Alir Massa

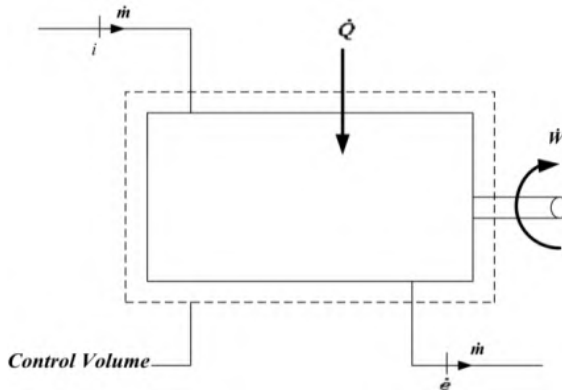
Suatu aliran fluida bermassa m , dengan kecepatan V , dan densitas ρ , melintasi penampang dA dalam satu selang waktu Δt . Jumlah massa aliran yang melintasi dA selama selang waktu Δt adalah, (Djojodihardjo,1994)

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

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)

2.4.2. Hukum Termodinamika I



Gambar 2.8. Analisa Kestimbangan Energi pada Volume Atur (Dixon, 1978)

Gambar 2.8 menunjukkan jalannya suatu proses dalam suatu volume atur. Analisa kestimbangan energinya adalah, (Dixon, 1978):

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

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

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

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

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

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*

2.4.3. 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)

$$\begin{aligned}\Delta h &= c_p \Delta T \\ \Delta u &= c_v \Delta T\end{aligned}\quad \dots\dots\dots(2.5)$$

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

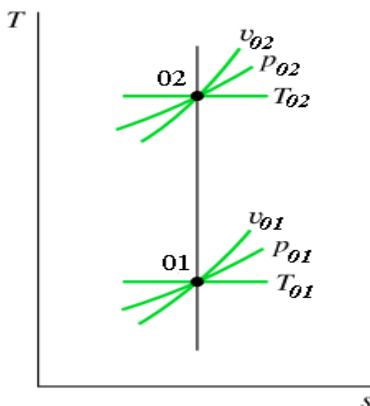
$$\gamma = \frac{c_p}{c_v} = \frac{c_p}{c_p - R} = \frac{c_p}{c_p - \frac{\bar{R}}{M}} \quad \dots\dots\dots(2.6)$$

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]

2.4.4. 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 2.9. Gambar 2.9 adalah diagram $T-s$ mengenai proses isentropik dari dua keadaan.



Gambar 2.9. Proses Isentropik Gas Ideal (Saphiro, 2004)

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

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

dimana:

T = temperatur [K]

p = tekanan [bar]

γ = *specific heat ratio*

Subcripts

01 = keadaan ke 1

02 = keadaan ke 2

2.4.5. 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)

$$pV^n = \text{konstan} \quad \dots\dots\dots(2.8)$$

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 2.10.

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

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

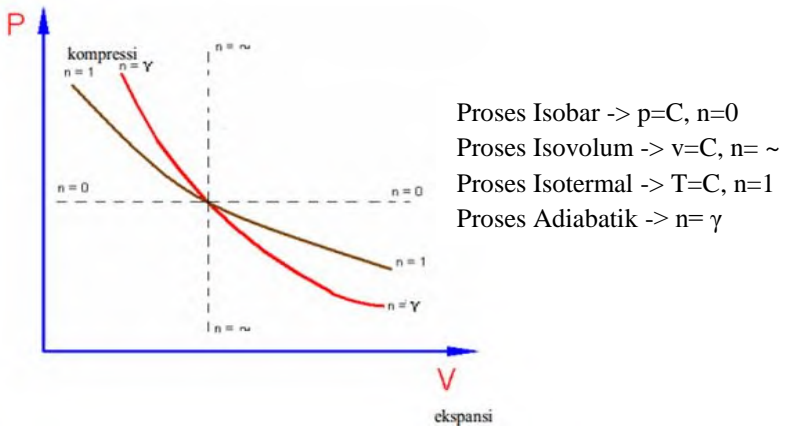
$$\frac{T_{02}}{T_{01}} = \left(\frac{p_{02}}{p_{01}}\right)^{(n-1)/n} \quad \dots\dots\dots(2.9b)$$

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

dimana:

V = volume [m^3]

n = indeks politropik

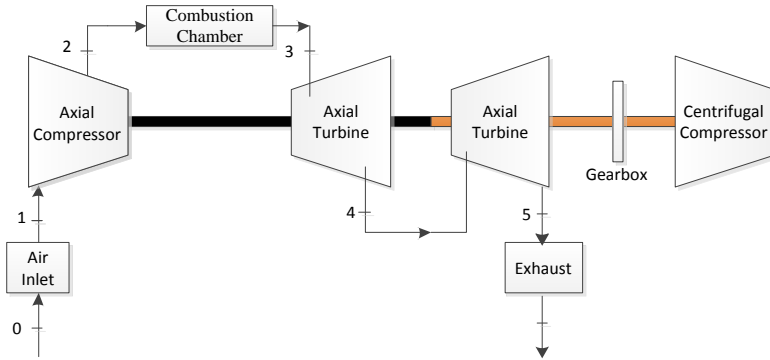


Gambar 2.10. Variasi nilai n untuk proses politropik, (Djojodihardjo,1994)

2.5. Perhitungan Unjuk Kerja Turbin Gas

Pemodelan turbin gas yang dilakukan ada pada gambar 2.11 berikut ini. Perumusan unjuk kerja turbin gas pada sub bab 2.5 dianalisa secara termodinamika dengan menganggap bahwa turbin gas dimodelkan seperti pada gambar 2.11. Penomoran yang ada pada gambar 2.11 memiliki arti sebagai berikut:

- 0: Kondisi Atmosfer
- 1: Sisi *inlet* kompresor aksial
- 2: Sisi *discharge* kompresor aksial
- 3: Sisi *inlet* turbin aksial 1st stage
- 4: Sisi *inlet* turbin aksial 2nd stage
- 5: Sisi *exhaust* turbin aksial 2nd stage



Gambar 2.11. Siklus Turbin Gas Penggerak *Centrifugal Compressor*

2.5.1. 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)

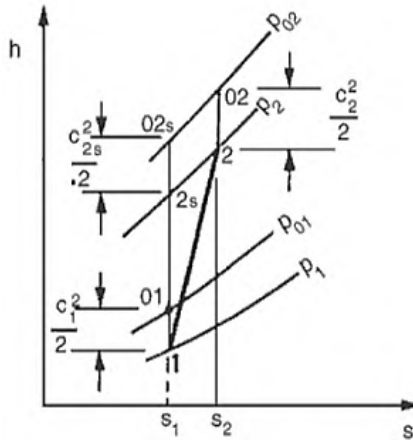
$$p_1 = p_0 - \Delta p_{af} \quad \dots\dots\dots(2.10)$$

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]

2.5.2 Kompresor Aksial

Proses isentropik kompresor aksial *small stages* ditunjukkan oleh gambar 2.12 di bawah ini:



Gambar 2.12. 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)

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

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

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

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

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

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

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 2.14

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

dengan,

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

sehingga, kerja aktual yang dihasilkan oleh kompresor aksial adalah:

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

dimana.

$\frac{\dot{W}_c}{\dot{m}_a}$ = 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

2.5.3 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)

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

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

2.5.4. 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)

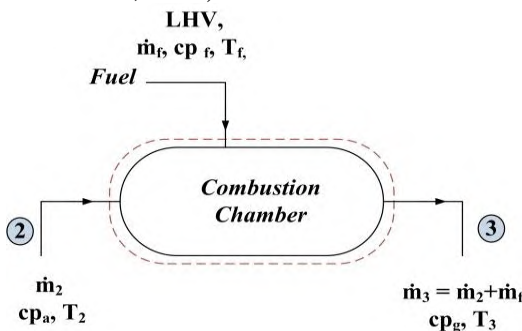
$$p_3 = p_2 - \Delta p_b \dots\dots\dots(2.18)$$

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]

2.5.5. Ruang Bakar

Proses pembakaran di ruang bakar berlangsung pada tekanan konstan. Mengacu pada gambar 2.13 dibawah ini, persamaan kesetimbangan energi pada ruang bakar adalah, (Ibrahim dan Rahman, 2010)



Gambar 2.13. Kesetimbangan Energi di Ruang Bakar

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

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

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

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

dengan menyederhanakan persamaan 2.19, besarnya *ratio of mass flow rate, f*, ditulis sebagai persamaan 2.21

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

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

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

Nilai *f* pada persamaan 2.20 merupakan *f_{theoretical}*. Apabila besarnya η_b telah diketahui, maka nilai dari *f_{actual}* ditunjukkan pada persamaan 2.23

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

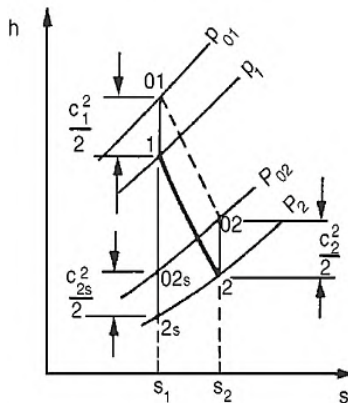
dimana:

- \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]

2.5.6. Turbin Aksial

Proses yang terjadi pada turbin aksial berkebalikan dengan proses yang terjadi di turbin aksial. Proses yang terjadi pada turbin aksial adalah proses ekspansi. Proses ekspansi isentropik untuk turbin gas *small stages* ditunjukkan pada gambar 2.14 di bawah ini:



Gambar 2.14. Proses Ekspansi Isentropik di Turbin Aksial *Small Stages* (Dixon, 1978)

Persamaan untuk proses gas ideal yang berada dalam kondisi isentropik, dituliskan sebagai perbandingan temperatur dan tekanan ditunjukkan pada persamaan 2.24 (Savaranamuttoo, 1978)

$$\frac{T_{4s}}{T_3} = \left(\frac{p_{4s}}{p_3} \right)^{(\gamma-1)/\gamma} = \left(\frac{p_4}{p_3} \right)^{(\gamma-1)/\gamma}, \quad \frac{p_4}{p_3} = \frac{1}{r_{et}} \dots\dots\dots(2.24)$$

dengan r_{et} adalah rasio ekspansi dari turbin aksial. Secara isentropik, efisiensi turbin aksial, η_{ts} , ditunjukkan pada persamaan 2.25.

$$\begin{aligned}\eta_{ts} &= \frac{\text{kerja aktual}}{\text{kerja isentropik}} \dots\dots\dots(2.25) \\ &= \frac{W_t/\dot{m}_g}{W_{ts}/\dot{m}_g} = \frac{h_4 - h_3}{h_{4s} - h_3} = \frac{T_4 - T_3}{T_{4s} - T_3}\end{aligned}$$

Asumsi yang digunakan untuk turbin aksial sama seperti asumsi pada kompresor aksial. Untuk kondisi politropik dengan nilai η_{ts} yang diketahui, persamaan 2.20 menjadi persamaan 2.26.

$$T_3 - T_4 = T_4 \left[\left(\frac{1}{r_{et}} \right)^{(n-1)/n} - 1 \right] \dots\dots\dots(2.26)$$

dengan,

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

Kerja aktual yang dihasilkan oleh turbin aksial dapat dihitung dengan persamaan 2.28

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

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_{is} = rasio isentropik dari turbin aksial [%]

n = indeks politropik

Subscripts

3 = sisi *inlet* turbin aksial

4 = sisi *discharge* turbin aksial

2.5.7. 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 pada persamaan 2.29 (Kurz, 2004)

$$\eta_{th} = \frac{W_{net}}{Q_{in}} \quad \dots\dots\dots(2.29)$$

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 gas dirumuskan pada persamaan 2.30 (Kurz, 2004).

$$P_{out} = \dot{m}_5 \times W_{net} \times \eta_a \quad \dots\dots\dots(2.30)$$

dimana:

P_{out} = power output [kW_e]

\dot{m}_5 = 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 meningkat juga. *Specific fuel consumption, sfc*, dirumuskan pada persamaan 2.31 (Kurz, 2004).

$$sfc = \frac{f}{W_{net}} = \frac{f}{\frac{\dot{W}_t - \dot{W}_c}{\dot{m}}} \quad \dots\dots\dots(2.31)$$

dimana:

sfc = *specific fuel consumption*[kg_f/kW.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 daya 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* dirumuskan pada persamaan 2.32 (Kurz, 2004).

$$HR = \frac{\dot{m}_f \times LHV}{P_{out}} \quad \dots\dots\dots(2.32)$$

dimana:

HR = Heat Rate [kJ/kW.h]

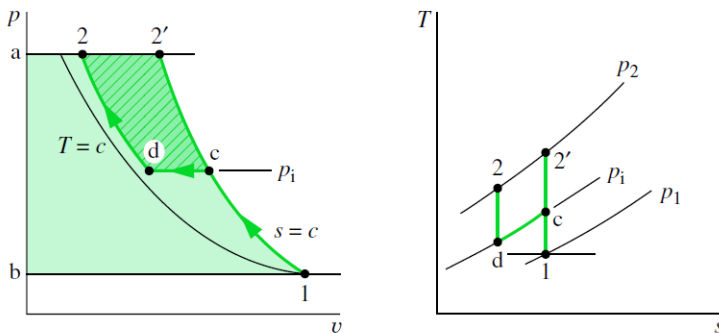
P_{out} = Power output [kW]

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

LHV = Lower Heating Value [kJ/kg]

2.6 Centrifugal Compressor (driven equipment)

Centrifugal Compressor biasanya digunakan pada mesin turbin gas skala kecil dan kebanyakan digerakkan oleh rangkaian turbin gas dan kompresor. Kompresor berfungsi sebagai penghasil gas bertekanan tinggi yang selanjutnya akan digunakan untuk proses selanjutnya. Gambar 2.15 menunjukkan hubungan p-v dan T-s pada kompresor.



Gambar 2.15 Hubungan P-v dan T-s pada Kompresor

2.6.1 Head Isentropic

Head isentropic merupakan kerja yang dilakukan oleh kompresor yang dinyatakan dalam $\frac{ft-lbf}{lbm}$ atau $\frac{N-m}{kg}$. Pada suatu keadaan dengan kecepatan putar kompresor dan kapasitas, *head* dihasilkan oleh *Centrifugal Compressor* sama dengan tanpa melihat gas alam yang dimampatkan. Kenaikan tekanan dihasilkan dari besaran *head* bervariasi dengan *density* dari gas.

Perumusan *Head Isentropic* dapat dilihat pada rumus 2.33 dibawah ini.

$$H_{isen} = \left[\frac{k}{(k-1)} \right] \times \frac{53.3 Z_{avg} T_1}{SG} \times \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{(k-1)}{k}} - 1 \right] \dots\dots(2.33)$$

dimana :

$$H_{isen} = isentropic\ head, \frac{ft - lbf}{lbm}$$

$$k = \frac{c_p}{c_v}, \text{ rasio kalor spesifik}$$

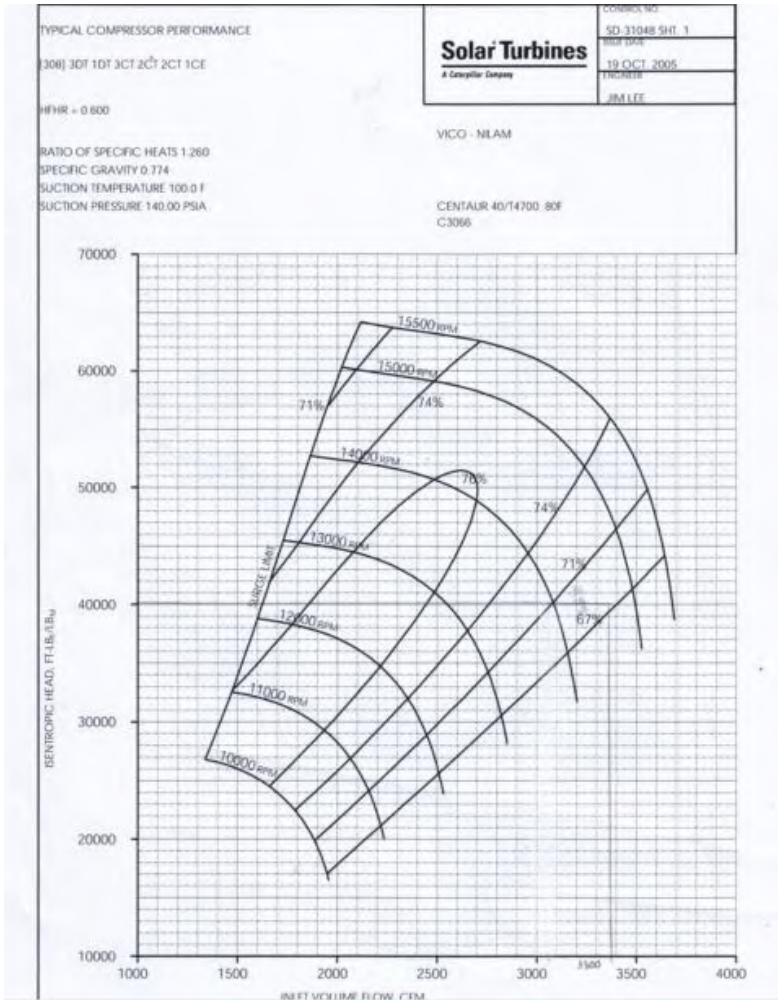
Z_{avg} = faktor kompresibilitas

T_1 = temperatur suction, °R

P_1 = tekanan suction, psia

P_2 = tekanan discharge, psia

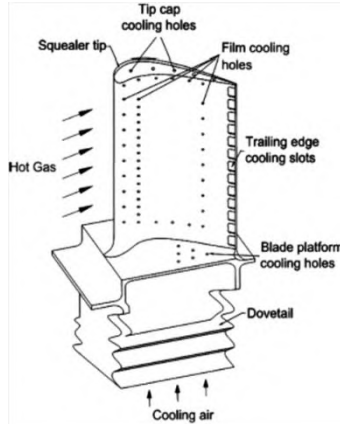
Apabila *Head Isentropic* telah didapatkan, performa kompresor dapat ditemukan dengan menggunakan grafik pada gambar 2.16. *Inlet Volume Flow* merupakan kapasitas volume gas yang dapat diproses melalui kompresor dan didapatkan dari data operasi yang dihasilkan oleh kerja kompresor. Sehingga dari grafik pada gambar 2.16, dapat ditemukan pula besaran putaran poros serta efisiensi dari kompresor.



Gambar 2.16 Grafik *Typical Compressor Performance* dari Solar Turbine

2.7 Sistem Pendinginan untuk *Blade Turbine*

Dalam sistem kerja turbin, diperlukan sistem pendinginan agar *blade turbine* yang ada pada turbin tidak mengalami perubahan struktur mikro. Gambar 2.17 menunjukkan ilustrasi pendinginan *blade turbine*.



Gambar 2.17 Ilustrasi pendinginan *blade turbine*

Untuk mengetahui besar pendinginan yang diperlukan untuk menurunkan suhu pada *blade turbine*, perlu dihitung besar panas pada *blade turbine*. Persamaan 2.34 menunjukkan rumus untuk menghitung besar pendinginan *blade turbine*.

$$q = h A \Delta T \quad \dots\dots\dots(2.34)$$

dimana:

$$q = \text{laju aliran panas (W)} \quad A = \text{luas penampang (m}^2\text{)}$$

$$h = \text{koefisien konveksi} \left(\frac{W}{m K} \right) \quad \Delta T = T_{inlet \text{ turbine}} - 700 \text{ (K)}$$

Setelah besaran q didapatkan maka besaran pendinginan yang dibutuhkan oleh *blade turbine* dapat ditentukan.

BAB III

METODOLOGI PENELITIAN

3.1 Umum

Metodologi merupakan kerangka dasar dari tahapan penyelesaian tugas akhir. Metodologi penulisan tugas akhir ini mencakup semua kegiatan yang dilaksanakan untuk memecahkan masalah atau melakukan proses analisa terhadap permasalahan tugas akhir.

3.2 Sistematika Penelitian

Dalam melakukan penelitian dan analisa mengenai Performa *Centrifugal Compressor* dan mesin turbin gas pada unit Mutiara *Central Plant* VICO Indonesia terdapat beberapa tahapan yang dilakukan, antara lain:

1. Studi Kasus

Permasalahan yang diangkat merupakan usaha untuk mengetahui performa *centrifugal compressor (driven equipment)* dan mengganti mesin turbin gas (*driver equipment*) pada unit Mutiara *Central Plant* VICO Indonesia yang mengalami kerusakan. Sehingga dengan adanya 2 kandidat pengganti mesin turbin gas (*driver equipment*) pada lapangan kerja lain milik VICO Indonesia harus dianalisa performanya terlebih dahulu agar dapat menggantikan mesin turbin gas (*driver equipment*) yang rusak. Setelah itu dihitung juga performa *centrifugal compressor (driven equipment)* nya setelah mesin turbin gas (*driver equipment*) dengan performa yang terbaik dipasangkan.

2. Studi Literatur

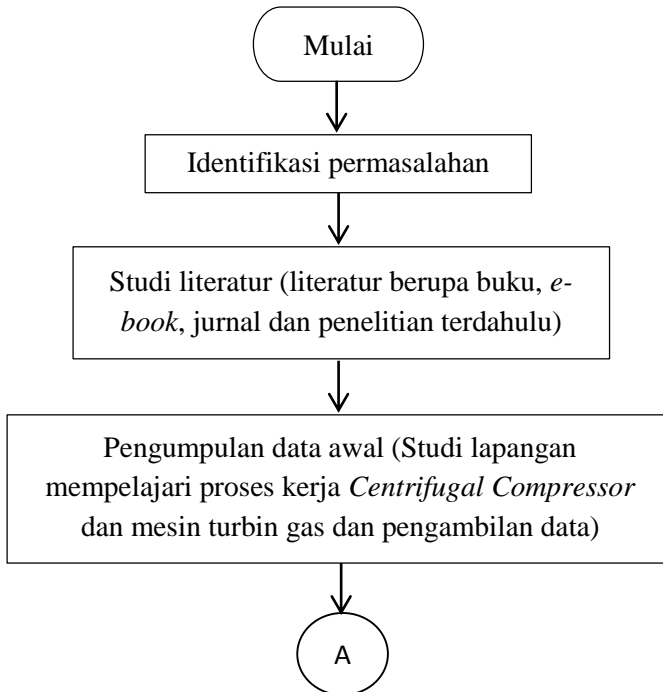
Untuk memperdalam pemahaman mengenai permasalahan yang dibahas, dilakukan studi literatur yang berkaitan dengan perhitungan performa dari mesin turbin gas dan kompresor, serta studi literatur mengenai siklus yang terjadi

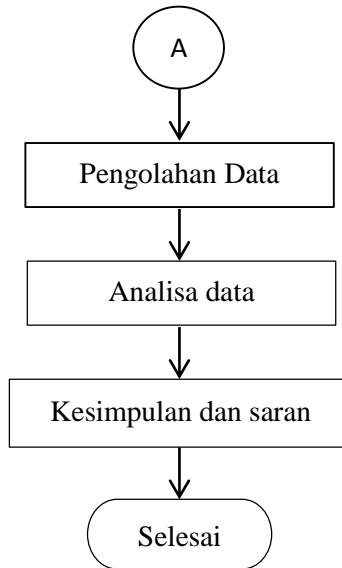
pada proses produksi di VICO Indonesia. Studi literatur diperoleh dari *e-book*, buku-buku, jurnal dan penelitian terdahulu yang berkaitan dengan topik tugas akhir.

3. Pengolahan dan Analisa Data Hasil Perhitungan

Setelah studi kasus dan literatur selesai, dilakukan pengambilan data hasil proses yang telah ada sebelumnya. Data tersebut diolah secara kualitatif dan juga diolah dalam bentuk grafik atau tabel sehingga dapat dianalisa secara kuantitatif. Dari kedua parameter tersebut akan diketahui performa yang dihasilkan oleh *centrifugal compressor* dan mesin turbin gas yang dianalisa.

3.3 Flowchart Penelitian





Gambar 3.1 *Flowchart Penelitian*

3.4 Pengumpulan Data

Data yang dibutuhkan untuk menganalisa performa *centrifugal compressor* dan mesin turbin gas diperoleh dari data operasi Mutiara *Central Plant* VICO Indonesia. Data tersebut berupa gambar dan spesifikasi *centrifugal compressor* dan mesin turbin gas, skema proses produksi pada *Plant* VICO Indonesia, serta pengambilan data saat *centrifugal compressor* dan mesin turbin gas beroperasi.

3.4.1 Spesifikasi mesin turbin gas

Gambar 3.2 menunjukkan gambar mesin turbin gas Centaur 40. Spesifikasi dari mesin turbin gas Centaur 40 *Gas Turbine* by *Solar Turbine* adalah sebagai berikut:

- *Axial Compressor*
 - *11-stage*
 - *Compression ratio* : 10.3:1
 - *Inlet airflow* : 18.7 kg/sec (41.3 lb/sec)
 - *Max speed* : 15000 RPM
- *Gas Producer Turbine*
 - *2-stage, Reaction*
 - *Max speed* : 14965 RPM
- *Power Turbine*
 - *1-stage, reaction*
 - *Max speed* : 15500 RPM



Gambar 3.2 Centaur 40 Gas Turbine by Solar Turbine

3.4.2 Spesifikasi *Centrifugal Compressor*

Spesifikasi dari *centrifugal compressor* C-306 adalah sebagai berikut:

1. *Model* : C-3066RGA-0538P
2. *Assembly* : C05D082-A1
3. *Serial* : G790071
4. *First critical speed* : 5500RPM
5. *Max continous speed* : 15500 RPM

6. *Max allow temperature* : 375° F
7. *Max suction pressure* : 1000 PSI
8. *Max discharge pressure* : 1440 PSI
9. *Case test pressure* : 2250 PSI
10. *Normal capacity* : 42.9 MMSCFD
11. *Internal staging* : 3D1 1D1 3C1 2C1
2C1 1C1



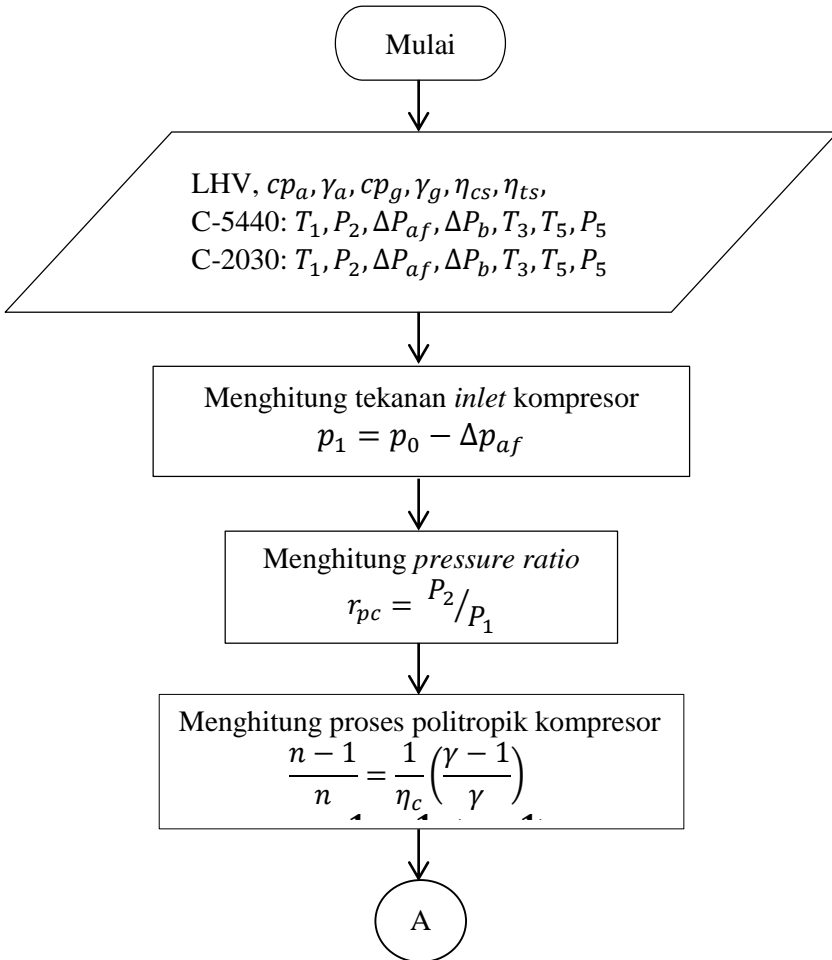
Gambar 3.3 Centrifugal Compressor C-306

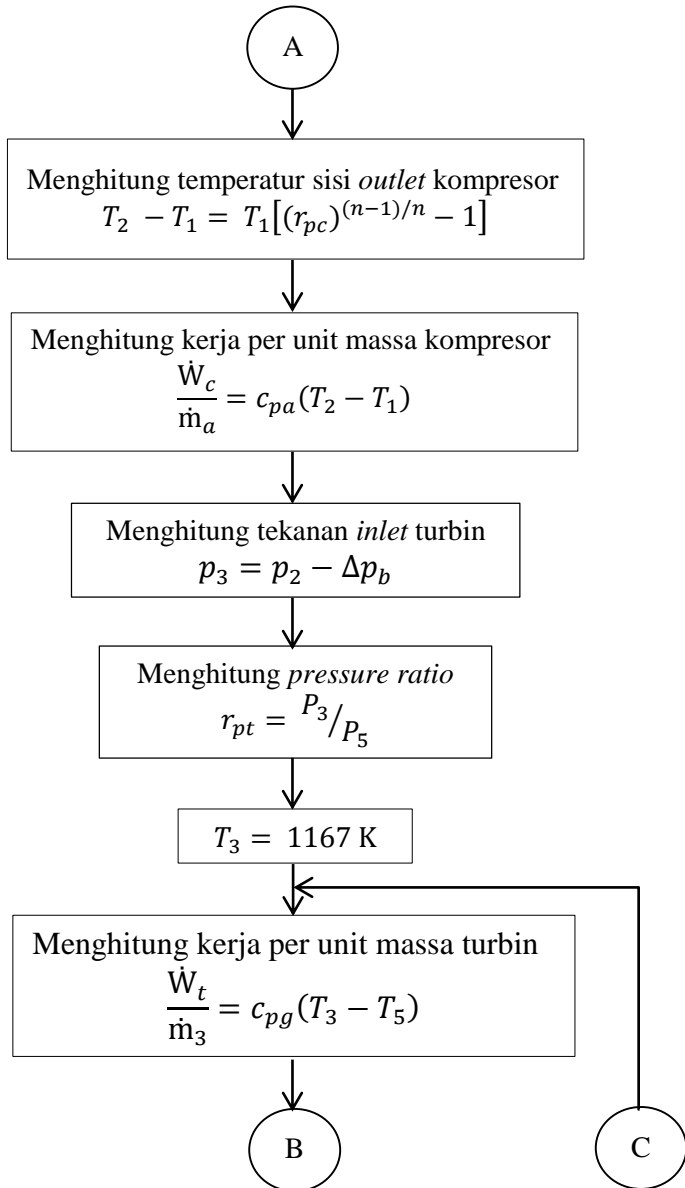
3.5 Tahapan Perhitungan

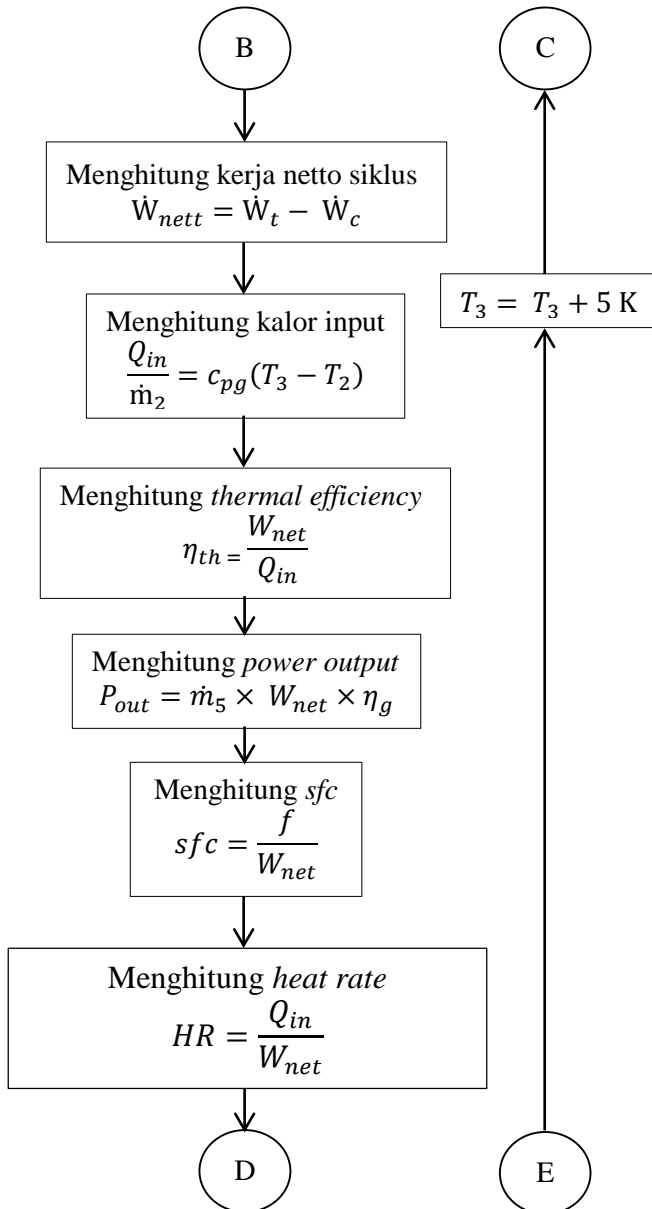
Pada penelitian tugas akhir ini akan dibandingkan hasil perhitungan performa mesin turbin gas kandidat 1 dan 2 yang keduanya merupakan milik VICO Indonesia yang sudah tidak terpakai lagi. Sehingga harapannya dapat dimanfaatkan sebagai pengganti mesin turbin gas di Mutiara *Central Plant*. Perhitungan yang dipakai berdasarkan ilmu Termodinamika yang kemudian akan disajikan dalam bentuk grafik-grafik sehingga dapat diambil keputusan yang paling baik. Pada proses perhitungan ini terbagi

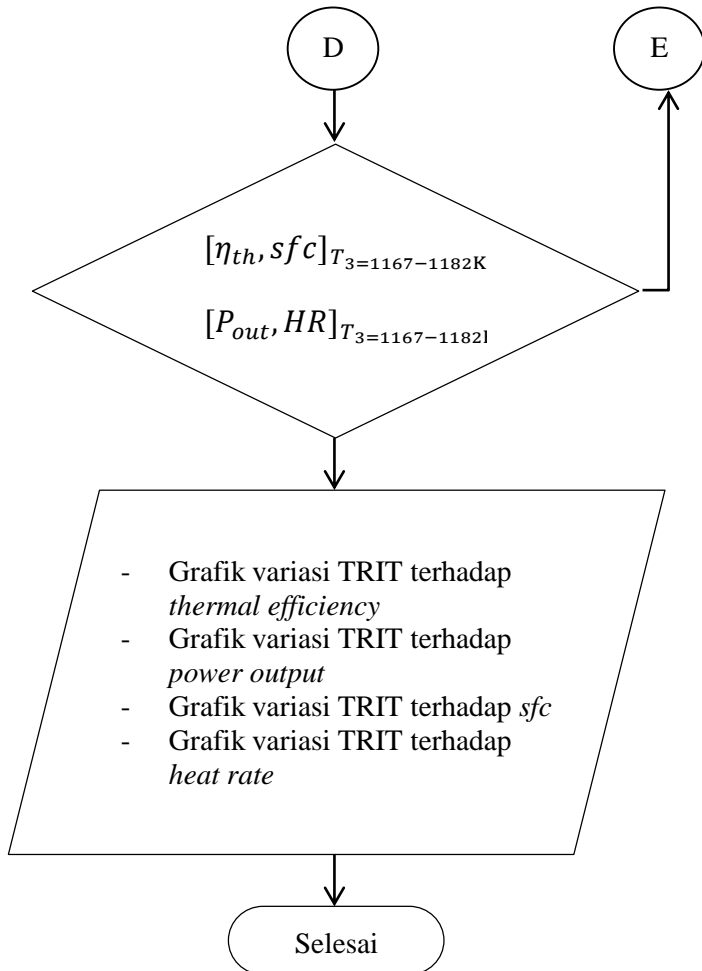
menjadi 2 tahapan, yaitu perhitungan performa mesin turbin gas (*driver equipment*) dan perhitungan performa *centrifugal compressor* (*driven equipment*).

3.5.1 Flowchart perhitungan performa mesin turbin gas (*driver equipment*)



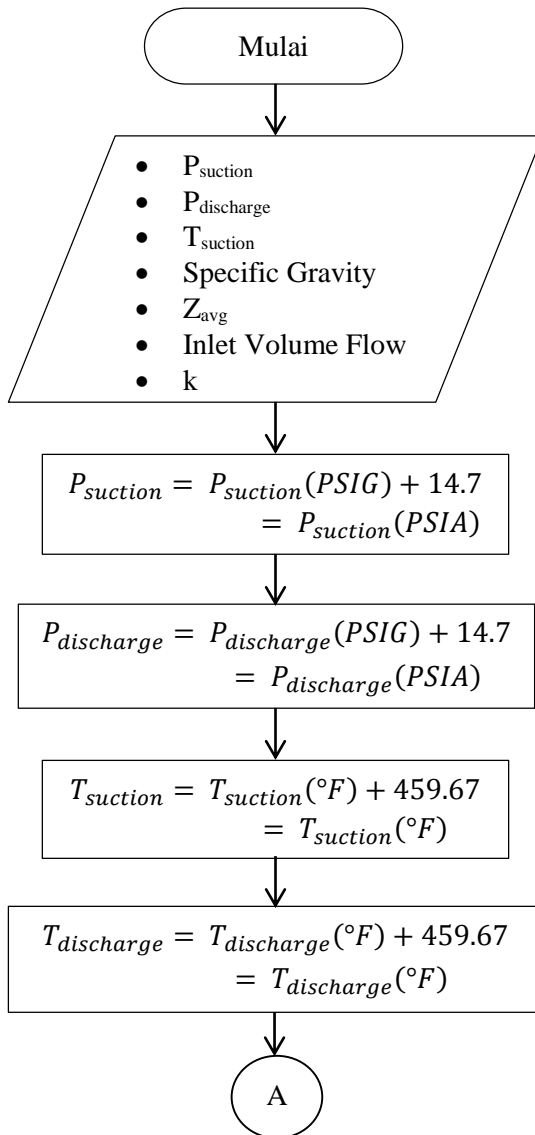


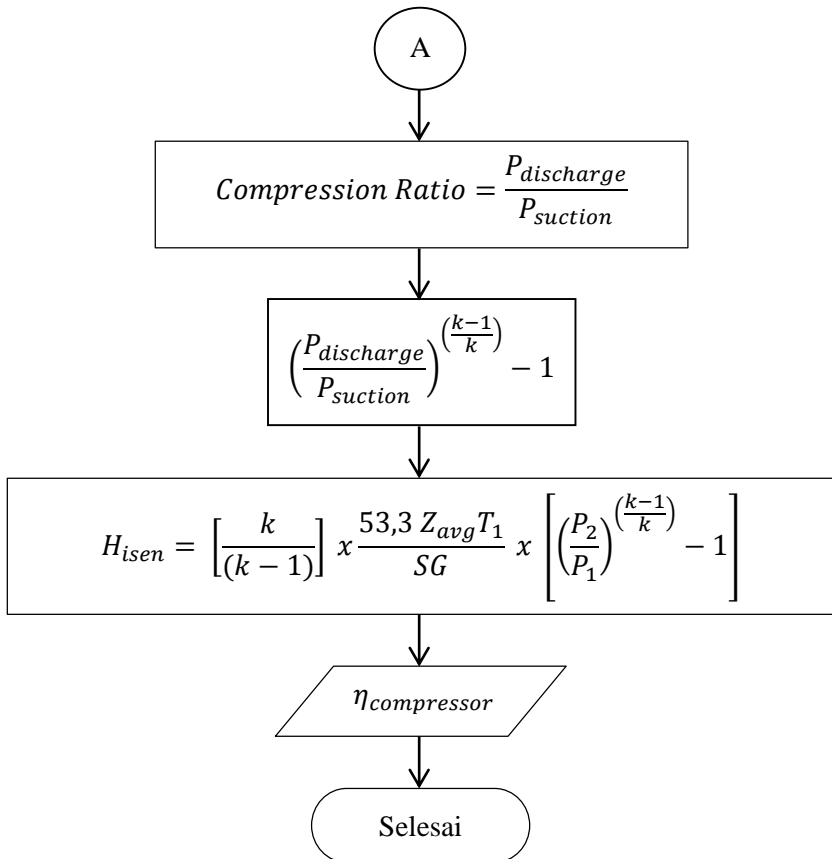




Gambar 3.4 *Flowchart* Perhitungan mesin turbin gas (*driver equipment*)

3.5.2 Flowchart Perhitungan Centrifugal Compressor (driven equipment)





Gambar 3.5 *Flowchart Perhitungan Centrifugal Compressor (driven equipment)*

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

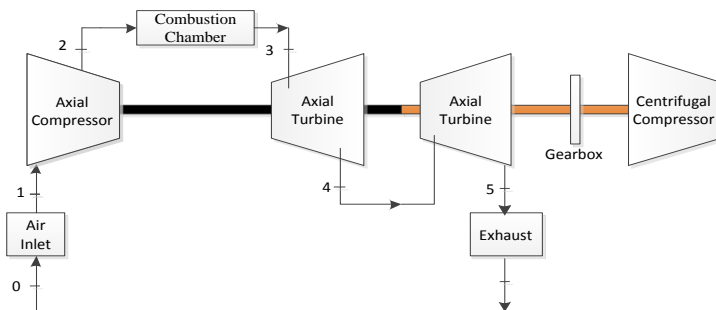
BAB IV ANALISA DAN PEMBAHASAN

Bab IV berisi tentang pembahasan dan cara perhitungan untuk mendapatkan unjuk kerja (*thermal efficiency, power output, specific fuel consumption dan heat rate*) C-5440 dan C-2030. Analisa termodinamika unjuk kerja C-5440 dan C-2030 digambarkan pada grafik termodinamika *T-s* diagram. Analisa grafik keempat parameter unjuk kerja turbin gas terhadap variasi *temperature inlet turbine* 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 C-5440

Turbin gas C-5440 dimodelkan menjadi sebuah sistem Brayton sederhana terlebih dahulu untuk mempermudah analisa. Berikut ini adalah skema sistem kerja dari mesin turbin gas C-5440:



Gambar 4.1. Skema sistem kerja mesin turbin gas C-5440

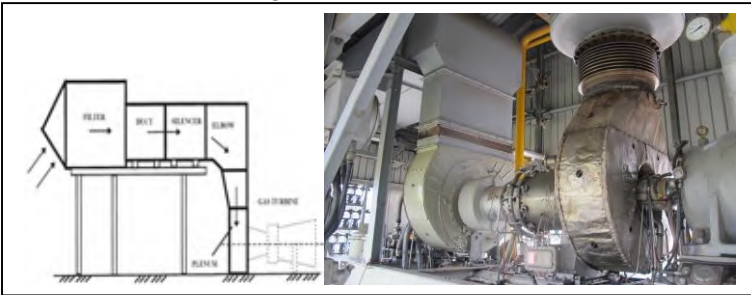
Contoh perhitungan unjuk kerja turbin gas yang dibahas pada sub bab ini adalah perhitungan mesin turbin gas C-5440.

Perhitungan C-2030 tidak dibahas dalam sub bab ini karena perhitungannya sama seperti C-5440.

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. Gambar 4.2 adalah gambar *air filter* turbin gas untuk Centaur 40-4702.



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,

$$\begin{aligned} p_1 &= p_0 - \Delta p_{af} \\ p_1 &= 1,013529 \text{ bar} - 0,11 \text{ bar} \\ p_1 &= 0,903529 \text{ bar} \end{aligned}$$

Berdasarkan perhitungan di atas, diperoleh tekanan *inlet* kompresor aksial akibat adanya *pressure losses air filter* sebesar 0,903529 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 *compressor ratio* (r_{pc}) C-5440

dapat diketahui dengan menggunakan persamaan 2.11 di bawah ini:

$$\begin{aligned} r_{pc} &= p_2/p_1 \\ r_{pc} &= 8.983593 \text{ bar}/0.903529 \text{ bar} \\ r_{pc} &= 9.94278 \end{aligned}$$

Berdasarkan perhitungan di atas, didapatkan *compression ratio* (r_{pc}) dari C-5440 adalah 9.94278.

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 appendik A.1. Nilai c_{pa} dan γ_a untuk temperatur 306.54 K adalah:

$$c_{pa} = 1.055 \text{ kJ/kg.K} \quad \text{dan} \quad \gamma_a = 1.38$$

Kompresor aksial dari C-5440 mempunyai efisiensi isentropik (η_{cs}) sebesar 85.2%. Dengan menggunakan persamaan 2.15, besarnya $n-1/n$ adalah:

$$\begin{aligned} \frac{n-1}{n} &= \frac{1}{\eta_{cs}} \left(\frac{\gamma-1}{\gamma} \right) \\ \frac{n-1}{n} &= \frac{1}{0.852} \left(\frac{1.38-1}{1.38} \right) \\ \frac{n-1}{n} &= 0.323195 \end{aligned}$$

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 2.13, maka:

$$\begin{aligned} T_2 - T_1 &= T_1 [(r_{pc})^{(n-1)/n} - 1] \\ T_2 - T_1 &= 306.5389 \text{ K} [(9,94278)^{0.32} - 1] \\ T_2 - T_1 &= 337.4455 \text{ K} \end{aligned}$$

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

$$\begin{aligned} T_2 &= T_1 + (T_2 - T_1) \\ T_2 &= 306.5389 \text{ K} + 337.4455 \text{ K} \\ T_2 &= 643.9844 \text{ K} \end{aligned}$$

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:

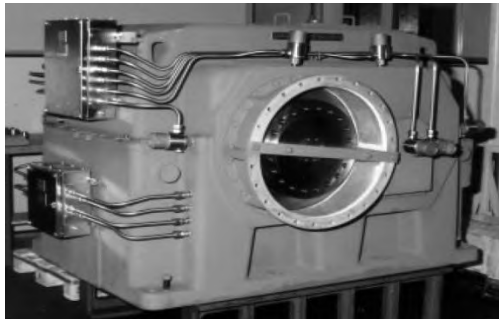
$$\begin{aligned} \frac{\dot{W}_c}{\dot{m}_a} &= c_{pa} (T_2 - T_1) \\ \frac{\dot{W}_c}{\dot{m}_a} &= 1.055 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K} (337.4455) \text{K} \\ \frac{\dot{W}_c}{\dot{m}_a} &= 356.005 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

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* menurut persamaan 2.17 adalah:

$$\begin{aligned}\frac{\dot{W}_c}{\dot{m}_a} &= c_{pa} (T_2 - T_1) \times \frac{1}{\eta_m} \\ \frac{\dot{W}_c}{\dot{m}_a} &= 356.005 \text{kJ/kg} \times \frac{1}{0,99} \\ \frac{\dot{W}_c}{\dot{m}_a} &= 359.601 \text{kJ/kg}\end{aligned}$$

Berdasarkan perhitungan persamaan 2.17, kerja per satuan massa udara dari kompresor aksial untuk sistem turbin gas C-5440 adalah 359.601 kJ/kg.



Gambar 4.3. Gearbox C-5440 dan C-2030

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 2.21 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 mesin turbin gas C-5440 adalah:

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

$$f = \frac{(1.147 \text{ kJ/kg.K} \times 1167 \text{ K}) - (1.147 \text{ kJ/kg.K} \times 643.9844 \text{ K})}{43,260.82 \text{ kJ/kg} - (1.147 \text{ kJ/kg.K} \times 1167 \text{ K})}$$

$$f = 0.01431 \frac{\text{kg}_{fuel}}{\text{kg}_{air}}$$

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 2.18:

$$p_3 = p_2 - \Delta p_b$$

$$p_3 = 8.983593 \text{ bar} - 0.03 \text{ bar}$$

$$p_3 = 8.953593 \text{ bar}$$

Berdasarkan perhitungan di atas, besarnya tekanan *inlet* turbin aksial akibat adanya *pressure losses* di ruang bakar adalah 8.953593 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:

$$\begin{aligned} r_{pc} &= p_3/p_5 \\ r_{pc} &= 8.953593 \text{ bar}/1.013529 \text{ bar} \\ r_{pc} &= 8.834074 \end{aligned}$$

Berdasarkan perhitungan persamaan 2.11, *expantion ratio* di sisi turbin aksial adalah 8.834074.

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 rumus persamaan 2.28 sebagai berikut:

$$\frac{\dot{W}_t}{\dot{m}_g} = c_{pg} (T_3 - T_5)$$

$$\frac{\dot{W}_t}{\dot{m}_g} = 1.147 \text{ kJ/kg.K} (1167 - 715.9277778)K$$

$$\frac{\dot{W}_t}{\dot{m}_g} = 517.3798 \text{ kJ/kg}$$

Dari perhitungan persamaan 2.28, didapatkan bahwa besarnya kerja per satuan massa *flue gas* dari turbin aksial untuk sistem turbin gas C-5440 adalah 517.3798 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 dari mesin turbin gas C-5440 dan C-2030.

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. Apabila nilai *thermal efficiency* dari suatu turbin gas semakin tinggi, 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 2.29. Dengan menggunakan persamaan tersebut, perhitungan *thermal efficiency* adalah:

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

$$\eta_{th} = \frac{157.7788468}{585.664} \times 100\%$$

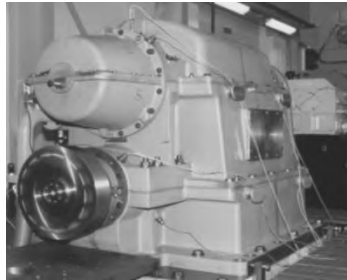
$$\eta_{th} = 26.94016481 \%$$

Berdasarkan perhitungan persamaan 2.29, diperoleh *thermal efficiency* mesin turbin gas C-5440 adalah sebesar 26.94%.

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 yang digunakan untuk menggerakkan *centrifugal compressor*. Besarnya *power output* yang dihasilkan oleh turbin gas dinyatakan dalam kW. 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 C-5440 dan C-2030.



Gambar 4.4. Generator C-5440 dan C-2030

Generator C-5440 dan C-2030 memiliki efisiensi generator (η_{gt}) sebesar 96%. *Power output* yang dihasilkan oleh C-5440 dapat dihitung melalui persamaan 2.30. perhitungan persamaan 2.30 akibat pengaruh dari efisiensi generator adalah:

$$P_{out} = \dot{m}_5 \times W_{net} \times \eta_g$$

$$P_{out} = 18.09619 \text{ kg/s} \times 157,7788468 \text{ kJ/kg} \times 0,96$$

$$P_{out} = 2,740.988438 \text{ kW}$$

Berdasarkan perhitungan persamaan 2.30, diperoleh *power output* mesin turbin gas C-5440 ada-lah sebesar 2.740.988438 kW.

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 2.31. Berdasarkan data yang didapat dari perhitungan-perhitungan sebelumnya, perhitungan *specific fuel consumption (sfc)* adalah sebagai berikut,

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

$$sfc = \frac{0.01431 \text{ kg}_f/\text{kg}_a}{517.3798 \text{ kJ}/\text{kg}_a - 359.601 \text{ kJ}/\text{kg}_a}$$

$$sfc = 0.3265 \text{ kg}_f/\text{kW}.h$$

Sesuai dengan perhitungan persamaan 2.30, didapatkan bahwa besarnya *specific fuel consumption (sfc)* turbin gas C-5440 adalah $0.3265 \text{ kg}_f/\text{kWh}$.

4.1.5.4. *Heat Rate (HR)*

Heat Rate menyatakan besarnya energi *input* bahan bakar yang dibutuhkan untuk menghasilkan daya. 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 dan berlaku sebaliknya.

Perhitungan yang digunakan untuk mendapatkan *heat rate* mengacu pada persamaan 2.32 sebagai berikut:

$$HR = \frac{Q_{input}}{W_{net}}$$

$$HR = \frac{585.664 \text{ kJ/kg}}{157.7788468 \text{ kJ/kg}} \times 3600 \text{ s/h}$$

$$HR = 13,362.9472 \text{ kJ/kW.h}$$

Dari perhitungan persamaan 2.32, dapat diketahui bahwa nilai *heat rate* dari turbin gas C-5440 adalah sebesar 13,362.9472 kJ/kW.h.

4.2. Analisa Termodinamika

4.2.1. Perbandingan Unjuk Kerja Turbin Gas C-5440 dan C-2030

Berdasarkan ASME PTC 22 1997, ada empat parameter yang harus dievaluasi ketika dilakukan tes unjuk kerja pada suatu sistem turbin gas. Keempat parameter tersebut adalah *thermal efficiency*, *specific fuel consumption*, *power output* dan *heat rate*. Oleh sebab itu, unjuk kerja pada kedua mesin turbin gas dengan 4 parameter tersebut harus dievaluasi. Hasil perhitungan unjuk kerja C-5440 dan C-2030 untuk kedua kondisi disajikan pada tabel berikut ini.

Tabel 4.1 Unjuk Kerja Mesin Turbin Gas C-5440 dengan Variasi Turbine Inlet Temperature

Parameter Unjuk Kerja	Temperatur (K)			
	1167	1172	1177	1182
Thermal Efficiency [%]	26.94016	27.64328	28.64328	28.35565
Power Output [KW]	2740.988	2840.619	2940.249	3134.876
Specific Fuel Cons. [kg/kW.h]	0.3265	0.3181	0.3103	0.2969
Heat Rate [kJ/kW.h]	13362.95	13023.06	12636.86	12695.88

Tabel 4.2 Unjuk Kerja Mesin Turbin Gas C-2030 dengan Variasi Turbine Inlet Temperature

Parameter Unjuk Kerja	Temperatur (K)			
	1167	1172	1177	1182
Thermal Efficiency [%]	25.54767	26.2495	27.28722	27.6142
Power Output [KW]	2698.275	2798.784	2899.292	2999.801
Specific Fuel Cons. [kg/kW.h]	0.338	0.329	0.3207	0.3129
Heat Rate [kJ/kW.h]	14091.31	13714.55	13192.99	13036.77

4.2.2. Sistem Mesin Turbin Gas C-5440

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 termoo A22. Kedua tabel tersebut menjelaskan mengenai properti gas ideal seperti entropi (s), entalpi (h), dan volume spesifik (v). Ketiga *properties* tersebut dapat diketahui apabila nilai temperatur pada titik tersebut diketahui.

Tabel termoo A22 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 termoo A22 digunakan untuk mendapatkan nilai entropi pada kedua kondisi tersebut. Fluida kerja di titik kerja 3-4-5 dan 5-1 *flue gas*. Tabel yang digunakan untuk mencari properti flue gas di titik kerja 3-4-5 dan 5-1 adalah tabel termoo A23.

4.2.2.1. Contoh Perhitungan Entropi 1-2

Contoh yang digunakan untuk perhitungan entropi di bawah ini adalah turbin gas C-5440. Tabel termoo A22 digunakan untuk mencari entropi di titik kerja 1 dan 2. Titik kerja nomor 1 mempunyai temperatur sebesar 306.54 K. Entropi pada T_1 sebesar 306.54 K tidak tersedia pada tabel termoo A22. Untuk mendapatkan entropi pada temperatur tersebut, harus dilakukan interpolasi terlebih dahulu. Interpolasi yang dilakukan adalah sebagai berikut:

$$\frac{T_{306.54 K} - T_{305 K}}{T_{310 K} - T_{305 K}} = \frac{s_{T=306.54 K} - s_{T=305 K}}{s_{T=310 K} - s_{T=305 K}}$$

$$\frac{306.54 K - 305 K}{310 K - 305 K} = \frac{s_{T=306.54 K} - 1.719 \text{ kJ/kg}}{1.734 \text{ kJ/kg} - 1.719 \text{ kJ/kg}}$$

$$s_{T=306.54 K} = 1.722 \text{ kJ/kg.K.}$$

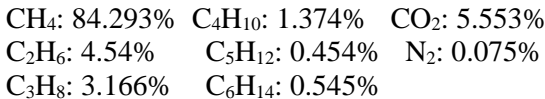
Dengan cara yang sama seperti di atas, entropi di titik kerja 2 dari turbin gas C-5440 dapat diketahui.

4.2.2.2 Contoh Perhitungan Entropi (s) di 3-5

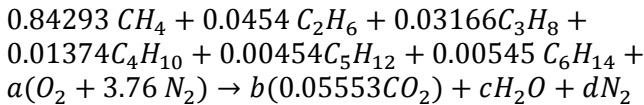
Fluida kerja setelah melewati ruang bakar berupa *flue gas* yang merupakan hasil dari produk pembakaran. Tabel A22 tidak lagi digunakan untuk mencari entropi di titik kerja ke-3 (ruang bakar), ke-4 dan ke-5 (turbin aksial). Nilai dari entropi di ketiga titik tersebut didapatkan dari tabel A23 sesuai 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 ,

$$b(0.05553) = 0.84293 + 2(0.0454) + 3(0.03166) + 4(0.01374) + 5(0.00454) + 6(0.00545)$$

sehingga didapatkan nilai koefisien $b = 20.513$. Konservasi massa pada hidrogen (H_2) menghasilkan,

$$2c = 4(0.84293) + 6(0.0454) + 8(0.03166) + 10(0.01374) + 12(0.00454) + 14(0.00545)$$

yang memberikan nilai $c = 2.083$. Besarnya koefisien a diperoleh dengan menerapkan konservasi massa untuk oksigen (O_2),

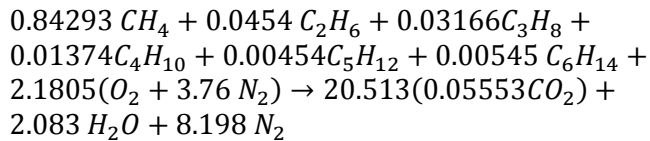
$$2a = 20.513 \times (2(0,0461)) + 2.083$$

yang memberikan nilai $a = 2.1805$. Dan yang terakhir, mencari koefisien d dengan menerapkan konservasi massa untuk nitrogen (N_2),

$$2d = 2(3.76a) = 3.76(2.1805)$$

menghasilkan nilai $d = 8.198$.

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



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

$$\begin{aligned} \bar{m}_{CO_2} &= 1.139 \text{ kg/kmol} \\ \bar{m}_{H_2O} &= 2.083 \text{ kg/kmol} \\ \bar{m}_{N_2} &= 8.198 \text{ kg/kmol.} \end{aligned}$$

- **Entropi Flue Gas**

Entropi dari produk pembakaran yang didapat dari tabel A.23 setelah mengetahui hasil pembakaran yang diperoleh dari reaksi pembakaran. Berikut ini adalah contoh perhitungan untuk mendapatkan nilai entropi pada turbin gas C-5440.

Interpolasi data dilakukan untuk mencari properti pada $T = 1167$ K. Dari interpolasi data tersebut, didapatkan bahwa besarnya entropi basis molar (\bar{s}^o) untuk *flue gas* (hasil produk pembakaran) pada $T = 1167$ K adalah:

$$\begin{aligned} \bar{s}^o_{CO_2} &= 277.7387 \text{ kJ/kmol.K} \\ \bar{s}^o_{H_2O} &= 239.1184 \text{ kJ/kmol.K} \end{aligned}$$

$$\overline{s^{\circ}}_{N_2} = 233.1746 \text{ kJ/kmol.K.}$$

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

$$s_{CO_2} = \frac{\overline{s^{\circ}}_{CO_2}}{MW} = \frac{277.7387 \text{ kJ/kmol.K}}{1.139 \times 44.01 \text{ kg/kmol}} = 6.3108 \text{ kJ/kg.K}$$

$$s_{H_2O} = \frac{\overline{s^{\circ}}_{H_2O}}{MW} = \frac{239.1184 \text{ kJ/kgmol.K}}{2.083 \times 18.02 \text{ kg/kgmol}} = 6.3704 \text{ kJ/kg.K}$$

$$s_{N_2} = \frac{\overline{s^{\circ}}_{H_2O}}{MW} = \frac{233.1746 \text{ kJ/kgmol.K}}{8.198 \times 28.04 \text{ kg/kgmol}} = 1.0144 \text{ kJ/kg.K}$$

$$s_{flue \text{ gas}} = \frac{s_{CO_2} + s_{H_2O} + s_{N_2}}{3} = 4.5652 \text{ kJ/kg.K}$$

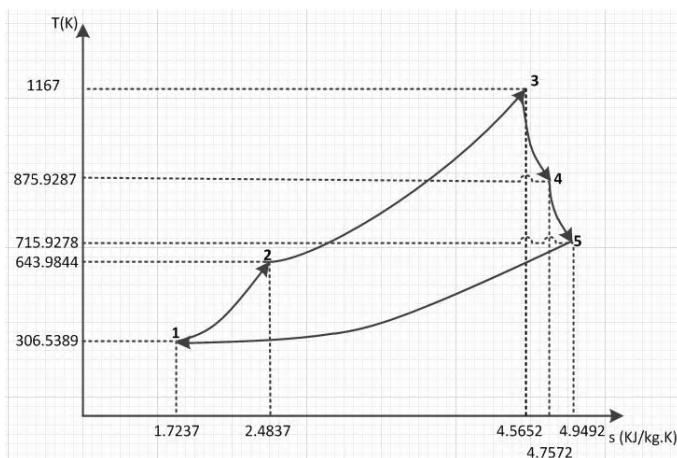
Dari perhitungan di atas, diperoleh besarnya entropi *flue gas* untuk C-5440 untuk titik kerja 3 adalah 4.5652 kJ/kg.K. Dengan cara yang sama pula, akan didapatkan entropi *flue gas* untuk titik kerja 4 dan 5 pada turbin gas C-5440.

4.2.2.3. 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 C-5440 ditunjukkan oleh gambar 4.5.

Tabel 4.3. Entropi untuk Mesin Turbin Gas C-5440

Titik Kerja	Temperatur (K)	Entropi (KJ/kg.K)	Tabel
1	306.5389	1.7237	A.22
2	643.9844	2.4837	
3	1167	4.5652	A.23
4	875.9278	4.7572	
5	715.9278	4.9492	

**Gambar 4.5. T - s Diagram C-5440**

4.2.3. Sistem Mesin Turbin Gas C-2030

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 termo A22. Kedua tabel tersebut menjelaskan

mengenai properti gas ideal seperti entropi (s), entalpi (h), dan volume spesifik (v). Ketiga *properties* tersebut dapat diketahui apabila nilai temperatur pada titik tersebut diketahui.

Tabel termo A22 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 termo A22 digunakan untuk mendapatkan nilai entropi pada kedua kondisi tersebut. Fluida kerja di titik kerja 3-4-5 dan 5-1 *flue gas*. Tabel yang digunakan untuk mencari properti flue gas di titik kerja 3-4-5 dan 5-1 adalah tabel termo A23.

4.2.3.1. Contoh Perhitungan Entropi 1-2

Contoh yang digunakan untuk perhitungan entropi di bawah ini adalah turbin gas C-2030. Tabel termo A22 digunakan untuk mencari entropi di titik kerja 1 dan 2. Titik kerja nomor 1 mempunyai temperatur sebesar 306.54 K. Entropi pada T_1 sebesar 306.54 K tidak tersedia pada tabel termo A22. Untuk mendapatkan entropi pada temperatur tersebut, harus dilakukan interpolasi terlebih dahulu. Interpolasi yang dilakukan adalah sebagai berikut:

$$\frac{T_{306.54 K} - T_{305 K}}{T_{310 K} - T_{305 K}} = \frac{S_{T=306.54 K} - S_{T=305 K}}{S_{T=310 K} - S_{T=305 K}}$$

$$\frac{306.54 K - 305 K}{310 K - 305 K} = \frac{S_{T=306.54 K} - 1.719 \text{ kJ/kg}}{1.734 \text{ kJ/kg} - 1.719 \text{ kJ/kg}}$$

$$S_{T=306.54 K} = 1.722 \text{ kJ/kg.K.}$$

Dengan cara yang sama seperti di atas, entropi di titik kerja 2 dari turbin gas C-2030 dapat diketahui.

4.2.3.2 Contoh Perhitungan Entropi (s) di 3-5

Fluida kerja setelah melewati ruang bakar berupa *flue gas* yang merupakan hasil dari produk pembakaran. Tabel A22 tidak lagi digunakan untuk mencari entropi di titik kerja ke-3 (ruang bakar), ke-4 dan ke-5 (turbin aksial). Nilai dari entropi di ketiga titik tersebut didapatkan dari tabel A23 sesuai dengan produk

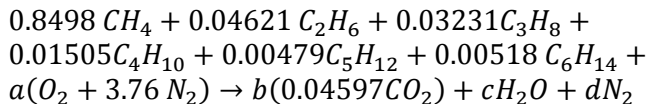
pembakaran yang dihasilkan. Produk pembakaran tersebut dapat diketahui melalui reaksi pembakaran *stoichiometri*.

- **Reaksi Pembakaran *Stoichiometri***

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

CH ₄ : 84.98%	C ₄ H ₁₀ : 1.505%	CO ₂ : 4.597%
C ₂ H ₆ : 4.621%	C ₃ H ₁₂ : 0.479%	N ₂ : 0.069%
C ₃ H ₈ : 3.231%	C ₆ H ₁₄ : 0.518%	

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 ,

$$b(0.04597) = 0.8498 + 2(0.04621) + 3(0.03231) + 4(0.01505) + 5(0.00479) + 6(0.00518)$$

sehingga didapatkan nilai koefisien $b = 25.1068$. Konservasi massa pada hidrogen (H₂) menghasilkan,

$$2c = 4(0.8498) + 6(0.04621) + 8(0.03231) + 10(0.01505) + 12(0.00479) + 14(0.00518)$$

yang memberikan nilai $c = 2.0325$. Besarnya koefisien a diperoleh dengan menerapkan konservasi massa untuk oksigen (O₂),

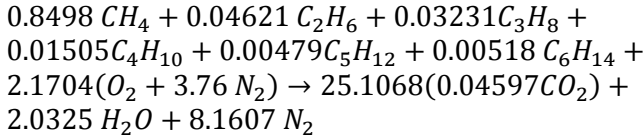
$$2a = 25.1068 \times (2(0.04597)) + 2.0325$$

yang memberikan nilai $a = 2.1704$. Dan yang terakhir, mencari koefisien d dengan menerapkan konservasi massa untuk nitrogen (N₂),

$$2d = 2(3.76a) = 3.76(2.1704)$$

menghasilkan nilai $d = 8.1607$.

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



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

$$\bar{m}_{CO_2} = 1.1542 \text{ kg/kmol}$$

$$\bar{m}_{H_2O} = 2.0325 \text{ kg/kmol}$$

$$\bar{m}_{N_2} = 8.1607 \text{ kg/kmol.}$$

• Entropi Flue Gas

Entropi dari produk pembakaran yang didapat dari tabel A.23 setelah mengetahui hasil pembakaran yang diperoleh dari reaksi pembakaran. Berikut ini adalah contoh perhitungan untuk mendapatkan nilai entropi pada turbin gas C-2030.

Interpolasi data dilakukan untuk mencari properti pada $T = 1167 \text{ K}$. Dari interpolasi data tersebut, didapatkan bahwa besarnya entropi basis molar (\bar{s}^0) untuk *flue gas* (hasil produk pembakaran) pada $T = 1167 \text{ K}$ adalah:

$$\bar{s}^0_{CO_2} = 277.7387 \text{ kJ/kgmol.K}$$

$$\bar{s}^0_{H_2O} = 239.1184 \text{ kJ/kgmol.K}$$

$$\bar{s}^0_{N_2} = 233.1746 \text{ kJ/kgmol.K.}$$

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

$$s_{CO_2} = \frac{\bar{s}^0_{CO_2}}{MW} = \frac{277.7387 \text{ kJ/kgmol.K}}{44.01 \text{ kg/kgmol}} = 6.3108 \text{ kJ/}$$

$$\text{kg. K}$$

$$s_{H_2O} = \frac{\bar{s}^0_{H_2O}}{MW} = \frac{239.1184 \text{ kJ/kgmol.K}}{2.083 \times 18.02 \text{ kg/kgmol}} = 6.5287 \text{ kJ/}$$

$$kg.K$$

$$S_{N_2} = \frac{\overline{s^0}_{H_2O}}{MW} = \frac{233.1746 \text{ kJ/kgmol.K}}{8.198 \times 28.04 \text{ kg/kgmol}} = 1.019 \text{ kJ/kg.K}$$

$$S_{flue \text{ gas}} = \frac{S_{CO_2} + S_{H_2O} + S_{N_2}}{3} = 4.6195 \text{ kJ/kg.K}$$

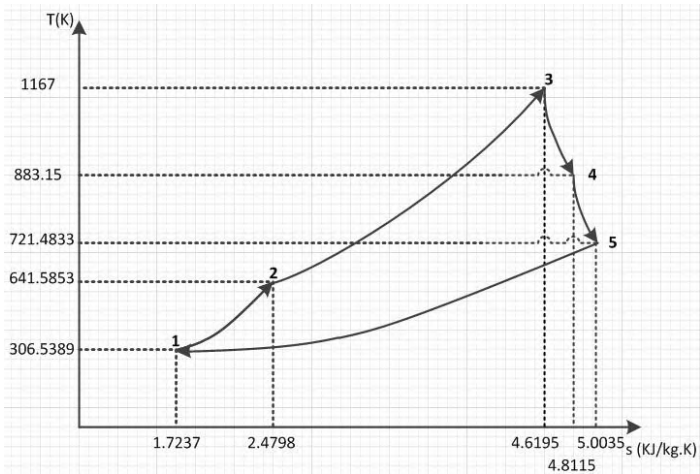
Dari perhitungan di atas, diperoleh besarnya entropi *flue gas* untuk C-2030 untuk titik kerja 3 adalah 4.5652 kJ/kg.K. Dengan cara yang sama pula, akan didapatkan entropi *flue gas* untuk titik kerja 4 dan titik kerja 5 pada turbin gas C-2030.

4.2.3.3. 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 4.4. Diagram T-s dari C-2030 ditunjukkan oleh gambar 4.6.

Tabel 4.4. Entropi untuk Mesin Turbin Gas C-2030

Titik Kerja	Temperatur (K)	Entropi (KJ/kg.K)	Tabel
1	306.5389	1.7237	A.22
2	641.5853	2.4798	
3	1167	4.6195	A.23
4	883.15	4.8115	
5	721.4833	5.0035	



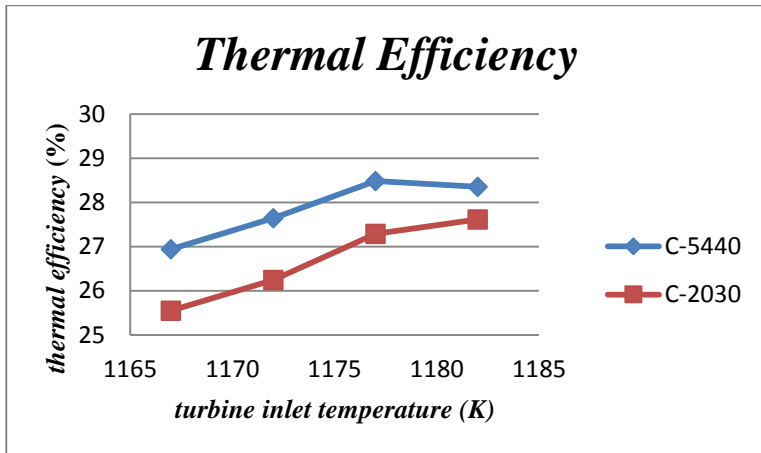
Gambar 4.6. T - s Diagram C-2030

Gambar 4.6 adalah grafik T - s diagram dari turbin gas C-2030 berdasarkan entropi pada 5 titik kerja dengan reaksi pembakaran setimbang (*stoichiometri*).

4.3. Pembahasan Grafik Turbin Gas C-5440 dan C-2030

4.3.1 Variasi *Turbine Inlet Temperature* terhadap *Thermal Efficiency* C-5440 dan C-2030

Gambar 4.7 menerangkan tentang pengaruh dari variasi *turbine inlet temperature* terhadap *thermal efficiency* C-5440 dan C-2030.



Gambar 4.7. Grafik variasi *turbine inlet temperature* terhadap *thermal efficiency*

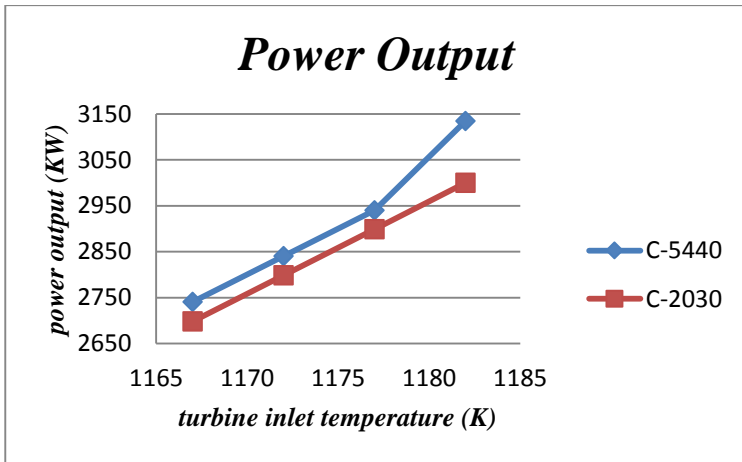
Dari gambar 4.7 didapatkan hubungan bahwa naiknya *turbine inlet temperature* ber-banding lurus dengan *thermal efficiency*. Kenaikan *turbine inlet temperature* menyebabkan kenaikan *thermal efficiency* pada kedua kandidat turbin gas. Namun pada C-5440 *trendline* mengalami kenaikan dan penurunan, sedangkan pada C-2030 *trendline* mengalami kenaikan pada semua variasi *turbine inlet temperature*. *Trendline* grafik gambar 4.7 menggambarkan bahwa *thermal efficiency* pada mesin gas turbin C-5440 lebih tinggi daripada C-2030. *Thermal efficiency* tertinggi dihasilkan oleh C-5440 dengan nilai 28.49% dan terendah dihasilkan oleh C-2030 dengan nilai 25.55%.

Hubungan teoritis dari *turbine inlet temperature* dan *thermal efficiency* dapat dijelaskan oleh perumusan 2.29. Dari perumusan tersebut, *turbine inlet temperature* didefinisikan sebagai T_3 . T_3 berbanding lurus dengan kerja turbin (W_t) dan kalor yang masuk pada *combustion chamber* (Q_{in}). Kenaikan nilai T_3 diikuti oleh kenaikan W_t dan Q_{in} . Kenaikan kerja turbin berdampak pada kenaikan kerja neto yang dihasilkan oleh sistem turbin gas. Di sisi lain, penurunan kerja neto turbin gas dapat menyebabkan penurunan *thermal efficiency* apabila kerja neto pada turbin gas sudah optimal. Dari hubungan ini dapat ditarik suatu kesimpulan bahwa *turbine inlet temperature* berbanding lurus dengan *thermal efficiency*. Peningkatan *turbine inlet temperature* menyebabkan kenaikan *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.

4.3.2. Variasi Turbine Inlet Temperature terhadap Power Output C-5440 dan C-2030

Gambar 4.8 menggambarkan tentang pengaruh variasi *turbine inlet temperature* terhadap *power output*.



Gambar 4.8. Grafik variasi turbine inlet temperature terhadap power output

Trendline dari gambar 4.8 menggambarkan bahwa *turbine inlet temperature* mempunyai hubungan yang berbanding lurus dengan *power output*. Pada kedua turbin gas, peningkatan *turbine inlet temperature* menyebabkan kenaikan *power output* yang dihasilkan. *Trendline* yang memiliki nilai *power output* yang paling tinggi adalah pada C-5440 dengan nilai 3134.76 KW dan yang paling rendah dimiliki oleh C-2030 dengan nilai 2698.275 KW.

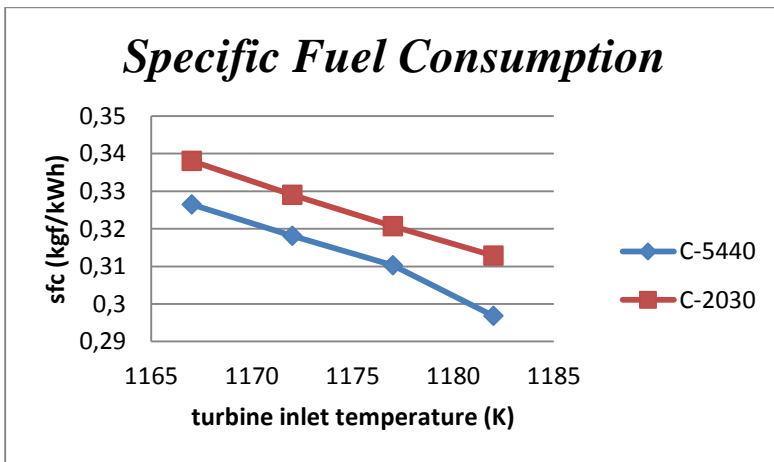
Hubungan teoritis dari *turbine inlet temperature* dan *power output* dapat dijelaskan dengan menggunakan perumusan 2.30. Berdasarkan perumusan, *power output* merupakan perkalian antara laju alir *flue gas* di sisi *exhaust*, kerja neto turbin gas, dan efisiensi generator. Hubungan yang didapat adalah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

pada gambar 4.8 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 yang akan digunakan untuk menggerakkan *centrifugal compressor*. Kenaikan *power output* yang terjadi akibat kenaikan *turbine inlet temperature* memberi informasi bahwa turbin gas masih mampu lagi beroperasi dengan optimal.

4.3.3. Variasi *Turbine Inlet Temperature* terhadap *sfc* C-5440 dan C-2030

Gambar 4.9 menerangkan tentang pengaruh dari *variasi turbine inlet temperature* terhadap *specific fuel consumption (sfc)*.



Gambar 4.9. Grafik variasi *turbine inlet temperature* terhadap *specific fuel consumption*

Trendline pada gambar 4.9 menunjukkan bahwa *turbine inlet temperature* mempunyai hubungan yang berbanding terbalik dengan *specific fuel consumption*. Kenaikan *turbine inlet temperature* diiringi dengan penurunan *specific fuel consumption*. *Trendline* yang memiliki nilai *specific fuel consumption* yang

paling tinggi adalah pada mesin turbin gas C-2030 dengan nilai 0.338 kgf/kWh dan *trendline* yang memiliki nilai paling rendah adalah pada mesin turbin gas C-5040 dengan nilai 0.297 kgf/kWh.

Hubungan teoritis antara *specific fuel consumption* dan *turbine inlet temperature* dapat diterangkan dari perumusan 2.31. 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 *turbine inlet temperature*, maka kerja neto turbin gas akan meningkat pula.

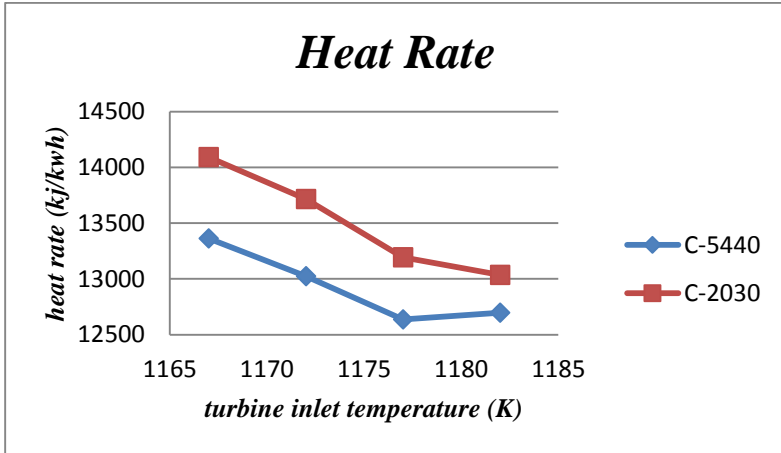
Kerja neto turbin gas merupakan selisih dari kerja turbin aksial dan kompresor aksial, peningkatan kerja turbin aksial akan menyebabkan kenaikan kerja neto mesin turbin gas. Oleh sebab itu, *turbine inlet temperature* mempunyai hubungan yang berbanding terbalik dengan *specific fuel consumption*. Hubungan yang diperoleh dari perumusan di atas sudah sesuai dengan *trendline* grafik yang dihasilkan pada gambar 4.9.

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 *turbine inlet temperature* dapat berdampak pada perubahan *specific fuel consumption*. *Turbine inlet temperature* yang meningkat dapat menyebabkan penurunan *specific fuel consumption*. Oleh sebab itu, *turbine inlet temperature* merupakan faktor yang penting untuk diperhatikan dalam mekanisme mesin turbin gas.

4.3.4 . Variasi *Turbine Inlet Temperature* terhadap *Heat Rate* C-5440 dan C-2030

Gambar 4.10 menerangkan tentang pengaruh dari variasi *turbine inlet temperature* terhadap *heat rate*.



Gambar 4.10. Grafik variasi *turbine inlet temperature* terhadap *heat rate*

Trendline grafik menunjukkan bahwa *turbine inlet temperature* mempunyai hubungan yang berbanding terbalik dengan *heat rate*. Pada persentase kedua mesin turbin gas, semakin tinggi *turbine inlet temperature*, semakin rendah *heat rate* yang dibutuhkan oleh turbin gas. *Trendline* yang memiliki nilai *heat rate* yang paling tinggi adalah pada mesin turbin gas C-2030. Mesin turbin gas dengan nilai *heat rate* paling rendah dimiliki oleh C-5440. Nilai *heat rate* untuk *turbine inlet temperature* 1177°K dari mesin turbin gas C-5440 adalah 12,636.86247 kJ/kW.h. Pada *turbine inlet temperature* 1167°C dari mesin turbin gas C-2030, nilai *heat rate*-nya adalah 14,091.30676 kJ/kW.h.

Hubungan teoritis dari *turbine inlet temperature* dan *heat rate* dijelaskan melalui perumusan 2.32. 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 terbalik dengan *power output* dan kerja neto turbin gas.

Pada pembahasan grafik 4.8 sebelumnya, didapatkan bahwa kenaikan *turbine inlet temperature* berbanding lurus dengan kerja neto turbin gas dan *power output* turbin gas. Kenaikan *turbine inlet temperature* menyebabkan kenaikan *power output* dan kerja neto turbin gas. Sebagai konsekuensinya, *heat rate* yang dibutuhkan pun akan semakin menurun. Kesimpulan dari korelasi ini adalah *turbine inlet temperature* berbanding terbalik dengan *heat rate*. Peningkatan nilai *turbine inlet temperature* menyebabkan nilai *heat rate* yang dibutuhkan turbin gas menjadi menurun. Hubungan yang didapat dari perumusan teoritis ini telah sesuai dengan *trendline* grafik pada gambar 4.10.

Heat rate menyatakan besarnya energi kalor yang dibutuhkan untuk menghasilkan daya tiap 1 kW.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 menurun mengindikasikan kebutuhan energi kalor yang semakin kecil untuk menghasilkan daya yang sama. Idealnya, *heat rate* diinginkan seminimal mungkin untuk dapat menghasilkan daya yang maksimal.

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

4.4 Analisa Pendinginan *Blade Turbine*

Perhitungan pendinginan *blade turbine* menurut persamaan 2.34 adalah sebagai berikut:

$$q = h A \Delta T$$

- $m = \rho V A$

$$18.3646 \frac{kg}{s} = 1.293 \frac{kg}{s} \times V \times 0.2019 m^2$$

$$V = 70.347 \frac{m}{s}$$

- $Re = \frac{V \times D}{\nu}$

$$Re = \frac{70.347 \frac{m}{s} \times 0.085 m}{160 \times 10^{-6} \frac{m}{s}}$$

$$Re = 37,371.844$$

- $\frac{h \times D}{k} = C \times Re^m \times Pr^{1/3}$

$$\frac{h \times 0.085 m}{75.436 \times 10^{-3} \frac{W}{mK}} = 0.027 \times 37,372^{0.805} \times 0.728^{1/3}$$

$$h = 103.387 \frac{W}{mK}$$

$$q = 103.387 \frac{W}{mK} \times 0.142 m^2 \times (1182 - 700)K$$

$$q = 7076.22 W$$

Dari perhitungan persamaan 2.34 didapatkan $q = 7076.22 W$, sehingga pendinginan yang diperlukan untuk *blade turbine* adalah sebesar 7,072.22 W atau sebesar 7.07 kW

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 ¹		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 $\Delta s = 0^l$		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)

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

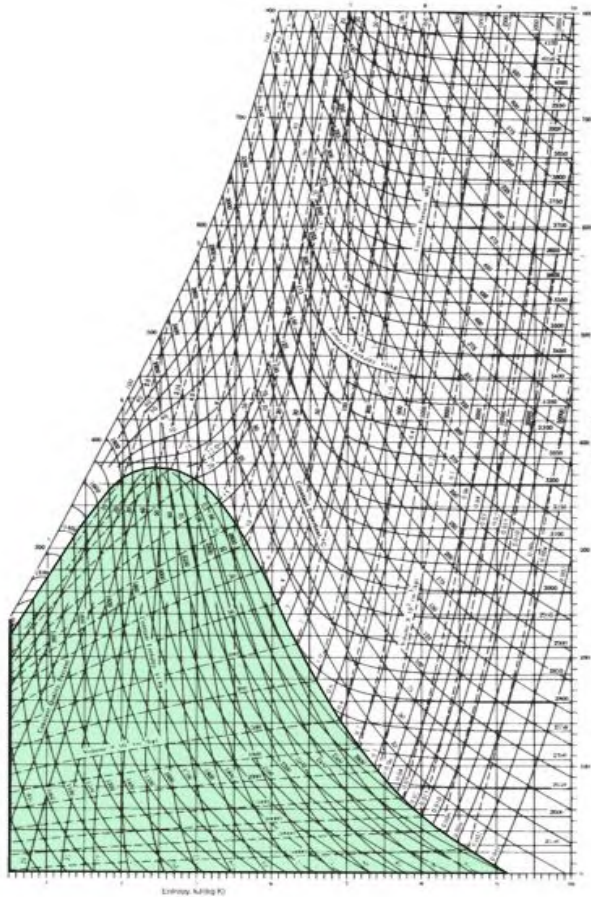
T	Carbon Dioxide, CO ₂ ($\bar{h}_f^\circ = -393,520 \text{ kJ/kmol}$)			Carbon Monoxide, CO ($\bar{h}_f^\circ = -110,530 \text{ kJ/kmol}$)			Water Vapor, H ₂ O ($\bar{h}_f^\circ = -241,820 \text{ kJ/kmol}$)			Oxygen, O ₂ ($\bar{h}_f^\circ = 0 \text{ kJ/kmol}$)			Nitrogen, N ₂ ($\bar{h}_f^\circ = 0 \text{ kJ/kmol}$)			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	29,568	251.079	38,129	27,819	235.223	1240
1260	57,244	46,768	282.066	39,154	28,678	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	50,240	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	257.599	58,136	43,669	263.435	55,516	41,049	246.990	1740



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

(Halaman Ini Sengaja Dikosongkan)

BAB V

PENUTUP

5.1. Kesimpulan

Kesimpulan di bawah ini diperoleh berdasarkan analisa termodinamika unjuk kerja C-5440 dan C-2030.

Kesimpulan yang didapatkan adalah sebagai berikut:

1. *Centrifugal compressor* membutuhkan daya sebesar 3200 HP atau 2386.24 KW agar dapat bekerja sesuai dengan fungsinya.
2. Kandidat mesin turbin gas yang dipilih adalah kandidat mesin turbin gas C-5440 karena memiliki performa yang lebih baik dibandingkan dengan C-2030, ditunjukkan dari penghitungan performa berdasarkan ASME PTC 22.
3. *Blade turbine* membutuhkan pendinginan sebesar 7076.22 W agar struktur mikro pada material *blade turbine* tidak berubah.

5.2. Saran

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

1. *Turbine inlet temperature* merupakan salah faktor yang menentukan unjuk kerja turbin gas. Oleh sebab itu, perlu dilakukan *treatment* khusus untuk memperbaiki kualitas dari *turbine inlet temperature*, dengan cara memperbaiki kualitas udara *inlet*. Kualitas udara *inlet* dapat diperbaiki dengan cara menambah peralatan seperti *air inlet cooling* yang dipasang di *air inlet assembly*.
2. Pendinginan *blade turbine* sebaiknya dihitung di semua titik kerja agar *blade turbine* tetap dapat bekerja maksimal.

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

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.
- 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
- Kiameh, Philip. 2002. *Power and Generation Handbook*. New York: Mc-Graw Hill Professional.
- Boyce, Meherwan P. 2006. *Gas Turbine Engineering Handbook* (3rd Edition). USA: Gulf Professional Publishing.

(halaman ini sengaja dikosongkan)

RIWAYAT PENULIS



Stevanny Chandra, terlahir di Surabaya pada 28 September 1993 melalui pasangan Chandra Evenli dan Lily CHMT. Penulis merupakan anak kedua dari tiga bersaudara. Riwayat pendidikan penulis dimulai di TK Katolik Santa Miriam Balikpapan, SD Katolik Santa Theresia Balikpapan, SMP Katolik Santo Mikail Balikpapan, dan kemudian di SMA Negeri 1 Balikpapan. Pada tahun 2011, penulis meneruskan pendidikan ke tingkat yang lebih tinggi dan berhasil menjadi mahasiswa Jurusan Teknik Mesin ITS melalui jalur SNMPTN Undangan dengan NRP 2111100056. Penulis mengambil bidang keahlian Konversi Energi khususnya termodinamika teknik dan perpindahan panas. Saat ini, penulis menjadi anggota aktif dari laboratorium Perpindahan Panas.

Selama perkuliahan, penulis pernah menjadi Asisten Dosen pada mata kuliah Perpindahan Panas dimana penulis menjadi asisten selama satu semester. Dalam bidang organisasi, penulis dipercaya menjadi Sekretaris Departemen Kewirausahaan selama menjabat sebagai pengurus Himpunan Mahasiswa Mesin tahun jabatan 2013-2014. Apabila terdapat pertanyaan lebih lanjut, silahkan menghubungi penulis melalui *e-mail* dengan alamat stevannychandra@gmail.com